

Universität  
Rostock



Traditio et Innovatio

# Beitrag zur Identifikation des Manövrierverhaltens von Wasserfahrzeugen für den Entwurf von Assistenzfunktionen

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Informatik und Elektrotechnik  
der Universität Rostock

vorgelegt von Tobias Hahn  
geb. am 30. April 1983, in Vorwerk

Rostock, 4. Februar 2022

**Gutachter:**

Prof. Dr.-Ing. Torsten Jeinsch  
Universität Rostock  
Institut für Automatisierungstechnik

Prof. Dr.-Ing. Moustafa Abdel-Maksoud  
Technische Universität Hamburg  
Institut für Fluidodynamik und Schiffstheorie

Jahr der Einreichung: 2022  
Jahr der Verteidigung: 2022

---

# Kurzfassung

Die steigenden Ansprüche an Effizienz, Emissionsreduzierung und Sicherheit bei wachsenden Schiffsgrößen und hohem Verkehrsaufkommen stellen aktuell Herausforderungen für die Schifffahrt dar.

Als Lösungsansatz wird in der vorliegenden Arbeit die Erhöhung des Automatisierungsgrades verfolgt, indem Assistenzfunktionen zur Vereinfachung und Verbesserung der Schiffsführung vorgeschlagen werden.

Das Anwendungsgebiet umfasst Schiffe und andere Wasserfahrzeuge, die sich bei geringen Geschwindigkeiten in Längs-, Quer- und Drehrichtung unabhängig voneinander manövrieren lassen. Für diese Fahrzeuge leistet die vorliegende Arbeit einen Beitrag zur Identifikation des Manövrierverhaltens. Das resultierende Prozessmodell wird benötigt, um Assistenzfunktionen zu entwerfen und so die Schiffsführung optimieren zu können. Der Schwerpunkt liegt auf der Entwicklung einer Methode zur experimentellen Parameterschätzung für das verkoppelte Trägheitsverhalten der dynamischen Schiffsbewegung. Die Dämpfung und Trägheit des Fahrzeugs werden mit arbeitspunktabhängigen Dämpfungs- und Massenmatrizen approximiert. Mit den dargestellten Methoden werden neben den Diagonalelementen auch alle Nebenelemente dieser Matrizen experimentell bestimmbar. Hierzu werden zwei Typen von Bewegungsphasen je Freiheitsgrad ausgewertet: Fahrt bei konstanter Geschwindigkeit und verkoppelte Beschleunigungsphasen.

Die algorithmische Umsetzung umfasst die Parameterschätzverfahren und die darauf aufbauenden Reglerentwurfsverfahren. Die Verifikation und Validierung der Verfahren erfolgt unter Laborbedingungen im Modellmaßstab sowie auf einem Schlepper im freien Gewässer. Anhand der geschätzten Parameter wird der Entwurf einer Assistenzfunktion zum Manövrieren exemplarisch dargestellt und schließlich die Funktion des Gesamtsystems im Einsatz bei Wind und Strömung demonstriert.

Der Vorteil der entwickelten Methode liegt zum einen in der Nutzung vorhandener Daten des regulären Betriebs, sodass die Notwendigkeit von Erprobungsfahrten entfallen kann. Zum anderen erfolgt die Datenverarbeitung und Parameterschätzung automatisiert, sodass die Abhängigkeit von Experten verringert wird.

Durch die Realisierung einer vollumfänglichen Selbsteinstellung könnten Funktionen zum automatischen Manövrieren in Zukunft für eine größere Zahl von Wasserfahrzeugen nutzbar gemacht werden oder hinsichtlich der autonomen Schifffahrt an Bedeutung gewinnen.



---

# Abstract

The increasing demands for efficiency, emission reduction and safe operation with growing ship sizes and high traffic volumes currently pose challenges in shipping.

As a solution approach, the present work pursues the increase of the degree of automation by means of assistance functions to simplify and improve ship handling.

The field of application includes watercrafts that can be manoeuvred independently in longitudinal, transverse and turning directions at low speeds. For this kind of watercrafts, the present work contributes to the identification of the manoeuvring characteristics. The resulting process model is required to design assistance functions and thus to be able to optimise the operation of watercrafts. The focus is on the development of a method for experimental parameter estimation for the coupled acceleration characteristics of the dynamic motion. The damping and inertia of the watercraft are approximated with working point-dependent damping and mass matrices. With the methods presented, all off-diagonal elements of these matrices can be determined experimentally in addition to the diagonal elements. For this purpose, two types of motion are evaluated for each degree of freedom: Cruise at constant speed and coupled acceleration.

The algorithmic implementation includes the parameter estimation approach and, based on this, the controller design approach. The verification and validation of the approaches is carried out under laboratory conditions on a model scale as well as on a tugboat in open water. Based on the estimated parameters, the design of an assistance function for manoeuvring is exemplified and finally the performance of the entire system in wind and current is demonstrated.

The benefit of the methods developed is, on the one hand, the use of existing data from regular operation, so that the need for trials can be avoided. On the other hand, the data processing and parameter estimation is automated, so that the dependence on experts is reduced.

By implementing a comprehensive self-tuning approach, functions for automatic manoeuvring could be made available to a larger number of watercrafts in the future or become more important in terms of autonomous operation.



# Inhaltsverzeichnis

Symbolliste	IX
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>5</b>
2.1 Antriebssystem . . . . .	5
2.2 Modellierung der Fahrzeugdynamik . . . . .	8
2.2.1 Modellierung der Beschleunigung mittels Massenmatrix . . . . .	10
2.2.2 Modellierung der äußeren Kräfte . . . . .	12
2.3 Identifikationsverfahren . . . . .	13
2.4 Assistenzfunktionen zum Manövrieren . . . . .	15
<b>3 Konzept</b>	<b>17</b>
3.1 Untersuchte Fahrzeugtypen . . . . .	17
3.2 Manövriermodell des Fahrzeugs . . . . .	17
3.2.1 Antriebsmodell und Allokation . . . . .	18
3.2.2 Modell der dynamischen Bewegung . . . . .	19
3.3 Identifikationsverfahren . . . . .	24
3.3.1 Problemstellung und Anforderungen . . . . .	25
3.3.2 Ansatz zur Identifikation . . . . .	27
3.4 Strategie zur Messdatengenerierung . . . . .	30
<b>4 Methode zur Prozessidentifikation</b>	<b>33</b>
4.1 Identifikation hydrodynamischer Effekte . . . . .	33
4.1.1 Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix . . . . .	33
4.1.2 Auswahl und Bewertung aufgezeichneter Manöverdaten . . . . .	35
4.1.3 Entwurf von Testmanövern . . . . .	37
4.2 Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix . . . . .	37
4.2.1 Parameterschätzung auf Basis von Beschleunigungsphasen . . . . .	38
4.2.2 Vergleichende Bewertung von Beschleunigungsphasen . . . . .	40
4.2.3 Auswahl aufgezeichneter Manöverdaten . . . . .	41
4.2.4 Entwurf von Testmanövern . . . . .	42
4.3 Schätzung der Nebenelemente der Massenmatrix . . . . .	46
4.3.1 Herleitung der Kompensation . . . . .	48
4.3.2 Äquivalenz zur fiktiven Massenmatrix . . . . .	49
4.3.3 Definition und Messung des Kompensationsfehlers . . . . .	49
4.3.4 Datenauswahl und Schätzung des optimalen Kompensationsfaktors . . . . .	54
4.3.5 Entwurf von Testmanövern . . . . .	60

<b>5</b>	<b>Exemplarische Umsetzung von Assistenzfunktionen</b>	<b>65</b>
5.1	Identifikation von Teilprozessmodell I . . . . .	65
5.2	Identifikation von Teilprozessmodell II . . . . .	66
5.3	Kompensation . . . . .	71
5.4	Positionsregelung . . . . .	72
5.4.1	Entwurfsmodell für die Geschwindigkeitsregelung . . . . .	73
5.4.2	Entwurfsmodell für die Positionsregelung . . . . .	74
5.4.3	Erweiterung für integrale Referenzwertfolge . . . . .	74
5.4.4	Behandlung von Eingangstotzeit . . . . .	76
5.4.5	Linear-Quadratischer Reglerentwurf . . . . .	77
5.4.6	Implementierung des Reglergesetzes . . . . .	79
5.4.7	Ein- und Umschaltung der Regelung . . . . .	83
5.4.8	Anti-Wind-Up bei Begrenzung der Eingangsgröße . . . . .	84
5.4.9	Vereinfachung der Mehrgrößenregelung . . . . .	85
<b>6</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>87</b>
6.1	Experimentelle Untersuchung im Schleppkanal . . . . .	87
6.1.1	Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix . . . . .	89
6.1.2	Schätzung der fiktiven Massenmatrix . . . . .	99
6.1.3	Integrale Positionsregelung mit Eingangstotzeit . . . . .	112
6.2	Versuche mit einem Schiff in Originalgröße . . . . .	117
6.2.1	Identifikation aus Daten des regulären Betriebs . . . . .	118
6.2.2	Identifikation aus aktiv gesteuerten Testmanövern . . . . .	119
6.2.3	Bewertung der Varianten zur Parameterschätzung . . . . .	120
6.2.4	Positionsregelung zur Validierung des Gesamtsystems . . . . .	121
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>129</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>131</b>

---

# Symbolliste

Die Bezeichnung der physikalischen Größen folgt ISO 80 000-3 und ISO 80 000-4.

## Symbol Beschreibung

$A_{\square}$	Systemmatrix der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$\alpha$	Zeitintervall der Totzeit
$B_{\square}$	Eingangsmatrix der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$C_{\square}$	Ausgangsmatrix der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$c_0$	Parameter im Iterationsverfahren
$D_{\square}$	Durchgangsmatrix der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$\check{D}$	fiktive Dämpfungsmatrix
$D$	Dämpfungsmatrix
$\check{D}$	fiktive Dämpfungsmatrix
$D$	skalare Betrachtung für einen Dämpfungsparameter
$\check{\delta}$	Vektor der Soll-Stellwerte
$\tilde{\delta}$	Vektor der gemessenen Ist-Stellwerte
$D_{ij}$	Element der Dämpfungsmatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\check{D}_{ij}$	Element der fiktiven Dämpfungsmatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\hat{D}_{ij}$	Schätzwert für ein Element der fiktiven Dämpfungsmatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\hat{D}_k$	Schätzwert eines skalaren Dämpfungsparameters für den Arbeitspunkt $k$
$\hat{d}_{xx}$	Parameter für den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf der fiktiven Dämpfung in Längsrichtung
$e$	Vektor des Integrals der Regelabweichung
$\varepsilon$	Matrix der Kompensationsfehler
$\varepsilon$	skalare Betrachtung des Kompensationsfehlers
$\varepsilon_0$	initialer Kompensationsfehler
$\bar{\varepsilon}_{ij}$	Mittelwert für ein Element der Kompensationsfehlermatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$F$	skalare Betrachtung einer Kraft
$\check{F}$	skalare Betrachtung einer kommandierten Schubkraft
$\tilde{F}$	skalare Betrachtung einer wahren, aber nicht messbaren Schubkraft
$\check{F}$	generalisierter Vektor der fiktiven summierten Steuer- und Antriebskräfte sowie daraus resultierenden Momente

---

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
$\check{F}$	kommandierter Wert für den generalisierter Vektor der fiktiven summierten Steuer- und Antriebskräfte sowie daraus resultierenden Momente
$\hat{F}$	Modellschätzung für den generalisierten Vektor der fiktiven summierten Steuer- und Antriebskräfte sowie daraus resultierenden Momente
$f$	Propellerdrehzahl
$F$	Summe der auf das Fahrzeug wirkenden äußeren Kräfte und Momente
$\bar{F}$	Mittelwert der fiktiven Schubkraft
$\check{F}$	skalare Betrachtung der fiktiven Schubkraft
$F_K$	Kompensationskräfte und Kompensationsmoment
$\check{F}_k$	fiktive Schubkraft im Arbeitspunkt $k$
$\check{F}_{\text{soll}}$	Sollwert für den generalisierten Vektor der fiktiven summierten Steuer- und Antriebskräfte sowie daraus resultierenden Momente
$\tilde{F}$	wahrer, aber nicht messbarer Wert für den generalisierter Vektor der fiktiven summierten Steuer- und Antriebskräfte sowie daraus resultierenden Momente
$F_x$	Kraft in Längsrichtung (positiv nach Vorne)
$\check{F}_x$	fiktive Schubkraft in Längsrichtung des Fahrzeugs
$F_y$	Kraft in Querrichtung (positiv nach Steuerbord)
$\check{F}_y$	fiktive Schubkraft in Querrichtung des Fahrzeugs
$\check{F}_y$	kommandierte Schubkraft in Querrichtung
$I$	Einheitsmatrix, quadratische Matrix, deren Elemente nur auf der Hauptdiagonalen eins und sonst null sind
$i$	laufende Nummer für Elemente der Matrix
$J$	Wert des Kostenfunktional des Linear-Quadratischen Reglerentwurfes
$J_{zz}$	Trägheitsmoment um die Gierachse
$\check{J}_{zz}$	fiktives Trägheitsmoment (Gieren)
$\hat{J}_{zz}$	Schätzwert für das fiktive Trägheitsmoment (Gieren)
$K$	skalare Betrachtung eines Kompensationsfaktors
$\check{K}$	Matrix der idealen Kompensationsfaktoren zu den fiktiven Größen des Prozessmodells
$k$	Nummer für Zeitschritte oder Iterationen
$K_0$	Matrix der initialen Kompensationsfaktoren
$k_0$	Parameter im Iterationsverfahren
$\check{K}$	Matrix der Kompensationsfaktoren, die im Test verwendet werden
$K_e$	integrale Komponente der Verstärkung der Zustandsregelung
$\check{K}$	Matrix der Kompensationsfaktoren, Schätzwert für exakte Kompensation
$\check{K}_{ij}$	Element der Matrix der Kompensationsfaktoren, das im Test verwendet wird für Zeile $i$ und Spalte $j$

---

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
$K_P$	proportionale Komponente der Verstärkung der Zustandsregelung
$K_v$	differentiale Komponente der Verstärkung der Zustandsregelung
$K_Q$	Rückführverstärkung des linear-quadratischen Reglerentwurfs
$K_\tau$	Verstärkung der Zustandsrückführung bei linearem Zustandsregler mit Eingangstotzeit
$k_V$	Nummer eines Versuches
$\Lambda$	Modellfehler der Schubkraftberechnung
$\lambda$	skalare Betrachtung des Modellfehlers
$\lambda_i$	$i$ -ter Eigenwert einer Übertragungsfunktion
$\lambda$	Matrix der Antriebsmodellfehler
$\check{m}$	fiktive Massenmatrix
$m$	hydrodynamische Massenmatrix des Fahrzeugs
$\check{m}$	skalare Betrachtung einer fiktiven Masse
$m$	skalare Betrachtung einer (fiktiven) Masse
$\check{m}^{-1}$	inverse fiktive Massenmatrix
$\bar{M}_z$	Mittelwert des Momentes, das aus der fiktiven Schubkraft resultiert
$\check{m} \circ I$	Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix (sonst null)
$\hat{m}$	Schätzwert für die fiktive Massenmatrix
$\check{m}_{ij}$	Element der fiktiven Massenmatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\hat{m}_{ij}$	Schätzwert für ein Element der fiktiven Massenmatrix für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\check{m}_{ij,R}$	Element der fiktiven Massenmatrix bezüglich des Referenzpunktes $R$ für Zeile $i$ und Spalte $j$
$\hat{m}_{k_V}$	Schätzwert für ein Massenelement aus einem Versuch $k_V$
$m_R$	Massenmatrix des Fahrzeugs, transformiert in den Referenzpunkt
$M_z$	Summe der Momente auf das Fahrzeug
$\check{M}_z$	aus der fiktiven Schubkraft resultierendes Moment
$n$	Anzahl
$\Phi$	Rollwinkel
$\varphi$	Propelleranstellwinkel für Schub in Längsrichtung
$P_p$	generalisierter Positionsvektor im Zustandsraummodell
$\Psi$	Gierwinkel (Kurswinkel)
$P_x$	x-Komponente der Fahrzeugposition in kartesischen Koordinaten
$\Delta P_{x,r}$	Abweichung von der Referenzposition in Längsrichtung
$P_y$	y-Komponente der Fahrzeugposition in kartesischen Koordinaten
$\Delta P_{y,r}$	Abweichung von der Referenzposition in Querrichtung
$Q_r$	Wichtungsmatrix für Referenzwertfolge beim Reglerentwurf

---

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
$Q_u$	Wichtungsmatrix für Stellgrößen beim Reglerentwurf
$Q_x$	Wichtungsmatrix für den Zustandsvektor beim Reglerentwurf
$R$	Referenzpunkt des Fahrzeugs zur Berechnung von Hebelarmen, Geschwindigkeiten, etc.
$r_{\square}$	Vektor der Referenzwerte der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$R_e$	Transformationsmatrix zur Darstellung von Abständen in fahrzeugparallelen Koordinaten
$\dot{R}_e$	Ableitung der Transformationsmatrix zur Darstellung von Abständen in fahrzeugparallelen Koordinaten nach der Zeit
$\rho$	Residuum der Stationaritätsbedingung
$R_m$	Transformationsmatrix zur Berechnung der Massenmatrix bezüglich eines vorgegebenen Referenzpunktes
$r_x$	Lage des Massenschwerpunktes in Längsrichtung
$r_y$	Lage des Massenschwerpunktes in Querrichtung
$S$	Variable der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung
$s_0$	Schrittweite für erste Iteration
$\sigma$	Standardabweichung
$\sigma^2$	Varianz
$\sigma_D$	Standardabweichung der Dämpfung
$\sigma_F$	Standardabweichung der Kraft
$\sigma_m$	Standardabweichung der Masse
$\hat{\sigma}_m$	Schätzwert für die Standardabweichung der Masse
$\hat{\sigma}_{k_V}$	Schätzwert für die Standardabweichung der Masse für Versuch $k_V$
$s_k$	Schrittweite für $k$ -te Iteration
$s_n$	Schrittweite für $n$ -te Iteration
$\Delta t$	Zeitspanne, Versuchslaufzeit
$t$	Zeit
$t_0$	Zeitpunkt 0
$t_1$	Zeitpunkt 1
$T_{\delta}$	Teilprozess für die Dynamik der Ist-Stellwerte in Abhängigkeit von den Soll-Stellwerten
$t_{\text{opt}}$	optimaler Zeitpunkt
$\tau$	Totzeit
$T_c$	dominante Zeitkonstante des Regelkreises
$T_F$	Teilprozess für die Schubkraft in Abhängigkeit von den Ist-Stellwerten
$\check{T}_F$	Antriebsmodell für die Schubkraft bei Nutzung fiktiver Größen
$\check{T}_{F\delta}$	Antriebsmodell für die Antriebsdynamik und Schuberzeugung

---

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
$\check{T}_F^*$	Allokationsfunktion entsprechend des Antriebsmodells $\check{T}_F$
$\hat{T}_\delta$	Teilprozessmodell für die Dynamik der Ist-Stellwerte in Abhängigkeit von den Soll-Stellwerten
$\Theta$	Nickwinkel
$\theta$	Propelleranstellwinkel für Schub in Querrichtung
$T_v$	Teilprozess der dynamischen Bewegung des Fahrzeugs
$\hat{T}_v$	Prozessmodell für die dynamische Bewegung des Fahrzeugs
$u$	skalare Betrachtung einer Eingangsgröße des Prozesses
$u_{\text{int}}$	Eingang des Reglerintegrators
$u_{t_0}$	Eingangsvektor bei Einschaltung der Regelung
$u_\square$	Eingangsvektor der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$V$	Matrix der Eigenvektoren zur Eigenwertberechnung
$\dot{v}$	skalare Betrachtung einer Beschleunigung als Ableitung der Geschwindigkeit nach der Zeit
$v$	generalisierter Vektor der Geschwindigkeiten und der Drehrate
$v$	skalare Betrachtung der Geschwindigkeit
$v_0$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt 0
$v_1$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt 1
$\dot{v}$	generalisierter Vektor der translatorischen Beschleunigungen und der Drehbeschleunigung für die betrachteten drei Freiheitsgrade
$v_k$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt $k$
$\dot{v}_{\text{nom}}$	Vektor der nominellen Beschleunigung und Drehbeschleunigung
$v_{\text{nom}}$	Vektor der nominellen Geschwindigkeit und Drehrate
$\dot{v}_x$	Beschleunigung in Längsrichtung
$v_x$	Geschwindigkeit in Längsrichtung
$\dot{v}_y$	Beschleunigung in Querrichtung
$v_y$	Geschwindigkeit in Querrichtung
$\dot{\omega}$	skalare Betrachtung der Drehbeschleunigung
$\omega$	skalare Betrachtung der Drehrate
$\Delta\omega_z$	Änderung der Drehrate (Gieren)
$\omega_z$	Drehrate um die Gierachse
$W_{\check{F}}$	Wichtungsmatrix für die Ableitung der eingesetzten Kräfte und des Momentes
$\hat{w}_{k_V}$	Wichtung für eine Beschleunigungsphase $k_V$
$W_v$	Wichtungsmatrix für die Geschwindigkeiten und die Drehrate
$W_{\dot{v}}$	Wichtungsmatrix für die eingesetzten Beschleunigungen
$\dot{\omega}_z$	Drehrate um die fahrzeugfeste Gierachse, Ableitung des Gierwinkels bei den betrachteten drei Freiheitsgraden

**Symbol Beschreibung**

$X$	Produkt aus Eigenwerten und Eigenvektoren
$x_\alpha$	Anteil des Zustandsvektors zur Berücksichtigung der Totzeit
$x_\square$	Zustandsvektor der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)
$y_\square$	Ausgangsvektor der Zustandsraumdarstellung (siehe Indexliste)

## Indizes, Operatoren, Funktionen

**Symbol Beschreibung**

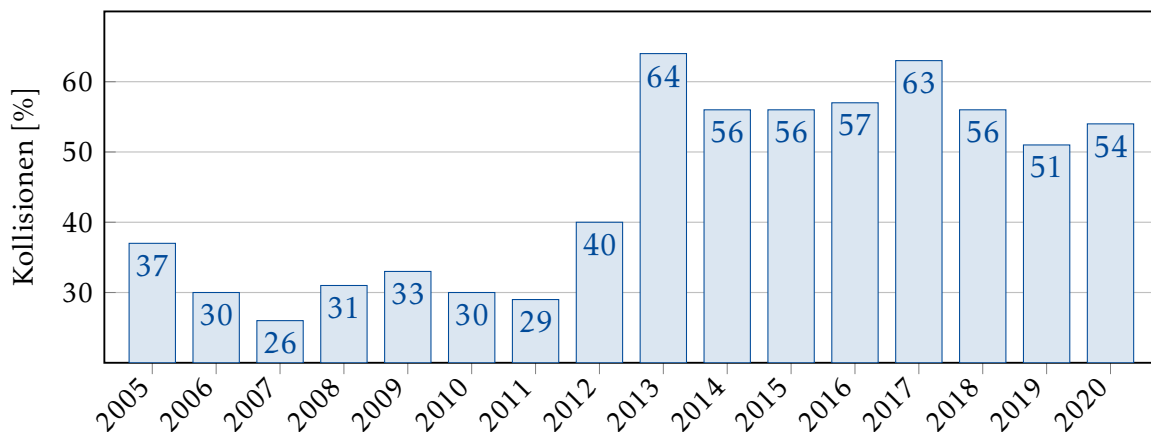
$\bar{\square}$	gemittelter Wert
$\check{\square}$	fiktiver Wert
$\overset{\vee}{\square}$	kommandierter Wert
$\square \circ \square$	Operator zur elementweisen Multiplikation (Hadamard-Schur-Produkt)
$\text{diag} \langle \square \rangle$	Diagonalmatrix aus einem Vektor
$\dot{\square}$	Ableitung nach der Zeit
$\exp \langle \square \rangle$	Eulersche Exponentialfunktion
$\hat{\square}$	Schätzwert
$\min_t \square$	Minimum über $t$
$\square^{-1}$	Inverse einer Matrix
$\square_P$	Entwurfsmodell für Positionsregelung
$\square_Q$	linear-quadratischer Regler
$\square_r$	Entwurfsmodell für Referenzwertfolgeregelung
$\square^*$	pseudoinverse einer Funktion, z. B. Allokationsfunktion entsprechend eines Antriebsmodells
$\square_\tau$	Entwurfsmodell für Regelung mit Eingangstotzeit
$\tilde{\square}$	wahrer (nicht messbarer) Wert
$\square^T$	Transponierte einer Matrix
$\square_u$	Eingang in der Zustandsraumdarstellung
$\square_v$	Entwurfsmodell für Geschwindigkeitsregelung
$\square_x$	Koordinatenachse in Vorausrichtung des Fahrzeugs bzw. in Nordrichtung
$\square_x$	Zustandsvektor in Zustandsraumdarstellung
$\square_y$	Koordinatenachse in Steuerbordrichtung bzw. in Ostrichtung
$\square_k$	Nummer für Zeitschritte oder Iterationen
$\square_z$	Koordinatenachse nach unten

---

# 1 Einleitung

Im Jahr 2021 erfolgten etwa 90 Prozent des Welthandels auf dem Seeweg [Umw21]. Prognosen zufolge wird das Umschlagvolumen in Deutschland von 2010 bis 2030 um 63 Prozent zunehmen [BMV]. Das damit verbundene Verkehrsaufkommen und die wachsenden Schiffsgrößen stellen somit eine Herausforderung für die maritime Sicherheit dar [BMW18]. In den vergangenen acht Jahren machte die Unfallart «Kollisionen» mehr als die Hälfte der gemeldeten Seeunfälle aus (Abb. 1.1). Als strategische Ziele wurden neben der Erhöhung der Sicherheit in der Schifffahrt auch die Steigerung der Transport- und Schiffsbetriebseffizienz sowie die Senkung des Energiebedarfs und der Schadstoff-Emissionen formuliert [BMW18].

Insbesondere in Hafengebieten und begrenzten Fahrwassern hängt die Sicherheit und Effizienz der Manöver von der Erfahrung und den entsprechenden Fähigkeiten des Brückenpersonals ab. Die Unterstützung des Brückenpersonals durch elektronische Assistenzfunktionen bietet das Potential zur Optimierung der Schiffsführung hinsichtlich Sicherheit und Effizienz [Fin20]. Ein Beispiel für eine solche Assistenzfunktion kann die technische Unterstützung zur sicheren Fahrzeugführung beim Anlegen, Ablegen oder Halten der Position sein. Gleichzeitig kann dabei auch der Treibstoffverbrauch oder der Zeitaufwand Gegenstand einer unterlagerten Optimierung sein. Assistenzfunktionen dieser Art müssen auf die individuellen Eigenschaften und Anforderungen jedes Fahrzeugs<sup>1</sup> zugeschnitten werden, ähnlich,



**Abbildung 1.1:** Anteil der Unfallart «Kollisionen» an den Seeunfällen im jeweiligen Jahr, innerhalb der deutschen Hoheitsgewässer (aus den Jahresberichten der Bundesstelle für Seeunfalluntersuchungen [BSU21])

<sup>1</sup>Um neben Schiffen auch kleinere Wasserfahrzeuge zu berücksichtigen, wird im Folgenden der Begriff Fahrzeug genutzt.

wie Fahrzeugführende die Manövriereigenschaften ihres Fahrzeugs kennen müssen, um die Steuerung sicher zu beherrschen.

Für den Entwurf von Assistenzfunktionen muss das dynamische Bewegungsverhalten des Fahrzeugs identifiziert werden, das heißt, es wird mithilfe mathematischer Modelle beschrieben und die Parameter dieser Modelle müssen fahrzeugspezifisch ermittelt werden. Die Leistungsfähigkeit der Assistenzfunktion wird wesentlich durch das zugrunde gelegte Modell beeinflusst. Benötigt werden sogenannte regelungstechnische Entwurfsmodelle, die das dynamische Fahrzeugverhalten im aktuellen Arbeitspunkt abbilden. Zweckmäßig ist deshalb die Schätzung der Modellparameter auf Basis experimentell aufgenommenener Messdaten der Fahrzeugbewegung. Die Durchführung spezieller Erprobungsfahrten ist naheliegend, aber oft mit Zeit, Kosten und Aufwand verbunden, vor allem, wenn die Datenauswertung Erfahrung und Expertenwissen erfordert. Deshalb sollen in dieser Arbeit Methoden zur Modellparametrierung entwickelt werden, die auf bereits aufgezeichnete Manöverdaten des regulären Betriebs zurückgreifen und außerdem eine automatische Auswertung dieser Daten ermöglichen. Das Ergebnis der automatischen Modellparametrierung ermöglicht dann im nächsten Schritt den ebenfalls automatisierten Entwurf von Assistenzfunktionen.

Die zu entwickelnden Identifikationsmethoden sollen dabei unterstützen, grundlegende Assistenzfunktionen für das Manövrieren auf einfache und kostengünstige Weise für eine große Klasse von Wasserfahrzeugen zur Verfügung stellen zu können. Diese umfasst Fahrzeuge, deren Antriebskonfiguration ein Manövrieren in Längs-, Quer- und Drehrichtung, zumindest bei geringen Geschwindigkeiten, ermöglicht.

Gegenstand der Untersuchung ist ein Fahrzeug, wie das Forschungsschiff *DENE*B aus Abb. 1.2, bei dem die Antriebe von Hand bedient werden. In Abb. 1.3 ist gezeigt, wie dieser Ausgangszustand um eine Assistenzfunktion erweitert wird, welche über den dargestellten Schalter, anstelle der konventionellen Steuerung, die Führung des Fahrzeugs übernehmen kann.

### **Aufbau der Arbeit**

In Kapitel 2 wird der Stand der Technik zur Identifikation der dynamischen Fahrzeugbewegung beim Manövrieren dargestellt. Auf dieser Grundlage werden in Kapitel 3 Anforderungen konkretisiert und ein Konzept zur Modellierung und Parameterschätzung entworfen. Die Entwicklung von Methoden zur Identifikation in Kapitel 4 bildet den Kern der Arbeit. Um die Anwendung der Methoden zu demonstrieren und auf praktische Aspekte einzugehen, folgt in Kapitel 5 die exemplarische Umsetzung von Assistenzfunktionen. Zur Methodvalidierung werden

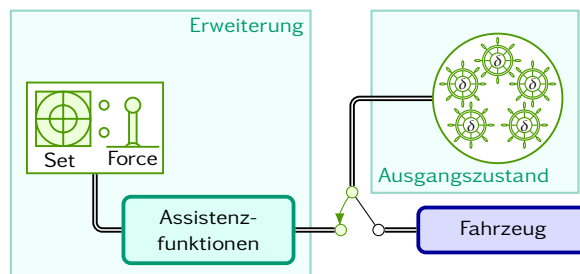
---

in Kapitel 6 die entsprechenden experimentellen Ergebnisse dargestellt. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 7.



**Abbildung 1.2:** Forschungsschiff DENE B<sup>a</sup>

<sup>a</sup>[www.bsh.de/DE/Das\\_BSH/BSH-Schiffe/\\_Anlagen/Bilder/Deneb-1.jpg](http://www.bsh.de/DE/Das_BSH/BSH-Schiffe/_Anlagen/Bilder/Deneb-1.jpg)



**Abbildung 1.3:** Umschaltoption zur Fahrzeugführung über eine Assistenzfunktion



---

## 2 Stand der Technik

Für den Entwurf von Assistenzfunktionen müssen zunächst die Manöviereigenschaften des Fahrzeugs analysiert werden. Die potentiell umsetzbaren Assistenzfunktionen hängen maßgeblich vom Antriebssystem (Abschnitt 2.1) und vom Bewegungsverhalten des Fahrzeugrumpfes im Wasser (Abschnitt 2.2) ab. Der Entwurf von Assistenzfunktionen für das Manövrieren umfasst die Arbeitsschritte Modellbildung und Identifikation (Abschnitt 2.3) sowie den darauf aufbauenden Entwurf von Filter-, Steuer- und Regelfunktionen (Abschnitt 2.4).

**Tabelle 2.1:** Verwendete Notation zur Bezeichnung der Freiheitsgrade eines Wasserfahrzeugs entsprechend Abb. 2.1

Freiheitsgrad	Kräfte und Momente	Translation und Rotation	Position und Winkel
Bewegung in x-Richtung (Schnellen)	$F_x$	$v_x$	$x$
Bewegung in y-Richtung (Versetzen)	$F_y$	$v_y$	$y$
Bewegung in z-Richtung (Tauchen)	$F_z$	$v_z$	$z$
Rotation um die x-Achse (Rollen)	$M_x$	$\omega_x$	$\Phi$
Rotation um die y-Achse (Nicken)	$M_y$	$\omega_y$	$\Theta$
Rotation um die z-Achse (Gieren)	$M_z$	$\omega_z$	$\Psi$

### 2.1 Antriebssystem

Die Eigenschaften des Antriebssystems sind entscheidend dafür, ob für ein bestimmtes Fahrzeug eine Assistenzfunktion zum Manövrieren entworfen werden kann. Die Antriebe müssen bestimmte Mindestanforderungen erfüllen, damit die prinzipielle Möglichkeit zum unabhängigen Manövrieren in den drei Freiheitsgraden Längs-, Quer- und Drehrichtung gegeben ist. Ein Beispiel für ein geeignetes Fahrzeug zeigt Abb. 2.1. Die Antriebskonfiguration für die DENEb besteht aus einem rotierbaren Jet-Antrieb im Bug (JET), einem Querstrahlpropeller im Heck (THR) und einem Festpropeller (PROP) mit Ruder (RUD). Damit kann im Bug und Heck ein Schub in Querrichtung erzeugt werden, wodurch das Fahrzeug traversieren kann. Entgegengesetzter Schub im Bug und Heck führt zur Drehung.

Im Folgenden wird untersucht, welche Eigenschaften des Antriebssystems Einfluss auf die Performance und Einschränkungen beim Manövrieren haben und wie diese beim Entwurf von Assistenzfunktionen zu beachten sind.

### Antriebskonfiguration

Zur Verbesserung der Manövriereigenschaften verfügen Fahrzeuge über mehrere Antriebe. Die einzelnen Schubkräfte der Propeller ergeben vektoriell addiert die Gesamtkraft, mit der das Fahrzeug translatorisch beschleunigt werden kann. Über die Hebelarme der Antriebe ergibt sich in Summe ein Moment, mit dem eine Drehung bewirkt werden kann. Je nach Anzahl, Typ und Position der Antriebe ist die maximal erreichbare Schubkraft nicht in jeder Richtung gleich groß [MTH11]. Die Komplexität der Steuerung erhöht sich, wenn die gegenseitige Anströmung benachbarter Propeller oder die Schuberzeugung gegen vertikale Flächen am Rumpf vermieden werden muss oder eine Begrenzung des Drehwinkels bei rotierbaren Antrieben gegeben ist.

### Dynamische Anforderungen beim Manövrieren

Für das Manövrieren bei geringen Geschwindigkeiten sind besonders die dynamischen Eigenschaften der Antriebe ausschlaggebend, z. B. die maximalen Stellraten der Aggregate sowie die Umschaltzeiten für die Schubumkehr. Insbesondere bei wenig Wind und Strömung kommt es zu Schubforderungen mit alternierender Richtung. Dies ist eine spezielle Anforderung, die je nach Antrieb sehr unterschiedlich gut bewältigt wird: Ein Azimutpropeller benötigt für die Schubumkehr etwa 20 bis 30 Sekunden, ein Voith-Schneider-Propeller etwa 5 bis 8 Sekunden [Bra15]. Für die Steuerung ist zu beachten, dass durch die Nutzung unterschiedlicher Antriebstypen die Verstellgeschwindigkeit der Gesamtschubkraft je Richtung unterschiedlich groß ist.

### Typen von Antriebspropellern

Für das Manövrieren bei geringer Geschwindigkeit sind z. B. Querstrahlpropeller, Azimutpropeller, Zykloidalpropeller oder rotierbare Jet-Antriebe geeignet, Abb. 2.2. Aus Sicht der Steuerung unterscheiden sie sich in den Richtungen, in denen Schubkraft generiert werden kann, sowie in der Verstellgeschwindigkeit für Richtung und Betrag der Schubkraft [FJP09].

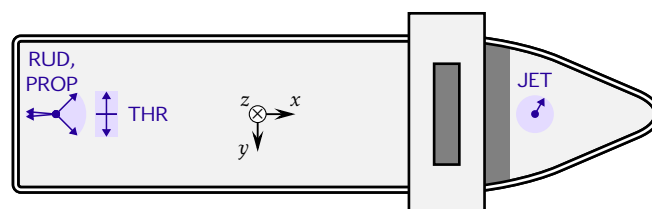


Abbildung 2.1: Freiheitsgrade und Antriebskonfiguration für die DENEBAUS Abb. 1.2

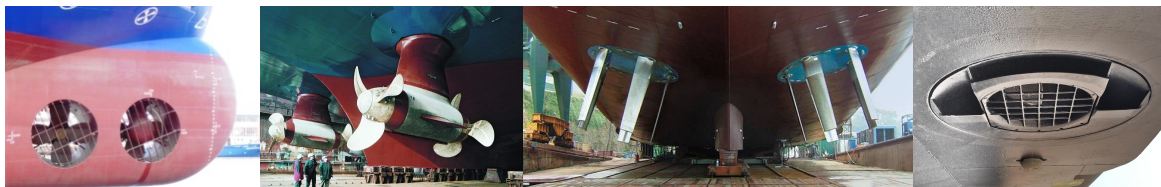
### Modellierung der Propellerkräfte

Für den Entwurf von Assistenzfunktionen für das Manövrieren müssen die Antriebseigenschaften in ausreichendem Maße durch ein Antriebsmodell beschrieben werden. Geeignet sind z. B. Kurven für die Schubkraft in Abhängigkeit von der Drehzahl und den Pitchwinkeln sowie Parameter für maximale Stellraten, mögliche Schubrichtungen und zulässige Stellkombinationen – gegebenenfalls auch der Einfluss von Anströmung, Tiefgang und Wellengang [Car11].

Aus den Schubkräften der einzelnen Propeller ergibt sich der generalisierte Vektor der summierten Schubkräfte und resultierenden Momente. Er ist im regulären Betrieb nicht messbar und wird über das Antriebsmodell berechnet, indem im Allgemeinen nicht alle hydrodynamischen und mechanischen Effekte und Alterungsprozesse berücksichtigt werden. So zeigt Abb. 2.3 Bewuchsbildung am Propeller, eine typische Ursache für die Reduzierung der Schubkraft [Sez21]. Für den Entwurf von Assistenzfunktionen muss deshalb beachtet werden, dass die mit dem Antriebsmodell berechneten Kräfte und Momente von den tatsächlichen Kräften und Momenten abweichen. Das Antriebsmodell wird insbesondere für den Entwurf der Allokation benötigt.

### Allokation der Antriebe

Aufgabe der Allokationsfunktion (Abb. 2.4) ist es, die einzelnen Antriebe des Fahrzeugs automatisch so zu stellen, dass sich in Summe eine geforderte Gesamtschubkraft ergibt. Gleichzeitig soll sich in Summe ein gefordertes Moment über die



**Abbildung 2.2:** Querstrahlpropeller<sup>a</sup>, Azimuthpropeller<sup>b</sup>, Zykloidalpropeller<sup>c</sup>, Pump-Jet<sup>d</sup> (von links nach rechts)

<sup>a</sup>Dr. Karl-Heinz Hochhaus ([https://commons.wikimedia.org/wiki/File:2012\\_09\\_03\\_Innovation\\_3-Querstrahler\\_im-Bug\\_2kk\\_DSCI0786.JPG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:2012_09_03_Innovation_3-Querstrahler_im-Bug_2kk_DSCI0786.JPG)), „2012 09 03 Innovation 3-Querstrahler im-Bug 2kk DSCI0786“, <https://creativecommons.org/licenses/by/3.0/legalcode>

<sup>b</sup>Siemens AG ([https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Siemens\\_Schottel\\_Propulsor.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Siemens_Schottel_Propulsor.jpg)), „Siemens Schottel Propulsor“, <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/legalcode>

<sup>c</sup>Dirk Jürgens, Michael Palm: Voith Schneider Propeller - An Efficient Propulsion System for DP Controlled Vessels. In: Dynamic Positioning Conference, 2009

<sup>d</sup>[www.schottel.de](http://www.schottel.de)

Hebelarme der Antriebskräfte ergeben. Für die Steuerung ist zu berücksichtigen, dass die tatsächlichen Kräfte am Propeller von der vereinfachten Modellannahme abweichen werden. Ursachen dafür sind z. B. gegenseitige Beeinflussung der Antriebe, Anströmung, Wellengang, Ventilation, Alterungseffekte.

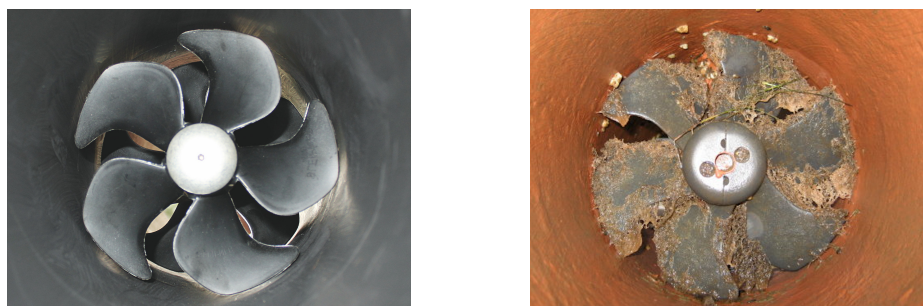
Die Schubkräfte und das Moment werden entweder manuell mit einem Joystick oder von einer Assistenzfunktion vorgegeben. Der Algorithmus zur Berechnung der Stellgrößen basiert auf einem Modell des Antriebssystems.

Geeignete Allokationsalgorithmen für das Manövrieren bei geringer Geschwindigkeit wurden zum Zweck der dynamischen Positionierung in [Sør11] entwickelt. Eine Übersicht bewährter Verfahren ist in [FJP09] gegeben. Hinweise zur praktischen Umsetzung und Programmierung sind in [Ye20; Mil08] gegeben. Speziell für Fahrzeuge mit Voit-Schneider-Propellern (VSP) wurden das Antriebsmodell und die Allokation in [KPJ17] entwickelt. Darin wird das Allokationsproblem als quadratische Verlustfunktion formuliert, für welche echtzeitfähige Optimierungsalgorithmen verfügbar sind. Für Fahrzeuge mit hinreichend einfacher Antriebskonfiguration können Verfahren unter Nutzung der Pseudoinversen [Ye20] ausreichend sein.

## 2.2 Modellierung der Fahrzeugdynamik

Das dynamische Bewegungsverhalten des Fahrzeugs soll durch ein mathematisches Modell nachgebildet werden, da auf Basis dieses Modells grundlegende Assistenzfunktionen entworfen werden können.

Diese Arbeit fokussiert sich auf den Entwurf für geringe Geschwindigkeiten. Für diesen speziellen Zweck werden zugeschnittene Manövriermodelle benötigt. Re-



**Abbildung 2.3:** Abweichung zwischen theoretisch ermitteltem Propellerschub im Werkzustand (links<sup>a</sup>) und tatsächlich reduziertem Propellerschub aufgrund von Fouling (rechts<sup>b</sup>)

---

<sup>a</sup>[www.boote-magazin.de](http://www.boote-magazin.de)

<sup>b</sup>[www.boote-forum.de](http://www.boote-forum.de)

levant sind Beschleunigungsvorgänge sowie langsame Bewegungen in Vorwärts-, Seitwärts- und Drehrichtung (Kursänderungen bzw. Gieren).

### Regelungstechnische Modellierungsansätze

Systematische Untersuchungen der dynamischen Fahrzeugbewegung im Hinblick auf das Steuerverhalten und die Entwicklung von physikalischen Modellierungsansätzen wurden von [DS46] durchgeführt. Als Weiterentwicklung dieser Ansätze wurde von [Nom57] ein vereinfachtes Modell im Frequenzbereich entwickelt, welches bis heute für den Entwurf von Autopiloten zur Kurs- und Bahnregelung verwendet wird. Der nächste Entwicklungsschritt hin zur Berücksichtigung von drei Freiheitsgraden der dynamischen Fahrzeugbewegung erfolgte 1961 mit der ersten Anwendung der dynamischen Positionsregelung [BKØ15]. Die Bewegungsrichtungen des Fahrzeugs wurden dabei noch isoliert voneinander betrachtet, um einfache Regler zu entwerfen [SC76]. Eine Modellierung und Untersuchung des Manövrierhaltens in drei Freiheitsgraden ist in [Abk64] zu finden.

Höherentwickelte maritime Regelsysteme werden heute meist im Zustandsraum entworfen, in dem eine kombinierte Bewegung in drei und mehr Freiheitsgraden für den Entwurf abgebildet werden kann. Erste Ansätze dieser Art wurden ab 1974 von [Bal80b] entwickelt. Die Grundlage bildet dabei die physikalische Modellierung des Fahrzeugs als Körper im Fluid. Das Fahrzeug verhält sich so, als ob es je nach Bewegungsrichtung eine unterschiedliche Masse hätte, da das umgebene Wasser teilweise mitbewegt wird. Da man die Masse des beschleunigten Wassers zur Fahrzeugmasse addiert, wird sie als «added mass» bezeichnet. Die mathematische Beschreibung dieses Phänomens wurde von [Kir70] formuliert, indem statt der skalaren Masse eine Massenmatrix eingeführt wird.

Bei Fahrt durch das Wasser wirken auf das Fahrzeug hydrodynamische Kräfte, die in [Lam95; New77] beschrieben sind. Diese Kräfte sind abhängig vom Seegang,

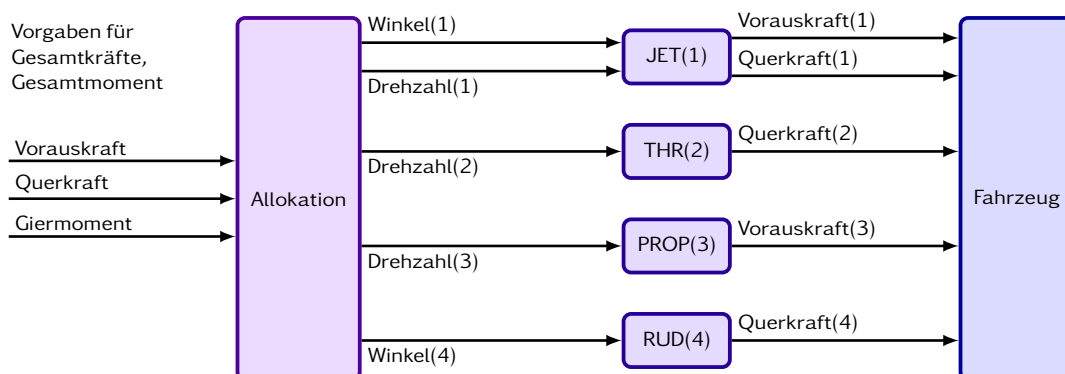


Abbildung 2.4: Allokation der Antriebe (Beispiel für Fahrzeug in Abb. 1.2 und 2.1)

wie in [Fal90] untersucht wird. Die umfangreichen theoretischen Beschreibungen der hydrodynamischen Effekte wurden in [Fos94; Fos11] für regelungstechnische Zwecke vereinfacht. Dabei wird das Bewegungsverhalten mithilfe der linearen Differentialgleichungen

$$\mathbf{m}\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{F} \quad \mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} & m_{xz} \\ m_{yx} & m_{yy} & m_{yz} \\ m_{zx} & m_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad \dot{\mathbf{v}} = \begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} \quad \mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

im Zustandsraum modelliert. Darin ist  $\mathbf{m}$  die Massenmatrix,  $\dot{\mathbf{v}}$  der generalisierte Beschleunigungsvektor und  $\mathbf{F}$  der generalisierte Vektor der in Summe auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte und Momente. Zusammengefasst werden die Komponenten der drei Freiheitsgrade für Beschleunigung in Längsrichtung  $\dot{v}_x$ , Querrichtung  $\dot{v}_y$  und Drehrichtung (Gierachse)  $\dot{\omega}_z$  sowie Kräfte in Längsrichtung  $F_x$ , Querrichtung  $F_y$  und ein Moment  $M_z$  um die Gierachse. Im Folgenden werden die in der Literatur verbreiteten Vereinfachungen der Massenmatrix  $\mathbf{m}$  beschrieben. In Abschnitt 2.2.2 folgt die Modellierung der äußeren Kräfte  $\mathbf{F}$ .

## 2.2.1 Modellierung der Beschleunigung mittels Massenmatrix

### Vollbesetzte Massenmatrix

Bei der Beschleunigung eines Körpers im Fluid wirken zusätzliche Trägheitskräfte. Das Fahrzeug scheint im Wasser, je nach Richtung der Beschleunigung bzw. abhängig von der Fahrzeugform, eine größere Masse zu haben als die reine verdrängte Masse  $m$  des Fahrzeugs. Für die Modellierung bedeutet dies, die Diagonalelemente der hydrodynamischen Massenmatrix  $\mathbf{m}$  sind größer als  $m$ , typischerweise  $0 < m < m_{xx} < m_{yy}$ . Das hydrodynamische Trägheitsmoment  $0 < J_{zz}$  um die Gierachse ist Teil der hydrodynamischen Massenmatrix  $\mathbf{m}$ .

Durch Besetzung der Nebenelemente in  $\mathbf{m}$  werden verkoppelte Trägheitskräfte im Beschleunigungsverhalten modelliert. Das Modellfahrzeug verhält sich dann so, als ob sich der Massenschwerpunkt in Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung verschieben würde. Bei Verschiebung des Massenschwerpunktes ergibt sich ein Hebelarm zum Punkt, an dem die Schubkraft angreift und folglich ein Moment, das eine Drehbeschleunigung zur Folge hat.

Bei Antriebsschub  $\tilde{\mathbf{F}}$  aus dem Stillstand lässt sich die Bedeutung der einzelnen Elemente in  $\mathbf{m}$  auf die Beschleunigung des Fahrzeugs wie folgt interpretieren.

#### Anmerkung 1 Elemente der Massenmatrix

Eine Trägheitskraft  $\mathbf{m}\dot{\mathbf{v}}$  wirkt entsprechend  $\tilde{\mathbf{F}} - \mathbf{m}\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{0}$  immer entgegen der

Beschleunigung  $\dot{v}$ , die mit der Schubkraft  $\vec{F}$  erzeugt wird:

- $m_{xx}\dot{v}_x$  Trägheitskraft nach hinten bei Beschleunigung nach vorne
- $m_{yx}\dot{v}_x$  Trägheitskraft nach Backbord bei Beschleunigung nach vorne
- $m_{zx}\dot{v}_x$  Trägheitsmoment nach Backbord bei Beschleunigung nach vorne
- $m_{xy}\dot{v}_y$  Trägheitskraft nach hinten bei Beschleunigung nach Steuerbord
- $m_{yy}\dot{v}_y$  Trägheitskraft nach Backbord bei Beschleunigung nach Steuerbord
- $m_{zy}\dot{v}_y$  Trägheitsmoment nach Backbord bei Beschleunigung nach Steuerbord
- $m_{xz}\dot{\omega}_z$  Trägheitskraft nach hinten bei Drehbeschleunigung nach Steuerbord
- $m_{yz}\dot{\omega}_z$  Trägheitskraft nach Backbord bei Drehbeschleunigung nach Steuerbord
- $J_{zz}\dot{\omega}_z$  Trägheitsmoment nach Backbord bei Drehbeschleunigung nach Steuerbord

### Vereinfachung der Massenmatrix aufgrund von Symmetrieeigenschaften

In [Fos94] wird vorgeschlagen, die Massenmatrix entsprechend

$$\mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & m_{yy} & m_{yz} \\ 0 & m_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

zu besetzen, weil das Fahrzeug eine Steuerbord-Backbord-Symmetrie aufweist. Für Beschleunigungen aus der Ruhelage sei weiterhin die Vereinfachung  $m_{zy} = m_{yz}$  zulässig [Fos11]. Bei beiden Modellvereinfachungen wird angenommen, dass der Angriffspunkte der Kräfte im Massenschwerpunkt liegt [Fos11].

### Vernachlässigung verkoppelter Beschleunigungseffekte

Mit einer diagonalen Massenmatrix

$$\mathbf{m} = \begin{bmatrix} m_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & m_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

werden entsprechend Anmerkung 1 keine verkoppelten Beschleunigungseffekte berücksichtigt. Die Beschleunigungen in den einzelnen Freiheitsgraden sind damit unabhängig voneinander, aber weiterhin nicht gleich groß. Massenmatrizen dieser Form werden verwendet, weil nur drei Parameter einzustellen sind [RBC01; Rid04;

Cel19; FB00; SJB83]. Speziell für die Nutzung einer Diagonalmatrix sind folgende Bedingungen zu beachten:

- Die Kraft auf das Fahrzeug greift im Massenschwerpunkt an.
- Die Bewegung des Fahrzeugs wird im Massenschwerpunkt beobachtet.
- Hydrodynamische Koppelleffekte, entsprechend der Nebenelemente der Massenmatrix, sind vernachlässigbar.

Für  $m_{xx} = m_{yy} = m$  ist der Spezialfall ohne Berücksichtigung hydrodynamischer Effekte in (2.3) enthalten.

### 2.2.2 Modellierung der äußeren Kräfte

Im Manövriermode (2.1) werden äußere Kräfte und Momente verschiedener Ursachen im generalisierten Vektor  $\mathbf{F}$  zusammengefasst. Für die simulative Untersuchung wesentlicher physikalischer/hydrodynamischer Zusammenhänge wird ein entsprechend komplexes Modell unter Berücksichtigung von hydrodynamischen Kräften, hydrostatischen Kräften, Corioliskräften sowie durch Wind und Seegang verursachten Kräften benötigt [Rad19; New77; Fal90]. Im Gegensatz dazu ist nach [Fos11] für den Entwurf von Assistenzfunktionen für das Manövrieren bei geringen Geschwindigkeiten ein vereinfachtes Modell der Form

$$m\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{F} = \tilde{\mathbf{F}} - \mathbf{D}\mathbf{v} \quad (2.4)$$

geeignet. Als äußere Kräfte  $\mathbf{F}$  werden lediglich die Schubkraft des Antriebssystems  $\tilde{\mathbf{F}}$  und ein geschwindigkeitsabhängiger Widerstand  $-\mathbf{D}\mathbf{v}$  bei Fahrt durchs Wasser berücksichtigt.

Da der Widerstand von der Bewegungsrichtung abhängt, wird eine Parametermatrix mit den Elementen

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{xy} & D_{xz} \\ D_{yx} & D_{yy} & D_{yz} \\ D_{zx} & D_{zy} & D_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

genutzt, welche auch hydrodynamische Verkoppelungen zwischen den Freiheitsgraden abbilden kann. Für den Fall einer stationären Geschwindigkeit verschwinden die Beschleunigungseffekte  $m\dot{\mathbf{v}}$  in (2.4), sodass sich die Elemente der Dämpfungsmatrix anschaulich erklären lassen mit:

**Anmerkung 2** Elemente der Dämpfungsmatrix

Die hydrodynamische Widerstandskraft wirkt nach (2.4) bei  $\dot{\mathbf{v}} = 0$  entsprechend  $\tilde{\mathbf{F}} - \mathbf{D}\mathbf{v} = \mathbf{0}$  immer entgegen der Geschwindigkeit. Die Elemente der

Dämpfungsmatrix haben die Wirkung:

- $D_{xx}v_x$  Kraft nach hinten bei Geschwindigkeit nach vorne
- $D_{yx}v_x$  Kraft nach Backbord bei Geschwindigkeit nach vorne
- $D_{zx}v_x$  Moment nach Backbord bei Geschwindigkeit nach vorne
- $D_{xy}v_y$  Kraft nach hinten bei Geschwindigkeit nach Steuerbord
- $D_{yy}v_y$  Kraft nach Backbord bei Geschwindigkeit nach Steuerbord
- $D_{zy}v_y$  Moment nach Backbord bei Geschwindigkeit nach Steuerbord
- $D_{xz}\omega_z$  Kraft nach hinten bei Drehgeschwindigkeit nach Steuerbord
- $D_{yz}\omega_z$  Kraft nach Backbord bei Drehgeschwindigkeit nach Steuerbord
- $D_{zz}\omega_z$  Moment nach Backbord bei Drehgeschwindigkeit nach Steuerbord

In einigen Anwendungen wird die Dämpfungsmatrix auf die Form

$$\begin{bmatrix} D_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & D_{yy} & D_{yz} \\ 0 & D_{zy} & D_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

reduziert [FS99; SSF04b; HSP13; Ngo18], wobei durch die auf null gesetzten Elemente bestimmte Effekte entsprechend Anmerkung 2 vernachlässigt werden. Die Diskussion und Erweiterung dieses Modellansatzes folgt in der Konzepterstellung in Abschnitt 3.2.2.

## 2.3 Identifikationsverfahren

Die Parameter des Modells (2.4) der dynamischen Fahrzeugbewegung sollen für das zu untersuchende Fahrzeug im aktuellen Alterungs- und Beladungszustand ermittelt werden. Wenn sich das Fahrzeugverhalten beispielsweise aufgrund von Fouling (Abb. 2.3) oder Beladung ändert, müssen Parameter gegebenenfalls aktualisiert werden.

Theoretische Verfahren der numerischen Strömungsmechanik sind vor allem geeignet, um das zu erwartende Fahrzeugverhalten basierend auf Konstruktionsdaten zu berechnen [Zha06; DBD10].

Modellversuche im Schleppkanal eignen sich, um komplexe hydrodynamische Effekte experimentell zu untersuchen [SSF04a; SSF04b; RFJ04]. Der Nutzen für das tatsächlich relevante Fahrzeug in der Großausführung ist dann abhängig von

der Ähnlichkeit zum untersuchten, skalierten Modell und der Genauigkeit der Skalierungsverfahren.

Zur Bestimmung der Parameter für das vorliegende Fahrzeug wurden Verfahren zur experimentellen Untersuchung entwickelt, sodass auf Konstruktionsdaten verzichtet werden kann. Beim Pfahlzugversuch [ZKS13; Vdv13] wird die Schubkraft im Stand gemessen.

Möglichkeiten zur Untersuchung des Steuerverhaltens bieten das Zick-Zack-Manöver und das Drehkreismanöver [eLM15; Xue20]. Die Parameterschätzung erfolgt dann auf Basis der aufgezeichneten Bewegungsdaten.

Das Manövriermode (2.4) für einen Arbeitspunkt besteht bei vollbesetzter Massen- und Dämpfungsmatrix aus 18 Parametern. Verfahren zur experimentellen Bestimmung aller 18 Parameter für diesen speziellen Anwendungsfall sind nicht bekannt. Die Lösbarkeit des Identifikationsproblems ist zu untersuchen. In [FR06] wird eingeschätzt, dass bei Fahrzeugmodellen mit derart vielen Parametern Probleme durch Überparametrisierung zu erwarten sind. In [Luo16; SV16] wird die experimentelle Bestimmung aller hydrodynamischen Massen als unmöglich eingeschätzt.

In vielen praktischen Anwendungen wird die Massen- und Dämpfungsmatrix als diagonal angenommen, meist ohne die Vereinfachung auf Zulässigkeit zu überprüfen [RBC01; Rid04; Cel19; FB00; SJB83].

Typischerweise werden wenige Parameter experimentell bestimmt [HHJ07; Xue20; FR06] und für die verbleibenden Parameter wird auf theoretische Verfahren verwiesen [PF06; PF07; PF08; ECL14; SV16].

Verfahren zur Schätzung einer größeren Anzahl an Parametern in [SPZ14; Wan15; VV19] wurden bisher nur simulativ getestet.

Aus den Grundlagen zu Identifikationsverfahren [Lju98] ist bekannt, dass die Schätzung eines Modellparameters nur möglich ist, wenn entsprechende Anregung des Systems gegeben ist. In  $m\dot{v} = \tilde{F} - Dv$  ist der Dämpfungsparameter  $D$  nur bestimmbar, wenn sich das Fahrzeug bewegt. Anderenfalls wäre die Geschwindigkeit  $v = \mathbf{0}$  und der Term mit der Dämpfung würde entfallen. Ebenso ist eine Schätzung der Masse  $m$  nur bei Beschleunigung  $\dot{v} \neq \mathbf{0}$  möglich. Da für die Schätzung der Masse  $m$  eine Beschleunigung benötigt wird und für die Schätzung der Dämpfung die Wahl der Geschwindigkeit entscheidend ist, werden in [CIV00] gesonderte Experimente und Auswertungen für beide Parametersätze durchgeführt.

Es sind bereits Assistenzfunktionen auf unterschiedlichen Fahrzeugen im Einsatz [BKØ15]. Die Funktionen werden in der Praxis häufig manuell parametrisiert. In diesen Fällen kann von einer Art interaktivem manuellen Identifikationsprozess

gesprochen werden, der jedoch langsam und mühsam ist und dessen Erfolg von Erfahrungen abhängig ist [SG14].

Ein algorithmisches Verfahren zur experimentellen Identifikation, das die Abhängigkeit von Expertenwissen reduziert, ist Gegenstand der Untersuchung in Abschnitt 3.3.

## 2.4 Assistenzfunktionen zum Manövrieren

Als Assistenzfunktionen zum Manövrieren werden hier Funktionen verstanden, die bei Bedarf aktiv in die Steuerung des Fahrzeugs eingreifen können und so die Fahrzeugführung ganz oder teilweise übernehmen können – z. B. eine Funktion zur Führung des Fahrzeugs entlang einer vorgegebenen Trajektorie.

Bisher verbreitete Kurs- und Bahnregelfunktionen bieten keine Unterstützung beim Manövrieren im Hafengebiete. Geeignet sind eher Funktionen eines Systems zur dynamischen Positionierung (DP). Die Einstellung, Inbetriebnahme und Zertifizierung eines kommerziellen DP-Systems ist jedoch aufwändig und kostenintensiv, wenn dafür Erprobungsfahrten durchgeführt werden müssen und die Parametrierung nur durch erfahrene Experten erfolgen kann. Deshalb sind nur wenige Spezialschiffe mit kommerziellen DP-Systemen ausgerüstet. Für den Entwurf von Assistenzfunktionen zum Manövrieren bei geringer Geschwindigkeit sind dennoch einige Komponenten der DP-Anwendungen von Interesse, z. B. Zustandsschätzer, Regler und Planungstools. Einen umfassenden Überblick gibt [Fos94; Fos11].

Eine essenzielle Funktion für das Manövrieren ist die Positionsregelung, eine Zusammenfassung der bewährten Methoden ist in [Sør11] gegeben. Entscheidende Schritte der historischen Entwicklung wurden im Zusammenhang mit der Modellierung in Abschnitt 2.2 wiedergegeben bzw. sind ausführlich in [BKØ15] dargestellt.

Die Regelfunktionen benötigen gefilterte Messwerte bzw. Zustände wie z. B. Position und Geschwindigkeit in drei Freiheitsgraden. Ein häufig genutzter Ansatz zur Zustandsschätzung ist in [FP09] dargestellt. Er basiert auf linearen Modellen und geht auf [Bal80b] zurück. Tatsächlich enthält das dynamische Modell des Positionsverlaufes allein durch Koordinatentransformationen eine nichtlineare Komponente, welche durch den nichtlinearen Beobachter von [FS99] berücksichtigt werden kann. Eine häufig genutzte Methode zur nichtlinearen Zustandsschätzung ist das Unscented Kalmanfilter [Shi11], bei dem die Parametrierungsverfahren vom linearen Kalmanfilter übernommen werden können.



# 3 Konzept

In diesem Kapitel wird für eine Klasse von Wasserfahrzeugen (Abschnitt 3.1) ein Konzept zur regelungstechnischen Modellierung (Abschnitt 3.2) und Parameterschätzung (Abschnitt 3.3) dargestellt und auf eine Strategie zur Messdatengenerierung (Abschnitt 3.4) eingegangen. Dabei werden vor allem drei Ziele verfolgt:

1. Entwicklung von Methoden für einen genau festgelegten, algorithmischen Ablauf zur Identifikation, um die Abhängigkeit von Erfahrungswerten zu verringern.
2. Konzept zur Bestimmung *aller* Modellparameter eines regelungstechnischen Modells ohne Vorannahmen zur Reduzierung der Parameterzahl
3. Verwendung vorhandener Manöverdaten zur Reduzierung von Erprobungsfahrten, Modellversuchen, CFD-Berechnungen, etc.

## 3.1 Untersuchte Fahrzeugtypen

Voraussetzung für die nachfolgende Untersuchung sind Fahrzeuge, die ohne Unterstützung von Schleppern o. ä. in allen Freiheitsgraden manövriert werden können. Behandelt werden ausschließlich sogenannte vollaktuierte Wasserfahrzeuge, d. h. Fahrzeuge, die über eine Antriebskonfiguration verfügen, mit der Schubkräfte in Vorausrichtung, Querrichtung und ein Moment in Gierrichtung unabhängig voneinander generiert werden können. Wie performant, energieaufwändig und zuverlässig das Manövrieren potentiell möglich ist, hängt von der konkreten Antriebskonfiguration ab.

## 3.2 Manövrierverhalten des Fahrzeugs

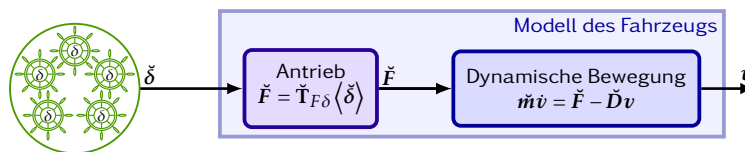


Abbildung 3.1: Gewähltes Modell des Fahrzeugs

Der Fokus liegt auf dem Manövrierverhalten bei kleinen Geschwindigkeiten. Deshalb wird entsprechend Abschnitt 2.2 für die dynamische Fahrzeugbewegung ein Modell der Form

$$m\dot{v} = \dot{F} - \dot{D}v \qquad \dot{F} = \dot{T}_{F\delta} \langle \delta \rangle \qquad (3.1)$$

gewählt (Abb. 3.1). Darin ist  $\check{\delta} = [\check{\delta}_1 \quad \check{\delta}_2 \quad \dots \quad \check{\delta}_{n_\delta}]^\top$  der Vektor der  $n_\delta$  Stellwerte für die einzelnen Antriebe, welche über die Funktion  $\check{\mathbf{T}}_{F\delta} \langle \check{\delta} \rangle$  den generalisierten Vektor der summierten Schubkräfte und des resultierenden Momentes  $\check{\mathbf{F}}$  generieren.  $\mathbf{v}$  ist der generalisierte Vektor der Geschwindigkeit und  $\dot{\mathbf{v}}$  der Beschleunigung des Fahrzeugs durchs Wasser. Die Parameter des dynamischen Modells sind die Massenmatrix  $\check{\mathbf{m}}$  und die Dämpfungsmatrix  $\check{\mathbf{D}}$ , wobei  $\check{\phantom{x}}$  kennzeichnet, dass die Modellparameter hier eine abweichende Bedeutung von der Darstellung in Abschnitt 2.2 haben. In Abschnitt 3.2.2 wird erklärt, wie mehrere Prozesseigenschaften in den beiden Parametern als fiktive Masse  $\check{\mathbf{m}}$  und fiktive Dämpfung  $\check{\mathbf{D}}$  zusammengefasst werden.

### 3.2.1 Antriebsmodell und Allokation

Zur automatischen Steuerung der Fahrzeugbewegung wird eine Allokationsfunktion entsprechend Abschnitt 2.1 eingesetzt. Sie berechnet die einzelnen Stellwerte für die Antriebe so, dass die geforderte Gesamtschubkraft und das geforderte resultierende Gesamtmoment realisiert werden. Ausgangspunkt für den Entwurf einer Allokationsfunktion ist ein Antriebsmodell, mit dem aus einem gegebenen Stellwertvektor die Gesamtschubkraft und das Moment berechenbar sind. Demnach handelt es sich bei der Allokationsfunktion prinzipiell um ein inverses Antriebsmodell. Bei einer ausreichend einfachen Antriebskonfiguration reduziert sich das Antriebsmodell auf die Multiplikation des Stellvektors mit einer quadratischen Matrix

$$\check{\mathbf{F}} = \check{\mathbf{T}}_{F\delta} \langle \check{\delta} \rangle = \mathbf{K}_{F\delta} \cdot \check{\delta}. \quad (3.2)$$

In diesem Fall lässt sich eine vereinfachte Allokationsfunktion durch Inversion der Matrix  $\mathbf{K}_{F\delta}$  als

$$\check{\delta} = \check{\mathbf{T}}_{F\delta}^{-1} \langle \check{\mathbf{F}} \rangle = \mathbf{K}_{F\delta}^{-1} \cdot \check{\mathbf{F}} \quad (3.3)$$

finden. Bei komplexeren Antriebskonfigurationen gibt es oft mehrere Möglichkeiten, die Antriebe  $\check{\delta}$  zu stellen, um einen geforderten Vektor  $\check{\mathbf{F}}$  zu realisieren. Die Allokationsfunktion aus dem entsprechenden Antriebsmodell ist dann nicht mehr direkt als  $\check{\delta} = \check{\mathbf{T}}_{F\delta}^{-1} \langle \check{\mathbf{F}} \rangle$  berechenbar, sondern muss als Optimierungsproblem gelöst werden, das in Anlehnung an die Matrixinversion im Folgenden mit

$$\check{\delta} = \check{\mathbf{T}}_{F\delta}^* \langle \check{\mathbf{F}} \rangle \quad (3.4)$$

bezeichnet wird.

Das Antriebsmodell wird mithilfe von Datenblättern der Antriebshersteller parametrisiert. Nutzbar sind beispielsweise Kurven, welche die Schubkraft eines Propellers

über seiner Drehzahl darstellen. Aus der geometrischen Anordnung der Antriebe und den einzelnen Schubvektoren ergeben sich die Gesamtschubkraft und ein resultierendes Moment.

Basierend auf dem Antriebsmodell wird die Allokationsfunktion entworfen. Es wird vorausgesetzt, dass das verwendete Antriebsmodell und die verwendete Allokationsfunktion konsistent zueinander sind. Damit ist gemeint, dass im stationären Fall vorgegebene Kräfte über die Allokation zu Stellwerten führen und diese, über das Antriebsmodell, wieder die ursprünglichen Kräften ergeben

$$\check{F} = \check{T}_{F\delta} \langle \check{T}_{F\delta}^* \langle \check{F} \rangle \rangle. \quad (3.5)$$

Umgekehrt muss dies für

$$\check{\delta} \neq \check{T}_{F\delta}^* \langle \check{T}_{F\delta} \langle \check{\delta} \rangle \rangle \quad (3.6)$$

nicht zwangsläufig der Fall sein, denn bei mehreren Antrieben am Fahrzeug gibt es typischerweise mehrere Möglichkeiten, diese so zu stellen, dass eine vorgegebene Schubkraft resultiert.

Es wird ein Konzept entwickelt, welches explizit berücksichtigt, dass das gegebene Antriebsmodell und die daraus abgeleitete Allokation fehlerbehaftet sind. Deshalb ist die auf Basis des Antriebsmodells berechnete Kraft  $\check{F}$  als fiktive Kraft zu interpretieren und entspricht nicht der tatsächlichen Schubkraft. Eine direkte messtechnische Überprüfung der Schubkräfte am Fahrzeug findet nicht statt. Der Fehler des Antriebsmodells bzw. der Allokation wird dennoch modelliert und explizit berücksichtigt. Es wird ein Verfahren zur Identifikation dargestellt, welches ohne Messung der tatsächlichen Schubkräfte anwendbar ist.

### 3.2.2 Modell der dynamischen Bewegung

In diesem Abschnitt wird die Bedeutung der fiktiven Masse  $\check{m}$  und fiktiven Dämpfung  $\check{D}$  im Prozessmodell (3.1) näher erklärt.

Die Fehler des Antriebsmodells und der darauf aufbauenden Allokation sollen in den Parametern  $\check{m}$  und  $\check{D}$  Berücksichtigung finden. Dies ist notwendig, weil die realisierten Kräfte um einen bestimmten Faktor nicht den geforderten Kräften entsprechen. Gründe dafür liegen beispielsweise in den nicht ausreichend bekannten Wirkungsgraden der Antriebsaggregate, Elektromotoren, Getriebe und Propeller. Bevor für das Prozessmodell in drei Freiheitsgraden gezeigt wird, wie der Antriebsmodellfehler in  $\check{m}$  und  $\check{D}$  integriert wird, wird im Folgenden anhand eines skalaren Beispiels das Vorgehen demonstriert:

**Anmerkung 3** Fiktive Kraft/Masse/Dämpfung

Ein sehr vereinfachtes Modell der skalaren Bewegung des Fahrzeugs sei

$$\tilde{F} = m\dot{v} + Dv \quad (3.7)$$

mit der wahren, aber nicht messbaren Schubkraft  $\tilde{F}$ , Masse  $m$ , Dämpfung  $D$  sowie der resultierenden, messbaren Geschwindigkeit  $v$  und Beschleunigung  $\dot{v}$ . Aufgrund des fehlerbehafteten Antriebsmodells weicht die allokierte Schubkraft um den Faktor  $\lambda$  von der wahren Schubkraft ab. In der Konsequenz erscheint die Masse/Dämpfung des Fahrzeugs durch Beobachtung von  $\dot{v}$  ebenfalls um den Faktor  $\lambda$  verändert. Entsprechend

$$\begin{aligned} (\lambda\tilde{F}) &= (\lambda m)\dot{v} + (\lambda D)v \\ \check{F} &= \check{m}\dot{v} + \check{D}v \end{aligned} \quad (3.8)$$

verändern sich beide Seiten von (3.7) und die skalierten Größen  $\check{F}$ ,  $\check{m}$ ,  $\check{D}$  werden als fiktive Kraft/Masse/Dämpfung bezeichnet.

**Berücksichtigung von Antriebsmodellfehlern**

Der Fehler bei der Kraftrealisierung wird vereinfacht als Skalierungsfehler

$$\lambda\tilde{F} = \check{F} \quad \lambda = \begin{bmatrix} \lambda_x & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_y & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_z \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

der Kraftforderung je Komponente modelliert. Damit wird eine Symmetrie der Schuberzeugung vorausgesetzt, das bedeutet, dass bei einer bestimmten Schubkraftforderung nach Steuerbord oder Backbord, die am Fahrzeug angreifende Kraft betragsmäßig gleich ist. Die Stellwerte der Antriebe können dabei unsymmetrisch sein, weil z. B. ein Querstrahlpropeller je nach Drehrichtung einen unterschiedlichen Schub erzeugt. Für gleichen Schub in beiden Richtungen müssen sich folglich die Drehzahlen je nach Richtung unterscheiden.

Weiterhin wird die Position des Massenschwerpunktes als unbekannt angenommen. Die Allokation kann deshalb nicht zur Generierung von Momenten im Massenschwerpunkt parametrisiert werden, sondern in einem frei wählbaren Referenzpunkt  $\mathbf{R}$  entsprechend Abb. 3.2. Abhängig von der Wahl des Referenzpunktes ergibt sich eine Veränderung der Elemente in der Massenmatrix. Es entstehen u. a. Nebenelemente [ZHW18] und damit verkoppelte Kräfte und Momente, welche als Referenzpunktfehler modelliert werden, wie im Folgenden im Detail gezeigt wird.

Der Massenschwerpunkt befindet sich an einer Stelle, die bezüglich des Referenzpunktes  $\mathbf{R}$  durch eine Verschiebung um die Komponenten  $r_x$  in Vorausrichtung und  $r_y$  nach Steuerbord dargestellt werden kann.

Die Massenmatrix  $\mathbf{m}_R$  im Referenzpunkt  $\mathbf{R}$  unterscheidet sich entsprechend

$$\mathbf{m} = \mathbf{R}_m^\top \mathbf{m}_R \mathbf{R}_m \quad \mathbf{R}_m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -r_y \\ 0 & 1 & r_x \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

von der Massenmatrix  $\mathbf{m}$  im Massenschwerpunkt des Fahrzeugs [Fos11].

Bei einer Rechts-Links-Symmetrie des Fahrzeugs ergibt sich eine reine Verschiebung in  $x$ -Richtung. Unter dieser Bedingung vereinfacht sich (3.10) zu

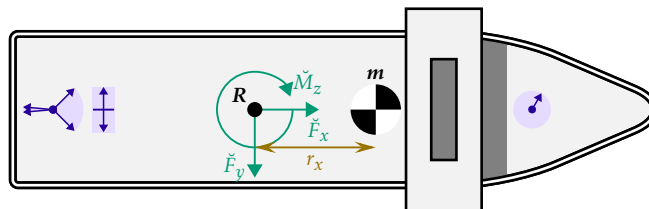
$$\mathbf{m} \langle r_x, r_y = 0 \rangle = \begin{bmatrix} m_{xx,R} & m_{xy,R} & m_{xz,R} + m_{xy,R}r_x \\ m_{yx,R} & m_{yy,R} & m_{yz,R} + m_{yy,R}r_x \\ m_{zx,R} + m_{yx,R}r_x & m_{zy,R} + m_{yy,R}r_x & J_{zz,R} + (m_{yz,R} + m_{zy,R})r_x + m_{yy,R}r_x^2 \end{bmatrix}, \quad (3.11)$$

sodass die Veränderung der Nebenelemente in der unteren Zeile und rechten Spalte ersichtlich wird.

Im nächsten Schritt sollen die Modelle für Skalierungsfehler, Referenzpunktfehler und dynamische Bewegung zusammengefasst werden. Ausgangspunkt ist das vereinfachte Modell der dynamischen Bewegung

$$\tilde{\mathbf{F}} = \mathbf{m}\dot{\mathbf{v}} + \mathbf{D}\mathbf{v} \quad (3.12)$$

mit der Beschleunigung des Fahrzeugs  $\dot{\mathbf{v}}$ , der tatsächlich am Fahrzeug wirkenden Schubkraft  $\tilde{\mathbf{F}}$ , der Massenmatrix  $\mathbf{m}$  und der Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}$ . Mit dem



**Abbildung 3.2:** Gesamtkräfte und -moment  $\tilde{F}_x$ ,  $\tilde{F}_y$ ,  $\tilde{M}_z$  werden im Referenzpunkt  $\mathbf{R}$  berechnet.  $r_x$  ist die Lage des Massenschwerpunktes und  $\mathbf{m}$  ist die Massenmatrix mit Trägheitsmoment.

Skalierungsfehler (3.9) und dem Referenzpunktfehler (3.10) wird aus (3.12)

$$\lambda^{-1}\check{\check{F}} = \mathbf{R}_m^\top \mathbf{m}_R \mathbf{R}_m \dot{v} + \mathbf{D}v. \quad (3.13)$$

Wird das Fahrzeug gesteuert, indem eine Kraft  $\check{\check{F}}$  zur Allokation vorgegeben wird, so verhält es sich, als hätte es eine fiktive Massen- und Dämpfungsmatrix

$$\check{\check{m}} = \lambda \mathbf{R}_m^\top \mathbf{m}_R \mathbf{R}_m \quad (3.14)$$

$$\check{\check{D}} = \lambda \mathbf{D}. \quad (3.15)$$

Das dynamische Verhalten der Fahrzeugbewegung wird deshalb nachfolgend mit

$$\boxed{\check{\check{F}} = \check{\check{m}}\dot{v} + \check{\check{D}}v} \quad (3.16)$$

beschrieben. Dabei ist  $\check{\check{F}}$  als fiktive Schubkraft zu sehen,  $\check{\check{m}}$  als fiktive Masse und  $\check{\check{D}}$  als fiktive Dämpfung, weil durch die Skalierung aufgrund von Modellfehler und verschobenem Massenschwerpunkt der physikalische Bezug nicht mehr gegeben ist. Das Tripel  $(\check{\check{F}}, \check{\check{m}}, \check{\check{D}})$  in (3.16) modelliert aber das gleiche Bewegungsverhalten für Beschleunigung und Geschwindigkeit  $(\dot{v}, v)$  wie  $(\check{F}, m, D)$  in (3.12). Weiterhin stimmen die Einheiten überein. Die Abweichung zwischen fiktiver und tatsächlicher Größe bleibt unbekannt. Trotzdem kann das Dupel  $(\check{\check{m}}, \check{\check{D}})$  für den Entwurf von Assistenzfunktionen genutzt werden, solange im Betrieb weiterhin dasselbe Antriebsmodell zur Berechnung der fiktiven Schubkraft  $\check{\check{F}}$  genutzt wird.

#### Einführung der fiktiven Massenmatrix

Die fiktive Massenmatrix

$$\check{\check{m}} = \begin{bmatrix} \check{\check{m}}_{xx} & \check{\check{m}}_{xy} & \check{\check{m}}_{xz} \\ \check{\check{m}}_{yx} & \check{\check{m}}_{yy} & \check{\check{m}}_{yz} \\ \check{\check{m}}_{zx} & \check{\check{m}}_{zy} & \check{\check{J}}_{zz} \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

umfasst Trägheitseffekte der körperfesten Freiheitsgrade Vorausrichtung, Querrichtung und Drehung um die Gierachse sowie deren Querverkoppelungen. Die Bedeutung der Elemente entspricht Anmerkung 1.

Die Nebenelemente werden zum einen aufgrund unbekannter hydrodynamischer Massen (Abschnitt 2.2) angesetzt, zum anderen ergeben sie sich wegen der unbekanntem Lage des Massenschwerpunktes (3.10) und des fehlerhaften Antriebsmodells (3.9). In den Elementen von  $\check{\check{m}}$  werden verschiedene massenähnliche Effekte in einem Arbeitspunkt zusammengefasst:

- Masse und Trägheitsmoment des Fahrzeugrumpfes
- Masse und Trägheitsmoment der Ladung

- hydrodynamische Massen und Trägheitsmomente
- Skalierungsfehler bei der Modellierung der Schubkräfte
- Referenzpunktverschiebung der Allokation
- nicht modellierte Antriebseffekte, z.B. Asymmetrien, Anströmung, Ventilation
- Umweltstörungen, wie Wind und Strömung, die bei der Parameterschätzung nicht herausgerechnet wurden
- Abhängigkeit vom Seegang, insbesondere von der Wellenfrequenz
- weitere nichtlineare Effekte verschiedener Ursachen

### Einführung der fiktiven Dämpfungsmatrix

Die fiktive Dämpfungsmatrix  $\check{D}$  ist eine konstante Modellparametermatrix für das lineare Modell (3.16) in einem einzelnen Arbeitspunkt. Um die Parameterschätzung für mehrere Arbeitspunkte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten darstellen zu können, wird eine geschwindigkeitsabhängige fiktive Dämpfungsmatrix

$$\check{D}\langle v \rangle = \begin{bmatrix} \check{D}_{xx}\langle v_x \rangle & \check{D}_{xy}\langle v_y \rangle & \check{D}_{xz}\langle \omega_z \rangle \\ \check{D}_{yx}\langle v_x \rangle & \check{D}_{yy}\langle v_y \rangle & \check{D}_{yz}\langle \omega_z \rangle \\ \check{D}_{zx}\langle v_x \rangle & \check{D}_{zy}\langle v_y \rangle & \check{D}_{zz}\langle \omega_z \rangle \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

genutzt. Die Dämpfungseffekte werden abhängig von der Geschwindigkeit in körperfesten Freiheitsgraden modelliert und zwar in den Spalten der Matrix, abhängig von der Vorausrichtung  $v_x$ , Querrichtung  $v_y$  und Drehung um die Gierachse  $\omega_z$ . Die Bedeutung der Elemente entspricht Anmerkung 2. In den Elementen von  $\check{D}$  werden verschiedene Effekte zusammengefasst:

- hydrodynamischer Widerstand des Fahrzeugrumpfes
- Skalierungsfehler bei der Modellierung der Schubkräfte
- nicht modellierte Antriebseffekte, z.B. Asymmetrien der Antriebe, Anströmung, Ventilation
- Umweltstörungen, wie Wind und Strömung, die bei der Parameterschätzung nicht herausgerechnet wurden
- Abhängigkeit vom Seegang
- weitere nichtlineare Effekte verschiedener Ursachen

Die messtechnische Bestimmung der Dämpfungsparameter für verschiedene positive und negative Geschwindigkeiten ist aus mehreren Gründen sinnvoll. Typisch ist z. B. eine quadratische Zunahme des hydrodynamischen Widerstandes mit der Geschwindigkeit, sodass sich die entsprechenden, linearen Dämpfungsparameter  $\check{D}_{xx}\langle v_x \rangle$ ,  $\check{D}_{yy}\langle v_y \rangle$ ,  $\check{D}_{zz}\langle \omega_z \rangle$  in der Diagonalen zwischen den Arbeitspunkten signifikant unterscheiden können.

Einzelne Nebenelemente wie  $\check{D}_{xy}\langle v_y \rangle$  und  $\check{D}_{xz}\langle \omega_z \rangle$  ändern häufig ihr Vorzeichen in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, sodass ein lineares Modell bei Änderung der Bewegungsrichtung zu einem signifikanten Fehler führen kann.

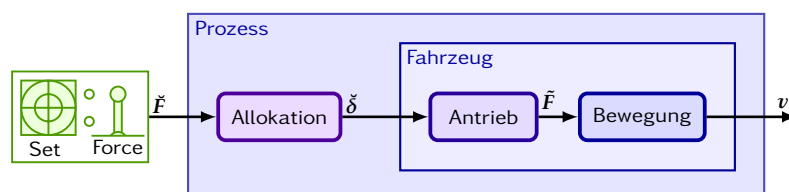
Da ein Identifikationskonzept entwickelt werden soll, das auf Vorwissen über Fahrzeugsymmetrieeigenschaften verzichtet, werden einzelne Elemente der fiktiven Dämpfungsmatrix nicht im Vorfeld entsprechend Abschnitt 2.2.2 auf null gesetzt. In jedem Fall ist eine messtechnische Überprüfung aller Modellparameter sinnvoll, um die Modellierung der oft komplexen hydrodynamischen Effekte zu validieren.

In Abschnitt 4.1 wird ein Verfahren dargestellt, um die geschwindigkeitsabhängigen Verläufe der Dämpfungsparameter auf Basis von Messdaten der Fahrzeugbewegung zu schätzen. Es entsteht ein nichtlineares Modell für einen Geschwindigkeitsbereich, das für den Entwurf einiger Assistenzfunktion direkt verwendet werden kann. Für den Entwurf linearer Regler werden lineare Modelle benötigt, welche durch Linearisierung aus dem geschätzten Modell erzeugt werden.

## 3.3 Identifikationsverfahren

### Zu identifizierender Prozess

Für eine Assistenzfunktion erscheint das Fahrzeug bzw. der zu steuernde und deshalb zu identifizierende Prozess als Gesamtheit aus Allokation, Antriebssystem und Dynamik der Fahrzeugbewegung mit dem Sollwert für den generalisierten Vektor der summierten Schubkräfte und des resultierenden Momentes  $\check{F}$  als Eingang und dem generalisierten Vektor aus Geschwindigkeiten und Drehrate  $v$  als Ausgang, siehe Abb. 3.3.



**Abbildung 3.3:** Zu identifizierender Prozess aus Allokation, Antrieben und Fahrzeugdynamik

Um das Fahrzeug unabhängig von der Antriebskonfiguration zu manövrieren, berechnet eine Allokationsfunktion den Stellwertvektor  $\delta$  für die einzelnen Propellerdrehzahlen, Propellerpitchwinkel, Ruderwinkel, etc. Die Antriebe generieren Schubkräfte welche als Summe eine Kraft und ein resultierendes Moment auf das Fahrzeug generieren, zusammengefasst im generalisierten Vektor  $\tilde{F}$ . Die Kräfte und Momente führen zu einem Beschleunigungsvektor in Translation und Rotation  $\dot{v}$ , sodass sich eine dynamische Bewegung mit der Geschwindigkeit/Drehrate  $v$  ergibt.

#### 3.3.1 Problemstellung und Anforderungen

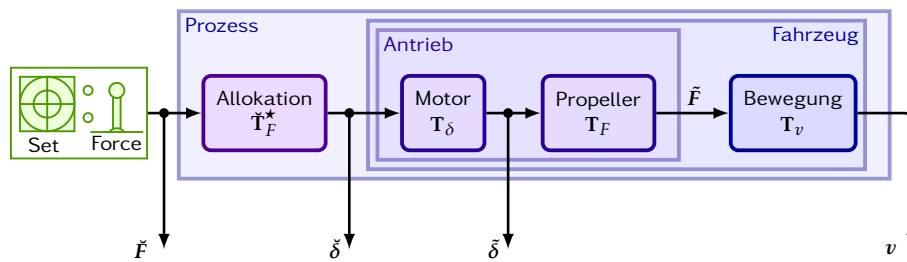
##### Anforderungen

Gesucht ist ein Verfahren zur Parametrierung des Prozessmodells (3.16). Aufgrund der zeitlichen Veränderung des Bewegungsverhaltenes des Fahrzeugs bei Beladung, mechanischem Verschleiß und Fouling [Woo52] sollen diese Effekte durch Verwendung von Messdaten des aktuellen Prozessverhaltens berücksichtigt werden. Die Anforderungen im Detail:

- Das Modell der dynamischen Fahrzeugbewegung (3.16) soll aus einer vollbesetzten Massenmatrix (3.17) und einer vollbesetzten, geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungsmatrix (3.18) bestehen.
- Für das ungenau gegebene Antriebsmodell bzw. für die Allokationsfunktion aus Abschnitt 3.2.1 sind Fehler in Form von Skalierungsfaktoren (3.9) zu berücksichtigen.
- Kräfte und Momente werden bezüglich eines frei wählbaren Referenzpunktes generiert (z. B. Fahrzeugmitte). Die Lage des Massenschwerpunktes bezüglich des Referenzpunktes ist zu berücksichtigen.
- Alle Modellparameter sollen basierend auf bereits vorhandenen Manöverdaten geschätzt werden können, sodass spezielle Testmanöver verzichtbar werden.
- Aufgezeichnete Manöverdaten von mehreren Monaten regulärem Betrieb sollen effektiv zur Bestimmung der einzelnen Parameter genutzt werden.
- Der Schätzwert jedes einzelnen Parameters soll nachvollziehbar und verifizierbar sein.

##### Analyse des Prozesses bezüglich der Identifikation

Zur Vereinfachung der Identifikation wird der Prozess in Teilprozesse zerlegt, mit dem Ziel, die weniger komplexen Teilprozesse separat untersuchen zu können, siehe Abb. 3.4. Die Unterteilung wird so gewählt, dass der Eingang und Ausgang jedes Teilprozesses als Signal bzw. Messwert zur Verfügung steht. Dadurch kann



**Abbildung 3.4:** Gesamtprozess aus der Allokation  $\check{T}_F^*$ , den zwei Komponenten des Antriebssystems  $T_\delta$  und  $T_F$  sowie der dynamischen Bewegung des Fahrzeugs  $T_v$

das Eingangs-Ausgangs-Verhalten je Teilprozess modelliert und mit Messwerten verglichen werden. Durch die Betrachtung des Antriebs in zwei Teilprozessen  $T_\delta$  und  $T_F$  sind die messbaren Soll-Stellwerte  $\check{\delta}$  und Ist-Stellwerte  $\tilde{\delta}$  zur Identifikation von  $\hat{T}_\delta$  nutzbar.

Problematisch stellt sich dar, dass die Gesamtschubkraft  $\tilde{F}$  der Antriebe im regulären Betrieb nicht messbar ist, sodass insbesondere eine direkte separate Identifikation der dynamischen Fahrzeugbewegung  $T_v$  nicht möglich ist. Eine Lösung wird in Abschnitt 3.3.2 vorgestellt. Zunächst werden die einzelnen Teilprozesse anhand von Abb. 3.4 näher erklärt und die Problemstellung präzisiert:

1. Die Allokation  $\check{T}_F^*$  entspricht vereinfacht dem inversen Teilprozessmodell  $\check{T}_F$  für die Umrechnung einer Kraft-/Momentenforderung  $\check{F}$  in die dafür notwendigen Stellwerte  $\check{\delta}$ .
2.  $T_\delta$  symbolisiert den ersten Teilprozess des Antriebssystems, die Stelldynamik, mit den Soll-Stellwerte  $\check{\delta}$  als Eingang und den Ist-Stellwerte  $\tilde{\delta}$  als Ausgang.
3. Der Teilprozess  $T_F$  symbolisiert die Schuberzeugung in Abhängigkeit von den Ist-Stellwerten  $\tilde{\delta}$ . Die Summe der Schubkräfte und -momente  $\tilde{F}$ , welche tatsächlich am Fahrzeug wirken, sind nicht messbar.
4. Der Teilprozess  $T_v$  steht für die dynamische Bewegung des Fahrzeugs mit der nicht messbaren Schubkraft  $\tilde{F}$  als Eingang und der Beschleunigung bzw. Geschwindigkeit  $v$  als Ausgang.

#### **Problemstellung 1** Identifikation des Prozesses

Gesucht ist ein Verfahren zur Identifikation des Prozesses aus Abb. 3.4, bestehend aus Allokation, Antrieb und Fahrzeugdynamik unter folgenden Bedingungen:

1. Für den Entwurf eines von der konkreten Antriebskonfiguration un-

abhängigen Identifikationskonzeptes wird als Eingang des Prozesses die Gesamtschubkraft  $\check{F}$  genutzt. Im Gegensatz dazu soll eine Identifikation auch im regulären Fahrzeugbetrieb bei Steuerung über direkte Stellvorgabe  $\delta$  möglich sein.

2. Die direkte, separate Identifikation von  $T_F$  ist nicht möglich, da der Ausgang  $\check{F}$  dieser Komponenten nicht zur Verfügung steht.
3. Die direkte, separate Identifikation von  $T_v$  ist nicht möglich, da der Eingang  $\check{F}$  dieser Komponenten nicht zur Verfügung steht.

### 3.3.2 Ansatz zur Identifikation

Entsprechend der oben eingeführten Gliederung des Prozesses wird ein Prozessmodell entworfen, welches ebenfalls aus den Komponenten Allokation  $\check{T}_F^*$ , Stelldynamik  $\hat{T}_\delta$ , Schuberzeugung  $\check{T}_F$  und Dynamik der Fahrzeugbewegung  $\hat{T}_v$  besteht, siehe Abb. 3.5. Die Stelldynamik  $\hat{T}_\delta$  und die Dynamik der Fahrzeugbewegung  $\hat{T}_v$  sollen experimentell untersucht werden. Das Antriebsmodell  $\check{T}_F$  und die dazu konsistente Allokationsfunktion  $\check{T}_F^*$  werden als gegeben aber fehlerbehaftet angenommen. Damit ist eine näherungsweise Umrechnung von Stellwerten in Gesamtschubkräfte möglich, sodass als Ersatz für die wahre, nicht messbare Gesamtschubkraft  $\check{F}$ , der Schätzwert

$$\check{F} = \check{T}_F \langle \delta \rangle \quad (3.19)$$

verwendet werden kann. Eine Umrechnung dieser Art ist auch notwendig, weil der Eingang  $\check{F}_{\text{soll}}$  des Prozessmodells im regulären Betrieb nicht direkt gegeben ist. Deshalb wird die Kraftvorgabe  $\check{F}_{\text{soll}}$  ebenfalls mithilfe des Antriebsmodells  $\check{T}_F$  aus

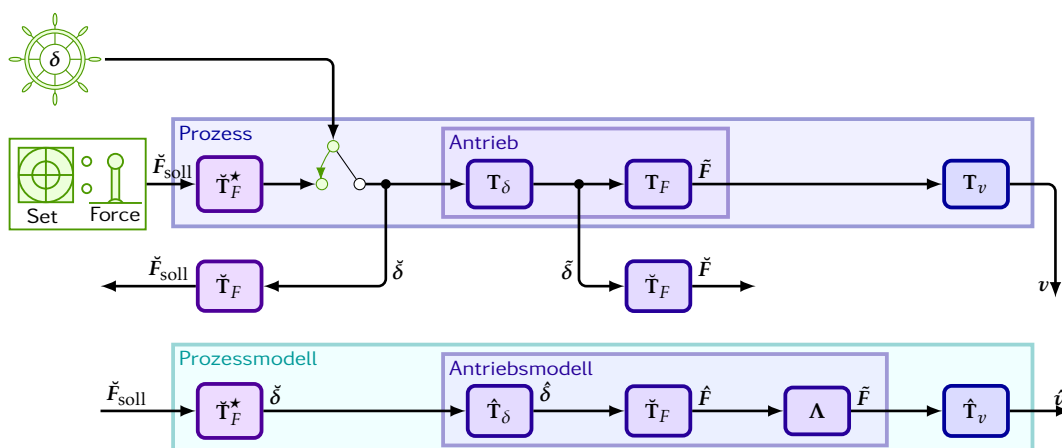


Abbildung 3.5: Lösungsansatz für Problemstellung 1 zur Betrachtung der Kräfte mittels Antriebsmodell

der Stellvorgabe  $\check{\delta}$  berechnet. Die mehrmalige Nutzung des Antriebsmodells  $\check{\mathbb{T}}_F$  bietet somit einen Ansatz zur Lösung von Problemstellung 1.

### Zerlegung des Identifikationsproblems

Nachdem eine Möglichkeit gezeigt wurde, um die nicht messbaren Schubkräfte durch Modellschätzung verfügbar zu machen, soll nun das Prozessmodell in zwei Teile zerlegt werden, siehe Abb. 3.6. Dies verringert aufgrund der voneinander unabhängig behandelten Teilprozessmodelle die Komplexität der Modellierung.

Die Besonderheit besteht hier in der Auftrennung des in Abb. 3.5 dargestellten Antriebsmodells. Auf diese Weise bildet der Antriebsmodellfehler  $\Lambda$  zusammen mit der Dynamik der Fahrzeugbewegung  $\hat{\mathbb{T}}_v$  das Teilprozessmodell II.

#### Teilprozess I: Schubgenerierung

Abb. 3.6 zeigt Teilprozessmodell I, bestehend aus der Allokation  $\check{\mathbb{T}}_F^*$ , der dynamischen Komponente des Antriebs  $\hat{\mathbb{T}}_\delta$  und der Schuberzeugung  $\check{\mathbb{T}}_F$  mit der Soll-Kraft  $\check{F}_{\text{soll}}$  als Eingang und der Ist-Kraft  $\hat{F}$  als Ausgang. Das Fahrzeug wird auf Modellseite scheinbar per Kraftvorgabe unter Nutzung der Allokation geführt. Tatsächlich wird das Fahrzeug im regulären Betrieb auf Stellgrößenebene gesteuert und mit

$$\check{F}_{\text{soll}} = \check{\mathbb{T}}_F \langle \check{\delta} \rangle \quad (3.20)$$

die Soll-Kräfte  $\check{F}_{\text{soll}}$  per Antriebsmodell  $\check{\mathbb{T}}_F$  aus den Soll-Stellwerten  $\check{\delta}$  berechnet.

Unter der Annahme, dass Teilprozessmodell I (Abschnitt 3.2.1) eine lineare, skalare Systemkomponente ist, und die Allokation  $\check{\mathbb{T}}_F^*$  sich als invertierbares Antriebsmodell

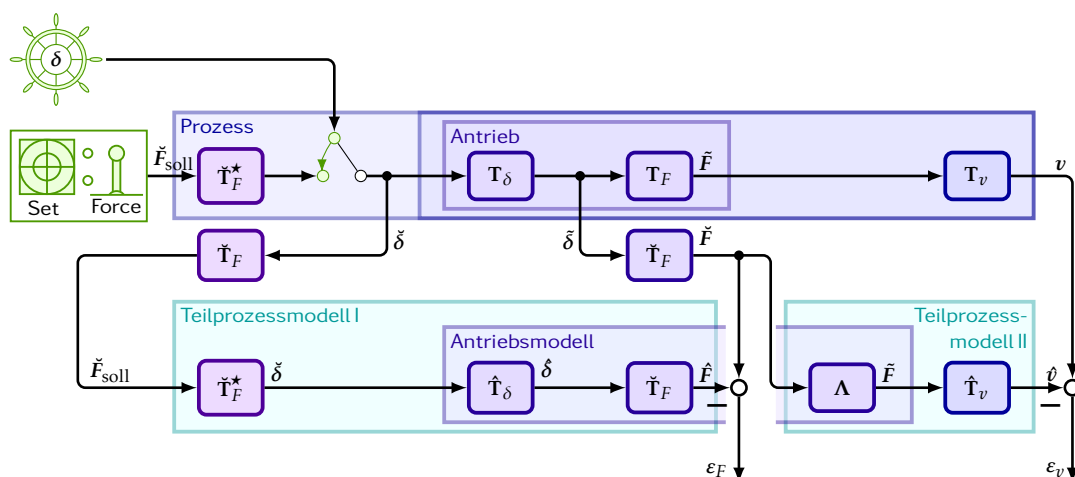


Abbildung 3.6: Zerlegung des Identifikationsproblems in zwei Teilprozesse

$\check{\mathbf{T}}_F$  darstellt, wäre die Vereinfachung

$$\text{Teilprozessmodell I} = \check{\mathbf{T}}_F^* \hat{\mathbf{T}}_\delta \check{\mathbf{T}}_F \approx \hat{\mathbf{T}}_\delta \quad (3.21)$$

möglich. Im Wesentlichen ist das Verhalten von  $\mathbf{T}_\delta$  zu identifizieren.

Bei einer Antriebskonfiguration mit Antrieben unterschiedlicher Dynamik ist es sinnvoll, diese im Antriebsmodell zu berücksichtigen und darauf aufbauend auch eine Allokation zu entwerfen, welche die Antriebe entsprechend ihrer Dynamik optimal einsetzt. Eine Stellratenbegrenzung wird beispielsweise berücksichtigt, indem die Allokation für den Moment gerade den erreichbaren Sollwert fordert. Die Gesamtdynamik aus Allokation und Antrieb wird damit näherungsweise nicht verändert, weil der Antrieb auch ohne vorgeschaltete Allokation die selbe Zeit zum Erreichen des Sollwertes benötigt. Im Prozessmodell wird die Allokation  $\check{\mathbf{T}}_F^*$  deshalb als statisches Element betrachtet und die Antriebsdynamik in der Komponente  $\hat{\mathbf{T}}_\delta$  berücksichtigt.

Nach demselben Prinzip wird die dynamische Komponente der Schuberzeugung im Prozessmodell ebenfalls in  $\hat{\mathbf{T}}_\delta$  berücksichtigt, sodass sich die Schubkraft nach (3.19) als statische Umrechnung aus den Stellwerten darstellt. Dies hat den Vorteil, dass mit Allokation  $\check{\mathbf{T}}_F^*$  und Antriebsmodell  $\check{\mathbf{T}}_F$  eine verzögerungsfreie und konsistente Umrechnung zwischen Stellwerten und Schubkräften möglich wird.

Zur Vereinfachung der nachfolgenden Untersuchungen wird an die Antriebskomponente des Fahrzeugs  $\mathbf{T}_\delta$  die typischerweise erfüllte Bedingung gestellt: Für das statische Übertragungsverhalten des Antriebs im erlaubten Arbeitsbereich wird gefordert, dass vorgegebene Stellwerte nach einer endlichen Verstellzeit tatsächlich erreicht werden

$$\check{\delta} = \check{\delta} \quad \text{für} \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \dot{\check{\delta}} = \lim_{t \rightarrow \infty} \ddot{\check{\delta}} = 0. \quad (3.22)$$

Vorgegebene Drehzahlen oder Ruderwinkel werden vom Antrieb tatsächlich angefahren. Wegen (3.19) und (3.20) folgt aus (3.22), dass im stationären Fall die geforderten Kräfte und die mit dem Antriebsmodell geschätzten realisierten Kräfte identisch sind und sich

$$\check{\mathbf{F}}_{\text{soll}} = \check{\mathbf{F}} \quad \text{für} \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \dot{\check{\delta}} = \lim_{t \rightarrow \infty} \ddot{\check{\delta}} = 0 \quad (3.23)$$

ergibt. Diese Vereinfachung wird bei nachfolgenden Identifikationsverfahren angewendet, wenn stationäre Kräfte vorausgesetzt werden. Die Analyse der Dynamik von Teilprozess I ergibt typischerweise eine Kombination der folgenden Elemente:

- statische Begrenzung auf maximale Kräfte und Momente

- Stellratenbegrenzung
- Verzögerungsglied erster oder zweiter Ordnung
- Totzeitverhalten
- $\tilde{\delta} = \hat{\mathbf{T}}_{\delta} \langle \check{\delta} \rangle \approx \check{\delta}$ 
  - bei näherungsweise langsamer Verstellung der Sollwerte und schnell reagierenden Antrieben
  - bei näherungsweise hoher Dynamik der Antriebe im Vergleich zur Dynamik der Fahrzeugbewegung

Zur Identifikation der Antriebsdynamik werden bewährte Verfahren, z. B. aus [Ise92] eingesetzt, die hier jedoch nicht weiter ausgeführt werden.

#### Teilprozess II: Dynamische Bewegung des Fahrzeugs

Abb. 3.6 zeigt Teilprozessmodell II bestehend aus dem Fehler des Antriebsmodells  $\Lambda$  und dem Modell für die dynamische Bewegung des Fahrzeugs  $\hat{\mathbf{T}}_v$ . Beide Komponenten werden untrennbar zusammengefasst, da die wahre Schubkraft  $\check{\mathbf{F}}$  nicht messbar ist. Nach der Beobachtung der Bewegung des Fahrzeugs  $v$  ist eine Unterscheidung der Systemkomponenten  $\Lambda$  und  $\hat{\mathbf{T}}_v$  nicht möglich. Deshalb wurde in Abschnitt 3.2.2 als Hilfsgröße der generalisierte, fiktive Vektor  $\check{\mathbf{F}}$  eingeführt. Der Eingang von Teilprozessmodell II, der Ist-Wert  $\check{\mathbf{F}}$ , wird mit (3.19) per Antriebsmodell  $\check{\mathbf{T}}_F$  aus den Ist-Stellwerten  $\check{\delta}$  berechnet.

## 3.4 Strategie zur Messdatengenerierung

Das Konzept zur Parametrierung ist in Abb. 3.7 dargestellt: Im regulären Fahrzeugbetrieb werden Messgrößen wie der Positions- und Stellgrößenverlauf über einen längeren Zeitraum aufgezeichnet, idealerweise bei verschiedenen Manövern, wie Drehen, Anlegen und Ablegen. Die Daten werden automatisch ausgewertet und bewertet. Bei ausreichender Genauigkeit werden die geschätzten Parameter im nächsten Schritt für den Entwurf von Assistenzfunktionen genutzt. Unter bestimmten Bedingungen können nicht alle Parameter mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden: Wenn das Fahrzeug im betrachteten Zeitraum z. B. ausschließlich mit konstanter Geschwindigkeit vorwärts gefahren ist, sind keine Rückschlüsse auf sein Manövrierverhalten in Seitwärtsrichtung möglich. In einem solchen Fall stehen zwei Optionen zur Wahl. Über die untere Rückführung wird der regulären Fahrzeugbetrieb weiter beobachtet. Über die innere Rückführung wird die Entscheidung zur Durchführung eines Testmanövers getroffen. Ein definiertes Testmanöver hat den Vorteil, dass es für die Parameterschätzung geeignete Daten generiert und damit zuverlässig zu einem brauchbaren Ergebnis führt.

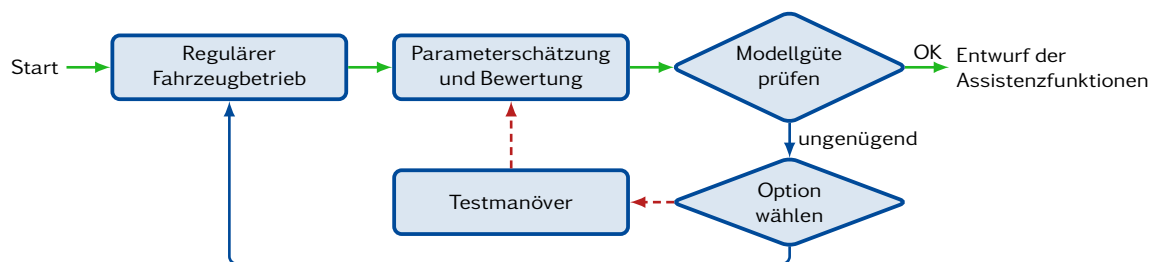


Abbildung 3.7: Ablauf der Prozessidentifikation für das dynamische Modell der Fahrzeugbewegung



---

## 4 Methode zur Prozessidentifikation

In diesem Kapitel werden Verfahren zur experimentellen Identifikation der Dynamik der Fahrzeugbewegung entwickelt. Dafür sollen die Parameter des Teilprozessmodells II aus Abb. 3.6 geschätzt werden, d. h. alle Elemente der fiktiven Dämpfungsmatrix aus (3.18) und alle Elemente der fiktiven Massenmatrix aus (3.17). Die nächsten Abschnitte gliedern sich wie folgt:

Abschnitt 4.1: Schätzung der vollbesetzten fiktiven Dämpfungsmatrix

Abschnitt 4.2: Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix

Abschnitt 4.3: Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix

Die drei Methoden, in dieser Reihenfolge nacheinander angewendet, ergeben einen Algorithmus zur Parameterschätzung auf Basis aufgezeichneter Messdaten.

In diesem Kapitel steht die Entwicklung von Identifikationsmethoden bei Nutzung der Messdaten des regulären Fahrzeugbetriebs im Vordergrund. Die Wahl eines effizienten und praktikablen Ablaufs zur Durchführung von Testmanövern und Auswertung der Messdaten ist Thema in Kapitel 5.

### 4.1 Identifikation hydrodynamischer Effekte

In diesem Abschnitt sollen die Elemente der fiktiven Dämpfungsmatrix aus (3.18) auf Basis von Messdaten geschätzt werden. Dafür werden stationäre Bewegungsphasen des Fahrzeugs in den relevanten Freiheitsgraden ausgewertet. In Abb. 3.6 wurde das Identifikationsproblem in zwei Teile zerlegt. Die Parameter der fiktiven Dämpfungsmatrix sind in der Modellgleichung (3.16) enthalten und gehören zu Teilprozessmodell II.

Im folgenden Abschnitt 4.1.1 wird der gewählte Ansatz zur Parameterschätzung dargestellt. Die Dämpfungsmatrix wird vorerst als voll besetzt und geschwindigkeitsabhängig angenommen, solange das Ergebnis der Parameterschätzung keine abweichende Interpretation zulässt. In Abschnitt 4.1.2 folgt der Ansatz zur Auswahl und Bewertung aufgezeichneter Manöverdaten. Sofern nicht auf verfügbare Manöverdaten zurückgegriffen werden kann oder soll, wird der Entwurf von Testmanövern eingesetzt (Abschnitt 4.1.3).

#### 4.1.1 Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix

Der Ansatz zur Schätzung der geschwindigkeitsabhängigen fiktiven Dämpfungsmatrix gliedert sich wie folgt:

1. Aufzeichnung von Messdaten, optimalerweise bei:

- a) Fahrt ohne Störungen durch Wind und Strömung
  - b) konstanter Schubkraft
  - c) konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit in nur einem Freiheitsgrad
2. Es wird für verschiedene Geschwindigkeiten/Drehraten und Freiheitsgrade die beschleunigungsfreie Bewegung ausgewertet.
  3. Für jeden Arbeitspunkt  $k$  der unbeschleunigten Bewegung  $\dot{v} = 0$  wird der Dämpfungsparameter  $\hat{D}_k$  unter Annahme des vereinfachten Modells (3.1) für einen Freiheitsgrad

$$\hat{m}\dot{v} = \check{F}_k - \hat{D}_k v_k \quad \stackrel{\dot{v}=0}{\implies} \quad \hat{D}_k = \frac{\check{F}_k}{v_k} \quad (4.1)$$

prinzipiell als Quotient der Schubkraft  $\check{F}_k$  und Geschwindigkeit  $v_k$  direkt abgelesen.

### Schätzung der Dämpfung für drei Freiheitsgrade

Für drei Freiheitsgrade wird aus (3.1) entsprechend (4.1) bei unbeschleunigter Bewegung  $\dot{v} = 0$

$$\check{F} = \hat{D}v \quad (4.2)$$

$$\check{F}_x = \hat{D}_{xx}v_x + \hat{D}_{xy}v_y + \hat{D}_{xz}\omega_z \quad (4.3)$$

$$\check{F}_y = \hat{D}_{yx}v_x + \hat{D}_{yy}v_y + \hat{D}_{yz}\omega_z \quad (4.4)$$

$$\check{M}_z = \hat{D}_{zx}v_x + \hat{D}_{zy}v_y + \hat{D}_{zz}\omega_z. \quad (4.5)$$

In der komponentenweisen Darstellung ist zu erkennen, dass bei einer isolierten Bewegung in einem Freiheitsgrad die Terme der anderen Geschwindigkeitskomponenten verschwinden, sodass der einzige verbleibende Dämpfungsparameter je Zeile direkt abgelesen werden kann. Bei drei Freiheitsgraden resultieren drei Versuchsmodi zur Schätzung von je drei Dämpfungsparametern:

#### Längsrichtung $v_x$

$$v_x \neq 0 \quad v_y = 0 \quad \omega_z = 0 \quad (4.6)$$

$$\dot{v}_x = 0 \quad \dot{v}_y = 0 \quad \dot{\omega}_z = 0 \quad (4.7)$$

$$\check{F}_x = 0 \quad \check{F}_y = 0 \quad \check{M}_z = 0 \quad (4.8)$$

$$\hat{D}_{xx} = \frac{\check{F}_x}{v_x} \quad \hat{D}_{yx} = \frac{\check{F}_y}{v_x} \quad \hat{D}_{zx} = \frac{\check{M}_z}{v_x} \quad (4.9)$$

Querrichtung  $v_y$

$$v_x = 0 \quad v_y \neq 0 \quad \omega_z = 0 \quad (4.10)$$

$$\dot{v}_x = 0 \quad \dot{v}_y = 0 \quad \dot{\omega}_z = 0 \quad (4.11)$$

$$\dot{\check{F}}_x = 0 \quad \dot{\check{F}}_y = 0 \quad \dot{\check{M}}_z = 0 \quad (4.12)$$

$$\hat{D}_{xy} = \frac{\check{F}_x}{v_y} \quad \hat{D}_{yy} = \frac{\check{F}_y}{v_y} \quad \hat{D}_{zy} = \frac{\check{M}_z}{v_y} \quad (4.13)$$

Drehrichtung  $\omega_z$

$$v_x = 0 \quad v_y = 0 \quad \omega_z \neq 0 \quad (4.14)$$

$$\dot{v}_x = 0 \quad \dot{v}_y = 0 \quad \dot{\omega}_z = 0 \quad (4.15)$$

$$\dot{\check{F}}_x = 0 \quad \dot{\check{F}}_y = 0 \quad \dot{\check{M}}_z = 0 \quad (4.16)$$

$$\hat{D}_{xz} = \frac{\check{F}_x}{\omega_z} \quad \hat{D}_{yz} = \frac{\check{F}_y}{\omega_z} \quad \hat{D}_{zz} = \frac{\check{M}_z}{\omega_z} \quad (4.17)$$

Nachdem verschiedene konstante Geschwindigkeiten in Längs-, Quer- und Drehrichtung mit (4.9), (4.13) und (4.17) ausgewertet wurden, kann die vollbesetzte, geschwindigkeitsabhängige, fiktive Dämpfungsmatrix

$$\hat{D} \langle \mathbf{v} \rangle = \begin{bmatrix} \hat{D}_{xx} \langle v_x \rangle & \hat{D}_{xy} \langle v_y \rangle & \hat{D}_{xz} \langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{yx} \langle v_x \rangle & \hat{D}_{yy} \langle v_y \rangle & \hat{D}_{yz} \langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{zx} \langle v_x \rangle & \hat{D}_{zy} \langle v_y \rangle & \hat{D}_{zz} \langle \omega_z \rangle \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

aus den Komponenten zusammengesetzt werden.

#### 4.1.2 Auswahl und Bewertung aufgezeichneter Manöverdaten

Die fiktiven Dämpfungsparameter sollen für mehrere Arbeitspunkte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten bestimmt werden. Hierzu wird der relevante Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeugs für jeden relevanten Freiheitsgrade  $i$  in äquidistante Abschnitte  $\Delta v_i$  unterteilt. Für jeden Geschwindigkeitsabschnitt ist ein Messpunkt  $k$  in einem Freiheitsgrad  $i$  zu ermitteln, an dem die drei Dämpfungsparameter der Spalte  $i$  der fiktiven Dämpfungsmatrix bestimmt werden.

Es wird davon ausgegangen, dass aufgezeichnete Messdaten des regulären Fahrzeugbetriebs zur Verfügung stehen. Die Herausforderung besteht darin, die geforderten Bedingungen in (4.6) bis (4.17) zu erfüllen. Exakt ist dies praktisch nicht möglich, weshalb der folgende Ansatz auf eine bestmögliche Erfüllung der Bedingungen abzielt. Zur Schätzung der Dämpfungsparameter werden geeignete Zeitpunkte durch

Vergleich und Bewertung ausgewählt, an denen schließlich (4.9), (4.13) und (4.17) ausgewertet werden. Hierzu wird eine Bewertungsfunktion definiert: Das Residuum der Stationaritätsbedingung<sup>1</sup>

$$\boxed{\rho^2(t) = \dot{\mathbf{v}}^\top \mathbf{W}_{\dot{\mathbf{v}}} \mathbf{W}_{\dot{\mathbf{v}}} \dot{\mathbf{v}} + \dot{\mathbf{F}}^\top \mathbf{W}_{\dot{\mathbf{F}}} \mathbf{W}_{\dot{\mathbf{F}}} \dot{\mathbf{F}} + \mathbf{v}^\top \mathbf{W}_{\mathbf{v}} \mathbf{W}_{\mathbf{v}} \mathbf{v}} \quad (4.19)$$

mit den Wichtungsmatrizen zur Normierung<sup>2</sup> der Beschleunigung

$$\mathbf{W}_{\dot{\mathbf{v}}} = (\text{diag} \langle \dot{\mathbf{v}}_{\text{nom}} \rangle)^{-1}, \quad (4.20)$$

Normierung der Schubänderung

$$\mathbf{W}_{\dot{\mathbf{F}}} = (\text{diag} \langle \dot{\mathbf{F}}_{\text{nom}} \rangle)^{-1} \quad (4.21)$$

und Normierung der Geschwindigkeit

$$\mathbf{W}_{\mathbf{v}} = (\text{diag} \langle \mathbf{v}_{\text{nom}} \rangle)^{-1}. \quad (4.22)$$

Zur Normierung werden eine nominelle Beschleunigung  $\dot{\mathbf{v}}_{\text{nom}}$ , nominelle Schubänderung  $\dot{\mathbf{F}}_{\text{nom}}$  und nominelle Geschwindigkeit  $\mathbf{v}_{\text{nom}}$  eingesetzt. Mit (4.19) ergeben Zeitpunkte, für welche die Beschleunigung, die Kraftänderung und die Geschwindigkeit klein sind, einen kleinen Wert für das Residuum  $\rho^2(t)$ . Zur Schätzung der fiktiven Dämpfung für einen bestimmten Geschwindigkeitsbereich in einem Freiheitsgrad  $i$ , wird zusätzlich die Nebenbedingung

$$\mathbf{v}_{i,k} - \frac{1}{2} \Delta \mathbf{v}_i < \mathbf{v}_{i,k} < \mathbf{v}_{i,k} + \frac{1}{2} \Delta \mathbf{v}_i \quad (4.23)$$

gestellt. Weiterhin darf eine Abweichung von der betreffenden Geschwindigkeit im gewählten Freiheitsgrad  $i$  nicht mit  $\mathbf{v}^\top \mathbf{W}_{\mathbf{v}} \mathbf{W}_{\mathbf{v}} \mathbf{v}$  bestraft werden, weshalb die entsprechende Wichtung

$$\mathbf{W}_{v,i,i} = 0 \quad (4.24)$$

gesetzt wird. Danach ist mit (4.19) der Zeitpunkt in den Messdaten auszuwählen, für den das Residuum

$$\rho_{i,k}^2 \langle t_{\min} \rangle = \min_t \rho_{i,k}^2 \langle t \rangle \quad (4.25)$$

minimal ist, sodass ein Messpunkt  $k$  für die Spalte  $i$  der fiktiven Dämpfungsmatrix ermittelt ist.

<sup>1</sup>Auf die Darstellung der Zeitabhängigkeit  $\mathbf{v} = \mathbf{v}(t)$ ,  $\mathbf{W} = \mathbf{W}(t)$ ,  $\mathbf{F} = \mathbf{F}(t)$  wurde zugunsten besserer Übersichtlichkeit verzichtet.

<sup>2</sup> $\text{diag} \langle \square \rangle$  erzeugt eine Diagonalmatrix aus einem Vektor.

Es ist empfehlenswert, vor der Verarbeitung der Messdaten eine starke Tiefpassfilterung durchzuführen, damit sich hochfrequente Störungen nicht auswirken. Die Wahl der Filterparameter bezüglich Amplitudengang und Phasengang ist praktisch von geringer Bedeutung, da für die Berechnung der Dämpfung der konstante Bereich der Messgrößen gefragt ist, in welchem sich die verschiedenen Filtertypen nicht unterscheiden.

### 4.1.3 Entwurf von Testmanövern

Das oben beschriebene Vorgehen zur Schätzung der Dämpfungsmatrix besteht in der Auswertung verfügbarer Aufzeichnungen von Geschwindigkeiten und Schubkräften. Wenn keine aussagekräftigen Daten verfügbar sind, wird ein alternativer Ansatz benötigt. In diesem Fall besteht die Option durch Steuerung spezieller Testmanöver geeignete Testdaten für die Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix zu generieren. Das Fahrzeug wird dafür in nur einem Freiheitsgrad auf jeweils eine der vorgegebenen Geschwindigkeiten gebracht. Die Geschwindigkeiten/Drehraten in den anderen Freiheitsgraden müssen auf null gehalten werden. An dieser Stelle bietet sich der Einsatz einer Geschwindigkeitsregelung an. Typischerweise wird die Geschwindigkeitsregelung auf Basis der fiktiven Massen- und Dämpfungsmatrix entworfen, welche an dieser Stelle noch nicht zur Verfügung stehen. Es ist jedoch aus zwei Gründen unkritisch, hier grobe Schätzwerte für die Modellparameter zu verwenden. Zum einen handelt es sich bei dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs bezüglich der Geschwindigkeit näherungsweise um einen Prozess erster Ordnung mit Ausgleich, weshalb Stabilitätsprobleme beim Reglerentwurf praktisch unkritisch einzuschätzen sind. Zum anderen wird bei der Regelung auf stationäre Geschwindigkeit eine sehr kleine Reglerverstärkung eingesetzt, damit möglichst kleine Schwankungen in den Stellgrößen bzw. Schubkräften resultieren.

Die Geschwindigkeitsregler sollten über integrale Anteile verfügen, damit keine stationäre Abweichung bleibt – insbesondere in den Komponenten, die auf null gehalten werden sollen. Ein exemplarischer Reglerentwurf ist in Abschnitt 5.4.1 gegeben.

## 4.2 Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix

In diesem Abschnitt werden auf Basis von Messdaten Methoden zur Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix aus (3.17) entwickelt. Jedes dieser Elemente beschreibt die Trägheitseigenschaft des Fahrzeugs in einem Freiheitsgrad. Die Diagonalelemente werden einzeln bestimmt, indem Beschleunigungsphasen des

Fahrzeugs in dem jeweiligen Freiheitsgrad ausgewertet werden. Die Gleichungen in skalarer Form gelten analog für alle drei Freiheitsgrade. Auf die Indizierung wie in (3.16) wurde zur besseren Übersichtlichkeit in diesem Abschnitt verzichtet.

Der Ablauf gliedert sich wie folgt:

Abschnitt 4.2.1: Problem und Ansatz zur Parameterschätzung

Abschnitt 4.2.2: Vergleichende Bewertung von Beschleunigungsphasen

Abschnitt 4.2.3: Auswahl aufgezeichneter Manöverdaten

Abschnitt 4.2.4: Entwurf von Testmanövern

### 4.2.1 Parameterschätzung auf Basis von Beschleunigungsphasen

#### Problem der Parameterschätzung

Ausgangspunkt ist das lineare Prozessmodell (3.16) für die dynamische Bewegung des Fahrzeugs.  $v$  ist der generalisierte Vektor der Geschwindigkeiten/Drehraten, deren Ableitung (insbesondere die Drehbeschleunigung  $\dot{\omega}_z$ ) als nicht gegeben angenommen wird. Das Modell (3.16) wird zur Schätzung einzelner Massenelemente zur vereinfachten Darstellung ohne Indizes in einem Freiheitsgrad in der skalaren Form

$$m\dot{v} = F - Dv \quad (4.26)$$

untersucht und ergibt:

#### **Problemstellung 2** Schätzung der fiktiven Masse

Zur Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix ist ein Verfahren gesucht, welches die im regulären Betrieb aufgezeichneten Datensätze bestmöglich nutzen kann.

Gegeben:

1. Geschwindigkeit  $v$
2. fiktive Dämpfung  $D$
3. Verlauf der Schubkraft  $F$

Gesucht:

1. fiktive Masse  $m$

#### Ansatz zur Parameterschätzung

Zur Bestimmung der fiktiven Masse  $m$  wird im Folgenden ausgehend von (4.26) die lineare Differentialgleichung erster Ordnung

$$\dot{v} + \left(\frac{D}{m}\right)v - \left(\frac{F}{m}\right) = 0 \quad (4.27)$$

gelöst, damit die Beschleunigung  $\dot{v}$  aus der Gleichung eliminiert wird. Unter der Annahme, dass es sich bei  $\left(\frac{D}{m}\right)$  und  $\left(\frac{F}{m}\right)$  um konstante Koeffizienten handelt, ergibt sich die bekannte Lösung

$$v(t) = \frac{F}{D} + \left(v_0 - \frac{F}{D}\right) e^{-\frac{D}{m}t} \quad (4.28)$$

mit der Anfangsgeschwindigkeit  $v(t=0) = v_0$ .

Für die Umstellung von (4.28) zum direkten Ablesen der gesuchten Masse  $m$  wird eine Beschleunigungsphase des Fahrzeugs über die Zeitspanne  $t_1 - t_0$  ausgewertet. Die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t = t_1$  beträgt  $v(t_1) = v_1$ . Weil  $\left(\frac{F}{m}\right)$  als konstanter Koeffizient behandelt wird, muss eine Beschleunigungsphase mit näherungsweise konstanter Schubkraft  $F$  ausgewählt werden. Damit sich Abweichungen von dieser Bedingung möglichst wenig auswirken, wird der Mittelwert der Schubkraft

$$\bar{F} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} F(t) dt \quad (4.29)$$

über die Zeitspanne  $t_1 - t_0$  gebildet. Damit vereinfacht sich (4.28) zu

$$v_1 = \frac{\bar{F}}{D} + \left(v_0 - \frac{\bar{F}}{D}\right) e^{-\frac{D(t_1-t_0)}{m}} \quad (4.30)$$

und kann nach der gesuchten Masse

$$m = \frac{(t_1 - t_0) D}{\ln \frac{v_0 - \frac{\bar{F}}{D}}{v_1 - \frac{\bar{F}}{D}}} \quad (4.31)$$

aufgelöst werden. Die Gleichung wird zur Schätzung der fiktiven Masse  $\hat{m}_{k_V}$  für eine Beschleunigungsphase  $k_V$  genutzt und ergibt schließlich für die drei untersuchten Freiheitsgrade

$$\hat{m}_{xx,k_V} = \frac{(t_{x,1} - t_{x,0}) \hat{D}_{xx}}{\ln \frac{v_{x,0} - \frac{\bar{F}_x}{D_{xx}}}{v_{x,1} - \frac{\bar{F}_x}{D_{xx}}}} \quad \hat{m}_{yy,k_V} = \frac{(t_{y,1} - t_{y,0}) \hat{D}_{yy}}{\ln \frac{v_{y,0} - \frac{\bar{F}_y}{D_{yy}}}{v_{y,1} - \frac{\bar{F}_y}{D_{yy}}}} \quad \hat{m}_{zz,k_V} = \frac{(t_{z,1} - t_{z,0}) \hat{D}_{zz}}{\ln \frac{\omega_{z,0} - \frac{\bar{M}_z}{D_{zz}}}{\omega_{z,1} - \frac{\bar{M}_z}{D_{zz}}}}, \quad (4.32)$$

sodass für eine Beschleunigungsphase im jeweiligen Freiheitsgrad aus der Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  und Endgeschwindigkeit  $v_1$  des Fahrzeugs, der Zeitspanne  $t_1 - t_0$ , der mittleren, möglichst konstanten Schubkraft  $\bar{F}$  und dem aus vorherigen Versuchen geschätzten fiktiven Dämpfungsparameter  $\hat{D}$  die fiktive Masse für den

betreffenden Freiheitsgrad bestimmt werden kann.

### 4.2.2 Vergleichende Bewertung von Beschleunigungsphasen

Tatsächlich ist nicht jede Konstellation zur Auswertung von (4.32) geeignet. Für den Fall  $v_0 = v_1$  ist der Ausdruck nicht definiert. Bei der Fahrzeugbeschleunigung nach einem Kraftsprung kann dieser Fall an zwei Stellen auftreten: erstens, am Anfang der Beschleunigungsphase, wenn das Fahrzeug noch keine Geschwindigkeit aufgenommen hat und zweitens, bei Wahl einer Zeitspanne, in der sich bereits eine konstante Geschwindigkeit eingestellt hat.

Es wird untersucht, welche Beschleunigungsphasen vorzugsweise zur präzisen Bestimmung der Masse geeignet sind. Zu lösen ist:

**Problemstellung 3** Bewertung von Beschleunigungsphasen

Die am besten geeigneten Beschleunigungsphasen sollen zur Identifikation genutzt werden. Gesucht ist deshalb eine vergleichende, quantitative Bewertung der einzelnen Beschleunigungsphasen.

#### Ansatz zur Bewertung von Beschleunigungsphasen

Der gewählte Ansatz besteht darin, die Beschleunigungsphasen zur Auswertung von (4.31) so zu wählen, dass die Standardabweichungen der Variablen  $v_0$ ,  $v_1$ ,  $D$  und  $\bar{F}$  zu einer möglichst kleinen Standardabweichung in der Masse  $m$  führen. Hierzu wird ein Verfahren genutzt, das als gaußsche Fehlerfortpflanzung bekannt ist. Es gilt für voneinander unabhängige Variablen, wobei für die Variablen eine normalverteilte Unsicherheit mit der Varianz  $\sigma^2$  sowie ein hinreichend linearer Verlauf von  $m$  bei Variation der Variablen im Bereich ihrer Standardabweichung vorausgesetzt wird.

Im hier untersuchten Anwendungsfall geht es jedoch weniger darum, einen korrekten Wert für  $\sigma_m$  zu berechnen, vielmehr sollen die resultierenden Standardabweichungen verschiedener Variablenkonstellationen miteinander verglichen werden, worauf in Abschnitt 4.2.3 eingegangen wird.

Eine Abschätzung der Standardabweichung  $\sigma_m$  der Masse ergibt sich aus den partiellen Ableitungen der Schätzgleichung (4.32) nach allen Variablen und ihren Standardabweichungen  $\sigma_{v_0} = \sigma_{v_1}$ ,  $\sigma_D$ ,  $\sigma_F$

$$\sigma_m = \sqrt{\left(\frac{\partial m}{\partial v_0} \sigma_{v_0}\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial v_1} \sigma_{v_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial D} \sigma_D\right)^2 + \left(\frac{\partial m}{\partial F} \sigma_F\right)^2} \quad (4.33)$$

mit

$$\frac{\partial m}{\partial v_0} = \frac{D(t_0 - t_1)}{\ln\left(\frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}\right)^2 \left(v_0 - \frac{F}{D}\right)} \quad (4.34)$$

$$\frac{\partial m}{\partial v_1} = -\frac{D(t_0 - t_1)}{\ln\left(\frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}\right)^2 \left(v_1 - \frac{F}{D}\right)} \quad (4.35)$$

$$\frac{\partial m}{\partial D} = \frac{D\left(\frac{F}{D^2(v_1 - \frac{F}{D})} - \frac{F(v_0 - \frac{F}{D})}{D^2(v_1 - \frac{F}{D})^2}\right)\left(v_1 - \frac{F}{D}\right)(t_0 - t_1)}{\ln\left(\frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}\right)^2 \left(v_0 - \frac{F}{D}\right)} - \frac{t_0 - t_1}{\ln\left(\frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}\right)} \quad (4.36)$$

$$\frac{\partial m}{\partial F} = -\frac{D\left(v_1 - \frac{F}{D}\right)\left(\frac{1}{D(v_1 - \frac{F}{D})} - \frac{v_0 - \frac{F}{D}}{D(v_1 - \frac{F}{D})^2}\right)(t_0 - t_1)}{\ln\left(\frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}\right)^2 \left(v_0 - \frac{F}{D}\right)}. \quad (4.37)$$

Die obigen Ausdrücke können rechtechnisch einfach ausgewertet werden.

### 4.2.3 Auswahl aufgezeichneter Manöverdaten

Im regulären Fahrzeugbetrieb werden die Stellwerte, Geschwindigkeiten und Drehraten aufgezeichnet. Aus den Zeitreihen über mehrere Tage bis Monate sollen geeignete Beschleunigungsphasen zur Prozessidentifikation genutzt werden. Mit (4.33) ist es möglich, für alle Beschleunigungsphasen die Standardabweichung der jeweils geschätzten Masse zu berechnen und darauf aufbauend die Versuche mit kleiner Standardabweichung höher zu bewerten.

Da die Daten zu  $n_k$  diskreten Zeitpunkten  $t\langle k \rangle$  aufgezeichnete werden, ist es möglich, per Algorithmus alle verfügbaren Zeitspannen auszuwerten. Das heißt, es werden zu allen Zeitpunkten  $k = 1 \dots n_k - n_j$  Zeitspannen  $t\langle k \rangle \dots t\langle k + j \rangle$  mit unterschiedlicher Länge  $j = 1 \dots n_j$  und maximaler Länge  $n_j$  untersucht. Jede dieser insgesamt  $n = n_k \cdot n_j$  Zeitspannen wird als Beschleunigungsversuch  $k_V$  untersucht und mit (4.32) eine Masse  $\hat{m}_{k_V}$  sowie mit (4.33) eine Standardabweichung  $\hat{\sigma}_{k_V}$  geschätzt. Zur Schätzung der endgültigen Masse wird der gewichtete Mittelwert

$$\hat{m} = \frac{\sum_{k_V=1}^n \hat{w}_{k_V} \hat{m}_{k_V}}{\sum_{k_V=1}^n \hat{w}_{k_V}} \quad \text{mit} \quad \hat{w}_{k_V} = \frac{1}{\hat{\sigma}_{k_V}^2} \quad (4.38)$$

über alle Versuche gebildet. Prinzipiell ist mit

$$\hat{\sigma}_m = \sqrt{\frac{1}{\sum_{k_V=1}^n \frac{1}{\sigma_{k_V}^2}}} \quad (4.39)$$

auch eine Standardabweichung für die geschätzte Masse berechenbar. Allerdings werden bei der Schätzung der Standardabweichung verschiedene Arten von Störungen nicht eliminiert. Sie wirken sich im ungünstigen Fall wie systematische Fehler auf die Schätzung der fiktiven Masse aus, ohne den Wert der Standardabweichung entsprechend zu erhöhen. Beim Vergleich verschiedener Versuchsreihen kann (4.39) trotzdem von Nutzen sein.

#### 4.2.4 Entwurf von Testmanövern

Wenn keine Manöverdaten mit ausreichender Qualität vorliegen, um die fiktive Masse innerhalb einer tolerierten Standardabweichung zu schätzen, müssen weitere Manöver durchgeführt werden. Im Gegensatz zur Auswertung des regulären Fahrzeugbetriebs wird das Fahrzeug beim folgenden Ansatz aktiv gesteuert, um spezielle Testmanöver durchzuführen. Um Zeit und Kosten zu sparen, sollen definierte, minimalistische Beschleunigungsversuche entworfen werden.

Im Beschleunigungsversuch wird eine konstante Schubkraft eingestellt. Daraufhin

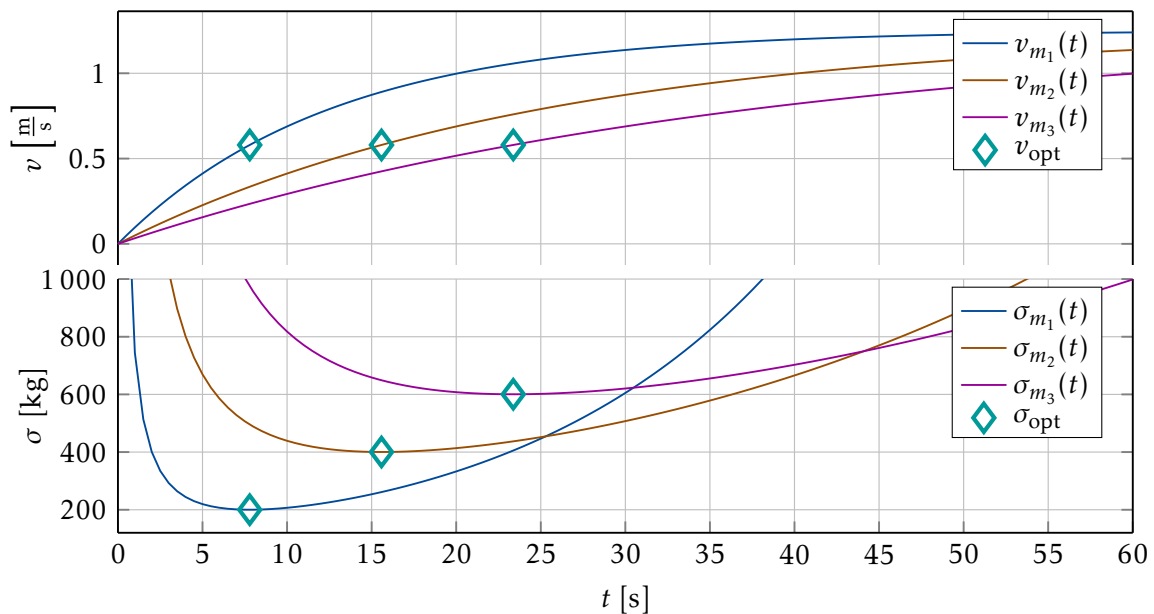


Abbildung 4.1: Simulierter Verlauf der Standardabweichung über einen Sprungversuch über der Zeit dargestellt

wird das Fahrzeug beschleunigt und erreicht schließlich seine stationäre Endgeschwindigkeit. Gesucht ist der optimale Abschnitt für die Auswertung der Schätzgleichung (4.32), sodass die Standardabweichung der geschätzten Masse minimal wird. Es muss der optimale Moment zum Abbruch der Beschleunigungsphase gefunden werden. Wird das Fahrzeug weiter beschleunigt, so ist keine Verbesserung der Schätzgenauigkeit für die Masse zu erwarten. Ungeeignete Daten werden in der Auswerteroutine entsprechend Abschnitt 4.2.3 automatisch verworfen.

Zur Veranschaulichung wird ein Beschleunigungsvorgang aus dem Stillstand heraus mit (4.26) für verschiedene Massen mit Schubkraft = 100N, Dämpfung = 80 kg/s, Masse  $m_1 = 1000$  kg,  $m_2 = 2000$  kg,  $m_3 = 3000$  kg simuliert und in Abb. 4.1 dargestellt. Die eingezeichnete Standardabweichung würde sich ergeben, wenn für die Parameterschätzung mit (4.32) der Versuch zu einem Zeitpunkt  $t = t_1$  abgebrochen wird und die Geschwindigkeit  $v_1$  zu diesem Zeitpunkt ausgewertet wird. Für größere Massen ist die Standardabweichung größer. Um dies zu vermeiden, müsste bei einem größeren Fahrzeug auch mit einer größeren Kraft beschleunigt werden. Es ist zu erkennen, dass die Standardabweichung der Parameterschätzung  $\sigma$  über den Versuch abnimmt, bei  $t_{\text{opt}}$  ein Minimum erreicht und dann wieder größer wird. Die optimale Beschleunigungsphase geht von  $t_0$  bis  $t_{\text{opt}}$ . Danach kann der Versuch abgebrochen werden, weil die folgenden Daten keinen Mehrwert bringen. Die optimale Dauer ist abhängig von der Masse, welche noch unbekannt ist. Die optimale Geschwindigkeit ist jedoch für alle drei Fälle dieselbe. Eine Darstellung der Standardabweichung über der Geschwindigkeit (Abb. 4.2) weist auf die Möglichkeit hin, die optimale Abbruchgeschwindigkeit für die geplanten Beschleunigungsversuche ohne Kenntnis der Masse zu berechnen. Dies wird im Folgenden näher untersucht.

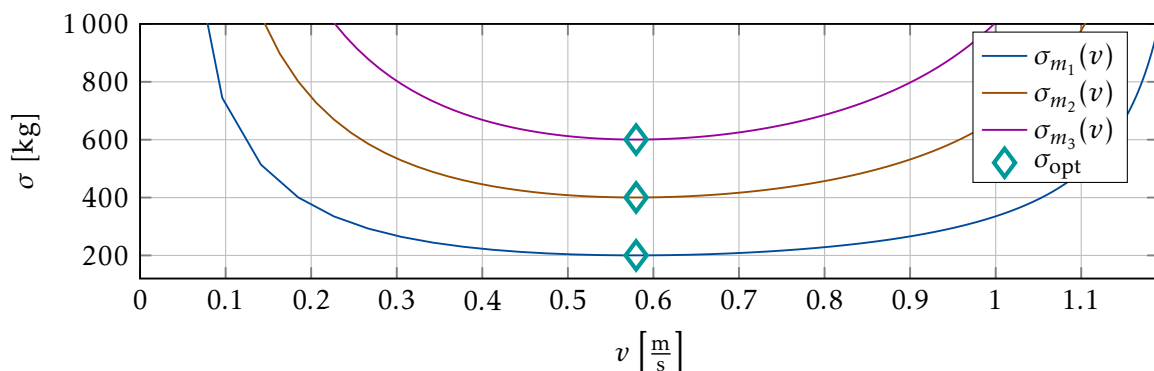


Abbildung 4.2: Verlauf der Standardabweichung über der Fahrzeuggeschwindigkeit für verschiedene Massen bei Sprungversuche aus Abb. 4.1

### Berechnung der optimalen Geschwindigkeit zur Parameterschätzung

Zur Bestimmung des lokalen Extremums der Standardabweichung über der Geschwindigkeit wird die Funktion der Standardabweichung nach der Geschwindigkeit abgeleitet und gleich null gesetzt. Dies ergibt in skalarer Form bei Verzicht auf Indizes

$$\frac{d}{dv} \sigma_m \langle v \rangle = 0. \quad (4.40)$$

Zur Eliminierung der Zeit aus der Betrachtung der Standardabweichung wird ausgehend von (4.32) die Zeit am Anfang des Versuches mit  $t_0 = 0$  gestartet

$$m = \frac{t_1 D}{\ln \frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}}}, \quad (4.41)$$

dann nach  $t_1$  umgestellt

$$t_1 = \frac{m}{D} \ln \frac{v_0 - \frac{F}{D}}{v_1 - \frac{F}{D}} \quad (4.42)$$

und in (4.40) eingesetzt

$$\begin{aligned} & D^3 \sigma_F^2 m (v - v_0)^2 + D^3 \sigma_v^2 m (F - Dv)^2 + D^3 \sigma_v^2 m (F - Dv_0)^2 + \\ & D^3 \sigma_F^2 m \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) (v - v_0)^2 + D^3 \sigma_v^2 m \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) (F - Dv_0)^2 + \\ & D^2 \sigma_F^2 m \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) (v - v_0) (F - Dv) + F \sigma_D^2 \cdot \\ & \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) (F - Dv) (F - Dv_0) \left( \frac{m}{D} + \frac{Fm(v - v_0)}{\ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) (F - Dv) (F - Dv_0)} \right) \cdot \\ & \left( Dv - Dv_0 + F \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) - Dv_0 \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) \right) = 0. \quad (4.43) \end{aligned}$$

Eine einfache Lösung zur Bestimmung der Nullstelle bietet das Newtonverfahren. Dafür wird die problemlos berechenbare zweite Ableitung von  $\sigma_m$

$$\begin{aligned} \frac{d^2}{dv^2} \sigma_m(v) = & \frac{m}{Dv - F} 2D^6 \sigma_v^2 v^2 + D^6 \sigma_v^2 v_0^2 - 4D^5 F \sigma_v^2 v - 2D^5 F \sigma_v^2 v_0 + \\ & 3D^4 F^2 \sigma_v^2 + 2D^4 \sigma_F^2 v^2 - D^4 \sigma_F^2 v v_0 \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) - 3D^4 \sigma_F^2 v v_0 + \\ & D^4 \sigma_F^2 v_0^2 + 2D^3 F \sigma_D^2 v^2 v_0 \ln \left( \frac{F - Dv}{F - Dv_0} \right) + D^3 F \sigma_D^2 v^2 v_0 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& D^3 F \sigma_D^2 v v_0^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 - 3D^3 F \sigma_D^2 v v_0^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) - \\
& D^3 F \sigma_D^2 v v_0^2 + D^3 F \sigma_F^2 v \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) - D^3 F \sigma_F^2 v + \\
& D^3 F \sigma_F^2 v_0 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) + D^3 F \sigma_F^2 v_0 - 2D^2 F^2 \sigma_D^2 v^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) + \\
& D^2 F^2 \sigma_D^2 v^2 + 2D^2 F^2 \sigma_D^2 v v_0 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 + \\
& D^2 F^2 \sigma_D^2 v v_0 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) - 3D^2 F^2 \sigma_D^2 v v_0 + \\
& D^2 F^2 \sigma_D^2 v_0^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 + 3D^2 F^2 \sigma_D^2 v_0^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) + \\
& 2D^2 F^2 \sigma_D^2 v_0^2 - D^2 F^2 \sigma_F^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) - \\
& DF^3 \sigma_D^2 v \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 + 2DF^3 \sigma_D^2 v \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) - \\
& 2DF^3 \sigma_D^2 v_0 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 - 3DF^3 \sigma_D^2 v_0 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right) + \\
& F^4 \sigma_D^2 \ln\left(\frac{F - Dv}{F - Dv_0}\right)^2 \quad (4.44)
\end{aligned}$$

benötigt. Nun kann mit dem Newtonverfahren

$$\boxed{v \langle k+1 \rangle = v \langle k \rangle - \frac{\frac{d}{dv} \sigma_m \langle v \rangle}{\frac{d^2}{dv^2} \sigma_m \langle v \rangle}}, \quad (4.45)$$

nach mehrmaligem Iterieren für  $k = 0 \dots n$ , die optimale Abbruchgeschwindigkeit für einen geplanten Beschleunigungsversuch berechnet werden. Die optimale Geschwindigkeit liegt zwischen  $v = 0$  und der im Voraus berechenbaren Maximalgeschwindigkeit  $0 < v \langle 0 \rangle < v_{\max}$ . Als Startwert für (4.45) eignet sich deshalb die halbe Maximalgeschwindigkeit  $v \langle 0 \rangle = \frac{1}{2} v_{\max}$ , wobei  $v_{\max}$  für  $\dot{v} = 0$  aus

$$m\dot{v} = 0 = F - Dv_{\max} \quad \implies \quad v_{\max} = \frac{F}{D}. \quad (4.46)$$

bestimmt wird.

### 4.3 Schätzung der Nebenelemente der Massenmatrix

In Abschnitt 2.2.1 und 3.2.2 wurde gezeigt, dass sich Nebenelementen aufgrund der hydrodynamischen Massen, der Fehler im Antriebsmodell und der unbekanntem Lage des Massenschwerpunktes ergeben. Für die Identifikation wird die Bewegung des Fahrzeugs an einem Referenzpunkt (z. B. Fahrzeugmitte) beobachtet, welcher nicht dem Massenschwerpunkt entspricht. Deshalb ergeben sich Anteile der Nebenelemente durch die Transformation (3.10) in den Referenzpunkt.

In diesem Abschnitt werden Methoden zur Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix aus (3.17) entwickelt<sup>3</sup>. Dafür werden Messdaten von Beschleunigungsphasen des Fahrzeugs in den einzelnen Freiheitsgraden ausgewertet.

#### Problem des verkoppelten Beschleunigungsverhaltens

In (3.16) wird die Beschleunigung des Fahrzeugs aus dem Stillstand mit

$$\dot{\mathbf{v}} = \check{\mathbf{m}}^{-1} \check{\mathbf{F}} \quad (4.47)$$

beschrieben. Schon bei der Allokation einer Kraft  $\check{\mathbf{F}}$  in nur einer Richtungskomponente kann sich durch die inverse Matrix  $\check{\mathbf{m}}^{-1}$  ein komplexes, verkoppeltes Beschleunigungsverhalten ergeben, wie das folgende Beispiel zeigt.

Nach der Allokation einer Schubkraft in Seitwärtsrichtung  $\check{F}_y$  ergeben sich, außer der gewünschten Beschleunigung in Seitwärtsrichtung  $\dot{v}_y$ , entsprechend

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{m}_{xx} & \check{m}_{xy} & \check{m}_{xz} \\ \check{m}_{yx} & \check{m}_{yy} & \check{m}_{yz} \\ \check{m}_{zx} & \check{m}_{zy} & \check{J}_{zz} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \check{F}_y \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\check{F}_y (\check{m}_{xy} \check{J}_{zz} - \check{m}_{xz} \check{m}_{zy})}{\check{m}_{xx} \check{m}_{yy} \check{J}_{zz} - \check{m}_{xx} \check{m}_{yz} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xy} \check{m}_{yx} \check{J}_{zz} + \check{m}_{xy} \check{m}_{yz} \check{m}_{zx} + \check{m}_{xz} \check{m}_{yx} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xz} \check{m}_{yy} \check{m}_{zx}} \\ \frac{\check{F}_y (\check{m}_{xx} \check{J}_{zz} - \check{m}_{xz} \check{m}_{zx})}{\check{m}_{xx} \check{m}_{yy} \check{J}_{zz} - \check{m}_{xx} \check{m}_{yz} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xy} \check{m}_{yx} \check{J}_{zz} + \check{m}_{xy} \check{m}_{yz} \check{m}_{zx} + \check{m}_{xz} \check{m}_{yx} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xz} \check{m}_{yy} \check{m}_{zx}} \\ \frac{\check{F}_y (\check{m}_{xx} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xy} \check{m}_{zx})}{\check{m}_{xx} \check{m}_{yy} \check{J}_{zz} - \check{m}_{xx} \check{m}_{yz} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xy} \check{m}_{yx} \check{J}_{zz} + \check{m}_{xy} \check{m}_{yz} \check{m}_{zx} + \check{m}_{xz} \check{m}_{yx} \check{m}_{zy} - \check{m}_{xz} \check{m}_{yy} \check{m}_{zx}} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

zusätzlich eine Beschleunigung des Fahrzeugs in Längsrichtung  $\dot{v}_x$  und eine Drehbeschleunigung  $\dot{\omega}$ .

Die Nebenelemente charakterisieren das verkoppelte Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs und sind deshalb für eine präzise Steuerung beim Manövrieren von besonderer Bedeutung.

<sup>3</sup>Teile der entwickelten Methoden in diesem Abschnitt sind zum Zeitpunkt der Abgabe der Dissertationsschrift bereits in [HDJ21] veröffentlicht.

### Ansatz zur Kompensation

Gesucht ist ein Verfahren zur gezielten Steuerung der Beschleunigung in den einzelnen Freiheitsgraden. Zu diesem Zweck wird dem verkoppelten Prozess eine Kompensation

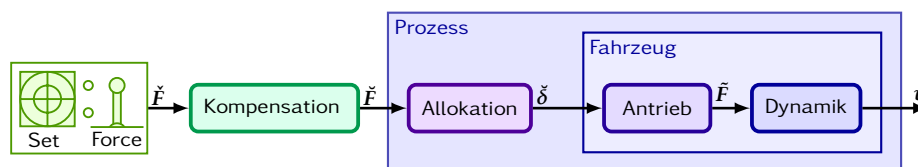
$$\ddot{\mathbf{F}} = \mathbf{T}_K \langle \ddot{\mathbf{F}} \rangle \quad (4.50)$$

vorgeschaltet, welche die kommandierten Kräfte  $\ddot{\mathbf{F}}$  auf geeignete Weise in die zu allozierenden Kräfte  $\ddot{\mathbf{F}}$  umrechnet, siehe Abb. 4.3.

Die im Folgenden entwickelte Methode zur Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix basiert auf der Analyse des Zusammenspiels zwischen der Kompensationsfunktion und der verkoppelten Beschleunigung des Fahrzeugs. Das prinzipielle Vorgehen wird in drei Punkten zusammengefasst:

1. Die Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix repräsentieren das verkoppelte Beschleunigungsverhalten des Prozesses.
2. Es wird eine Kompensation (4.50) vor den Prozess geschaltet, sodass die Verkoppelung zwischen den Freiheitsgraden der Beschleunigung verringert wird.
3. Aus der verwendeten Kompensation und einem verbleibenden Kompensationsfehler wird auf die Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix geschlossen.

Im folgenden Abschnitt 4.3.1 wird eine geeignete Kompensationsfunktion für (4.50) hergeleitet. In Abschnitt 4.3.2 wird auf die Äquivalenz zwischen der Kompensation und den Nebenelementen der fiktiven Massenmatrix eingegangen. In Abschnitt 4.3.3 wird eine Methode zur Messung des Fehlers einer eingesetzten Kompensation vorgestellt. In Abschnitt 4.3.4 wird ein Verfahren zur algorithmischen Auswahl und Bewertung aufgezeichneter Manöverdaten des regulären Betriebs dargestellt sowie ein Ansatz zur Schätzung der Kompensation bzw. der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix gezeigt. In Abschnitt 4.3.5 folgt schließlich ein Verfahren zur Durchführung spezieller Testmanöver für die gezielte experimentelle Bestimmung der Kompensation bzw. Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix.



**Abbildung 4.3:** Ansatz zur Kompensation von Verkoppelungen durch Erweiterung des Prozesses aus Allokation, Antrieben und Fahrzeugdynamik um eine Kompensation

### 4.3.1 Herleitung der Kompensation

Wie eingangs erklärt, sollen die einzelnen Komponenten der Beschleunigung  $\dot{v}$  über die einzelnen Komponenten einer kommandierten Kraftvorgabe  $\check{F}$  ohne Verkopplungen steuerbar sein. Betrachtet man das vereinfachte Prozessmodell für die beschleunigte Bewegung des Fahrzeugs aus dem Stillstand, so ist das Zielverhalten mit

$$(\check{m} \circ I) \dot{v} = \check{F} \quad (4.51)$$

durch eine diagonale<sup>4</sup> fiktive Massenmatrix charakterisiert.

Über die Allokation kann hingegen nur eine Kraft  $\check{F}$  realisiert werden, wobei das resultierende verkoppelte Beschleunigungsverhalten durch

$$\check{m} \dot{v} = \check{F} \quad (4.52)$$

charakterisiert ist.

Um das Zielverhalten zu erreichen, wird die Kompensation (4.50) eingeführt und als Ansatz für die Funktion

$$\check{F} = T_K \langle \check{F} \rangle = \check{K} \check{F} \quad (4.53)$$

die Multiplikation der kommandierten Kraft  $\check{F}$  mit einer Kompensationsmatrix  $\check{K}$  gewählt. Werden nun (4.51), (4.52) und (4.53) in einander eingesetzt, ergibt sich

$$\check{m} \dot{v} = \check{K} (\check{m} \circ I) \dot{v} \quad (4.54)$$

und schließlich

$$\check{K} = \check{m} (\check{m} \circ I)^{-1} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\check{m}_{xy}}{\check{m}_{yy}} & \frac{\check{m}_{xz}}{J_{zz}} \\ \frac{\check{m}_{yx}}{\check{m}_{xx}} & 1 & \frac{\check{m}_{yz}}{J_{zz}} \\ \frac{\check{m}_{zx}}{\check{m}_{xx}} & \frac{\check{m}_{zy}}{\check{m}_{yy}} & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \check{K}_{xy} & \check{K}_{xz} \\ \check{K}_{yx} & 1 & \check{K}_{yz} \\ \check{K}_{zx} & \check{K}_{zy} & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.55)$$

Damit ergibt sich bei gegebener fiktiver Massenmatrix  $\check{m}$  im Idealfall für die Beschleunigung

$$\check{m} \dot{v} = \check{m} (\check{m} \circ I)^{-1} \check{F} \iff (\check{m} \circ I) \dot{v} = \check{F}, \quad (4.56)$$

sodass über die Kompensation  $\check{F} = \check{K} \check{F}$  eine gezielte Steuerung der Beschleunigung entsprechend Abb. 4.3 möglich ist.

<sup>4</sup>Der Operator  $\circ$  steht für das Hadamard-Schur-Produkt zur elementweisen Multiplikation der Massenmatrix mit der Einheitsmatrix.

### 4.3.2 Äquivalenz zur fiktiven Massenmatrix

Durch Vergleich der Elemente in (4.55) ergibt sich die folgende zentrale Aussage:

**Theorem 1** Massenschätzung durch Kompensation

Die Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix wird mit

$$\begin{array}{c|c|c}
 \cdot & \check{m}_{xy} = \check{K}_{xy}\check{m}_{yy} & \check{m}_{xz} = \check{K}_{xz}\check{J}_{zz} \\
 \hline
 \check{m}_{yx} = \check{K}_{yx}\check{m}_{xx} & \cdot & \check{m}_{yz} = \check{K}_{yz}\check{J}_{zz} \\
 \hline
 \check{m}_{zx} = \check{K}_{zx}\check{m}_{xx} & \check{m}_{zy} = \check{K}_{zy}\check{m}_{yy} & \cdot
 \end{array} \quad (4.57)$$

auf die Einstellung der Kompensationsfaktoren zurückgeführt.

Damit ist die Option gegeben, zuerst die Kompensationsfaktoren einzustellen, um daraus die Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix zu berechnen. Dafür werden zusätzlich die Hauptelemente der fiktiven Massenmatrix aus Abschnitt 4.2 benötigt.

In manchen Fällen ist die Berechnung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix aus den Kompensationsfaktoren gar nicht von Interesse: Für die Realisierung der Kompensation in Abb. 4.3 werden direkt die Kompensationsfaktoren benötigt, jedoch nicht explizit die Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix. Der Entwurf der Kompensation ist damit unabhängig von der Verfügbarkeit und Genauigkeit der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix.

### 4.3.3 Definition und Messung des Kompensationsfehlers

In (4.55) wurde die ideale Kompensation  $\check{K}$  aus der, als bekannt angenommenen, fiktiven Massenmatrix  $\check{m}$  berechnet. Tatsächlich soll jedoch eine Methode zur Bestimmung der fiktiven Massenmatrix  $\check{m}$  aus einer geschätzten Kompensation entwickelt werden. Zu diesem Zweck wird im Folgenden angenommen, dass nur eine frei gewählte, fehlerhafte, fiktive Massenmatrix  $\check{m}$  gegeben ist, aus der sich eine fehlerbehaftete Kompensationsmatrix

$$\check{K} = \check{m}(\check{m} \circ I)^{-1} \quad (4.58)$$

berechnen lässt. Wird (4.58) mit (4.53) in (4.52) eingesetzt, ergibt sich

$$\check{m}\check{v} = \check{m}(\check{m} \circ I)^{-1}\check{F} \quad (4.59)$$

und ein Kürzen wie in (4.56) ist wegen  $\check{m} \neq \check{m}$  nicht mehr möglich. Das Zielverhalten (4.51) wird nicht erreicht. Als Ursache wird die fehlerhafte Kompensation (4.58)

betrachtet und ein entsprechender Kompensationsfehler

$$\check{\mathbf{K}} = \check{\mathbf{K}} \circ \boldsymbol{\varepsilon} \quad \boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} 1 & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & 1 & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & 1 \end{bmatrix} \quad (4.60)$$

eingeführt. Der Kompensationsfaktor  $\check{\mathbf{K}}$  wird als elementweises Produkt aus dem idealen Kompensationsfaktor  $\check{\mathbf{K}}$  und einem Kompensationsfehler  $\boldsymbol{\varepsilon}$  interpretiert. Wird nun (4.60) mit (4.55) und (4.58) in (4.59) eingesetzt, ergibt sich

$$\check{\mathbf{m}}\dot{\mathbf{v}} = \left( \check{\mathbf{m}} (\check{\mathbf{m}} \circ \mathbf{I})^{-1} \circ \boldsymbol{\varepsilon} \right) \check{\mathbf{F}} \quad (4.61)$$

und es ist zu erkennen, dass die ideale Kompensation (4.51) erreicht ist, wenn die neun Nebenelemente des Kompensationsfehlers (4.60) verschwinden. Solange dies nicht gelungen ist, resultiert auch bei komponentenweiser Kraftvorgabe mit  $\check{\mathbf{F}}$  eine verkoppelte Beschleunigung

$$\dot{\mathbf{v}} = \check{\mathbf{m}}^{-1} \left( \check{\mathbf{m}} (\check{\mathbf{m}} \circ \mathbf{I})^{-1} \circ \boldsymbol{\varepsilon} \right) \check{\mathbf{F}} \quad (4.62)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_x \\ \dot{v}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{F}_x \frac{1}{\check{m}_{xx}} + \check{F}_y \frac{\varepsilon_{xy}}{\check{m}_{xx}} + \check{M}_z \frac{\varepsilon_{xz}}{\check{m}_{xx}} \\ \check{F}_x \frac{\varepsilon_{yx}}{\check{m}_{yy}} + \check{F}_y \frac{1}{\check{m}_{yy}} + \check{M}_z \frac{\varepsilon_{yz}}{\check{m}_{yy}} \\ \check{F}_x \frac{\varepsilon_{zx}}{\check{J}_{zz}} + \check{F}_y \frac{\varepsilon_{zy}}{\check{J}_{zz}} + \check{M}_z \frac{1}{\check{J}_{zz}} \end{bmatrix} \quad (4.63)$$

des Fahrzeugs. Wenn beispielsweise eine reine Querbeschleunigung  $\check{F}_y \neq 0$  bei  $\check{F}_x = \check{M}_z = 0$  kommandiert wird, ergibt sich abhängig von  $\varepsilon_{xy} \neq 0$  eine fehlerhafte Beschleunigung  $\dot{v}_x$  und abhängig von  $\varepsilon_{zy} \neq 0$  eine fehlerhafte Drehbeschleunigung  $\dot{\omega}_z$ .

Um die einzelnen Elemente des Kompensationsfehlers  $\boldsymbol{\varepsilon}$  experimentell messbar zu machen, werden mit dem Fahrzeug Versuche in drei verschiedenen Versuchsmodi durchgeführt, wobei jeweils nur in einem Freiheitsgrad von  $\check{\mathbf{F}}$  eine Kraft kommandiert wird. Mit einem initialen Schätzwert für die Kompensationsfaktoren (möglich ist auch  $\check{\mathbf{K}} = \mathbf{I}$ ) ergibt sich die zu allozierende Kraft mit

$$\check{\mathbf{F}} = \check{\mathbf{K}}\check{\mathbf{F}}. \quad (4.64)$$

Zur Bestimmung des Kompensationsfehlers wird (4.63) zeilenweise nach den Ele-

menten von  $\varepsilon$  umgestellt. Für das Beispiel mit  $\check{F}_y \neq 0$  bei  $\check{F}_x = \check{M}_z = 0$  ergibt sich

$$\dot{v}_x = \cancel{\check{F}_x \frac{1}{\check{m}_{xx}}} + \check{F}_y \frac{\varepsilon_{xy}}{\check{m}_{xx}} + \cancel{\check{M}_z \frac{\varepsilon_{xz}}{\check{m}_{xx}}} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon_{xz} = \frac{\dot{v}_x}{\check{F}_y} \check{m}_{xx} \quad (4.65)$$

$$\dot{\omega}_z = \cancel{\check{F}_x \frac{\varepsilon_{zx}}{\check{J}_{zz}}} + \check{F}_y \frac{\varepsilon_{zy}}{\check{J}_{zz}} + \cancel{\check{M}_z \frac{1}{\check{J}_{zz}}} \quad \Rightarrow \quad \varepsilon_{zy} = \frac{\dot{\omega}_z}{\check{F}_y} \check{J}_{zz} \quad (4.66)$$

Die folgende Auflistung zeigt die Bestimmung der einzelnen Kompensationsfehler für die drei Versuchsmodi. Bei der kommandierten Kraft in einem Freiheitsgrad können zwei Kompensationsfehler für die jeweils anderen Freiheitsgrade gemessen werden.

$$F_x\text{-Modus:} \quad \check{F} = [\check{F}_x \quad 0 \quad 0]^\top \quad (4.67)$$

$$\check{F} = [\check{F}_x \quad \check{F}_y \quad \check{M}_z]^\top = [\check{F}_x \quad \check{K}_{yx}\check{F}_x \quad \check{K}_{zx}\check{F}_x]^\top \quad (4.68)$$

$$\varepsilon_{yx} \langle \check{K}_{yx} \rangle = \frac{\dot{v}_y}{\check{F}_x} \check{m}_{yy} \quad (4.69)$$

$$\varepsilon_{zx} \langle \check{K}_{zx} \rangle = \frac{\dot{\omega}_z}{\check{F}_x} \check{J}_{zz} \quad (4.70)$$

$$F_y\text{-Modus:} \quad \check{F} = [0 \quad \check{F}_y \quad 0]^\top \quad (4.71)$$

$$\check{F} = [\check{F}_x \quad \check{F}_y \quad \check{M}_z]^\top = [\check{K}_{xy}\check{F}_y \quad \check{F}_y \quad \check{K}_{zy}\check{F}_y]^\top \quad (4.72)$$

$$\varepsilon_{xy} \langle \check{K}_{xy} \rangle = \frac{\dot{v}_x}{\check{F}_y} \check{m}_{xx} \quad (4.73)$$

$$\varepsilon_{zy} \langle \check{K}_{zy} \rangle = \frac{\dot{\omega}_z}{\check{F}_y} \check{J}_{zz} \quad (4.74)$$

$$M_z\text{-Modus:} \quad \check{F} = [0 \quad 0 \quad \check{M}_z]^\top \quad (4.75)$$

$$\check{F} = [\check{F}_x \quad \check{F}_y \quad \check{M}_z]^\top = [\check{K}_{xz}\check{M}_z \quad \check{K}_{yz}\check{M}_z \quad \check{M}_z]^\top \quad (4.76)$$

$$\varepsilon_{xz} \langle \check{K}_{xz} \rangle = \frac{\dot{v}_x}{\check{M}_z} \check{m}_{xx} \quad (4.77)$$

$$\varepsilon_{yz} \langle \check{K}_{yz} \rangle = \frac{\dot{v}_y}{\check{M}_z} \check{m}_{yy} \quad (4.78)$$

Die folgenden Untersuchungen befassen sich mit der Minimierung der Kompen-

sationsfehler. In diesen Fällen haben die konstanten Faktoren  $\check{m}_{xx}$ ,  $\check{m}_{yy}$  und  $\check{J}_{zz}$  keinen Einfluss auf das Ergebnis, weil sich die Lage eines Minimums durch einen konstanten Faktor nicht verändert. Zur Vereinfachung der Gleichungen wird bei der Untersuchung von Kompensationsfehlern im Folgenden

$$\check{m}_{xx} = 1 \qquad \check{m}_{yy} = 1 \qquad \check{J}_{zz} = 1 \qquad (4.79)$$

in (4.69), (4.70), (4.73), (4.74), (4.77) und (4.78) gesetzt.

### Praktische Bestimmung des Kompensationsfehlers

Gesucht ist ein experimentelles Verfahren, um in einem Versuch  $k_V$  für einen frei wählbaren Kompensationsfaktor  $\check{K} \langle k_V \rangle$  den resultierenden Kompensationsfehler  $\bar{\varepsilon} \langle \check{K} \rangle$  zu bestimmen.

Die praktische Schwierigkeit bei der Berechnung der Kompensationsfehler mit (4.67) bis (4.78) besteht darin, dass die verwendete Messung der Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}_x$  typischerweise nicht zur Verfügung steht und es sich bei  $\dot{v}_x \langle t \rangle$ ,  $\dot{v}_y \langle t \rangle$ ,  $\dot{\omega}_x \langle t \rangle$  aber auch  $v_x \langle t \rangle$ ,  $v_y \langle t \rangle$ ,  $\omega_x \langle t \rangle$  um aufgezeichnete Zeitreihen handelt, die für einen Versuch  $k_V$  geeignet auszuwerten sind.

In der weiteren Untersuchung wird (4.69), (4.70), (4.73), (4.74), (4.77) und (4.78) mit (4.79) exemplarisch auf den skalaren Fall

$$\varepsilon = \frac{\dot{v}}{\check{F}} \quad , \qquad (4.80)$$

also auf ein Element des Kompensationsfehlers  $\varepsilon$ , reduziert. Die Ausführungen gelten analog für alle drei Freiheitsgrade.

Um aus einem Beschleunigungsversuch  $k_V$  einen einzelnen Kompensationsfehler zu erhalten und die Auswirkung von Messrauschen zu reduzieren, wird der Kompensationsfehler über die Zeit gemittelt

$$\bar{\varepsilon} = \text{mean}_t \left\langle \frac{\dot{v}}{\check{F}} \right\rangle = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \dot{v} \frac{1}{\check{F}} dt. \qquad (4.81)$$

Die Beschleunigung bzw. Drehbeschleunigung verschwindet aus der Gleichung, indem die partielle Integration  $\int u'v = uv - \int uv'$  angewendet wird, sodass sich für das bestimmte Integral

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left[ v \frac{1}{\check{F}} \right]_{t_0}^{t_1} - \int_{t_0}^{t_1} v \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{\check{F}} \right) dt \right) \qquad (4.82)$$

ergibt. Darin wird der Differentialterm mit  $\left(\frac{1}{f}\right)' = \frac{-f'}{f^2}$  vereinfacht und es ergibt sich der mittlere Kompensationsfehler

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{v(t_1)}{\check{F}(t_1)} - \frac{v(t_0)}{\check{F}(t_0)} \right) + \int_{t_0}^{t_1} v \frac{\dot{\check{F}}}{\check{F}^2} dt \right). \quad (4.83)$$

Damit hängt der Kompensationsfehler  $\bar{\varepsilon}$  für einen Versuch der Zeitspanne  $t_0 \dots t_1$  nur noch von der Geschwindigkeit  $v$  und der kommandierten Kraft  $\check{F}$  ab. Versuche werden jeweils für die drei untersuchten Freiheitsgrade durchgeführt und ergeben für die Elemente von  $\bar{\varepsilon}$ :

$$F_x\text{-Modus:} \quad \bar{\varepsilon}_{yx} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{v_y \langle t_1 \rangle}{\check{F}_x \langle t_1 \rangle} - \frac{v_y \langle t_0 \rangle}{\check{F}_x \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} v_y \frac{\dot{\check{F}}_x}{\check{F}_x^2} dt \right) \quad (4.84)$$

$$\bar{\varepsilon}_{zx} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{\omega_z \langle t_1 \rangle}{\check{F}_x \langle t_1 \rangle} - \frac{\omega_z \langle t_0 \rangle}{\check{F}_x \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} \omega_z \frac{\dot{\check{F}}_x}{\check{F}_x^2} dt \right) \quad (4.85)$$

$$F_y\text{-Modus:} \quad \bar{\varepsilon}_{xy} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{v_x \langle t_1 \rangle}{\check{F}_y \langle t_1 \rangle} - \frac{v_x \langle t_0 \rangle}{\check{F}_y \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} v_x \frac{\dot{\check{F}}_y}{\check{F}_y^2} dt \right) \quad (4.86)$$

$$\bar{\varepsilon}_{zy} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{\omega_z \langle t_1 \rangle}{\check{F}_y \langle t_1 \rangle} - \frac{\omega_z \langle t_0 \rangle}{\check{F}_y \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} \omega_z \frac{\dot{\check{F}}_y}{\check{F}_y^2} dt \right) \quad (4.87)$$

$$M_z\text{-Modus:} \quad \bar{\varepsilon}_{xz} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{v_x \langle t_1 \rangle}{\check{M}_z \langle t_1 \rangle} + \frac{v_x \langle t_0 \rangle}{\check{M}_z \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} v_x \frac{\dot{\check{M}}_z}{\check{M}_z^2} dt \right) \quad (4.88)$$

$$\bar{\varepsilon}_{yz} = \frac{1}{t_1 - t_0} \left( \left( \frac{v_y \langle t_1 \rangle}{\check{M}_z \langle t_1 \rangle} - \frac{v_y \langle t_0 \rangle}{\check{M}_z \langle t_0 \rangle} \right) + \int_{t_0}^{t_1} v_y \frac{\dot{\check{M}}_z}{\check{M}_z^2} dt \right) \quad (4.89)$$

### Vereinfachte Bestimmung des Kompensationsfehlers

Für den Fall, dass zur Berechnung der Kompensationsfehler stückweise konstante Zeitabschnitte für die Schubkräfte genutzt werden können, lässt sich (4.83) weiter vereinfachen. Der Start- und Endpunkt  $t_0, t_1$  jedes Versuches wird in einen konstanten Bereich der Kraft  $\check{F}$  gelegt. Damit die Steldynamik keinen Einfluss auf die Identifikation hat, müssen auch die Stellwerte ihre entsprechenden, konstanten Werte erreicht haben. Auf Kraftebene wird dies anhand der Kraft  $\check{F}$  überprüft, die

mit (3.19) aus den Ist-Stellwerten  $\tilde{\delta}$  berechnet wird. Der Integralterm entfällt wegen  $\dot{\ddot{F}} = 0$  aus (4.83) und es bleibt nur noch

$$\boxed{\bar{\varepsilon} = \frac{v\langle t_1 \rangle - v\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\ddot{F}\langle t_0 \rangle}} \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} \dot{\ddot{F}}\langle t_1 \rangle &= \dot{\ddot{F}}\langle t_0 \rangle \\ \ddot{\ddot{F}} &= \ddot{\ddot{F}} = 0 \end{aligned} \quad (4.90)$$

zur optional vereinfachten experimentellen Bestimmung des Kompensationsfehlers, basierend auf einem Beschleunigungsversuch. Eine Zusammenfassung der Formeln für die einzelnen Komponenten folgt in (4.104), (4.107) und (4.110).

Das Prinzip zur vereinfachten Bestimmung des Kompensationsfehlers ist exemplarisch in Abb. 4.4 dargestellt. Darin werden zwei Beschleunigungsphasen in Querrichtung verglichen. Die Schubkraft in Querrichtung  $\ddot{F}_y = 50\text{N}$  ist für beide Versuche gleich und die Geschwindigkeit in Querrichtung  $v_y$  verhält sich etwa gleich. Als Versuchsdauer wurde hier  $(t_1 - t_0) = 1\text{s}$  festgelegt.

Unterschiedlich für die beiden Versuche sind die Kompensationsfaktoren und die daraus resultierenden Kompensationsmomente

$$\text{Abb. 4.4 links:} \quad \check{M}_z = \check{K}_{zy}\ddot{F}_y = -0.2\text{m} \cdot 50\text{N} = -10\text{Nm} \quad (4.91)$$

$$\text{rechts:} \quad \check{M}_z = \check{K}_{zy}\ddot{F}_y = -0.6\text{m} \cdot 50\text{N} = -30\text{Nm}, \quad (4.92)$$

die zu unterschiedlichen, unerwünschten Drehraten führen. Die Drehraten  $\Delta\omega_z = \omega_z\langle t \rangle - \omega_z\langle t_0 \rangle$  und Geschwindigkeiten  $\Delta v_y = v_y\langle t \rangle - v_y\langle t_0 \rangle$  wurden zu Beginn der konstanten Schubkraft auf null verschoben und die Zeit gestartet, deshalb können die Kompensationsfehler anhand von  $\Delta\omega_z$  nach der Versuchsdauer direkt verglichen werden (siehe markierte Punkte). Der Vergleich der Kompensationsfehler entsprechend (4.90), also  $\frac{\Delta\omega_z}{\ddot{F}_y}$  bei  $t = 1\text{s}$  ergibt

$$\bar{\varepsilon}_{zy}\langle \check{K}_{zy} = -0.2\text{m} \rangle > \bar{\varepsilon}_{zy}\langle \check{K}_{zy} = -0.6\text{m} \rangle. \quad (4.93)$$

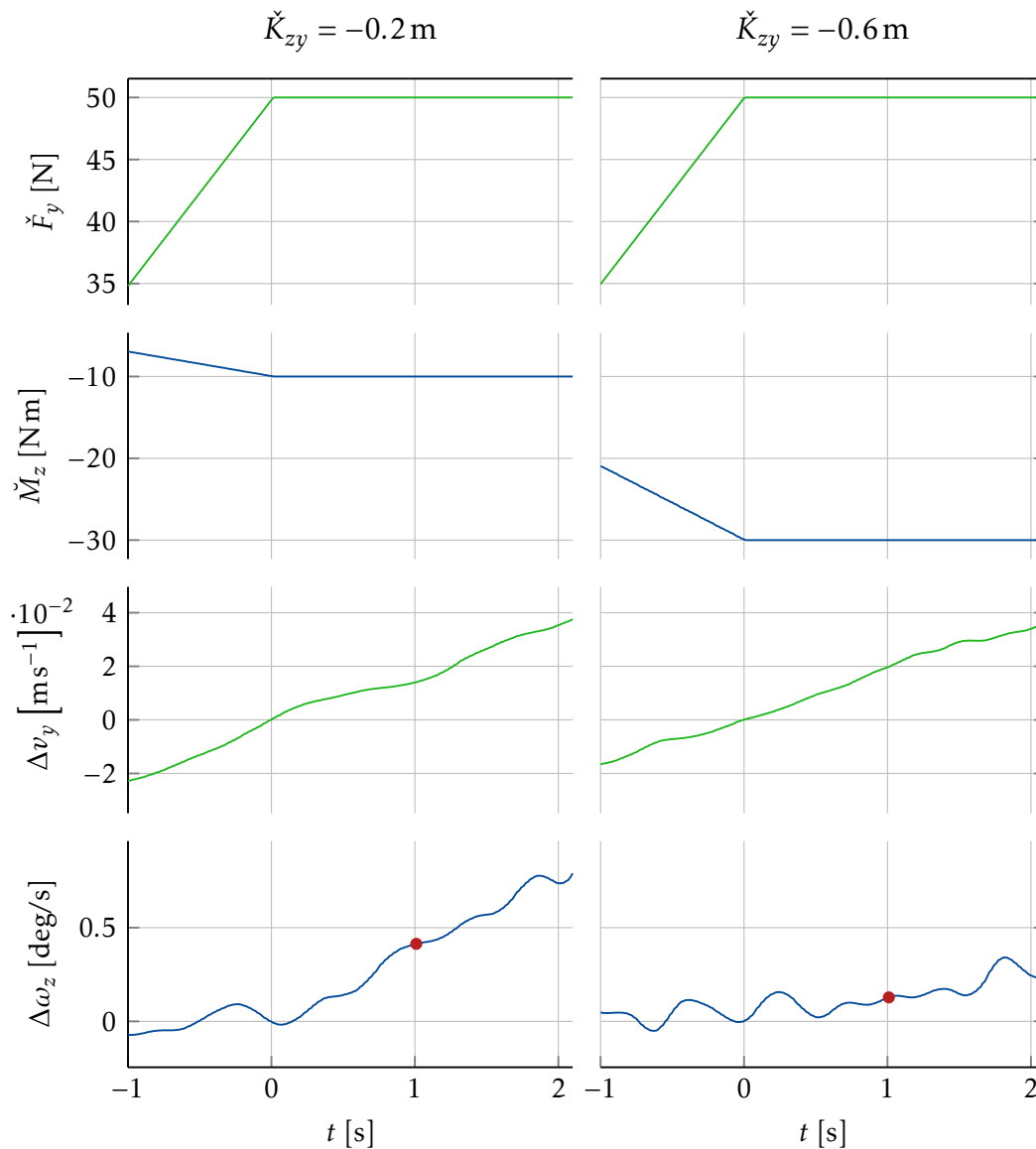
Wie basierend auf mehreren Versuchen eine Schätzung des exakten Kompensationsfaktors realisiert werden kann, wird im folgenden Abschnitt untersucht.

#### 4.3.4 Datenauswahl und Schätzung des optimalen Kompensationsfaktors

An dieser Stelle soll untersucht werden, inwieweit die aufgezeichneten Zeitverläufe von Manövern für die Identifikation genutzt werden können, wenn das Fahrzeug dabei im regulären Betrieb auf Stellebene gesteuert wurde. Gesucht ist ein Verfahren

zur Bestimmung von Kompensationsfaktor und Kompensationsfehler, basierend auf geeigneten Zeitreihen der Stellwerte  $\delta$  und der Geschwindigkeiten  $v$ .

In Abschnitt 4.3.3 wurde dargelegt, wie speziell geplante Beschleunigungsversuche mit einem Fahrzeug durchgeführt werden. Für einen ausgewählten Freiheitsgrad wurde eine Schubkraft zur Beschleunigung des Fahrzeugs kommandiert, z. B. Quer-



**Abbildung 4.4:** Vergleich von zwei Beschleunigungsphasen mit Kraft  $\check{F}_y$  und Geschwindigkeitsänderung  $\Delta v_y$  in Querrichtung bei gleichzeitigem Kompensationsmoment  $\check{M}_z$  und resultierender, unerwünschter Drehratenänderung  $\Delta \omega_z$  mit eingezeichnetem Punkt zur Berechnung des Kompensationsfehlers

richtung  $\check{F} = [0 \ \check{F}_y \ 0]^\top$ . Die Kompensationsfaktoren waren gegeben, um mit  $\check{F} = \check{K}\check{F}$  (4.64) zusätzlich zur kommandierten Schubkraft die Kompensationskraft zu berechnen. Die sich in Summe ergebene Schubkraft  $\check{F}$  führte über die Allokation zu den notwendigen Antriebsstellwerten  $\check{\delta}$ . Diese Verkettung von Funktionen ist nun umzukehren.

### Ansatz zur Auswertung des regulären Betriebs

Um aus den Ist-Stellwerten  $\check{\delta}$  auf den Kompensationsfaktor  $\check{K}$  und die kommandierte Kraft  $\check{F}$  schließen zu können, wird (3.19) in (4.64) eingesetzt und

$$\check{K}\check{F} = \check{F} = \check{T}_F \langle \check{\delta} \rangle \quad (4.94)$$

betrachtet. Es gibt hier keine eindeutige Lösung zur Bestimmung von  $\check{K}$  und  $\check{F}$ . Der Grund dafür ist, dass bisher festgelegt wurde, in welchem Freiheitsgrad von  $\check{F}$  eine Kraft kommandiert wird. Diese Information muss als Bedingung gegeben sein, sodass die drei Möglichkeiten  $\check{F} = [\check{F}_x \ 0 \ 0]^\top$ ,  $\check{F} = [0 \ \check{F}_y \ 0]^\top$  und  $\check{F} = [0 \ 0 \ \check{M}_z]^\top$  als Nebenbedingung in Frage kommen.

Tatsächlich lassen sich Beschleunigungsmanöver nicht eindeutig einem der drei Fälle zuordnen. Eine Kombination aus Querschleunigung und gleichzeitiger Gierwinkeländerung kann z. B. als geplante, isolierte Querschleunigung mit einem Kompensationsfehler und einer fehlerhaften Gierwinkeländerung aufgefasst werden oder aber als geplante, isolierte Drehbeschleunigung, bei der eine fehlerhafte Querschleunigung resultiert.

Als Konsequenz der Mehrdeutigkeit werden alle drei Varianten gleichermaßen untersucht, d. h. die gegebenen Messdaten werden dreimal unabhängig voneinander verarbeitet. Aus (4.94) werden in Komponenten die drei Fälle

$$F_x\text{-Modus:} \quad \begin{bmatrix} 1 & \check{K}_{xy} & \check{K}_{xz} \\ \check{K}_{yx} & 1 & \check{K}_{yz} \\ \check{K}_{zx} & \check{K}_{zy} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \check{F}_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{F}_x \\ \check{K}_{yx}\check{F}_x \\ \check{K}_{zx}\check{F}_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{F}_x \\ \check{F}_y \\ \check{M}_z \end{bmatrix} \quad (4.95)$$

$$F_y\text{-Modus:} \quad \begin{bmatrix} 1 & \check{K}_{xy} & \check{K}_{xz} \\ \check{K}_{yx} & 1 & \check{K}_{yz} \\ \check{K}_{zx} & \check{K}_{zy} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \check{F}_y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{K}_{xy}\check{F}_y \\ \check{F}_y \\ \check{K}_{zy}\check{F}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{F}_x \\ \check{F}_y \\ \check{M}_z \end{bmatrix} \quad (4.96)$$

$$M_z\text{-Modus:} \quad \begin{bmatrix} & \check{K}_{xy} & \check{K}_{xz} \\ \check{K}_{yx} & 1 & \check{K}_{yz} \\ \check{K}_{zx} & \check{K}_{zy} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \check{M}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{K}_{xz}\check{M}_z \\ \check{K}_{yz}\check{M}_z \\ \check{M}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \check{F}_x \\ \check{F}_y \\ \check{M}_z \end{bmatrix}, \quad (4.97)$$

unterschieden, die sich nach

$$F_x\text{-Modus: } \check{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \check{F}_x & 0 & 0 \end{bmatrix}^\top \quad \check{K}_{yx} = \frac{\check{F}_y}{\check{F}_x} \quad \check{K}_{zx} = \frac{\check{M}_z}{\check{F}_x} \quad (4.98)$$

$$F_y\text{-Modus: } \check{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} 0 & \check{F}_y & 0 \end{bmatrix}^\top \quad \check{K}_{xy} = \frac{\check{F}_x}{\check{F}_y} \quad \check{K}_{zy} = \frac{\check{M}_z}{\check{F}_y} \quad (4.99)$$

$$M_z\text{-Modus: } \check{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \check{M}_z \end{bmatrix}^\top \quad \check{K}_{xz} = \frac{\check{F}_x}{\check{M}_z} \quad \check{K}_{yz} = \frac{\check{F}_y}{\check{M}_z} \quad (4.100)$$

umstellen lassen. Bei den berechneten Kräften und Kompensationsfaktoren handelt es sich um Zeitreihen, aus welchen geeignete Abschnitte als Identifikationsversuche ausgewählt werden müssen. Dabei sind folgende Bedingungen zu erfüllen:

1. Der Kompensationsfaktor  $\check{K}(t)$  muss entsprechend  $\dot{\check{K}}(t) \approx 0$  über die Dauer eines Versuchs konstant sein, weil in einem Versuch für *einen* Kompensationsfaktor der resultierende Kompensationsfehler bestimmt werden soll.
2. Die kommandierte Kraft  $|\check{\mathbf{F}}| \gg 0$  muss einen Mindestbetrag überschreiten, um das Fahrzeug genügend anzuregen und ein ausreichendes Signal-Rausch-Verhältnis zu realisieren.
3. Das Fahrzeug muss sich in einer Beschleunigungsphase befinden, also  $|\dot{v}| \gg 0$ . Nur dann sind Einflüsse der Masse messbar.
4. Im Prozessmodell nicht berücksichtigte äußere Kräfte wie Wind und Strömung müssen möglichst klein gehalten werden, um die Parameterschätzung nicht zu verfälschen. Zeitabschnitte, in denen es zur Berührung mit anderen Strukturen oder Fahrzeugen kommt oder in denen an Leinen gezogen wird, dürfen für die Identifikation nicht verwendet werden.

Damit sich Messrauschen möglichst wenig auswirkt, wird über die selektierten Zeitspannen der Verlauf des Kompensationsfaktors gemittelt. Dies ergibt beispielhaft für  $\check{K}_{zy}$  aus (4.99)

$$\bar{K}_{zy} = \text{mean}_t \left\langle \frac{\check{M}_z \langle t \rangle}{\check{F}_y \langle t \rangle} \right\rangle = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{M}_z \langle t \rangle}{\check{F}_y \langle t \rangle} dt. \quad (4.101)$$

Über dieselben Zeitspannen wie der Kompensationsfaktor wird auch der zugehörige Kompensationsfehler mittels (4.90) berechnet, sodass sich für den Fall konstanter Schubkräfte zusammenfassen lässt:

**Kompensationsfehler im  $F_x$ -Modus:**

$$\check{F}\langle t \rangle = [\check{F}_x\langle t \rangle \quad 0 \quad 0]^\top \quad \check{F}\langle t \rangle = \check{T}_F \langle \check{\delta}\langle t \rangle \rangle \quad (4.102)$$

$$\bar{K}_{yx} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{F}_y\langle t \rangle}{\check{F}_x\langle t \rangle} dt \quad \bar{K}_{zx} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{M}_z\langle t \rangle}{\check{F}_x\langle t \rangle} dt \quad (4.103)$$

$$\bar{\varepsilon}_{yx} = \frac{v_y\langle t_1 \rangle - v_y\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{F}_x\langle t_0 \rangle} \quad \bar{\varepsilon}_{zx} = \frac{\omega_z\langle t_1 \rangle - \omega_z\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{F}_x\langle t_0 \rangle} \quad (4.104)$$

**Kompensationsfehler im  $F_y$ -Modus:**

$$\check{F}\langle t \rangle = [0 \quad \check{F}_y\langle t \rangle \quad 0]^\top \quad \check{F}\langle t \rangle = \check{T}_F \langle \check{\delta}\langle t \rangle \rangle \quad (4.105)$$

$$\bar{K}_{xy} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{F}_x\langle t \rangle}{\check{F}_y\langle t \rangle} dt \quad \bar{K}_{zy} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{M}_z\langle t \rangle}{\check{F}_y\langle t \rangle} dt \quad (4.106)$$

$$\bar{\varepsilon}_{xy} = \frac{v_x\langle t_1 \rangle - v_x\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{F}_y\langle t_0 \rangle} \quad \bar{\varepsilon}_{zy} = \frac{\omega_z\langle t_1 \rangle - \omega_z\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{F}_y\langle t_0 \rangle} \quad (4.107)$$

**Kompensationsfehler im  $M_z$ -Modus:**

$$\check{F}\langle t \rangle = [0 \quad 0 \quad \check{M}_z\langle t \rangle]^\top \quad \check{F}\langle t \rangle = \check{T}_F \langle \check{\delta}\langle t \rangle \rangle \quad (4.108)$$

$$\bar{K}_{xz} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{F}_x\langle t \rangle}{\check{M}_z\langle t \rangle} dt \quad \bar{K}_{yz} = \frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \frac{\check{F}_y\langle t \rangle}{\check{M}_z\langle t \rangle} dt \quad (4.109)$$

$$\bar{\varepsilon}_{xz} = \frac{v_x\langle t_1 \rangle - v_x\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{M}_z\langle t_0 \rangle} \quad \bar{\varepsilon}_{yz} = \frac{v_y\langle t_1 \rangle - v_y\langle t_0 \rangle}{(t_1 - t_0)\check{M}_z\langle t_0 \rangle} \quad (4.110)$$

Im Ergebnis kann somit eine konstante Schubkraft über einen begrenzten Zeitraum als eingestellter Kompensationsfaktor interpretiert werden, und dieser Zeitraum kann zur Identifizierung genutzt werden.

Es entstehen Paare aus Kompensationsfaktor und Kompensationsfehler, die als Messpunkte in einem Diagramm dargestellt werden. Dies ist exemplarisch in Abb. 4.5 gezeigt:

- Jeder Punkt entspricht einem Beschleunigungsexperiment bei näherungsweise konstanter Schubkraft.
- Der im Versuch eingestellte Kompensationsfaktor ist auf der Abszisse abgetragen.
- Der gemessene Kompensationsfehler während der Beschleunigungsphase ist auf der Ordinate abgetragen.

- Gesucht ist der Kompensationsfaktor für exakte Kompensation, also die Stelle auf der Abszisse, für welche der Kompensationsfehler null ist.

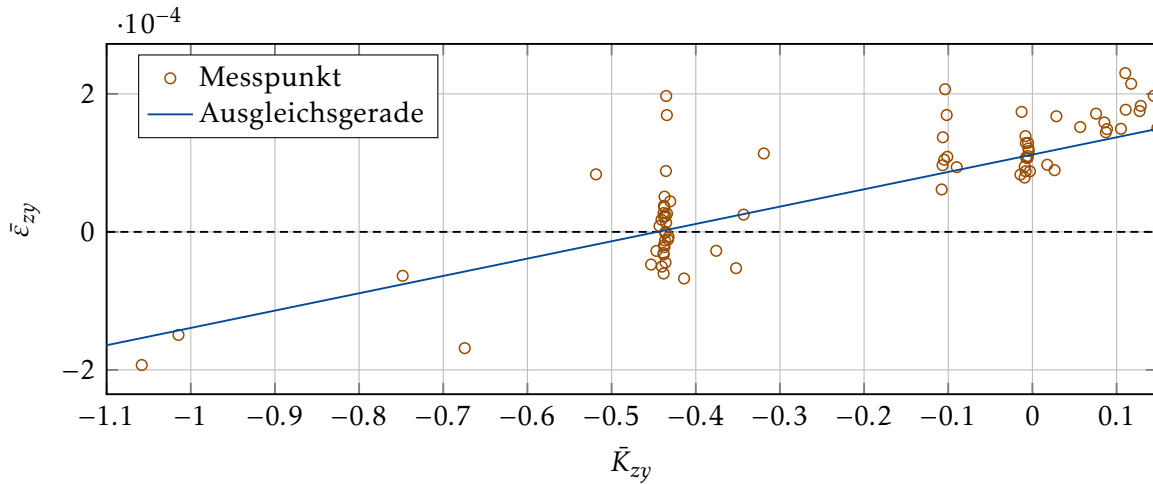


Abbildung 4.5: Ermittlung des Kompensationsfaktors durch Bestimmung einer Geraden, Modellversuch, SVA-Potsdam, Offshore-Versorger EDDA FRAM

#### Abhängigkeit des Kompensationsfehlers vom Kompensationsfaktor

Der exakte Kompensationsfaktor soll aus der Menge von fehlerbehafteten Messpunkten geschätzt werden. Im Hinblick auf die Wahl des Schätzverfahrens stellt sich die Frage, ob im Idealfall alle Punkte auf einer Kurve liegen und welche Funktion theoretisch zugrunde liegt. Hierzu wird (4.55) in (4.60) eingesetzt

$$\check{m}(\check{m} \circ I)^{-1} \circ \varepsilon = \check{K}. \quad (4.111)$$

Zur Umstellung nach  $\varepsilon$  wird das Hadamard-Produkt<sup>5</sup> mit  $\varepsilon$  durch beidseitige Hadamard-Division<sup>6</sup> aufgelöst

$$\varepsilon = \check{K} \circ \check{m}(\check{m} \circ I)^{-1}. \quad (4.112)$$

Da die fiktive Masse  $\check{m}$  als konstant angenommen wird, hängt der Kompensationsfehler  $\varepsilon$  linear vom Kompensationsfaktor  $\check{K}$  ab. Die Messpunkte der Kompensationsfehler je Versuch liegen also idealerweise auf einer Geraden. Beim Schnittpunkt dieser Geraden mit der Abszissenachse liegt idealerweise der exakte Kompensationsfaktor. In Abb. 4.5 wird der exakte Kompensationsfaktor beispielsweise bei  $\hat{K}_{zy} = -0.45$  erwartet, dem Nulldurchgang der eingezeichneten Geraden. Versuche

<sup>5</sup>Das Hadamard-Produkt  $A \circ B = C$  ist definiert als elementweises Produkt  $A_{ij} \cdot B_{ij} = C_{ij}$

<sup>6</sup>Die Hadamard-Division  $A \oslash B = C$  ist definiert als elementweise Division  $\frac{A_{ij}}{B_{ij}} = C_{ij}$

ohne Kompensation bei  $\bar{K}_{zy} = 0$  führen hier zu einem positiven Kompensationsfehler, d. h. zu einer unerwünschten Drehbeschleunigung nach Steuerbord bei kommandierter Schubkraft nach Steuerbord.

### Auswirkung von Messfehlern und Störungen

Bei der experimentellen Bestimmung von Messpunkten für den Kompensationsfehler führen neben den Messfehlern auch Störungen wie Wind, Strömung und Seegang zu entsprechend starken Abweichungen der einzelnen Punkte von der erwarteten Geraden.

Besonders ungünstig wirkt es sich auf die Genauigkeit der Schätzung aus, wenn die Störung einen systematischen Charakter hat, die Messpunkte also überwiegend in eine Richtung beeinflusst sind. Dies tritt z. B. auf, wenn wenige Beschleunigungsversuche bei immer derselben konstanten Strömung und derselben Ausrichtung des Fahrzeugs zur Strömung durchgeführt werden.

Weniger ungünstig wirkt es sich aus, wenn die Störung einen stochastischen Charakter hat. Dies tritt z. B. auf, wenn viele Versuche bei unterschiedlichen Bedingungen an unterschiedlichen Orten durchgeführt werden.

### Auswirkung spezieller Manöver

Wie anhand von (4.61) erläutert wurde, verschwindet der Kompensationsfehler, wenn eine Beschleunigung in nur einem Freiheitsgrad durchgeführt wird. Wenn ein erfahrener Fahrzeugführer derartige Manöver durchführt, ergibt sich der günstige Fall, dass der exakte Kompensationsfaktor mit (4.98) bis (4.100) praktisch direkt abgelesen werden kann. Im Diagramm entsteht eine Punktkonstellation, die exemplarisch in Abb. 4.6 dargestellt ist. Alle Messpunkte liegen im Bereich  $\hat{K}_{zy} = -0.45$ , dem Schätzwert für den exakten Kompensationsfaktor. Da die Schätzung einer Geradengleichung in diesem Fall nicht zielführend wäre, wurden als Vorschlag die Mittelwerte der Punkte oberhalb und unterhalb der Abszisse mit einer Linie verbunden.

### 4.3.5 Entwurf von Testmanövern

Das in Abschnitt 4.3.4 entwickelte Verfahren zur Identifikation des optimalen Kompensationsfaktors besteht in der Auswertung verfügbarer, aufgezeichneter Manöverdaten. Es misslingt, wenn keine oder ungenügende Daten vorliegen. Deshalb soll im Folgenden ein Vorgehen zur Durchführung spezieller Testmanöver entwickelt werden. Mithilfe dieser Testmanöver können die exakten Kompensationsfaktoren gezielt experimentell geschätzt werden.

Hierzu soll in einer Testreihe der Kompensationsfaktor stückweise verbessert werden. Im günstigen Fall führt die schrittweise Minimierung des Kompensationsfehlers dazu, dass mit den letzten Versuchen die exakte Kompensation getestet und somit verifiziert ist.

Zur besseren Übersichtlichkeit werden die Verfahren im Folgenden anhand eines Elementes des Kompensationsfehlers in skalarer Form ohne Index dargestellt.

### Problem

Gesucht ist ein Verfahren zur iterativen Betragsminimierung des Kompensationsfehlers  $\varepsilon \langle K \rangle$  durch schrittweises Variieren des Kompensationsfaktors  $K$  in mehreren Beschleunigungsversuchen.

### Ansatz

Die Nullstelle der Funktion  $\varepsilon \langle K \rangle$  ist zu bestimmen. Mit jedem Beschleunigungsversuch kann die Funktion  $\varepsilon \langle K \rangle$  an einer Stelle ausgewertet werden. Eine bewährte Methode zur schrittweisen Bestimmung der Nullstelle einer Funktion ist die Anwendung eines Newtonverfahrens. Im vorliegenden Fall ist der Funktionswert jedoch mit Störungen überlagert. Für derart stochastische Funktionen ist die Konvergenz des Newtonverfahrens nicht gesichert [Lai03].

Das gewählte und speziell für derartige Probleme entwickelte Verfahren wurde von [RM51] als *Stochastische Approximation* publiziert. Es ist ein rekursives Schätzverfahren, für das die Konvergenz bei Anwesenheit stochastischer Störungen bewiesen werden kann.

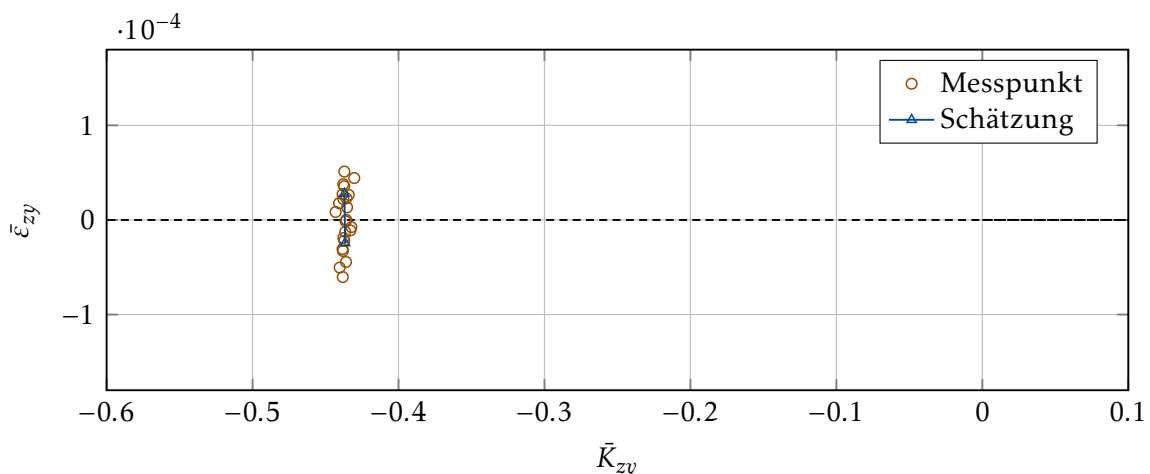


Abbildung 4.6: Schätzung des exakten Kompensationsfaktors bei konzentrierten Messpunkten

Zur Anwendung der stochastischen Approximation wird in [RM51] vorausgesetzt, dass das Vorzeichen der Steigung der untersuchten Funktion  $\varepsilon\langle K \rangle$  positiv ist, das bedeutet

$$\begin{aligned} \varepsilon\langle K \rangle > 0 & \quad \text{für} \quad K > K\langle \varepsilon = 0 \rangle \\ \varepsilon\langle K \rangle < 0 & \quad \text{für} \quad K < K\langle \varepsilon = 0 \rangle \end{aligned} \quad (4.113)$$

Die Bedingung (4.113) ist für den Kompensationsfehler in Abhängigkeit vom Kompensationsfaktor erfüllt, denn in Abschnitt 4.3.4 wurde bereits der ideale Verlauf der Funktion untersucht. Anschaulich ist z. B. anhand des Elementes  $zy$  in  $K_{zy} = \frac{M_z}{F_y}$  (4.99) zu erkennen, dass eine Erhöhung des Kompensationsfaktors  $K_{zy}$  zu einer Erhöhung des Momentes  $\dot{M}_z$  führt. Weil die Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix immer positiv sind, führt nach  $\dot{v} = \mathbf{m}^{-1}\mathbf{F}$  (4.47) eine Erhöhung des Momentes  $M_z$  zu einer Erhöhung der Drehbeschleunigung  $\dot{\omega}_z$ . Die erhöhte Drehbeschleunigung stellt nach  $\varepsilon_{zy} = \frac{\dot{\omega}_z}{F_y}$  (4.74) schließlich einen erhöhten Kompensationsfehler dar. Die Kraft  $F_y$  ist hier ein zweifach auftretender konstanter Faktor, der das Vorzeichen im Ergebnis nicht ändert.

Die Formel zur Berechnung des Kompensationsfaktors für den nächsten, also  $(k+1)$ -ten Versuch ist in [RM51] mit

$$\boxed{K_{k+1} = K_k + s_k\langle k \rangle \varepsilon_k\langle K_k \rangle} \quad (4.114)$$

angegeben. Die Schrittweite variiert in jedem Versuch abhängig vom vorherigen Kompensationsfehler. Damit die Konvergenz gesichert ist, muss  $s_k\langle k \rangle$  die Bedingung

$$\sum_{k=0}^{\infty} s_k = \infty \qquad \sum_{k=0}^{\infty} s_k^2 < \infty . \quad (4.115)$$

erfüllen [RM51]. Dafür ist typischerweise eine Funktion der Form  $s_k\langle k \rangle \approx \frac{1}{k}$  zu wählen, sodass  $s_k$  in jedem Schritt kleiner wird.

Um aus praktischer Sicht eine anschauliche Möglichkeit zur Parametrierung der Schrittweitensteuerung zu haben, wird für  $s_k\langle k \rangle$  die Form

$$s_k\langle k \rangle = \frac{s_0}{\varepsilon_0 \left( k \frac{s_0 - s_n}{s_n} + 1 \right)} \quad (4.116)$$

gewählt. Die Parameter sind definiert als:

$s_0$  initiale Schrittweite für die Variation von  $K$ ,

$\varepsilon_0$  initialer, gemessener Kompensationsfehler,

- $k$  laufende Versuchsnummer,
- $s_n$  Schrittweite des  $n$ -ten Versuches,
- $n$  Versuchsnummer zur Definition von  $s_n$ .

**Konvergenz für die Schrittweitensteuerung aus (4.116)**

Zur Vereinfachung des Konvergenzbeweises wird  $s_k$  aus (4.116) mit

$$c_0 = \frac{s_0 s_n^n}{s_0 \varepsilon_0 - s_n \varepsilon_0} \qquad k_0 = \frac{s_n^n}{s_0 - s_n} \qquad (4.117)$$

in die Form

$$s_k = \frac{c_0}{k_0 + k} \qquad (4.118)$$

gebracht. Die Bildung der unendlichen Summe aus (4.118) entsprechend (4.115)

$$\sum_{k=0}^{\infty} s_k = c_0 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{k_0 + k} \qquad (4.119)$$

divergiert, wie die divergente Minorante

$$c_0 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{k_0 + k} > c_0 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k} - c_0 \sum_{k=0}^{k_0+\varepsilon} \frac{1}{k} = \infty - Z_0 = \infty \qquad (4.120)$$

$\forall k_0 > 0, k_0 \in \mathbb{R}, 0 \leq \varepsilon < 1, k_0 + \varepsilon \in \mathbb{N}, Z_0 < \infty$

mit der bekannten harmonischen Reihe

$$\sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k} = \infty \qquad (4.121)$$

zeigt. Die Summe des quadratischen Terms durch Einsetzen von (4.118) in (4.115)

$$\sum_{k=0}^{\infty} s_k^2 = c_0^2 \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{(k_0 + k)^2} \qquad (4.122)$$

hat die Form der harmonischen Reihe mit quadratischen Summanden

$$\sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^2} < \infty, \qquad (4.123)$$

welche bekannterweise auf einen endlichen Wert konvergiert, sodass (4.115) erfüllt ist.



---

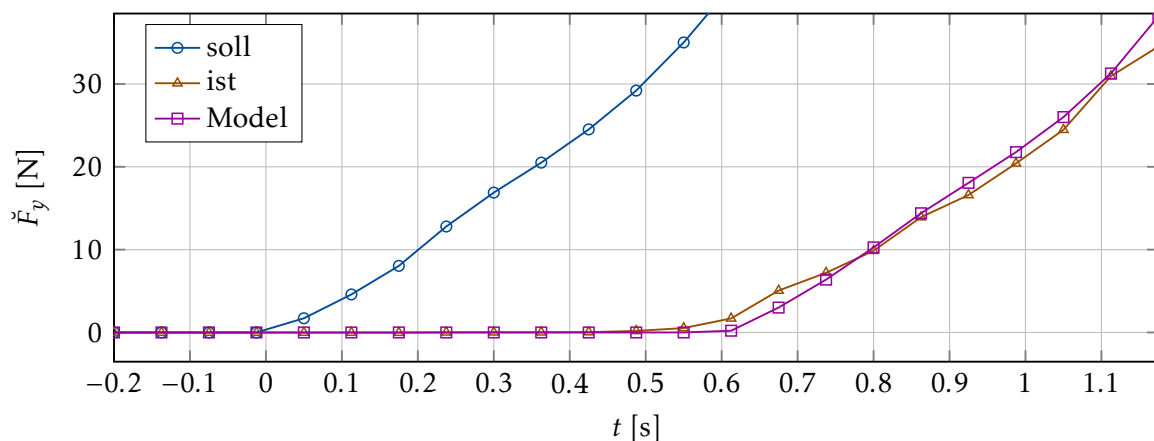
# 5 Exemplarische Umsetzung von Assistenzfunktionen

In diesem Kapitel wird exemplarisch, für ein bezüglich des Bewegungsverhaltens als unbekannt angenommenes Fahrzeug, die Identifikation der beiden Teilprozesse (Abschnitte 5.1 und 5.2) und der Entwurf von Assistenzfunktionen zur Kompensation (Abschnitt 5.3) sowie zur Positions- und Geschwindigkeitsregelung (Abschnitt 5.4) erläutert. Anhand eines durchgehenden Anwendungsbeispiels wird auf praktische Aspekte der Verfahren eingegangen und es werden Hinweise gegeben.

## 5.1 Identifikation von Teilprozessmodell I

Das Teilprozessmodell I beinhaltet den dynamischen Anteil des Antriebssystems mit den Soll-Kräften  $\check{F}_{\text{soll}}$  als Eingang und den Ist-Kräften  $\check{F}$  als Ausgang (siehe Abb. 3.6). Eine exemplarische Messung des Übertragungsverhaltens zeigt Abb. 5.1.

Der Verlauf der Soll-Stellwerte  $\check{\delta}$  wird durch die Regelung und Allokation so generiert, dass die Antriebe entsprechend ihrer maximalen Stellrate mit  $\check{\delta}$  etwa folgen können. Mit der statischen Umrechnung  $\check{F}_{\text{soll}} = \check{T}_F \langle \check{\delta} \rangle$  (3.20) und  $\check{F} = \check{T}_F \langle \check{\delta} \rangle$  (3.19) gilt dies auch für die Soll-Kräfte und Ist-Kräfte. Deren Signalverläufe sind auch etwa gleich, jedoch um eine Totzeit verschoben, die sich aus den Latenzen bei der



**Abbildung 5.1:** Darstellung der Antriebsdynamik. Gezeigt ist die allokierte Schubkraft (soll), die aus den Ist-Stellgrößen berechnete Schubkraft (ist) und die um 0,6 s verzögerte, allokierte Schubkraft als Modell des Antriebsverhaltens

Ansteuerung der Antriebe ergibt. Als Modell der Antriebsdynamik mit Berücksichtigung einer Totzeit  $\tau = 0.6\text{ s}$  wird

$$\check{F}(t) = \check{F}_{\text{soll}}(t - \tau) \quad (5.1)$$

gewählt. Das resultierende Modellverhalten ist ebenfalls in Abb. 5.1 dargestellt.

Weil der Prozess der dynamischen Fahrzeugbewegung eine Zeitkonstante von ca. 4s aufweist, ist die Totzeit des Antriebs im Vergleich so groß, dass sie beim Reglerentwurf berücksichtigt werden muss, um die Stabilität des Regelkreises in Abschnitt 5.4.4 gewährleisten zu können.

## 5.2 Identifikation von Teilprozessmodell II

In Kapitel 4 wurden Methoden zur Verarbeitung vorhandener Manöverdaten des regulären Fahrzeugbetriebs sowie zur Durchführung spezieller Testmanöver dargestellt, die nun zur Anwendung gebracht werden. In der folgenden exemplarischen Umsetzung sei die Möglichkeit zur aktiven Steuerung des Fahrzeugs gegeben, sodass zielgerichtet die Modellparameter ermittelt werden können. Auf die speziell für Identifikationszwecke generierten Daten werden dieselben Algorithmen angewendet wie auf die Daten des regulären Fahrzeugbetriebs, d. h. die beiden Optionen aus Abb. 3.7 unterscheiden sich in der Generierung der Daten, aber nicht in der Auswertung. Es wird jeweils der folgende dreistufige Algorithmus zur Parameterschätzung durchlaufen:

### **Algorithmus 1** Parameterschätzung

1. Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix  
(Abschnitt 4.1)
2. Schätzung der Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix  
(Abschnitt 4.2)
3. Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix über die Kompensationsfaktoren  
(Abschnitt 4.3)

Als gewähltes Anwendungsbeispiel werden Testmanöver mit einem Schiffmodell durchgeführt. Da von einem unbekanntem Fahrzeug ausgegangen wird, ist der Aufwand für die Identifikation im Voraus nicht absehbar. Bei komplexem nichtlinearem Verhalten und stark fehlerbehaftetem Antriebsmodell müssen entsprechend mehr Arbeitspunkte angefahren werden als bei näherungsweise linearem Bewegungsverhalten. Wird nur in einem Arbeitspunkt identifiziert, ist nicht abschätzbar, ob

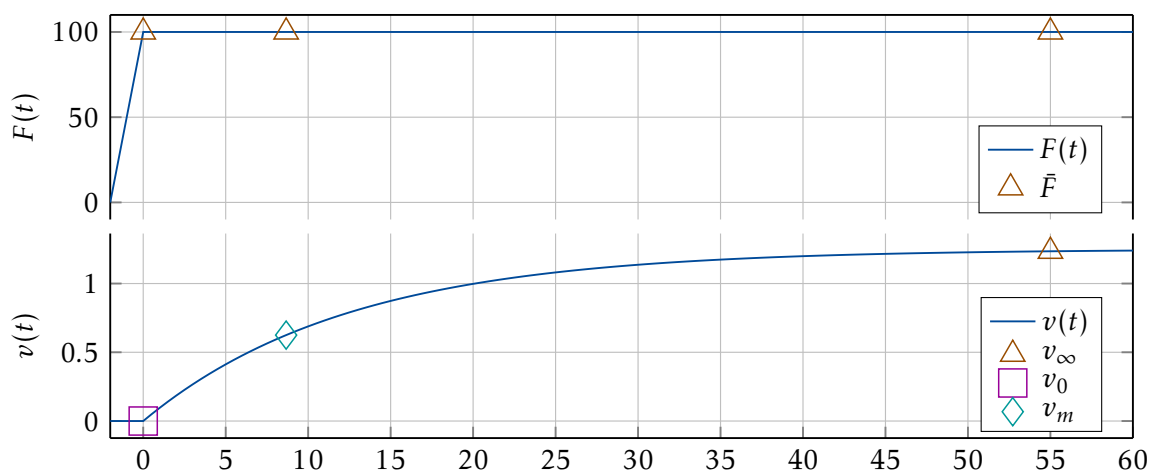
das Modell in einem anderen Arbeitspunkt zu nicht tolerierbaren Fehlern führt. Aus diesem Grund wird ein mehrschrittiger bzw. iterativer Ablauf empfohlen. Im Folgenden wird eine fünfschrittige Variante dargestellt, die für einen Kompromiss zwischen Aufwand und Genauigkeit des resultierenden Modells steht.

1. Wenige initiale Testmanöver
2. Dreistufiger Algorithmus zur Vorauswertung und Planung notwendiger Versuche, Entwurf erster Regler zur Assistenz der nächsten Testmanöver
3. Versuche mit stationären Geschwindigkeiten
4. Versuche mit Beschleunigungsphasen
5. Dreistufiger Algorithmus zur abschließenden Auswertung aller Daten

Die fünf Schritte werden im Folgenden im Detail erklärt.

### (1) Initiale Testmanöver

Zur ersten Analyse des Prozessverhaltens und Abschätzung von Modellparametern werden wenige Versuche durchgeführt, bei denen anstiegsbegrenzte Kraftsprünge synthetisch erzeugt und über die Allokation vorgegeben werden. Alternativ kann die Schubkraft manuell mit einem Joystick über die Allokation oder direkt durch Vorgabe der Stellwerte der einzelnen Antriebe kommandiert werden. Bei einer komplexen Antriebskonfiguration, bei der es verschiedene Möglichkeiten gibt, denselben Schubvektor zu erzeugen, hat die Nutzung der Allokation für die Testmanöver den Vorteil, dass das Fahrzeug auf dieselbe Art gesteuert wird wie auch



**Abbildung 5.2:** Sprungversuch als initiales Testmanöver zur Analyse des Fahrzeugverhaltens und Planung folgender Versuche (Prinzipdarstellung)

in der späteren Regelung. Das Fahrzeugverhalten wird damit für den Arbeitspunkt identifiziert, in dem es später geregelt betrieben wird.

Es bietet sich an, einzelne Beschleunigungsversuche soweit auszudehnen, bis sich eine näherungsweise konstante Fahrzeuggeschwindigkeit einstellt. Für jeden Freiheitsgrad ergeben sich Geschwindigkeitsverläufe, wie in der Prinzipdarstellung Abb. 5.2 gezeigt. Die Phase zu Beginn  $v_0 \dots v_m$  eignet sich zur Schätzung von Diagonalelementen der fiktiven Massenmatrix und von Kompensationsfaktoren. Der Bereich bei näherungsweise konstanter Geschwindigkeit  $v_{\text{inf}}$  eignet sich zur Schätzung von Elementen der fiktiven Dämpfungsmatrix.

Günstig für die Schätzung der Kompensationsfaktoren ist es, wenn das Fahrzeug isoliert in einzelnen Freiheitsgraden beschleunigt wird. Alternativ werden verkoppelte Beschleunigungen erzeugt, wobei Verkoppelungen in unterschiedliche Richtungen auftreten sollten, denn dann ist durch Verbindung der Messpunkte im Diagramm eine Schätzung des exakten Kompensationsfaktors einfacher möglich (siehe Abb. 4.6).

### (2) Initiale Analyse und Vorbereitung der nächsten Testmanöver

Nach den ersten Manövern wird der dreistufige Algorithmus zur Parameterschätzung (Seite 66) das erste Mal für die bisher aufgezeichneten Daten durchlaufen. Zeitabschnitte, in denen das Fahrzeug festgemacht ist, geschleppt wird, die Kai-mauer berührt o. ä., sind vorher zu eliminieren. Eine Vorauswahl der Daten für die Identifikation ist ansonsten nicht notwendig.

Der Identifikationsalgorithmus gibt eine Reihe von Plots und Parametern aus, anhand derer das Fahrzeugverhalten analysiert und die Genauigkeit der geschätzten Parameter analysiert werden kann. Zwei wichtige Entscheidungen werden an dieser Stelle nicht vom Algorithmus übernommen:

1. Für welche Arbeitspunkte wird ein Modell benötigt?
2. Welche Genauigkeit wird für die Parameter gefordert?

Anhand der generierten Diagramme und der statistischen Tests wird analysiert und beurteilt, ob die Parameterverläufe für das untersuchte Fahrzeug linear angenähert werden können.

Bei nichtlinearen Parameterverläufen und unterschiedlichen, geforderten Arbeitspunkten werden in einigen Arbeitsbereichen weitere Testmanöver notwendig sein, um eine akzeptable Parametergenauigkeit zu erreichen.

Auf Basis der bereits geschätzten Parameter lassen sich Positions- und Geschwindigkeitsregler mit geringer Verstärkung entwerfen, welche für die Durchführung der folgenden Testmanöver genutzt werden.

### (3) Versuche mit stationärer Geschwindigkeit

Für die Bestimmung der geschwindigkeitsabhängigen Dämpfung werden verschiedene stationäre Geschwindigkeiten mit dem Geschwindigkeitsregler exakt angefahren, sodass eine isolierte Bewegung in nur einem Freiheitsgrad resultiert. Dabei ist es empfehlenswert, eine Tiefpassfilterung der Messung und eine kleine Reglerverstärkung zu wählen, damit aufgrund von Störungen wenig Bewegung in der Stellgröße resultiert. Dies ermöglicht eine genauere Auswertung der stationären Zustände.

Unterschiedliche Geschwindigkeiten müssen für jeden Freiheitsgrad und jede Richtung gesondert gefahren werden:

1. verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung Vorwärts
2. verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung Rückwärts
3. verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung Steuerbord
4. verschiedene Geschwindigkeiten in Richtung Backbord
5. verschiedene Drehraten in positiver Drehrichtung
6. verschiedene Drehraten in negativer Drehrichtung

Prinzipiell müssen nur die Arbeitspunkte angefahren werden, die im späteren Einsatz von Interesse sind und für die präzise Parameter benötigt werden.

### (4) Beschleunigungsversuche

Insbesondere bei der Beschleunigung aus dem Stillstand ist die fiktive Massenmatrix der dominante Modellparameter, da für  $v = \mathbf{0}$  der Einfluss der Dämpfung verschwindet. Um den Einfluss von Dämpfungseffekten gering zu halten und so die Identifikation zu vereinfachen und zu präzisieren, ist es empfehlenswert, als Testmanöver Beschleunigungen aus dem Stillstand durchzuführen. Der Zeitbedarf für die Tests kann minimiert werden, indem Geschwindigkeitsregler eingesetzt werden, die das Fahrzeug nach einem Beschleunigungstest zügig wieder zum Stillstand bringen. Bei begrenztem Versuchsgebiet, z. B. bei Modellversuchen im Wasserbecken, ist es sinnvoll, Positionsregler zu nutzen, um das Fahrzeug zügig in eine günstige Ausgangsposition für den nächsten Versuch zu bringen.

Es werden Beschleunigungsversuche bei zugeschalteter Kompensation entsprechend Abschnitt 5.3 durchgeführt. Als Initialwerte werden die Ergebnisse der initialen Versuche genutzt. Die Kompensationsfaktoren werden nach jeder Beschleunigungsphase entsprechend Abschnitt 4.3.5 modifiziert. Die Beschleunigungsphase kann nach dem Erreichen der optimalen Geschwindigkeit entsprechend Abschnitt 4.2.4 abgebrochen werden, um den Zeitbedarf und den Bewegungsraum zu begrenzen.

Es müssen Beschleunigungsversuche mit unterschiedlichen Kompensationsfaktoren für alle Freiheitsgrade durchgeführt werden:

1. Beschleunigung in Richtung Vorwärts
2. Beschleunigung in Richtung Rückwärts
3. Beschleunigung in Richtung Steuerbord
4. Beschleunigung in Richtung Backbord
5. Drehbeschleunigung in positiver Drehrichtung
6. Drehbeschleunigung in negativer Drehrichtung

Es ist möglich, dass sich unterschiedliche Kompensationsfaktoren bzw. fiktive Masselemente für unterschiedliche Schubkräfte ergeben. Die Ursache ist nicht unbedingt ein unterschiedliches Trägheitsverhalten des Fahrzeugs, wie es die Bezeichnung des Parameters vermuten lässt. In der fiktiven Massenmatrix werden entsprechend (3.14) auch Antriebseffekte und hydrodynamische Effekte der Schuberzeugung mitidentifiziert. Bei großer Streuung der Messpunkte muss das Antriebsmodell bzw. die Allokation korrigiert werden oder für verschiedene Arbeitspunkte gesondert identifiziert werden.

### **(5) Finale Parameterschätzung und Beurteilung**

Der dreistufige Algorithmus (66) wird erneut eingesetzt. Dabei werden alle bisher gesammelten Messdaten, auch die Daten der initialen Versuche, durchlaufen. Alle statischen Zustände bei verschiedenen Geschwindigkeiten ergeben Messpunkte für die fiktive Dämpfungsmatrix. Alle Beschleunigungsphasen ergeben Messpunkte für die fiktive Massenmatrix. Die Dämpfung, in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, wird mit einer Funktion angenähert und aus der Streuung der Messpunkte eine Abschätzung für die Parameterunsicherheit berechnet. Auch bei den Diagonalelementen der fiktiven Massenmatrix wird die Verteilung der Messpunkte analysiert, um die Parametergenauigkeit zu bewerten. Wenn in der Darstellung nicht alle Messpunkte näherungsweise normalverteilt um einen Mittelwert liegen, ist es empfehlenswert, nach den Ursachen zu suchen. Einzelne Ausreißer können resultieren, wenn das Fahrzeug im Versuch zusätzlich durch eine externe Kraft beschleunigt wurde, z. B. Seilzug oder Anstoßen.

Sind weit auseinanderliegende Punktmengen zu unterscheiden, sollte weiter nach der Ursache gesucht werden. Möglicherweise wurde die Forderung nach symmetrischer Schuberzeugung nicht erfüllt. Dann beschleunigt das Fahrzeug z. B. bei betragsmäßig gleicher allokiertes Schubkraft in Steuerbordrichtung stärker als in Backbordrichtung. Eine derartige Asymmetrie wird wahrscheinlich auch in der

Dämpfung erkennbar sein und sollte durch Anpassung des Antriebsmodells korrigiert werden.

## 5.3 Kompensation

Nach der abgeschlossenen Identifikation folgt der darauf aufbauende Entwurf von Assistenzfunktionen. Als erstes Entwurfsziel und notwendige Vorstufe für die folgenden Reglerentwürfe wird eine Assistenzfunktion zur Kompensation und vereinfachten Joysticksteuerung entworfen, siehe Abb. 5.3.

Die Kompensation reduziert die Verkoppelung des Beschleunigungsverhaltens, das sich aufgrund der hydrodynamischen Massen, dem unbekanntem Massenschwerpunkt und dem fehlerbehafteten Antriebsmodell ergibt. Die Kombination aus Kompensation, Allokation und Fahrzeug ergibt somit aus Sicht der Steuerung ein weniger komplexes Prozessverhalten. Im Idealfall führt dann z. B. eine kommandierte Kraft nach Steuerbord  $\check{F}_y$  zu einer Beschleunigung des Fahrzeugs nach Steuerbord  $\dot{v}_y$ , ohne dass eine Drehbeschleunigung oder eine Beschleunigung in Längsrichtung auftritt.

Die Kompensation wird an dieser Stelle als zuschaltbare Assistenzfunktion implementiert. Hierzu wird ausgehend von (4.53) die zu allozierende Schubkraft  $\check{F}$  als Summe aus der kommandierten Kraft zur Steuerung der Beschleunigung  $\check{F}$  und der Kraft zur Kompensation  $F_K$  geschrieben

$$\check{F} = \check{F} + F_K \quad (5.2)$$

$$F_K = (\hat{K} - I)\check{F} \quad (5.3)$$

$$F_K = (\hat{m}(\hat{m} \circ I)^{-1} - I)\check{F}. \quad (5.4)$$

Benötigt wird entweder eine Schätzung für die Kompensationsfaktoren  $\hat{K}$  in (5.3) oder für die fiktive Massenmatrix  $\hat{m}$  in (5.4).  $I$  ist die Einheitsmatrix und  $\circ$  der Operator für das elementweise Produkt (Hadamard-Schur-Produkt), um mit  $(\hat{m} \circ I)$  die Nebenelemente auf null zu setzen.

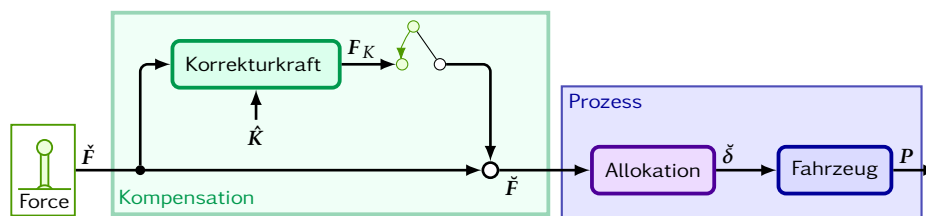


Abbildung 5.3: Zuschaltbare Kompensation für entkoppeltes Beschleunigungsverhalten unter Nutzung geschätzter Kompensationsfaktoren  $\hat{K}$

Die additive Form (5.2) ermöglicht es, die Kompensation als zusätzliche Korrekturkräfte zu interpretieren, deren Werte beobachtet, kontrolliert und testweise für einzelne Komponenten zugeschaltet werden können. Dies erleichtert die Funktionsanalyse und Fehlerdiagnose im Joystick-Betrieb, bevor im nächsten Schritt übergeordnete Regelfunktionen zugeschaltet werden. Mit der Kompensation eröffnet sich zudem die Option, Reglerentwürfe für einzelne Freiheitsgrade separat durchführen und testen zu können, sodass ein komplexes Assistenzsystem in kleinen, überprüfbaren Schritten in Betrieb genommen werden kann.

## 5.4 Positionsregelung

Im Folgenden wird in mehreren Schritten der Entwurf einer Positionsregelung zur dynamischen Positionierung und Referenzwertfolge dargestellt und dabei auf praktische Aspekte eingegangen. Gewählt wird ein seit [Bal80a] bewährter Ansatz, bei dem das Fahrzeug durch Vorgabe fahrzeugfester Gesamtschubkräfte  $\check{F}$  über die Allokation gesteuert wird, siehe Abb. 5.4. Die Steuerung auf Kraftebene macht den Reglerentwurf unabhängig von der Antriebskonfiguration, welche im Antriebsmodell berücksichtigt und so für die Allokation genutzt wird. Mit der zuvor eingeführten Kompensation wird das Beschleunigungsverhalten entkoppelt und so die Komplexität des Reglerentwurfs reduziert.

In Abschnitt 5.4.1 bis 5.4.3 wird ein Zustandsraummodell aufgebaut, das speziell für den Reglerentwurf vorgesehen ist. Es modelliert die dynamische Bewegung des Fahrzeugs mit Zuständen für die Geschwindigkeit und für die Position als Integral der Geschwindigkeit. Der Ansatz von [Bal80a] wird in Abschnitt 5.4.3 mit einer Funktion zur Sollwertfolge nach [YW72] kombiniert, indem Reglerintegratoren in das Zustandsraummodell eingefügt werden. Anschließend wird in Abschnitt 5.4.4 das Zustandsraummodell entsprechend [KP80] erweitert, um die für das Antriebssystem identifizierte Totzeit zu berücksichtigen.

In Abschnitt 5.4.5 wird schließlich ein linear-quadratischer Optimalregler entworfen, weil dieser direkt auf Basis der geschätzten Modellparameter parametrisiert

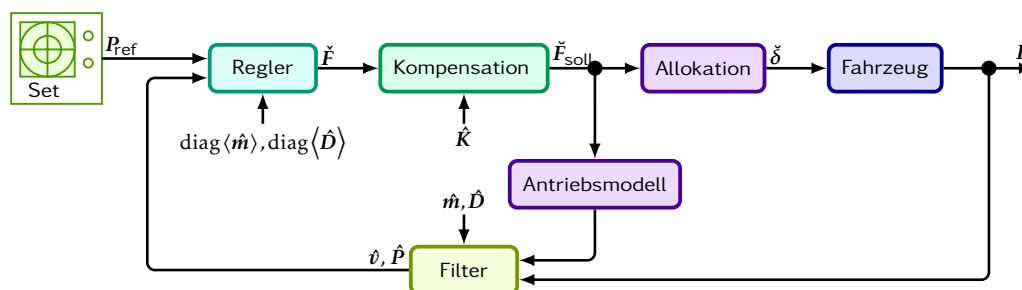


Abbildung 5.4: Assistenzfunktion zur Positionsregelung

werden kann. Die Verstärkung der so berechneten Zustandsrückführung lässt sich im vorliegenden Fall anschaulich als PID-Regelung<sup>1</sup> interpretieren. Mit dem zu wählenden Entwurfparameter wird die Zeitkonstante des geschlossenen Regelkreises beeinflusst. Damit wird der Kompromiss zwischen Energiesparsamkeit und Reglerperformance eingestellt. Die Einstellung kann im laufenden Betrieb, je nach Einsatzszenario, durch Umschaltung geändert werden.

In Abschnitt 5.4.6 wird auf die Reglerimplementierung eingegangen. Die Positionsabweichung wird in fahrzeugparallele Koordinaten umgerechnet, um daraus über das Reglergesetz die fahrzeugfeste Schubkraft berechnen zu können. Da im linearen Entwurfsmodell die Position als Integral der Geschwindigkeit definiert ist, wird hier ein entsprechendes Koordinatensystem eingeführt.

Um Stellgrößensprünge zu vermeiden, wird in Abschnitt 5.4.7 beim Einschalten der Regelung sowie bei der Umschaltung der Reglerparameter im laufenden Betrieb die aktuelle Kraftvorgabe von der vorherigen Regelung bzw. Handsteuerung übernommen. Für die Gewährleistung der Stabilität bei Stellgrößenbegrenzung wird in Abschnitt 5.4.8 außerdem eine Anti-Wind-Up-Funktion mittels Clamping [ÅW13] realisiert.

### 5.4.1 Entwurfsmodell für die Geschwindigkeitsregelung

Das physikalische Modell für die Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der Schubkraft aus Abschnitt 3.2 wird für kleine Geschwindigkeiten linearisiert und ergibt die Zustandsraumdarstellung mit drei Zuständen für den linearen Reglerentwurf

$$\dot{\mathbf{x}}_v = \mathbf{A}_v \mathbf{x}_v + \mathbf{B}_v \mathbf{u}_v \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.5)$$

$$\mathbf{y}_v = \mathbf{C}_v \mathbf{x}_v \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.6)$$

mit

$$\mathbf{A}_v = -\hat{\mathbf{m}}^{-1} \hat{\mathbf{D}} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 3} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{B}_v = \hat{\mathbf{m}}^{-1} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 3} \quad (5.8)$$

$$\mathbf{C}_v = \mathbf{I} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 3} \quad (5.9)$$

$$\mathbf{x}_v = \mathbf{v} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.10)$$

$$\mathbf{u}_v = \check{\mathbf{F}} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.11)$$

$$\mathbf{y}_v = \mathbf{v} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.12)$$

<sup>1</sup>Ein PID-Regler nutzt drei Verstärkungsfaktoren für die Regelabweichung (P), das Integral der Regelabweichung (I) und die zeitliche Ableitung der Regelabweichung (D), um den Prozess zu regeln.

Für den Entwurf einer Geschwindigkeitsregelung bzw. Drehratenregelung ist die Erweiterung nach Abschnitt 5.4.2 zu überspringen und mit Abschnitt 5.4.3 fortzufahren.

### 5.4.2 Entwurfsmodell für die Positionsregelung

Für eine Positionsregelung muss das obige Modell (5.5) und (5.6) der Geschwindigkeit um die Position, also um das Integral der Geschwindigkeit, ergänzt werden.

Im Entwurfsmodell ist die Ableitung der Position ohne Koordinatentransformation<sup>2</sup> direkt die Geschwindigkeit. Der Ausgang des Modells ist die Position, die geregelt werden soll. Das Zustandsraummodell der drei Geschwindigkeiten/Drehraten wird entsprechend um drei Positionswerte/Gierwinkel erweitert und ergibt das Zustandsraummodell mit sechs Zuständen

$$\dot{\mathbf{x}}_P = \mathbf{A}_P \mathbf{x}_P + \mathbf{B}_P \mathbf{u}_P \quad \in \mathbb{R}^{6 \times 1} \quad (5.13)$$

$$\mathbf{y}_P = \mathbf{C}_P \mathbf{x}_P + \mathbf{D}_P \mathbf{u}_P \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.14)$$

mit

$$\mathbf{A}_P = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ \mathbf{0} & -\hat{\mathbf{m}}^{-1} \hat{\mathbf{D}} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{6 \times 6} \quad (5.15)$$

$$\mathbf{B}_P = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \hat{\mathbf{m}}^{-1} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{6 \times 3} \quad (5.16)$$

$$\mathbf{C}_P = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 6} \quad (5.17)$$

$$\mathbf{D}_P = \mathbf{0} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 3} \quad (5.18)$$

$$\mathbf{x}_P = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_P \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{6 \times 1} \quad (5.19)$$

$$\mathbf{u}_P = \check{\mathbf{F}} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.20)$$

$$\mathbf{y}_P = \mathbf{P}_P \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.21)$$

### 5.4.3 Erweiterung für integrale Referenzwertfolge

Das Entwurfsmodell soll so erweitert werden, dass bei der Zustandsregelung für den Ausgang  $\mathbf{y}$  ein Referenzwert  $\mathbf{r}$  vorgegeben werden kann, für eine Geschwindigkeitsregelung  $\mathbf{r} = \mathbf{v}_r$  oder für eine Positionsregelung  $\mathbf{r} = \mathbf{P}_r$ . Die Regelabweichung  $\mathbf{r} - \mathbf{y}$  soll zu null geregelt werden.

---

<sup>2</sup>Die Umrechnung der erdfesten Position in fahrzeugfeste Koordinaten (Abschnitt 5.4.6) wird beim Entwurf herausgelassen und bei der Implementierung vor dem Reglergesetz eingefügt. Die Transformation muss im Entwurfsmodell deshalb nicht berücksichtigt werden.

Der Ansatz nach [YW72] ist sowohl für eine Geschwindigkeitsregelung mit dem Entwurfsmodell (5.5) aus Abschnitt 5.4.1 als auch für die Positionsregelung mit dem Entwurfsmodell (5.13) aus Abschnitt 5.4.2 umsetzbar. Die Darstellung des Verfahrens wird für die Positionsregelung fortgeführt, weil dabei noch Koordinatentransformationen zu beachten sind, auf die in Abschnitt 5.4.6 eingegangen wird.

Entsprechend [YW72] wird das Entwurfsmodell um die Zustände

$$\dot{e} = r - y \quad (5.22)$$

erweitert. Damit ist  $e$  das Integral der Regelabweichung. Die Zustandsregelung regelt alle Zustände auf null und damit auch das Integral der Regelabweichung, sodass ein I-Anteil in das Reglergesetz eingebaut wird. Der eingefügte Integrator ist nicht Teil des realen Prozesses, sondern des Regelalgorithmus. Die Zustände des Integrators und des realen Prozesses werden für die Implementierung des Reglergesetzes später zu einem Vektor zusammengesetzt.

Das Entwurfsmodell (5.13), (5.14) mit seinen sechs Zuständen, drei Eingängen und drei Ausgängen sowie die Erweiterung (5.22) werden zu einem System aus neun Zuständen kombiniert. Für die Referenzwertfolgeregelung ergibt sich die erweiterte Zustandsraumdarstellung

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B_u u_r + B_r r_r \quad \in \mathbb{R}^{9 \times 1} \quad (5.23)$$

$$y_r = C_r x_r \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.24)$$

mit

$$A_r = \begin{bmatrix} A_P & \mathbf{0} \\ -C_P & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{9 \times 9} \quad (5.25)$$

$$B_u = \begin{bmatrix} B_P \\ -D_P \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{9 \times 3} \quad (5.26)$$

$$B_r = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ I \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{9 \times 3} \quad (5.27)$$

$$C_r = \begin{bmatrix} C_P & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 9} \quad (5.28)$$

$$x_r = \begin{bmatrix} x_P \\ e \end{bmatrix} \quad \in \mathbb{R}^{9 \times 1} \quad (5.29)$$

$$u_r = u_P \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.30)$$

$$y_r = y_P \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.31)$$

$$r_r = P_r \quad \in \mathbb{R}^{3 \times 1} \quad (5.32)$$

### 5.4.4 Behandlung von Eingangstotzeit

Für das Teilprozessmodell I wurde in Abschnitt 5.1 eine Totzeit  $\tau$  identifiziert, die sich bezüglich Teilprozessmodell II als Eingangstotzeit  $\mathbf{u}_r \langle t - \tau \rangle$  in

$$\dot{\mathbf{x}}_r \langle t \rangle = \mathbf{A}_r \mathbf{x}_r \langle t \rangle + \mathbf{B}_u \mathbf{u}_r \langle t - \tau \rangle + \mathbf{B}_r \mathbf{r}_r \langle t \rangle \quad (5.33)$$

$$\mathbf{y} \langle t \rangle = \mathbf{C}_r \mathbf{x}_r \langle t \rangle \quad (5.34)$$

darstellt. Sie wird entsprechend [KP80] durch Modifikation des Entwurfsmodells und der Zustandsrückführung im Regelalgorithmus berücksichtigt. Es ergibt sich eine Änderung der Werte der Eingangsmatrix  $\mathbf{B}_u$  und des Zustandsvektors  $\mathbf{x}_r$ , während die Dimensionen gleichbleibend denen aus (5.23) bis (5.32) entsprechen. Als transformiertes Entwurfsmodell resultiert

$$\dot{\mathbf{x}}_\tau = \mathbf{A}_\tau \mathbf{x}_\tau + \mathbf{B}_\tau \mathbf{u}_\tau + \mathbf{B}_{r\tau} \mathbf{r}_\tau \quad (5.35)$$

$$\mathbf{y}_\tau = \mathbf{C}_\tau \mathbf{x}_\tau \quad (5.36)$$

mit

$$\mathbf{A}_\tau = \mathbf{A}_r \quad (5.37)$$

$$\mathbf{B}_\tau = \text{Mexp} \langle -\mathbf{A}_r \tau \rangle \mathbf{B}_u \quad (5.38)$$

$$\mathbf{B}_{r\tau} = \mathbf{B}_r \quad (5.39)$$

$$\mathbf{C}_\tau = \mathbf{C}_r. \quad (5.40)$$

Die Zustandsrückführung wird in Abhängigkeit vom vergangenen, zeitlichen Verlauf des Eingangsvektors modifiziert

$$\mathbf{x}_\tau = \mathbf{x}_r + \mathbf{x}_\alpha = \mathbf{x}_r \langle t \rangle + \int_{t-\tau}^t \text{Mexp} \langle \mathbf{A}_r (t - \alpha) \rangle \mathbf{B}_\tau \mathbf{u}_\tau \langle \alpha \rangle d\alpha \quad (5.41)$$

$$\mathbf{u}_\tau = \mathbf{u}_r \quad (5.42)$$

$$\mathbf{y}_\tau = \mathbf{y}_r \quad (5.43)$$

$$\mathbf{r}_\tau = \mathbf{r}_r. \quad (5.44)$$

Die Funktion  $\text{Mexp} \langle \mathbf{X} \rangle$  mit  $\mathbf{X} = \mathbf{A}_r \cdot (t - \alpha)$  bzw.  $\mathbf{X} = -\mathbf{A}_r \tau$  wird als Matrix-Exponentialfunktion bezeichnet und ist definiert als

$$\text{Mexp} \langle \mathbf{X} \rangle = \mathbf{V} \begin{bmatrix} \exp \langle \lambda_1 \rangle & 0 & 0 \\ 0 & \exp \langle \lambda_2 \rangle & 0 \\ 0 & 0 & \ddots \end{bmatrix} \mathbf{V}^{-1}. \quad (5.45)$$

Darin bezeichnet  $\exp \langle \square \rangle$  die Eulersche Exponentialfunktion und  $\lambda_1, \lambda_2, \dots$  die

Eigenwerte der Matrix  $X$ , welche als Nullstellen des Polynoms

$$\det(X - \lambda I) = 0 \quad (5.46)$$

berechnet werden.  $V$  ist die Matrix der zugehörigen Eigenvektoren, sodass

$$X = V \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots \end{bmatrix} V^{-1} \quad (5.47)$$

gilt. Der Reglerentwurf erfolgt nun auf Basis der modifizierten Eingangsmatrix  $B_\tau$ , während  $A_\tau$  und  $C_\tau$  nicht verändert werden. Das Entwurfsmodell ist frei von Totzeiten, sodass lineare Entwurfsverfahren angewendet werden können, um einen Zustandsregler zu parametrieren. Für eine Zustandsregelung muss der modifizierte Zustandsvektor  $x_\tau$  aus (5.41) zurückgeführt werden.  $x_\tau$  lässt sich als Summe aus dem realen Zustandsvektor  $x_r$ , also z. B. der Messgrößen des Prozesses und dem Integral über den vergangenen Eingangsvektor  $u_r(\alpha)$  für die Länge der Totzeit

$$\alpha \in [t - \tau, t] \quad (5.48)$$

interpretieren. Der Verlauf des Eingangsvektors wird über die Zeit mit  $\text{Mexp}\langle A_r(t - \alpha) \rangle$  exponentiell gewichtet. Dadurch wird das bei Eingangstotzeit typischerweise auftretende Schwingen um den Referenzwert signifikant reduziert. Es würde anderenfalls bei Übergangsvorgängen und auch im stationären, störungsfreien Fall auftreten.

### 5.4.5 Linear-Quadratischer Reglerentwurf

Basierend auf dem Entwurfsmodell soll ein Zustandsregler eingestellt werden. Mit dem folgenden Verfahren wird eine Zustandsregelung für die Entwurfsmodelle der Abschnitte 5.4.1 bis 5.4.4 möglich. Es wird für die Positionsregelung mit integraler Sollwertfolge und Eingangstotzeit (5.35) aus Abschnitt 5.4.4 exemplarisch dargestellt, wie die Verstärkung der Zustandsrückführung  $K_\tau$  im Reglergesetz

$$-u_\tau = K_\tau x_\tau \quad (5.49)$$

parametriert wird. Für jeden Freiheitsgrad soll nur ein Tuningparameter zu wählen sein, mit dem der Kompromiss aus Reglerperformance und Energiesparsamkeit gewählt wird. Möglich ist dies mit dem Linear-Quadratischen Reglerentwurf (LQR)

auf Basis des zu minimierenden Kostenfunktional

$$J\langle \mathbf{u}_\tau, \mathbf{x}_\tau \rangle = \int_0^\infty (\mathbf{x}_\tau^\top \mathbf{Q}_x \mathbf{x}_\tau + \mathbf{u}_\tau^\top \mathbf{Q}_u \mathbf{u}_\tau) dt. \quad (5.50)$$

Mit den Wichtungsmatrizen  $\mathbf{Q}_x$  und  $\mathbf{Q}_u$  werden die Eigenschaften des Regelkreises eingestellt. Der Zustandsvektor setzt sich aus Zuständen für die Position, die Geschwindigkeit und die Referenzwertfolge zusammen. Der Verlauf von Geschwindigkeit und Position soll nicht explizit beeinflusst werden. Von Interesse ist die tolerierte Abweichung vom Referenzwert, die mit  $\mathbf{Q}_r$  in

$$\mathbf{Q}_x = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{6 \times 6} & \mathbf{0}_{6 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 6} & \mathbf{Q}_r \end{bmatrix} \quad (5.51)$$

eingestellt wird. Da nur das Verhältnis der Wichtungen zueinander eine Auswirkung hat, wird  $\mathbf{Q}_u = \mathbf{I}$  gesetzt. Die Minimierung des Gütefunktional durch eine Zustandsrückführung ist auf die Lösung der algebraischen Matrix-Riccati-Gleichung

$$\mathbf{0} = \dot{\mathbf{S}} = \mathbf{A}_\tau^\top \mathbf{S} + \mathbf{S} \mathbf{A}_\tau + \mathbf{S} \mathbf{B}_\tau \mathbf{Q}_u^{-1} \mathbf{B}_\tau^\top \mathbf{S} + \mathbf{Q}_x \quad (5.52)$$

für  $\mathbf{S}$  zurückzuführen [Lun14]. Die Verstärkung der Zustandsrückführung ergibt sich mit

$$\boxed{\mathbf{K}_Q = \mathbf{Q}_u^{-1} \mathbf{B}_\tau^\top \mathbf{S}}. \quad (5.53)$$

Zur Einstellung des Reglers ist die Vorgabe des wenig anschaulichen Parameters  $\mathbf{Q}_r$  notwendig, damit sich daraufhin das gewünschte Regelverhalten ergibt. Um das Problem des Reglertunings zu vereinfachen, wird als Vorgabe die dominante Zeitkonstante des geschlossenen Regelkreises genutzt. Diese kann als Maß für die Priorisierung zwischen Energieeffizienz und Regelperformance interpretiert werden und soll vom Fahrzeugführer oder einer übergeordneten Assistenzfunktion entsprechend des Einsatzszenarios gewählt werden. Dieser Ansatz ist möglich, indem das Mehrgrößensystem in drei unabhängige Systeme mit jeweils einem Eingang und einem Ausgang aufgespalten wird. Der Algorithmus zur Reglereinstellung umfasst dann folgende Schritte:

1. Es wird ein Startwert für  $\mathbf{Q}_r$  gesetzt.
2. Die Rückführverstärkung  $\mathbf{K}_Q$  wird mit (5.53) berechnet.
3. Die Eigenwerte  $\lambda_1, \lambda_2, \dots$  des geschlossenen Regelkreises ergeben sich als

Nullstellen des Polynoms

$$\det \langle (A_\tau - B_\tau K_Q) - \lambda I \rangle = 0. \quad (5.54)$$

4. Die dominante Zeitkonstante ist

$$T_c = \frac{-1}{\max \langle \lambda_1, \lambda_2, \dots \rangle}. \quad (5.55)$$

In einer Optimierungsschleife wird  $Q_r$  iterativ angepasst, bis sich die geforderte dominante Zeitkonstante  $T_c$  ergibt. Eine Sollposition wird auf diese Weise zwar schnell und ökonomisch angefahren, jedoch mit Überschwingen, d. h. die Geschwindigkeit ist an der Sollposition noch nicht null, weil der Abbremsvorgang zu dem Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen ist. Die Regelung ist damit für die mit  $T_c$  vorgegebene Performance optimal bezüglich des Gütefunktional (5.50). Ein sicherer Anlegevorgang erfordert jedoch eine abweichende Positionstrajektorie. Hier muss frühzeitig abgebremst werden, sodass sich das Fahrzeug auf den letzten Metern der Sollposition ohne Überschwingen nähert und rechtzeitig stehen bleibt. Für den Reglerentwurf ergibt dies die Forderung, dass die Pole des geschlossenen Regelkreises keinen Imaginäranteil aufweisen dürfen

$$\text{Im} \langle \lambda_i \rangle \stackrel{!}{=} 0. \quad (5.56)$$

Um dies zu erreichen, werden nur die Realanteile der in (5.54) berechneten Eigenwerte  $\Re \langle \lambda_i \rangle$  für eine Polplatzierung nach Ackermann [Ack72] genutzt, um die finale Reglerverstärkung

$$K_\tau = \text{Acker} \langle A_\tau, B_\tau, \Re \langle \lambda_1, \dots \rangle \rangle \quad (5.57)$$

zu berechnen.

### 5.4.6 Implementierung des Reglergesetzes

Für die Implementierung des Reglergesetzes (5.49) muss der Zustand  $x_\tau$  gegeben sein. Durch Messung, Filterung und Ableitung sind die Position und die Geschwindigkeit gegeben, die in (5.19) und (5.29) zum Vektor  $x_p$  zusammengefasst und dann in (5.29) um das Integral der ebenfalls messbaren Regelabweichung  $x_r = [P_p \quad v \quad e]^\top$  mit dem Reglerintegrator

$$e = \int (r - y) dt \quad (5.58)$$

erweitert wird. Zur Berücksichtigung der Eingangstotzeit wird der Zustand in (5.41) mit  $\mathbf{x}_\tau = \mathbf{x}_r + \mathbf{x}_\alpha$  um eine additive Korrektur erweitert.

Indem die Rückführverstärkung in drei Teilmatrizen  $\mathbf{K}_\tau = [\mathbf{K}_p \quad \mathbf{K}_v \quad \mathbf{K}_e]$  aufgespalten wird, kann das Reglergesetz (5.49) schließlich als

$$-\mathbf{u}_\tau = \mathbf{K}_p \mathbf{P}_p + \mathbf{K}_v \mathbf{v} + \int \mathbf{K}_e (\mathbf{r} - \mathbf{y}) dt + \mathbf{K}_\tau \mathbf{x}_\alpha \quad (5.59)$$

geschrieben werden. Die Summanden lassen sich damit als proportionale, integrale und differentiale (PID) sowie totzeitkorrigierende Beiträge zur Regelung des Prozesses interpretieren. Die Verstärkung  $\mathbf{K}_e$  wurde in das Integral gezogen, damit der zu implementierende Integrator genauso viele Zustände hat wie der Eingang  $\mathbf{u}_\tau$ . Dies ist notwendig, um in Abschnitt 5.4.8 das Regelverhalten bei Stellgrößenbegrenzung festlegen zu können.

Es ist zu beachten, dass die Stellgröße bei einer PID-Regelung basierend auf der Regelabweichung  $(\mathbf{r} - \mathbf{y})$  berechnet wird. In der Zustandsregelung wird der Zustand zurückgeführt, der die Position  $\mathbf{P}_p$  enthält. Deshalb ist hier  $\mathbf{P}_p \neq (\mathbf{r} - \mathbf{y})$  zu beachten. Auf die Bestimmung von  $\mathbf{P}_p$  und  $(\mathbf{r} - \mathbf{y})$  durch Koordinatentransformation aus den verfügbaren Messgrößen wird im Folgenden eingegangen.

### Fahrzeugparallele Position

Im fahrzeugparallelen Entwurfsmodell und Reglergesetz (5.59) wird die fahrzeugparallele Regelabweichung  $(\mathbf{r} - \mathbf{y})$  benötigt, um die Abweichung vom Sollwert zu berücksichtigen. Die Soll-Position und die Ist-Position werden hingegen in kartesischen, erdfesten Koordinaten ermittelt, weshalb eine Koordinatentransformation entsprechend [Bal80a; Fos11] notwendig ist. Hierzu wird die Soll-Position mit dem Soll-Gierwinkel in einem Vektor und die Ist-Position mit dem Ist-Gierwinkel in einem Vektor

$$\mathbf{P}_{\text{soll}} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ \Psi \end{bmatrix}_{\text{soll}} \quad \mathbf{P}_{\text{ist}} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ \Psi \end{bmatrix}_{\text{ist}} \quad (5.60)$$

zusammengefasst, um mit

$$(\mathbf{r} - \mathbf{y}) = \mathbf{R}_e (\mathbf{P}_{\text{soll}} - \mathbf{P}_{\text{ist}}) \quad (5.61)$$

$$\mathbf{R}_e = \begin{bmatrix} \cos\Psi & \sin\Psi & 0 \\ -\sin\Psi & \cos\Psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.62)$$

die erdfeste Positionsabweichung  $\mathbf{P}_{\text{soll}} - \mathbf{P}_{\text{ist}}$  in die fahrzeugparallele Regelabweichung  $(\mathbf{r} - \mathbf{y})$  zu transformieren. In der Transformationsmatrix  $\mathbf{R}_e$  ist zu erkennen, dass die Gierwinkelabweichung nicht transformiert werden muss.

Bei der Gierwinkelabweichung  $\Delta\Psi = \Psi_{\text{soll}} - \Psi_{\text{ist}}$  ist es sinnvoll, Vielfache von  $2\pi$  so zu subtrahieren, dass die kürzere Drehrichtung gewählt wird, um den Sollwinkel zu erreichen.

### Fahrzeugfeste Position

Das lineare Entwurfsmodell (5.13) mit den ersten drei Zuständen

$$\dot{\mathbf{P}}_p = \mathbf{v} \quad (5.63)$$

beinhaltet die Position als Integral der fahrzeugfesten Geschwindigkeit

$$\mathbf{P}_p = \int_{t_0}^t \mathbf{v} \, dt. \quad (5.64)$$

Diese fahrzeugfeste Position hat ihren Ursprung an der Stelle  $t_0$ , an welcher der Regler entsprechend Abschnitt 5.4.7 gestartet wurde. Es handelt sich damit nicht um ein fahrzeugparalleles Koordinatensystem nach [Bal80a; Fos11].

Das für die Zustandsrückführung geforderte fahrzeugfeste Geschwindigkeitsintegral (5.64) soll durch Koordinatentransformation und partielle Integration aus den gemessenen Größen berechnet werden. Hierzu wird die fahrzeugfeste Geschwindigkeit/Drehrate mit (5.60), (5.62) und

$$\mathbf{v} = \mathbf{R}_e \dot{\mathbf{P}}_{\text{ist}} \quad (5.65)$$

als transformierte Ableitung der gemessenen Position ausgedrückt. Nach Einsetzen in (5.64) und Anwenden der partiellen Integration  $\int uv' = uv - \int u'v$  wird das Integral umgeformt in

$$\mathbf{P}_p = \int_{t_0}^t \mathbf{R}_e \dot{\mathbf{P}}_{\text{ist}} \, dt = \mathbf{R}_e \mathbf{P}_{\text{ist}} - \int_{t_0}^t \dot{\mathbf{R}}_e \mathbf{P}_{\text{ist}} \, dt. \quad (5.66)$$

Die Berechnung der fahrzeugfesten Position  $\mathbf{P}_p$  in (5.66) lässt sich als Transformation in fahrzeugparallele Koordinaten entsprechen (5.61) interpretieren, jedoch mit einem Integralterm zur Korrektur, da sich das Koordinatensystem nicht im Ursprung des Fahrzeugs befindet.

Zur Implementierung wird die Ableitung der Transformationsmatrix  $\dot{\mathbf{R}}_e$  durch den

Differenzenquotienten

$$\dot{R}_e = \frac{dR_e}{dt} \implies \frac{\Delta R_e}{\Delta t} \quad (5.67)$$

ersetzt und im Integral mit  $dt \implies \Delta t$  in die Summe

$$P_p \langle t \rangle = R_e \langle t \rangle P_{ist} \langle t \rangle - \int_{t_0}^t \dot{R}_e \langle t \rangle P_{ist} \langle t \rangle dt \quad (5.68)$$

$$\implies P_p \langle k \rangle = R_e \langle k \rangle P_{ist} \langle k \rangle - \sum \frac{\Delta R_e}{\Delta t} P_{ist} \langle k \rangle \Delta t \quad (5.69)$$

umgeformt. Dabei ist

$$\Delta R_e = R \langle k \rangle - R \langle k - 1 \rangle \quad (5.70)$$

$$\Delta t = t \langle k \rangle - t \langle k - 1 \rangle. \quad (5.71)$$

Nach Kürzung von  $\Delta t$  ergibt sich schließlich zur Berechnung der fahrzeugfesten Position für die Zustandsregelung

$$P_p \langle k \rangle = R_e \langle k \rangle P_{ist} \langle k \rangle - \sum_{k=k(t_0)}^{k(t)} (R_e \langle k \rangle - R_e \langle k - 1 \rangle) P_{ist} \langle k \rangle. \quad (5.72)$$

Das folgende Beispiel soll den Unterschied zwischen der fahrzeugparallelen Position und der fahrzeugfesten Position verdeutlichen.

**Beispiel 1** Transformation der Positionsmessung für die Zustandsrückführung

Ein Fahrzeug befindet sich an der Sollposition 10 m in Nordrichtung, beim Gierwinkel  $\Psi \langle k - 1 \rangle = 0^\circ$  und führt dann auf der Stelle eine Drehung auf  $\Psi \langle k \rangle = 90^\circ$  durch

$$P_{ist} \langle k - 1 \rangle = \begin{bmatrix} 10 \\ 0 \\ 0^\circ \end{bmatrix} \quad P_{ist} \langle k \rangle = \begin{bmatrix} 10 \\ 0 \\ 90^\circ \end{bmatrix}. \quad (5.73)$$

Wegen der Änderung des Gierwinkels ändert sich die Transformationsmatrix

aus (5.62)

$$\mathbf{R}_e \langle k-1 \rangle = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{R}_e \langle k \rangle = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (5.74)$$

Nach Einsetzen von (5.73) und (5.74) in (5.72) ergibt sich

$$\mathbf{P}_P \langle k \rangle = \begin{bmatrix} 0 \\ -10 \\ 90^\circ \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -10 \\ -10 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 10 \\ 0 \\ 90^\circ \end{bmatrix} \quad (5.75)$$

als fahrzeugfeste Position, wobei der Minuend entsprechend der fahrzeugparallelen Position (5.61) nach [Bal80a; Fos11] berechnet wird und der Subtrahend als Korrektur interpretiert werden kann, da hier keine Regelabweichung transformiert wird, sondern die Messung der Position zum Zweck der Zustandsrückführung.

### 5.4.7 Ein- und Umschaltung der Regelung

#### Einschaltung des Reglers

Beim Einschalten des Reglers soll die aktuell anliegende Eingangsgröße  $\mathbf{u}_{t_0}$  des Prozesses übernommen werden, um die Führung des Fahrzeugs ohne sprunghafte Veränderung der Eingangsgröße weiterzuführen. Hierzu wird im Regelalgorithmus vor und nach dem Reglergesetz ein bleibender Offset auf das Signal geschaltet. Der ursprüngliche Eingang  $\mathbf{x}_\tau$  des Reglergesetzes wird zum Zeitpunkt  $t_0$ , bei Einschaltung der Regelung ersetzt durch

$$\mathbf{x}_1 \langle t \rangle = \mathbf{x}_\tau \langle t \rangle - \mathbf{x}_\tau \langle t_0 \rangle \quad (5.76)$$

und der Ausgang durch

$$\mathbf{u}_1 \langle t \rangle = \mathbf{u}_\tau \langle t \rangle + \mathbf{u}_{t_0}, \quad (5.77)$$

sodass sich

$$\mathbf{u}_1 \langle t \rangle = \mathbf{K}_\tau (\mathbf{x}_\tau \langle t \rangle - \mathbf{x}_\tau \langle t_0 \rangle) + \mathbf{u}_{t_0} \quad (5.78)$$

als neues Reglergesetz ergibt. Der Regler verhält sich dadurch so, als ob der Integrator den Initialzustand  $\mathbf{u} \langle t_0 \rangle - \mathbf{K}_\tau \mathbf{x}_\tau \langle t_0 \rangle$  hätte.

### Umschaltung der Reglerparameter

Je nach Einsatzszenario werden unterschiedliche Anforderungen an die Regelung gestellt. Einerseits kann ein energiesparender Betrieb gefordert sein, der eine kleine Reglerverstärkung erfordert. Andererseits kann eine besonders präzise Regelung mit hoher Reglerverstärkung gefordert werden. Eine Umschaltung ist während des Betriebs möglich und für die Stabilität des Regelkreises unkritisch, wenn zwischen den Schaltpunkten eine hinreichend lange Zeitspanne liegt. Eine konservative Stabilitätsbedingung ist erfüllt, wenn die Zeit zwischen den Umschaltungen größer ist als die Zeitkonstante des geschlossenen Regelkreises. Weniger konservative Ansätze sind in [Zha17] zu finden.

Bei der Umschaltung müssen statt der Zeit  $t$  die diskreten Rechenschritte  $k$  im Regelalgorithmus betrachtet werden. Durch Umschaltung der Reglerparametrierung wird die Verstärkung der Zustandsrückführung von  $\mathbf{K}_\tau \langle k-1 \rangle$  auf  $\mathbf{K}_\tau \langle k \rangle$  geändert. Damit würde sich der Eingangsvektor abrupt von  $\mathbf{u}_\tau \langle k-1 \rangle = \mathbf{K}_\tau \langle k-1 \rangle \mathbf{x}_\tau \langle k-1 \rangle$  auf  $\mathbf{u}_\tau \langle k \rangle = \mathbf{K}_\tau \langle k \rangle \mathbf{x}_\tau \langle k \rangle$  ändern. Die Differenz in  $\mathbf{u}_\tau$ , die sich nur aufgrund der Änderung von  $\mathbf{K}_\tau$  ergibt, ist

$$\Delta \mathbf{u}_2 \langle k \rangle = (\mathbf{K}_\tau \langle k-1 \rangle - \mathbf{K}_\tau \langle k \rangle) \mathbf{x}_\tau \langle k-1 \rangle \quad (5.79)$$

und muss zum Zeitpunkt  $k$  zum modifizierten Ausgang des Reglers addiert und dauerhaft gehalten werden, sodass sich mit

$$\mathbf{u}_2 \langle k \rangle = \mathbf{u}_2 \langle k-1 \rangle + \Delta \mathbf{u}_2 \langle k \rangle \quad (5.80)$$

$$\mathbf{u}_3 \langle k \rangle = \mathbf{u}_2 \langle k \rangle + \mathbf{u}_2 \langle k \rangle. \quad (5.81)$$

die modifizierte Eingangsgröße  $\mathbf{u}_3 \langle k \rangle$  ergibt.

#### 5.4.8 Anti-Wind-Up bei Begrenzung der Eingangsgröße

Bei integralen Reglerkomponenten ist eine unkontrollierte Aufladung des Integrators zu verhindern. In der verwendeten Reglerstruktur ist jedem Eingang ein Reglerintegrator zugeordnet. Der verwendete Ansatz wird für eine Komponente in skalarer Form dargestellt.

Jede Komponente der Eingangsgrößen  $u$  unterliegt einer Begrenzung, sodass auf

den Prozess tatsächlich

$$u_{\text{sat}} = \begin{cases} u_{\text{max}} & \text{wenn } u > u_{\text{max}} \\ u_{\text{min}} & \text{wenn } u < u_{\text{min}} \\ u & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.82)$$

$$(5.83)$$

wirkt. Wenn vom Regler eine größere Eingangsgröße gefordert wird als möglich, kommt es zum Integrator-Wind-Up [Hip06]. Dies lässt sich beispielhaft wie folgt erklären: Wenn ein Regler in zunehmender Strömung die Position halten soll, muss die Schubkraft immer weiter erhöht werden. Wenn das Maximum der möglichen Schubkraft bereits erreicht ist, aber das Fahrzeug die Position trotzdem nicht halten kann, wird die Regelabweichung nach (5.58)

$$\int K_e (r - y) dt = \int u_{\text{int}} dt \quad (5.84)$$

integriert und erzeugt eine grenzenlos steigende Soll-Schubkraft. Sobald die Strömung verschwindet, würde eine viel zu große Soll-Schubkraft in die falsche Richtung resultieren.

Um ein unkontrolliertes Aufladen des Integrators zu verhindern, wird der Eingang des Integrators  $u_{\text{int}}$  auf null gesetzt, sobald die Begrenzung aktiv ist und die Aufladung betragsmäßig zunehmen würde

$$u_{\text{int}} = \begin{cases} 0 & \text{wenn } (r - y) \cdot (u - u_{\text{sat}}) > 0 \\ K_e (r - y) & \text{sonst.} \end{cases} \quad (5.85)$$

Dieses Verfahren sichert die Stabilität der Regelung und reduziert den Performanceverlust durch den Windup-Effekt.

### 5.4.9 Vereinfachung der Mehrgrößenregelung

Die Verfahren aus Abschnitt 5.4 stellen einen Mehrgrößenentwurf dar, da vollbesetzte Massen- und Dämpfungsmatrizen berücksichtigt werden. Tatsächlich wird der Prozess mit der Kompensation aus Abb. 5.3 und Abb. 5.4 so gesteuert, dass er sich im Idealfall wie drei unabhängige Eingrößensysteme verhält. Die fiktive Massen- und Dämpfungsmatrix werden zu Diagonalmatrizen. Das Zustandsraummodell lässt sich für den Reglerentwurf in drei voneinander unabhängige Systeme aufspalten. Für jedes wird ein separater Regler entworfen. Dies hat den Vorteil, dass für die einzelnen Richtungskomponenten unabhängig voneinander unterschiedliche Regler

eingesetzt werden können oder einzelne Komponenten von Hand gesteuert oder gar nicht beeinflusst werden können. Es kann z. B. nur der Gierwinkel geregelt werden, während das Fahrzeug vor Anker liegt oder manuell manövriert wird. Es kann die Position geregelt werden und statt des Gierwinkelreglers ein Drehratenregler eingesetzt werden.

## 6 Experimentelle Untersuchungen

Die dargestellten Verfahren wurden in unterschiedlichem Umfang für eine Reihe von Fahrzeugen entsprechend Tabelle 6.1 eingesetzt. In dieser Arbeit werden zwei Anwendungsfälle im Detail dargestellt.

Anhand des Offshore-Supply-Vessels EDDA FRAM wird in Abschnitt 6.1 das Ergebnis der automatischen Parameterschätzung im Modellversuch für alle 18 Parameter dargestellt und interpretiert sowie die verarbeiteten Zeitabschnitte zur Verifikation genutzt.

Anhand des Schleppers MULTRATUG 32 wird in Abschnitt 6.2 die automatische Parameterschätzung speziell für den Kompensationsfaktor  $K_{zy}$  unter widrigen Umweltbedingungen im regulären Betrieb ausgewertet sowie zur Validierung gesonderter Experimente bei geringen Umwelteinflüssen genutzt.

In beiden Anwendungsbeispielen wird das Ergebnis der Parameterschätzung zum Entwurf einer Positionsregelung genutzt. Die abschließende Beurteilung der Performance dieser Assistenzfunktion dient der Validierung des Gesamtsystems.

**Tabelle 6.1:** Anwendungsfälle der dargestellten Identifikationsmethoden bzw. Assistenzfunktionen

Jahr	Fahrzeug	Skalierung	Ort	
2018	<b>Offshore-Versorger EDDA FRAM</b>	<b>Modell</b>	<b>SVA<sup>a</sup></b>	<b>Potsdam</b>
2018	Schlepper KIWI-Tug	Modell	Voith	Heidenheim
2019	Marine-Schiff	Modell	Marin	Niederlande
2019	Unterwasserfahrzeug MUM	Modell	TU <sup>b</sup>	Berlin
2019	Schlepper MULTRATUG	Modell	SVA <sup>a</sup>	Potsdam
2021	Forschungsschiff DENEb	Original	Breitling	Rostock
2021	Autonomes Transportfahrzeug ASWARM	Original	Westhafen	Berlin
2021	<b>Schlepper MULTRATUG 32</b>	<b>Original</b>	<b>Terneuzen</b>	<b>Niederlande</b>

<sup>a</sup>Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH

<sup>b</sup>Technische Universität Berlin

### 6.1 Experimentelle Untersuchung im Schleppkanal

Zur Demonstration der entwickelten Identifikationsmethoden und der exemplarisch umgesetzten Assistenzfunktionen werden Versuche im Schleppkanal durchgeführt.

Genutzt wird das maßstäbliche Modell des Offshore-Versorgers EDDA FRAM, siehe Abb. 6.1. Es handelt sich um ein Modell von 4.5 m Länge (siehe Tabelle 6.2), wodurch hinsichtlich hydrodynamischer Effekte belastbare Aussagen zur Übertragbarkeit von Ergebnissen auf die Großausführung möglich sein sollen. Das Modellfahrzeug ist mit zwei Voit-Schneider-Propellern im Heck und einem Querstrahlpropeller im Bug ausgestattet. Damit ist es, wie gefordert, in Längs-, Quer- und Drehrichtung unabhängig voneinander manövrierbar.

Die Versuche wurden im Schleppkanal der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam durchgeführt. Die Abmessungen des Kanals (Tabelle 6.3) sind groß genug, um Flachwassereffekte sowie Interaktionseffekte zwischen dem Fahrzeug und den Kanalwänden vernachlässigen zu können. Die Kanallänge von 280 m ist ausreichend, um bei der Fahrt durch den Kanal konstante Geschwindigkeiten zu erreichen, die für die Bestimmung der Dämpfungsmatrix notwendig sind. Neben Versuchen zum Erreichen konstanter Geschwindigkeiten in Längs-, Quer- und Drehrichtung wurden Beschleunigungsmanöver in diesen Freiheitsgraden durchgeführt.

Mithilfe der drei aufeinander aufbauenden Funktionen des Algorithmus 1 (Seite 66) wird der gesamte Datensatz ausgewertet, um die geschwindigkeitsabhängige fiktive Dämpfungsmatrix, die Diagonalelemente der schubkraftabhängigen fiktiven Massen-/Trägheitsmatrix und die Kompensationsfaktoren für das Beschleunigungsverhalten zu schätzen, sodass auch die Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix bestimmbar sind. Die Identifikationsergebnisse werden im Folgenden grafisch dargestellt und interpretiert.



**Abbildung 6.1:** Offshore-Versorger EDDA FRAM im Original<sup>a</sup> und als Modell

---

<sup>a</sup><https://ostensjo.no>

### 6.1.1 Schätzung der fiktiven Dämpfungsmatrix

Für die Schätzung der geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungsparameter entsprechend Abschnitt 4.1 wird das Residuum der Stationaritätsbedingung (4.19) für die gesamte Datenbasis algorithmisch ausgewertet. Es wird zur Beurteilung der Güte der einzelnen Messpunkte genutzt. Ein großes Residuum steht für geringe Güte.

#### Parameterschätzung für die Längsrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{D}_{xx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{xy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{xz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{yx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{yy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{yz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{zx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{zy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{zz}\langle \omega_z \rangle \end{bmatrix}$$

Das Ergebnis der Parameterschätzung für Fahrt in Längsrichtung ist in Abb. 6.2 dargestellt. Für verschiedene Geschwindigkeitsbereiche in  $v_x$  wurde jeweils der stationäre Punkt mit dem kleinsten Residuum (4.19) über alle verfügbaren Messdaten gewählt. Ein großer Durchmesser der dargestellten Kreise entspricht einem kleinen Residuum des stationären Punktes. Der Punktverlauf für  $\hat{D}_{xx}$  zeigt, dass in Rückwärtsrichtung, also für  $v_x < 0$ , zwei stationäre Geschwindigkeiten mit kleinem Residuum erreicht wurden. Im Geschwindigkeitsbereich zwischen diesen Punkten wurde beschleunigt oder abgebremst. Die stationären Punkte mit kleinem Residuum zeigen, dass die Dämpfung in Vorausrichtung größer geschätzt wird als bei Rückwärtsfahrt. Weiterhin steigt die Dämpfung mit dem Betrag der Geschwindigkeit. Ein linearer Anstieg des Dämpfungsparameters über der Geschwindigkeit bedeutet, dass der Widerstand mit der Geschwindigkeit quadratisch zunimmt, denn

$$\hat{D}_{xx} = \hat{d}_{xx}|v| \tag{6.1}$$

in (4.9) eingesetzt, ergibt

$$\hat{d}_{xx}|v|v = \check{F}_x, \tag{6.2}$$

wobei  $\hat{d}_{xx}$  hier ein Parameter für den Anstieg der Funktion  $\hat{D}_{xx}\langle |v| \rangle$  ist.

Die Darstellung von  $\hat{D}_{yx}$  in Abb. 6.2 zeigt, dass bei Fahrt in Längsrichtung auf das Fahrzeug eine Kraft in Querrichtung wirkt. Werte in  $\hat{D}_{zx}$  bedeuten, dass bei Fahrt

**Tabelle 6.2:** Parameter des Versuchsfahrzeugs (Offshore-Versorger EDDA FRAM)

Originalgröße		1:16 Modell	
Länge	77.92 m	Länge	4.87 m
Breite	19.2 m	Breite	1.2 m
Tiefgang	5.2 m	Tiefgang	0.325 m

in Längsrichtung ein Moment auf das Fahrzeug wirkt. Aufgrund der auf Basis von (3.16) geschätzten fiktiven Dämpfung ist es möglich, dass die scheinbar hydrodynamischen Effekte, wie z. B. die Zunahme der Dämpfung über der Geschwindigkeit, tatsächlich vom Antriebsmodell herrühren, welches den Einfluss der Anströmung nicht modelliert. Die als gering einzuschätzenden Koppeleffekte in  $\hat{D}_{yx}$  und  $\hat{D}_{zx}$  ergeben sich möglicherweise nicht aus der Hydrodynamik am Rumpf, sondern aufgrund nicht modellierter Asymmetrien bei der Generierung der Schubkraft. Die wahren Ursachen für die dargestellten Punktkonstellationen sind für den weiterführenden Entwurf von Assistenzfunktionen nicht relevant, solange sich das Schätzergebnis in den folgenden Verfahren zum Entwurf von Assistenzfunktionen weiter verarbeiten lässt. Für den linearen Reglerentwurf muss z. B. eine Linearisierung in Arbeitsbereichen mit tolerierbarem Fehler möglich sein. Die in Abb. 6.2 blau markierten Punkte sind zur Verifikation in Abb. 6.3 als Zeitreihe dargestellt. Zur besseren Übersichtlichkeit wird hier eine Auswahl von Zeitbereichen dargestellt. Prinzipiell können alle automatisch ermittelten stationären Punkte als Zeitreihe überprüft werden.

#### Parameterschätzung für die Querrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{D}_{xx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{xy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{xz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{yx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{yy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{yz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{zx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{zy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{zz}\langle \omega_z \rangle \end{bmatrix}$$

Die Hauptkomponente  $\hat{D}_{yy}$  bzw. das mittlere Diagramm in Abb. 6.4 beschreibt die fiktive Dämpfung bei Fahrt in Querrichtung. Es ist zu erkennen, dass  $\hat{D}_{yy}$  mit dem Betrag der Geschwindigkeit zunimmt, das Widerstandsverhalten hat einen quadratischen Anteil, wie für die Längsrichtung bereits erklärt.

Das obere Diagramm für  $\hat{D}_{xy}$  zeigt, dass bei Fahrt in Richtung Steuerbord auf das Fahrzeug eine Kraft nach hinten wirkt. Da bei Fahrt nach Backbord  $v_y$  negativ ist, bedeutet ein negativer Wert für  $\hat{D}_{xy}$  in diesem Bereich, dass auch hier eine Kraft nach hinten auf das Fahrzeug wirkt, weil nach (4.13)  $\check{F}_x - \hat{D}_{xy}v_y = 0$  ist. Die Ursache

**Tabelle 6.3:** Versuchsbedingungen im Schleppkanal der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam [Mas20]

Schlepprinne		Wagengeschwindigkeit		Wellenmaschine	
Länge	280 m	Maximal	7.5 m/s	Maximale Wellenhöhe	0.3 m
Breite	9 m	Genauigkeit	0.6 mm/s	Wellenarten	irregulär
Tiefe	4.5 m				

könnte darin liegen, dass der von der Seite angeströmte, spitz zulaufende Bug das Wasser nach vorne ablenkt und so eine Kraft nach hinten generiert. Aufgrund des Vorzeichenwechsels ist es notwendig, Arbeitspunkte im positiven und negativen Geschwindigkeitsbereich anzufahren.

Das untere Diagramm in Abb. 6.4 für  $\hat{D}_{zy}$  zeigt: Bei Fahrt in Querrichtung wirkt auf das Fahrzeug ein Moment, welches abhängig von der Geschwindigkeit sein Vorzeichen ändert. Hier könnten einerseits hydrodynamische Effekte am Rumpf, wie die Veränderung von Wirbeln bei verschiedenen Geschwindigkeiten, die Ursache sein. Andererseits könnte das verwendete Antriebsmodell zu dem Vorzeichenwechsel führen, denn bei zunehmender Geschwindigkeit und folglich zunehmender Schubkraft verstärkt sich die gegenseitige Anströmung der Propeller im Heck, welche nicht modelliert ist und so zu Abweichungen in der Schubkraftschätzung führt. Weiterhin verändern die Voith-Schneider-Propeller im Heck und der Querstrahlpropeller im Bug auf unterschiedliche Weise ihr Schubverhalten in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit. Fehlerhaft modellierte Schubkräfte der einzelnen Propeller führen über die Hebelarme auch zu fehlerhaft berechneten Momenten. Diese nicht modellierten Antriebseffekte führen schließlich zu einer Veränderung der geschätzten fiktiven Dämpfungsparameter und können so im Prozessmodell berücksichtigt werden.

Die Verifikation der mit gefüllten Punkten markierten stationären Geschwindigkeiten ist in Abb. 6.5 dargestellt. Der rechten Spalte ist zu entnehmen, dass verschiedene Geschwindigkeiten in Querrichtung  $v_y$  erreicht wurden, während die Geschwindigkeit in Längsrichtung  $v_x \approx 0$  und Drehrichtung  $\omega_z \approx 0$  bei null lagen. Beachtenswert ist, dass  $\check{F}_x \neq 0$  und  $\check{M}_z \neq 0$  unterschiedliche Werte annehmen mussten, um die isolierte Querbewegung zu realisieren. Bei allen dargestellten Punkten wirkt eine Schubkraft in Vorausrichtung, wodurch verifiziert ist, dass  $-\hat{D}_{xy}v_y$  eine hydrodynamische Kraft in Heckrichtung darstellt, wie es bereits bei der Interpretation der fiktiven Dämpfung für  $\hat{D}_{xy}$  dargestellt wurde.

#### Parameterschätzung für die Drehrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{D}_{xx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{xy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{xz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{yx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{yy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{yz}\langle \omega_z \rangle \\ \hat{D}_{zx}\langle v_x \rangle & \hat{D}_{zy}\langle v_y \rangle & \hat{D}_{zz}\langle \omega_z \rangle \end{bmatrix}$$

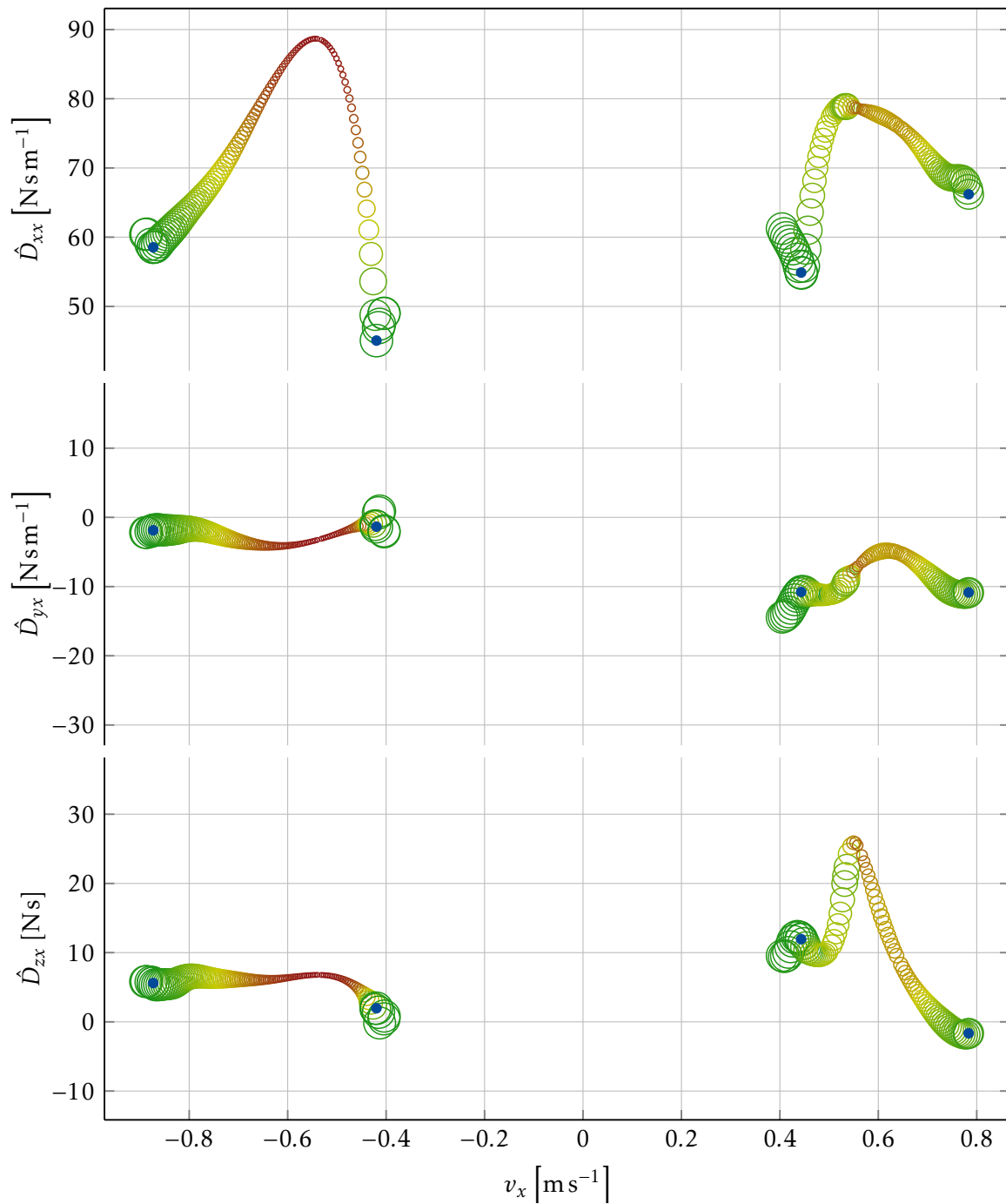
Die Hauptkomponente  $\hat{D}_{zz}$  bzw. das untere Diagramm in Abb. 6.6 beschreibt die fiktive Dämpfung bei Drehung. Es ist zu erkennen, dass  $\hat{D}_{zz}$  mit dem Betrag der Drehrate zunimmt: Das Widerstandsverhalten hat einen quadratischen Anteil, wie für die Längsrichtung bereits erklärt. Im Bereich negativer Drehrate ist eine erhöhte

Streuung der Punkte zu beobachten. Hier kommen als Ursache alle Effekte in Frage, bei denen eine unbeobachtete Kraft auf das Fahrzeug wirkt. Bei Modellversuchen kann dies eine Zugkraft an einem Kabel oder Halteseil sein.

Das obere Diagramm für  $\hat{D}_{xz}$  zeigt, dass bei Drehung in positiver, wie auch negativer Richtung auf das Fahrzeug eine Kraft nach hinten wirkt. Das hydrodynamische Verhalten ähnelt der Bewegung in Querrichtung, weshalb  $\hat{D}_{xz}$  in Abb. 6.6 eine ähnliche Punktkonstellation zeigt wie  $\hat{D}_{xy}$  in Abb. 6.4. Bug und Heck bewegen sich in beiden Fällen seitwärts durchs Wasser und die Antriebe haben eine dominante Schubkomponente in Querrichtung.

Der Parameter  $\hat{D}_{yz}$  für die Querkraft bei Drehung zeigt eine Streuung um null.

Die Verifikation in Abb. 6.7 bestätigt insbesondere die Längsschubkraft  $\check{F}_x$ , welche notwendig ist, damit bei konstanter Drehrate  $\omega_z$  keine Geschwindigkeit in Längsrichtung  $v_x$  resultiert.



**Abbildung 6.2:** Dämpfungparameter  $\hat{D}_{xx}$ ,  $\hat{D}_{yx}$ ,  $\hat{D}_{zx}$  in Abhängigkeit von der Längsgeschwindigkeit  $v_x$ . Größere Kreise entsprechen Messpunkten mit kleinerem Residuum nach (4.19). Punkte (blau) sind zur Verifikation in Abb. 6.3 dargestellt.

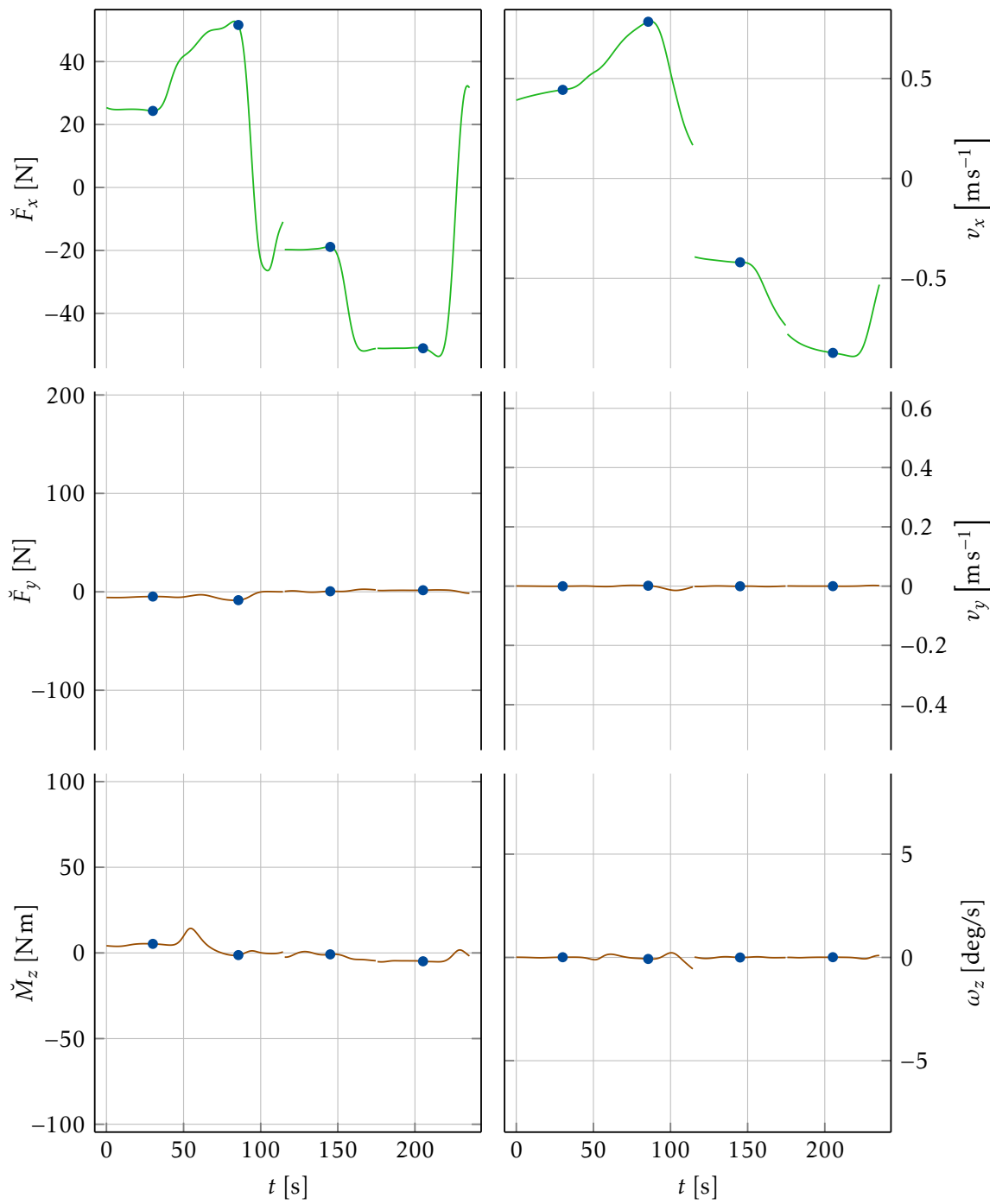
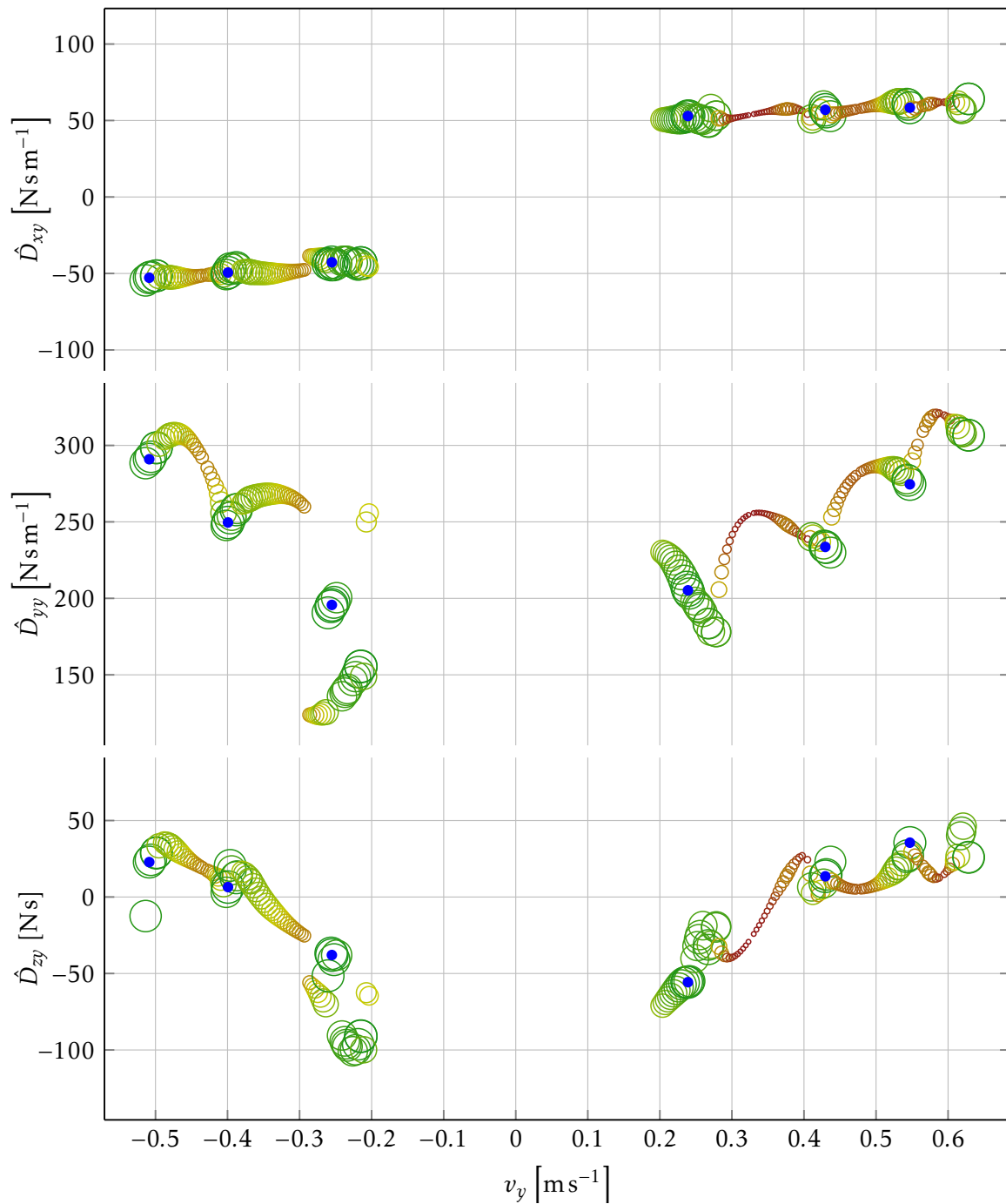


Abbildung 6.3: Korrespondierende Signalverläufe zur Identifikation der Dämpfungseffekte in Längsrichtung nach Abb. 6.2



**Abbildung 6.4:** Dämpfungsparameter  $\hat{D}_{xy}$ ,  $\hat{D}_{yy}$ ,  $\hat{D}_{zy}$  in Abhängigkeit von der Quergeschwindigkeit  $v_y$ . Größere Kreise entsprechen Messpunkten mit kleinerem Residuum nach (4.19). Punkte (blau) sind zur Verifikation in Abb. 6.5 dargestellt.

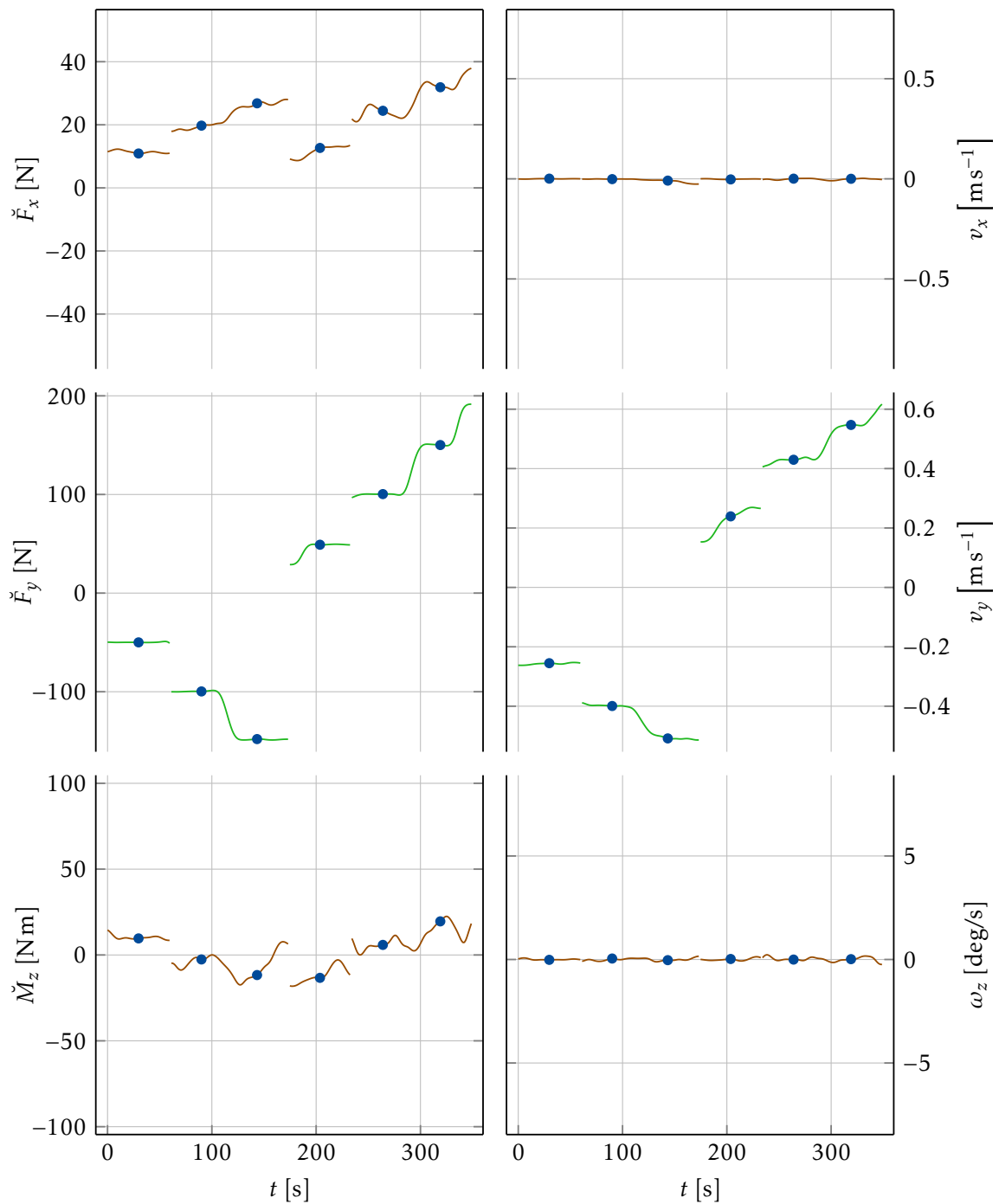
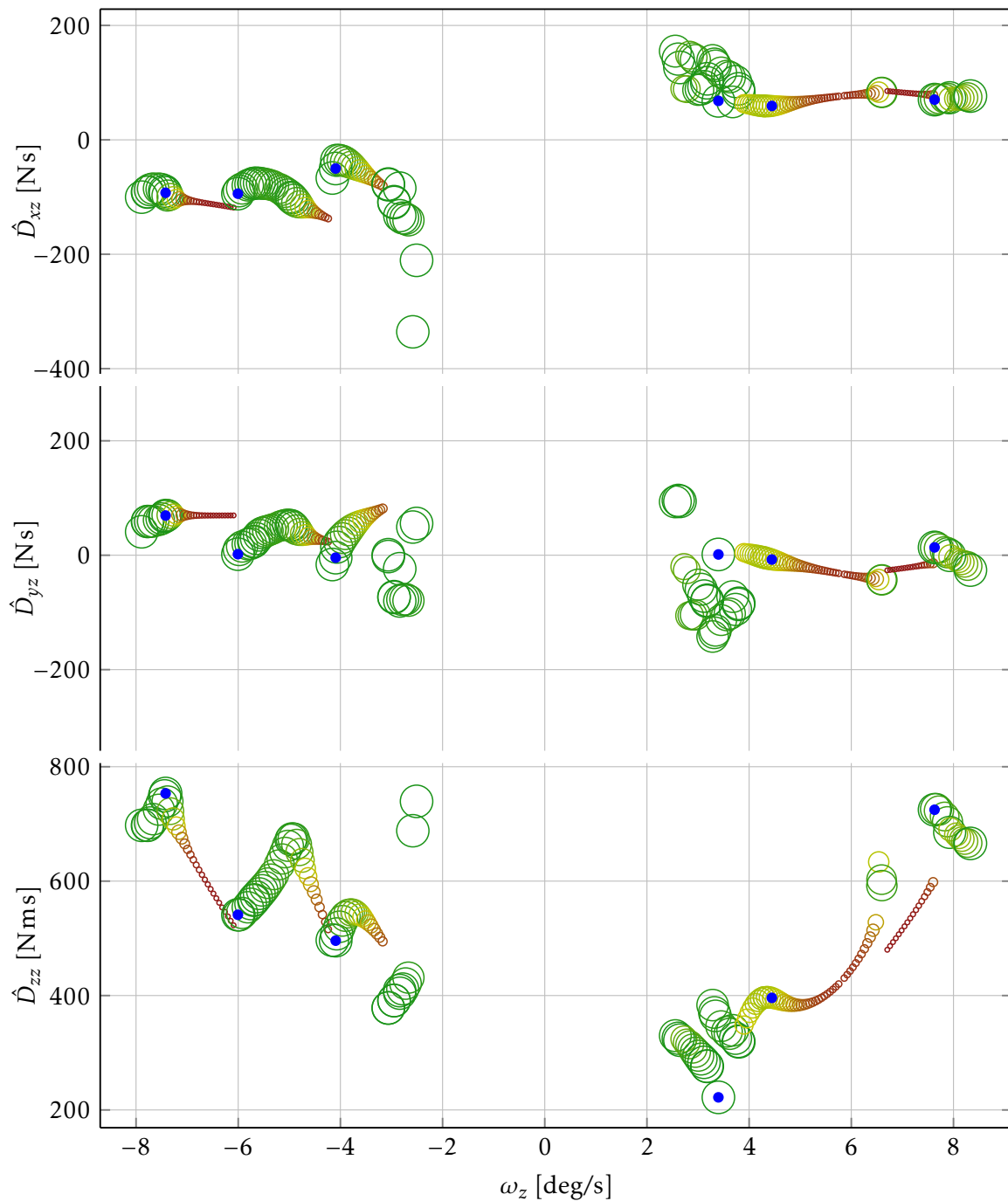


Abbildung 6.5: Korrespondierende Signalverläufe zur Identifikation der Dämpfungseffekte in Querrichtung nach Abb. 6.4



**Abbildung 6.6:** Dämpfungsparameter  $\hat{D}_{xz}$ ,  $\hat{D}_{yz}$ ,  $\hat{D}_{zz}$  in Abhängigkeit von der Drehgeschwindigkeit  $\omega_z$ . Größere Kreise entsprechen Messpunkten mit kleinerem Residuum nach (4.19). Punkte (blau) sind zur Verifikation in Abb. 6.7 dargestellt.

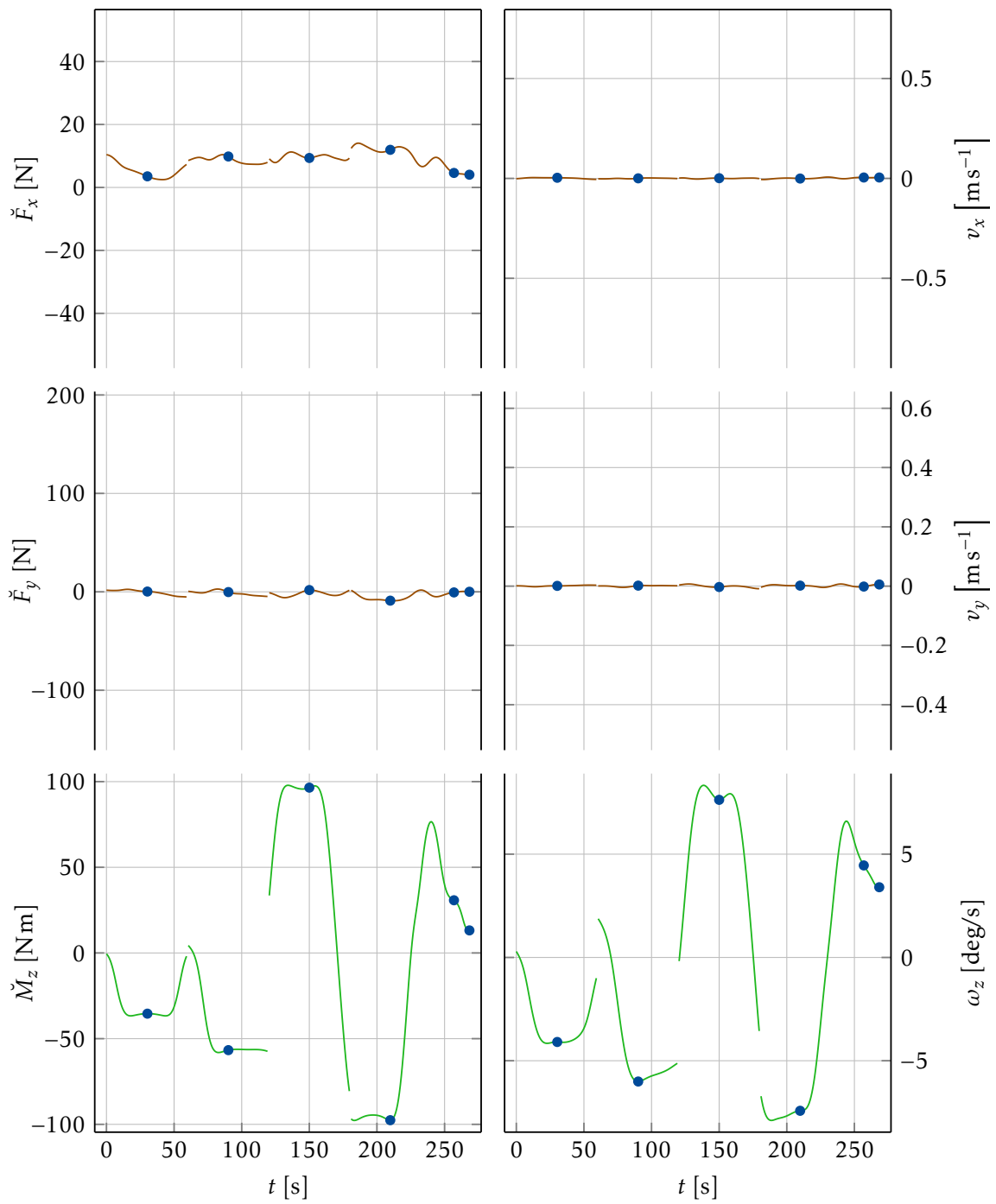


Abbildung 6.7: Korrespondierende Signalverläufe zur Identifikation der Dämpfungseffekte in Drehrichtung nach Abb. 6.6

### 6.1.2 Schätzung der fiktiven Massenmatrix

Zur Bestimmung der fiktiven Massenmatrix werden die verfügbaren Messdaten mit dem Identifikationsverfahren nach Abschnitt 4.2 und 4.3 ausgewertet. Durch den Algorithmus werden für die Identifikation geeignete Beschleunigungsphasen selektiert, indem die Standardabweichungen der Parameterschätzungen je Beschleunigungsphase verglichen werden. Beschleunigungsphasen, die eine Parameterschätzung mit kleinerer Standardabweichung ermöglichen, werden höher bewertet und im Diagramm dargestellt. Jeder Punkt im Diagramm für die Schätzung der fiktiven Massenmatrix entspricht einer Beschleunigungsphase. Bei einer ausreichend großen Datenbasis lassen sich Störeinflüsse erkennen oder durch Mittelwertbildung reduzieren.

#### Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix

##### Parameterschätzung in Längsrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{m}_{xx} & \hat{m}_{xy} & \hat{m}_{xz} \\ \hat{m}_{yx} & \hat{m}_{yy} & \hat{m}_{yz} \\ \hat{m}_{zx} & \hat{m}_{zy} & \hat{J}_{zz} \end{bmatrix}$$

In Abb. 6.8 sind Punkte für die Schätzung der fiktiven Masse  $\hat{m}_{xx}$ , basierend auf verschiedenen Beschleunigungsphasen in Längsrichtung dargestellt. Die im jeweiligen Fall verwendete mittlere Schubkraft ist auf der Abszisse abgetragen. Mit (4.33) sind Schätzwerte kleinerer Standardabweichung mit einem größeren Kreis dargestellt. Im Bereich kleiner Kräfte ergeben sich kleine Beschleunigungen/Geschwindigkeiten und entsprechend (4.33) eine große Standardabweichung, welche die große Streuung der Schätzwerte in diesem Bereich erklärt. Die Verteilung der Punkte zeigt einen Anstieg der fiktiven Masse  $\hat{m}_{xx}$  in Abhängigkeit vom Betrag der Schubkraft  $\check{F}_x$ . Das Fahrzeug erscheint bei höherer Schubkraft träger. Ebenso kann ein fehlerhaft skaliertes Antriebsmodell (3.14) Auswirkung auf den Verlauf der fiktiven Masse haben. Inwieweit hydrodynamische Masseneffekte oder nicht modellierte Antriebs-effekte zu diesem Verlauf führen, ist für die folgenden Verfahren zum Entwurf von Assistenzfunktionen nicht relevant.

Die oberen Punkte im Bereich  $\check{F}_x \approx 20\text{ N}$  deuten auf Ausreißer hin, die sich ergeben, wenn auf das Fahrzeug externe Kräfte wirken, welche nicht im Prozessmodell berücksichtigt sind. Ursachen sind z. B. Anstoßen des Fahrzeugs oder Zug an Seil-/Kabelverbindungen. Für mittlere Schubkräfte zeigt die geschätzte fiktive Masse einen näherungsweise konstanten Abschnitt. Bei einer Linearisierung in diesem Abschnitt kann aus der Streuung und Standardabweichung der Punkte die Unsicherheit des finalen, linearen Parameters abgeschätzt werden. Zur Verifikation einzelner

Messpunkte in Abb. 6.8 werden die entsprechenden Beschleunigungsphasen in der Zeitreihe betrachtet. In Abb. 6.9 sind die, bezüglich der Standardabweichung am besten bewerteten Beschleunigungsphasen, durch Linien markiert, dargestellt.

### Parameterschätzung in Querrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{m}_{xx} & \hat{m}_{xy} & \hat{m}_{xz} \\ \hat{m}_{yx} & \hat{m}_{yy} & \hat{m}_{yz} \\ \hat{m}_{zx} & \hat{m}_{zy} & \hat{J}_{zz} \end{bmatrix}$$

In Abb. 6.10 sind Punkte für die Schätzung der fiktiven Masse  $\hat{m}_{yy}$ , basierend auf verschiedenen Beschleunigungsphasen in Querrichtung, dargestellt. Bei betragsmäßig größerer Schubkraft  $\check{F}_y$  ergibt sich ein größerer Schätzwert. Das Fahrzeug erscheint bei stärkerer Beschleunigung in Querrichtung träger. Bei größerer Schubkraft in Querrichtung kommt es zu verstärkter gegenseitiger Anstrahlung der Propeller im Heck, wodurch der tatsächliche Schub kleiner ausfallen wird, als vom Antriebsmodell berechnet. Weiterhin ist die Anströmung im Antriebsmodell nicht berücksichtigt, wodurch sich auch beim Querstrahlpropeller im Bug Abweichungen ergeben. Derartige Effekte kommen als Ursache für die größer geschätzte fiktive Masse  $\hat{m}_{yy}$  bei stärkerer Schubkraft in Frage. Die genannten Effekte lassen sich im gewählten Prozessmodell entweder durch eine Korrektur des Antriebsmodells oder im Schätzwert für die fiktive Masse  $\hat{m}_{yy}$  berücksichtigen. Zur Verifikation einzelner Messpunkte wird die entsprechende Beschleunigungsphase in Abb. 6.11 als Zeitreihe betrachtet.

### Parameterschätzung in Drehrichtung

$$\begin{bmatrix} \hat{m}_{xx} & \hat{m}_{xy} & \hat{m}_{xz} \\ \hat{m}_{yx} & \hat{m}_{yy} & \hat{m}_{yz} \\ \hat{m}_{zx} & \hat{m}_{zy} & \hat{J}_{zz} \end{bmatrix}$$

In Abb. 6.12 sind Punkte für die Schätzung des fiktiven Trägheitsmomentes  $\hat{J}_{zz}$ , basierend auf verschiedenen Drehbeschleunigungsphasen, dargestellt. Es zeigt sich ein mit dem Betrag des aus den fiktiven Schubkräften resultierenden Momentes ansteigendes fiktives Trägheitsmoment. Die Punktconstellation ähnelt der Darstellung für die Querbeschleunigung in Abb. 6.10. Als Ursache für das ähnliche Beschleunigungsverhalten in Drehrichtung und Querrichtung könnte die ähnliche Nutzung der Antriebe in Frage kommen. In beiden Fällen wird an den Antrieben Schub in Querrichtung generiert. Die tatsächlichen Ursachen sind nicht entscheidend, solange die wesentlichen Effekte mit der Schätzung von  $\hat{J}_{zz}$  berücksichtigt werden können und so in den Entwurf der Assistenzfunktionen eingehen. Zur Verifikation

einzelner Messpunkte wird die entsprechende Beschleunigungsphase in Abb. 6.13 als Zeitreihe dargestellt.

### Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix

Die Bestimmung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix basiert mit Theorem 1 auf Seite 49 auf der Schätzung der Kompensationsfaktoren

$$\begin{bmatrix} \cdot & \hat{K}_{xy} & \hat{K}_{xz} \\ \hat{K}_{yx} & \cdot & \hat{K}_{yz} \\ \hat{K}_{zx} & \hat{K}_{zy} & \cdot \end{bmatrix}.$$

Es folgt eine Ergebnisinterpretation der konkreten Parameterschätzung für die Kompensationsfaktoren auf Basis der Messdaten aus den Modellversuchen entsprechend Abschnitt 6.1. Grundsätzliche Erklärungen zum Aufbau der Diagramme zur Schätzung der Kompensationsfaktoren sind in Abschnitt 4.3.4 gegeben. Hinweise zur Bedeutung und Auswirkung der einzelnen Kompensationsfaktoren sind anhand der Massenmatrix in Anmerkung 1 auf Seite 10 gegeben.

### Schätzung von $\hat{K}_{yx}$ – Querbeschleunigung bei Schub in Längsrichtung

Abb. 6.14 zeigt eine Streuung der Punkte um null. Die Verkoppelung ist nicht signifikant. Die Verifikation über die Zeitreihe Abb. 6.15 zeigt bei einer Beschleunigung in Längsrichtung über die Längskraft  $\check{F}_x$  die resultierende Geschwindigkeit  $v_x$  in Vorausrichtung. Gleichzeitig ist die Querkraft  $\check{F}_y = 0$  und die resultierende Querbeschleunigung näherungsweise null, weil die Quergeschwindigkeit  $v_y$  nahezu konstant bleibt. Das Fahrzeug beschleunigt wie gefordert.

### Schätzung von $\hat{K}_{zx}$ – Drehbeschleunigung bei Schub in Längsrichtung

Abb. 6.16 zeigt eine Streuung der Punkte um null. Entsprechend zeigt die Verifikation in Abb. 6.17 keine signifikante Verkoppelung. Wenn basierend auf dem Antriebsmodell eine Kraft isoliert in Längsrichtung generiert wird, dann beschleunigt das Fahrzeug ohne Drehbeschleunigung in Längsrichtung.

### Schätzung von $\hat{K}_{xy}$ – Längsbeschleunigung bei Schub in Querrichtung

Abb. 6.18 zeigt eine Streuung der Punkte um null. Entsprechend zeigt die Verifikation in Abb. 6.19 keine signifikante Verkoppelung.

### Schätzung von $\hat{K}_{zy}$ – Drehbeschleunigung bei Schub in Querrichtung

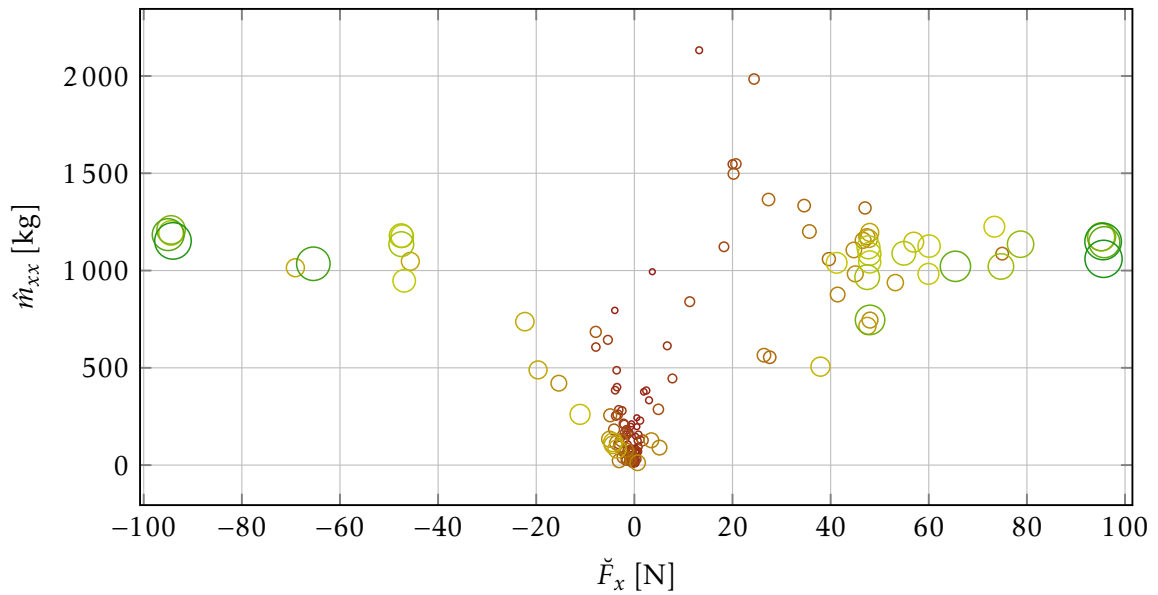
Abb. 6.20 zeigt, dass die durch größere Kreise dargestellten Punkte hoher Güte etwa auf einer Geraden liegen, welche den Schnittpunkt mit der Abszisse etwa bei  $\hat{K}_{zy} = -0.45$  hat. Folglich ist bei Vorgabe einer Querkraft zusätzlich ein Kompensationsmoment  $\check{M}_z = \hat{K}_{zy}\check{F}_y$  notwendig, damit das Fahrzeug näherungsweise ohne Drehbeschleunigung in Querrichtung beschleunigt. Die Punkte im Bereich  $\check{K}_{zy} = 0$  zeigen einen positiven Kompensationsfehler  $\bar{\epsilon}_{zy}$ , d. h. bei einer isolierten Schubkraft  $\check{F}_y$  nach Steuerbord erfährt das Fahrzeug eine positive Drehbeschleunigung. Die Verifikation in Abb. 6.21 zeigt eine reduzierte Drehbeschleunigung bei Einsatz eines geeigneten Kompensationsmomentes. Das Fahrzeug beschleunigt nur bei Einsatz einer geeigneten Kompensation wie gefordert.

### Schätzung von $\hat{K}_{xz}$ – Längsbeschleunigung bei Schub in Drehrichtung

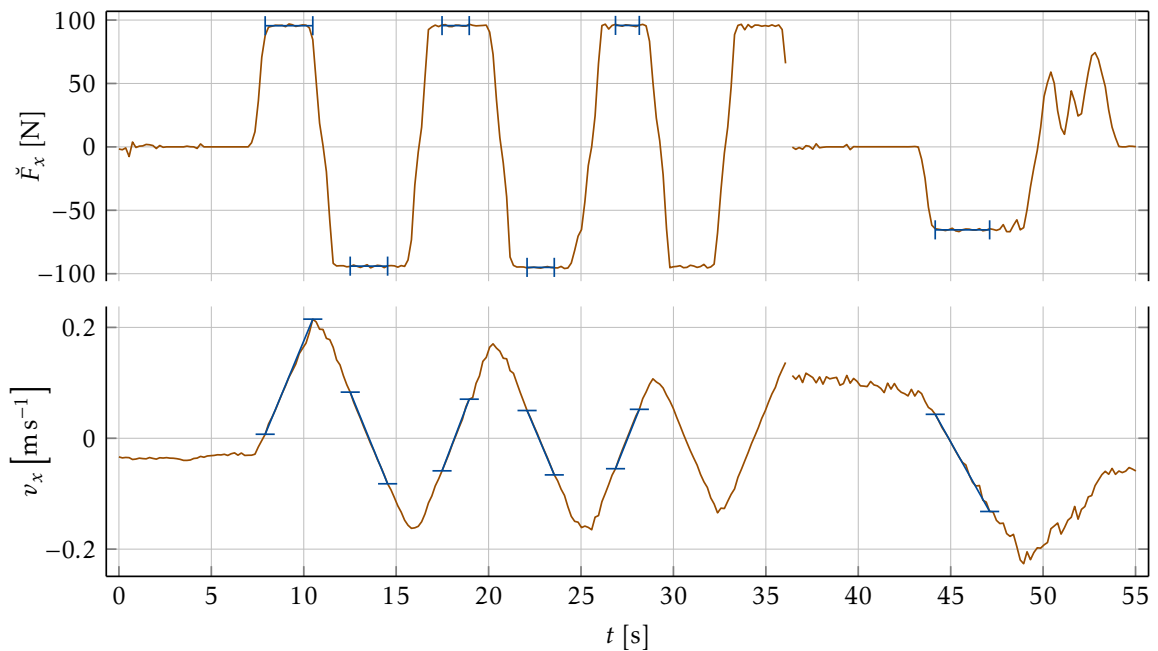
Abb. 6.22 zeigt eine Streuung der Punkte um null. Entsprechend zeigt die Verifikation in Abb. 6.23 keine signifikante Verkoppelung.

### Schätzung von $\hat{K}_{yz}$ – Querb beschleunigung bei Schub in Drehrichtung

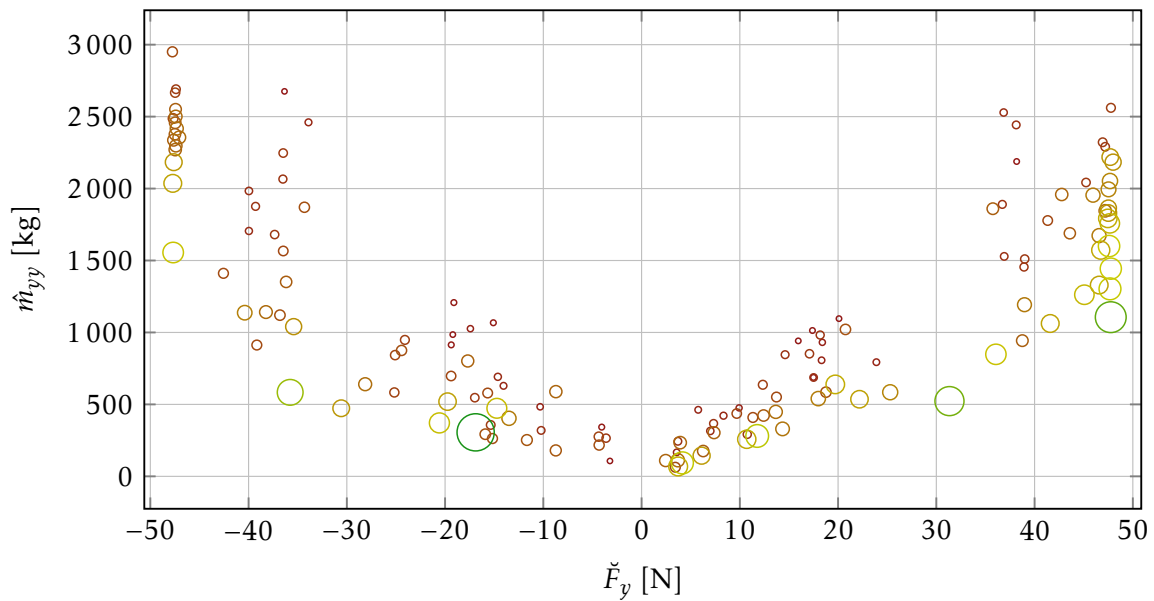
In Abb. 6.24 werden Drehbeschleunigungen untersucht, bei denen gleichzeitig eine unerwünschte Querb beschleunigung auftritt. Die Querb beschleunigung ist abhängig vom Kompensationsfaktor bzw. von der Kompensationskraft in Querrichtung. Die Messpunkte im Bereich  $\check{K}_{yz} = (-0.4 \dots -0.3)$  entsprechen Drehbeschleunigungen, bei denen gleichzeitig eine Querkraft  $\check{F}_y = \check{K}_{yz}\check{M}_z$  vorgegeben wurde. Der resultierende negative Kompensationsfehler  $\bar{\epsilon}_{yz}$  zeigt, dass eine derartige Kompensation nicht geeignet ist. Stattdessen zeigen die Punkte im Bereich  $\check{K}_{yz} = (0 \dots 0.1)$ , dass für die isolierte Drehbeschleunigung näherungsweise keine Kompensation über die Querkraft notwendig ist. Die Verifikation in Abb. 6.25 zeigt Beschleunigungsphasen bei unterschiedlicher Querkraft  $\check{F}_y$  und bestätigt die Schlussfolgerung aus Abb. 6.24.



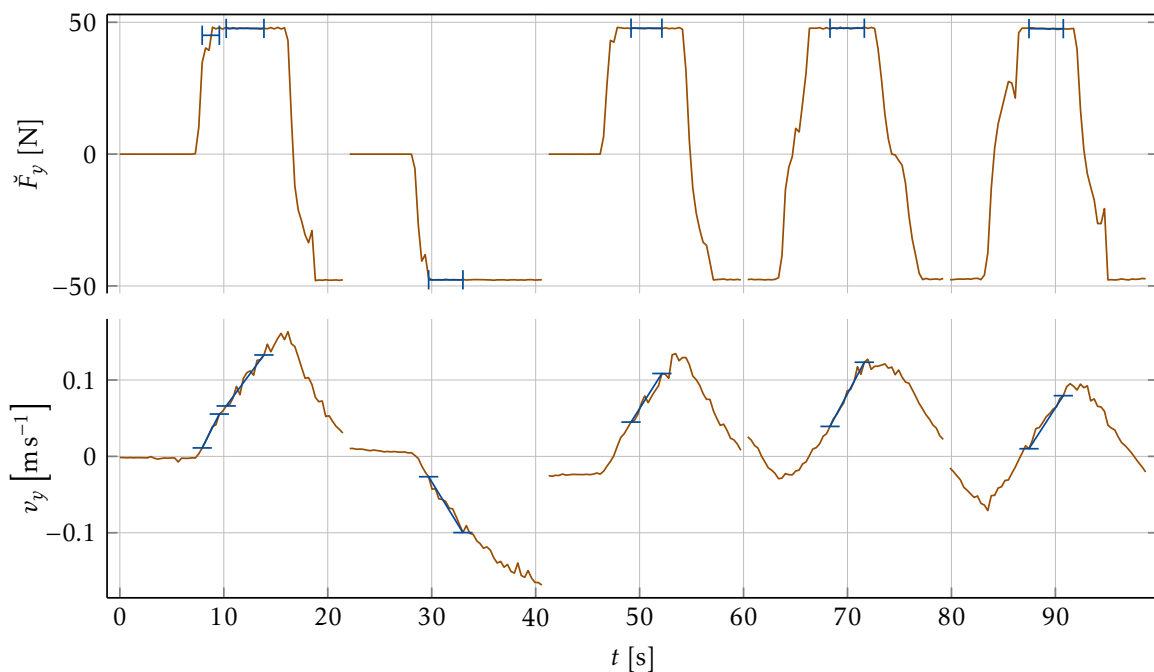
**Abbildung 6.8:** Messpunkte zur Identifikation der fiktiven Masse in Längsrichtung. Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.9 dargestellt.



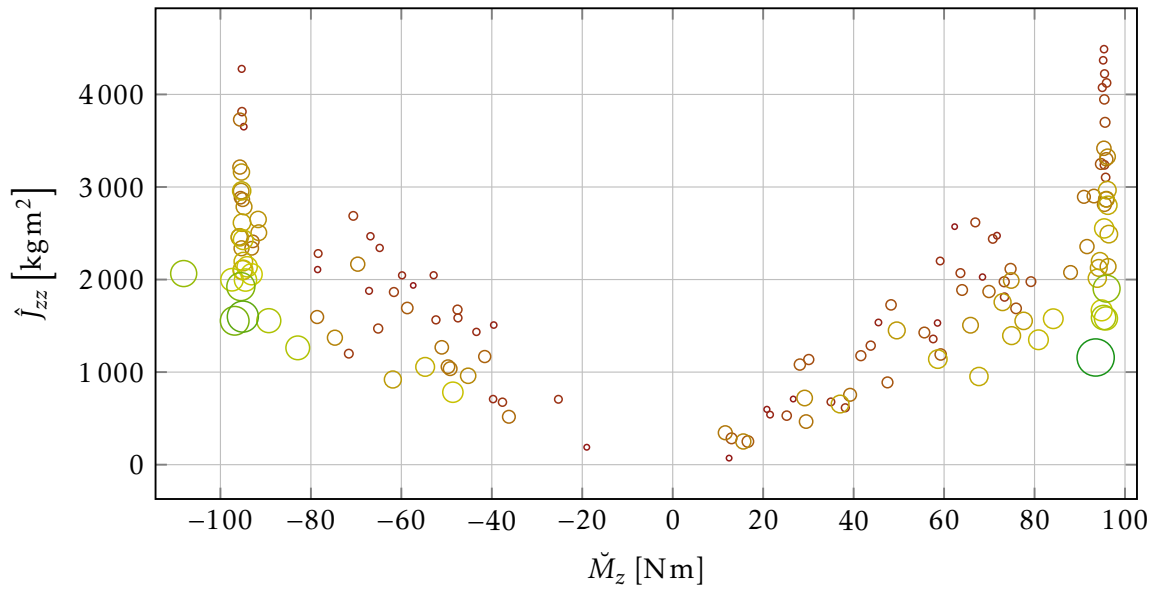
**Abbildung 6.9:** Darstellung in Abb. 6.8 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $m_{xx}$



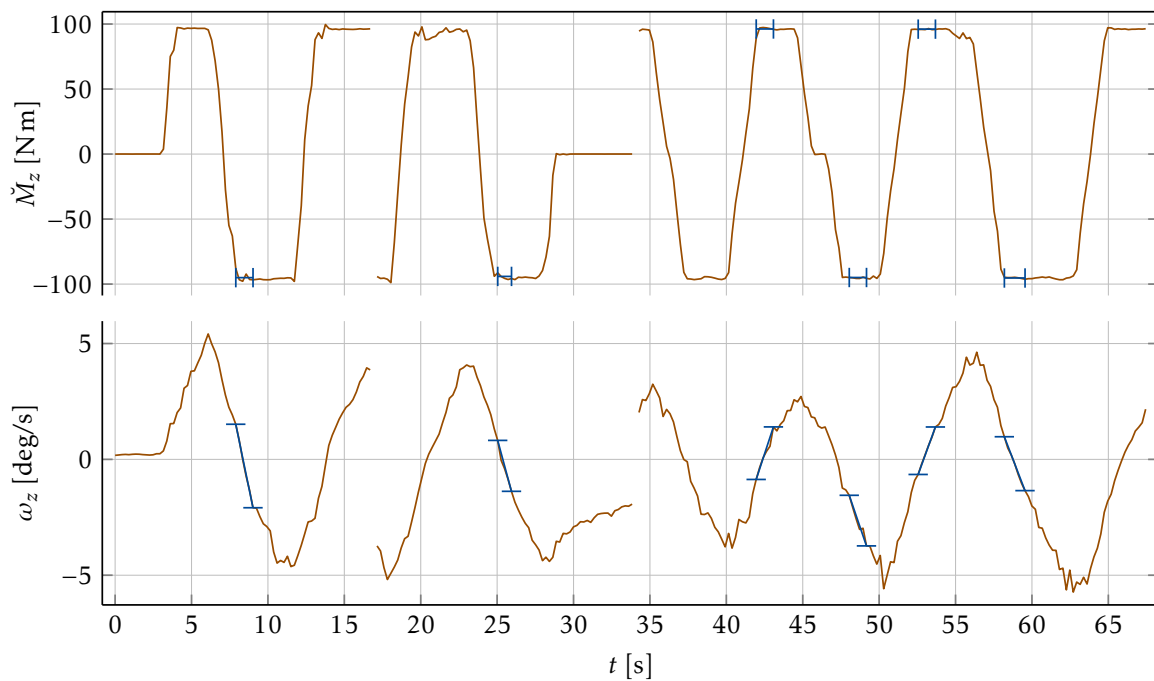
**Abbildung 6.10:** Messpunkte zur Identifikation der fiktiven Masse in Querrichtung. Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.11 dargestellt.



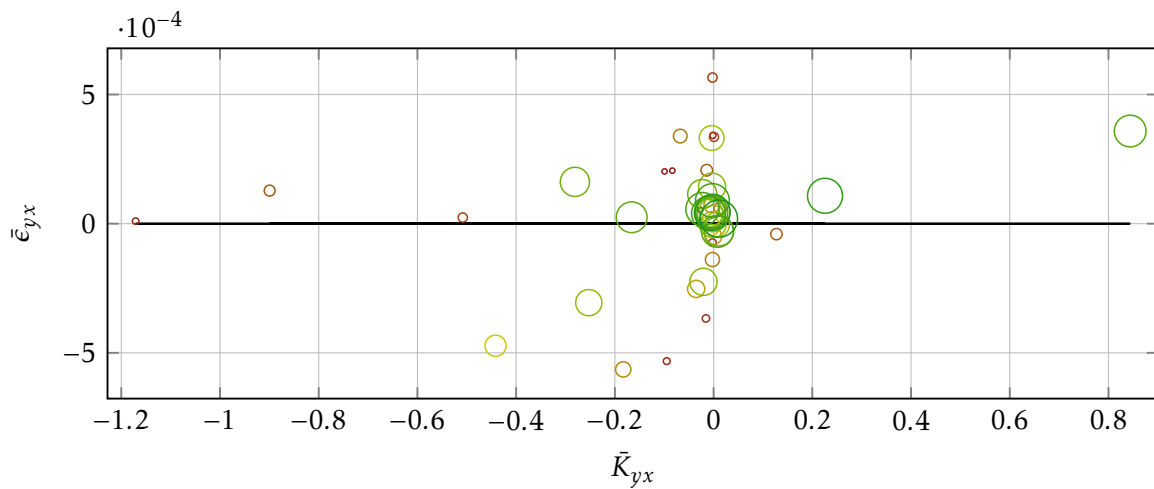
**Abbildung 6.11:** Darstellung in Abb. 6.10 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $m_{yy}$



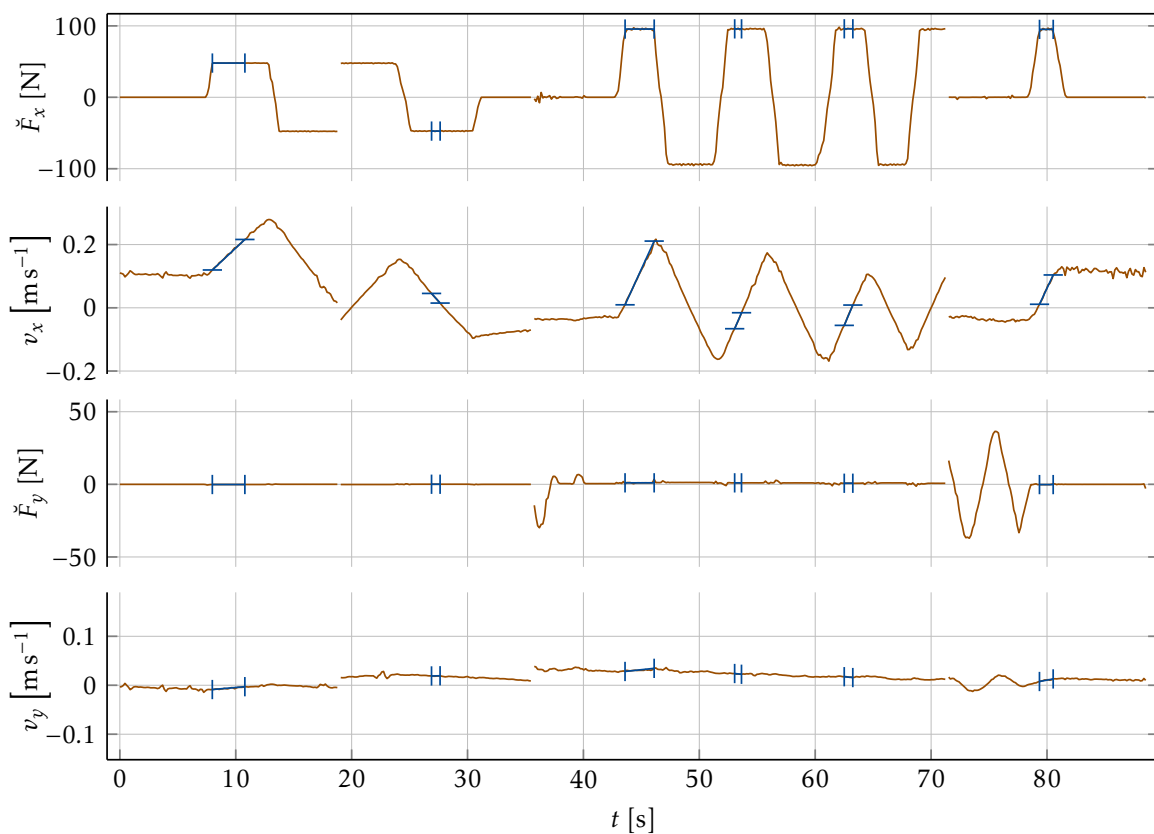
**Abbildung 6.12:** Messpunkte zur Identifikation der fiktiven Trägheit in Drehrichtung. Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.13 dargestellt.



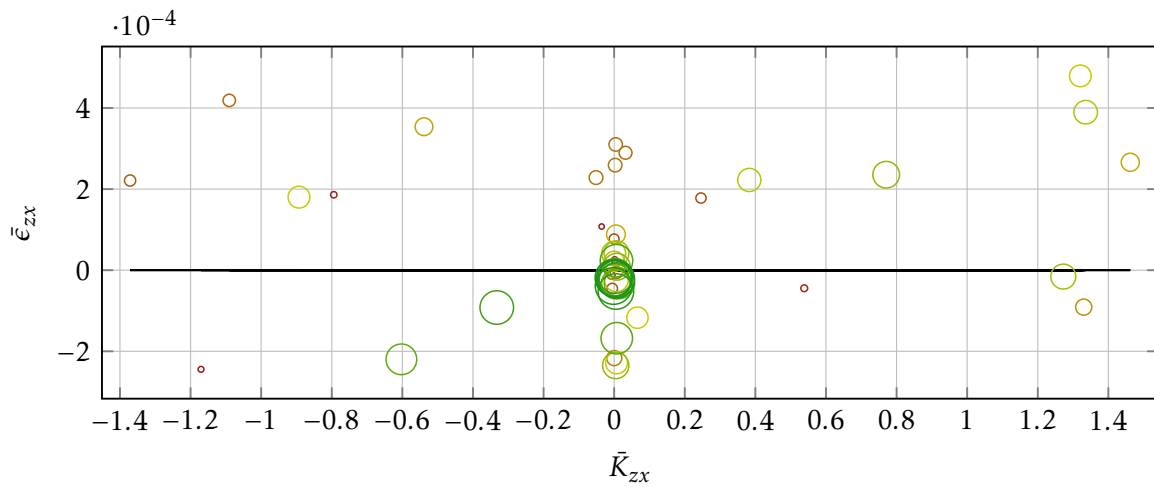
**Abbildung 6.13:** Darstellung in Abb. 6.12 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $J_{zz}$



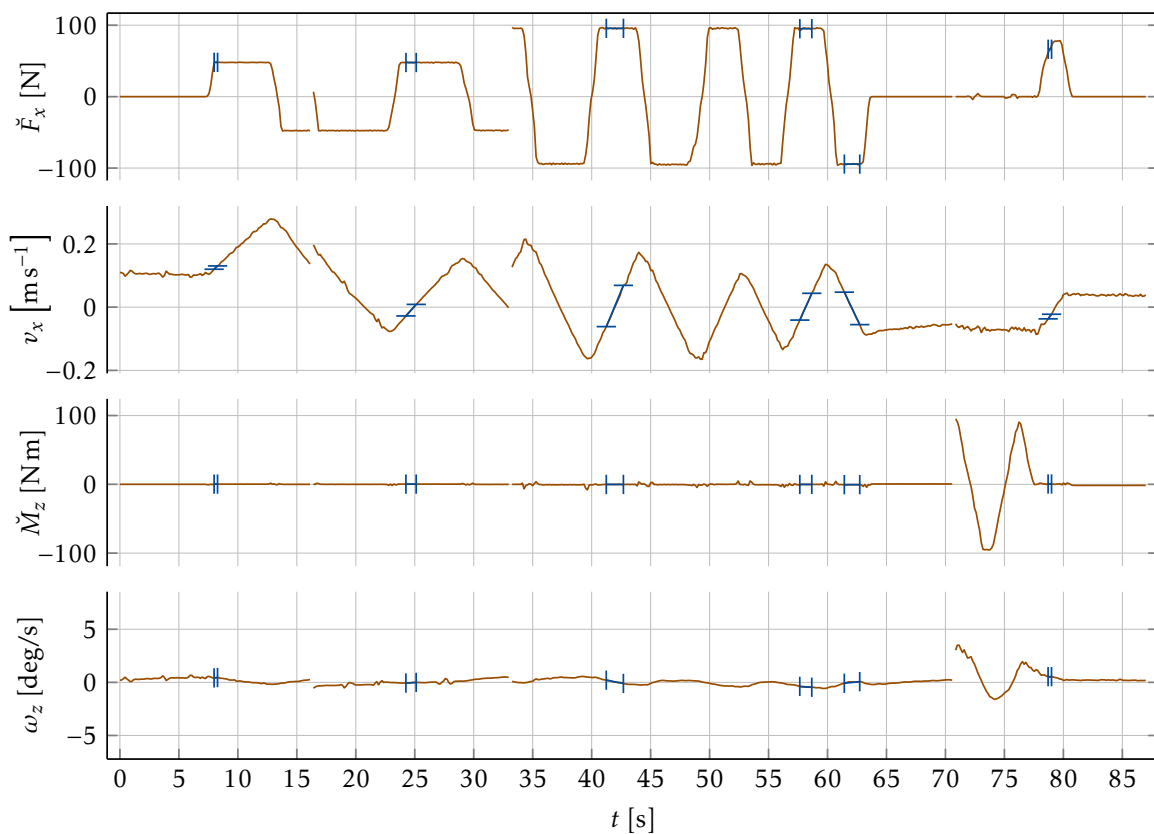
**Abbildung 6.14:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{yx}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{yx}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.15 dargestellt.



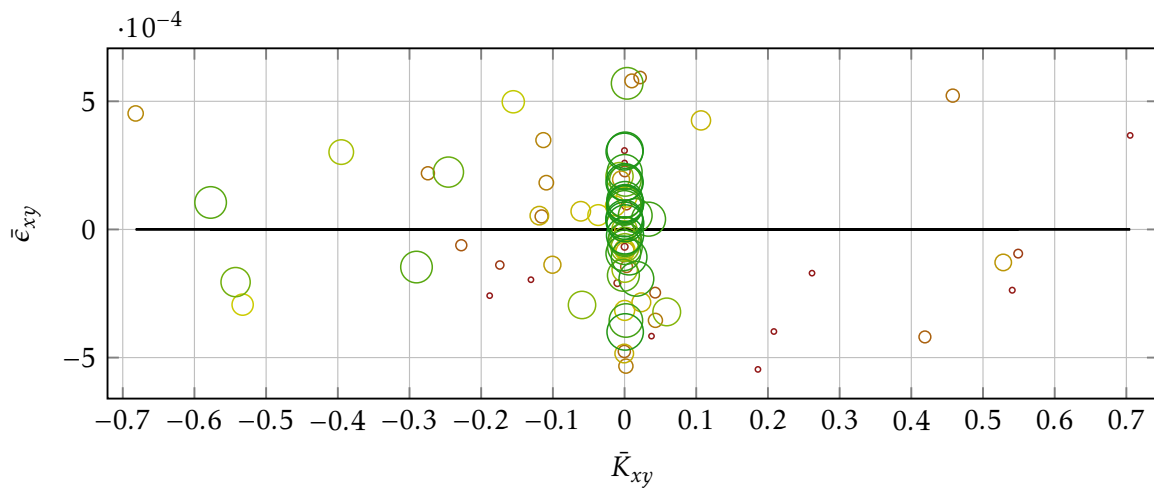
**Abbildung 6.15:** Darstellung in Abb. 6.14 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $\bar{K}_{yx}$



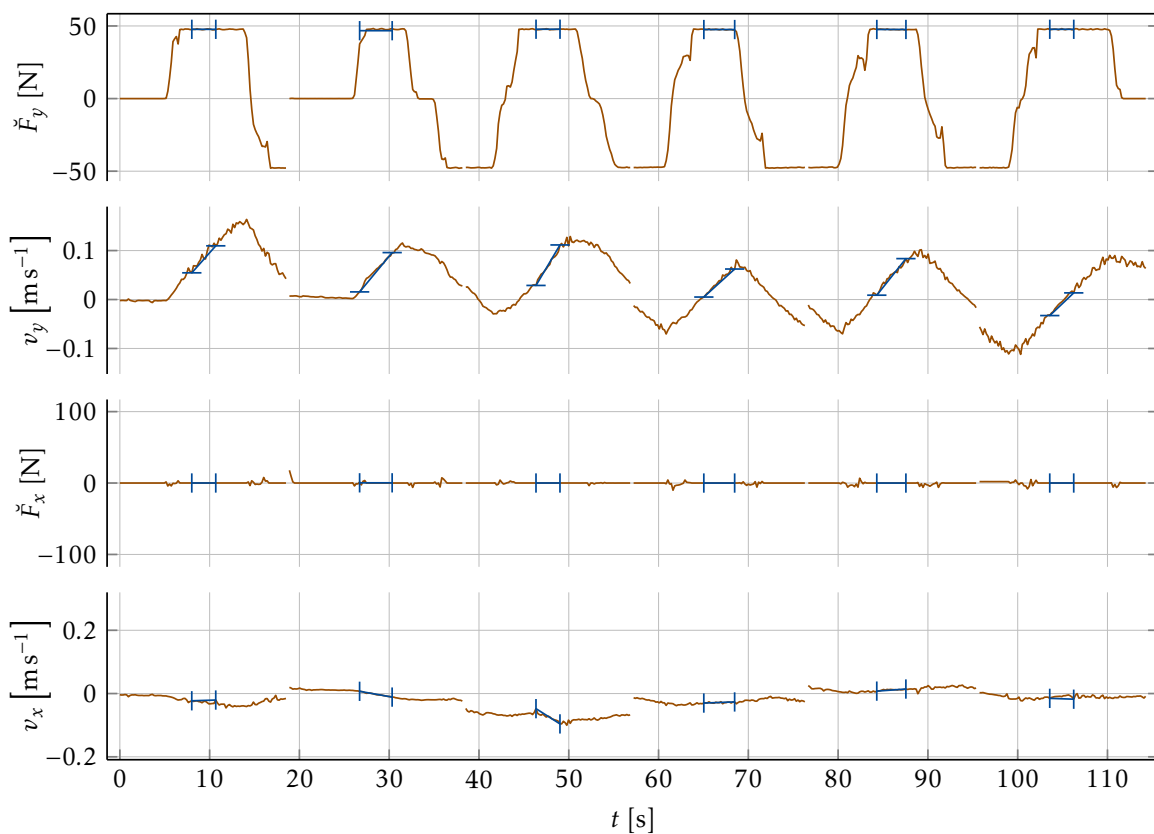
**Abbildung 6.16:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{zx}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{zx}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.17 dargestellt.



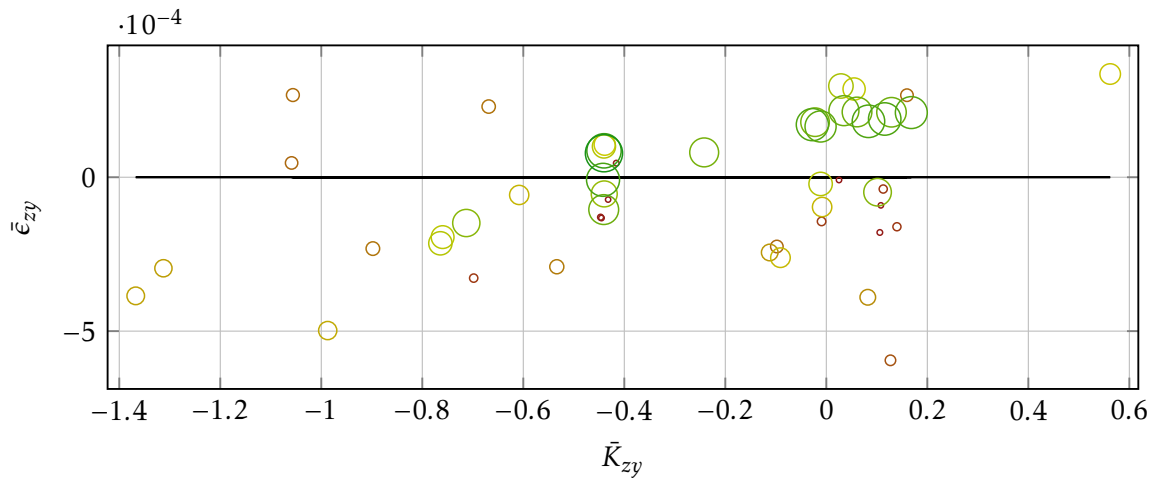
**Abbildung 6.17:** Darstellung in Abb. 6.16 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $K_{zx}$



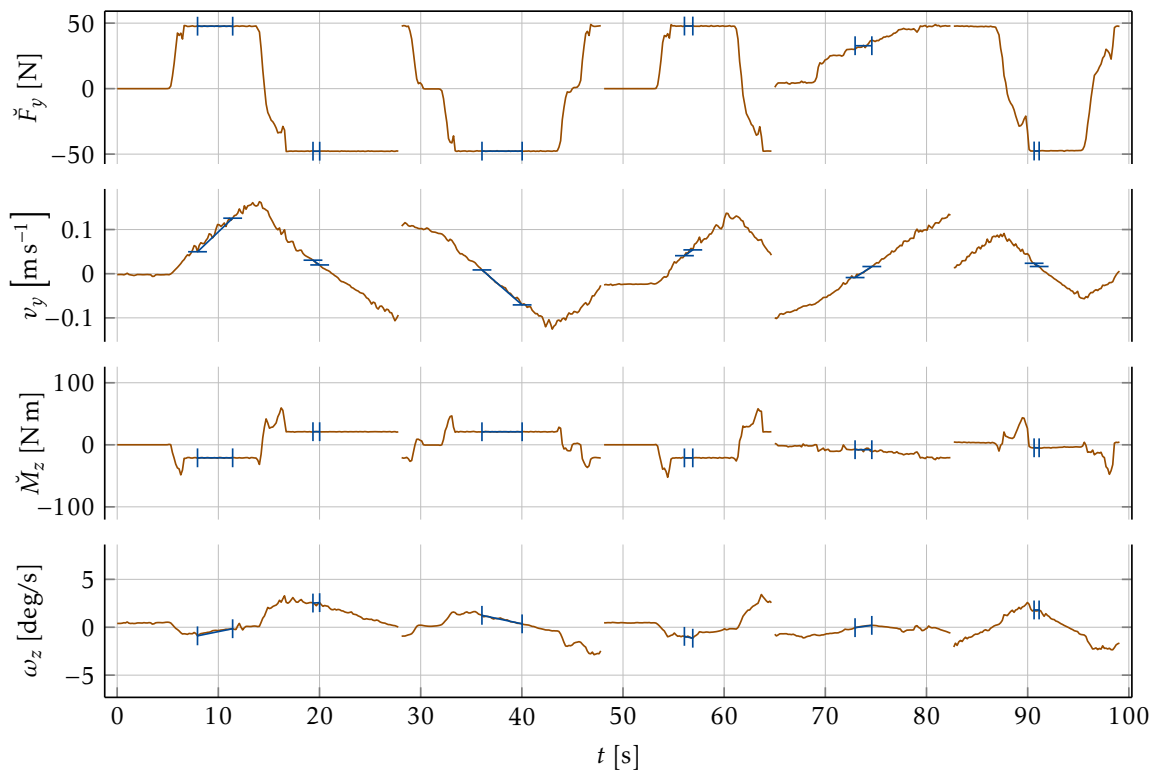
**Abbildung 6.18:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{xy}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{xy}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.19 dargestellt.



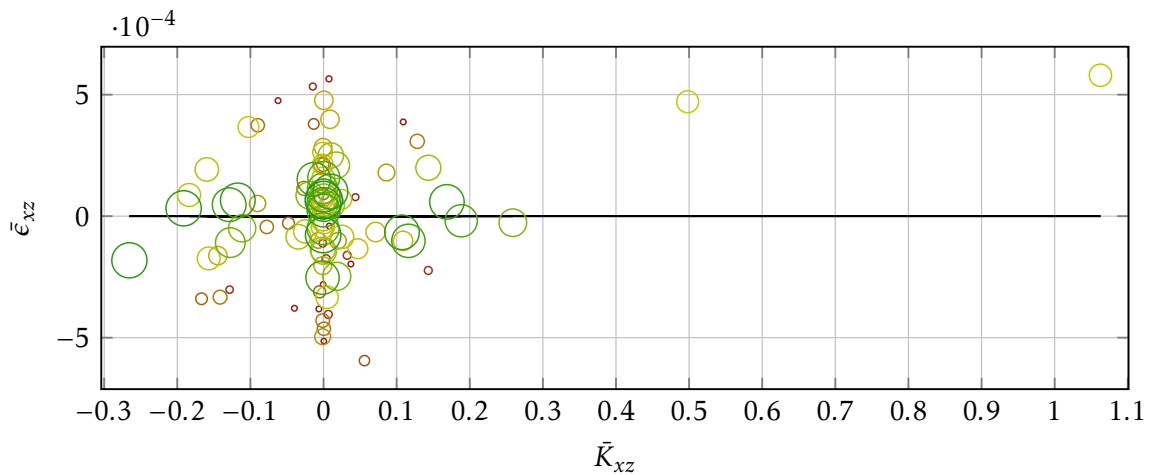
**Abbildung 6.19:** Darstellung in Abb. 6.18 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $K_{xy}$



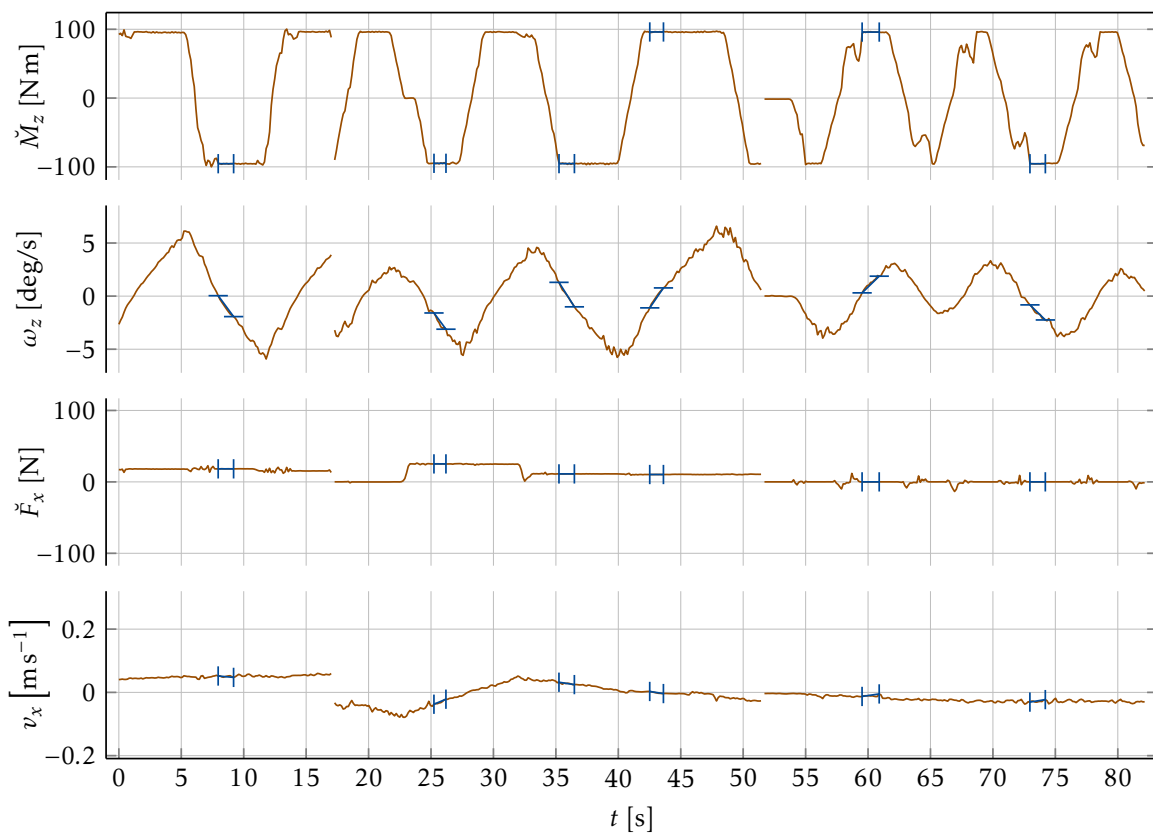
**Abbildung 6.20:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{zy}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{zy}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.21 dargestellt.



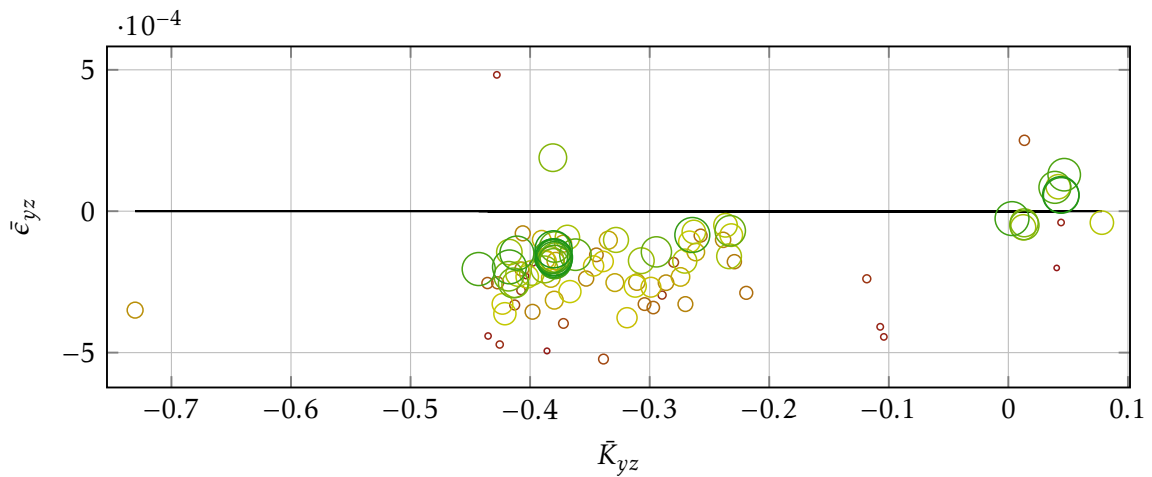
**Abbildung 6.21:** Darstellung in Abb. 6.20 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $K_{zy}$



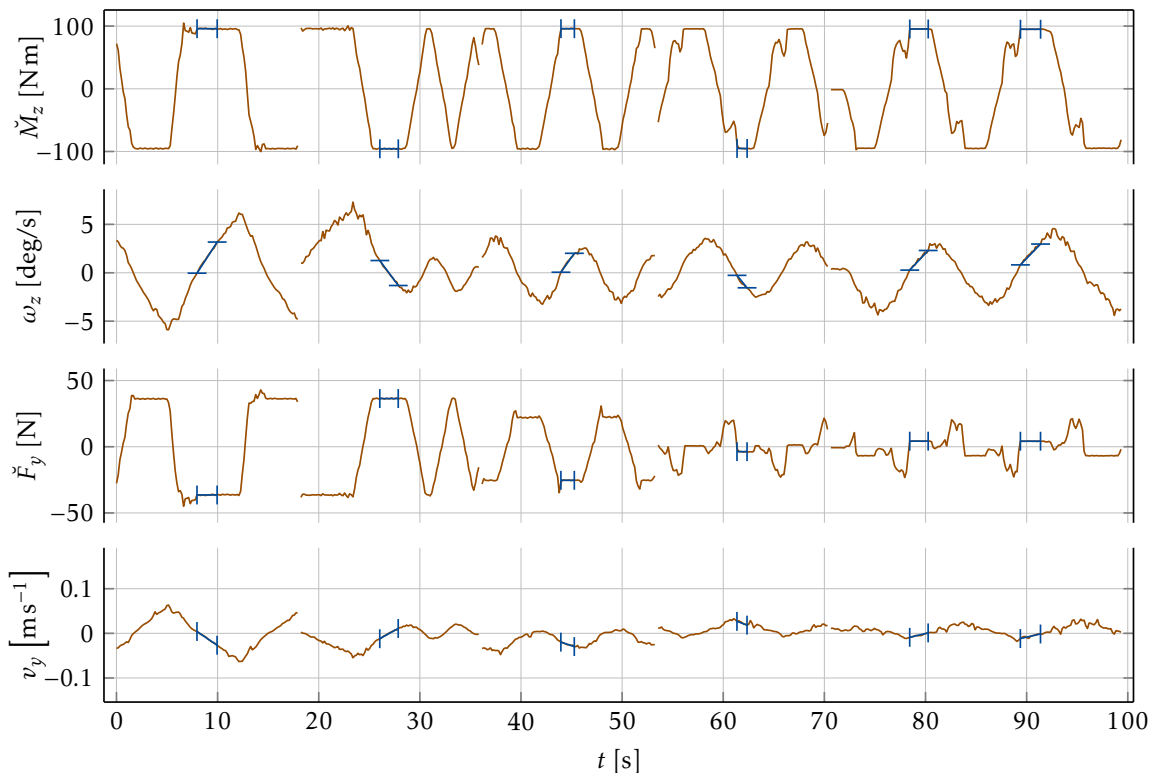
**Abbildung 6.22:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{xz}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{xz}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.23 dargestellt.



**Abbildung 6.23:** Darstellung in Abb. 6.22 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $K_{xz}$



**Abbildung 6.24:** Darstellung des Kompensationsfehlers  $\bar{\epsilon}_{yz}$  über dem Kompensationsfaktor  $\bar{K}_{yz}$ . Größere Kreise entsprechen kleinerer Standardabweichung. Die Verifikation einzelner Beschleunigungsphasen ist in Abb. 6.25 dargestellt.



**Abbildung 6.25:** Darstellung in Abb. 6.24 verwendeter Zeitabschnitte für die Schätzung von  $K_{yz}$

### 6.1.3 Integrale Positionsregelung mit Eingangstotzeit

Zur Validierung des Gesamtsystems werden die Identifikationsergebnisse aus Abschnitt 6.1.1 und 6.1.2 für den Entwurf einer Positions-/Gierwinkelregelung entsprechend Abschnitt 5.4 genutzt. Anhand der skalierten Version des Offshore-Versorgers aus Abschnitt 6.1 werden Sollwertsprünge für Position und Gierwinkel vorgegeben, wobei die Regelung gleichzeitig Strömung von  $0.2 \text{ m s}^{-1}$  aus Süden kompensieren muss.

In den Abbildungen 6.26 bis 6.28 lässt sich die Positionskoordinate  $P_x$  als Nordrichtung und  $P_y$  als Ostrichtung interpretieren. Bei einem Gierwinkel von  $\Psi = 0^\circ$  ist das Fahrzeug nach Norden ausgerichtet und die Strömung kommt von hinten.

In der linken Spalte der Diagramme sind die Schubkräfte  $\check{F}_x, \check{F}_y$  und das resultierende Moment  $\check{M}_z$  dargestellt. Jeweils zwei Kurven zeigen zum einen die von der Regelung geforderte bzw. allokierte Schubkraft und zum anderen die aus den aktuellen Stellwerten errechnete Schubkraft. Die Eingangstotzeit von ca.  $0.6 \text{ s}$  ist erkennbar. Diese Zeit vergeht bei dem gegebenen Antriebssystem, bis eine geforderte Pitchwinkeländerung die Aktorik des Antriebs erreicht. Erst dann beginnt der Antrieb die geforderte Propellerstellung anzufahren. Totzeit im Regelkreis kann zu Überschwingen bei einem Einregelvorgang, zu Schwingung um den Sollwert bei konstanter Amplitude, zur Instabilität des Regelkreises und zur Reduzierung der Regelperformance führen. Die Signalverläufe zeigen, dass diese Nachteile mit dem verwendeten Ansatz aus Abschnitt 5.4.4 weitgehend ausgeglichen werden können. Der Performanceverlust aufgrund des zeitlichen Versatzes der Stellwerte kann jedoch nicht verhindert werden.

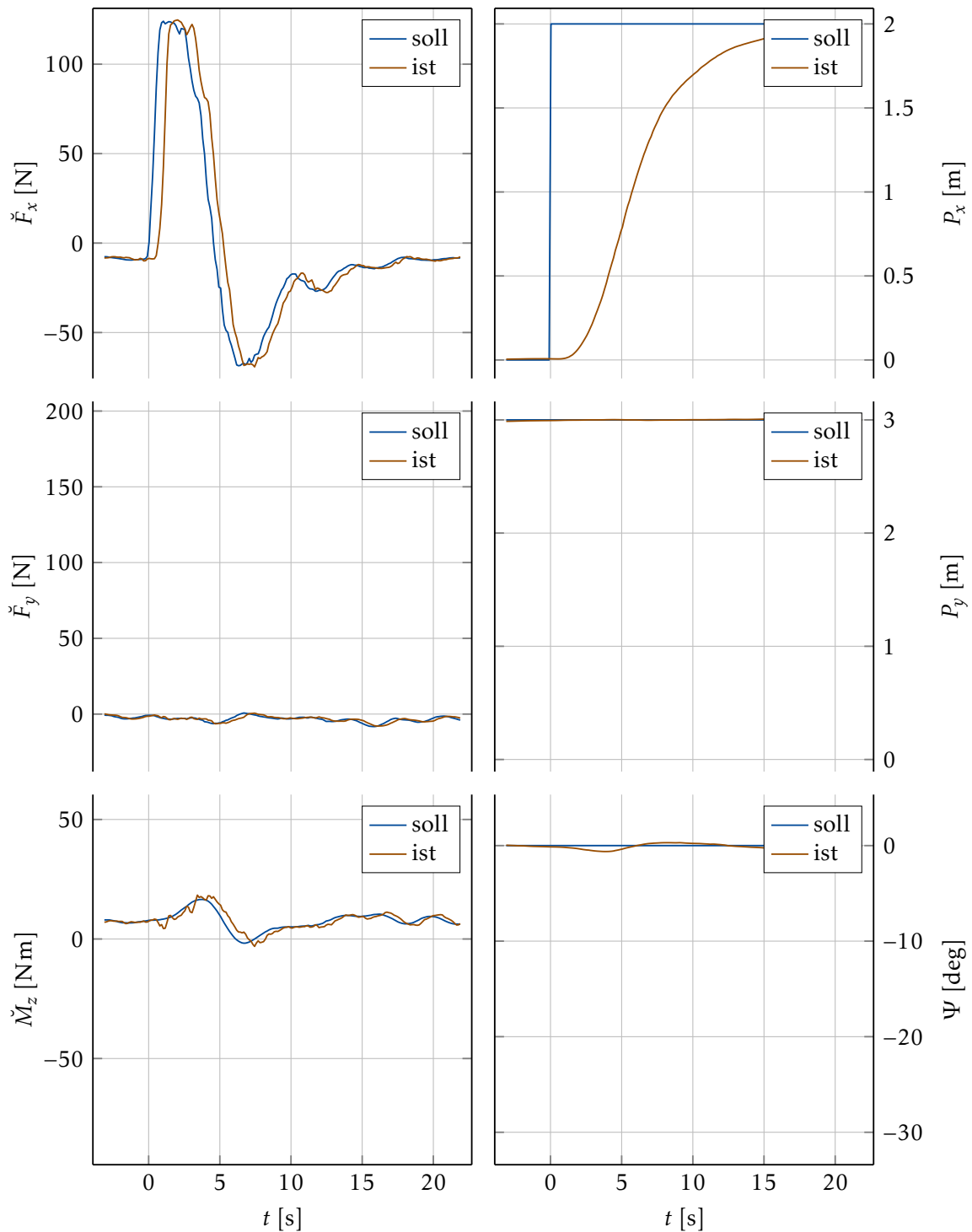
Die gezeigten Sprungversuche für Positionsänderungen in Längsrichtung Abb. 6.26 und Querrichtung Abb. 6.27 stellen einen Stresstest für das Fahrzeug dar. Es wird mit maximaler Schubkraft beschleunigt und dann stark abgebremst, um die Sollposition zu erreichen. Anhand dieses Tests soll die Funktion des Gesamtsystems in einer Extremsituation beurteilt werden.

Beim Sollwertsprung in Querrichtung Abb. 6.27 ist etwa zum Zeitpunkt  $t = 1$  ein fehlerhaft realisiertes Moment zu beobachten. Die Ursache liegt in unterschiedlichen Totzeiten für den Querstrahler im Bug und die Voith-Schneider-Propeller im Heck. Durch den resultierenden Gierwinkelfehler greift die Strömung teilweise von der Seite an. Diese als Störung wirkende Querkraft führt zu einem geringen Überschwingen beim Einregeln der Sollposition.

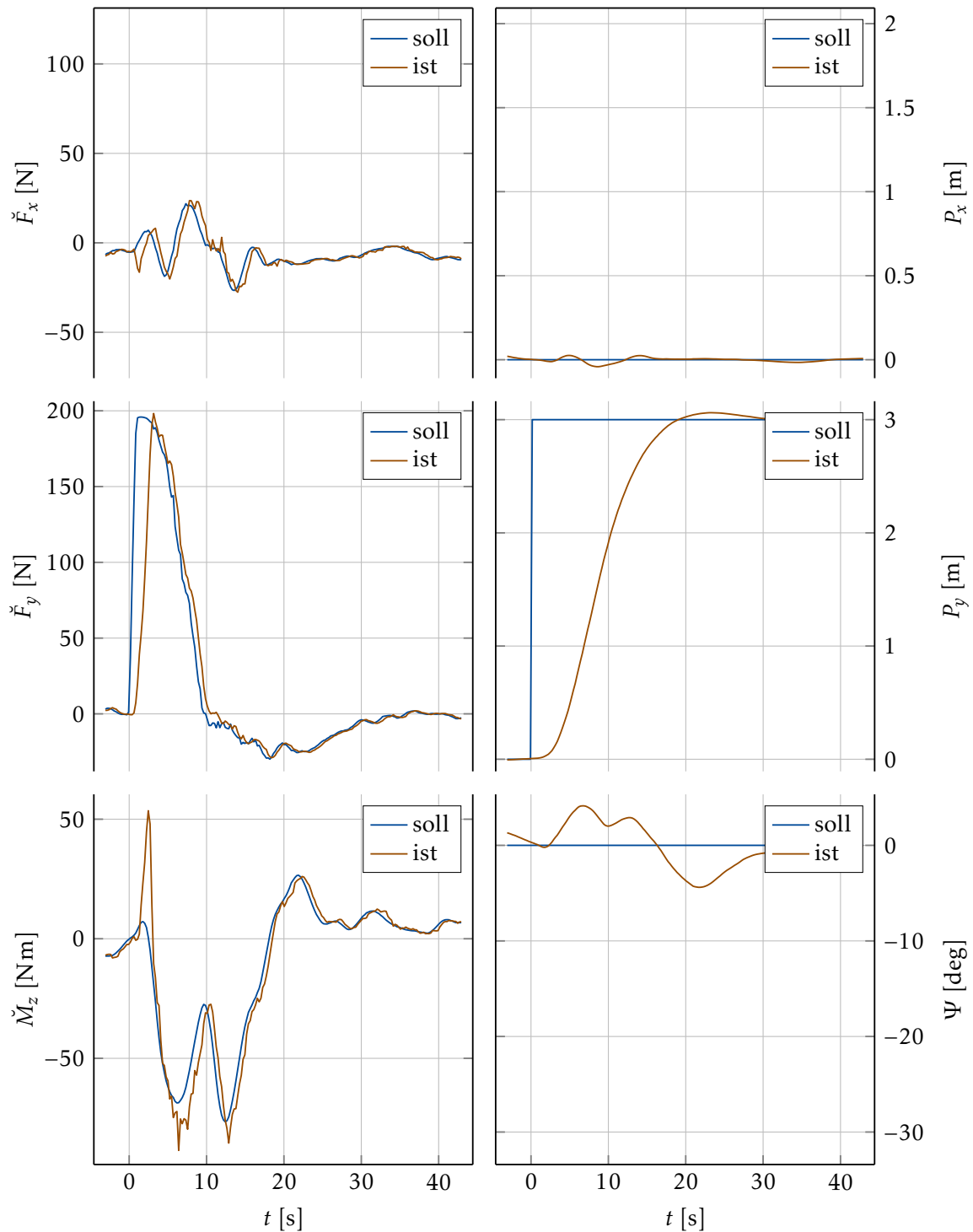
Durch die Gierwinkeländerung in Abb. 6.28 kommt die Strömung zunehmend von Backbordseite. Um die Position zu halten, fordert die Positionsregelung eine Kraft nach Backbord  $\check{F}_y < 0$ , während die Kraft nach hinten  $\check{F}_x < 0$  betragsmäßig reduziert

wird. Weiterhin führt die Strömung zu einem Moment, welches als Störung auf das Fahrzeug wirkt. Dieses Moment ändert sich in Abhängigkeit vom Anströmwinkel. Die schnelle Änderung über einen Gierwinkel von  $\Delta\Psi = 30^\circ$  stellt damit einen Stresstest für das Zusammenspiel der drei Regelkreise dar, bei dem mehrere Komponenten des verkoppelten Mehrgrößensystems wirksam sind.

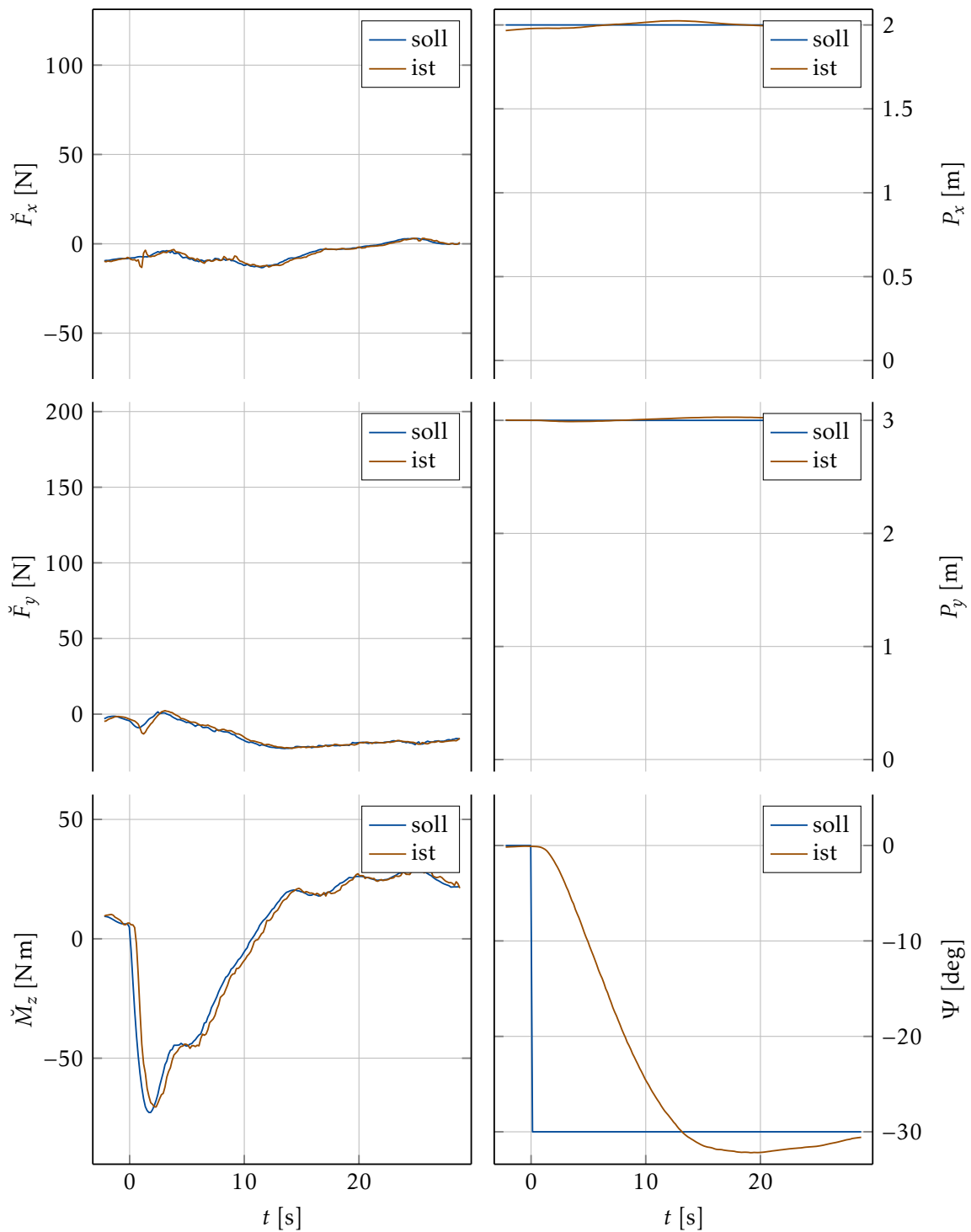
Die Tests validieren die Funktion des Regelsystems für Störungen und Regelabweichungen, die so groß sind, dass es zu Stellgrößenbegrenzung kommt, wie zum Zeitpunkt  $t = 1$  in Abb. 6.26 für  $\check{F}_x$  und in Abb. 6.27 für  $\check{F}_y$  zu erkennen ist. Implizit ist auch das Identifikationsverfahren validiert, auf dessen Basis die Regelalgorithmen parametrisiert wurden.



**Abbildung 6.26:** Positions-/Gierwinkelregelung mit sprungförmiger Sollwertänderung in Nordrichtung bei Strömung von  $0.2 \text{ m s}^{-1}$  aus Süden bzw. von hinten



**Abbildung 6.27:** Positions-/Gierwinkelregelung mit sprungförmiger Sollwertänderung in Ostrichtung bei Strömung von  $0.2 \text{ m s}^{-1}$  aus Süden bzw. von hinten



**Abbildung 6.28:** Positions-/Gierwinkelregelung mit sprungförmiger Sollwertänderung für den Gierwinkel bei Strömung von  $0.2 \text{ m s}^{-1}$  aus Süden

## 6.2 Versuche mit einem Schiff in Originalgröße

Zur Validierung der in der Arbeit entwickelten Methoden werden die folgenden drei Betriebssituationen mit dem Schlepper *MULTRATUG 32* (Abb. 6.29) vor Terneuzen in den Niederlanden untersucht.

In Abschnitt 6.2.1 werden Messdaten des regulären Fahrzeugbetriebs zur Anwendung der automatischen Parameterschätzung genutzt. Zur Verfügung stehen Daten von etwa sechs Stunden Betrieb bei konventioneller Steuerung des Schleppers durch den Kapitän. Der entsprechende Pfad des Schiffes ist in Abb. 6.30 durch eine blaue Linie dargestellt. Er umfasst Phasen des Anlegens und Ablegens, die Transitfahrt zum Operationsgebiet sowie verschiedene Drehmanöver und Beschleunigungsphasen, die typischerweise bei einer Schlepperoperation vorkommen. Im Operationsgebiet vor Terneuzen zeigten die Messgeräte auf der Brücke bis zu 7 Bft Wind und bis zu 3 kn Tidenstrom. Typischerweise wird bei derartigen Störeinflüssen keine Prozessidentifikation durchgeführt, weil die Beeinflussung der zu untersuchenden Fahrzeugdynamik durch Wind, Strömung und Wellen zu groß wird. Für die Arbeit bietet sich jedoch die Möglichkeit, die entwickelten Identifikationsmethoden einer Art Stresstest zu unterziehen und zu untersuchen, inwieweit unter den als stark einzuschätzenden Störeinflüssen eine Prozessidentifikation durchführbar ist und welche Genauigkeit vom resultierenden Prozessmodell erwartet werden kann.

In Abschnitt 6.2.2 werden unter geringen Störeinflüssen aktiv gesteuerte Testmanöver ausgewertet. Die Messdaten dienen der Validierung der vorherigen automatischen Parameterschätzung. Für die Zeit der Testmanöver bot das genutzte Hafengebiet nahezu ideale Versuchsbedingungen ohne Wind, Strömung und Wellen. Es wurden Beschleunigungsmanöver in einem kleinen Bewegungsradius durchge-

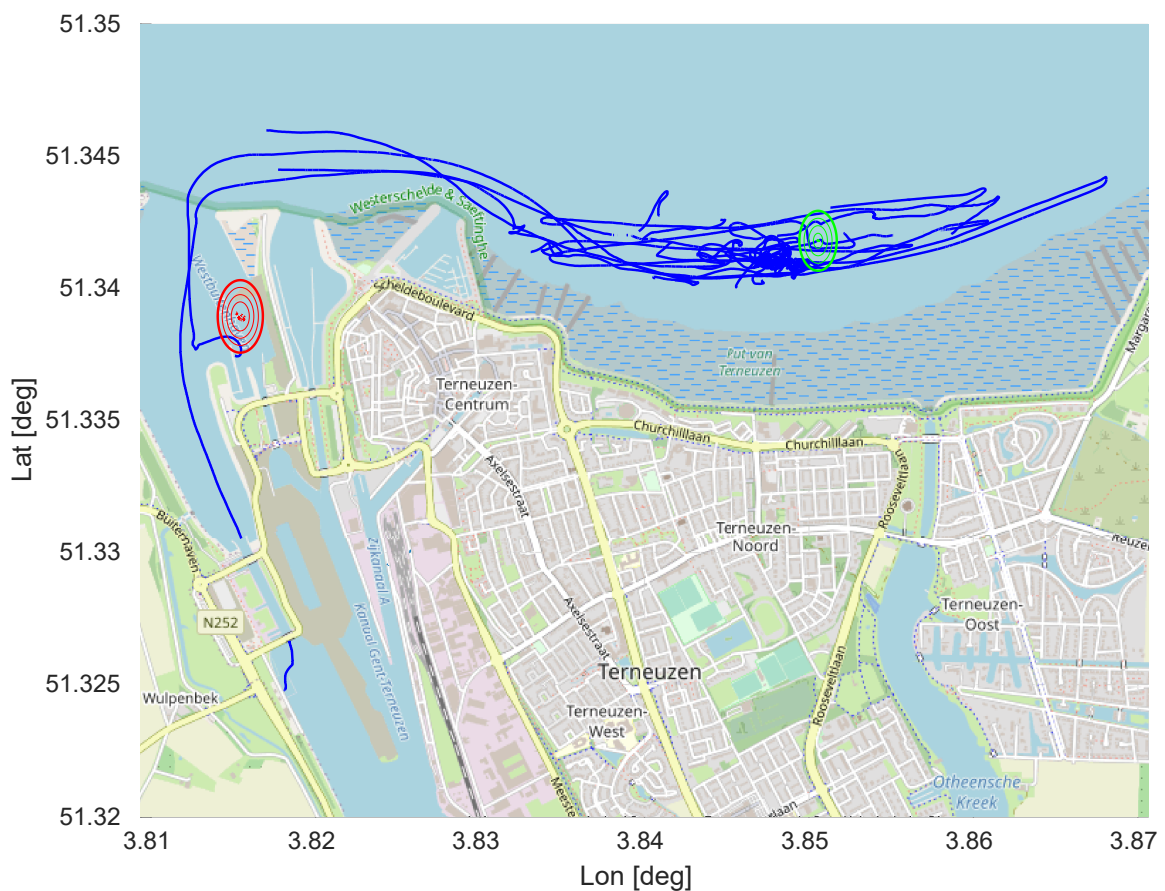


Abbildung 6.29: *MULTRATUG 32*

führt, der mit einer roten Markierung bei  $51.338^\circ|3.815^\circ$  in Abb. 6.30 dargestellt ist.

In Abschnitt 6.2.3 werden die Ergebnisse der beiden Varianten zur Parameterschätzung bewertet.

In Abschnitt 6.2.4 wird eine Assistenzfunktion zur dynamischen Positionierung, die auf Basis der automatischen Parameterschätzung entworfen wurde, getestet und bewertet. Die Bestätigung der Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems dient der Validierung der Identifikations- und Entwurfsmethoden. Eingesetzt wurde die Positionsregelung aus Abschnitt 5.4 im Bereich der grünen Markierung bei



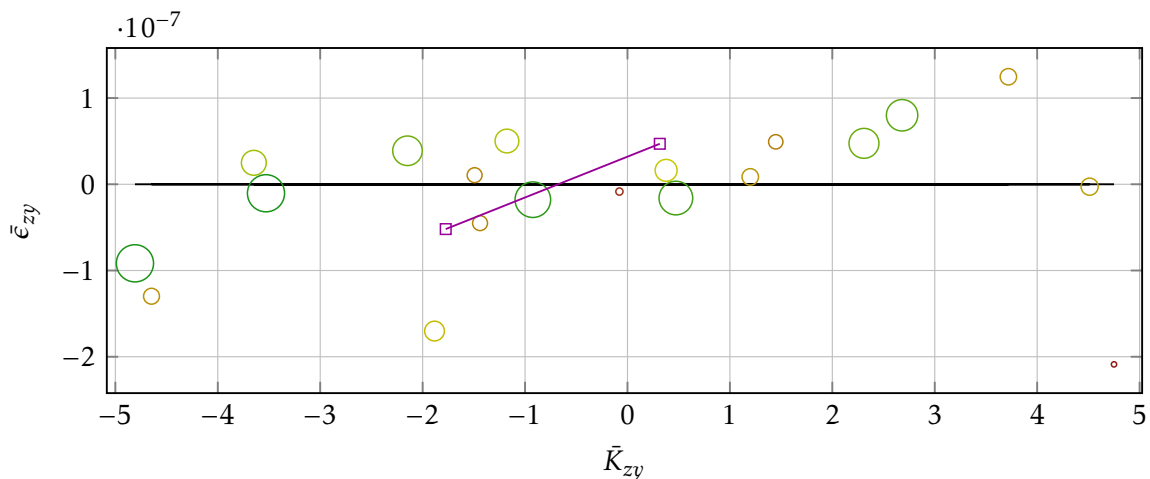
**Abbildung 6.30:** Pfad des Schiffes im regulären Betrieb (blau), Ort der Testmanöver (rot,  $51.338^\circ|3.815^\circ$ ), Ort der Positionsregelung (grün,  $51.342^\circ|3.851^\circ$ )

### 6.2.1 Identifikation aus Daten des regulären Betriebs

Aufgrund des begrenzten Zeitrahmens mit MULTRATUG 32 wurde zur genaueren Untersuchung einschließlich aktiv gesteuerter Validierungsversuche in Abschnitt 6.2.2

die Schätzung des Kompensationsfaktors  $\hat{K}_{zy}$  ausgewählt. Der Parameter ist entscheidend für gezieltes Traversieren, weil er die fehlerhafte Drehbeschleunigung bei Schub in Querrichtung beschreibt und in vielen Fällen ungleich null ist. Zudem soll so die entwickelte Methode zur Bestimmung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix über die Schätzung der Kompensationsfaktoren anhand eines Schiffes in Originalgröße demonstriert werden.

Das Ergebnis der automatischen Messdatenauswertung und Parameterschätzung von 5:49 Stunden regulärem Betrieb bei konventioneller Steuerung des Kapitäns ist in Abb. 6.31 für  $\bar{K}_{zy}$  dargestellt. Die starke Streuung der Messpunkte resultiert aus der Störung aufgrund von Wind und Strömung. Dennoch ist zu erkennen, dass größere Kompensationsfaktoren zu größeren Kompensationsfehlern führen. Bei Schätzung entsprechend Abschnitt 4.3.4 ergibt sich  $\bar{K}_{zy} = -0.68$ . Demnach muss bei einer geforderten Schubkraft nach Steuerbord  $\check{F}_y$  zusätzlich ein negatives Moment  $\check{M}_z = \bar{K}_{zy}\check{F}_y$  allokiert werden, um die unerwünschte Drehbeschleunigung des Schiffes zu reduzieren.



**Abbildung 6.31:** Kompensationsfaktorschätzung für MULTRATUG 32 im regulären Betrieb

### 6.2.2 Identifikation aus aktiv gesteuerten Testmanövern

Zur Validierung der automatischen Parameterschätzung wurden unter kontrollierten Bedingungen aktiv gesteuerte Beschleunigungsversuche durchgeführt. Hierfür wurde ein vor Wind, Strömung und Wellen weitgehend geschützter Bereich vor der Schleuseneinfahrt gewählt, Abb. 6.30.

Um definierte und reproduzierbare Beschleunigungsphasen zu erzielen, wurde die Steuerung des Schleppers über einen Prozessrechner realisiert, auf dem ein

entsprechendes Ablaufskript und die Datenaufzeichnung implementiert waren. Die aufgezeichneten Beschleunigungsphasen sind zusammengefasst in Abb. 6.32 dargestellt. Die allokierte Querschubkraft  $\check{F}_y$  ist für alle Beschleunigungsphasen gleich und ergibt jeweils eine ähnliche Quergeschwindigkeit  $v_y$ . Zusätzlich wurden verschiedene Momente  $\check{M}_z$  allokiert und die resultierende Drehrate  $\omega_z$  beobachtet. Zum besseren Vergleich sind die gefilterten Drehratenänderungen  $\Delta\omega_z$  für die verwendeten Zeitabschnitte  $\Delta t = 8\text{ s}$  in Abb. 6.33 übereinander dargestellt und die jeweils nach (4.106) berechneten Kompensationsfaktoren  $\bar{K}_{zy}$  eingetragen. Aus der jeweiligen Drehratenänderung  $\Delta\omega_z = \omega_z\langle t_1 \rangle - \omega_z\langle t_0 \rangle$  in der Beschleunigungsphase wird nach (4.107) der zugehörige Kompensationsfehler  $\bar{\varepsilon}_{zy}$  berechnet. In Abb. 6.34 sind schließlich die Kompensationsfehler  $\bar{\varepsilon}_{zy}$  über ihren Kompensationsfaktoren dargestellt. Der gesuchte Faktor für exakte Kompensation wird mittels Nulldurchgang der Ausgleichsgeraden zu  $\bar{K}_{zy} = -0.83$  bestimmt.

### 6.2.3 Bewertung der Varianten zur Parameterschätzung

Ausgehend von nahezu störungsfrei durchgeführten Testmanövern mit  $\bar{K}_{zy} = K_{\text{test}}$  ergibt sich für die Parameterschätzung aus dem regulären Betrieb  $\bar{K}_{zy} = K_{\text{reg}}$  eine prozentuale Abweichung von

$$\begin{aligned} K_{\text{test}} &= -0.83 \\ K_{\text{reg}} &= -0.68 \end{aligned} \quad \frac{|K_{\text{test}} - K_{\text{reg}}|}{K_{\text{test}}} \cdot 100\% \approx 18\%. \quad (6.3)$$

Als Hauptursache für die Abweichung werden Störungen durch Wind und Strömung angesehen. Es ist zu beachten, dass eine Schubkraft gegen die Windrichtung im Extremfall zu einer Geschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung führen kann, wenn die Windkraft stärker ist als die Schubkraft. Nach diesem Prinzip verschieben sich die einzelnen Messpunkte in Abb. 6.31 in Abhängigkeit von der Störung. Nur, wenn genügend verschiedene Beschleunigungsphasen in unterschiedlichen Winkeln zur Störung aufgezeichnet wurden, kann eine Mittelwertbildung für die Parameterschätzung zielführend sein.

Es stellt sich die Frage, wie lange der reguläre Betrieb durch Messdatenaufzeichnung beobachtet werden muss, bis die automatische Parameterschätzung zu ausreichend genauen Ergebnissen führt. Auf Basis der aufgezeichneten ca. sechs Stunden Betriebszeit von MULTRATUG 32 sind dahingehend keine statistisch belastbaren Aussagen möglich. Wie lange der reguläre Betrieb aufgezeichnet werden muss, wird eher davon abhängen, welche Bewegungen das Fahrzeug in der Zeit ausführt und welche Störungen dabei wirken. Für die Parameterschätzung in Querrichtung müssen

mehrere Traversiermanöver in den Messdaten enthalten sein. Wenn Traversiermanöver z. B. nur beim Anlegen und Ablegen vorkommen, wären Überlegungen in dieser Richtung eher ein Ansatz, um den Bedarf an Messdaten für die Identifikation abzuschätzen.

Welche Parametergenauigkeit als ausreichend betrachtet werden kann, wird zudem vom geplanten Anwendungsfall abhängen. Eine Positionsregelung für präzise Kranarbeiten stellt höhere Anforderungen als eine Positionsregelung, die ein Fahrzeug an einer Stelle in Bereitschaft halten soll.

Für eine exemplarische Aussage zur erreichbaren Regelperformance auf Basis des regulären Betriebs mit MULTRATUG 32 wird im folgenden Abschnitt die dynamische Positionierung getestet und bewertet.

### 6.2.4 Positionsregelung zur Validierung des Gesamtsystems

Da das Ziel der Arbeit darin besteht, einen Beitrag zum vereinfachten Entwurf von Assistenzfunktionen für die Schiffsführung zu leisten, sind die entwickelten Methoden daran zu messen, inwieweit sie dabei unterstützen, dieses Ziel zu erreichen. Zu diesem Zweck wurde die Performance einer Assistenzfunktion zur dynamischen Positionierung untersucht, deren Entwurf auf den entwickelten Identifikationsmethoden basierte. Der Regelkreis zur dynamischen Positionierung bestand aus dem Regelalgorithmus nach Abschnitt 5.4, einem Antriebsmodell und der darauf aufbauenden Allokation, der Kompensation nach Abschnitt 5.3 sowie einem Messdatenfilter, siehe Abb. 5.4. Für den Filter- und Reglerentwurf wurde ein Prozessmodell genutzt, dessen Parametrierung ausschließlich mithilfe der automatischen Parameterschätzung und den Messdaten des regulären Betriebs mit Multatug 32 durchgeführt wurde.

Die Regelalgorithmen wurden auf einem Prozessrechner implementiert, an den auch die für die Steuerung notwendige Sensorik und Aktorik des Schiffes angeschlossen war. Um die Genauigkeit der auf dem Schiff vorhandenen Positionsmessung zu verbessern, wurden weitere Sensoren installiert, u. a. ein zusätzlicher GPS-Empfänger, der mithilfe von Online-Korrekturdaten eine Standardabweichung der Positionsmessung von unter 5 cm erreichte.

Es lag in der Verantwortung des Kapitäns, den Steuerzugriff über ein Schaltpult auf den Prozessrechner zu übertragen, Abb. 1.3. Die Signalverläufe bei eingeschalteter Positionsregelung sind in Abb. 6.35 dargestellt. Die Kraftverläufe zeigen die allokierten (soll) und die, aus den gemessenen Stellwerten berechneten (ist) Gesamtschubkräfte/Momente  $\check{F}_x$ ,  $\check{F}_y$ ,  $\check{M}_z$ . Die allokierten Kräfte verlaufen so, dass die entsprechenden Stellwerte vom Betrag und der Stellrate realisierbar sind. Wenn die

Soll-Stellwerte und Ist-Stellwerte gleich sind, dann sind entsprechend (3.19) und (3.20) auch die Soll-Kräfte und Ist-Kräfte gleich, da für die Umrechnung dasselbe Antriebsmodell genutzt wird. Die Abweichungen in den Kräften resultieren aus den nicht exakt realisierten Stellwerten, wie es aus den Verläufen der Soll-Stellwerte und Ist-Stellwerte in Abb. 6.36 nachvollziehbar ist. MULTRATUG 32 verfügt über zwei Voith-Schneider-Propeller: Antrieb 1 im Heck und Antrieb 2 im Bug. Beide Antriebe verfügen jeweils über die drei Stellwerte: Anstellwinkel  $\varphi$  für Schub in Längsrichtung, Anstellwinkel  $\theta$  für Schub in Querrichtung und Drehzahl  $f$ . Die Antriebe wurden bei Drehzahlstufe 1 betrieben, welche etwa konstant  $30 \text{ min}^{-1}$  entspricht. Die Anstellwinkel werden in Prozent angegeben und entsprechen dem Anteil der eingestellten Schubkraft. Die Antriebe haben einen Abstand von ca. 15 m auf der Längsachse voneinander, sodass sich z. B. für eine Schubkraft nach Backbord im Heck  $\theta_1 < 0$  und eine Schubkraft nach Steuerbord im Bug  $\theta_2 > 0$  durch die Hebelarme ein positives Moment  $\check{M}_z > 0$  ergibt.

Die realisierbaren Stellraten der Antriebe wurden in der Allokation berücksichtigt, sodass die Antriebe den Stellvorgaben folgen können sollten. In (3.22) wurde gefordert, dass im stationären Fall Soll- und Ist-Stellwerte gleich sein müssen. In Abb. 6.36 ist zu erkennen, dass diese Bedingung nicht erfüllt ist. Die Pitchwinkel reagieren scheinbar erst ab einer Abweichung  $|\varphi_{\text{soll}} - \varphi_{\text{ist}}| > 3\%$  bzw.  $|\theta_{\text{soll}} - \theta_{\text{ist}}| > 3\%$  auf den Sollwert. Zudem sind die Ist-Stellwerte nur in etwa 1 %-Schritten aufgelöst, was sich besonders im Bereich kleiner Sollwerte als prozentual große Abweichung bemerkbar macht.

Aus Sicht der Steuerung ist festzustellen, dass die Antriebe sich nicht exakt so verhalten, wie es für eine optimale Funktion der entwickelten Identifikations- und Entwurfsverfahren gefordert wird. Ein Performanceverlust für das Regelsystem ist die Folge. Gleichzeitig ist ein Ansatzpunkt zur Optimierung des Systems gegeben.

Die zu beurteilenden Positions-/Winkelabweichungen  $\Delta P_{x,r}$ ,  $\Delta P_{y,r}$ ,  $\Delta \Psi_r$  sind relativ zur Referenzposition und zum Referenzwinkel in Abb. 6.35 dargestellt, d. h. bei eingestelltem Referenzwinkel ist  $\Delta P_{x,r}$  die Abweichung nach Vorne und  $\Delta P_{y,r}$  nach Steuerbord. Die gestrichelt eingezeichnete Standardabweichung von  $\sigma_x = 0.039 \text{ m}$ ,  $\sigma_y = 0.012 \text{ m}$ ,  $\sigma_\Psi = 0.15^\circ$  liegt für die Position im niedrigen einstelligen Zentimeterbereich und damit innerhalb der Standardabweichung der genutzten Positionsmessung. Die stationäre Abweichung zwischen gemessenem und gefiltertem Wert für  $\Delta P_{y,r}$  ergibt sich, weil die Antennenposition für den gefilterten Wert vom Antennen-deck in den mittleren Rollpunkt des Schiffes transformiert wurde. Dadurch wirken sich Rollbewegungen weniger auf die Positionsmessung in Querrichtung aus.

In Abb. 6.37 ist der Positionspfad der dynamischen Positionierung mit MULTRATUG 32 entsprechend der Zeitreihe aus Abb. 6.35 dargestellt. Die Referenzposition

befindet sich im Mittelpunkt der Ringe, sodass die Positionsabweichung in Metern abgelesen werden kann. Der gepunktete Kreis zeigt den Betrag der Standardabweichung von 2.4 cm. Nach oben entspricht der Vorausrichtung (Soll-Gier-Winkel) des Schiffes. Das Schiff stand etwa mit dem Bug in der Strömung, wodurch die Amplitude der Bewegung in Längsrichtung größer ist als in Querrichtung.

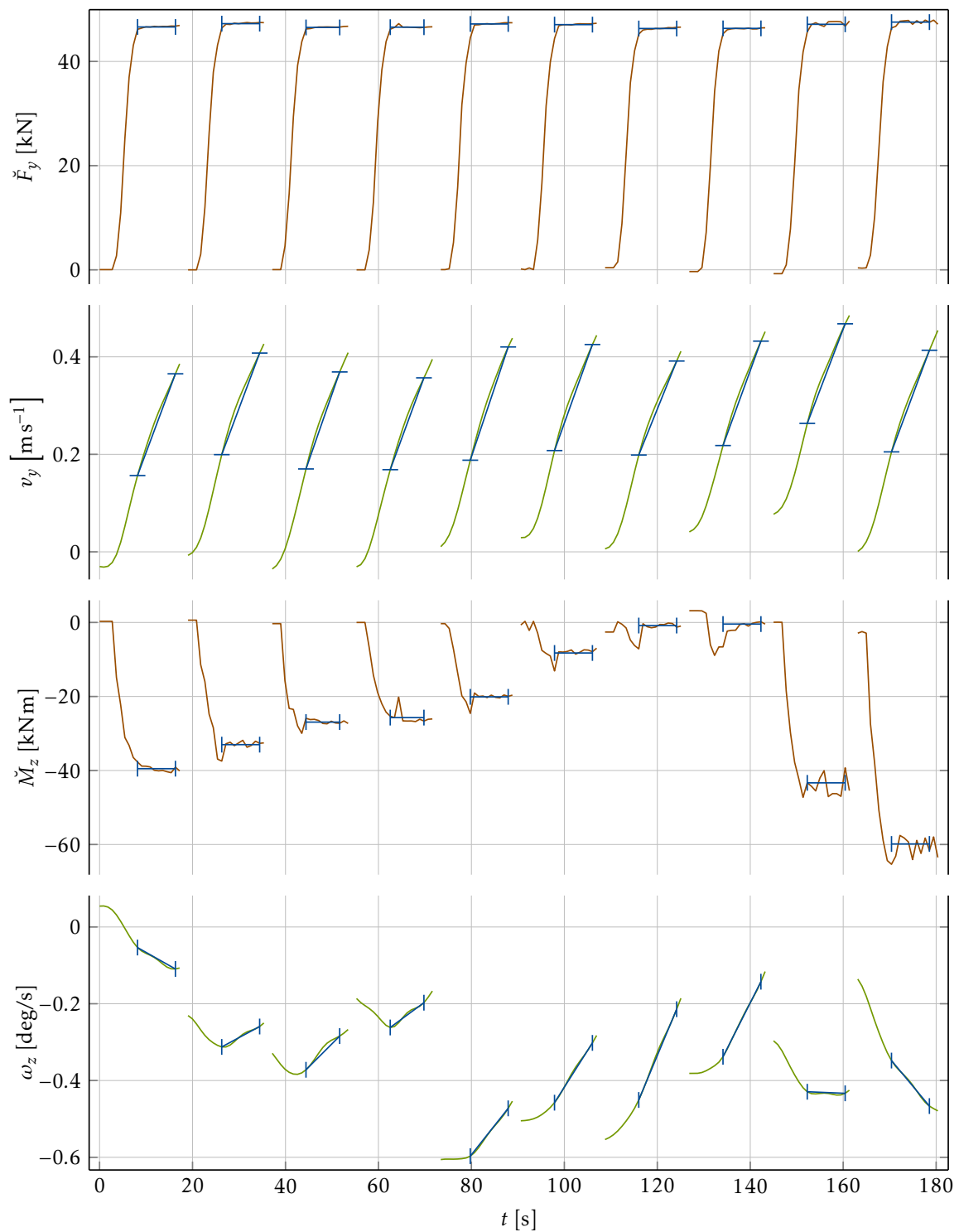


Abbildung 6.32: Zeitabschnitte für die Validierung von  $\hat{K}_{zy}$  mit MULTRATUG 32

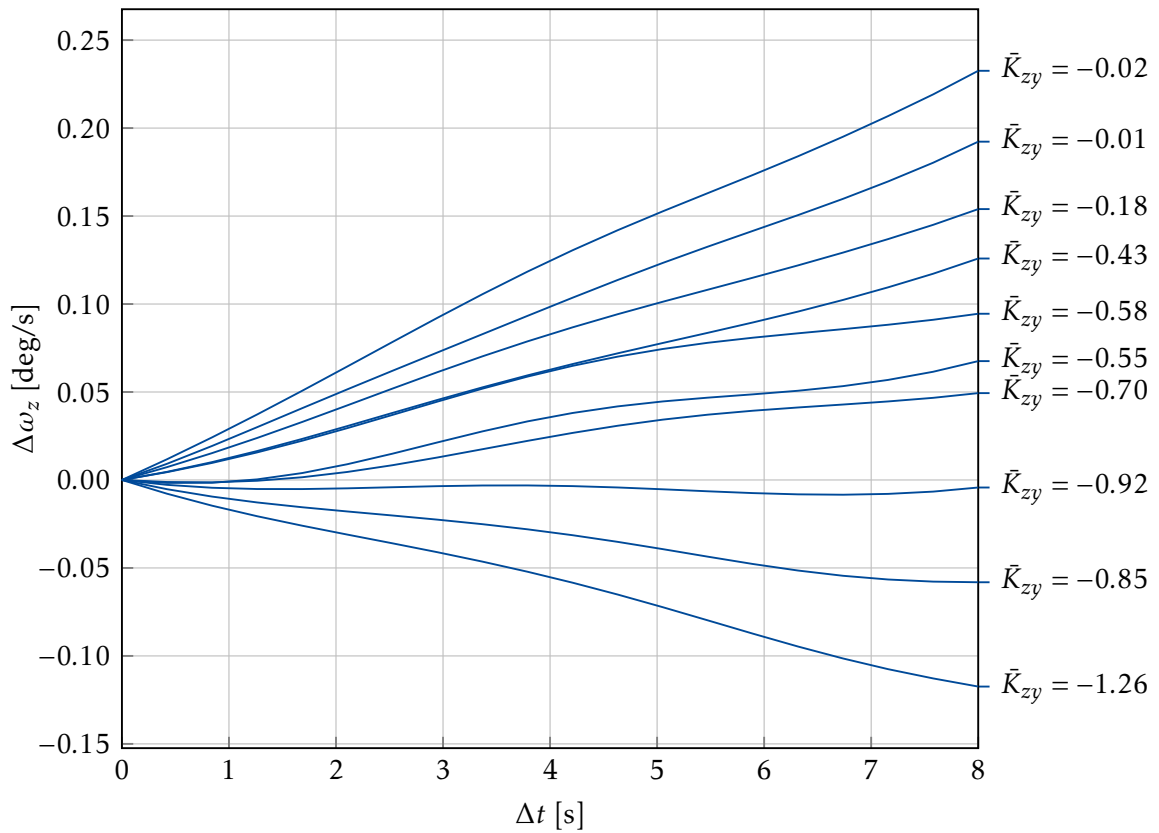


Abbildung 6.33: Zusammenfassung der verwendeten Zeitabschnitte aus Abb. 6.32

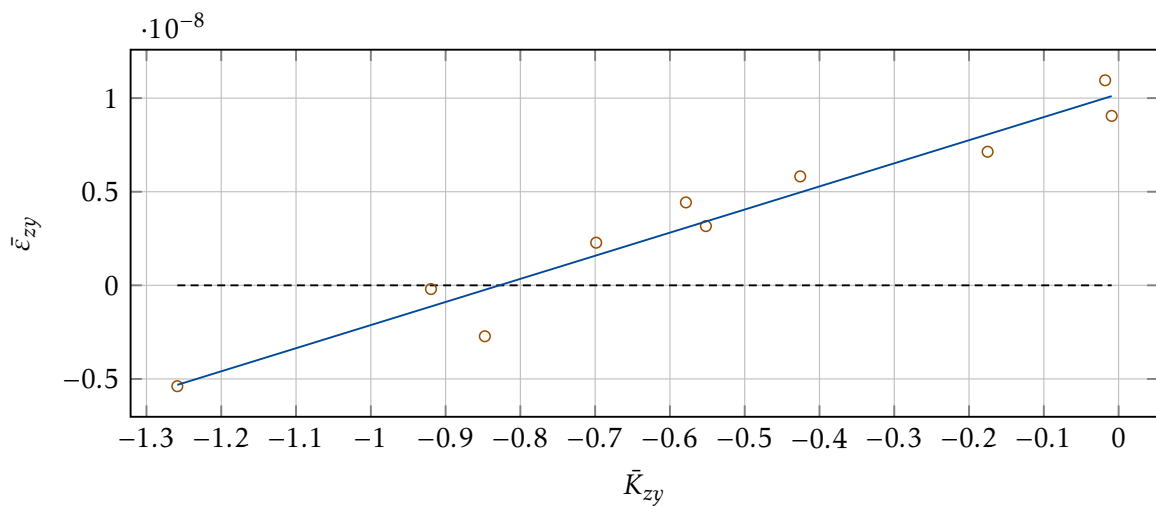


Abbildung 6.34: Bestimmung des exakten Kompensationsfaktors  $\hat{K}_{zy}$  mit Validierungsversuchen aus Abb. 6.33

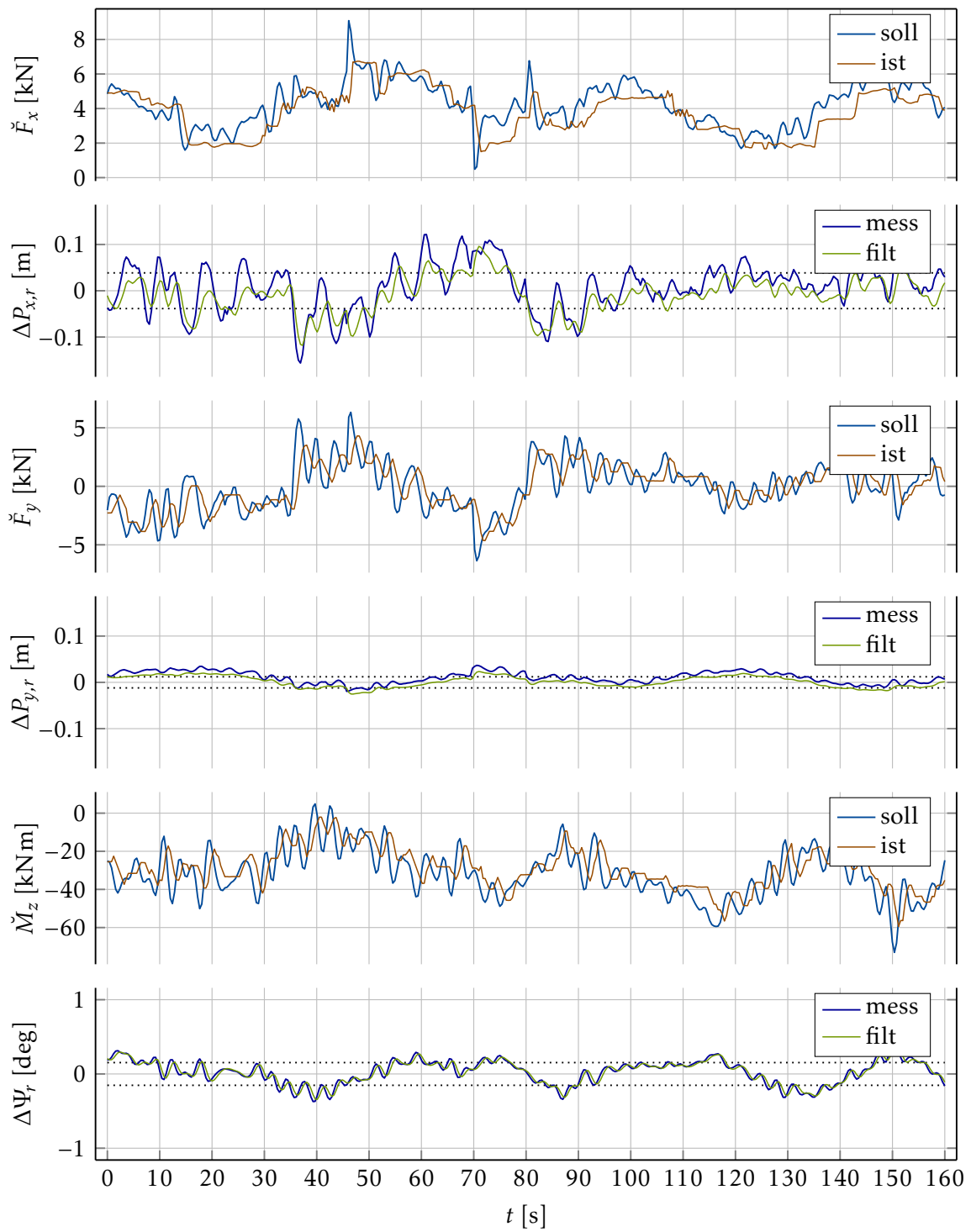
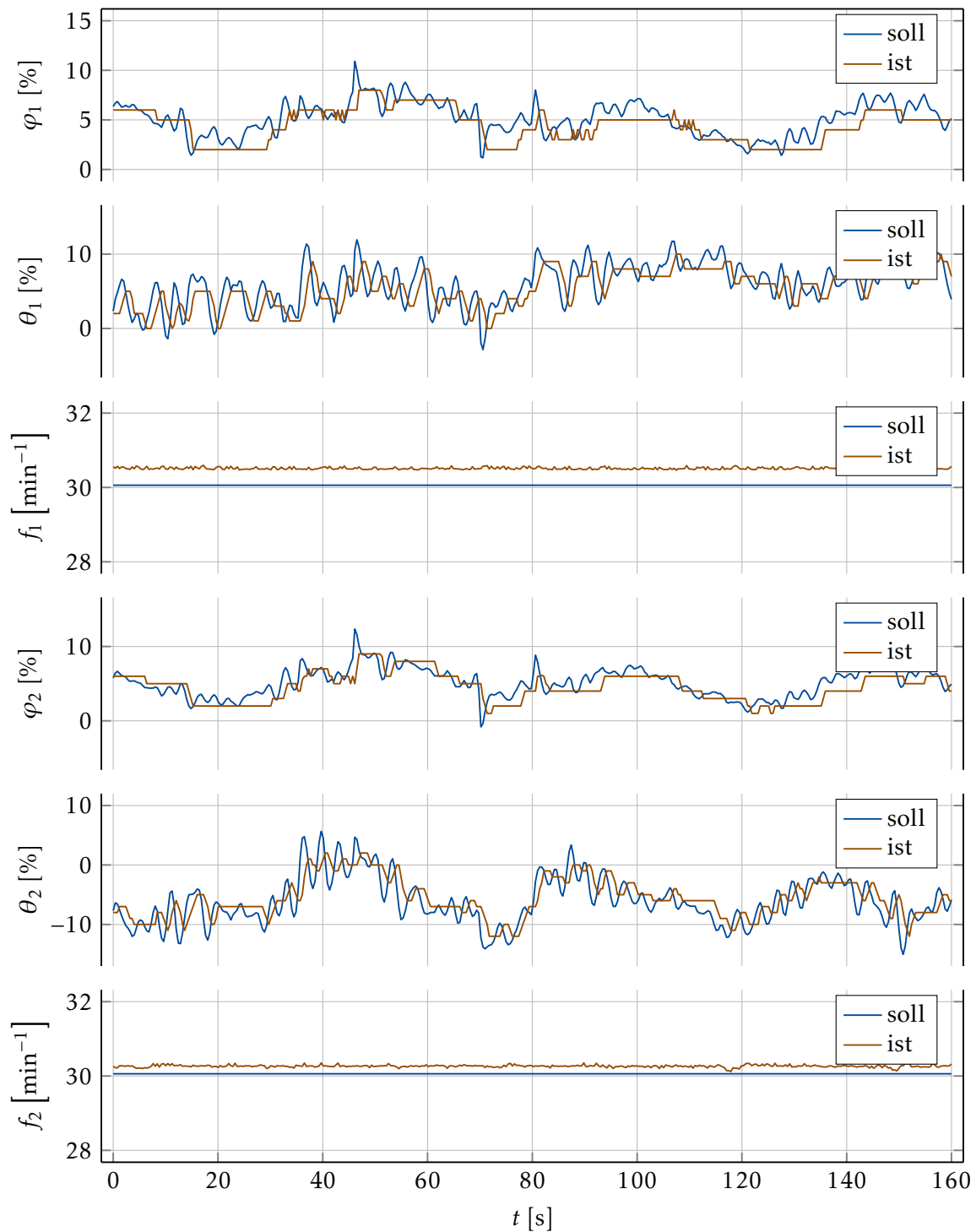
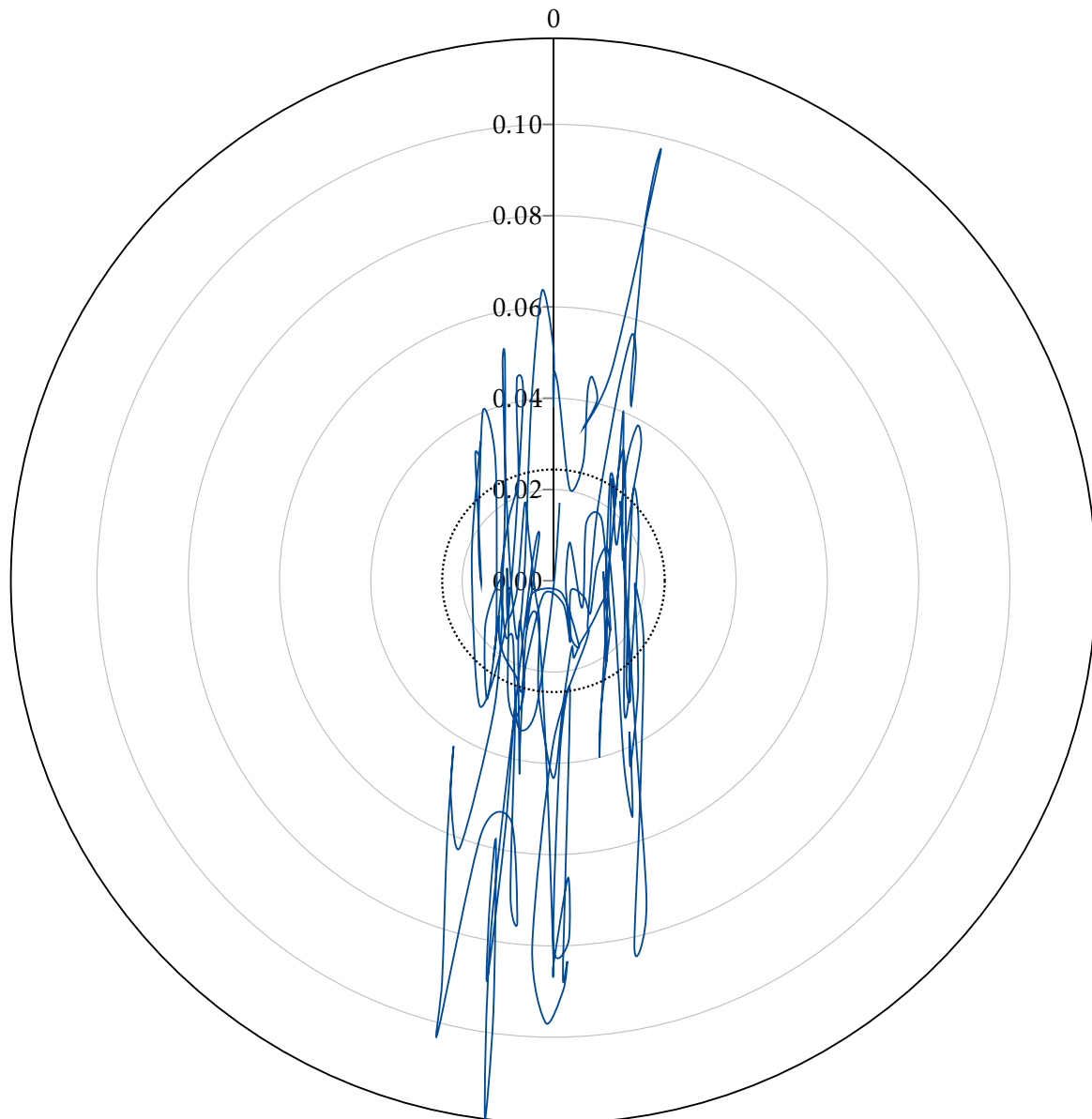


Abbildung 6.35: Zeitreihe der fiktiven Schubkräfte und Positionswerte bei dynamischer Positionierung mit MULTRATUG 32



**Abbildung 6.36:** Zeitreihe der Stellwerte bei dynamischer Positionierung mit MULTRATUG 32 entsprechend Abb. 6.35



**Abbildung 6.37:** Positionspfad der dynamischen Positionierung mit MULTRATUG 32 entsprechend Abb. 6.35 und 6.36. Darstellung der Abweichung von der Sollposition in Metern. Betrag der Standardabweichung von 2.4 cm (gepunkteter Kreis).

---

# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## Ergebnisse

Das wesentliche Ergebnis der Arbeit ist ein geschlossenes Konzept und ein Algorithmus zur Identifikation des Manövrierverhaltens vollaktuierter Wasserfahrzeuge. Der Positions- und Stellwerteverlauf des Fahrzeugs wird über die Zeit aufgezeichnet, um daraus für verschiedene Arbeitspunkte die Parameter eines Manövriermodells zu schätzen. Es wird exemplarisch gezeigt, wie die ermittelten Modellparameter zum Entwurf einer Joysticksteuerung, einer Geschwindigkeitsregelung und einer Positionsregelung genutzt werden können. Auch hier wird ein geschlossenes Konzept dargestellt, um für den Entwurf der Regler ausschließlich die Priorisierung zwischen Energieeffizienz und Regelperformance vorgeben zu müssen. Alle weiteren Einstellungen erfolgen automatisch. Die dargestellten Regelfunktionen bilden die Basis für übergeordnete Führungssysteme, welche hier nicht thematisiert werden.

Den methodischen Hauptteil der Arbeit bildet die Entwicklung von Verfahren zur Schätzung der Parameter eines Manövriermodells. Geschätzt werden die Elemente einer fiktiven Dämpfungsmatrix, mit der geschwindigkeitsabhängige Kräfte modelliert werden, sowie die Elemente einer fiktiven Massenmatrix, mit der Trägheitskräfte modelliert werden. Die Dämpfungsparameter werden arbeitspunktabhängig für verschiedene Geschwindigkeiten ermittelt und die Diagonalelemente der fiktiven Massenmatrix für verschiedene Schubkräfte.

Für die Schätzung der Nebenelemente der fiktiven Massenmatrix wurde ein Konzept erarbeitet, welches den Zusammenhang zwischen den Nebenelementen der Matrix, der Verkoppelung des Prozesses und einer entsprechenden Kompensation des verkoppelten Beschleunigungsverhaltens zur Parameterschätzung ausnutzt.

Die Schätzung der Parameter erfolgt automatisch auf Basis von Messdaten des regulären Fahrzeugbetriebs. Für den Fall, dass noch keine Messdaten vorliegen und diese bei geringem Aufwand aufgenommen werden sollen, ist ein Verfahren zur Durchführung spezieller Testmanöver dargestellt. Es werden folgende zwei Typen von Manövern eingesetzt. Für die Identifikation des Dämpfungsverhaltens werden konstante Geschwindigkeiten in den einzelnen Freiheitsgraden gefahren. Für die Identifikation des Trägheitsverhaltens sind Beschleunigungsphasen in den einzelnen Freiheitsgraden notwendig.

Der automatische Auswertalgorithmus ist unabhängig davon, ob die Messdaten im regulären Betrieb oder durch gezielte Testmanöver erzeugt wurden. Die Qualität der Daten zeigt sich in der Varianz der Parameterschätzung.

Bei ausreichender Aussagekraft der vorhandenen Messdaten können Erprobungsfahrten bzw. gezielte Testmanöver entfallen, sodass die dargestellte Methode eine Reduzierung von Kosten und Aufwand erwarten lässt.

Weiterhin wird durch die automatische Datenverarbeitung die Abhängigkeit von Experten verringert, deren Erfahrungsstand bei der Datenauswertung in erheblichem Maße das Ergebnis der Parametrierung beeinflussen kann.

### **Einschränkungen**

Je nach Umfang der nutzbaren Datenbasis wird in den Parameterverläufen ein entsprechend großer Arbeitsbereich des Fahrzeugs abgebildet. Für lineare Reglerentwürfe muss ein einzelner Arbeitspunkt gewählt werden. Dieser hängt vom Einsatzszenario der geplanten Regelung ab. Für die geeignete Arbeitspunktwahl müssen Geschwindigkeits- und Schubbereiche priorisiert werden. Dieser Arbeitsschritt ist bisher nur bedingt automatisiert. Unter der Annahme, dass die Messdaten vom regulären Fahrzeugbetrieb stammen, wird bisher über den beobachteten Arbeitsbereich gemittelt, um Regler zu entwerfen, die näherungsweise für den beobachteten Arbeitsbereich genutzt werden können.

In der Entwicklungsphase werden im Identifikationsergebnis noch vorhandene Probleme und Fehler bei der Allokation und Ansteuerung der Antriebe sichtbar (siehe Abschnitt 6.1). In diesen Fällen ist eine Analyse und Bewertung der Ergebnisdigramme empfehlenswert, bevor eine automatische Auswertung folgt.

### **Ausblick**

Die Abläufe zur Schätzung der fiktiven Masse und Dämpfung wurden in einer Voruntersuchung als Online-Verfahren implementiert und im Realeinsatz getestet, ebenso die dargestellten Reglerentwurfalgorithmen. Erste Ergebnisse im Vergleich zur dargestellten Offline-Methode sind erfolgversprechend. Für die unbeobachtete Online-Schätzung und direkte Übernahme der Parameter für den Online-Reglerentwurf sind jedoch noch weitere Untersuchungen notwendig, damit die Stabilität und Sicherheit des Verfahrens durchgehend gesichert ist.

Mit der Online-Implementierung wäre es in Zukunft möglich, eine Adaption der Assistenzfunktionen an den aktuellen Zustand des Fahrzeugs zu realisieren. Dies ist hinsichtlich der Beladung oder bei der Umkonfiguration von Schubverbänden von Interesse. Weiterhin wäre es in Zukunft möglich, ein selbsteinstellendes System bezüglich der Bewegungsdynamik des Fahrzeugs zu realisieren.

---

# Literaturverzeichnis

- [Abk64] M. A. Abkowitz. „Lectures on Ship Hydrodynamics–Steering and Manoeuvrability“. In: HY-5 (Mai 1964).
- [Ack72] J. Ackermann. „Der Entwurf linearer Regelungssysteme im Zustandsraum“. In: *Automatisierungstechnik* 20.1-12 (Dez. 1972), S. 297–300.
- [ÅW13] Karl J. Åström und Björn Wittenmark. *Computer-Controlled Systems: Theory and Design, Third Edition*. Courier Corporation, Juni 2013.
- [Bal80a] J. G. Balchen u. a. „Dynamic positioning of floating vessels based on Kalman filtering and optimal control“. In: *1980 19th IEEE Conference on Decision and Control including the Symposium on Adaptive Processes*. Dez. 1980, S. 852–864.
- [Bal80b] Jens G. Balchen u. a. „A Dynamic Positioning System Based on Kalman Filtering and Optimal Control“. In: *Modeling, Identification and Control* 1.3 (Juli 1980), S. 135–163.
- [BKØ15] Morten Breivik, Stig Kvaal und Per Østby. „From Eureka to K-Pos: Dynamic Positioning as a Highly Successful and Important Marine Control Technology“. In: *IFAC-PapersOnLine*. 10th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft MCMC 2015 48.16 (Jan. 2015), S. 313–323.
- [BMV] BMVI. *Seeverkehrsprognose 2030*. URL: <https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Artikel/G/seeverkehrsprognose-2030.html> (besucht am 10. 12. 2021).
- [BMW18] BMWi. *Maritime Forschungsstrategie 2025*. Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2018. URL: [www.bmwi.de](http://www.bmwi.de) (besucht am 19. 04. 2020).
- [Bra15] Anke Brandner. „Optimale Allokation für Voith-Schneider Propeller im Rahmen des dynamischen Positionierens“. Diss. Universität Ulm, März 2015.
- [BSU21] BSU. *Jahresberichte 2005 - 2020*. Bundesstelle für Seeunfalluntersuchung (BSU), Juni 2021. URL: [www.bsu-bund.de/DE/Publikationen/Jahresberichte/Jahresbericht\\_node.html](http://www.bsu-bund.de/DE/Publikationen/Jahresberichte/Jahresbericht_node.html) (besucht am 12. 08. 2021).
- [Car11] John Carlton. *Marine Propellers and Propulsion*. Elsevier, Apr. 2011.

- [Cel19] Juan S. Cely u. a. „Experimental and Computational Methodology for the Determination of Hydrodynamic Coefficients Based on Free Decay Test: Application to Conception and Control of Underwater Robots“. In: *Sensors* 19.17 (Aug. 2019), S. 3631.
- [CIV00] M. Caccia, G. Indiveri und G. Veruggio. „Modeling and identification of open-frame variable configuration unmanned underwater vehicles“. In: *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 25.2 (Apr. 2000), S. 227–240.
- [DBD10] Sridhar Dunna, T Bhanuprakash und H. Nirjhar Das. „Frictional Resistance Calculations on a Ship using CFD“. In: *International Journal of Computer Applications* 11 (Dez. 2010).
- [DS46] K. S. M. Davidson und L. I. Schiff. „Turning and course-keeping qualities“. In: *TU Delft, Faculty of Marine Technology, Ship Hydromechanics Laboratory, Report No. 98, behorend bij uitwerking theoretische gedeelte door Prof.ir. J. Gerritsma.* (1946).
- [ECL14] You-Hong Eng, Cheng Siong Chin und Michael Lau. „Added Mass Computation for Control of an Open-Frame Remotely-Operated Vehicle: Application Using WAMIT and MATLAB“. In: *Journal of Marine Science and Technology (Taiwan)* 22 (Aug. 2014), S. 405–416.
- [eLM15] B.O. el Moctar, U. Lantermann und P. Mucha. „Numerische Methoden zum Manövrierverhalten von Schiffen“. In: *Kolloquium Wechselwirkung Schiff/Wasserstraße mit Auswirkungen auf Nautik und schiffsinduzierte Belastungen.* BAW, UDE, DST, 2015, S. 93–100.
- [Fal90] O. M. Faltinsen. *Sea loads on ships and offshore structures.* Cambridge ocean technology series 1. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 1990.
- [FB00] T.I. Fossen und M. Blanke. „Nonlinear output feedback control of underwater vehicle propellers using feedback from estimated axial flow velocity“. In: *IEEE Journal of Oceanic Engineering* 25.2 (Apr. 2000), S. 241–255.
- [Fin20] G. Finger u. a. „Consumption and Emission Minimised Ship Manoeuvring“. In: *Global Oceans 2020: Singapore – U.S. Gulf Coast.* 2020, S. 1–6.
- [FJP09] Thor I. Fossen, Tor Arne Johansen und Tristan Perez. „A Survey of Control Allocation Methods for Underwater Vehicles“. In: *Underwater Vehicles* (Jan. 2009).

- 
- [Fos11] Thor I. Fossen. *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. John Wiley & Sons, Mai 2011.
- [Fos94] Thor I Fossen. *Guidance and control of ocean vehicles*. Chichester ; New York : Wiley, 1994.
- [FP09] Thor I. Fossen und Tristan Perez. „Kalman filtering for positioning and heading control of ships and offshore rigs“. In: *IEEE Control Systems Magazine* 29.6 (Dez. 2009), S. 32–46.
- [FR06] Thor I Fossen und Andrew Ross. „Nonlinear Modelling, Identification and Control of UUVs“. In: *Advances in Unmanned Marine Vehicles*. The Institution of Engineering und Technology, 2006, S. 29.
- [FS99] Thor I Fossen und Jann Peter Strand. „Passive nonlinear observer design for ships using lyapunov methods: full-scale experiments with a supply vessel“. In: *Automatica* 35.1 (Jan. 1999), S. 3–16.
- [HDJ21] Tobias Hahn, Robert Damerius und Torsten Jeinsch. „An Identification Scheme to determine All Off-Diagonal Elements of Added-Mass Matrix for Marine Vessels“. In: *IFAC-PapersOnLine*. 13th IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems, Robotics, and Vehicles CAMS 2021 54.16 (Jan. 2021), S. 175–180.
- [HHJ07] Oyvind Hegrehaes, Oddvar Hallingstad und Bjorn Jalving. „Comparison of Mathematical Models for the HUGIN 4500 AUV Based on Experimental Data“. In: *2007 Symposium on Underwater Technology and Workshop on Scientific Use of Submarine Cables and Related Technologies*. Apr. 2007, S. 558–567.
- [Hip06] Peter Hippe. *Windup in Control: Its Effects and Their Prevention*. Advances in Industrial Control. London: Springer-Verlag, 2006.
- [HSP13] Vahid Hassani, Asgeir J. Sørensen und António M. Pascoal. „A novel methodology for robust dynamic positioning of marine vessels: Theory and experiments“. In: *2013 American Control Conference*. Juni 2013, S. 560–565.
- [Ise92] Rolf Isermann. *Identifikation dynamischer Systeme 1: Grundlegende Methoden*. Second. Springer-Lehrbuch. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1992.
- [Kir70] G. Kirchhoff. „Ueber die Bewegung eines Rotationskörpers in einer Flüssigkeit.“ In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 1870.71 (Jan. 1870), S. 237–262.

- [KP80] W. Kwon und A. Pearson. „Feedback stabilization of linear systems with delayed control“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 25.2 (Apr. 1980), S. 266–269.
- [KPJ17] Philipp Koschorrek, Michael Palm und Torsten Jeinsch. „A Dynamic Allocation Strategy for Voith Schneider Propeller“. In: *IFAC-PapersOnLine*. 20th IFAC World Congress 50.1 (Juli 2017), S. 1127–1132.
- [Lai03] Tze Leung Lai. „Stochastic approximation: invited paper“. In: *Annals of Statistics* 31.2 (Apr. 2003), S. 391–406.
- [Lam95] Horace Lamb. *Hydrodynamics*. Cambridge [Eng.] : University Press, 1895.
- [Lju98] Lennart Ljung. *System Identification: Theory for the User*. Pearson Education, Dez. 1998.
- [Lun14] Jan Lunze. *Regelungstechnik 2*. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [Luo16] Weilin Luo. *Parameter Identifiability of Ship Manoeuvring Modeling Using System Identification*. Research Article. 2016.
- [Mas20] Christian Masilge. *Schlepprinne der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH*. 2020. URL: [www.sva-potsdam.de/schlepprinne](http://www.sva-potsdam.de/schlepprinne) (besucht am 24.06.2020).
- [Mil08] J. Millan. *Thrust allocation techniques for dynamically positioned vessels*. Jan. 2008.
- [MTH11] Anthony F. Molland, Stephen R. Turnock und Dominic A. Hudson. *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power*. Cambridge University Press, Aug. 2011.
- [New77] John Nicholas Newman. *Marine Hydrodynamics*. MIT Press, 1977.
- [Ngo18] Werneld Egno Ngongi u. a. „Design of Ship Dynamic Positioning Controller Based on Dynamic Matrix Predictive Control“. In: 7.11 (2018), S. 10.
- [Nom57] K. Nomoto u. a. „On the steering qualities of ships“. In: *International Shipbuilding Progress* 4.35 (Jan. 1957), S. 354–370.
- [PF06] Tristan Perez und Thor I. Fossen. „Time-Domain Models of Marine Surface Vessels Based on Seakeeping Computations“. In: *7th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft* (2006).

- 
- [PF07] Tristan Perez und Thor I. Fossen. „Kinematic Models for Manoeuvring and Seakeeping of Marine Vessels“. In: *MIC Journal Modeling, Identification and Control* 28.1 (Jan. 2007), S. 19–30.
- [PF08] Tristan Perez und Thor I. Fossen. „Joint Identification of Infinite-Frequency Added Mass and Fluid-Memory Models of Marine Structures“. In: *Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin* 29.3 (2008), S. 93–102.
- [Rad19] Dejan Radojčić. *Reflections on Power Prediction Modeling of Conventional High-Speed Craft*. SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology. Cham: Springer International Publishing, 2019.
- [RBC01] P. Ridao, J. Battle und M. Carreras. „Model Identification of a Low-Speed UUV“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 34.7 (Juli 2001), S. 395–400.
- [RFJ04] Andrew Ross, Thor I. Fossen und Tor Arne Johansen. „Identification of underwater vehicle hydrodynamic coefficients using free decay tests“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 37.10 (Juli 2004), S. 363–368.
- [Rid04] P. Ridao u. a. „On the identification of non-linear models of unmanned underwater vehicles“. In: *Control Engineering Practice. Guidance and control of underwater vehicles* 12.12 (Dez. 2004), S. 1483–1499.
- [RM51] Herbert Robbins und Sutton Monro. „A Stochastic Approximation Method“. In: *Annals of Mathematical Statistics* 22.3 (Sep. 1951), S. 400–407.
- [SC76] John S. Sargent und Paul N. Cowgill. „Design Considerations for Dynamically Positioned Utility Vessels“. In: *Offshore Technology Conference* (1976).
- [Sez21] Savas Sezen u. a. „Effect of biofouling roughness on a marine propeller’s performance including cavitation and underwater radiated noise (URN)“. In: *Applied Ocean Research* 107 (Feb. 2021), S. 102491.
- [SG14] Serge Sutulo und C. Guedes Soares. „An algorithm for offline identification of ship manoeuvring mathematical models from free-running tests“. In: *Ocean Engineering* 79 (März 2014), S. 10–25.
- [Shi11] Xiaocheng Shi u. a. „An Unscented Kalman Filter based wave filtering algorithm for dynamic ship positioning“. In: *2011 IEEE International Conference on Automation and Logistics (ICAL)*. Aug. 2011, S. 399–404.
- [SJB83] S. Saelid, N. Jenssen und J. Balchen. „Design and analysis of a dynamic positioning system based on Kalman filtering and optimal control“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 28.3 (März 1983), S. 331–339.

- [Sør11] Asgeir J. Sørensen. „A survey of dynamic positioning control systems“. In: *Annual Reviews in Control* 35.1 (Apr. 2011), S. 123–136.
- [SPZ14] Mohammad Taghi Sabet, Pouria Sarhadi und Mostafa Zarini. „Extended and Unscented Kalman filters for parameter estimation of an autonomous underwater vehicle“. In: *Ocean Engineering* 91 (Nov. 2014), S. 329–339.
- [SSF04a] Roger Skjetne, Øyvind Smogeli und Thor I. Fossen. „Modeling, identification, and adaptive maneuvering of CyberShip II: A complete design with experiments“. In: *IFAC Proceedings Volumes. IFAC Conference on Computer Applications in Marine Systems - CAMS 2004, Ancona, Italy, 7-9 July 2004* 37.10 (Juli 2004), S. 203–208.
- [SSF04b] Roger Skjetne, Øyvind N. Smogeli und Thor I. Fossen. „A Nonlinear Ship Manoeuvring Model: Identification and adaptive control with experiments for a model ship“. In: 25.1 (Jan. 2004), S. 3–27.
- [SV16] Do Thanh Sen und Tran Canh Vinh. „Determination of Added Mass and Inertia Moment of Marine Ships Moving in 6 Degrees of Freedom“. In: *International Journal of Transportation Engineering and Technology* 2.1 (Apr. 2016), S. 8.
- [Umw21] Umweltbundesamt. *Seeschifffahrt*. 2021. URL: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/wasser/gewaesser/meere/nutzung-belastungen/schifffahrt> (besucht am 10.12.2021).
- [Vdv13] Arthur Vrijdag, Jochem de Jong und Hain van Nuland. „Uncertainty in Bollard Pull Predictions“. In: (2013), S. 7.
- [VV19] Anastasiia O. VEDIKOVA und Alexey A. VEDYAKOV. „DREM-Based Online Identification of a Surface Vessel Dynamic Model“. In: *MARITIME TRANSPORT 2019*. Rome, Italy: WIT Press, Nov. 2019, S. 65–72.
- [Wan15] Xue-gang Wang u. a. „System identification modelling of ship manoeuvring motion based on support vector regression“. In: *Journal of Hydrodynamics, Ser. B* 27.4 (Aug. 2015), S. 502–512.
- [Woo52] Woods Hole Oceanographic Institution. *Marine Fouling and its Prevention*. 1952. URL: <https://darchive.mblwhoilibrary.org/handle/1912/191> (besucht am 03.02.2021).
- [Xue20] Yifan Xue u. a. „Hydrodynamic parameter identification for ship manoeuvring mathematical models using a Bayesian approach“. In: *Ocean Engineering* 195 (Jan. 2020), S. 106612.

- 
- [Ye20] Baoyu Ye u. a. „Design and Implementation of Pseudo-Inverse Thrust Allocation Algorithm for Ship Dynamic Positioning“. In: *IEEE Access* 8 (2020), S. 16830–16837.
- [YW72] Peter Young und J. Willems. „An approach to the linear multivariable servomechanism problem“. In: *International Journal of Control* 15 (Juni 1972).
- [Zha06] Zhi-rong Zhang u. a. „Application of CFD in ship engineering design practice and ship hydrodynamics“. In: *Journal of Hydrodynamics, Ser. B. Proceedings of the Conference of Global Chinese Scholars on Hydrodynamics* 18.3, Supplement (Juli 2006), S. 315–322.
- [Zha17] Xudong Zhao u. a. *Control Synthesis of Switched Systems*. Studies in Systems, Decision and Control. Springer International Publishing, 2017.
- [ZHW18] Man Zhu, Axel Hahn und Yuan-Qiao Wen. „Identification-based controller design using cloud model for course-keeping of ships in waves“. In: *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 75 (Okt. 2018), S. 22–35.
- [ZKS13] M.A.A. Zaalik, M.A. Kotb und A.I. Sharara. „Theoretical and Experimental Measurements of Bollard Pull with Emphasis on Propeller Dimensions“. In: *International Journal of Multidisciplinary and Current Research* 3.5 (2013), S. 777–783.



# Tobias Hahn

## Lebenslauf

Richard-Wagner-Str. 31, Haus 8  
18119 Rostock-Warnemünde  
☎ 0381 498 7738  
✉ tobias.hahn@uni-rostock.de

---

### Persönliche Daten

Name: Tobias Hahn  
Geburtstag: 30.04.1983  
Geburtsort: Vorwerk

---

### Schulbildung und Studium

06/2003 **Allgemeine Hochschulreife**, Fachgymnasium Elektrotechnik, Max-Eyth-Schule Schiffdorf (bei Bremerhaven)  
9/2003 bis 5/2004 **Grundwehrdienst**, Segelschulschiff Gorch Fock  
10/2004 bis 04/2011 **Studium**, Universität Rostock, Elektrotechnik (Automatisierungstechnik), Abschluss: Diplomingenieur der Elektrotechnik

---

### Auslandsaufenthalte

08/2011 bis 10/2011 **Forschungsaufenthalt**, Technical University of Denmark (DTU), Bereich: Automation and Control, drei Monate

---

### Bearbeitete Projekte am Lehrstuhl Regelungstechnik

01.2012 - 05.2012 Entwicklung von Steuergeräte-Software für Ottomotoren sowie Aufbau eines Motorprüfstandes  
06.2012 - 03.2016 Regelungstechnische Modellierung des Bewegungsverhaltens von Bodeneffekt-fahrzeugen für deren sicheren und effizienten Betrieb (mit Unterbrechungen)  
12.2014 - 03.2015 Modellierung, Allokation, Regelung eines Fährschiffes für die Fahrt im begrenzten Fahrwasser  
06.2017 - 08.2020 Entwicklung eines automatischen Positioniersystems für Schiffe mit Voith-Schneider-Propellern  
09.2020 - 10.2022 Autonome elektrische Schifffahrt auf Wasserstraßen in Metropolenregionen

---

### Hobbys

Segeln, Windsurfen



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Automatisierungstechnik der Universität Rostock. Mein aufrichtiger Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Torsten Jeinsch, der mir an seinem Lehrstuhl unter seiner Betreuung sowohl bei der Bearbeitung der Forschungsprojekte als auch bei der Anfertigung der Dissertation hervorragende Arbeitsbedingungen bot.

Weiterhin danke ich meinem zweiten Gutachter Prof. Dr.-Ing. Moustafa Abdel-Maksoud von der Technischen Universität Hamburg für die hilfreichen Erklärungen zur Hydrodynamik während gemeinsamer Projekttreffen. Die Arbeit entstand während eines Forschungsvorhabens in Kooperation mit der Technischen Universität Hamburg, der Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam und der Firma Voith Turbo. Ich danke den Beteiligten für die erfolgreiche Zusammenarbeit, die für die Inhalte der Arbeit ein wichtiger Antrieb gewesen ist.

Neben meinem Betreuer danke ich auch Wolfgang für die konstruktiven Gespräche und ausnahmslos allen meinen Kolleginnen und Kollegen für das hervorragende wissenschaftliche und freundschaftliche Arbeitsklima am Lehrstuhl, welches sehr zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat. Besonderer Dank gilt meinem Kollegen Björn für die intensiven Diskussionen auf zahlreichen Erprobungsfahrten als stetige Quelle neuer Ideen und für die inhaltliche Durchsicht der Arbeit.

Abschließend möchte ich meiner Frau Ulrike für ihren vollumfänglichen Rückhalt danken, der gerade in der Endphase der Fertigstellung meine höchste Wertschätzung erfährt.