

**Universität  
Rostock**



Traditio et Innovatio

Institut für Automatisierungstechnik

# **Integratives Manöverregelungssystem zur Bahnführung maritimer Fahrzeuge**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Informatik und Elektrotechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von:

Dipl.-Ing. Martin Kurowski, geb. am 04.07.1981 in Rostock  
aus Rostock

Rostock, 24.04.2019

eingereicht: 24.04.2019

verteidigt: 20.12.2019

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Torsten Jeinsch

*Universität Rostock*

Prof. Dr. rer. nat. habil. Hartmut Ewald

*Universität Rostock*

Prof. Dr.-Ing. Holger Korte

*Jade Hochschule*

# Kurzfassung

Der maritime Wirtschaftsbereich ist geprägt von technischen Spezialentwicklungen. Basierend auf einem breiten Spektrum an Schiffstypen, Antriebsanlagen und Sensoren finden sich zweckgebunden zumeist unangepasste Systemlösungen zur Führung, Navigation und Regelung der maritimen Fahrzeuge. Je nach Arbeitsbereich des Schiffes werden dedizierte Systeme eingesetzt, verallgemeinerte Ansätze zur Schiffsführung existieren nicht. Insbesondere für Standardfahrzeuge fehlen Automationslösungen für den kritischen Bereich des Manövrierens, in dem bislang ausschließlich manuell oder assistiert gefahren wird. Auch in diesem Zusammenhang zeigt sich in den letzten Jahren ein Trend von steigenden Unfallzahlen und verursachten Kosten innerhalb der Schifffahrtsindustrie.

In dieser Arbeit wird ein Regelungssystem vorgestellt, welches Bahnführungsaufgaben im Bereich des Manövrierens maritimer Fahrzeuge ermöglicht. Die Grundlage bildet ein neuer Modellansatz, der ausgehend von der allgemeinen, hydrodynamischen Bewegungsgleichung eine entkoppelte, parametervariable Struktur einführt. Durch die konsequente Abstraktion und Modularisierung der hydrodynamischen Einflussgrößen ergibt sich so ein generalisiertes Modell. Entgegen der bisher eingesetzten parameterintensiven Beschreibungen nutzt der Ansatz einen minimalen Parametersatz bei gleichzeitiger Erhöhung der Komplexität des einzelnen Parameters. Für die experimentelle Bedatung der resultierenden Kennfelder wurden systematische Manövierversuche erarbeitet.

Zur Steuerung und Regelung wurde ein prozessnahes, generisches Geschwindigkeitsregelungssystem unter Applikation einer inversionsbasierten Steuerung auf Grundlage des generalisierten Modells und einer dezentralen Mehrgrößenregelung entworfen. Aufbauend wird ein Manöverregelungssystem als Bahn- und Lageregelung zur Berücksichtigung von Abweichungen in erdfesten Koordinaten vorgeschlagen. Die eingesetzten Regelungen werden mittels eines robusten Ansatzes parametrisiert, indem sie für den Parameterraum eines definierten Arbeitsbereiches ausgelegt werden. Zur Umsetzung eines ganzheitlichen Systemansatzes wird eine hybride Struktur unter Verwendung eines modifizierten Supervisors erarbeitet, der die Vorgaben aus der Führungsgrößensteuerung integrativ berücksichtigt. In dieser Weise kann eine manöverorientierte Bahngenerierung erfolgen, die in Verbindung mit der Regelung eine präzise Führung von Wasserfahrzeugen über den gesamten Arbeitsbereich des Fahrzeugs gewährleistet.

Die entwickelten Methoden wurden mit Hilfe systematischer Simulationen verifiziert und zeigen die Abbildungsqualität des generalisierten Modells und die Performanz des generischen Ansatzes zur inversionsbasierten Steuerung und Regelung nichtlinearer, maritimer Bewegungsprozesse. Abschließend werden zur Validierung experimentelle Ergebnisse unter Einsatz unterschiedlicher Versuchsumgebungen präsentiert. Es erfolgte die Integration der erarbeiteten Module in einen Schiffsführungssimulator zur nautischen Ausbildung und in verschiedene unbemannte Wasserfahrzeuge, um die Praxistauglichkeit des avisierten, generischen Ansatzes zu demonstrieren. Die Experimente zeigen die effektive Bedatung des generalisierten Modells und die Applikation der Komponenten des Regelungssystems zur Bahnführung maritimer Fahrzeuge.



# Abstract

Ship traffic is growing worldwide because of progressing globalization. The result is a higher traffic volume in harbors and waterways. Additionally, the technological advances in the ship-building industry causes increasing size of vessels and operative changes such as fairway and passing limitations. Statistics show that the number of accidents have been risen over the past years and therewith the costs within the shipping industry. Depending on the application of the ship, dedicated systems are used and generalized approaches do not exist. Besides that, automation solutions for the critical area of maneuvering are particularly missing for standard vehicles. This is one of the reasons why efforts should be made to increase the level of automation in ship handling, especially in maneuvering situations.

The doctoral thesis presents an integrated control system which enables path following of maritime vehicles in maneuvering situations. Starting from the general hydrodynamic equation of motion, a new model approach is introduced that establishes a decoupled, parameter-variable structure. Systematic abstraction and modularization of the hydrodynamic parameters results in a generalized model. In contrast to the parameter-intensive descriptions used so far, the approach applies a minimum parameter set by increasing the complexity of the individual parameter. For experimental identification purposes of the resulting characteristic maps, systematic maneuvering trials were developed.

For motion control, a cascaded structure has been developed using a unified inner and a variable outer loop. The low-level part forms a process-oriented, generic velocity control system. It applies the generalized model in an inversion-based feedforward structure and integrates a decentralized multi-variable feedback controller. Based on this, a maneuver control system is proposed for path and attitude control to take into account deviations in Earth-fixed coordinates. A robust approach is applied for controller design by assigning a specific parameter space to each defined operation range. In order to implement a holistic system approach, a hybrid structure is chosen using a modified supervisor who integratively takes into account the references created by the guidance. This allows maneuver-oriented path generation which ensures precise guidance of vessels in each operation mode.

The methods have been verified by systematic simulations and show the achievable quality and limitations of the generalized model. Furthermore, the performance of the generic approach regarding inversion-based control of nonlinear, maritime motion processes is presented. Finally, experimental results are shown using different test environments. The developed modules were integrated into a ship handling simulator for nautical training and into various unmanned surface vehicles in order to demonstrate the potential of the generic approach. These experiments validate both the parameterization procedure of the generalized model using measurements and the application of the control system components for path following of maritime vehicles in maneuvering situations.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungen</b>	<b>v</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>vii</b>
<b>Vorwort</b>	<b>1</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>3</b>
1.1. Problemstellung . . . . .	3
1.2. Stand von Wissenschaft und Technik . . . . .	3
1.3. Zielsetzung . . . . .	7
1.4. Aufbau der Arbeit . . . . .	8
<b>2. Beschreibung der gesteuerten Fahrzeugbewegung</b>	<b>13</b>
2.1. Allgemeine Prozesseinordnung . . . . .	13
2.1.1. Struktur eines Fahrzeugführungssystems . . . . .	13
2.1.2. Operationsbereiche von Schiffen . . . . .	14
2.2. Allgemeine Bewegungsmodelle für Wasserfahrzeuge . . . . .	15
2.2.1. Definitionen und Kinematik . . . . .	15
2.2.2. Dynamik von Wasserfahrzeugen . . . . .	17
2.2.3. Externe Kräfte und Momente . . . . .	19
2.2.4. Allgemeine Bewegungsgleichung . . . . .	19
2.2.5. Reduktion der Bewegungsfreiheitsgrade . . . . .	26
2.2.6. Lineare Modellbeschreibung . . . . .	27
2.3. Bahngenerierung und -überwachung . . . . .	30
2.3.1. Wegpunktplanungen . . . . .	31
2.3.2. Planungsreferenzmodelle . . . . .	32
2.3.3. Bahnüberwachung und Regelgrößentransformation . . . . .	33
2.4. Hybride Regelungssysteme . . . . .	33
2.4.1. Grundlegende Systemstruktur . . . . .	33
2.4.2. Regelungen mit Supervisor . . . . .	34
2.4.3. Anwendung im maritimen Bereich . . . . .	36
2.4.4. Beispielapplikation . . . . .	37
<b>3. Generalisiertes Modell und Methoden zur experimentellen Bedatung</b>	<b>41</b>
3.1. Systematik und Modellgrundlagen . . . . .	41
3.2. Abstraktion der Arbeitsbereiche . . . . .	42
3.2.1. Nichtlineare Bewegungszustandsgleichung . . . . .	44
3.2.2. Linearisierte Bewegungszustandsgleichung . . . . .	45
3.3. Generalisiertes Modell . . . . .	46
3.3.1. Abstraktion der Wirkungen der Aktoren . . . . .	49

3.3.2.	Strukturierung des generalisierten Modells . . . . .	51
3.4.	Methoden zur experimentelle Bedatung . . . . .	54
3.4.1.	A-priori Abschätzungen . . . . .	54
3.4.2.	Manöverentwurf zur Bedatung des generalisierten Modells . . . . .	55
3.4.3.	Parameter des generalisierten Modells . . . . .	63
3.5.	Kennfeldstrukturierung des generalisierten Modells . . . . .	64
<b>4.</b>	<b>Regelungskonzept</b>	<b>67</b>
4.1.	Regelungsziele . . . . .	67
4.2.	Hierarchische Struktur . . . . .	69
4.3.	Geschwindigkeitsstandardisierung . . . . .	71
4.3.1.	Struktur und Regelstrategie . . . . .	71
4.3.2.	Führungsgrößensteuerung . . . . .	72
4.3.3.	Dezentrale Mehrgrößenregelung . . . . .	79
4.3.4.	Statische Stellgrößenallokation . . . . .	81
4.4.	Manöverregelungssystem . . . . .	82
4.4.1.	Definition der Manöverregelung . . . . .	82
4.4.2.	Entwurfsmodell zur Manöverregelung . . . . .	84
4.4.3.	Manöverregelung für nicht traversierfähige Fahrzeuge . . . . .	85
4.5.	Hybride Erweiterung des Regelungssystems . . . . .	86
4.5.1.	Adaption der Regelungsmodule . . . . .	86
4.5.2.	Schaltlogik . . . . .	87
4.6.	Stabilität und Performanz . . . . .	88
<b>5.</b>	<b>Realisierungsaspekte und Simulationen</b>	<b>91</b>
5.1.	Trajektoriengenerierung . . . . .	91
5.2.	Simulationsuntersuchungen . . . . .	92
5.2.1.	Bewertung der Abbildungsqualität des generalisierten Modells . . . . .	93
5.2.2.	Geschwindigkeitsstandardisierung . . . . .	97
5.2.3.	Manöverregelung . . . . .	100
5.2.4.	Adaptiertes, hybrides Regelungssystem . . . . .	102
5.3.	Praktische Umsetzungsaspekte zur Modellbedatung . . . . .	104
5.3.1.	Iterativer Ansatz zur Parameterschätzung . . . . .	104
5.3.2.	Parameterschätzung aus Standard-Manövern . . . . .	105
5.3.3.	Umsetzung des generalisierten Modells und Verifikation der Bedatung . . . . .	109
<b>6.</b>	<b>Experimentelle Ergebnisse</b>	<b>113</b>
6.1.	Experimentierumgebungen . . . . .	113
6.1.1.	Nautischer Schiffsführungssimulator . . . . .	113
6.1.2.	Unbemannte Oberflächenfahrzeuge . . . . .	114
6.2.	Validierung des Modellansatzes . . . . .	116
6.2.1.	Traversieren mit einem Standardschiff . . . . .	116
6.2.2.	Fahrversuche mit dem SMIS-USV . . . . .	117
6.3.	Validierung des Regelungssystems . . . . .	121
6.3.1.	Validierung der Geschwindigkeitsvorsteuerung beim SMIS-USV . . . . .	121
6.3.2.	Validierung der hybriden Manöverregelung mit einem Standardschiff . . . . .	123

<b>7. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>127</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>130</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>135</b>
<b>Literatur</b>	<b>137</b>
<b>A. Anhang</b>	<b>147</b>
A.1. Untersuchungen mit einer kommerziellen Schiffsführungsanlage . . . . .	147
A.2. Ergänzungen zu den Systembeschreibungen . . . . .	149
A.2.1. Transformation der Koordinatensysteme . . . . .	149
A.2.2. Komponentendarstellungen für die allgemeine Bewegungsgleichung . . .	149
A.3. Berechnung des normierten mittleren quadratischen Fehlers . . . . .	151
A.4. Simulationsparameter der applizierten USVs . . . . .	151
A.4.1. Simulationsumgebung AGaPaS . . . . .	151
A.4.2. Simulationsmodell des SMIS-USV . . . . .	152
A.5. Daten der applizierten Simulatorschiffe . . . . .	153



# Abkürzungen

AGaPaS	Autonome Galileo-gestützte Personenrettung auf See (F&E-Projekt)	MP	Mittelpunkt
AHRS	Attitude Heading Reference System	MPC	Model Predictive Control
AIS	Automatic Identification System	MRAC	Model Reference Adaptive Control
ANS5000	Advanced Nautical Simulator	MS	Motorschiff
AP	Arbeitspunkt	MSCW	Maritime Simulation Centre Warnemünde
AUV	Autonomous Underwater Vehicle	NED	North-East-Down
CAD	Computer Aided Design	NMEA	National Marine Electronics Association
CFD	Computational Fluid Dynamics	NACOS	Navigation and Command System (SAM Electronics)
DGNSS	Differential GNSS	NRMSE	Normierter mittlerer quadratischer Fehler
DGPS	Differential GPS	PID	Proportional-Integral- Differentialanteil
DOF	Degree of freedom	POD	Propellergondel
DP	Dynamische Positionierung	PT <sub>1</sub>	Verzögerung 1. Ordnung
DVL	Doppler Velocity Log	RAO	Response Amplitude Operator
ECDIS	Electronic Chart Display and Information System	RME	Rheinmetall Electronics GmbH
EOT	Engine Order Telegraph	ROV	Remotely Operated Vehicle
FS	Fährschiff	RPM	Rounds per minute
GNC	Guidance, Navigation and Control	SAR	Search-and-Rescue
GNSS	Global Navigation Satellite System	SHS	Ship Handling Simulator
GPS	Global Positioning System	SISO	Single-Input-Single-Output
HIL	Hardware-in-the-Loop	SMIS	Subsea Monitoring via Intelligent Swarms (F&E-Projekt)
HMI	Human-Machine-Interface	STCW95	International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers
IMCA	International Marine Contractors Association	UHF	Ultra High Frequency
IMO	International Maritime Organization	UMV	Unmanned Marine Vehicle
INS	Integrated Navigation System	USV	Unmanned Surface Vehicle
LOS	Line-of-Sight	V	Versuch
LQG	Linear Quadratic Gaussian	VSP	Voith-Schneider-Propeller
LTE	Long Term Evolution (4G)	WGS84	World Geodatic System 1984
MESSIN	Katamaran USV	WOP	Wheel-over-Point
MIMO	Multiple-Input Multiple-Output	WP	Wegpunkt



# Nomenklatur

Die Nomenklatur in dieser Arbeit entspricht den gebräuchlichen Symbolen und Schreibweisen der Ingenieurwissenschaften. Vektorielle Größen und Matrizen unterscheiden sich gegenüber skalarer Größen durch ihre nicht kursive, fette Schriftart. Kennfelder werden allgemein mit  $f_*$  bezeichnet. Zur Bezeichnung der Derivate in den Bewegungsgleichungen wird die Notation nach SNAME verwendet [114]. Danach resultiert aus der Multiplikation des Koeffizienten mit Zustands- oder Stellgrößen eine Kraft bzw. ein Moment, z. B.  $\partial X/\partial \dot{u} = X_{\dot{u}}$ .

$A$ .....	allgemein Fläche	$\mathbf{D}$ .....	Drehimpulsvektor
$A_\delta$ .....	Ruderfläche	$\mathbf{D}_G$ .....	generalisierte Dämpfung
$A_i$ .....	$i$ -ter Nennerpolynomparameter $i = 0,1,2,3 \dots$	$\mathbf{D}_h$ .....	hydrodynamische Dämpfung
$\mathbf{A}_C$ .....	Aktor-Konfigurationsmatrix	$\mathbf{D}_l$ .....	lineare Dämpfung
$\mathbf{A}_D$ .....	Matrix Aktorderivate	$\mathbf{D}_{nl}$ .....	nichtlineare Dämpfung
$\mathbf{A}_p$ .....	Beschreibungsfunktion des $p$ -ten Schätzmodells	$e_i$ .....	Schätzfehler des $i$ -ten Prozessausgangs
$\mathbf{A}_S$ .....	Aktor-Standardisierung	$e_r$ .....	Fehler Drehgeschwindigkeit
$\mathbf{A}_w$ .....	Windangriffsflächen	$e_u$ .....	Fehler Längsgeschwindigkeit
$\mathbf{A}_\sigma$ .....	Beschreibungsfunktion des aktiven hybriden Systems	$e_v$ .....	Fehler Quergeschwindigkeit
$\mathbf{b}$ .....	Achsen des körperfesten Bezugsystems	$e_{x_B}$ .....	Bahnabstand $x$ , körperfest
$B_i$ .....	$i$ -ter Zählerpolynomparameter $i = 0,1,2,3 \dots$	$e_{y_B}$ .....	Bahnabstand $y$ , körperfest
$\mathbf{B}_p$ .....	System-Eingangsmatrix des $p$ -ten Schätzmodells	$e_{x_e}$ .....	Bahnabstand $x_e$ , erdfest
$c_x$ .....	Widerstandsbeiwert (längs)	$e_{y_e}$ .....	Bahnabstand $y_e$ , erdfest
$c_y$ .....	Widerstandsbeiwert (quer)	$e_\psi$ .....	Abweichung Kurswinkel
$\mathbf{c}_w$ .....	Widerstandsbeiwertvektor, Schiffsaufbauten	$\mathbf{e}$ .....	Achsen des erdfesten Bezugsystems
$\mathbf{c}_\delta$ .....	Widerstandsbeiwertvektor, Ruder	$\mathbf{e}_p$ .....	Vektor der Schätzfehler des $p$ -ten Schätzmodells
$\mathbf{C}$ .....	System-Ausgangsmatrix	$\mathbf{e}_x$ .....	Vektor der Fehler auf Geschwindigkeitsebene
$\mathbf{C}_h$ .....	hydrodynamische Coriolis- und Zentripetalmatrix	$\mathbf{e}_{x_B}$ .....	Vektor der Fehler auf Positionsebene, körperfest
$\mathbf{C}_p$ .....	Ausgangsfunktion des $p$ -ten Schätzmodells	$\mathbf{e}_{x_e}$ .....	Vektor der Fehler auf Positionsebene, erdfest
$\mathbf{CG}$ .....	Masseschwerpunkt	$EOT$ .....	Stellgröße einer Propulsion
$\mathcal{C}$ .....	Mehrfach-Regler	$EOT_0$ .....	$EOT$ im AP
$\mathcal{C}_q$ .....	$q$ -ter Regler des Mehrfach-Regler	$f$ .....	allgemein Funktion
$d$ .....	Prozessstörgröße	$f_{ND}$ .....	Kennfeld, generalisierte Dämpfung Moment
$\mathbf{d}$ .....	Vektor der Prozessstörgrößen	$f_{NTB}$ .....	Kennfeld, Moment eines Bugstrahlruders
		$f_{N_\delta}$ .....	Kennfeld, Moment eines Ruders

$f_r$ .....	Kennfeld, stationäre Drehgeschwindigkeiten	$\mathbf{H}_0$ .....	$\mathbf{H}$ im AP
$f_u$ .....	Kennfeld, stationäre Längsgeschwindigkeiten	$i$ .....	Laufvariable
$f_v$ .....	Kennfeld, stationäre Quergeschwindigkeiten	$\mathbf{I}$ .....	Einheitsmatrix
$f_{X_D}$ .....	Kennfeld, generalisierte Längsdämpfung	$j$ .....	Laufvariable; imaginäre Zahl
$f_{X_{EOT}}$ .....	Kennfeld, Längskraft einer Propulsion	$J_z$ .....	hydrodynamisches Trägheitsmoment ( $z$ -Achse)
$f_{X_{TB}}$ .....	Kennfeld, Längskraft eines Bugstrahlruders	$J_{xx}$ .....	Trägheitsmoment ( $x$ -Achse)
$f_{X_\delta}$ .....	Kennfeld, Längskraft eines Ruders	$J_{yy}$ .....	Trägheitsmoment ( $y$ -Achse)
$f_{Y_D}$ .....	Kennfeld, generalisierte Querdämpfung	$J_{zz}$ .....	Trägheitsmoment ( $z$ -Achse)
$f_{Y_{TB}}$ .....	Kennfeld, Querkraft eines Bugstrahlruders	$\mathbf{J}$ .....	Trägheitstensor
$f_{Y_\delta}$ .....	Kennfeld, Querkraft eines Ruders	$\mathbf{J}_b^e$ .....	Transformationsmatrix von körper- zu erdfest (Rotation)
$F_D$ .....	Widerstandskraft	$\mathbf{J}_e^b$ .....	Transformationsmatrix von erd- zu körperfest (Rotation)
$F_L$ .....	Auftriebskraft	$\mathbf{J}_h$ .....	hydrodynamische Trägheitsmatrix
$F_T$ .....	Propellerschubkraft	$k$ .....	Laufvariable
$\mathbf{F}$ .....	Vektor körperfeste Kräfte	$K$ .....	allgemein Moment ( $x$ -Achse)
$\mathbf{F}_\delta$ .....	Ruderkräfte	$K_p$ .....	Prozessverstärkung
$\mathbf{F}_q$ .....	Beschreibungsfunktion des $q$ -ten Reglers	$K_R$ .....	Reglerverstärkung
$G_{ae}$ .....	allgemein Übertragungsfkt. $a$ -Ausgang, $e$ -Eingang	$K_s$ .....	Streckenverstärkung Kurs
$G_s$ .....	Seegangübertragungsfkt.	$K_y$ .....	Streckenverstärkung Bahn
$G_{\Delta\psi}$ .....	Kursregelungskaskade	$K_\omega$ .....	Verstärkung Seegangfilter
$\mathbf{G}_q$ .....	Stellgesetz des $q$ -ten Reglers	$l$ .....	Laufvariable
$\mathbf{G}_{ref}$ .....	Matrix, Übertragungsfkt. der Referenzformungen	$L_{kwl}$ .....	Schiffslänge (Konstruktionswasserlinie)
$\mathbf{H}$ .....	äußere Kräfte und Momente	$m$ .....	skalare Masse
$\mathbf{H}_a$ .....	Aktorkräfte und -momente	$m_x$ .....	hydrodynamische Masse ( $x$ -Achse)
$\mathbf{H}_{a_c}$ .....	$\mathbf{H}_a$ benötigt zur Erreichung von $\mathbf{x}_c$	$m_y$ .....	hydrodynamische Masse ( $y$ -Achse)
$\mathbf{H}_{a_{fb}}$ .....	$\mathbf{H}_a$ Regelung	$\mathbf{m}_h$ .....	hydrodynamische Massematrix
$\mathbf{H}_{a_{ff}}$ .....	$\mathbf{H}_a$ Vorsteuerung	$M$ .....	allgemein Moment ( $y$ -Achse)
$\mathbf{H}_{a_{max}}$ .....	$\mathbf{H}_a$ Maximalwerte	$\mathbf{M}$ .....	Vektor körperfeste Momente
$\mathbf{H}_{a_{ref}}$ .....	$\mathbf{H}_a$ Referenzwerte	$\mathbf{M}_h$ .....	hydrodynamische Masse- und Trägheitsmatrix
$\mathbf{H}_{a_\Sigma}$ .....	$\mathbf{H}_{a_{ff}} + \mathbf{H}_{a_{fb}}$	$\mathcal{M}$ .....	Mehrfach-Schätzer
$\mathbf{H}_d$ .....	Störkräfte und -momente	$\mathcal{M}_p$ .....	Schätzmodell im Mehrfach-Schätzer
$\mathbf{H}_G$ .....	$\mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d$	$n$ .....	Anzahl; Systemordnung
$\mathbf{H}_s$ .....	Seegangkräfte und -momente	$n_p$ .....	Propellerdrehzahl
$\mathbf{H}_w$ .....	Windkräfte und -momente	$N$ .....	allgemein Moment ( $z$ -Achse)
		$N_a$ .....	Aktormoment ( $z$ -Achse)
		$N_{a_c}$ .....	$N_a$ benötigt zur Erreichung von $r_c$

$N_{aff}$ .....	$N_a$ Vorsteuerung	$\mathbf{S}$ .....	schiefsymmetrische Matrix
$N_{afb}$ .....	$N_a$ Regelung	$\mathbf{S}_h$ .....	hydrodynamische Rückstellmatrix
$N_{aref}$ .....	$N_a$ Referenz	$t$ .....	Zeit
$N_{a\Sigma}$ .....	$N_{aff} + N_{afb}$	$t_E$ .....	Stoppzeit
$N_d$ .....	Störmoment ( $z$ -Achse)	$t_0$ .....	Startzeit
$N_D$ .....	generalisierte Dämpfung ( $z$ -Achse)	$TB$ .....	Stellgröße Bugstrahlruder
$N_G$ .....	$N_a + N_d$	$T_{di}$ .....	$i$ -te Nullstelle einer Übertragungsfkt., $i = 1, 2, \dots$
$N_{ref}$ .....	Referenz-Übertragungsfkt.	$T_G$ .....	Tiefgang
$N_s$ .....	Seegangübertragungsfkt.	$T_{nn}$ .....	Propellerkoeffizient
$N_*$ .....	Derivat, * Indexierung nach SNAME	$T_{nu}$ .....	Propellerkoeffizient
$N_0$ .....	Drehmoment im AP	$T_N$ .....	Nachstellzeit I-Regler
$p$ .....	Drehrate ( $x$ -Achse); aktuelles Prozessmodell im Mehrfach-Schätzer	$TS$ .....	Stellgröße Heckstrahlruder
$p_i$ .....	allgemein Polynom	$T_{si}$ .....	$i$ -te Polstelle einer Übertragungsfkt., $i = 1, 2, \dots$
$p_0$ .....	Propellerarbeitsbereich	$\mathbf{T}_b^e$ .....	Transformationsmatrix von körper- zu erdfest
$\mathbf{p}$ .....	Impulsvektor	$\mathbf{T}_e^b$ .....	Transformationsmatrix von erd- zu körperfest
$\mathbf{p}_{ref}$ .....	Matrix, Komponenten der Referenzformungen	$u$ .....	Geschwindigkeit ( $x$ -Achse)
$P_{yy}$ .....	Leistungsdichtespektrum	$u_c$ .....	$u$ kommandiert
$\mathcal{P}$ .....	Menge an Schätzmodellen	$u_{ff}$ .....	$u$ Vorsteuerung
$q$ .....	Drehrate ( $y$ -Achse); aktueller Regler im Mehrfach-Regler	$u_p$ .....	Propelleranströmgeschwindigkeit
$q_i$ .....	Designparameter der Referenzformung	$u_\delta$ .....	Ruderaanströmgeschwindigkeit
$\mathcal{Q}$ .....	Menge an Reglern	$u_0$ .....	Geschwindigkeit im AP
$r$ .....	Drehrate ( $z$ -Achse)	$\hat{u}_\infty$ .....	geschätzte, stationäre Geschwindigkeit ( $x$ -Achse)
$r_c$ .....	$r$ kommandiert	$\mathbf{u}$ .....	Vektor der Prozessstellgrößen
$r_{ff}$ .....	$r$ Vorsteuerung	$v$ .....	Geschwindigkeit ( $y$ -Achse)
$r_i$ .....	Polynomkoeffizienten	$v_c$ .....	$v$ kommandiert
$r_0$ .....	Drehgeschwindigkeit im AP	$v_0$ .....	Quergeschwindigkeit im AP
$\hat{r}_\infty$ .....	geschätzte, stationäre Drehrate ( $z$ -Achse)	$\hat{v}_\infty$ .....	geschätzte, stationäre Geschwindigkeit ( $y$ -Achse)
$\mathbf{r}$ .....	Vektor der Referenzvorgaben	$\mathbf{v}$ .....	Vektor körperfeste Geschwindigkeiten
$R_B$ .....	Drehkreisradius eines Bahnabschnittes	$\mathbf{v}_c$ .....	Vektor körperfeste Strömungsgeschwindigkeiten
$R_T$ .....	Schleppwiderstand	$\mathbf{v}_e$ .....	Vektor erdfeste Geschwindigkeiten
$RPM$ .....	Stellgröße einer Propulsion	$\mathbf{v}_r$ .....	Vektor körperfeste Relativgeschwindigkeiten
$\mathbf{R}_b^e$ .....	Transformationsmatrix von körper- zu erdfest (Translation)	$\mathbf{V}_c$ .....	Vektor erdfeste Strömungsgeschwindigkeiten
$\mathbf{R}_e^b$ .....	Transformationsmatrix von erd- zu körperfest (Translation)	$\mathbf{V}_{rw}$ .....	Vektor relative Windgeschwindigkeiten
$s$ .....	Laplace Operator	$w$ .....	Geschwindigkeit ( $z$ -Achse)
$S$ .....	Seegangsspektrum	$\mathbf{W}_a$ .....	Aktor-Wichtungsmatrix
		$X$ .....	allgemein Kraft ( $x$ -Achse)

$X_a$ .....	Aktorkraft ( $x$ -Achse)	$Y_a$ .....	Aktorkraft ( $y$ -Achse)
$X_{ac}$ .....	$X_a$ benötigt zur Erreichung von $u_c$	$Y_{ac}$ .....	$Y_a$ benötigt zur Erreichung von $v_c$
$X_{aff}$ .....	$X_a$ Vorsteuerung	$Y_{aff}$ .....	$Y_a$ Vorsteuerung
$X_{afb}$ .....	$X_a$ Regelung	$Y_{aref}$ .....	$Y_a$ Referenz
$X_{aref}$ .....	$X_a$ Referenz	$Y_d$ .....	Störkraft ( $y$ -Achse)
$X_{a\Sigma}$ .....	$X_{aff} + X_{afb}$	$Y_D$ .....	generalisierte Dämpfung ( $y$ -Achse)
$X_d$ .....	Störkraft ( $x$ -Achse)	$Y_G$ .....	$Y_a + Y_d$
$X_D$ .....	generalisierte Dämpfung ( $x$ -Achse)	$Y_*$ .....	Derivat, * Indexierung nach SNAME
$X_G$ .....	$X_a + X_d$	$z$ .....	körperfeste Hochachse
$X_{ref}$ .....	Referenz-Übertragungsfkt.	$z_e$ .....	erdfeste Hochachse
$X_s$ .....	Seegangübertragungsfkt.	$Z$ .....	allgemein Kraft ( $z$ -Achse)
$X_*$ .....	Derivat, * Indexierung nach SNAME	$\alpha_{rw}$ .....	relativer Windangriffswinkel
$x$ .....	körperfeste Längsachse	$\beta$ .....	Gierwinkel
$x_e$ .....	erdfeste Längsachse	$\delta$ .....	Stellgröße Ruderwinkel
$x_{ec}$ .....	$x_e$ kommandiert	$\delta_0$ .....	$\delta$ im AP
$x_B$ .....	Bahnabweichung (längs)	$\Delta$ .....	Bezeichner für Differenzgrößen
$x_{TB}$ .....	Abstand zum Stellorgan	$\theta$ .....	Stampfwinkel
$x_\delta$ .....	Abstand zum Stellorgan	$\theta_a$ .....	Parametervektor Aktor-Derivate
$\mathbf{x}$ .....	Zustandsvektor, körperfest	$\theta_D$ .....	Parametervektor generalisierte Dämpfung
$\mathbf{x}_c$ .....	$\mathbf{x}$ kommandiert	$\theta_x$ .....	Parametervektor quadratische Formwiderstände
$\mathbf{x}_e$ .....	Zustandsvektor, erdfest	$\lambda$ .....	Wellendämpfung
$\mathbf{x}_{ec}$ .....	$\mathbf{x}_e$ kommandiert	$\xi$ .....	Unsicherheitsparameter
$\mathbf{x}_{ff}$ .....	$\mathbf{x}$ Vorsteuerung	$\rho$ .....	diskretes Schaltsignal Modelle
$\mathbf{x}_p$ .....	Zustände des $p$ -ten Schätzmodells	$\rho_a$ .....	Dichte von Luft
$\mathbf{x}_q$ .....	Zustände des $q$ -ten Reglers	$\rho_w$ .....	Dichte von Wasser
$\mathbf{x}_r$ .....	relativer Zustandsvektor, körperfest	$\sigma$ .....	diskretes Schaltsignal Regler; Wellenintensität
$\mathbf{x}_0$ .....	$\mathbf{x}$ im AP	$\phi$ .....	Rollwinkel
$\hat{\mathbf{x}}_\infty$ .....	geschätzte, stationäre Geschwindigkeiten	$\Phi_B$ .....	Bahnwinkel
$y$ .....	körperfeste Querachse	$\chi$ .....	Zuordnungsparameter
$y_i$ .....	$i$ -ter Prozessausgang	$\psi$ .....	Kurswinkel
$y_e$ .....	erdfeste Querachse	$\psi_c$ .....	$\psi$ kommandiert
$y_{ec}$ .....	$y_e$ kommandiert	$\psi_0$ .....	$\psi$ im AP
$y_B$ .....	Bahnabweichung (quer)	$\omega$ .....	(Wellen)Frequenz
$y_{p_i}$ .....	$i$ -ter Ausgang des $p$ -ten Schätzmodells	$\omega_0$ .....	dominierende Wellenfrequenz
$\hat{y}_i$ .....	Schätzung zu $y_i$	$\boldsymbol{\omega}$ .....	Vektor körperfeste Winkelgeschwindigkeiten
$\bar{y}_i$ .....	Durchschnitt zu $y_i$	$\boldsymbol{\omega}_e$ .....	Vektor erdfeste Winkelgeschwindigkeiten
$\mathbf{y}$ .....	Vektor der Prozessausgänge	$\boldsymbol{\Omega}$ .....	Eulerwinkel
$\mathbf{y}_p$ .....	Vektor Ausgänge des $p$ -ten Schätzmodells	$\mathbf{0}$ .....	Nullmatrix
$Y$ .....	allgemein Kraft ( $y$ -Achse)		

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit zeigt einen Querschnitt der Forschungsergebnisse, die während der Drittmittelprojektarbeit am Lehrstuhl Regelungstechnik des Instituts für Automatisierungstechnik an der Universität Rostock innerhalb verschiedener Forschungs- und Entwicklungsprojekte entstanden sind. Übergeordnetes Ziel war und ist die Entwicklung eines generischen Systems zur Führung von Wasserfahrzeugen. Im Rahmen der Projektstätigkeiten wurden folgerichtig Methoden entwickelt, die sich aufgrund ihrer modularen Struktur potentiell zur automatisierten Führung, Navigation und Regelung verschiedenster Wasserfahrzeuge einsetzen zu lassen. Im Fokus stehen sowohl bemannte als auch unbemannte Fahrzeuge, die sich auf oder unter der Wasseroberfläche bewegen. Während bei den bemannten Fahrzeugen die Führungssysteme eine unterstützende Funktion zur Entlastung von Routineaufgaben oder zur Optimierung der Einsatzfähigkeit einnehmen, sind sie essentielle Bestandteile der unbemannten Fahrzeuge im Sinne der Gewährleistung von Grundfunktionalitäten und der Schaffung der automatisierten Funktionen. Für die verschiedenen Fahrzeugtypen oder -klassen kommen diese Systeme aufgrund ihrer Komplexität gegenwärtig Spezialentwicklungen gleich. Dem entgegen soll gezeigt werden, dass sich die Entwurfsmethoden für Fahrzeugführungssysteme generalisieren lassen, um sich für die Führung unterschiedlicher Wasserfahrzeuge in verschiedensten Einsatzbereichen applizieren zu lassen. Die notwendige Systematik wurde in den erfolgreich abgeschlossenen Forschungs- und Entwicklungsprojekten ADANAV, AGaPaS, SMIS, SaMarIS und GALILEOnautic erarbeitet. Die verschiedenen Projekte zeichneten sich außerdem dadurch aus, dass die Entwicklungen in aufbauenden Entwicklungsstufen an Schiffssimulatoren und unbemannten Fahrzeugen erprobt wurden. Zudem sind innerhalb der Forschungs- und Entwicklungstätigkeit u. a. folgende Publikationen entstanden.

Kurowski, M., Roy, S., Gehrt, J.-J., Damerius, R., Büskens, C., Abel, D., Jeinsch, T.: **Multi-vehicle Guidance, Navigation and Control towards Autonomous Ship Maneuvering in Confined Waters.** in Proceedings of the European Control Conference (ECC19), Naples, Italy, 2019, pp. 2559-2564.

Kurowski, M., Damerius, R., Jeinsch, T.: **Generic Navigation and Control Methods for Classes of Unmanned Surface Vehicles.** in Proceedings of the MTS/IEEE OCEANS'18 Conference, Kobe, Japan, May 28-31, 2018, pp. 1-6.

Schubert, A., Kurowski, M., Gluch, M., Simanski, O., Jeinsch, T.: **Manoeuvring Automation towards Autonomous Shipping.** in Proceedings of the International Ship Control Systems Symposium, Glasgow, UK, October 2-4, 2018, pp. 1-8.

Kurowski, M., Schubert, A., Jeinsch, T.: **Generic Control Strategy for Future Autonomous Ship Operations.** in Proceedings of the 16th Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT17), Cardiff, Wales, May 15-17, 2017, pp. 401-412.

Köckritz, O., Kurowski, M., Grunert, D., Korte, H., Hahn, A.: **From Nautical Path Planning in ECDIS to Their Realization Applied for Fully Actuated Ships.** in Proceedings of the 10th IFAC CAMS, Trondheim (N), September 13-16, 2016, pp. 115-120.

Kurowski, M., Rentzow, E., Ritz, S., Lampe, B.P. Jeinsch, T.: **Modelling and Control of ASV acting as communication node for deep-sea applications.** in Proceedings of the 10th IFAC CAMS, Trondheim (N), September 13-16, 2016, pp. 291-296.

Schubert, A., Koschorrek, P., Kurowski, M., Lampe, B.P. Jeinsch, T.: **Roll Damping Using Voith Schneider Propeller: a Repetitive Control Approach.** in Proceedings of the 10th IFAC CAMS, Trondheim (N), September 13-16, 2016, pp. 557-561.

Kurowski, M., Haghani, A., Koschorrek, P., Jeinsch, T.: **Guidance, Navigation and Control of Unmanned Surface Vehicles.** at-Automatisierungstechnik, Vol. 63(5), DeGruyter Oldenbourg, 2015, pp. 355-367.

Korte, H., Koeckritz, O., Kurowski, M.: **Precise Maneuver Planning for Berth-to-Berth Navigation of Modern Ships.** at-Automatisierungstechnik, Vol. 63(5), DeGruyter Oldenbourg, 2015, pp. 368-379.

Neumann, S., Oertel, D., Woern, H., Kurowski, M., Dewitz, D., Waniek, J.J., Kaiser, D., Mars, R.: **Towards deep-sea monitoring with SMIS - Experimental trials of deep-sea acoustic localization.** in Proceedings of the 18th International Conference on CLAWAR 2015 - Assistive Robotics, HangZhou, China, 2015, pp. 715-725.

Rentzow, E., Kurowski, M., Dewitz, D., Lampe, B.P., Waniek, J.J.: **Temperature Gradient Following Method for box-shaped AUV.** in Proceedings of the 10th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft, Copenhagen, Denmark, August 24-26, 2015, pp. 37-42.

Rentzow E., Dewitz D., Kurowski M., Lampe B.P., Ritz S., Kutz R., Golz M., Boeck F.: **Design and automation of an ocean-going autonomously acting USV.** in Proceedings of the MTS/IEEE OCEANS'15 Conference, Genova, Italy, May 18-21, 2015, pp. 1-6.

Kurowski, M., Rentzow, E., Dewitz, D., Jeinsch, T., Lampe, B.P., Ritz, S., Kutz, R., Boeck, F., Neumann, S., Oertel, D.: **Operational Aspects of an Ocean-Going USV Acting as Communication Node.** in Proceedings of the 14th Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT'15), Ulrichshusen, Germany, May 11-13, 2015, pp. 486-498.

Kurowski, M., Lampe, B.P.: **AGaPaS: A new approach for search-and-rescue-operations at sea.** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol. 228(2), 2014, pp. 156-165.

Ritz, S., Kurowski, M., Boeck, F., Golz, M., Dewitz, D., Rentzow, E., Holbach, G.: **Herausforderungen und Besonderheiten beim Entwurf eines USV (unmanned Surface Vehicle) für hydrographische Aufgaben.** STG-Jahrbuch 2014, Band 108, pp. 312-325.

Korte, H., Köckritz, O., Kurowski, M.: **Kinematic sequence based track planning for ships and marine vehicles.** in Proceedings of the International Conference on Information Science, Electronics and Electrical Engineering (ISEEE), Sapporo, Japan, April 26-28, 2014, pp. 545-550.

# 1. Einleitung

## 1.1. Problemstellung

Die maritime Wirtschaft steht vor einem starken technologischen Wandel. Aufgrund der fortschreitenden Globalisierung vergrößert sich der Seehandel stetig, trotz schwankender Absätze in der Öl- und Gasbranche und dem schiffbaulichen Sektor. Zudem findet eine zunehmende Verlagerung industrieller Prozesse vom Land auf oder unter die Meeresoberfläche statt. Treiber für diese Entwicklungen sind vor allem die Initiativen zur Erhöhung der Kapazitäten der Produktion von unkonventioneller Energie beispielsweise durch den Ausbau von Offshore-Windkraftanlagen und die umfassende Erschließung der Rohstoffreserven in küstennahen Gebieten und in der Tiefsee. Dieser Wandel führt dazu, dass sich eine größere Anzahl an Schiffen in bestehenden Hafengebieten und anderen begrenzten Revieren bewegen und koordiniert werden müssen. Parallel zu der steigenden Quantität führt der technologische Fortschritt zu einer zunehmenden Komplexität im schiffbaulichen und operationalen Kontext. Die Größe der Schiffe nimmt zu und zusätzliche Fahrwasser-Beschränkungen aufgrund von erhöhtem Tiefgang müssen berücksichtigt werden, um das sichere Passieren zu gewährleisten. Abbildung 1.1 verdeutlicht beispielhaft eine Auswahl derartiger Begegnungssituationen im Revier des Rostocker Hafens. Trotz der erkennbaren Limitierung des Manörraumes ist das Risiko von Kollisionen oder anderer Gefahrensituationen gering, wenn kritische Konstellationen, wie markante Störeinflüsse durch Wind, Strom und Nebel oder Fehler in essentiellen Teilsystemen, ausbleiben.

Dennoch zeigt sich in den letzten Jahren ein Trend von steigenden Unfallzahlen und damit verursachten Kosten innerhalb der Schifffahrtsindustrie. Statistisch können nach Fields und Schröder-Hinrichs et al. etwa 75 bis 96 Prozent der Unfälle, Fahrzeugverluste und Gefahrensituationen wie Kollisionen und Grundberührungen auf menschliches Versagen zurückgeführt werden [31], [97]. Die Forschung ihrerseits schätzt, dass die Mehrheit der Unfälle vermieden werden könnte, wenn Assistenzsysteme in die nautischen Entscheidungsprozesse integriert würden, wie Poretta et al. in [91] ausführt. Weil die technischen Potentiale nicht ausgereizt werden, kommt es regelmäßig zu Unfällen. Konkret ist eine Assistenz nötig, wenn sich außergewöhnliche oder nicht trainierte Situationen einstellen, bedingt durch vorherrschende Umweltbedingungen in Kombination mit eingeschränkter Systemverfügbarkeit und beschränktem Manövrierraum. Gerade in diesem Arbeitsbereich des Fahrzeugs bieten heutige Assistenzsysteme wenig Unterstützung und Lösungen zur hochautomatisierten Schiffsführung in Manövriersituationen fehlen.

## 1.2. Stand von Wissenschaft und Technik

Existierende Schiffsführungssysteme lassen sich in zwei Klassen unterteilen, die sich historisch parallel entwickelt haben. Auf der einen Seite steht das dynamische Positionieren (DP) bei



**Abbildung 1.1.:** Begegnungssituationen verschiedener Schiffe im begrenzten Revier des Rostocker Hafens

Geschwindigkeiten nahe dem Stillstand und großem Störaufkommen, wobei die IMCA bzw. die IMO die notwendigen Teilsysteme in [46] definiert. Auf der anderen Seite finden sich Bahnführungssysteme zur Verwendung auf offener See bei mittleren und hohen Transitgeschwindigkeiten, die nach [25] zertifiziert werden und in erster Linie für Standard-Verkehrsschiffe mit konventionellen Ruder-Propeller-Kombinationen entwickelt wurden, wie Berking und Huth in [14] zeigen.

Holvik beschreibt in [43] DP als die Fähigkeit eines Schiffes, seine Position und Ausrichtung relativ in Bezug auf den Meeresboden durch den eigenständigen Einsatz der verfügbaren Antriebseinrichtungen, ohne die Verwendung von Ankern und unter Nutzung von GNSS, auch unter dem Einfluss von Störungen zu halten. Es ist ersichtlich, dass ein DP-System nicht nur aus dem eigentlichen Regelungssystem besteht, sondern weitere Teilsysteme wie spezielle Sensoren und Messsysteme, Zustandsbeobachter und Störgrößenschätzer, Antriebsverteilungen, Sicherheitssysteme, etc. verwendet werden müssen, um die Funktionalitäten gewährleisten zu können [3]. DP-Systeme werden nach einem Überblick von Breivik et al. in [18] und Sørensen in [107] vorrangig auf Spezialschiffen wie Kabellegern, Vermessungsschiffen, oder Offshore-Versorger eingesetzt und sind an spezielle, hochdynamische Antriebe gekoppelt. In neueren DP-Systemen werden vor allem modellbasierte Regelungsstrategien appliziert. Als Begründer gilt Balchen, der auf Basis des um den Arbeitspunkt 0 kn linearisierten, mathematischen Modells des Fahrzeugs einen Kalman Filter zur Schätzung der Eigenschiffsbewegung und der Umweltstörungen einsetzte [8]. Zur Positions- und Kursregelung wird aufbauend ein optimaler Zustandsregler verwendet, der aus dem Zustandsschätzer gespeist wird. Zusätzlich erfolgt zur Kompensation von Windstörungen der Einsatz einer Vorsteuerung und durch die Rückführung der geschätzten Strömungsdrift wird ein integrierendes Regelverhalten erreicht [8]. An dieser klassischen Methode orientieren sich zahlreiche Entwicklungen, z. B. Sørensen et al. [109] oder Tannuri und Morishita [113]. Hassani et al. beschreibt in [39] aufbauend den Einsatz von vier LQG DP-Reglern gleicher Struktur, um verschiedene Seebedingungen von ruhiger bis schwerer See berücksichtigen zu können. Parallele Entwicklungen betreffen vor allem die Umsetzung von Verfahren zur Optimierung des Stellaufwandes bei der Positionierung des Schiffes innerhalb eines vordefinierten Areals anstelle der Einhaltung starrer Positionen, wie Hvamb in [45] beschreibt. So werden MPC-Methoden eingesetzt, um anhand der Bewegungsprädiktion zu er-

mitteln, ob das Schiff einen definierten Bereich verlässt. Ist dies der Fall, wird nach Veksler et al. in [118] die Regelung aktiv und berechnet einen optimalen Stellvektor zur Positionskorrektur. Neben der modellprädiktiven Regelung zielen andere Arbeiten auf DP und die langsame Bewegung des Fahrzeugs in Gebieten mit Eisgang ab, wie die Entwicklungen von Nguyen et al. in [82] oder Skjetne et al. in [104] zeigen. Trotz spezifischer Weiterentwicklungen zur Vergrößerung des Operationsbereiches, wie praktische Umsetzungen laut [49] zeigen, lassen sich DP-Systeme nicht direkt für die automatisierte Manöverfahrt einsetzen. Außerdem sind sie aufgrund ihrer Anforderungen den Spezialschiffen vorbehalten.

Die für die Transitfahrt eingesetzten Bahnführungssysteme werden, nach den Ausführungen von Majohr et al. in [71] sowie Berking und Huth in [14], strukturell kaskadiert mit einer inneren Kurs- und äußeren Bahnregelung umgesetzt. Die Bahnführung setzt eine durch den Nautiker geplante Bahn voraus. Für das Folgen werden funktional eine Führungsgrößenregelung, bei notwendigen Kursänderungen, und eine Störgrößenregelung, zur Berücksichtigung der äußeren Einflüssen wie Wind, Strom und Seegangsdrift sowie schiffsabhängigen Störeinflüssen, wie z. B. Einschraubenschiffe und Beladungseffekte, benötigt. Eine klassische Bahnregelung erfolgt ausschließlich über die Änderung des Ruderwinkels oder über den Drehwinkel eines Azimuth-Antriebs. Als Standard-Regelungsstruktur gilt nach Berking und Huth der klassische PID-Regler, der sich als robust gegenüber den Änderungen der Schiffsparameter beispielsweise aufgrund variierender Beladung erweist [14]. Die Umschaltung der Parameter, beispielsweise für verschiedene Transitzgeschwindigkeiten, erfolgt mittels Gain-Scheduling Verfahren. Schon frühzeitig wurden durch Arie et al. in [7] oder durch van Amerongen in [6] modelladaptive Strukturen (MRAC) vorgestellt. Breivik et al. präsentieren in [17] ein kombiniertes Bahnführungs- und Geschwindigkeitsregelungssystem für nicht traversierfähige USV bei hoher Geschwindigkeit zur Verfolgung gerader Bahnen. Die Regelung bezieht die Wendigkeit des betrachteten Gleiters mit ein, um die Stabilität zu gewährleisten. Einen verbreiteten Spezialfall bilden LOS-Bahnregelungen. Dabei wird nach Fossen et al. die Peilung zu einem virtuellen Punkt auf der Bahn in einen Kursregler eingespeist [35]. Der Abstand zwischen dem Lot der aktuellen Schiffposition auf die Bahn und dem virtuellen Punkt des LOS-Algorithmus beeinflusst entsprechend das Rückführverhalten zur Bahn und geht als Designparameter in die Berechnung ein. In [37] erweitern Fossen et al. das Verfahren auf Kreisbahnen. Bahnregelungssysteme mit zwei Freiheitsgraden wurden durch Ladisch in [64] vorgeschlagen. Ihr Entwurf erfolgte im Bildbereich unter Nutzung systemtheoretischer Modelle. Moreira et al. appliziert in [79] in ähnlicher Weise ein lineares Kursmodell sowie einen Filter 3. Ordnung zur Kursführung mit einem PID-Regler mit zusätzlichem Vorsteuerterm.

Der flachheitsbasierte Entwurf erweist sich als weniger geeignet. Sowohl Oniram und Fortaleza in [88] als auch Sira-Ramirez und Ibanez in [103] verwenden vereinfachte Modelle der Kinetik, ohne die verkoppelten Aspekte der Schiffsdynamik einzubeziehen. Dennoch werden die Vorsteuerterme durch mehrfache Ableitung komplex. Eine unterstützende Regelung wird in jedem Fall aufgrund von Parameterunsicherheiten und Störungen benötigt. Mit der Backstepping Methode werden in Anlehnung an die exakte Ein-Ausgangs-Linearisierung Nichtlinearitäten im Prozess gekürzt oder durch das Stellgesetz berücksichtigt. Nach Witkowska und Smierzchalski erhöht der Entwurf die Robustheit des Regelungssystems [122]. Breivik und Fossen beschreiben in [16] einen nichtlinearen, modellbasierten Ansatz eines Geschwindigkeits- und Kursreglers auf der Basis von Backstepping. In Kombination mit einer geometrisch geprägten Bahnführungsmethode wird die Konvergenz zur geplanten Bahn ermöglicht. In [15] erweitert Breivik den Ansatz u. a. auf Fahrzeugverbände. Während Sørensen und Breivik den Entwurf verschiede-

ner, auf Backstepping beruhender, adaptiver Regelungsschemata zur Bewegungsteuerung eines nichtlinearen Schiffsmodells vorstellen [111].

Nichtlineare MPC finden zunehmend Eingang in die wissenschaftliche Betrachtung von Schiffsführungsaufgaben, wobei durch Oh und Sun in [86] die Bahnführung mit Applikation von LOS durchgeführt wird. Sowohl Zheng et al. in [123] als auch Abdelaal et al. in [1] nutzen nichtlineare MPC zur Bahnverfolgung, wobei lediglich vereinfachte Dynamikmodelle für die Freifahrt zum Einsatz kommen. Miller entwirft in [73] einen linearen MPC für die 3 DOF Geschwindigkeitsregelung unter Störeinfluss. Eine Erweiterung dieser Verfahren ist im Zuge der fortschreitenden Automatisierung der Schiffsführung auch in Manövriersituationen in den Fokus gerückt. Mittels simulativer Verfahren zur Bewegungsprädiktion werden durch Mizuni et al. in [75] und [74] die Hafenansteuerung eines Schiffes realisiert. Dennoch handelt es sich hierbei um einfache Manöver in Freifahrtsituationen. Die MPC-Methoden erweisen sich also noch als zu rechenintensiv, um für komplexe Manöver von Schiffen angewendet zu werden. Sie beschränken sich daher auf die Bahnfolgeregelung auf schwach gekrümmten Bahnen im freien Seeraum bei Transitfahrt.

Dazu passend gibt es zahlreiche Initiativen zur Untersuchung unbemannter Seeschiffe. Erste Forschungsprojekte haben die prinzipielle Machbarkeit von autonom agierenden Großschiffen unter Nutzung aktueller Technik untersucht, wie Burmeister et al. in [21] zeigen. Hierbei wird auf die Transitfahrt fokussiert, bei der die verfügbaren Methoden zur automatischen Steuerung der Schiffe eine ausreichende Regelgüte aufweisen. Das autonome Manövrieren in Häfen, begrenzten Revieren und stark frequentierten Seegebieten wird ausgeklammert und laut Levander durch eine Fernsteuerung per Funk oder Satellit ersetzt [69].

Die vorgestellten Methoden zur Bahnregelung sind für die automatisierte Schiffsführung im Manövrierbereich nicht geeignet, was speziell für die auf Standardschiffen kommerziell eingesetzten Schiffsführungsanlagen gilt. Dies konnte in entsprechenden Simulationen mit einem nautischen Simulator gezeigt werden, vergleiche dazu die Ausführungen in Kapitel A.1.

Grundvoraussetzung für den Entwurf von Steuerungen und Regelungen ist die Verfügbarkeit eines dynamischen Modells zur Beschreibung des Fahrzeug-Bewegungsverhaltens im Fluid. Gerade bei Schiffen existiert eine große Variantenvielfalt, bei denen es sich zumeist um Unikate oder Kleinstserien von wenigen Einheiten handelt. Dies betrifft vor allem die allgemeine Ausstattung mit Propulsions- und Steueragregaten sowie die in Kombination mit der Fahrzeughülle resultierenden hydrodynamischen Bewegungs- und Steuerungseigenschaften des Fahrzeugs. Klassische, hydrodynamisch orientierte Modelle, wie sie z. B. durch Abkowitz in [2] oder Lewandowski in [70] beschrieben werden, resultieren in komplexen, theoretischen Beschreibungen. Dabei sind vor allem Untersuchungen zu turbulent, umströmten Körpern und Bewegungen im Seegang aktueller Forschungsgegenstand, wie z. B. Sprenger et al. in [112] zeigen. Simulationen von Bewegungsverläufen können nur mit hohem Rechenaufwand und eingeschränkter Formbeschreibung erzeugt werden, wie Ritz et al. in [94] am Beispiel eines USV präsentieren. Davon abgeleitete nichtlineare, modulare Modellansätze wie von Oltmann und Sharma in [87] vorgeschlagen oder in Erweiterung von Eloit in [30] dargestellt, führen für Schiffe und Unterwasserfahrzeuge, z. B. beschrieben von Korte in [50], auf parameterintensive Strukturen. In Freiversuchen können bestimmte Freiheitsgrade nur sehr eingeschränkt angeregt werden. Da es zusätzlich zu Überlagerungen mit Störungen und Querkopplungen kommt, ist die Parameterqualität entsprechend unsicher. Eine umfassende Parameterbasis für ein nichtlineares, physikalisch orientiertes Modell lässt sich daher nur mit einer reduzierten Ordnung und

unter extremem Aufwand generieren. Dies gilt gerade für den Manövrierbereich der Fahrzeuge.

Die verfügbaren, regelungstechnisch-orientierten Modellbeschreibungen werden als Entwurfsgrundlage zur Bedatung der beschriebenen DP- und Bahnführungssysteme eingesetzt. Sie haben folglich gemein, dass sie das Bewegungsverhalten eines maritimen Fahrzeugs für einen begrenzten Arbeitsbereich abbilden und dabei die realen, hydrodynamischen Verhältnisse abstrahieren. Je nach eingesetztem Regelungssystem resultieren MIMO- oder SISO-Strukturen. Als Grundlage heutiger DP-Systeme kommen zumeist lineare, verkoppelte MIMO-Strukturen mit linearer oder nichtlinearer Kinematik zum Einsatz, wie von Balchen et al. in [8] und Fossen in [34] dargestellt. Für die Synthese der beschriebenen Kurs- und Bahnregelungen bei konstanter Transitfahrt lassen sich lineare SISO-Strukturen, beschrieben von Majohr et al. in [71], einsetzen.

Das Manövrieren stellt den komplexesten Arbeitsbereich eines Schiffes dar. Bei langsamer Bewegungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs erfolgen intensive Stelleingriffe mit hohen Stellamplituden bei kurzer Einsatzdauer. Außerdem führen die Umströmungsverhältnisse eines manövrierenden Schiffes zu komplexen hydrodynamischen Effekten in der Prozessdynamik. Äußere Einflüsse wie Wind und Strom besitzen eine größere Wirksamkeit im Vergleich zu einem sich in Marschfahrt bewegenden Schiff. Dies stellt besondere Anforderungen an die Modellierung dieses Arbeitsbereichs sowie die Synthese von Regelungen. Eine adäquate Abbildung des Manövrierverhaltens ist mit den verfügbaren Reglerentwurfmodellen für die Arbeitsbereiche DP und Transit nicht möglich, weshalb sich die unterschiedlichen Systeme und Methoden nicht ineinander überführen lassen. Ein generischer Ansatz existiert nicht.

### 1.3. Zielsetzung

Ausgehend von der Problemstellung fokussieren die Entwicklungen auf die automatisierte Bahnführung im Arbeitsbereich des Manövrierens zwischen der Transitfahrt im freien Seeraum und dem dynamischen Positionieren. Besonders Standardschiffe müssen beim Manövrieren die verfügbaren Aktoren in die Grenzbereiche bringen, um einen funktionalen Betrieb in sicherheitskritischen Fahrtgebieten gewährleisten zu können, auch da meist keine Traversierfähigkeit des Fahrzeugs besteht. Diese Eigenschaften sind in der Modellbasis und den Entwurfsverfahren zur Reglersynthese zwingend zu berücksichtigen.

Ziel der Arbeit ist folgerichtig die Erarbeitung eines neuen Modellansatzes für manövrierende Fahrzeuge. Durch konsequente Abstraktion und Generalisierung der hydrodynamischen Einflüsse soll sich eine mathematische Beschreibung ergeben, die eine einfache Grundstruktur besitzt und wenige Parameter beinhaltet. Zudem wird eine Kapselung der Aktoren und der fahrzeugspezifischen Rumpfeinflüsse vorgesehen, um die Antriebsvielfalt verschiedener Schiffe funktional berücksichtigen zu können. Dies erfolgt über eine virtuelle Stellgrößenebene auf Basis von Kräften und Momenten. Das so entstandene generalisierte Modell soll sich durch eine einfache Parametrierbarkeit auszeichnen. Um ein effizientes Vorgehen bei der experimentellen Bedatung sicherzustellen, sind spezielle Manövrierversuche zu erarbeiten, die einen systematischen Ablauf gewährleisten und eine Identifikation vorzugsweise direkt im laufenden Betrieb des Fahrzeugs ermöglichen. Der Modellansatz in Form eines Experimentalmodells soll auf Basis von Kennfeldern eine gute Interpretierbarkeit der Modellparameter garantieren. Letztlich fließen die Beschreibungen implizit in den Steuerungsentwurf ein. Vor diesem Hintergrund ist ein

wesentlicher Vorteil des gewählten Modellansatzes die Möglichkeit direkt die Limitierungen in der Fahrzeugbewegung vorauszusagen und so den potenziell realisierbaren Steuerungsbereich abzubilden. Dazu sind allerdings spezifische Anforderungen an die Parametertabellen, wie beispielsweise Invertierbarkeit und lückenlose Abdeckung des Arbeitsbereiches, zu erfüllen.

Auf Basis des Modellansatzes für manövrierende Fahrzeuge wird aufbauend das Ziel eines systematischen Regelungsentwurfs verfolgt. Strukturell soll eine konsequente Kapselung der fahrzeugspezifischen Eigenschaften in einer prozessnahen Regelungskaskade auf Geschwindigkeitsebene erfolgen, die sich von einer Regelung zur Erfüllung einer vorgegebenen Aufgabe oder Operation, wie z. B. einer Bahnführung im Bereich des Manövrierens, entkoppelt entwickeln lässt. Als Grundlage der inneren Kaskade wird eine modellbasierte Synthese einer Führungsgrößensteuerung und einer Regelung zur Störbehandlung in Form einer Zwei-Freiheitsgrade-Struktur vorgesehen. Durch den systematischen Entwurfszyklus mit prozessnaher Geschwindigkeitskaskade ergibt sich ein generalisiertes Systemkonzept mit vereinheitlichter Schnittstelle zum Regelungssystem zur Bahnführung maritimer Fahrzeuge beispielsweise im Arbeitsbereich des Manövrierens. Unter Nutzung des applizierten Modells soll die einfachste Bedatung der Vorsteuerung durch eine minimale Anzahl an Entwurfsparametern für den fahrzeugspezifischen Teil ermöglicht werden. Die Regelungen sowohl der prozessnahen Schleife als auch der überlagerten Bahnführung werden robust gegenüber den Parametervariationen innerhalb eines betrachteten Arbeitsbereiches und den auf das Fahrzeug wirkenden Umweltstörungen entworfen, wobei ein breites Störspektrum zu erwarten ist.

Die Entwicklungen münden in einem automatischen Algorithmus von der experimentellen Modellbildung bis zur Manöverregelung. Durch das avisierte generalisierte Systemkonzept wird eine integrative Struktur geschaffen, die eine direkte Aussage über die Realisierbarkeit gewünschter Manöverabläufe bis hin zur Erzeugung von realistischen Manöverbahnen ermöglicht. Vor dem Hintergrund eines ganzheitlichen Systemansatzes soll zudem gezeigt werden, dass sich die erarbeiteten Methoden von der Modellierung bis hin zur Steuerung und Regelung potenziell auf die Arbeitsbereiche DP und Transit sowie auf andere, z. B. unter Wasser agierende, Fahrzeuge übertragen lassen. Dazu wird die Integrierbarkeit der Entwicklungen in eine schaltende Systemstruktur untersucht. Die erarbeitete Manöverregelung mit seinen Modulen generalisiertes Modell, Vorsteuerung und Bahnregelung wird in bestehende Entwicklungsumgebungen zur Fahrzeugführung integriert, um die Realisierbarkeit der Entwurfsverfahren zu prüfen. Dazu ist eine echtzeitfähige Implementierung der Algorithmen erforderlich. Zur Validierung der Methoden ist die Durchführung von aufbauenden Funktionstests unterschiedlicher Detailtiefe vorgesehen. Dafür sollen verschiedene Simulationssysteme und Experimentierplattformen eingesetzt werden, um die generalisierten Ansätze zu prüfen.

## 1.4. Aufbau der Arbeit

### Kapitel 2

Auf Grundlage der Ausführungen zum Stand von Wissenschaft und Technik erfolgt eine allgemeine Prozesseinordnung. Dabei wird auf die klassische Grundstruktur eines Fahrzeugführungssystems (GNC) aus Sicht der Regelung und die typischen Operationsbereiche von Schiffen eingegangen. Hiermit findet auch eine Einordnung der eigenen Entwicklungen innerhalb des komplexen Schiffsführungsprozesses statt. Anschließend erfolgt die Darstellung der mathema-

tischen Beschreibung der Bewegung von Wasserfahrzeugen. Dabei werden ausgehend von der allgemeinen Bewegungsgleichung gängige Vereinfachungen und Abstraktionen der hydrodynamischen Effekte diskutiert, welche letztlich die Grundlage zur Erzeugung von Reglerentwurfmodellen für die Arbeitsbereiche DP und Transit bilden. Die mathematische Basis stellt folglich den Ausgangspunkt für den erarbeiteten, generalisierten Modellansatz dar.

Zudem werden die gängigen Methoden zur Bahngenerierung und -überwachung im Hinblick auf die Erzeugung der Vorgabewerte für die Regelung betrachtet, um deren konkrete Applizierbarkeit für die avisierte Manöverregelung zu untersuchen. Den Abschluss des Kapitels bilden theoretische Beschreibungen zum Entwurf hybrider Regelungssysteme, wobei neben der grundlegenden Struktur vor allem auf deren Anwendbarkeit im Bereich Führung und Regelung maritimer Fahrzeuge fokussiert wird. Die Darstellung erfolgt in Verbindung mit einer konkreten Beispielapplikation, um die praktische Umsetzung, die Eigenschaften und die Limitierungen schaltender Systeme zu verdeutlichen.

### **Kapitel 3**

Ausgehend von der allgemeinen Bewegungsgleichung maritimer Fahrzeuge und den daraus abgeleiteten, klassischen Modellstrukturen wird die Systematik und die Grundlage für den neuen Modellansatz für manövrierende Fahrzeuge dargestellt. Zudem werden Anforderungen an die experimentelle Bedatung abgeleitet. Aus dieser Systematik folgt mit einer weitergehenden Abstraktion der Schiffsarbeitsbereiche der Übergang zu einem hybriden Systemkonzept unter Berücksichtigung von klassischen, linearen und nichtlinearen Bewegungszustandsgleichung für die verschiedenen Arbeitsbereiche. Dies wird mit Reduktion der Freiheitsgrade auf die Betrachtung von Oberflächenfahrzeugen eingeschränkt. Speziell beim Manövrieren soll mit dem erarbeiteten, generalisierten Modellansatz eine effiziente Darstellung von Bewegungsübergängen erreicht werden.

Anschließend erfolgt auf Basis der allgemeinen Bewegungsgleichung die mathematische Ableitung des generalisierten Modells in eine parametervariable Struktur. Durch diese konsequente Abstraktion der hydrodynamischen Einflussgrößen entsteht eine generische Beschreibung, welche sich durch eine minimale Anzahl an Parametern zur Abbildung der wesentlichen internen und externen Effekte auf die Fahrzeugdynamik auszeichnet. Die Komplexität des einzelnen Parameters erhöht sich hierbei entsprechend und die Speicherung wird mit Hilfe von Kennfeldern realisiert. Zudem erfolgt die Strukturierung des generalisierten Modells in die Hauptbestandteile Fahrzeug-Eigendynamik und Aktor-Standardisierung, deren Verbindung auf der Kräftebene geschieht. Hierbei handelt es sich um virtuelle Prozessgrößen, da sich diese prinzipiell im Fahrzeugbetrieb nicht messen lassen. Die Fahrzeug-Eigendynamik wird zusätzlich in die Bestandteile Manöverdynamik und Manövergeschwindigkeit aufgeteilt, die die Zustandsübergänge bei Kraft- und Momentenänderungen abstrakt beschreiben.

Auf Grundlage der kennfeldbasierten Modellstruktur war es notwendig Methoden zu erarbeiten, um eine möglichst effiziente Parametrierung zu gewährleisten. Dazu wurden ausgehend von Ansätzen zur a-priori Abschätzung von Parametertendenzen systematische Manövrierversuche zur experimentellen Bedatung erarbeitet. Hierbei lassen sich durch das iterative Vorgehen die spezifischen Parameter der einzelnen Modellmodule gezielt ansprechen. Außerdem konnte gezeigt werden, dass es die Einfachheit der notwendigen Manöver potenziell erlaubt, diese auch während des regulären Schiffsbetriebs durchzuführen.

### Kapitel 4

Nach einer Einordnung der operativen Regelungsziele für traversierfähige und nicht traversierfähige Oberflächenfahrzeuge mit Fokussierung auf den Bereich des Manövrierens erfolgt aufbauend die Definition einer hierarchischen Struktur zur Applizierung des avisierten Manöverregelungssystems. Hierbei wird konsequent zwischen einer prozessnahen Regelungskaskade und einer übergeordneten Schleife auf Operationsebene unterschieden. Die innere, fahrzeugspezifische Kaskade steuert die verfügbaren Aktoren an, um die gewünschten translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeitskomponenten umzusetzen und bildet somit als Geschwindigkeitsstandardisierung eine einheitliche Schnittstelle zur allgemeinen Regelung im Arbeitsbereich. Zur Trennung des Führungs- und Störverhaltens wird unterlagert eine Zwei-Freiheitsgrade-Regelung vorgesehen.

Ausgehend von den strukturellen Definitionen werden die einzelnen Bestandteile der Geschwindigkeitsstandardisierung erläutert. Dazu zählen die Vorsteuerung, bestehend aus der inversen Dynamik als modellbasiertem Teil und der Referenzformung, die dezentrale Mehrgrößenregelung zur Berücksichtigung von Störungen und Modellunsicherheiten sowie die statische Allokation auf Basis der Aktor-Standardisierung. Mit der erarbeiteten Methode zum inversionsbasierten Steuerungsentwurf unter Nutzung des generalisierten Modells wird gezeigt wie sich die Stellkräfte und -momente direkt aus den Kennfeldparametern berechnen lassen. Zusätzlich muss eine Referenzformung eingesetzt werden, um einerseits die Realisierbarkeit der Vorsteuerung zu gewährleisten und andererseits das Übergangsverhalten zu beeinflussen. Dazu wird wiederum auf Basis des generalisierten Modells ein Verfahren präsentiert mit dem das Referenzverhalten modellbasiert vorgegeben werden kann. Der gewählte Modellansatz erlaubt es, die Stellgrenzen aus den Kennfeldern abzulesen und in einem einzelnen, direkt interpretierbaren Designparameter für die Steuerung zu integrieren, was einem großen Vorteil bei der praktischen Umsetzung entspricht. Anschließend wird die Designgrundlage für die dezentrale Geschwindigkeitsregelung erzeugt und die Methode zur robusten Reglersynthese für parametervariable Prozesse dargestellt. Die Verbindung zu den Schiffsaktoren bildet eine wichtungsbasierte, auf der Invertierung der Aktuator-Standardisierung aufsetzende, statische Stellgrößenallokation.

Als überlagerte Kaskade wird anschließend die Applizierung einer Manöverregelung zur Bahnführung manövrierender Fahrzeuge vorgestellt. Mit der eigentlichen Definition werden die kinematischen Fehlerzustände im erdfesten System festgelegt und in einem Entwurfsmodell abgebildet. Aufgrund der erarbeiteten Geschwindigkeitsstandardisierung lässt sich von einer einfachen Fehlerbetrachtung zu dieser ausgehen. Zudem wird gezeigt, dass die Dynamik des Fehlermodells dem Übergangsverhalten der Referenzformung der Führungsgrößensteuerung entspricht. Die Verstärkung variiert entsprechend mit der Kurswinkeländerung beim Manövrieren. Speziell für nicht traversierfähige Schiffe wird zusätzlich eine Kurskaskade vorgesehen, da ein Querversatz in Fahrt nur über eine Richtungsänderung ausgeglichen werden kann. Die erarbeitete Struktur der Manöverregelung bildet ebenso die Grundlage für eine Parametrierung mittels robustem Ansatz über das Parameterraumverfahren für einen definierten Arbeitsbereich.

Zur Realisierung eines ganzheitlichen Ansatzes wird die potentielle Erweiterung des Regelungssystems zu einer hybriden Struktur unter Verwendung eines Supervisors und einer entsprechenden Schaltmimik untersucht. Das Kapitel schließt mit Betrachtungen zur Stabilität und Performanz der erarbeiteten kaskadierten Manöverregelung.

## Kapitel 5

Dieses Kapitel untergliedert sich in die Erläuterung von Realisierungsaspekten und die Darstellung von Simulationsergebnissen, welche die methodische Bearbeitung der Teilentwicklungen untermauern. In diesem Zusammenhang wird ausgeführt, dass die Generierung von Trajektorien oder Bahnen im geschlossenen System bestehend aus implizitem, generalisiertem Modell, Führungsgrößensteuerung, Allokation und der Fahrzeugkinematik erfolgen kann. Diese Zusammenführung bildet den integrativen Ansatz und ermöglicht es einem übergeordneten, technischen System oder dem Nautiker realisierbare Manöverabläufe im geschlossenen Regelkreis zu erzeugen, die durch das spezifische Fahrzeug sicher abgefahren werden können.

Durch Simulationsuntersuchungen werden die Teilentwicklungen systematisch verifiziert. Sie gliedern sich in die Bewertung der Abbildungsqualität des generalisierten Modellansatzes, die Umsetzung der Geschwindigkeitsstandardisierung, die Erweiterung des Regelungssystems um eine Manöverkaskade und die Integration der hybriden Systemstruktur. Die Simulationen zum generalisierten Modell erfolgen in unterschiedlichen Versuchsreihen mit verschiedener Anregung und unter Nutzung einer nichtlinearen Prozessbeschreibung für die Längsbewegung des SMIS-USV. Gerade bei intensiven Stelleingriffen lassen sich die Vorteile aufgrund der Parametervariabilität verdeutlichen. Außerdem werden durch die Versuche die Limitierungen des Modellansatzes bewertet. Anschließend erfolgen Simulationen zur Geschwindigkeitsstandardisierung, wobei bei verschiedenen Manövern und alleiniger Nutzung der applizierten Führungsgrößensteuerung die entstehenden Bahnfehler aufgrund der Modellabweichungen betrachtet werden. Hierbei zeigt sich, dass die einzusetzenden Regelungen auf Geschwindigkeits- und Bahnebene nur geringe Abweichungen ausgleichen müssen. Aufbauend erfolgen Simulationen mit integrierter Manöverregelung im Vergleich zu den vorigen Versuchen und unter Berücksichtigung von Umweltstörungen, die durch die überlagerte Kaskade effektiv ausgeglichen werden. Letztlich erfolgt die Umsetzung in einem adaptierten, hybriden Regelungssystem, wobei die applizierte Führungsgrößensteuerung zwei herkömmlich parametrisierte Arbeitsbereiche verbindet und durch einen Supervisor effizient zugeschaltet wird.

Das Kapitel schließt mit der Darstellung von praktischen Aspekten zur Modellbedatung. Die Erzeugung der Kennfelder des generalisierten Modells bildet eine entscheidende Voraussetzung für die Realisierung der modellbasierten Führungsgrößensteuerung. Aus diesem Grund erfolgt die Beschreibung der Umsetzung des iterativen Ansatzes zur Parameterschätzung anhand von Messdaten des unbemannten Katamarans MESSIN mit anschließender Ergebnisdarstellung.

## Kapitel 6

Zur Validierung der Entwicklungen werden die Teilmodule in verschiedene Experimentierumgebungen integriert und systematische Feldversuche durchgeführt. Diese erfolgen unter Nutzung eines kommerziellen, nautischen Schiffsführungssimulators für Großschiffe und unbemannter Oberflächenfahrzeuge in realer Umgebung. Durch die signifikanten Systemunterschiede kann der generische Ansatz der Methoden geprüft werden, wobei analog zur Verifikation vorgegangen wird. Der generalisierte Modellansatz wird an einem Kreuzfahrtschiff im Simulator und einem USV im Feld validiert. Anschließend erfolgt die Erprobung der Führungsgrößensteuerung mit dem USV bei unterschiedlichen Umweltbedingungen. Hierbei wird gezeigt, dass die alleinige, modellbasierte Vorsteuerung gutes Folgeverhalten zeigt. Anschließend erfolgt die Validierung der hybriden Manöverregelung mit dem Kreuzfahrtschiff im Schiffsführungssimulator. Es han-

## *1. Einleitung*

---

delt sich um die vollständige Ausbaustufe der integrativen Manöverregelung zur Bahnführung eines Standardschiffes, wobei mit dem gewählten, virtuellen Anlegemanöver gerade der Bereich des Manövrierens fokussiert wird.

## 2. Beschreibung der gesteuerten Fahrzeugbewegung

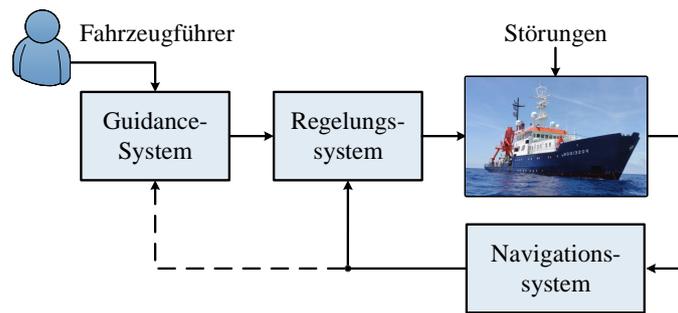
### 2.1. Allgemeine Prozesseinordnung

#### 2.1.1. Struktur eines Fahrzeugführungssystems

Fahrzeugführungssysteme werden eingesetzt, um ein Schiff sicher und effizient auf einer vordefinierten Bahn zu bewegen oder in einem Bereich zu positionieren. Die wesentlichen Teilkomponenten eines GNC-Systems sind in Abbildung 2.1 dargestellt, wobei je nach Fahrzeugtyp und Einsatzgebiet unterschiedlich komplexe Komponenten zur Führung, Navigation und Regelung (Guidance, Navigation and Control, GNC) zum Einsatz kommen. Neben den definierten Hauptbestandteilen sind weitere Elemente zu berücksichtigen, wie Schnittstellen zur Mensch-Maschine-Interaktion und zu den Maschinensystemen des Schiffes sowie zusätzliche technische Systeme wie Radargeräte, Telekommunikationssysteme oder der Voyage-Data-Recorder, etc. Moderne Berufsschiffe vereinen diese Systeme in einer integrierten Brücke. Detaillierte Ausführungen geben Berking und Huth in [14]. Auf Grundlage der Abbildung 2.1 lässt sich das Fahrzeugführungssystem in die folgenden Teilmodule gliedern.

**Guidance** dient der Erzeugung von Vorgabewerten für das Regelungssystem des Fahrzeugs. Das Modul berechnet aus planerischen Referenzgrößen, wie beispielsweise einer Bahn auf der Erdoberfläche zwischen einem Start- und Zielpunkt, die Vorgabegrößen als Eingang für die Bewegungsregelung des Fahrzeugs. Die Berechnungsgrundlage kann beliebig komplex realisiert sein. Grundsätzlich lässt sich die Problemlösung auf eine Optimierung zurückführen, wobei Parameter wie Treibstoff, Zeit, Wettersituation aber auch Regeln zur Kollisionsverhütung oder Formationsbewegungen berücksichtigt werden können. Obwohl das Guidance-System vorrangig der planerischen Vorgabe des Regelungssystems dient, wird es häufig auch zur virtuellen Prozessabbildung als ein Human-Machine-Interface (HMI) genutzt. Daher erfolgt die funktionale Rückkopplung in das Regelungssystem klassischerweise nur über den Fahrzeugführer. Aus diesem Grund ist der Informationsfluss gestrichelt dargestellt.

**Navigation** bezeichnet klassischerweise das Führen eines Schiffes durch Ortsbestimmung und Routenermittlung zu einem gewünschten Zielpunkt. Technisch wird die nautische Aufgabe des Navigierens auf die Module Navigation und Guidance aufgeteilt. So ermittelt ein modernes Navigationssystem unter Nutzung verschiedenster Sensoren neben der Position des Fahrzeugs weitere Bewegungsdaten, wie translatorische und rotatorische Geschwindigkeiten und Beschleunigungen, aber auch die Fahrzeuglage, beispielsweise bei Bewegung im Seegang oder im Falle von in der Wassersäule agierenden Fahrzeugen. Die Fusion der individuellen Sensorwerte erfolgt zumeist mittels eines inertialen Navigationssystems (INS) unter Nutzung modellbasierter Methoden, unterschiedlicher Komplexität.



**Abbildung 2.1.:** Bestandteile und Zusammenwirkung eines GNC-Systems

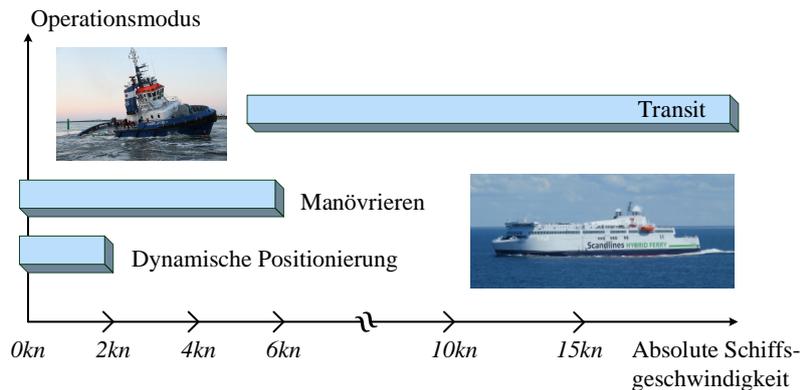
In dieser Weise speist das Modul das Regelungs- und Guidance-System mit gefilterten Bewegungsdaten des mit Störungen beaufschlagten realen Prozesses. Vor allem für unbemannte Fahrzeuge müssen zudem Aspekte der Umweltwahrnehmung direkt berücksichtigt werden. Dies gilt auch für eine mögliche autonome Großschiffahrt, die sich über zusätzliche Sensoren wie Radar, optische Systeme oder das automatische Identifikationssystem AIS in den Schiffsverkehr integrieren muss.

**Regelung** fasst die Methoden der automatischen Bewegungssteuerung zusammen. Ziel ist die Generierung der erforderlichen Steuerkräfte und -momente, erzeugt durch die Propulsions- und Steueraggregate des Fahrzeugs, um die durch die Guidance geforderte Referenzbewegung auszuführen. Das Regelungssystem kann eine hierarchisch gegliederte Struktur aufweisen, in der gewünschte Regelungsziele entkoppelt werden können, wie beispielsweise das Verfolgen einer Bahn oder Trajektorie, das Einhalten von Geschwindigkeitsvorgaben oder die Dämpfung ungewollter Drehbewegungen des Fahrzeugs. Die Regelung selbst erfolgt unter Berücksichtigung von Nebenbedingungen wie Soll- und Störgrößenbetrachtung, Energieeffizienz und Stelleinsatz oder zeitlichen Rahmenbedingungen.

### 2.1.2. Operationsbereiche von Schiffen

Grundsätzlich lassen sich die Operationsbereiche von Schiffen auf Basis der absoluten Fahrzeuggeschwindigkeit definieren, wie es die Abbildung 2.2 verdeutlicht. Die Ausführungen zum Stand von Wissenschaft und Technik haben bereits die Bereiche Transit und dynamische Positionierung thematisiert, in denen jeweils Lösungen zur automatisierten Steuerung existieren. Neben der Einteilung der Betriebszustände lassen sich für die einzelnen Bereiche ebenso gängige Modellstrukturen zuordnen, die als Entwurfsgrundlage für eine Reglersynthese eingesetzt werden. Dazu zählen beispielsweise nichtlineare, entkoppelte Bewegungsmodelle für DP und linearisierte Betrachtungen bei konstanter Marschfahrt beim Transit. Die mathematischen Grundlagen werden zusammenfassend im Kapitel 2.2 beschrieben.

Das Manövrieren beschreibt einen Bereich in dem das Schiff gesteuert starke Kurs- und Geschwindigkeitsänderungen vollzieht, z. B. beim Drehen oder Wenden im Hafen mit gleichzeitigem Aufstoppen oder Beschleunigen des Schiffes sowie beim Anlegen, wie Scharnow detailliert in [95] beschreibt. Folglich werden hier alle verfügbaren Manövrierhilfen intensiv in ihren Be-



**Abbildung 2.2.:** Operationsbereiche maritimer Regelungssysteme adaptiert von Sørensen [106]

triebsgrenzen eingesetzt. Die Fahrzeugbewegungen sind stark verkoppelt und die Störgrößen wie Wind und Strom wirken sehr unterschiedlich in Richtung und Amplitude auf das Fahrzeug. Bei Spezialschiffen, die mit einem DP-System ausgestattet sind, lässt sich der Manövrierbereich zwischen DP und Transit definieren. Im Gegensatz dazu werden bei einem Standardschiff nur Manövrieren und Transit unterschieden. Gerade bei diesen Fahrzeugen sinkt allerdings die Manövrierfähigkeit der Schiffe mit der Reduktion der Geschwindigkeit. Auch daraus begründet sich die Notwendigkeit für Assistenzsysteme zum regelungsgestützten Manövrieren in sicherheitskritischen Bereichen, wie Häfen und begrenzten Fahrwassern.

## 2.2. Allgemeine Bewegungsmodelle für Wasserfahrzeuge

### 2.2.1. Definitionen und Kinematik

Wasserfahrzeuge bewegen sich analog zu Land- oder Luftfahrzeugen auf der Erdoberfläche unter dem Einfluss von aufgeprägten Kräften und Momenten, wie beispielsweise der Schwerkraft oder der Antriebskräfte. Besonderheiten entstehen vor allem durch die Bewegung des Körpers in einem Fluid, wofür eine exakte Beschreibung nur unter idealen Verhältnissen verfügbar ist. Aus diesem Grund fußen die Darstellungen zumeist auf physikalischen Approximationen gestützt durch Empirie.

Bei der Modellierung der Bewegung von Wasserfahrzeugen werden zumindest zwei Bezugssysteme unterschieden, die körperfesten und die erdfesten Koordinaten. Abbildung 2.3 zeigt die definierten Koordinatensysteme und deren Bezeichnungen. Die körperfesten Achsen sind mit dem Fahrzeug verbunden und bewegen sich entsprechend mit ihm. Der Ursprung dieses rechtshändigen Koordinatensystems definiert üblicherweise den Masseschwerpunkt des Fahrzeugs  $\mathbf{CG}$ , in dem keine zusätzlichen Trägheitskräfte infolge einer Rotation des Körpers wirken. Kräfte und Momente, die aufgeprägt werden, wirken entsprechend entlang dieser Achsen und resultieren in einer Fahrzeugbewegung gemäß dem 2. Newtonschen Axiom. Erdfeste Koordinaten werden verwendet, um die resultierende Bewegung auf der gekrümmten Erdoberfläche abbilden zu können. Dazu wird ein Satz lokaler, rechtshändiger, erdfester NED-Koordinaten-

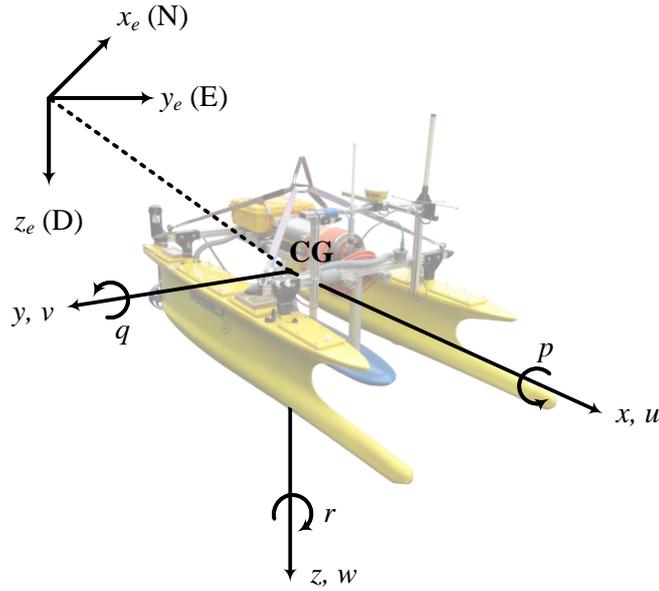


Abbildung 2.3.: Definierte Bezugssysteme und deren Bezeichnungen

systeme definiert, die bei vernachlässigter Erdbewegung als inertielle Bezugssysteme angesehen werden können. Die im folgenden verwendeten Notationen orientieren sich an den Definitionen nach SNAME aus [114].

- Die Körperachsen  $\mathbf{b} = [x \ y \ z]^T$  sind definiert als Längsachse  $x$  (gerichtet vom Heck zum Bug), Querachse  $y$  (gerichtet nach Steuerbord) und Hochachse  $z$  (gerichtet vom Deck zum Kiel).
- $\mathbf{v} = [u \ v \ w]^T$  definiert die körperfesten, geradlinigen Geschwindigkeiten Schnellen, Versetzen und Tauchen entlang der jeweiligen körperfesten Achse.
- $\boldsymbol{\omega} = [p \ q \ r]^T$  beschreibt die körperfesten Winkelgeschwindigkeiten Rollen, Stampfen und Gieren als Drehung um die jeweiligen Achsen des körperfesten Bezugssystems. Es gilt die rechtshändige Schraubenregel.
- Die erdfesten Achsen  $\mathbf{e} = [x_e \ y_e \ z_e]^T$  werden als lokale Bezugssysteme auf der Erdoberfläche in Richtung Norden-Osten-Nadir definiert.

Die Bestimmung der absoluten Fahrzeugposition auf der gekrümmten Erdoberfläche erfolgt zusätzlich mittels des geodätischen Bezugssystems WGS84.

Zur Beschreibung der Lage der Körperachsen relativ zum erdfesten System werden die Eulerwinkel  $\boldsymbol{\Omega} = [\phi \ \theta \ \psi]^T$  definiert. Diese entstehen aus den hintereinander folgenden Einzeldrehungen um die Körperachsen  $z, y, x$  mit den Beträgen für Kurs-, Stampf- und Rollwinkel aus einer Anfangslage im erdfesten System in eine beliebige Ziellage. Als Berechnungsvorschrift ergibt sich in der Fahrzeugtechnik für die Transformation der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeitskomponenten die Beziehung

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{e}} \\ \dot{\boldsymbol{\Omega}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_b^e(\boldsymbol{\Omega}) & \mathbf{0}_{3 \times 3} \\ \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{J}_b^e(\boldsymbol{\Omega}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v} \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix}. \quad (2.1)$$

Die verwendeten Transformationsmatrizen  $\mathbf{R}_b^e(\boldsymbol{\Omega})$  und  $\mathbf{J}_b^e(\boldsymbol{\Omega})$  können im Anhang A.2.1 nachgeschlagen werden.  $\mathbf{0}_{i \times j}$  sind Nullmatrizen.

Im linearen Fall werden zur Darstellung der Bewegung im erdfesten System anstelle der Transformation aus Gleichung (2.1) fahrzeugparallele Koordinaten unter Berücksichtigung kleiner Änderungen der Lage  $\Delta\boldsymbol{\Omega}$  verwendet, wie sie beispielsweise bei DP-Systemen, beschrieben von Fossen und Perez in [36], oder für die Bahnregelung nach den Ausführungen in Kapitel 2.2.6 zum Einsatz kommen.

### 2.2.2. Dynamik von Wasserfahrzeugen

In der überwiegenden Zahl der Anwendungsfälle kann das Fahrzeug als starrer Körper beschrieben werden. Dementsprechend führen Kräfteinwirkungen nicht zur Biegung, Stauchung oder Verformung des Fahrzeugs, wenn von Situationen mit langen Schiffen in schwerstem Seegang abgesehen wird, bei denen durchaus eine markante Durchbiegung entstehen kann. Für die vorliegende Arbeit soll diese Annahme in allen Betrachtungen gelten. Die auf das Wasserfahrzeug wirkenden Kräfte und Momente werden definiert durch

- $\mathbf{F} = [X \ Y \ Z]^T$  als Summe externer in Körperkoordinaten beschriebener Kräfte; positiv in Richtung der Körperachsen und
- $\mathbf{M} = [K \ M \ N]^T$  als Summe externer in Körperkoordinaten beschriebener Momente; positiv im Sinne der rechtshändigen Schraubenregel um die Körperachsen.

Die resultierenden Kräfte werden im inertialen System durch das 2. Newtonsche Axiom als  $\mathbf{F} = \dot{\mathbf{p}}$  mit dem Impuls  $\mathbf{p} = m\mathbf{v}_e$  beschrieben. Analog gilt die Darstellungsweise für die auftretenden Momente  $\mathbf{M} = \dot{\mathbf{D}}$  unter Nutzung des Drehimpuls  $\mathbf{D} = \mathbf{J}\boldsymbol{\omega}_e$ .  $\mathbf{v}_e$  bzw.  $\boldsymbol{\omega}_e$  bezeichnen den Geschwindigkeits- respektive Drehgeschwindigkeitsvektor. Die zeitliche Ableitung eines Vektors im inertialen Bezugssystem ergibt sich aus der Addition der Ableitung relativ zum körperfesten Bezugssystem und den zusätzlichen Termen, die aus der Rotation und Translation des körperfesten gegenüber dem erdfesten Bezugssystem entstehen. Entsprechend ergeben sich durch Transformation der Kräfte und Momente ins körperfeste Bezugssystem die Kirchhoff-Gleichungen für die Bewegung eines Rotationskörpers in einer Flüssigkeit zu

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{p}}{dt} &= \mathbf{F} = \frac{d}{dt}\mathbf{m}_h\mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{m}_h\mathbf{v} \\ \frac{d\mathbf{D}}{dt} &= \mathbf{M} = \frac{d}{dt}\mathbf{J}_h\boldsymbol{\omega} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{J}_h\boldsymbol{\omega} + \mathbf{v} \times \mathbf{m}_h\mathbf{v}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

wobei der Masseschwerpunkt des Fahrzeugs  $\mathbf{CG}$  definitionsgemäß mit dem Koordinatenursprung zusammenfällt. Nach den Untersuchungen von Kirchhoff entstehen aufgrund hydrodynamischer Effekte eines sich im Fluid bewegenden Körpers zusätzliche Anteile, die der Masse und den Trägheitsmomenten zugerechnet werden müssen [48]. Diese lassen sich als zusätzlich zu beschleunigende Wassermasse beschreiben, welche die skalare Masse des Körpers um einen richtungsabhängigen Anteil erhöhen. Die Matrizen  $\mathbf{m}_h$  respektive  $\mathbf{J}_h$  beinhalten letztlich die gemeinsamen Trägheitsgrößen. Lamb beschrieb in [65] die physikalische Ursache mit der Inkompressibilität des Wassers bei konstanter Dichte, was in einer druckinduzierten Beschleunigung des umgebenen Wasserkörpers mündet. Um die Kreuzprodukte der Gleichungen (2.2) aufzulösen, werden als Kreuzproduktoperatoren schiefsymmetrische Matrizen (skew-symmetric

matrix)  $\mathbf{S}(\cdot)$  verwendet, so dass sich am Beispiel des translatorischen Terms

$$\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{m}_h \mathbf{v} = \mathbf{S}(\boldsymbol{\omega}) \mathbf{m}_h \mathbf{v} = \begin{bmatrix} 0 & -r & q \\ r & 0 & -p \\ -q & p & 0 \end{bmatrix} \mathbf{m}_h \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

ergibt. Durch Einsetzen der Kreuzproduktoperatoren in die Kirchhoff-Gleichungen entstehen die allgemeinen Bewegungsgleichungen als Grundlage für die Beschreibung der Bewegung eines Wasserfahrzeugs zu

$$\begin{aligned} \mathbf{m}_h \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{S}(\boldsymbol{\omega}) \mathbf{m}_h \mathbf{v} &= \mathbf{F} \\ \mathbf{J}_h \dot{\boldsymbol{\omega}} + \mathbf{S}(\boldsymbol{\omega}) \mathbf{J}_h \boldsymbol{\omega} + \mathbf{S}(\mathbf{v}) \mathbf{m}_h \mathbf{v} &= \mathbf{M}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Auf der linken Seite der Gleichungen stehen die Trägheitsterme des Fahrzeugs, die aus der beschleunigten Bewegung des Körpers entstehen, sowie die Coriolis- und Zentripetalterme, welche sich aus der Bewegung in Bezug zum inertialen System ableiten. Fasst man die Kirchhoff-Gleichungen zusammen, ergibt sich die allgemeine Bewegungsgleichung eines Körpers im Wasser in Matrixdarstellung zu

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_h(\mathbf{x}) \mathbf{x} = \mathbf{H}. \quad (2.5)$$

$\mathbf{x} = [\mathbf{v}^T \boldsymbol{\omega}^T]^T$  enthält die betrachteten physikalischen Zustände der Fahrzeugbewegung.  $\mathbf{M}_h$  ist die Masse- und Trägheitsmatrix. Sie beinhaltet einerseits die Masse und die Trägheitsmomente des starren Körpers und additiv die hydrodynamischen Anteile, die durch das umgebende Fluid entstehen.  $\mathbf{C}_h$  beschreibt die Komponenten der Coriolis- und Zentripetalterme einschließlich der hydrodynamischen Einflüsse.

Die hydrodynamischen Zusätze sind von der Geometrie des beschleunigten Körpers abhängig, so dass sich ein richtungs- und symmetrieabhängiger Effekt ergibt. Im allgemeinen Fall einer unsymmetrischen Form führen die zusätzlichen Masse- und Trägheitsterme auf eine voll besetzte, symmetrische  $6 \times 6$  Matrix, vergleiche Korte und Takagi [55]. Die Ermittlung dieser Parameter kann unter Nutzung spezieller Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung von Formvereinfachungen der Fahrzeughülle erfolgen, zusammengefasst von Sen und Vinh in [99]. Ein einmal ermittelter Trägheitsterm kann nach Korte et al. in jedes Bezugssystem umgerechnet werden [54]. Aufgrund der Symmetrieabhängigkeit treten bei maritimen Fahrzeugen bestimmte Vereinfachungen auf. So entsteht bei Körpern, die eine Symmetrie in der körperfesten  $xz$ -Ebene aufweisen, wie ein Großteil der Schiffe oder AUVs, eine schachbrettartige Verteilung auf, z. B. gezeigt durch Kurowski et al. für ein USV [62]. Bei würfelförmigen Fahrzeugen (z. B. ROVs), bei denen eine Symmetrie in der  $xz$ -,  $yz$ - und  $xy$ -Ebene angenommen werden kann, vereinfacht sich die Matrix zu einer Diagonalmatrix ohne Kreuzkopplungsterme wie Dukan in [27] ausführt. Da der hydrodynamische Anteil vom beschleunigten Fluid abhängig ist, variiert er nach Perez mit der Seegangsanzregung des bewegten Körpers, konkret der Wellenfrequenz [90]. Für viele Anwendungsfelder können diese Effekte vernachlässigt und von einer ebenen, nahezu ungestörten Wasseroberfläche oder -säule ausgegangen werden. Dies trifft vor allem auf die Kurs- und Bahnregelung von Wasserfahrzeugen oder auf die dynamische Positionierung von Schiffen und Plattformen bei moderaten Seegangsbedingungen zu. Für diese speziellen Anwendungen können nach Scharnow für schlanke Körper hydrodynamische Anteile von ca. 5 – 10 % in  $x$ -Richtung sowie 100 % in  $y$ - und  $z$ -Richtung angenommen werden [95].

Die Coriolis- und Zentripetalterme  $\mathbf{C}_h$  ergeben sich mit dem Auflösen der Gleichung (2.4). Sie sind abhängig von der verwendeten Trägheitsmatrix und den hydrodynamischen Zusätzen, so dass sich die in Gleichung (2.5) definierte Matrix  $\mathbf{C}_h$  aus der Summe der Anteile des starren Körpers und der hydrodynamischen Terme ergibt. Die einzelnen Matrixkomponenten können dem Anhang unter Kapitel A.2.2 entnommen werden.

### 2.2.3. Externe Kräfte und Momente

Auf der rechten Seite der Gleichung (2.5) finden sich die Summen der äußeren auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte und Momente  $\mathbf{H} = [\mathbf{F}^T \mathbf{M}^T]^T$ . Dazu zählen vor allem durch den Schiffsrumpf und dessen Anbauteile entstehende Widerstände und Rückstellkräfte, durch Antriebs-, Propulsions- oder Steuerorgane erzeugte Kräfte und Momente sowie aufgeprägte, äußere Einflüsse wie Wind, Seegang und Strom. Zur Bezeichnung führt SNAME in [114] sogenannte Derivate ein, aus deren Multiplikation mit Zustands- oder Stellgrößen eine Kraft bzw. ein Moment resultiert, z. B.  $\partial X / \partial \dot{u} = X_{\dot{u}}$ . Innerhalb der vorliegenden Arbeit folgt die Darstellung der externen Antriebskräfte und -momente, etwaiger Störungen und anderer Einflüsse dieser Notation durch die Wahl geeigneter Indizes. Die einzelnen Komponenten werden fahrzeugspezifisch über komplexe Beschreibungsvorschriften berechnet, wie sie nach Oltmann und Sharma vor allem in hydrodynamischen Simulationen der Schiffswiderstände bei Umströmung oder bei Interaktion mit den Manövrierorganen angewendet werden [87]. Abkowitz stellt in [2] beispielsweise eine verkürzte Taylorreihenentwicklung bis zur 3. Ordnung vor, die eine ebene Schiffsbewegung nahe einem Arbeitspunkt  $u = u_0$  und  $\Delta u = u - u_0$ , bei Steuerbord-Backbord-Symmetrie unter Berücksichtigung einer Ruderanlage  $\delta$  sowie Vernachlässigung von Querkopplungen zwischen den Beschleunigungen und Geschwindigkeiten adäquat beschreibt. Die resultierenden Polynome sind trotz der vereinfachenden Annahmen komplex und besitzen eine große Anzahl an Parametern, wie sich am Beispiel des Momentes um die Schiffshochachse

$$\begin{aligned} N = & N_0 + N_u \Delta u + N_{uu} \Delta u^2 + N_r r + N_v v + N_{\dot{r}} \dot{r} + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_{\delta} \delta + N_{rrr} r^3 + N_{vvv} v^3 \\ & + N_{\delta\delta\delta} \delta^3 + N_{rr\delta} r^2 \delta + N_{\delta\delta r} \delta^2 r + N_{rrv} r^2 v + N_{vvv} v^2 r + N_{\delta\delta v} \delta^2 v + N_{vv\delta} v^2 \delta \\ & + N_{\delta vr} \delta v r + N_{vu} v \Delta u + N_{vuu} v \Delta u^2 + N_{ru} r \Delta u + N_{ruu} r \Delta u^2 + N_{\delta u} \delta \Delta u + N_{\delta uu} \delta \Delta u^2 \end{aligned} \quad (2.6)$$

zeigt. Ebenso führt das modulare Modell von Oltmann und Sharma aus [87] auf eine vergleichbare Parameterbeschreibung. Als Basis für einen generischen Reglerentwurf, wie er in dieser Arbeit vorgestellt wird, sind diese komplexen Beschreibungen nur bedingt geeignet. Für definierte Anwendungsfälle müssen sie abstrahiert oder vereinfacht werden. Dazu wird nachfolgend auf die wesentlichen Effekte eingegangen und Abstraktionsmöglichkeiten untersucht.

### 2.2.4. Allgemeine Bewegungsgleichung

Die Bewegungsgleichung in Matrixschreibweise nach Gleichung (2.5) wird im Folgenden um die wesentlichen externen Kräfte und Momente  $\mathbf{H}$  auf der rechten Seite zu

$$\underbrace{\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_h(\mathbf{x}) \mathbf{x}}_{\text{Starrkörper}} = \underbrace{\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) \mathbf{x} + \mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e)}_{\text{Rumpf}} + \underbrace{\mathbf{H}_a}_{\text{Aktorik}} + \underbrace{\mathbf{H}_d}_{\text{Störungen}} \quad (2.7)$$

erweitert. Die vorrangig berücksichtigten Terme umfassen die hydrodynamische Dämpfung  $\mathbf{D}_h$ , die Rückstelleffekte  $\mathbf{S}_h$  sowie die Kräfte und Momente resultierend aus den Antriebs- und Stellorganen  $\mathbf{H}_a$  und den Störungen  $\mathbf{H}_d$ , deren Ausprägung und Abstraktion nachfolgend dargestellt wird.

### Dämpfungs- und Rückstellterme

Die Dämpfung der Fahrzeugbewegung wird primär durch die Interaktionen zwischen Fluid und Struktur und der dabei entstehenden Druckkräfte und viskosen Reibungseffekte hervorgerufen. Zudem werden zusätzliche Widerstände bei Fahrt im Seegang erzeugt. Die exakte Berechnung der hydrodynamischen Einflüsse des Schiffsrumpfes und seiner Anbauteile ist komplex und stellt sich vor allem im praktischen Kontext als wenig zweckmäßig dar. Für zusätzliche Ausführungen wird auf die Literatur [78], [87] verwiesen. Im Gegensatz dazu lassen sich empirische Ansätze finden, die durch unterschiedliche Komplexität verschiedene Bewegungs- und Betriebsbereiche abbilden und für einen generischen Reglerentwurf herangezogen werden können.

Klassisch wird zwischen linearen und nichtlinearen Dämpfungseffekten unterschieden. Die linearen Effekte werden laut der Konvention von SNAME als Produkt eines hydrodynamischen Derivats und einem Zustand dargestellt [114]. Die jeweilige Anzahl und Art der hydrodynamischen Derivate richtet sich nach dem Fahrzeug, wie Clarke in [24] zeigt. Daraus folgt für ein sich in sechs Freiheitsgraden bewegendes Unterwasserfahrzeug entstehen beispielsweise 36 linear abhängige Dämpfungsterme, entsprechend der voll besetzten Matrix  $\mathbf{D}_l$ . Allgemein müssen neben den linearen Effekten nichtlineare Einflüsse berücksichtigt werden, wenn sich beispielsweise Anströmwiderstände mit der Fahrzeuggeschwindigkeit oder beim Manövrieren ändern. Zur Abbildung dieser nichtlinearen Effekte werden in der Literatur diverse Näherungsansätze vorgeschlagen, wie beispielsweise über die bereits beschriebene Entwicklung von Taylorreihen unter Berücksichtigung der Terme mit erster und dritter Ordnung, wobei eine große Anzahl an Parametern entsteht. Die beschränkte Praxistauglichkeit dieser komplexen, nichtlinearen Kraft- und Momentenpolynome wurde durch Chislett in [23] bekräftigt.

Norrbin reduzierte in [85] die Dämpfung auf Terme erster und zweiter Ordnung und Skjetne et al. zeigte in [105] deren Anwendbarkeit für ein maßstäbliches Modellschiff. Grundsätzlich lässt sich der dominante Einfluss der linearen und nichtlinearen Dämpfungsglieder den verschiedenen Geschwindigkeitsbereichen des Fahrzeugs zuordnen. So zeigt Fossen in [34, S. 138], dass der lineare Widerstandsanteil für größere Längsgeschwindigkeiten gegen null tendiert. Dennoch ist es aufgrund des nichtlinearen Charakters und der Beschaffenheit der Derivate mit einem beträchtlichen Aufwand verbunden, die Modellparameter eines Schiffes durch Manöver, Experimente oder a-priori Informationen über den gesamten Schiffsarbeitsbereich zu ermitteln. Aus diesem Grund sind weitere Vereinfachungen durchzuführen, indem Parameter zusammengefasst, Einflüsse vernachlässigt und Bewegungen entkoppelt oder Linearisierungen vorgenommen werden. Allgemein lässt sich die hydrodynamische Gesamtdämpfung  $\mathbf{D}_h$  als Summe

$$\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) = \mathbf{D}_l(\mathbf{x}_0) + \mathbf{D}_{nl}(\mathbf{x}) \quad (2.8)$$

mit den arbeitspunktabhängigen, linearen Termen  $\mathbf{D}_l$  und den nichtlinearen, zustandsabhängigen Anteilen  $\mathbf{D}_{nl}$  darstellen.

Die Rückstellterme  $\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e)$  fassen unter Nutzung des Vektors der Fahrzeuglage  $\mathbf{x}_e = [\mathbf{e}^T \ \boldsymbol{\Omega}^T]^T$

**Tabelle 2.1.:** Übersicht typischer Aktoren seegehender Schiffe adaptiert von Lampe et al. [67]

Vortriebsorgane	Manövrierantriebe	Steuerorgane
Festpropeller	Wasserstrahlantriebe (Pump Jet)	Blattruder
Verstellpropeller	Voith-Schneider-Propeller (VSP)	Querstrahlruder
	Propellergondeln (POD-Antriebe)	Rollruder
	Z-Antriebe und Ruderpropeller	

Effekte wie den Auf- oder Abtrieb von Unterwasserfahrzeugen, die Krafterhöhung eines eintauchenden Schiffsrumpfes, die Kraftwirkungen aufgrund von welleninduzierter Bewegung und den damit verbundenen Rückstellmomenten zusammen. Sie sind vor allem bei der Modellierung von Unterwasserfahrzeugen und Schiffen im Seegang und deren Bewegungsstabilisierung mit Tanks oder Flossen zu berücksichtigen. Für die Anwendung von Oberflächenfahrzeugen bei moderaten Seebedingungen sind sie von geringerem Interesse. Für weitere Details wird auf die Literatur [70], [90] verwiesen.

### Kräfte und Momente durch Antriebs- und Manövrierorgane

Für seegehende Schiffe kommen heute eine Vielzahl an Propellern für den Vortrieb und ebenso eine große Bandbreite an Steuerorganen zum Manövrieren und zur Kompensation von äußeren Störungen zum Einsatz. Eine Klassifikation erfolgt nach konventionellen Antriebsorganen, die nur der Schuberzeugung und dem Schiffsvortrieb dienen, reinen Steuerorganen, die Quer- bzw. Hubkräfte erzeugen sowie den steuer- oder drehbaren Antrieben. Bei letzteren werden Vortrieb und Steuerung in einem Aggregat realisiert, wodurch ein konventionelles Ruder überflüssig ist. Die sogenannten Azimuth-Antriebe zeichnen sich dadurch aus, dass die gesamte Einheit zumeist vollständig um die Hochachse gedreht werden kann. Bei Wasserstrahlantrieben erfolgt die Drehung des Schubvektors durch Flügelverstellung und der damit verbundenen Lenkung des Wasserstrahls. Rollruder nehmen innerhalb der Gruppe der Steuerorgane eine gewisse Sonderstellung ein, da diese nicht der Richtungssteuerung eines Schiffes, sondern der Dämpfung der durch Seegang angeregten Rollbewegung dienen. Eine Übersicht typischer Aktoren zeigt die Tabelle 2.1. Weiterführende Klassifikationen und Detailinformationen zu Antriebs- und Steueranlagen und deren Betrieb finden sich in [76], [77].

Zu einer hinreichend genauen, physikalischen Herleitung der durch die Antriebs- und Steuerorgane erzeugten Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_a$  müssen verschiedene Aspekte berücksichtigt werden. Dazu gehören die Wechselwirkung zwischen Schiffsrumpf und Antrieb oder verschiedenen Aggregaten untereinander sowie die äußeren Einflüsse etwa die Anströmung oder den Seegang. Im Folgenden sollen grundlegende Zusammenhänge erläutert und darauf aufbauend applizierbare Modellbeschreibungen für ausgewählte Antriebs- und Manövrierorgane erarbeitet werden.

#### *Vortriebsorgane*

Die konventionellen Propeller mit Wellenanlage sind in der Regel im Achterschiffsbereich in Verbindung mit Blattrudern montiert. Der Antrieb erfolgt direkt oder mit einem Zwischenge triebe über einen Dieselmotor oder in diesel-elektrischer Übertragung. Nachteile dieser konventionellen Schiffsantriebe sind die unzureichenden Steuereigenschaften bei geringen Geschwindigkeiten, die durch zusätzliche Steuerorgane in Form von Querstrahlrudern verbessert werden.

Festpropeller sind Anlagen mit konstanter Flügelstellung, wobei der Vortrieb durch die Drehzahl geändert wird. Bei Verstellpropellern werden die Propellerflügel mittels Hydraulikservomotoren gedreht, die sich im Schiffssinnern oder in der Propellernabe befinden. Als Vorteile werden die erhöhte Effektivität bei geringeren Schiffsgeschwindigkeiten, eine bessere Beherrschung der vom ungleichförmigen Nachstromfeld induzierten Wechsellasten und Vorteile in der Kombination mit weiteren Motoren genannt, wie Molland in [76] ausführt.

Zur mathematischen Beschreibung der Propellerschubkräfte  $F_T$  werden Beiwerte in Abhängigkeit der Fortschrittszahl aus experimentell ermittelten Freifahrtcharakteristiken im homogenen Anströmfeld bestimmt, wobei die Fortschrittszahl die Kopplung zur Propeller-Anströmgeschwindigkeit herstellt. Nach Fossen können die Beiwerte für bestimmte Bereiche mittels Regressionspolynomen linear approximiert werden [33]. Die Schubkraft eines Festpropellers kann nach Scharnow unter Berücksichtigung des Propellerdurchmessers und der Drehzahl berechnet werden [95], wodurch sich unter Verwendung der Parameter  $T_{nn}$  und  $T_{nu}$  in einem Propeller-Arbeitsbereich  $p_0$

$$F_T(p_0) = T_{nn}(p_0)n_p|n_p| + T_{nu}(p_0)n_p u_p \quad (2.9)$$

ergibt. Einzeln betriebene Propeller erzeugen aufgrund inhomogener Anströmung zusätzlich querkraftinduzierte Drehmomente, die sich mit einer geraden Anzahl gegenläufiger Propeller aufheben lassen. Das entstehende Moment wird analog berechnet. Da Effekte durch instationäre Strömungen (durch Luftso, Kavitation, Wasserein- und -austaubewegungen, welleninduzierte Grenzschichten), große Schubsprünge oder Umsteuermanöver vernachlässigt werden, gelten diese Gleichungen nur für quasistationäre Zustände. Außerdem ist die Anströmgeschwindigkeit aufgrund der Form des Unterwasserschiffes von der Schiffsgeschwindigkeit verschieden und kann über die sogenannte Nachstromziffer ermittelt werden. Diese wiederum lässt sich aus Ermangelung an zugrundeliegenden Daten lediglich aus dem Blockkoeffizienten des Schiffsrumpfes abschätzen, wie Lampe et al. in [66] beschreiben.

Bei einem Verstellpropeller ändern sich mit der Steigung der Flügel auch die Anströmverhältnisse, so dass die Gleichungen für Festpropeller nicht mehr gültig sind. Wie von Zheng in [124] beschrieben, wird dies in der Praxis lediglich in der Funktion der Beiwerte berücksichtigt, in die der Einstellwinkel einfließt, der als Drehwinkel des Propellerflügels um die Flügelachse definiert ist. Für Propeller in Düsen kommt in erster Näherung für die Berechnung der Schubkraft ein Summand für die Wirkung der Düse hinzu. Das Verhältnis der Kräfte, die durch Propeller und Düse produziert werden, variiert nach Scharnow ebenfalls mit der Fortschrittsziffer [95].

### **Steuerorgane**

Zur Modellierung eines passiven Ruders werden die Ruderflächen nach Scharnow danach unterschieden, ob sie sich innerhalb oder außerhalb des Propellernachstroms befinden [95]. Die Kräfte am Ruder werden deshalb häufig für unterschiedlich angeströmte Teilflächen ermittelt und aufsummiert. Die Berechnung der hydrodynamischen Kräfte am Ruder basiert nach Molland und Turnock auf der Tragflügeltheorie, wonach eine Widerstandskraft  $F_D$  in Richtung der Anströmung und eine Auftriebskraft  $F_L$  senkrecht dazu erzeugt werden [77]. Die Kraftkomponenten am Ruder  $\mathbf{F}_\delta = [F_D \ F_L]^T$  lassen sich allgemein durch

$$\mathbf{F}_\delta = \frac{\rho_w}{2} \mathbf{c}_\delta(\delta) A_\delta u_\delta^2 \quad (2.10)$$

ausdrücken. Der Vektor  $\mathbf{c}_\delta$  gibt die Widerstandsbeiwerte an,  $A_\delta$  ist die angeströmte Ruderfläche und  $u_\delta$  stellt die Anströmgeschwindigkeit am Ruder dar. Die Widerstandsbeiwerte im Bezugssystem des jeweiligen Körpers, im konkreten Fall des Ruders, können für einfache Formen einschlägigen Nachschlagewerken entnommen werden, z. B. [9], [77]. Bei Verwendung eines Blattruders als Steuerorgan für Schiffe lassen sich die resultierenden schiffsfesten Längs- und Querkräfte durch Transformation der Ruderkräfte unter Berücksichtigung des Ruderwinkels und der resultierenden effektiven Anströmfläche berechnen, wie beispielsweise Oltmann und Sharma in [87] ausführen. Letztlich erzeugt die Ruderquerkraft das gewünschte Giermoment zur Drehung des Schiffes unter Berücksichtigung des Abstandes zwischen Rudereinbauort und Massenschwerpunkt des Fahrzeugs.

Die in den 1950er Jahren entwickelten Querstrahlruder umfassen Propeller, die in Rohrkanälen quer zur Mittschiffslinie im Vor- und/oder Achterschiff angeordnet sind und je nach Dreh- und Durchströmrichtung eine Steuerwirkung nach Back- oder Steuerbord erzeugen. Querstrahlruder werden mit Verstellpropellern oder Festpropellern realisiert. Aufgrund der vereinfachten Anordnung des Antriebs in einem Stromkanal lässt sich die Nominalkraft eines Strahlruders im Gegensatz zu herkömmlichen Propellerantrieben, beschrieben nach Gleichung (2.9), über die Gesetzmäßigkeiten von Bernoulli unter Berücksichtigung von Geometrie- und Leistungsparametern berechnen, siehe z. B. Lampe et al. [66]. Querstrahlruder lassen sich nur effektiv zur Verbesserung der Manövrierfähigkeit bei kleinen Geschwindigkeiten einsetzen, wenn beispielsweise die Heckrunderwirkung infolge der geringen Fahrt stark reduziert ist. Untersuchungen von Meyer in [72] haben gezeigt, dass die Steuerwirkung der Strahlruder mit zunehmender Längsgeschwindigkeit des Schiffes abnimmt, wodurch sich eine Abhängigkeit der effektiven Schubkraft zum Verhältnis der Schiffsgeschwindigkeit zur erzeugten Strahlgeschwindigkeit des Antriebs ergibt. Damit beschränkt sich der Einsatz auf das Manövrieren bei geringen Geschwindigkeiten wie beim An- und Ablegen im Hafen und beim dynamischen Positionieren.

### ***Manövrierantriebe***

Zur Gruppe der Manövrierantriebe gehören drehbare Azimuth-Antriebe sowie spezifische Aggregate, zu denen beispielsweise Wasserstrahlantriebe und VSPs zählen. Wasserstrahlantriebe werden vor allem als Hauptantriebe für Hochgeschwindigkeitsfahrzeuge eingesetzt. Nach dem Prinzip der Kreiselpumpe wird Wasser angesaugt, der Druck erhöht, um über eine Düse unter oder über Wasser mit erhöhter Geschwindigkeit ausgestoßen zu werden. Die Schubkraft resultiert aus der Impulsdifferenz und kann in ihrer Richtung über die hydraulische Ansteuerung der Düse verändert werden. Eine Spezialausführung sind die sogenannten Bug Pumpjets, die klassischerweise als Manövrierhilfe insbesondere in flachen Gewässern zum Einsatz kommen. Der resultierende Schub berechnet sich nach Allison aus den bewegten Massenströmen und der relativen Strahlgeschwindigkeit [5].

Eine völlig eigenständige Entwicklung stellen Voith-Schneider-Propeller dar. Eine Rotorplatte mit vertikaler Drehachse ist in den Schiffsboden eingelassen. Am äußeren Rand der Platte sind vertikal verlaufende Flügel befestigt, deren relative Anstellung in  $xy$ -Richtung über einen Kontrollpunkt variiert werden kann. Der erzeugte Schub hängt in Amplitude und Richtung sowohl von der Neigung der Flügel als auch von der Rotationsgeschwindigkeit der Platte ab. Diese innovative Konstruktion erlaubt hochdynamisches Manövrieren, wie beispielsweise das Drehen auf der Stelle oder eine schnelle Umkehr des Schubvektors ohne störende Drehbewegungen oder langsame Drehzahländerungen, wie z. B. Scharnow in [95] ausführt.

Azimuth-Antriebe können  $360^\circ$  um ihre Hochachse geschwenkt werden. Die Rotation des Antriebs und damit des Schubvektors bewirkt ein entsprechendes Steuermoment. Bei Z-Antrieben, auch Ruderpropeller genannt, handelt es sich um einen schwenkbaren Festpropeller in einer Düse, wobei die vorwiegend diesel-elektrische Antriebseinheit im Schiffsrumpf untergebracht ist. Ein POD-Antrieb hingegen wird von einem Elektromotor betrieben, der in einer Gondel direkt in der Flucht zum Propeller unter Wasser angeordnet ist. Insbesondere bei einer Zuganordnung, der Propeller befindet sich in Fahrtrichtung vor der Gondel, kann die leistungsabhängige Baugröße von Motor und Gondel zu großen Strömungswiderständen führen. Durch Verdrehung der Gondel werden zusätzliche Wirkungen ähnlich einem Passivruder erzeugt. Der POD-Antrieb kann daher allein als Vortriebs- und Steueraggregat eingesetzt werden. Aufgrund dieser Eigenschaften wird mit POD-Antrieben auch bei geringen Schiffsgeschwindigkeiten eine hohe Manövrierfähigkeit erreicht. Azimuth-Antriebe lassen sich als Propeller in schräger Anströmung betrachten, was vor dem Hintergrund der komplexen hydrodynamischen Zusammenhänge der Gegenstand zahlreicher theoretischer und experimenteller Untersuchungen ist, z. B. in Carlton [22]. Für regelungstechnische Einsatzzwecke können die physikalischen Effekte in die Teilsysteme Festpropeller in schräger Anströmung, und Schaft mit Gondel gliedern, wobei sich die Kräfte und Momente in Näherung durch die Gleichungen (2.9) und (2.10) berechnen lassen.

Untersuchungen von Lampe et al. in [67] haben zudem gezeigt, dass Wechselwirkungseffekte unter einzelnen drehbaren Antrieben die Effizienz in hohem Maße herabsetzen, besonders wenn ein weiterer Antrieb in oder entgegen der Schubrichtung positioniert ist. In Ermangelung generalisierter Daten zur Modellierung dieser Effekte sind die Interaktionen durch ein übergeordnetes Regime zu minimieren, beispielsweise durch die Definition verbotener Sektoren für die Azimuth-Antriebe in Abhängigkeit von der Anordnung der Antriebseinheiten am Schiffsrumpf.

### Terme zur Störmodellierung

Zur Nutzung im Bereich der Fahrzeugführungssysteme ist es zumeist ausreichend, die Störgrößeneffekte von Wind und Seegang durch Superposition einer gleichförmigen und einer stochastischen Komponente mit

$$\mathbf{H}_d = \mathbf{H}_w + \mathbf{H}_s \quad (2.11)$$

darzustellen und den zusammengefassten Störvektor  $\mathbf{H}_d$  der Bewegungsgleichung hinzuzufügen, wenngleich die physikalischen Effekte nach Fossen additiv und multiplikativ wirken [34]. Die Strömung hingegen kann nach Fossen auf der Zustandsebene integriert werden, indem der translatorische Geschwindigkeitsvektor mit den körperfesten Anteilen des Stromvektors überlagert wird und sich so eine relative Geschwindigkeit ergibt [34].

#### *Wind*

Die statische Kraftwirkung des Windes  $\mathbf{H}_w$  lässt sich mittels Widerstandsberechnungen des Überwasseranteils des Fahrzeugs darstellen, wobei der Wind nach Benedict und Wand als relativ zur Erdoberfläche angesehen wird [11]. Für die unterschiedlichen Freiheitsgrade ergeben sich die Kräfte und Momente entsprechend zu

$$\mathbf{H}_w = \frac{\rho_a}{2} \mathbf{c}_w(\alpha_{rw}) \mathbf{V}_{rw}^2 \mathbf{A}_w, \quad (2.12)$$

wobei die relativen Größen der Windgeschwindigkeit  $\mathbf{V}_{rw}$  und des Windangriffswinkels  $\alpha_{rw}$ , die Widerstandsbeiwerte der Schiffsaufbauten in die jeweilige Achsrichtung  $\mathbf{c}_w(\alpha_{rw})$ , die projizierten Frontal- und Lateralflächen ( $\mathbf{A}_w$ ) mit Berücksichtigung der Höhenabstände zu den zugehörigen Flächenschwerpunkten und die Überwasser-Gesamtlänge des Fahrzeugs einfließen. Der Wind als Störgröße wird im erdfesten Koordinatensystem unter Nutzung des absoluten Windvektors bestehend aus der Geschwindigkeit und der Richtung definiert und kann praktisch über ein Anemometer gemessen werden. Über eine Transformation lassen sich die körperfesten Geschwindigkeitskomponenten im Schiffskoordinatensystem unter Verwendung der Lagewinkel des Fahrzeugs berechnen. Die Komponenten der Relativgeschwindigkeit des Windes werden über die Differenz mit den translatorischen Komponenten der Bewegung des Fahrzeugs ermittelt. Durch Übergang zu Polarkoordinaten ergeben sich schließlich der relative Windwinkel und die Windgeschwindigkeit zur Verwendung mit Gleichung (2.12). Die Beiwerte  $\mathbf{c}_w(\alpha_{rw})$  können experimentell durch Windkanaluntersuchungen mit maßstäblichen Modellen oder numerisch über verschiedene Näherungsverfahren für unterschiedliche Rumpfgeometrien bestimmt werden. Außerdem lassen sich Beiwerte für Standardschiffe aus der einschlägigen Literatur entnehmen, z. B. Fossen [34] oder Benedict und Wand [11].

### Windinduzierter Seegang

Die Kraft- und Momentenkomponenten des windinduzierten Seegangs  $\mathbf{H}_s$  werden über stochastische Ansätze beschrieben. Für die unterschiedlichen Effekte von sich aufbauender, ausgeprägter oder abflauender Windsee werden in der Literatur verschiedene Spektren  $S(\omega)$  vorgeschlagen, die sich über zwei oder mehr Parameter bedaten lassen, vergleiche Perez [90] und Korte et al. [54]. Für regelungstechnische Betrachtungen kann der Einfluss des windinduzierten Seegangs über eine lineare Filterstruktur 2. Ordnung mit der allgemeinen Übertragungsfunktion

$$G_s(s) = \frac{y(s)}{d(s)} = \frac{K_\omega s}{s^2 + 2\lambda\omega_0 s + \omega_0^2}, \quad (2.13)$$

aus mittelwertfreiem weißen Rauschen abstrahiert werden. Die Verstärkung  $K_\omega = 2\lambda\omega_0\sigma$  berechnet sich unter Berücksichtigung der Wellenintensität  $\sigma$ , der dominierenden Wellenfrequenz des betrachteten Spektrums  $\omega_0$  und einem Dämpfungskoeffizienten  $\lambda$ . Die eingeführte lineare Beschreibung kann auf die einzelnen betrachteten Freiheitsgrade erweitert werden, so dass sich im allgemeinen Fall die Verknüpfung mit der Bewegungsgleichung über  $\mathbf{H}_s(s) = \text{diag}\{X_s(s), \dots, N_s(s)\}$  ergibt. Die Anpassung des Filters an definierte Seegangsspektren erfolgt über die Berechnung des Leistungsdichtespektrums  $P_{yy}(\omega) = |G_s(j\omega)|^2$  und dem Vergleich mit dem abzubildenden Spektrum  $S(\omega)$ . Die Betrachtung der Maxima bei  $P_{yy}(\omega_0) = S(\omega_0)$  führt zur Berechnungsvorschrift der Wellenintensität  $\sigma^2 = \max(S(\omega))$ . Der Dämpfungskoeffizient  $\lambda$  wird anschließend durch Angleichung der Leistungsdichtespektren des Filters und des Seegangs im Sinne einer quadratischen Fehlerminimierung ermittelt, wie Fossen in [34] ausführt.

Die bisherigen Ausführungen beziehen sich auf die Anregung nicht eigenständig fahrender Objekte, beispielsweise bei einer DP-Operation. Bewegt sich das Fahrzeug mit einer Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u_0$  sind die dominierenden Wellenfrequenzen an die mittlere Begegnungsrichtung des Seegangs anzupassen. Die zu berücksichtigende Begegnungsfrequenz ergibt sich nach Perez als Funktion der dominierenden Wellenfrequenz des betrachteten Spektrums, der Arbeitspunktgeschwindigkeit und dem Begegnungswinkel als Differenz zwischen dem Kurs des Schiffes und der Seegangsrichtung [90]. Drifteffekte können nach Lantos und Márton gesondert durch Superposition hinzugefügt werden [68].

### **Strom**

Strömungen werden mittels vektorieller Addition der Eigenbewegung des Schiffs durch das Wasser  $\mathbf{v}$  und der externen Strömung im körperfesten Koordinatensystem  $\mathbf{v}_c$  berücksichtigt, wobei nach Fossen der Vektor der Relativbewegung  $\mathbf{v}_r = \mathbf{v} + \mathbf{v}_c$  entsteht [34]. Die Strömung wird als dreh- und wirbelfrei angesehen, so dass spezifische Drehkomponenten entfallen. Diese Annahme gilt allerdings nur für großskalige Strömungen, bei denen die Änderung über Ort und Zeit vernachlässigt werden können. Bei anderen Rahmenbedingungen wird auf die Ausführungen in Lampe et al. [66] und Korte et al. [53] verwiesen. Praktisch werden die Geschwindigkeitskomponenten der Strömung in erdfesten Koordinaten angegeben, so dass die körperfesten, translatorischen Geschwindigkeitskomponenten der Strömung durch Transformation aus den korrespondierenden, erdfesten Komponenten  $\mathbf{V}_c$  mittels

$$\mathbf{v}_c = \mathbf{R}_e^b(\boldsymbol{\Omega})\mathbf{V}_c \quad (2.14)$$

berechnet werden. Die Strömung integriert sich nachfolgend über die Abbildung mittels relativer Geschwindigkeitskomponenten in die verschiedenen Bestandteile der Bewegungsgleichung (2.5) sowie der hydrodynamischen Dämpfungseffekte nach (2.8). Die Bewegungsgleichung (2.7) wird folglich zu

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}}_r + \mathbf{C}_h(\mathbf{x}_r)\mathbf{x}_r = \mathbf{D}_h(\mathbf{x}_r) + \mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d \quad (2.15)$$

angepasst, wobei nach Do und Pan sowie Fossen die relative Ausprägung der Zustandsgrößen mit  $\mathbf{x}_r = [\mathbf{v}_r^T \ \boldsymbol{\omega}^T]^T$  Berücksichtigung findet [26], [34].

### **2.2.5. Reduktion der Bewegungsfreiheitsgrade**

Während die komplexen Bewegungsgleichungen (2.5) vornehmlich für die vollständige Beschreibung der freien Bewegung von AUVs und ROVs sowie für die Simulation von Oberflächenfahrzeugen im Seegang mit allen Einflüssen verwendet werden, wie es beispielsweise Krishnamurthy et al. in [57] zeigen, ist es für den modellgestützten Entwurf von GNC-Systemen zweckmäßig, die allgemeinen Bewegungsgleichungen in reduzierte Untersysteme zu zerlegen. Dabei entscheidet die jeweilige Anwendung, der aktuelle Betriebszustand und der Fahrzeugtyp über das zu verwendende Teilmodell. Bei einem frei beweglichen Unterwasserfahrzeug kommen zumeist zwei Teilsysteme zum Einsatz, eines zur Beschreibung der ebenen horizontalen Bewegung in konstanter Tiefe und ein zweites für die vertikale Tauchbewegung durch die Wassersäule. Exemplarisch dazu sei auf die Ausführungen in [44], [101] und [92] verwiesen.

Im Bereich der Oberflächenfahrzeuge wird die Bewegung eines Schiffes häufig auf die ebene Wasseroberfläche reduziert. Als Spezialfälle gelten die Betrachtung zur Anwendung im DP-Bereich, wo nach Sørensen und Strand sowie Koschorrek et al. zusätzlich zu der horizontalen Bewegung die rotatorischen Freiheitsgrade der Roll- und Stampf-Bewegung untersucht werden [56], [110]. Auch sind diese Systeme häufig geprägt von starken Struktur-Interaktionen z. B. bei Kabellegern, Schwerlast-Kranen, Baggern und Schleppverbänden, wie beispielsweise Sørensen in [108] detailliert ausführt.

Ausgehend von den genannten Differentialgleichungen für Wasserfahrzeuge in sechs Freiheitsgraden sollen im Folgenden Vereinfachungen für Schiffe vorgenommen werden, die sich ausschließlich auf der nahezu ungestörten Wasseroberfläche bewegen. Für derartige Fahrzeuge und

Betriebszustände können der translatorische Freiheitsgrad der Tauchbewegung  $w$  sowie die rotatorischen Freiheitsgrade der Roll- und Stampfbewegung  $p$  und  $q$  vernachlässigt werden ( $w, p, q \approx 0$ ). Damit vereinfachen sich die nichtlinearen Bewegungsgleichungen (2.5) unter Nutzung des resultierenden Zustandsvektors  $\mathbf{x} = [u \ v \ r]^T$  für die Schwerpunktbewegung in drei Freiheitsgraden (3 DOF). Die Masse- und Trägheitsmatrix  $\mathbf{M}_h$  sowie die Anteile der Coriolis- und Zentripetalterme  $\mathbf{C}_h$  reduzieren sich entsprechend auf die betrachteten Zustände. Für  $\mathbf{M}_h$  ergibt sich nach den Erläuterungen aus Kapitel 2.2.2 folglich die Diagonalmatrix

$$\mathbf{M}_h = \begin{bmatrix} m+X_{\dot{u}} & 0 & 0 \\ 0 & m+Y_{\dot{v}} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz}+N_{\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

einschließlich der hydrodynamischen Komponenten. Die betrachteten äußeren auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte und Momente simplifizieren sich zu  $\mathbf{H} = [X \ Y \ N]^T$ . Nach Auflösung der Matrixgleichung (2.5) wird das System in 3 DOF mit

$$\begin{aligned} m_x \dot{u} - m_y r v &= X \\ m_y \dot{v} + m_x r u &= Y \\ J_z \dot{r} + (m_y - m_x) u v &= N, \end{aligned} \quad (2.17)$$

unter Einführung der summierten Trägheitsgrößen  $m_x = m + X_{\dot{u}}$ ,  $m_y = m + Y_{\dot{v}}$  und  $J_z = J_{zz} + N_{\dot{r}}$  dargestellt. Der Term  $(m_y - m_x)uv$  innerhalb der Drehmomentengleichung wird als instabiles Moment (Munk-Moment) bezeichnet. Es ist nach Schmitz vernachlässigbar gegenüber den anderen Termen der Momentengleichung und wird durch die Messung der äußeren Momente im Betriebspunkt mit erfasst [96].

## 2.2.6. Lineare Modellbeschreibung

### Linearisierte Bewegungsgleichung

Ebenso wie bei der Reduktion der Modelle auf bestimmte Freiheitsgrade werden wahlweise nichtlineare oder linearisierte Bewegungsgleichungen verwendet, die als Grundlage für die Reglersynthese, zur umfänglichen Betriebssimulation in der nautischen Ausbildung oder zur Routenplanung von Schiffen und Fahrzeugverbänden dienen. Bei der Bewegungssimulation werden klassischerweise nichtlineare Modellanteile eingesetzt, wie sie durch die Gleichungen (2.17), (2.8) sowie in den Ausführungen zu den Rückstelleffekten, zu den Beschreibungsansätzen für Wirkungen der Antriebs- und Steuerorgane und zu den Störgrößen mit Gleichung (2.11) definiert wurden. Für die Reglersynthese sind diese an die konkrete Anwendungen zu adaptieren. Damit eine nichtlineare Modellbasis auch gekoppelte Bewegungsverläufe ausreichend abbilden kann, müssen die Modelle in entsprechendem Umfang aufwändig bedatet werden. Außerdem sind generische Entwurfstools für nichtlineare Regelungen und zur Untersuchung der Stabilität der Regelkreise nur eingeschränkt verfügbar, so dass Spezialentwicklungen resultieren.

Im Gegensatz dazu fußen die Verfahren zum Entwurf linearer Steuerungen und Regelungen auf einer validierten theoretischen Basis, denen lineare Beschreibungen des Bewegungsverhaltens der maritimen Fahrzeuge zugrunde liegen. Diese lassen sich mittels Taylorreihenentwicklung der nichtlinearen Modellanteile mit Abbruch nach dem linearen Glied generieren. Daraus re-

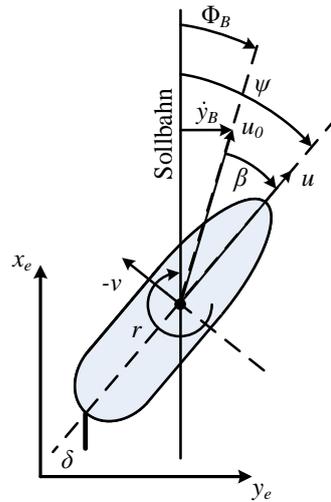


Abbildung 2.4.: Winkelbeziehungen der ebenen Schiffsbewegung

sultieren Beschreibungen, die innerhalb eines definierten Arbeitsbereiches, beispielsweise bei konstanter Schiffsgeschwindigkeit oder kleinen Drehwinkeländerungen, gültig sind. Der Entwicklungspunkt der Taylorreihe wird folglich durch den Arbeitspunkt (AP) um die Zustände  $\mathbf{x}_0$  und die auftretenden Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_0$  definiert, wobei es sich um einen Gleichgewichtszustand des Systems handelt in dem keine beschleunigten Bewegungen auftreten. Für den Schiffsbetrieb bedeutet dies beispielsweise eine konstante (stabilisierte) Schiffsgeschwindigkeit bei einer nahezu konstanten durch den Propeller erzeugten Schubkraft.

Bei der Linearisierung wird an die nichtlineare Funktion im AP eine Gerade angelegt, die somit nur kleine Änderungen um den AP abbildet. In Gleichung (2.18) sind diese Differenzen durch den Ausdruck  $\Delta \mathbf{x} = \mathbf{x} - \mathbf{x}_0$  beschrieben. Im AP kommt es zu einer Kompensation der externen Kräfte und Momente erzeugt durch Antriebe und Widerstände. Für kleine Abweichungen um diesen Gleichgewichtspunkt entstehen Differenzkräfte und -momente, die sich durch

$$\mathbf{M}_h \Delta \dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{D}_h(\mathbf{x}_0) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}_0)) \Delta \mathbf{x} + \mathbf{S}_h(\Delta \mathbf{x}_e) + \Delta \mathbf{H}_a + \Delta \mathbf{H}_d. \quad (2.18)$$

ausdrücken lassen. Durch die Linearisierung ergeben sich innerhalb der verwendeten Matrizen für Trägheit, Dämpfung, Rückstelleffekte sowie innerhalb der Coriolis- und Zentripetalterme konstante, arbeitspunktabhängige, hydrodynamische Derivate, die praktisch während Manövrierversuchen innerhalb der jeweiligen Arbeitspunktgrenzen ermittelt werden.

### Kursmodell

Da sich nach der Linearitätsforderung die Längsgeschwindigkeit durch kontinuierliche Stelleingriffe im geregelten Prozess kaum ändert, kann eine Entkopplung des Gleichungssystems (2.17) erfolgen, wonach die Längsgeschwindigkeitsgleichung ( $X$ ) von den Querkraft- und Giermomentengleichung ( $Y$  und  $N$ ) entkoppelt werden. Unter Berücksichtigung der Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u = u_0 = const$  ergibt sich das Richtungssteuerungsmodell (2 DOF) eines Standardschiffes unter Einführung des Ruderwinkels  $\delta$  und der zugehörigen konstanten Derivate  $Y_{\delta}$

und  $N_\delta$  sowie der aus der Linearisierung stammenden Dämpfungs- und Querkoppelglieder  $Y_v$ ,  $Y_r$ ,  $N_v$ ,  $N_r$  zu

$$\begin{aligned} m_y \dot{v} + m_x r u_0 &= Y_v v + Y_r r + Y_\delta \delta \\ J_z \dot{r} &= N_v v + N_r r + N_\delta \delta. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Die aus der Linearisierung resultierenden  $\Delta$ -Größen wurden aus Gründen der Lesbarkeit durch die Zustände selbst ersetzt. Zur weiteren Darstellung und Bewertung des Kursmodells werden üblicherweise Übertragungsfunktionen verwendet. Nach Laplace-Transformation der Gleichungen (2.19) in den Bildbereich und Zufügen des Kurses  $\psi$  als zusätzlichen Zustand nach der Definition aus Abbildung 2.4 ergibt sich

$$v(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{m_y} \cdot [Y_v v(s) + (Y_r - m_x u_0) r(s) + Y_\delta \delta(s)] \quad (2.20)$$

$$r(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{J_z} \cdot [N_v v(s) + N_r r(s) + N_\delta \delta(s)] \quad (2.21)$$

$$\psi(s) = \frac{1}{s} \cdot r(s). \quad (2.22)$$

Zur Bildung der Übertragungsfunktion  $G_{\psi\delta}(s)$  mit dem Ruderwinkel  $\delta$  als Eingang und dem Kurs als Ausgang wird Gleichung (2.21) nach der Quergeschwindigkeit umgestellt und in (2.20) eingesetzt. Durch Auflösen nach der Drehrate  $r(s)$  und Einsetzen in (2.22) kann die Kursübertragungsfunktion

$$G_{\psi\delta}(s) = \frac{\psi(s)}{\delta(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{B_1 s + B_2}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} = \frac{K_s (1 + sT_{d1})}{s(1 + sT_{s1})(1 + sT_{s2})} \quad (2.23)$$

mit den Polynomparametern  $B_i$  und  $A_i$  berechnet werden. Durch Übergang zur Zeitkonstantenform lassen sich nach Nomoto et al. und Majohr et al. die Streckenverstärkung  $K_s$  als Maß für die Drehfähigkeit des Schiffes, die Nullstelle  $T_{d1}$  sowie die Verzögerungen  $T_{s_i}$  als Maß für die Trägheit des Schiffes darstellen [71], [84].

## Bahnmodell

Durch den Einfluss von Wind oder Strömung kann ein Schiff quer versetzen, ohne den Kurs zu ändern. Die resultierende Querabweichung von einer definierten geraden Sollbahn wird von einem Kompass nicht erfasst und ist durch  $y_B$  definiert. Um einer derartigen Sollbahn zu folgen, ist eine Kursregelung nicht ausreichend. Es bedarf einer zusätzlichen Bahnregelung, die den Bezug zum erdfesten Koordinatensystem in Form von Bahngleichungen herstellt. Zur Definition der Winkelbeziehungen der ebenen Schiffsbewegung lässt sich wiederum die Abbildung 2.4 heranziehen. Für die Änderung der Querabweichung von einer Bahn nach Nord gilt danach

$$\dot{y}_B = u_0 \sin(\Phi_B). \quad (2.24)$$

Im Bahnregelungsbetrieb kann von kleinen Abweichungen der Bahnwinkeldifferenz zur Sollbahn  $\Phi_B$  ausgegangen werden, so dass dieser mit der Differenz aus dem Kurswinkel  $\psi$  und

dem Gierwinkel  $\beta$  zu

$$\dot{y}_B \approx u_0 \Phi_B \approx u_0(\psi - \beta) \quad (2.25)$$

approximiert werden kann. Unter der Berücksichtigung, dass auch der Gierwinkel klein ist, lässt er sich durch die Quergeschwindigkeit

$$v = -u_0 \sin(\beta) \approx -u_0 \beta \quad (2.26)$$

ausdrücken. Das Richtungssteuermodell wird unter Berücksichtigung des Gierwinkels zu

$$\begin{aligned} \beta(s) &= -\frac{1}{s} \cdot \frac{1}{u_0 m_y} \cdot [-Y_v u_0 \beta(s) + (Y_r - m_x u_0) r(s) + Y_\delta \delta(s)] \\ r(s) &= \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{J_z} \cdot [-N_v u_0 \beta(s) + N_r r(s) + N_\delta \delta(s)] \\ \psi(s) &= \frac{1}{s} \cdot r(s) \end{aligned} \quad (2.27)$$

modifiziert. Mit der Gierwinkelübertragungsfunktion, die sich analog zu Gleichung (2.23) berechnen lässt, wird durch Einsetzen in (2.25) mit Übergang in den Bildbereich die Bahnabstandsübertragungsfunktion  $G_{y_B \delta}(s)$  als

$$G_{y_B \delta} = \frac{y_B(s)}{\delta(s)} = \frac{u_0}{s} \cdot \left[ \frac{\psi(s)}{\delta(s)} - \frac{\beta(s)}{\delta(s)} \right] = \frac{K_y}{s^2} \cdot \frac{(1 + sT_{d1})(1 - sT_{d2})}{(1 + sT_{s1})(1 + sT_{s2})} \quad (2.28)$$

unter Verwendung der Streckenverstärkung  $K_y$ , der Nullstellen  $T_{d_i}$  sowie der Verzögerungen  $T_{s_i}$  formuliert, wie es beispielsweise durch Ladisch in [64] gezeigt wurde.

### 2.3. Bahngenerierung und -überwachung

Bei der Generierung von Bahnen oder Trajektorien sind verschiedene Randbedingungen zu berücksichtigen. Grundsätzlich erfolgt bei der Erstellung einer Bahn lediglich eine ortsabhängige Vorgabe. Im Gegensatz dazu wird bei einer Trajektorie ein Orts- und Zeitbezug hergestellt. Beim Einsatz von hochdynamischen Fahrzeugen wie AUVs und USVs oder kleinerer (auch bemannter) Vermessungsfahrzeuge spielt die modellgestützte Planung von Bahnen oder Trajektorien eine untergeordnete Rolle, da sich durch ihre dynamischen Eigenschaften auch bei unangepassten geplanten Verläufen nur geringe Abweichungen ergeben, die durch die Regelungen zumeist schnell ausgeglichen werden können oder das Aufstoppen des Fahrzeugs durch einen Bediener nur sehr kleinen Manöverraum beansprucht. Folglich werden vor allem Methoden zur automatisierten Bahnplanung für unbemannte Fahrzeuge oder Verbände eingesetzt, um eine möglichst vollständige Abdeckung eines Areals für Vermessungsaufgaben zu erreichen. Diese Planungen erfolgen zumeist für räumlich begrenzte Reviere mit keiner nennenswerten Berufsschiffahrt oder anderem Gefahrenpotential, wie widrige Umweltbedingungen oder großräumige Unterwasserstrukturen. Für die Berufsschiffahrt sind automatisierte Bahnplanungen nur bedingt geeignet, auch weil das nautische Personal nicht ausreichend in den Planungsentscheidungsprozess eingebunden ist. Hier werden aktuell nur sehr konservative Wegpunktplanungsmethoden zur Vorgabe von Transitbahnen bei Marschfahrt im freien Seeraum eingesetzt.

### 2.3.1. Wegpunktplanungen

In der nautischen Praxis werden Vorgabebahnen überwiegend mittels geografischer Wegpunktplanungen durch das zuständige nautische Personal erzeugt. Vorzugsweise in der elektronischen Seekarte (ECDIS) wird eine endliche Menge an Stützstellen festgelegt, die durch gerade Teilstücke unter einem sich ergebenden Bahnwinkel  $\Phi_B$  verbunden werden. Bei einer Änderung des Bahnwinkels dreier aufeinander folgender Wegpunkte wird ein kreisbogenförmiges Segment in die Bahnvorgabe eingefügt. Dies erfolgt unter manueller Vorgabe eines Drehkreisradius oder einer Drehrate bei konstant geplanter Fahrzeuggeschwindigkeit nach  $R_B = u_0/r$ . Zu den geplanten Wegpunkten entstehen folglich zusätzliche Stützstellen, in denen der Kreisbogen beginnt bzw. endet. Die Realisierbarkeit des krummlinigen Teilstücks hängt wesentlich von der Manövrierfähigkeit des jeweiligen Fahrzeugs und den aktuellen Umweltbedingungen ab. In den Übergangsstellen von der Geraden in einen Kreisbogen findet während der Bahnführung, auf Grund der rein kinematisch orientierten Planungsmethodik, ein Sprung der Solldrehrate statt. Folglich entsteht durch die Trägheit des Schiffes eine Bahnabweichung. Um diese Abweichung bei Einfahrt in das gekrümmte Bahnsegment zu reduzieren, wird ein zusätzlicher Bahnpunkt auf der Geraden generiert. Bei Erreichen dieses sogenannten Wheel over Point (WOP) wird das Kursänderungsmanöver eingeleitet und die Drehung des Fahrzeugs bereits auf der Geraden begonnen. Dieser Vorhalt muss durch das System auf Grundlage der allgemeinen Schiffsspezifika, der aktuellen Bewegungszustände und des geplanten Bahnabschnitts ermittelt werden. Abbildung 2.5 zeigt die Planungsmethode exemplarisch. Vor dem Start des Bahnführungsprozesses wird die vorgegebene Bahn unter Nutzung der in der ECDIS definierten Verkehrsgebiete und der hinterlegten Umgebungsbedingungen geprüft, gesichert und aktiviert. Nach Aktivierung ist sie vor Schreibzugriffen zu schützen.

Heutige Systeme erlauben zudem die Vorgabe zusätzlicher Bahnabschnittsattribute, wie beispielsweise der maximalen Schiffsgeschwindigkeit oder der gewünschten Ankunftszeit am jeweiligen Wegpunkt, wobei das jeweils fehlende Attribut durch das System berechnet wird [121]. Dennoch ist ersichtlich, dass sich diese Art der Planung ausschließlich für die Marschfahrt einsetzen lässt, wobei eine weitgehend entkoppelte Längs- und Steuerbewegung nach Kapitel 2.2.6 angenommen werden kann. Die Planung von Manövern in begrenzten Fahrwassern und höherer Komplexität sind nicht möglich, wie die Untersuchungen im Kapitel A.1 unter Nutzung einer kommerziellen Schiffsführungsanlage zeigen.

Eine Erweiterung der Wegpunktplanungen erfolgt mit dem Übergang zur Berücksichtigung der gekoppelten 3 DOF Bewegung des Schiffes, nach den Definitionen in Kapitel 2.2.5. Zur Planung lassen sich die Linear- und Winkelgeschwindigkeiten des Systems unabhängig voneinander vorgeben, um Geraden, Kreisbögen und weitere gekrümmte Bahnabschnitte zu erzeugen. Durch Hintereinanderschalten der Einzelsegmente werden die kinematischen Zusammenhänge als aufeinander aufbauende Sequenzen berücksichtigt. Die Pfadsegmente werden anschließend auf Geraden und Kreisbögen reduziert, um einen Referenzpfad zu erzeugen, der in der ECDIS ausgewertet und geprüft werden kann. Die dadurch entstehenden Ungenauigkeiten sind erlaubt, wenn sie sich durch Entkopplung einzelner Linear- und Winkelgeschwindigkeiten realisieren lassen. Dadurch entstehende Abweichungen vom Referenzpfad werden wie Störungen des Systems behandelt und durch das Regelungssystem ausgeglichen. In der Planung lassen sich nach Korte et al. außerdem kinematische Übergangsvorgänge berücksichtigen, die das System als zusätzliche Wegpunkte markiert und in die Prüfung als Toleranzgebiet einspeist [51]. Ein derartiges Manöver-Planungssystem bietet die Möglichkeit Bahnen unter Nutzung

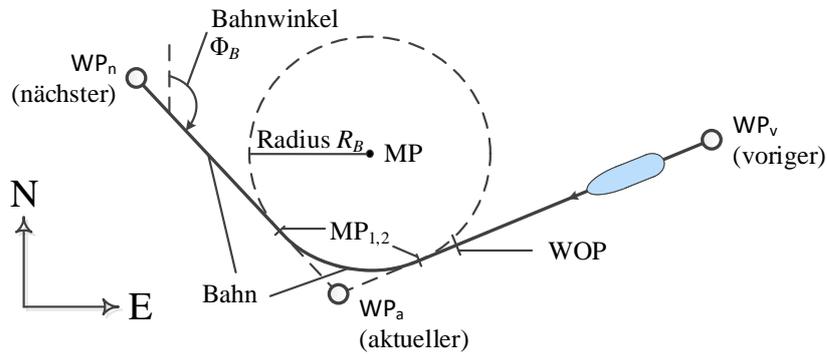


Abbildung 2.5.: Wegpunktorientierte Bahnplanung nach Berking und Huth [14]

der Fahrzeugzustände auf Geschwindigkeitsebene vorzugeben, wodurch sich Manöver im gesamten Geschwindigkeitsbereich inklusive etwaiger DP-Funktionalitäten abbilden lassen. Die Methodik lässt sich nach Kurowski et al. bereits für eine breite Palette von Schiffen mit unterschiedlichen Manövriereigenschaften einsetzen [59]. Analog dazu verwendet beispielsweise Tomera in [115]  $PT_1$ -Übertragungsfunktionen zur Erzeugung der Referenzverläufe für die 3 DOF Geschwindigkeitskomponenten eines Modellfahrzeugs.

### 2.3.2. Planungsreferenzmodelle

Neben den nautisch orientierten Planungsmethoden finden sich zahlreiche Ansätze zur Generierung von Trajektorien. Im Wesentlichen zielen die Algorithmen darauf ab, das dynamische Bahnfolgeverhalten des Fahrzeugs über mathematische Beschreibungen abzubilden und diese als Planungsgrundlage zu verwenden. Ziel ist die Erzeugung von glatten Sollpositionsverläufen, die mehrfach differenzierbar sind, vergleiche dazu z. B. Repoulias und Papadopoulos [93] oder Oniram und Fortaleza [88]. In diesem Kontext befassen sich u. a. Pedersen und Fossen in [89] oder Singh et al. in [102] mit der Bahnplanung unter Nutzung von Potentialfeldern, wobei das Ziel als Senke definiert wird. Etwaige Hindernisse bilden analog zum Eigenfahrzeug zusätzliche Potentialquellen aus, die sich entsprechend abstoßen.

Durch den zunehmenden Einsatz performanter Rechensysteme wird die prädiktive Generierung der Schiffsbahn durch Simulation ermöglicht. Benedict et al. stellt in [13] ein Bahnprädiktionsystem vor, welches auf Basis eines nautischen Schiffsführungssimulators die zukünftige Bewegung des Fahrzeugs anhand des aktuellen Stellgrößeneinsatzes und der Umweltsituation berechnet. Diese Algorithmen könnten ebenso eingesetzt werden, um Bahnverläufe zu planen und in Form von Referenztrajektorien vorhalten zu können. Die Methode basiert auf dem Fachwissen des nautischen Personals, gestaltet sich jedoch als sehr zeitaufwendig.

Im Bereich der Binnenschifffahrt werden die Stützstellen der Referenzpfade in der elektronischen Flusskarte vorgegeben. Durch die natürliche Krümmung des Flusslaufs lassen sich diesen Koordinaten entsprechende Randbedingungen zuordnen. Die so vorbereiteten Datensätze werden anschließend mittels kubischer Splines zu einem Bahnverlauf interpoliert. Das Ergebnis sind offline erzeugte, krummlinige und zweifach differenzierbare Pfade, sogenannte Ideallinien.

Diese Bahnen können geladen und nach Wahl zur automatischen Führung von Binnenfahrzeugen verwendet werden [120].

### 2.3.3. Bahnüberwachung und Regelgrößentransformation

Nach der Erzeugung und Aktivierung der Bahn berechnet das Schiffsführungssystem fortwährend die Referenz- und Fehlerwerte auf Basis der Planung und der Positionsmessungen, die vom Navigationssystem geliefert werden. Im Falle der Wegpunktplanungen nach Abbildung 2.5 wird zwischen der Fehlerberechnung auf geraden und kreisbogenförmigen Abschnitten unterschieden. Für Geraden lassen sich die Längs- und Querabweichung  $x_B$  bzw.  $y_B$  durch Transformation der Positionsabweichung in das körperfeste Fahrzeugbezugssystem mittels

$$\begin{bmatrix} x_B \\ y_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_B & -\sin \Phi_B \\ \sin \Phi_B & \cos \Phi_B \end{bmatrix} (\mathbf{WOP} - \begin{bmatrix} x_e \\ y_e \end{bmatrix}) \quad (2.29)$$

berechnen. Die aktuelle Position des Fahrzeugs  $(x_e, y_e)$  und des **WOP** bezogen auf den aktuellen Wegpunkt  $\text{WP}_a$  werden in den lokalen kartesischen Koordinaten nach den Definitionen aus Kapitel 2.2.1 angegeben.  $\Phi_B$  bezeichnet den Bahnwinkel. Zur Berechnung des Querabstandes zu einem kreisförmigen Segment wird der aus der Planung stammende Mittelpunkt des eingefügten Kreisbogens **MP** herangezogen. Unter Verwendung des zugehörigen Radius  $R_B$  und der Eigenschiffsposition ergibt sich entsprechend

$$y_B = \left( \left| [x_e \ y_e]^T - \mathbf{MP} \right| - R_B \right) \cdot \text{sgn}(\Delta\Phi_B). \quad (2.30)$$

Die Signumfunktion dient der Bestimmung der Krümmungsrichtung. Da der Querabstand zur Bahn in lokalen Koordinaten angegeben wird, kann er nach Buch et al. [20] direkt zur Einspeisung in die Bahnregelung verwendet werden. Er ist positiv definiert, wenn sich die Sollbahn auf der Steuerbordseite des Fahrzeugs befindet.  $x_B$  wird nach Kurowski et al. als Distanz zum nächsten Umschaltpunkt zwischen den Bahnabschnitten verstanden [58].

Im Falle verschieden gekrümmter Bahnen ergibt sich der Querabstand als Lot auf die Bahntangente in dem aktuellen Bahnpunkt, wie Fossen et al. in [37] ausführt. Die Tangente lässt sich folglich durch Differentiation des Verlaufes in diesem Punkt erzeugen. Anschließend kann unter Berücksichtigung des äquivalenten Bahnwinkels der Tangente  $\Phi_B$  nach Gleichung (2.29) der Querabstand  $y_B$  zur Bahn im aktuellen Bahnpunkt berechnet werden, wobei  $x_B = 0$  entfällt.

## 2.4. Hybride Regelungssysteme

### 2.4.1. Grundlegende Systemstruktur

Die Idee hybrider Regelungssysteme besteht darin, dass es einen Supervisor gibt, der je nach Operationsbedingungen des zu regelnden Prozesses aus einer endlichen Anzahl existierender Regler den passenden auswählt, vergleiche dazu die Ausführungen von Morse in [80] sowie Hespanha und Morse in [42]. Die Theorie lässt sich bevorzugt bei komplexen Prozessen anwenden, wo aufgrund von Änderungen der operativen Bedingungen strukturell gleichbleibende Regelungen, keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Das Schaltsignal wird durch den Supervisor

mittels einer Logik unter Berücksichtigung der Leistungsfähigkeit des derzeit im Einsatz befindlichen und der alternativen Regler erzeugt. Abbildung 2.6 zeigt die grundlegende Architektur eines schaltenden Regelkreises nach Hespanha [40] unter Berücksichtigung der Stellgrößen  $\mathbf{u}$ , der Messgrößen  $\mathbf{y}$ , der wirksamen Prozessstörungen  $\mathbf{d}$  und des Schaltsignals  $\sigma$ . Der Supervisor arbeitet in einer Rückführschleife und erzeugt das Schaltsignal auf Basis der Stellgrößen der Regelung und des Prozessausgangs ähnlich einer adaptiven Struktur. Der entscheidende Unterschied besteht in der Erzeugung des Schaltsignals. Während bei einer adaptiven Struktur kontinuierliche auf gewöhnlichen Differentialgleichungen aufsetzende Tuningalgorithmen benutzt werden, kombiniert die hybride Struktur den kontinuierlichen Regelkreis mit einer diskreten Schaltlogik, vergleiche die Ausführungen von Hespanha in [40].

### 2.4.2. Regelungen mit Supervisor

Nach Abbildung 2.6 erzeugt der Supervisor ein Schaltsignal, um zwischen einer definierten Anzahl an Reglern

$$\begin{aligned} \mathcal{C} &:= \bigcup_{q \in \mathcal{Q}} \mathcal{C}_q \\ &= \{ \dot{\mathbf{x}}_q = \mathbf{F}_q(\mathbf{x}_q, \mathbf{y}), \mathbf{u} = \mathbf{G}_q(\mathbf{x}_q, \mathbf{y}) : q \in \mathcal{Q} \} \end{aligned} \quad (2.31)$$

zu wechseln, wobei  $\mathbf{x}_q$  die Zustände des  $q^{ten}$  Reglers und  $\mathcal{Q}$  die zugehörige Menge darstellen. Die gewählte Beschreibungsvorschrift ist nicht auf die kontinuierliche Form beschränkt und lässt sich nach Hespanha auf diskrete oder andere hybride Systeme erweitern [40].

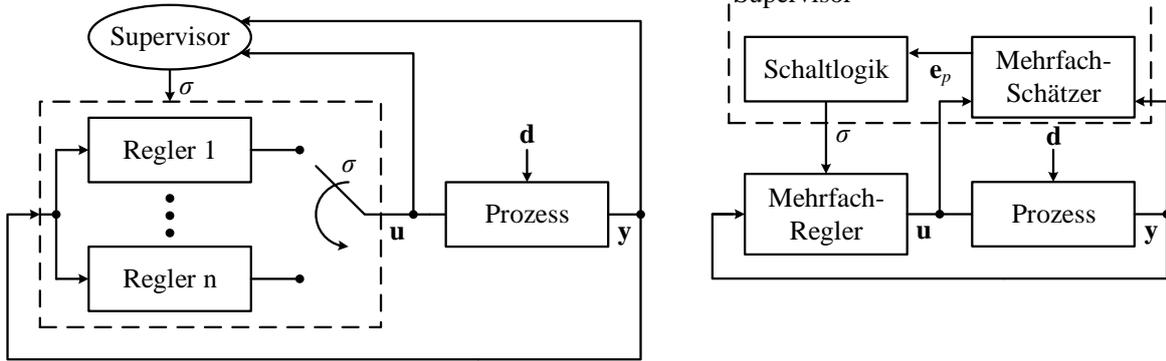
### Schätzungsbasierter Supervisor

Das Schaltsignal kann mit verschiedenen Methoden erzeugt werden. In der schätzungsbasierenden Struktur erfolgt dies durch die Integration einer Beobachterebene in den Supervisor. Für den eingesetzten Mehrfach-Schätzer wird eine Anzahl an Prozessabbildungen in Form der Modelldefinitionen

$$\begin{aligned} \mathcal{M} &:= \bigcup_{p \in \mathcal{P}} \mathcal{M}_p \\ &= \{ \dot{\mathbf{x}}_p = \mathbf{A}_p(\mathbf{x}_p, \mathbf{u}, \mathbf{y}), \mathbf{y}_p = \mathbf{C}_p(\mathbf{x}_p, \mathbf{u}, \mathbf{y}) : p \in \mathcal{P} \}, \end{aligned} \quad (2.32)$$

zu Grunde gelegt, wobei das  $p^{te}$  Schätzmodell aus der Menge  $\mathcal{P}$ , durch seine Zustände  $\mathbf{x}_p$  und den Ausgang  $\mathbf{y}_p$  definiert wird. Der Schätzfehler ergibt sich entsprechend durch  $\mathbf{e}_p = \mathbf{y}_p - \mathbf{y}$ . Die Beobachter sind laut Hespanha nach dem allgemeinen Prinzip zu entwerfen, dass der entsprechende Schätzvektor den Prozessausgang im begrenzten Entwurfsbereich des Beobachters abbildet und der Schätzfehler klein ist [40]. Zusätzlich wird für jedes Modell zumindest ein passender Regler nach Gleichung (2.31) definiert.

Die ursprüngliche Schaltstruktur aus dem linken Teil der Abbildung 2.6 wird um das Schaltsignal des Prozesses  $\rho$  erweitert. Konkret wird durch  $\rho$  das Modell gewählt, welches den Prozess zum aktuellen Zeitpunkt mit den geringsten Fehlern  $\mathbf{e}_p$  abbildet und  $\sigma$  dient dem Zuschal-



**Abbildung 2.6.:** Struktur einer schaltenden Regelung (links) und mit Applizierung eines schätzungs-basierten Supervisor (rechts) nach Hespanha [40]

ten des jeweilig passenden Reglers, wie es der rechte Teil der Abbildung 2.6 verdeutlicht. Die Auswahl des Reglers anhand des aktiven Schätzers erfolgt entsprechend über eine funktionale Zuordnung der Schaltsignale. Im Fall, dass kein Unterschied in der Anzahl der Regler und Schätzer existiert, vereinfacht sich nach Hespanha und Morse die Zuordnung zu  $\sigma = \rho \in \mathcal{P}$  [42].

### Eigenschaften des geschalteten Systems

Zur Bestimmung der Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises wird nach Hespanha das zusammengefasste System bestehend aus Mehrfach-Schätzer, Mehrfach-Regler und dem Prozess als Differentialgleichung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_\sigma(\mathbf{x}, \mathbf{d}), \quad (2.33)$$

dargestellt [40].  $\mathbf{x}$  sind die zusammengefassten Zustände des Gesamtsystems und  $\mathbf{d}$  beschreibt die wirkenden Störungen als Eingänge des Systems. Die nichtlineare Funktion  $\mathbf{A}_\sigma$  beinhaltet die Zustandsdarstellungen des geschlossenen Kreises. Den Ausgang bilden die Schätzfehler

$$\mathbf{e}_p = \mathbf{C}_p(\mathbf{x}, \mathbf{d}), \quad p \in \mathcal{P}. \quad (2.34)$$

Nach Hespanha muss das geschaltete System die Eigenschaften Übereinstimmung (Matching) und Detektierbarkeit (Detectability) aufweisen [40]. Übereinstimmung wird auf den Mehrfach-Schätzer bezogen. Danach ist das jeweilige Modell so zu parametrieren, dass die einzelnen Ausgänge  $\mathbf{y}_p$  den Prozessausgang  $\mathbf{y}$  derart abbilden, dass der Schätzfehlervektor  $\mathbf{e}_p$  klein ist, wenn sich der Prozess in den Modellgrenzen von  $\mathcal{M}_p$  bewegt. Detektierbarkeit beschreibt die Beobachtbarkeit des geschalteten Prozesses im Hinblick auf den Schätzfehler bei konstantem Schaltsignal  $\sigma$ . Ein System ist detektierbar, wenn alle nicht beobachtbaren Zustände stabil sind. Konkret bedeutet das, wenn der Prozessausgang einschwingt, konvergieren auch seine Zustände gegen null. Nach den Ausführungen von Hespanha wird Detektierbarkeit erreicht, wenn für lineare Systeme der verwendete Regler den Mehrfach-Schätzer asymptotisch stabilisiert und bei nichtlinearen Systemen die *input-to-state stability* nachgewiesen werden kann [40].

### Eigenschaften der Schaltlogik

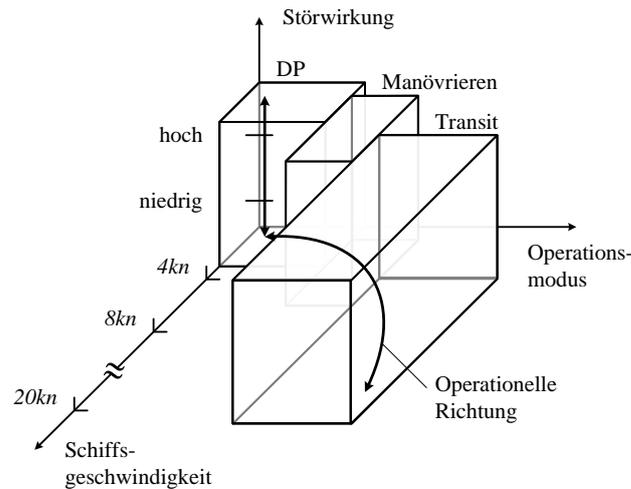
Neben dem geschalteten System werden ebenso Forderungen an die Schaltlogik gestellt. Diese wählt über das Signal  $\sigma$  den aktuellen Regler, der auf den Prozess wirken soll. Geschieht dies aufgrund des Schätzfehlervektors  $\mathbf{e}_p$ , bestimmt die Logik im allgemeinen Fall über die funktionale Zuordnung  $\sigma = \chi(p) \in \mathcal{Q}$  den passenden Regler zum aktuell gültigen Prozessabbild. Diese Zuordnung ist durch zusätzliche Vereinbarungen zu stützen. So soll das potentiell zu Stabilitätsproblemen führende schnelle Umschalten von Reglern verhindert werden. In diesem Zusammenhang werden von der Schaltlogik nach Hespanha die Eigenschaften geringer Fehler (Small Error) und Nicht-Destabilisierung (Non-Destabilization) gefordert [40].

Mit dem geringen Fehler wird ein begrenzter Schätzfehlervektor  $\mathbf{e}_p$ ,  $p \in \mathcal{P}$  bei aktivem Schalt-signal  $\sigma = \chi(p)$  gefordert. Das bedeutet, die Schaltlogik nutzt den minimalen Fehler zur Auswahl des entsprechenden Reglers, wobei sich der Fehlerwert unter Nutzung einer beliebigen Vektornorm ergibt. Um der Forderung nach Nicht-Destabilisierung nachzukommen, kann das Schalten durch Einführung einer definierten Haltezeit oder durch den Einsatz einer Schalthysterese beeinflusst werden. Während bei einer linearen Modell- und Reglerkonfiguration das Schalten unter Nutzung einer Haltezeit eingesetzt werden kann, muss für nichtlineare Systemstrukturen die Methodik der Schalthysterese angewendet werden, um die Stabilität des geschalteten Systems zu gewährleisten, vergleiche die Ausführungen in Hespanha et al. [41].

Es ist offensichtlich, dass die Forderungen an die Schaltlogik einander entgegen wirken. Während nach dem geringen Fehler unablässig im Sinne des minimalen Schätzfehlers geschaltet werden sollte, erzwingt die Nicht-Destabilisierung ein Verweilen des Schaltsignals im aktuellen Zustand, um schnelle Schaltvorgänge zu vermeiden. Dies ist vor allem bei Berücksichtigung gestörter Messsignale am Prozessausgangs  $\mathbf{y}$  entscheidend, da der Rauschprozess direkt auf das Schaltsignal durchschlagen könnte.

### 2.4.3. Anwendung im maritimen Bereich

Ein Beispiel für den Einsatz hybrider Systeme im maritimen Bereich wird von Nguyen et al. in [83] vorgestellt, das sich auf Spezialschiffe aus dem DP-Bereich bezieht. In Abhängigkeit von einer zusätzlichen Dimension in die Regelungsstruktur ändern sich die grundlegenden Komponenten der Regelung wie das Regelungsziel, die Beschränkungen und das dynamische Verhalten des Systems. Danach wird zunächst der Operationsmodus unterschieden, ob es sich um das Halten der Position oder eine Transitfahrt bei hoher Vorfahrt handelt. In den einzelnen Geschwindigkeitsbereichen variiert die Dynamik des Schiffes und der Thruster. Im Regelungssystem können mit dem Operationsmodus die Parameter und die Struktur sowohl vom verwendeten Modell als auch vom Regler geändert werden. In der Allokation erfolgt die Anpassung der Thruster- und Ruderregler. Des Weiteren ist mit Änderungen der Umweltparameter zu rechnen, was sich unmittelbar auf die Charakteristik der Störungen in Frequenz und Amplitude auswirkt. So erfolgt innerhalb eines Arbeitsbereiches eine Unterteilung in verschiedene Störszenarien. Bei ruhiger See müssen für DP-Operationen nur die Eigendynamik im niedrigen Frequenzbereich berücksichtigt werden, während bei stärkerem Seegang die durch die Wellenbewegung induzierten Frequenzen dominieren, insbesondere in Kombination mit Dünungssee. Auf Basis der operationalen Fahrzeugzustände werden nach Abbildung 2.7 Bereiche mit den beschriebenen Abhängigkeiten des Modus ( $x$ -Achse), der Geschwindigkeit über Grund



**Abbildung 2.7.:** Definition von Umwelt- und Operationsbereichen für die Umsetzung mit hybriden Schiffregelungssystemen, nach Nguyen [81]

( $y$ -Achse) und der Umweltstörungen ( $z$ -Achse) definiert. Zwischen diesen Operationsräumen wird nach Sørensen auf Grundlage der hybriden Struktur geschaltet [108]. Während der Arbeitsbereich weiterhin durch einen Bediener gewählt wird, entscheidet die Schaltlogik aufgrund der aktuell wirkenden Umweltbedingungen über das nach der geringsten Schätzfehlernorm einzusetzende Regler-Schätzer-Paar.

Der Übergang zwischen angrenzenden Bereichen erfolgt hierbei nicht gesondert durch Verwendung spezifischer Regler. Vielmehr wird nach Nguyen in [81] eine gewichtete Transformation zwischen zwei benachbarten Operationsräumen durchgeführt, wobei die Regler parallel arbeiten und über eine zeitabhängige Gewichtungsfunktion berechnen sich die Sollkräfte für die Antriebsallokation. Diese Methodik ist lediglich für benachbarte Bereiche einsetzbar, in denen sich die Struktur des Regelungssystems nicht unterscheidet.

Ebenfalls für die DP-Anwendung wurde durch Tuttoren und Skjetne ein hybrider Regler entwickelt, mit dem die Integratoraktivität modifiziert wird. Nahe der gewünschten Position ist der nominale Integrator aktiv, während bei größeren Störampplituden ein aggressiverer Integrator eingesetzt wird, um schnellere Reaktionen zu ermöglichen [117].

Durch Tomera wird in [116] eine hybride Regelungsstruktur für die wegpunktbasierte Bahnregelung eines Schiffes in verschiedenen Betriebsarten von niedriger bis hoher Geschwindigkeit beschrieben. Dazu werden fünf kontinuierliche PID-Regler durch einen Supervisor anhand von Geschwindigkeitsarbeitspunkten des Schiffes geschaltet. Aguiar und Hespanha applizieren ein hybrides Regelungssystem zur Bahnverfolgung für nicht traversierfähige, autonome Fahrzeuge im Bereich der Freifahrt [4].

#### 2.4.4. Beispielapplikation

Zur Verdeutlichung der Funktionsweise hybrider Regelungssysteme wird an dieser Stelle eine konkrete Beispielapplikation angeführt. Aus Gründen der Anschaulichkeit wird die Operation

eines unbemannten Rettungskatamarans zum selbsttätigen Auffinden und Retten von über Bord gegangenen Personen appliziert, wie sie durch Kurowski und Lampe in [60] beschrieben wird. Das Fahrzeug operiert vorrangig innerhalb der beiden Arbeitsbereiche *Search* und *Rescue*. Neben des offensichtlichen Geschwindigkeitsunterschiedes werden hierbei auch die Antriebe in verschiedenen Betriebszuständen gefahren. Innerhalb des *Rescue*-Bereichs ist die Drehfähigkeit um die Hochachse von besonderer Bedeutung, die Erzeugung höherer Längsgeschwindigkeiten ist nicht nötig. Folglich werden die eingesetzten POD-Antriebe gegeneinander gestellt und mit hoher Drehzahl betrieben, so dass durch Drehzahländerungen ein hohes Drehmoment erzeugt wird. Geringe Drehwinkeländerungen bewirken die zur Operation erforderlichen Längskräfte. Dem gegenüber steht der *Search*-Bereich zu dem einerseits die Suche nach dem Verunfallten aber auch der Rücktransport zum Mutterschiff zählt. Es ist offensichtlich, dass hier die hohe Operationsgeschwindigkeit im Fokus liegt. Tabelle A.1 im Anhang A.4.1 zeigt die unterschiedlichen Einsatzrahmenbedingungen in den definierten AP.

Der Prozesssimulation liegt das nichtlineare Bewegungsverhalten des Fahrzeugs nach Haase et al. zu Grunde [38], welches auf die zwei Freiheitsgrade  $\mathbf{x} = [u \ r]^T$  reduziert wurde. Details finden sich im Anhang A.4.1. Zur Applizierung des hybriden Ansatzes erfolgte die Linearisierung der nichtlinearen Bewegungsgleichungen und die experimentelle Parametrierung für die zwei definierten Operationsbereiche. Unter Verwendung eines schätzungs-basierten Supervisors nach Abbildung 2.6 sind zwei lineare Modelle  $\mathcal{M}_p, \mathcal{P} = \{1, 2\}$  der Form

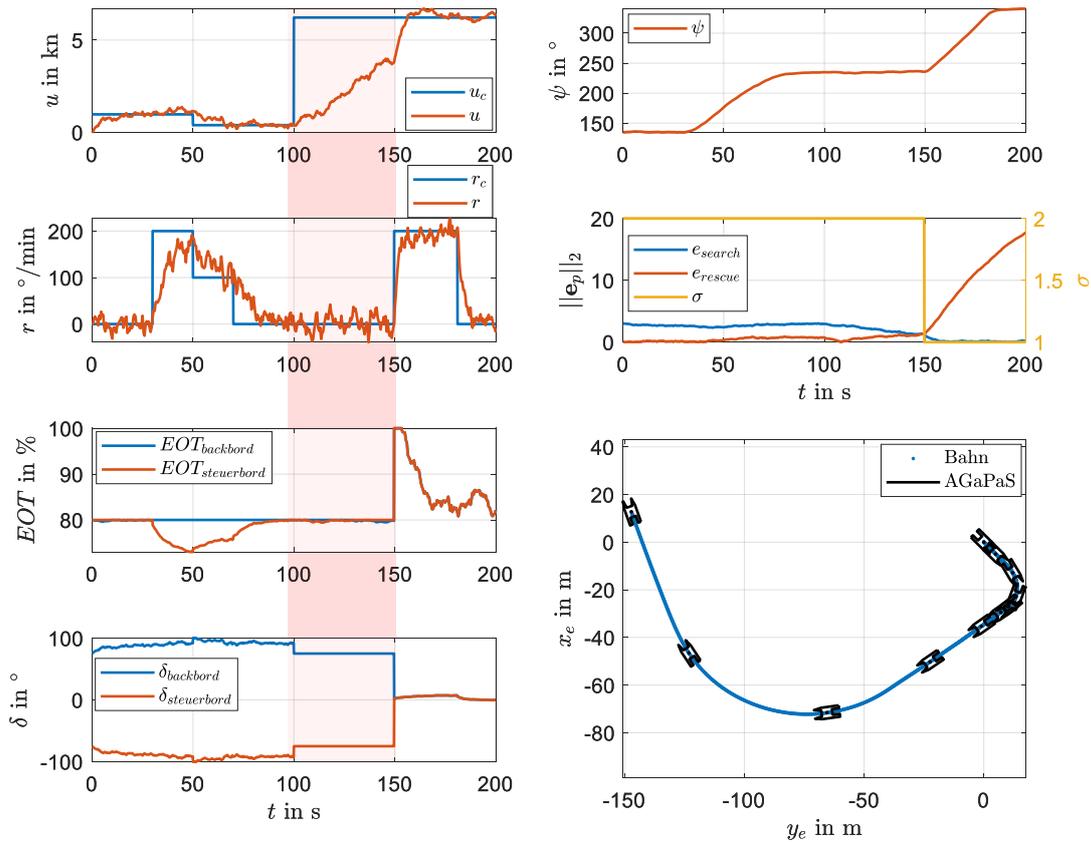
$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}_p &= \mathbf{A}_p \mathbf{x}_p + \mathbf{B}_p \mathbf{u} \\ \mathbf{y}_p &= \mathbf{I} \mathbf{x}_p\end{aligned}\tag{2.35}$$

im Mehrfach-Schätzer hinterlegt, wobei es sich bei der Systemmatrix  $\mathbf{A}_p$  aufgrund der entkoppelten Bewegung jeweils um Diagonalmatrizen handelt.  $\mathbf{u} = [\Delta EOT \ \Delta \delta]^T$  definiert den Stellvektor. Bei der Stellmatrix  $\mathbf{B}_p$  des Arbeitsbereichs *Search* wird ebenfalls eine Diagonalmatrix angesetzt und die Stellmatrix der Operation *Rescue* entspricht einer Antidiagonalmatrix. Die Parameter und die Modellgültigkeitsgrenzen können dem Anhang A.4.1 entnommen werden. Zusätzlich erfolgt im Mehrfach-Schätzer die Berechnung des jeweiligen Modellfehlers  $e_i = y_{p_i} - y_i$  für den einzelnen Freiheitsgrad. Unter Nutzung der euklidischen Norm (2-Norm)

$$\|\mathbf{e}_p\|_2 = \sqrt{\sum_{i=1}^{n=2} |e_i|^2}\tag{2.36}$$

wird anschließend der in der Schaltlogik verwendete Schätzfehler normiert. Zur Führungsgrößenregelung werden jeweils zwei entkoppelte PI-Regler für jedes Modell des Mehrfach-Schätzers eingesetzt, woraus  $\sigma = \rho \in \mathcal{P}$  folgt. Die Regler wurden experimentell parametrierung. Aufgrund der Struktur und der dynamischen Eigenschaften des Mehrfach-Schätzers wird dieser in jedem Fall durch den Mehrfach-Regler asymptotisch stabilisiert.

Die Ergebnisse der Simulation des hybriden Systems sind in der Abbildung 2.8 dargestellt. Zur Quantifizierung des Systemverhaltens zeigt die Darstellung der Geschwindigkeitszustände, jeweils als Sollwerte  $u_c$  und  $r_c$  und Ausgangsgrößen  $u$  und  $r$ , wobei die Integration der Drehrate zum aktuellen Kurs  $\psi$  führt. Des Weiteren können die Stellgrößen  $EOT$  und  $\delta$  beider Antriebsorgane abgelesen werden. Die unterste zeitliche Grafik der zweiten Spalte innerhalb der Darstellung zeigt die errechneten Fehlernormen  $\|\mathbf{e}_p\|_2$  für die Einzelmodelle und das daraus



**Abbildung 2.8.:** Beispielumsetzung eines hybriden Regelungssystems als Simulation einer SAR-Operation mit virtueller Aufnahme und Rückführung einer Person; Details zu den verwendeten Simulationsparametern finden sich im Anhang A.4.1

generierte Schaltsignal  $\sigma$ . Zur Verdeutlichung der eigentlichen Bewegung dient schließlich der Bahnverlauf mit Visualisierung des Fahrzeugsymbols, welches zur Verdeutlichung vergrößert wurde, in Schritten von 20 s. Der Prozess selbst startet im AP *Rescue* während der virtuellen Aufnahme eines Verunfallten. Bei  $t = 100$  s erfolgt der Übergang zum AP *Search*, wobei es sich hier um den Rücktransport handelt. Innerhalb beider Operationsbereiche werden Kursänderungen durchgeführt, einerseits zur Anfahrt des Verunfallten und andererseits zur Rückkehr zum Mutterschiff. Zusätzlich wurden in der Prozesssimulation Eingangsstörungen auf Kraft- bzw. Momentenebene integriert, wie sie beispielsweise durch Seegang entstehen würden. Die errechneten Fehlernormen bewegen sich innerhalb der einzelnen Operationsbereiche auf signifikant unterschiedlichem Niveau, woraus ein eindeutiges Schaltsignal resultiert. Während der Übergangsphase zwischen  $100 < t < 150$  s gleichen sich die errechneten euklidischen Normen an. Bei Übergang des maximalen absoluten Normwertes initiiert der Supervisor bei ca. 150 s die Umschaltung. Trotz der eingebrachten Störungen tritt auch bei unterschiedlichen Simulationsläufen mit verschiedenartigen Anregungen kein „Klappern“ im Schaltsignal auf. Dennoch ist zu erkennen, dass in der Übergangsphase nicht optimal umgeschaltet wird. Dies spiegelt sich in dem ungünstigen Stellgrößeneinsatz und dem damit verbundenen langsamen Anstieg der Längsgeschwindigkeit während der Beschleunigungsphase wider.

Formal lassen sich die geforderten Eigenschaften an das hybride System folgendermaßen bewerten.

**Übereinstimmung** Die Übereinstimmung der definierten Modelle für die Modi liegt innerhalb ihrer Gültigkeitsgrenzen zwischen 89 % und 99 %. Allerdings bewegt sich der Prozess außerhalb dieser Grenzen, wobei bewusst kein zusätzliches Modell bedatet wurde.

**Detektierbarkeit** Der Mehrfach-Regler stabilisiert den Mehrfach-Schätzer asymptotisch. Aufgrund der definierten Prozessmodelle und der verwendeten Reglerstrukturen ist instabiles Verhalten für die Modell-Regler-Kombinationen ausgeschlossen.

**Geringer Fehler** Die Supervisor nutzt ausschließlich den geringsten Fehlernormwert zur Auswahl der gültigen Regler, so dass dieses Kriterium erfüllt ist.

**Nicht-Destabilisierung** Zwischen verschiedenen Schaltsignalen wird eine ausreichend große Haltezeit oder Hysterese gefordert, um die potentiell destabilisierenden Effekte beim Schalten von Reglern während der Übergangsvorgänge zu minimieren. Dies ist faktisch erfüllt, allerdings ist das Schaltverhalten im Übergangsbereich außerhalb der Modellgrenzen undefiniert.

Trotz formaler Erfüllung der Kriterien ist der simulierte Übergang zwischen den Arbeitsbereichen suboptimal, da die Schaltlogik in Ermangelung geeigneter Informationen zu spät umschaltet. Außerdem besteht zwischen den Arbeitspunkten unmodelliertes Bewegungsverhalten, welches durch die definierten Modelle nur unzureichend abgebildet werden kann, da sich der Prozess außerhalb der individuellen Modellgrenzen bewegt. Für den Betrieb in diesem Bereich ist das etablierte hybride Beispielsystem nur bedingt geeignet.

# 3. Generalisiertes Modell und Methoden zur experimentellen Bedatung

## 3.1. Systematik und Modellgrundlagen

Die Analyse des Stands von Wissenschaft und Technik hat gezeigt, dass für unterschiedliche Arbeitsbereiche grundlegend verschiedene Modellstrukturen appliziert werden. Während die nichtlinearen Ansätze durch eine Vielzahl an Parametern bedatet werden, kommen bei linearisierten Ansätzen wenige konstante Derivate zum Einsatz. Beide Varianten lassen sich dennoch nur für einen eingeschränkten Bereich parametrieren. Eine geschlossene physikalisch orientierte und parametrisierte Modellbasis ist nicht realisierbar. Aufgrund der parameterintensiven Struktur der vorgeschlagenen nichtlinearen Modelle ist die Bedatung dieser extrem aufwändig und kostenintensiv. Diese Anstrengungen werden vor allem für Spezialschiffe unternommen, die eine hohe technische Komplexität aufweisen und für spezifische Aufgaben konzipiert wurden. Die Parameter werden in umfangreichen Versuchen in Schiffbau-Versuchsanstalten mit maßstäblichen Funktionsmodellen und während kostenintensiver Freifahrtversuche identifiziert. Für die Klasse der Standardschiffe sind derartige Untersuchungen nur in eingeschränktem Maße vorgesehen. Auf Werfterprobungsfahrten werden die nötigen Parameter der linearisierten Modelle für eine geringe Anzahl an Arbeitspunkten der Vorausfahrt beispielsweise bei halber, voller oder dreiviertel Fahrt ermittelt und für die Einstellung von Kurs- und Bahnregelungssystemen für die Marschfahrt eingesetzt.

Beide Ansätze haben gemein, dass sie für den Manövrierbereich eines Schiffes nicht applizierbar sind. Um dennoch den Schiffsbetrieb verschiedener Fahrzeugklassen vom Manövrieren mit niedrigsten und negativen Geschwindigkeiten bis hin zur Marschfahrt abdecken zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit zu einer generischen Lösung übergegangen, aufbauend auf dem eingeführten hybriden Systemansatz. Für die jeweiligen Arbeitsbereiche sollen sich die Modellbeschreibungen mit angemessenem Aufwand erzeugen und parametrieren lassen. Auf Basis ihrer Einsatzgrenzen werden sowohl nichtlineare als auch lineare Modellbeschreibungen appliziert. Trotz der Einschränkungen ergeben sich Vorteile. Zum einen müssen nur Modelle für Arbeitsbereiche erstellt werden, in denen sich der Prozess tatsächlich bewegt, und zum anderen vereinfacht sich die eigentliche Parametrierung durch die Verwendung der spezifischen Modellbeschreibungen.

Ausgehend von der allgemeinen Bewegungsgleichung maritimer Fahrzeuge wurde speziell für den Manövrierbereich ein generalisiertes Modell zur effizienten Abbildung von Zustandsübergängen erarbeitet. Es wird durch Systematisierung und konsequente Abstraktion der hydrodynamischen Einflussgrößen erzeugt und resultiert in einem parametervariablen Ansatz. In dieser Weise erfolgt ein Wechsel von der bisher eingesetzten parameterintensiven Struktur zu einer mathematischen Beschreibung mit wenigen Parametern, die eine komplexere Ausprägung in Form von Kennfeldern besitzen. Da sich die Struktur des generalisierten Modells an den

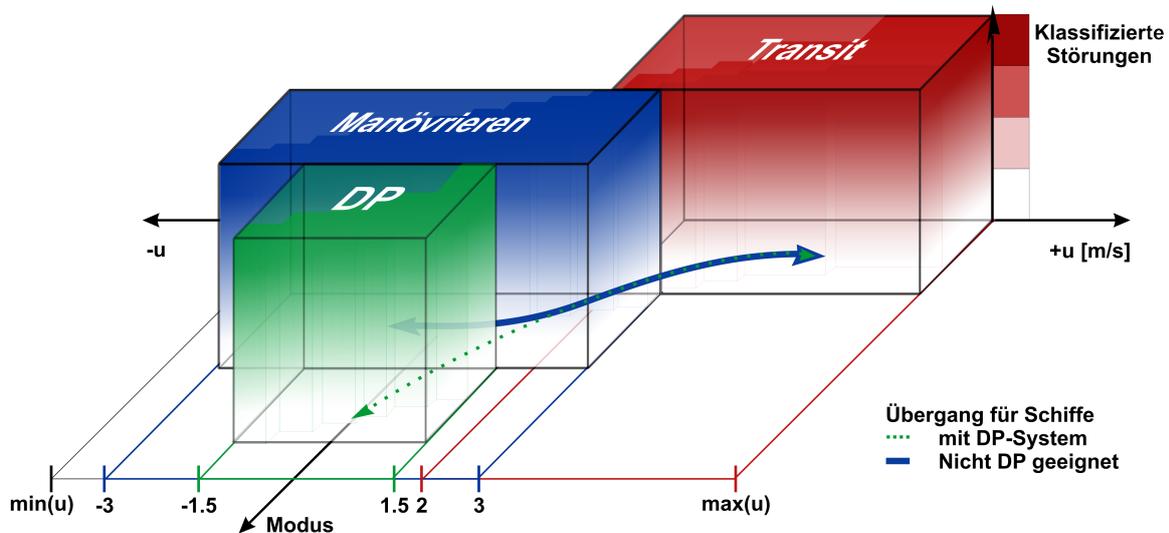
linearen Ansätzen orientiert, lässt sich die Ermittlung der Parameter durch einfache Freifahrtversuche realisieren. Um eine hohe Modellgüte zu erreichen, vergrößert sich grundsätzlich die Anzahl an durchzuführenden Manövern. Dennoch sind durch ihre Einfachheit Vorteile bei der Parametrierung vor allem durch automatisierte Methoden zu erwarten. Im Folgenden werden die erarbeiteten Stufen zur Abstraktion der Arbeitsbereiche im Schiffsbetrieb vorgestellt und die zugehörigen Modellansätze erläutert, bevor auf die Methoden zur experimentellen Bedatung des vorgeschlagenen generalisierten Modells eingegangen wird.

## 3.2. Abstraktion der Arbeitsbereiche

Im Gegensatz zur bisher betrachteten Einordnung der Operationsbereiche für DP-fähige Spezialschiffe nach Abbildung 2.7 wird das Systemkonzept angepasst. Dies ist notwendig, um einerseits die eingeschränkte Manövrierfähigkeit der Standardschiffe abbilden und andererseits die praktischen Anforderungen an die Parametrierbarkeit der Modelle für die Reglersynthese erfüllen zu können. Das hybride Systemkonzept wird um essentielle Funktionalitäten erweitert und neu strukturiert. Im Einzelnen betrifft das folgende Punkte:

- Modularisierung der Widerstandserzeugung des Rumpfs und der Anbauteile sowie der Effekte, die durch die allgemeine Bewegung des Fahrzeugs im Fluid entstehen, wie z. B. Rückstell- oder Coriolis- und Zentripetaleffekte
- Modularisierung der Krafterzeugung durch die Antriebs- und Steuerorgane unter Berücksichtigung der Variabilität der Antriebe und der entsprechenden Wirksamkeiten
- Integration der Arbeitsbereiche mit negativen Längsgeschwindigkeiten durch eigenständige Modellbeschreibungen, um den erheblichen Änderungen in der Effektivität der Antriebsorgane und des Rumpfwiderstandes vor allem bei negativen Geschwindigkeiten  $< -2 \text{ m/s}$  gerecht zu werden
- Systematisierung des Übergangs zwischen verschiedenen und innerhalb eines Operationsbereichs durch Einführung einer konsistenten Beschreibung mittels generalisierter Übergangsmo-  
delle ohne die Limitierung auf den sequentiellen Übergang benachbarter Operationsbereiche
- Neustrukturierung der Abbildung zusätzlicher Operationsbedingungen innerhalb eines Arbeitsbereiches wie Störeinflüsse, Flachwassereinflüsse, Fehler- und Störszenarien, etc.
- keine Beschränkung der einzelnen Modellstrukturen auf lineare oder nichtlineare Beschreibungen

Unter Berücksichtigung dieser Festlegungen ergibt sich eine ganzheitliche Abbildung des Betriebs eines beliebigen Standard- oder Spezialschiffes in der sich ebenso Zustandsübergänge innerhalb und zwischen den Operationsbereichen darstellen lassen. Die Abbildung 3.1 zeigt das Systemkonzept mit der Erweiterung der Operationsbereiche und des Übergangsverhaltens zur effizienten Beschreibung des Bewegungsverhaltens eines Wasserfahrzeugs. Die Achsen des Koordinatensystems bilden die Längsgeschwindigkeit  $u$  und den Operationsmodus des Fahrzeugs ab, welche entsprechend die  $x$ - $y$ -Ebene aufspannen. Verständlicherweise unterscheiden sich die betrachteten Modi für verschiedene Schiffstypen. Beispielsweise lässt sich der Bereich des DP für ein traversierfähiges Schiff für niedrige Geschwindigkeiten um  $0 \text{ kn}$  beschreiben,



**Abbildung 3.1.:** Neustrukturierung der Operationsbereiche unter Einbeziehung generalisierter Übergangsvorgänge nach den Ausführungen von Kurowski et al. aus [63]

wobei die Operation für das aktive Halten einer Vorgabeposition bei Einwirkung von Umweltstörungen steht. Diese werden durch die  $z$ -Achse repräsentiert, wobei sich ihre Stärke mit steigender Farbintensität erhöht. Der Bereich des Manövrierens deckt nach Abbildung 3.1 den Geschwindigkeitsbereich zwischen  $\pm 3$  m/s ab und fokussiert auf Fahrzeuge, die sich in Manöverfahrt befinden, z. B. während eines Dreh- oder Wendemanövers im Hafen. Die Rückwärtsfahrt muss innerhalb des Bereiches gesondert betrachtet werden, da sich die Anströmverhältnisse maßgeblich verändern. Der Manövrierbereich ist durch den ausgeprägten Einsatz der Stellaggregate gekennzeichnet, wobei vor allem bei nicht traversierfähigen Standardschiffen zumeist der gesamte Stellbereich berücksichtigt und verkoppelte Wirkungen der Aggregate effektiv ausgenutzt werden müssen. Der Transitbereich schließt sich ab ca. 2 m/s an. Die Antriebs- und Stellorgane werden entkoppelt betrieben, separat nach Vortriebs- und Steueraggregaten, wie es vor allem bei Propeller-Ruder-Kombinationen deutlich wird.

Da die verschiedenen Arbeitsbereiche potentiell durch sehr unterschiedliche Modellstrukturen abgebildet werden, können diese nicht ohne weitere Vereinbarungen ineinander übergehen. Deshalb wird neben den Hauptarbeitsbereichen eine zusätzliche Beschreibung eingeführt, welche die Zustandsübergänge zwischen und innerhalb von Arbeitsbereichen abbilden soll. Sie ist durch die Übergangspfeile in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt, beispielsweise zwischen Transit- und Manövrierbereich oder aber während des Manövrierens. Letzteres, wie beispielsweise der Übergang zwischen einer langsamen Vorausfahrt in eine Rückwärtsfahrt, konnte mit bisherigen Modellstrukturen nicht ausreichend oder nur mit hohem Aufwand abgebildet werden. Durch das erarbeitete generalisierte Modell in der parametervariablen Form wird diese Lücke geschlossen und die Bewegungszustände adäquat beschrieben. Die Modellierung der Übergangsvorgänge hat zudem Vorteile für eine anschließende hybride Reglersynthese, da direkt konkrete Schaltbedingungen erzeugt werden können.

Den drei wesentlichen Arbeitsbereichen können vorrangig applizierte Modellstrukturen zugeordnet werden. Diese ergeben sich aufgrund der zu berücksichtigenden Komplexität der Bewegungssituation durch Zustandsquerkopplungen und Stellgrößeneinsätze. Im Arbeitsbereich des DP lassen sich lineare Kraftansätze verwenden, die durch Transformation ins erdfeste Koordinatensystem in einer nichtlinearen oder auf fahrzeugparallelen Koordinaten basierenden linearisierten Struktur münden. Aufgrund der Traversierfähigkeit der eingesetzten Fahrzeuge können die Geschwindigkeitskomponenten zudem entkoppelt werden. Im Manövrierbereich sind hinsichtlich des starken Stellgrößeneinsatzes und der signifikanten Zustandsänderungen nichtlineare Bewegungsgleichungen oder die in Kapitel 3.3 vorgeschlagene generalisierte Modellstruktur einzusetzen. Bei Transformation in das erdfeste System ist die Nutzung fahrzeugparalleler Koordinaten nicht möglich. Der Arbeitsbereich der Transitfahrt ist durch eine entkoppelte Längs- und Richtungssteuerung unter Applizierung linearer Modellstrukturen im körperfesten als auch erdfesten Bezugssystem gekennzeichnet. Innerhalb der einzelnen Arbeitsbereiche sollen zudem Fahrzeugbewegungen unberücksichtigt bleiben, die von erheblichen mechanischen Struktur-Interaktionen geprägt werden, wie beispielsweise Schleppverbände, Ankerlieger, fischende oder andockende Fahrzeuge. Diese erfordern nach Korte et al. eine spezielle im Inertialsystem beschriebene Kinematik [54].

Zur detaillierten Erläuterung der Arbeitsbereiche und der zugehörigen Modellstrukturen werden im Folgenden die allgemeinen Fahrzeug-Bewegungsgleichungen unter Berücksichtigung der externen hydrodynamischen Einflussgrößen in nichtlineare und lineare Zustandsgleichungen überführt. Speziell für den Manövrierbereich wird ein generalisiertes Modell vorgeschlagen, das einfach strukturierte und effizient zu parametrierende Module verwendet, die sich implizit in die Reglersynthese integrieren lassen. Zu diesem Zweck muss eine praxisorientierte Bedatung der verschiedenen Teilmodelle ermöglicht werden. Die Parametrierung der unterschiedlichen Modellbeschreibungen wird über Voruntersuchungen, wie Berechnungen oder Abschätzungen bei Standardschiffen, sowie experimentell unter Auswertung von Manövierversuchen mittels geeigneter Parameterschätzverfahren realisiert. Für die anschließende Verwendung in einer geschalteten Systemstruktur sind die Teilmodelle zudem mit Informationen zu den Einsatzrandbedingungen anzureichern, in denen die Modellbeschreibungen gültig sind. Potentiell können so Entscheidungsparameter innerhalb einer geschalteten Reglerstruktur abgeleitet werden.

### 3.2.1. Nichtlineare Bewegungszustandsgleichung

Ausgehend von der im Kapitel 2.2.4 dargestellten allgemeinen, nichtlinearen Bewegungsgleichung (2.7) ergibt sich durch Umstellung nach den Beschleunigungsgrößen die vollständige Bewegungszustandsgleichung zu

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1}(\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}))\mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_d. \quad (3.1)$$

Hierbei handelt es sich um die komplexe 6 DOF Zustandsdifferentialgleichung. Wird diese nach Kapitel 2.2.5 für die weiteren Betrachtungen auf die 3 DOF Bewegung eines Schiffes reduziert, ergibt sich formal

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1}(\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}))\mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_d \quad (3.2)$$

mit dem reduzierten Zustandsvektor  $\mathbf{x} = [u \ v \ r]$ . Für Oberflächenfahrzeuge wird die unter Gleichung (2.16) eingeführte Massematrix  $\mathbf{M}_h$  verwendet. Durch Zusammenfassung der Dämpfungs- und Coriolismatrix und Einsetzen von linearen und quadratischen Termen in der Hauptdiagonalen sowie lineare Kreuzkoppelterme in der Steuerbewegung ergibt sich für ein Standardfahrzeug

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1} \begin{bmatrix} X_u + X_{uu} |u| & 0 & m_y v \\ 0 & Y_v + Y_{vv} |v| & Y_r - m_x u \\ -m_y v & N_v + m_x u & N_r + N_{rr} |r| \end{bmatrix} \mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{H}_d. \quad (3.3)$$

Für spezielle Fahrzeuge lassen sich die Zusammenhänge auf weitere nichtlineare Terme übertragen, wie es durch Kurowski et al. in [62] anhand einer kubischen Abbildung der Längsdämpfung für das halbgetauchte SMIS-USV gezeigt wurde. Aufgrund der Vernachlässigung der Rotationsfreiheitsgrade und der Tauchbewegung reduzieren sich die Rückstelleffekte zu  $\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) = \mathbf{0}_{3 \times 1}$ , wie es im Anhang mit Gleichung (A.8) dargestellt ist. Die Transformation in das erdfeste System erfolgt unter Einsatz der reduzierten Transformationsmatrix  $\mathbf{T}_b^e$  gegeben mit Gleichung (A.5) und den erdfesten Zuständen  $\mathbf{x}_e = [x_e \ y_e \ \psi]$  nach

$$\dot{\mathbf{x}}_e = \mathbf{T}_b^e(\mathbf{x}_e) \mathbf{x}. \quad (3.4)$$

Die Parameter der nichtlinearen Bewegungsgleichung können aufgrund der wirkenden Querkopplungen bei manövrierenden Schiffen nur mittels numerischer Berechnungsmethoden abgeschätzt oder durch aufwändige systematische Versuche in definierten Arbeitsbereichen ermittelt werden. Die Nutzung der nichtlinearen Beschreibungen für die Synthese einer Bewegungsregelung erhöht die Designanforderungen zusätzlich. Dementsprechend wird dieses Modell vorrangig zur Simulation des Fahrzeugverhaltens und zur Validierung entworfener Regler verwendet.

### 3.2.2. Linearisierte Bewegungszustandsgleichung

Für bestimmte Anwendungen und Operationsszenarien kann die Bewegung eines Wasserfahrzeuges innerhalb eines definierten schmalen Arbeitsbereiches um die im AP geltenden Zustände  $\mathbf{x}_0$  linearisiert werden. Soll der Prozess durch eine Regelung in den definierten Grenzen stabilisiert werden, können zur Synthese der Regler lineare Modelle zur Abbildung der Systemdynamik herangezogen werden. Auf Basis der definierten linearen Bewegungsgleichung (2.18) lässt sich folglich die Zustandsgleichung zu

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1} (\mathbf{D}_h(\mathbf{x}_0) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}_0)) \Delta \mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{S}_h(\Delta \mathbf{x}_e) + \mathbf{M}_h^{-1} \Delta \mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1} \Delta \mathbf{H}_d \quad (3.5)$$

formulieren und die Transformation in erdfeste mit

$$\Delta \dot{\mathbf{x}}_e = \mathbf{T}_b^e(\Delta \mathbf{x}_e) \Delta \mathbf{x} \quad (3.6)$$

approximieren. Die durch die Linearisierung berechneten Matrizen für Trägheit, Dämpfung, Rückstelleffekte sowie Coriolis- und Zentripetalterme enthalten konstante arbeitspunktabhängige, hydrodynamische Derivate. Sie werden zumeist mit Hilfe von Manövrierversuchen innerhalb des jeweiligen Arbeitsbereiches ermittelt. Im linearen Fall wird die Bewegung im erdfesten System mit fahrzeugparallelen Koordinaten bei kleinen Änderungen der Fahrzeuglage im stabilisierten Arbeitspunkt dargestellt. Für eine Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u = u_0 = const$

ergibt sich bei Betrachtung eines Oberflächenschiffes in Transitfahrt die linearisierte Bewegungsdifferentialgleichung zu

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1} \begin{bmatrix} X_u & 0 & 0 \\ 0 & Y_v & Y_r - m_x u_0 \\ 0 & N_v + m_x u_0 & N_r \end{bmatrix} \Delta \mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1} \Delta \mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1} \Delta \mathbf{H}_d, \quad (3.7)$$

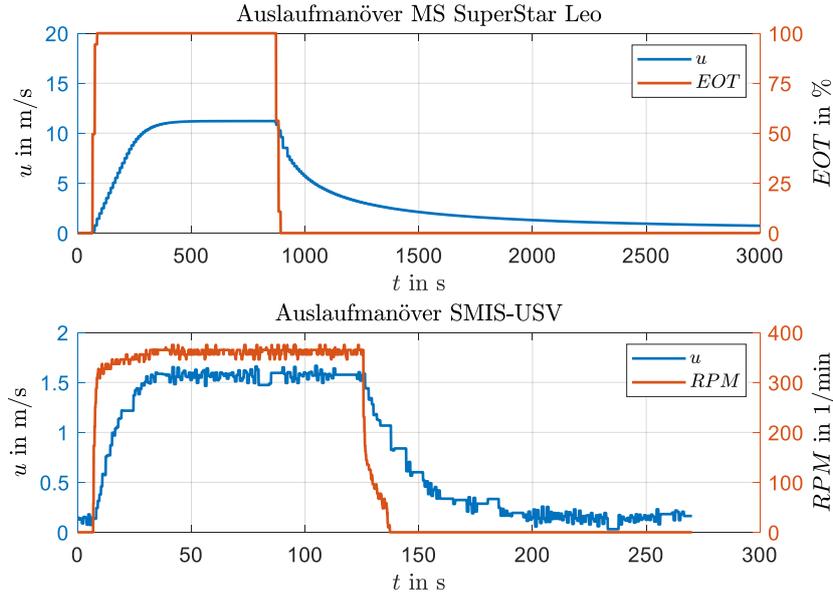
wobei durch die Linearisierung die Längs- und Steuerbewegung entkoppelt werden. Folglich lässt sich in Anlehnung an Abbildung 3.1 vorrangig die Längsgeschwindigkeit  $u$  als Parameter für die Variation der Derivate der Bewegungsdynamik heranziehen.

In der Praxis ist die Ermittlung der Parameter des linearen Modells durch Experimente mit Großschiffen nur für eine geringe Anzahl an Arbeitspunkten möglich. Probleme treten vor allem in Bereichen starker Querkopplungen, beispielsweise beim Manövrieren, und durch unbekannte Störungen bei den Freiversuchen auf. Des Weiteren besitzen die linearisierten Modelle eine beschränkte Gültigkeit im avisierten Bereich um den gewählten Arbeitspunkt herum. Folglich vergrößern sich die Abweichungen des linearen Modells gegenüber dem Prozess mit zunehmender Differenz zwischen den im Arbeitspunkt definierten und den aktuellen Prozesszuständen. Außerdem weisen wechselseitige Übergänge im Arbeitsbereich potentiell signifikant unterschiedliches dynamisches Verhalten auf. Beispielhaft lässt sich in Anlehnung an die systematischen Überlegungen aus Abbildung 3.1 der Übergang vom Niedriggeschwindigkeitsbereich zur Marschfahrt eines Schiffes und umgekehrt heranziehen, wie es für zwei sehr verschiedene Oberflächensfahrzeuge in Abbildung 3.2 dargestellt ist. Hierbei wird deutlich, dass sich unterschiedliche dynamische Eigenschaften beim Beschleunigungs- bzw. Auslaufmanöver ergeben.

### 3.3. Generalisiertes Modell

Neben den bisher eingeführten nichtlinearen und linearisierten Zustandsgleichungen zur Modellierung der Bewegung von Wasserfahrzeugen wurde im Rahmen der Arbeit eine zusätzliche mathematische Beschreibung erarbeitet, die die Variabilität bei dynamischen Übergangsvorgängen berücksichtigt und gleichzeitig die parameterminimale Systemstruktur der linearen Modelle beibehält. Mit diesem Ansatz soll speziell der Manövrierbereich abgebildet werden, der sich durch Stelleingriffe der verfügbaren Aktorik mit hohen Stellamplituden bei kurzer Einsatzdauer in niedrigen Geschwindigkeitsbereichen oder bei Rückwärtsfahrt des Fahrzeugs auszeichnet. Die bisher eingeführten, linearisierten Modelle bilden dieses Verhalten aufgrund von Beschränkungen in der Dynamik und dem Arbeitsbereich der Stellaggregate nur unzureichend ab und führen zu größeren Abweichungen. Nichtlineare Beschreibungen, die in diesem Bereich vorherrschenden komplexen hydrodynamischen Effekte, lassen sich wie in Kapitel 2.2.3 gezeigt theoretisch formulieren, führen jedoch auf parameterintensive Gleichungen. Folglich bringt deren Bedatung einen extremen Aufwand mit sich, der nur durch die umfangreiche Vermessung von Funktionsmodellen in Wind- oder Strömungskanälen geleistet werden kann.

Vor diesem Hintergrund wird ein neuer Modellansatz für manövrierende Fahrzeuge vorgeschlagen. Durch konsequente Abstraktion der hydrodynamischen Einflussgrößen lässt sich eine generische Abbildung der wesentlichen internen und externen Effekte auf die Fahrzeugdynamik realisieren. Die so generalisierte Beschreibung wurde erarbeitet, um in Form eines Experimentalmodells die speziellen physikalischen Zusammenhänge manövrierender Schiffe zu berücksichtigen.



**Abbildung 3.2.:** Übergangsmanöver zwischen verschiedenen Arbeitsbereichen der MS SuperStar Leo als Simulationsergebnis mit dem ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 (oben) und des SMIS-USV als Messung bei Freifahrt (unten)

sichtigen und die resultierende Wirkung auf die Schiffsbewegung zu abstrahieren. Grundlage bildet die Darstellung eines Manövers als dynamischer Übergang zwischen zwei Arbeitspunkten. Damit kann das generalisierte Modell gleichermaßen eingesetzt werden, um die Übergänge zwischen verschiedenen und innerhalb von Operationsbereichen nach Abbildung 3.1 abzubilden, insofern eine entsprechende Parametrierung stattgefunden hat. Diese Eigenschaft stellt einen entscheidenden Vorteil beim angestrebten ganzheitlichen Systemansatz dar.

Die Grundlage des generalisierten Modells zur Beschreibung des Übergangsverhaltens zwischen Gleichgewichtspunkten bildet die allgemeine, nichtlineare Zustandsbewegungsgleichung

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} = \overbrace{(\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}))}^{\mathbf{D}_G(\mathbf{x})} \mathbf{x} + \mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d. \quad (3.8)$$

Zur Abstraktion der physikalischen Effekte erfolgt die Einführung der generalisierten, internen Dämpfungseffekte  $\mathbf{D}_G$  in zustandsabhängiger Form. Auf Grundlage der Ausführungen im Kapitel 2.2.4 beschreiben die Kräfte und Momente der Antriebsorgane  $\mathbf{H}_a$  nicht ausschließlich Wirkungen in die Vorzugsrichtung. Vielmehr werden widerstandserhöhende Kraftanteile und Querkopplungen beispielsweise eines gelegten Ruders gleichermaßen berücksichtigt und den jeweiligen Übergangsparametern zugeschlagen. Dadurch erfolgt eine Abstraktion der unterschiedlichen physikalischen Effekte zu einer gebündelten Wirkung auf die Freiheitsgrade des Fahrzeugs. Die folgenden Ausführungen fokussieren auf die ebene Bewegung von Oberflächenschiffen nach den Definitionen aus Kapitel 2.2.5. Die damit verbundene Vernachlässigung der rotatorischen Freiheitsgrade um die körperfeste  $x$ - und  $y$ -Achse sowie der Tauchbewegung in  $z$ -Richtung resultiert in  $\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) = \mathbf{0}_{3 \times 1}$ . Die generalisierte Bewegungsgleichung (3.8) vereinfacht

sich zu

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D}_G(\mathbf{x})\mathbf{x} + \mathbf{H}_a(\mathbf{u}, \mathbf{x}) + \mathbf{H}_d, \quad (3.9)$$

unter Berücksichtigung des reduzierten Zustandsvektors  $\mathbf{x} = [u \ v \ r]^T$  sowie der entsprechenden Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_a$  und  $\mathbf{H}_d$ . Grundsätzlich handelt es sich trotz dieser Vereinfachungen um eine nichtlineare, verkoppelte Beschreibung des Bewegungsverhaltens, da die generalisierte Dämpfung im Wesentlichen von den Fahrzeugzuständen und die Kräfte und Momente der Antriebsaggregate zusätzlich von den Stellgrößen  $\mathbf{u}$  abhängen.

Der generalisierte Ansatz wird weiterhin durch eine Entkopplung der Zustandsgrößen abstrahiert. Dazu erfolgt eine direkte Verbindung der Wirksamkeiten zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen. Die vorherrschenden Querkopplungen zwischen den Bewegungsgrößen werden als Summe der Antriebskräfte und -momente sowie der resultierenden Widerstände auf der rechten Seite der Gleichung (3.9) erfasst. Nach dem 1. Newtonsche Axiom erzeugen die Kräfte und Momente der Antriebe sowie der Störungen, auch die, die indirekt durch eine Querkopplung hervorgerufen werden, im stationären Fall einen konstanten Wert der jeweiligen Zustandsgröße. Als Grundlage der Entkopplung dient die bereits eingeführte linearisierte Modellgleichung (3.5). Berücksichtigt man die Forderung nach der direkten Verbindung zwischen Ein- und Ausgangsgrößen sowie die Abstraktion der Stellgrößen und Querkopplungen als widerstandsverändernde Anteile, adaptiert sich die lineare Bewegungsgleichung zu der parametervariablen Form

$$\mathbf{M}_h \Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D}_G \Delta \mathbf{x} + \Delta \mathbf{H}_a + \Delta \mathbf{H}_d \quad (3.10)$$

mit der generalisierten Dämpfung

$$\mathbf{D}_G = f(\mathbf{x}_0, \Delta \mathbf{H}_G) \quad (3.11)$$

in Abhängigkeit vom Kräfteintrag  $\Delta \mathbf{H}_G = \Delta \mathbf{H}_a + \Delta \mathbf{H}_d$  in das System. Da sich diese Abhängigkeit in der generalisierten Dämpfung  $\mathbf{D}_G$  abbildet, kann im Folgenden auf das Mitführen der  $\Delta$ -Größen verzichtet werden. Es handelt sich um absolute Geschwindigkeitsübergänge, so dass sich das generalisierte Modell zu

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D}_G \mathbf{x} + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d. \quad (3.12)$$

ergibt. Die Komponentenschreibweise resultiert entsprechend in

$$\begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 \\ 0 & m_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_D & 0 & 0 \\ 0 & Y_D & 0 \\ 0 & 0 & N_D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_a \\ Y_a \\ N_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_d \\ Y_d \\ N_d \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

Unter der Annahme von konstanten Parametern für einen einzelnen Zustandsübergang entspricht das Übertragungsverhalten einem linearen Verzögerungselement für den jeweiligen Freiheitsgrad. Die Verbindung der virtuellen Stellgrößen  $\mathbf{H}_a$  mit den spezifischen Aktoren des Fahrzeugs sowie der Einfluss der Störungen  $\mathbf{H}_d$  ergibt sich über gesonderte Beschreibungsvorschriften.

Im Gegensatz zu einer geschlossenen physikalischen Beschreibung der hydrodynamischen Einflüsse zielt das vorgeschlagene generalisierte Modell auf die starke Abstraktion des dynamischen Verhaltens ab, um die Anzahl an notwendigen Parametern auf ein Mindestmaß zu reduzieren.

Um dennoch eine hohe Abbildungsqualität zu erreichen, wird die Komplexität des einzelnen Parameters erhöht. Dadurch lassen sich die Modellparameter mit einfachen Manövern gezielt auch im laufenden Schiffsbetrieb ermitteln. Darüber hinaus ist die Anpassbarkeit an verschiedene Fahrzeugklassen ohne die Berücksichtigung individueller Parameter spezieller Schiffstypen gegeben. Die Speicherung der ermittelten Werte erfolgt in Parametertabellen, wie sie am Beispiel des USV MESSIN in der Abbildung 5.7 auf Seite 108 dargestellt sind. Dies bildet gleichermaßen einen gewissen Nachteil des abstrahierten Modellansatzes. Für die Bedatung der Kennfelder wird eine große Anzahl an vergleichsweise einfachen Manövern benötigt, um die Parameter für den statischen und dynamischen Teil des generalisierten Modells zu ermitteln, wie es ebenfalls das Beispiel des MESSIN in Kapitel 5.3 zeigt. Da eine Abbildung des nichtlinearen Bewegungsverhaltens unter Nutzung linearisierter Teilmodelle erfolgt, entstehen Abweichungen, die sich zwangsweise mit steigender Differenz zum zugehörigen Gleichgewichtspunkt vergrößern. Jedoch wird davon ausgegangen, dass sich der gesteuerte Prozess innerhalb der Grenzen bewegt, in denen das vereinfachte Modell eine gute Abbildung des dynamischen Verhaltens liefert. Die Validierung erfolgte u.a. mit dem SMIS-USV, dargestellt in den Kapiteln 6.2.2 und 6.3.1.

Es werden nun folgende Vereinbarungen getroffen. Erstens, die Längsbewegung ist intern vollständig entkoppelbar. Das bedeutet, die physikalischen Querkopplungen besitzen einen geringen Einfluss und können vernachlässigt bzw. mit den äußeren Einflüssen zusammen abgebildet werden. Zweitens, die Steuerbewegung ist aufgrund der Anströmverhältnisse abhängig von der aktuellen Längsgeschwindigkeitskomponente. Die Entkopplung der Bewegungszustandsgleichung (4.2) wurde durch Linearisierung in Arbeitspunkten vorgenommen. Dadurch wird die physikalische Kopplung der Einflussgrößen in einer Parameterabhängigkeit der generalisierten Dämpfung dargestellt. Drittens, die wirksame Längskraft ändert sich durch die Antriebsorgane mit der aktuellen Längsgeschwindigkeit. Dadurch ergeben sich ebenso kontinuierliche Anpassungen der Übertragungsparameter der Steuerbewegung. Untersuchungen zur Abbildungsqualität und Gültigkeit des bedateten generalisierten Modells sowie seiner Einsatzgrenzen finden sich im Kapitel 5.2.1.

### 3.3.1. Abstraktion der Wirkungen der Aktoren

#### Statische Zusammenhänge

Ein Wasserfahrzeug ist mit unterschiedlichen Antriebs- und Steuerorganen ausgestattet, welche situationsbedingt zum Einsatz kommen. Um diese Vielfalt von der eigentlichen Schiffsdynamik abzukoppeln, wird eine gemeinsame Schnittstelle auf Kräfteebene verwendet. Aus den Beschreibungen für die gängigen Aktoren aus Kapitel 2.2.4 lassen sich statische Abbildungen ableiten, aus denen anhand der Sollwerte der Stellorgane und der Bewegungszustände des Fahrzeugs die resultierenden Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_a$  berechnet werden können. Die Matrix der Aktor-Kraftderivate  $\mathbf{A}_D$  bildet diese Zusammenhänge ab, so dass sich durch Multiplikation mit dem Vektor der verfügbaren Antriebe  $\mathbf{u}$  die Kräfte in Längs- und Querrichtung ergeben. Die Funktionen basieren auf den physikalischen Zusammenhängen der verschiedenen Aggregate. Zudem ist die Einbaulage und die Schubrichtung der Stellorgane zu berücksichtigen, welche durch die geometrische Aktor-Konfigurationsmatrix  $\mathbf{A}_C$  beschrieben wird und zusammenfas-

send die Gleichung

$$\mathbf{H}_a = \mathbf{A}_C \mathbf{A}_D \mathbf{u} \quad (3.14)$$

mit  $\mathbf{A}_D = f(\mathbf{u}, \mathbf{x}, \mathbf{x}_e)$  bildet. Die Konfigurationsmatrix wird zur Umsetzung der Antriebskräfte in die resultierenden Momente verwendet.  $\mathbf{A}_D$  beinhaltet Beiwerte, aus denen sich durch die Multiplikation mit der jeweiligen Stellgröße Kräfte in die entsprechenden Richtungen in der körperfesten  $x$ - $y$ - $z$ -Ebene ergeben. Dabei handelt es sich um Funktionen der aktuellen Fahrzeugzustände  $\mathbf{x}$  und  $\mathbf{x}_e$  bei 6 DOF Anwendungen, wie Anströmung und Trimmung sowie der Verkopplungen von verschiedenen Antrieben, beispielsweise bei der Krafterzeugung eines verdrehten Azimuth-Antriebs.

Am Beispiel eines Standardschiffes mit kompensiertem Propellerantrieb und der zugehörigen Stellgröße für die Drehzahläquivalenz  $EOT$ , einem Blattruder mit dem Ruderwinkel  $\delta$  sowie einem Bug-Querstrahlruder mit der Drehzahläquivalenz  $TB$  ergibt sich die auf 3 DOF reduzierte Approximation zu

$$\mathbf{H}_a = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & x_\delta & 1 & x_{TB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{EOT} & 0 & 0 \\ 0 & X_\delta & 0 \\ 0 & Y_\delta & 0 \\ 0 & 0 & X_{TB} \\ 0 & 0 & Y_{TB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} EOT \\ \delta \\ TB \end{bmatrix}. \quad (3.15)$$

Die Derivate  $X_*$  und  $Y_*$  sind nach dem Aktor indiziert und bilden mit der jeweiligen Stellgröße die wirksame Kraft in Längs- oder Querrichtung ab, jeweils abhängig von den Bewegungszuständen und bestehenden Aktorverkopplungen. In der Aktor-Konfigurationsmatrix sind für Oberflächenfahrzeuge die körperfesten Abstände  $x_\delta$  und  $x_{TB}$  der einzelnen Antriebe zum Schwerpunkt des Fahrzeugs angegeben, woraus sich schließlich die effektiven Momente um die Fahrzeughochachse ergeben.

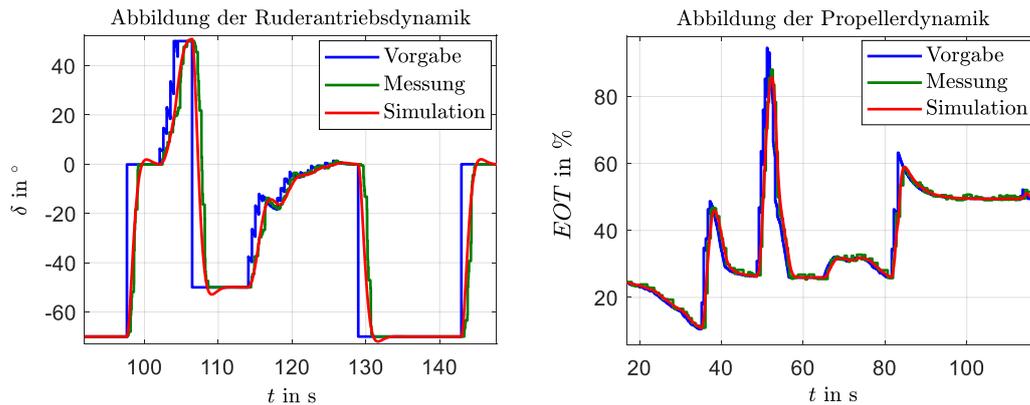
Auf der Grundlage von Gleichung (3.15) lassen sich die Aktorbeschreibungen ebenfalls nach dem eingeführten Prinzip der generalisierten Struktur für verschiedene Operationsbereiche approximieren. Dies kann beispielsweise durch Linearisierung erfolgen, so dass die komprimierte Form

$$\mathbf{H}_a = \mathbf{A}_S \mathbf{u} = \begin{bmatrix} X_{EOT} & X_\delta & X_{TB} \\ 0 & Y_\delta & Y_{TB} \\ 0 & N_\delta & N_{TB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} EOT \\ \delta \\ TB \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

mit der Aktor-Standardisierung  $\mathbf{A}_S$  entsteht. Durch die Approximation können neben den translatorischen Derivaten die rotatorischen Pendanten  $N_*$  eingeführt werden. Im Hinblick auf die praktische Parameterermittlung wird dadurch eine effizientere Anpassbarkeit an die konkreten Fahrzeugbedingungen ermöglicht. Anschließend lassen sich die arbeitspunktabhängigen Parameter in Kennfelder überführen, wobei sich die Bestandteile des Aktormoduls am Beispiel des Vergleichsschiffs nach Gleichung (3.16) zu

$$\begin{bmatrix} X_a \\ Y_a \\ N_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{X_{EOT}}(u, EOT) + f_{X_\delta}(u, \delta) + f_{X_{TB}}(u, TB) \\ f_{Y_\delta}(u, \delta) + f_{Y_{TB}}(u, TB) \\ f_{N_\delta}(u, \delta) + f_{N_{TB}}(u, TB) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

ergeben.



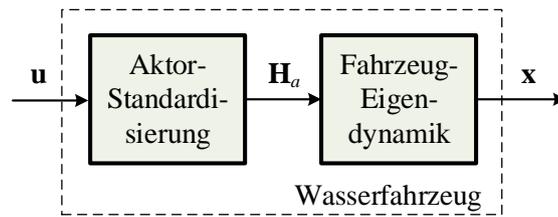
**Abbildung 3.3.:** Approximation der Dynamik einer Ruderverdreheinrichtung und eines Propellerantriebs des AGaPaS Katamarans mittels linearer Differentialgleichungen zweiter Ordnung nach Kurowski und Lampe [60]

### Dynamische Erweiterung

Die Gleichungen (3.14) - (3.16) beschreiben statische Zusammenhänge der Kraft- und Momentenerzeugung durch die Antriebe. Das dynamische Übertragungsverhalten der Stellgrößen bleibt von diesem Ansatz unberührt. In Fällen, in denen sich die Aktordynamik nicht vernachlässigen lässt, vor allem bei Fahrzeugen mit entsprechender Eigendynamik oder trägen Antriebseinrichtungen, muss diese im Modellierungs- und Parametrierungsprozess zusätzlich berücksichtigt werden. Dies geschieht beispielsweise durch Kombination einer statischen Kennlinie mit einem linearen Übertragungsmodell in Form einer Wiener-Struktur. Wie durch Kurowski und Lampe für den unbemannten AGaPaS Katamaran dargestellt wurde, lässt sich die Antriebsdynamik effizient mittels linearer Differentialgleichungen approximieren, deren Ordnung von der Antriebscharakteristik abhängt [60]. Typischerweise sind Gleichungen erster oder zweiter Ordnung angemessen, da es sich bei den Antriebseinheiten selbst um geregelte Systeme handelt, wie z. B. Berking und Huth in [14] für eine Rudereinrichtung zeigen. Abbildung 3.3 zeigt die Approximation der Dynamik einer Ruderverdreheinrichtung und eines Propellerantriebs des AGaPaS Katamarans mittels linearer Differentialgleichungen zweiter Ordnung nach Kurowski und Lampe [60].

### 3.3.2. Strukturierung des generalisierten Modells

Die Parametrierung eines allgemeinen, nichtlinearen Modells der Bewegung von Wasserfahrzeugen gestaltet sich als äußerst aufwändig und kann für manövrierende Schiffe praktisch nicht realisiert werden. Aus diesem Grund erfolgt die Abbildung des Bewegungsverhaltens von Wasserfahrzeugen mittels des eingeführten, generalisierten Ansatzes (3.12). Durch die einfache Struktur und die resultierenden Eigenschaften lassen sich die einzelnen Bestandteile effektiv strukturieren. Dazu wird eine Trennung des Aktormoduls, welches statische und dynamische Anteile besitzen kann, von dem Modul der schiffshülleninduzierten Eigendynamik durchgeführt. Dadurch können variable Antriebskonfigurationen in einer Aktor-Standardisierung abgebildet werden, die sich zugleich aus a-priori Informationen bedaten lassen. Für die



**Abbildung 3.4.:** Trennung zwischen Aktormodul und Modul der Eigendynamik

Schiffseigendynamik bilden folglich die standardisierten Kräfte und Momente den Eingang, wie es die Abbildung 3.4 veranschaulicht. Mit der Anwendung generischer Ansätze wird die Parametrierung der verschiedenen Bestandteile für unterschiedliche Fahrzeugtypen vereinfacht. Außerdem findet die Aktor-Standardisierung direkten Eingang in die spätere Allokation der Antriebe.

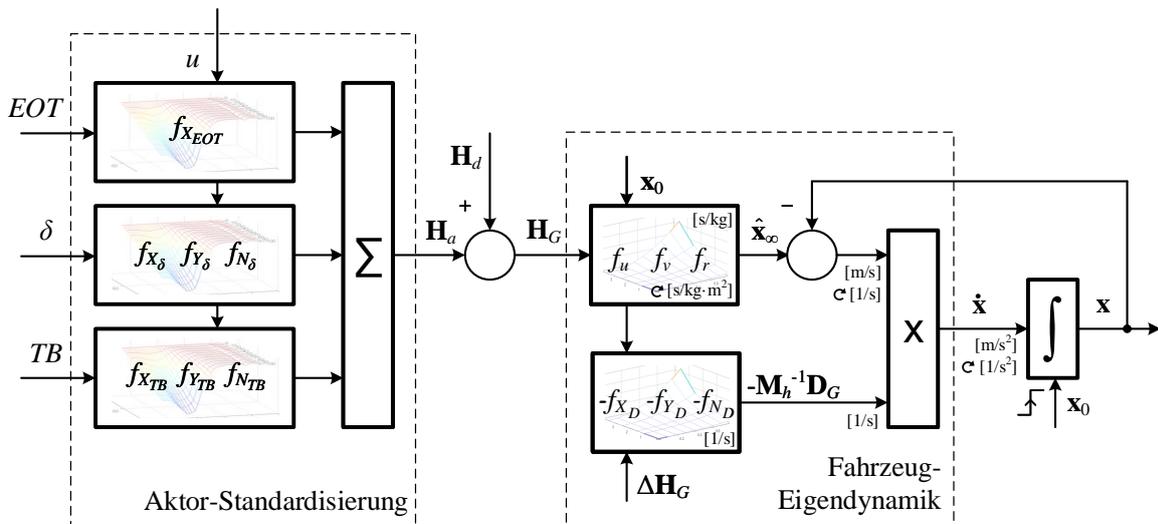
Für eine effiziente Parametrierung der Teilmodelle ist es notwendig, eine weitere Präzisierung der Bestandteile des generalisierten Modells durchzuführen und deren konkrete Abhängigkeiten zu analysieren. Wie mit Gleichung (3.12) verdeutlicht wurde, erfolgt eine Entkopplung der Bewegungsfreiheitsgrade. Die Wirkungen jeglicher Querkopplungen werden den Eingangsgrößen zugeschlagen. Dies bedeutet anschaulich, dass sich die resultierende Dynamik auf Verzögerungselemente reduziert, wobei die Zeitkonstanten als parametervariabel anzusehen sind. Folglich hängt das Übergangsverhalten nach der Definition aus Gleichung (3.11) vorrangig von den Differenzkräften bzw. -momenten  $\mathbf{H}_G$  und von den Zuständen im aktuell betrachteten Gleichgewichtspunkt  $\mathbf{x}_0$  ab.

Zugleich können für die sich einstellenden stationären Geschwindigkeitskomponenten Schätzwerte auf Basis der Kräfte und Momente aus der Aktor-Standardisierung und der wirkenden Störgrößen nach

$$\begin{bmatrix} \hat{u}_\infty \\ \hat{v}_\infty \\ \hat{r}_\infty \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_u(X_G, \mathbf{x}_0) \\ f_v(Y_G, \mathbf{x}_0) \\ f_r(N_G, \mathbf{x}_0) \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

bestimmt werden. Im Falle der Steuerbewegung sind die resultierenden stationären Geschwindigkeitskomponenten neben dem generalisierten Kraft- und Momentenanteil zusätzlich durch die Zustände im aktuellen Arbeitspunkt beeinflusst, um die physikalische Wirkung der unterschiedlichen Anströmung wiederzugeben. Konkret bedeutet dies, dass sich beispielsweise bei gleicher Kraft- oder Momenteneinwirkung bei verschiedenen Operationsgeschwindigkeiten des Fahrzeugs unterschiedliche Quer- und Drehgeschwindigkeiten einstellen.

Die Abbildung 3.5 zeigt den Aufbau des generalisierten Modells bestehend aus der Aktor-Standardisierung, der Fahrzeug-Eigendynamik und der Parameterabhängigkeiten am Beispiel des bereits eingeführten Standardschiffes mit einem Propellerantrieb *EOT*, dahinter liegendem Blattruder  $\delta$  und einem Bug-Querstrahlruder *TB*. Die Darstellung zeigt detailliert die wesentlichen Parameterfelder, die zur Anwendung des generalisierten Modells bedatet werden müssen, wobei es sich im Wesentlichen um drei abgeschlossene Module für den jeweiligen Freiheitsgrad handelt. Im Einzelnen sind die folgenden Bestandteile zu berücksichtigen.



**Abbildung 3.5.:** Darstellung des generalisierten Modells unter Nutzung von Kennfeldern am Beispiel eines Standardschiffes mit einem Propellerantrieb, Blattruder und Bug-Querstrahlruder

**Manöverdynamik** als Bestandteil der Fahrzeug-Eigendynamik beschreibt das Übergangsverhalten zwischen zwei Gleichgewichtspunkten in Form einer dreidimensionalen parametervariablen Abbildung der Dämpfungseigenschaften.

**Manövergeschwindigkeit** gibt den Schätzwert des sich anschließenden Gleichgewichtspunktes an. Er resultiert aus der globalen Verstärkung bei Kräftegleichgewicht im stationären Fall bei Applikation der nichtlinearen Zusammenhänge (3.1) bzw. (3.2) und komplettiert die Abbildung der Fahrzeug-Eigendynamik. Die Manöverdynamik wird dabei nicht beeinflusst. Entsprechend der Geschwindigkeitskomponente handelt es sich hierbei um eine zwei- oder dreidimensionale Abbildung.

**Aktor-Standardisierung** definiert die Kraft- und Momentenerzeugung in Form von aktiven beschleunigenden Komponenten oder widerstandserhöhenden Anteilen. Die hinterlegten Modelle sind variabel in ihrer Ausprägung und individuell auf die eingesetzten Antriebe zu adaptieren.

Die Module Manöverdynamik und Manövergeschwindigkeit bilden zusammen die Fahrzeug-Eigendynamik ab. Neben den fahrzeugeigenen Modulen sind zusätzlich die Wirkungen angreifender Störgrößen in Form der Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_d$  zu berücksichtigen.

Aufgrund der Modularität können für die experimentelle Bedatung Methoden eingesetzt werden, die es erlauben, die verschiedenen Module einzeln zu parametrieren. Dazu lassen sich einerseits bestimmte Parameter durch numerische Berechnungen umströmter Körper abschätzen, andererseits werden vorrangig Messdaten aus Manövrierversuchen verwendet. Für die effiziente Bedatung der Strukturen wurden verschiedene Manöver entworfen, die es ermöglichen, gezielt die unterschiedlichen Kennfelder zu befüllen. Ziel war die Etablierung einer begrenzten Anzahl an Standardmanövern mit dem Hintergrund, dass die Parametrierung im laufenden Schiffsbetrieb realisiert werden kann. Die entworfenen Manöver und deren Einsatz zur experimentellen

Parameter generierung werden im Kapitel 3.4.2 erläutert und im Kapitel 5.3 verifiziert. Die Kombination von a-priori Berechnungen mit Ergebnissen aus Manövrierversuchen ist sinnvoll, um eine adäquate Befüllung der Parametertabellen zu ermöglichen.

## 3.4. Methoden zur experimentelle Bedatung

### 3.4.1. A-priori Abschätzungen

#### Numerische Strömungsmechanik

Im Bereich des Schiffsentwurfs ist es üblich, Berechnungen auf Basis numerischer Fluidodynamik CFD durchzuführen, wie z.B. Ritz et al. in [94] für das SMIS-USV oder Haase et al. in [38] für das AGaPaS Fahrzeug darstellen. In dieser Weise können Designparameter angepasst und die wesentlichen Umströmungseigenschaften simuliert werden. Dazu wird auf verschiedene Theorien mit unterschiedlicher Detailtiefe aufgebaut, von der Betrachtung rotationsfreier Strömungen mittels potentialtheoretischer Methoden bis hin zur Berechnung turbulent umströmter Körper unter Betrachtung reibungsbehafteter Fluide. Die Simulationen erfolgen unter Verwendung eines diskretisierten Formmodells der getauchten Schiffshülle, wobei die Formgenauigkeit und deren Diskretisierung die Ergebnisse zwangsläufig beeinflussen, wie die Berechnungen von Ritz et al. am Beispiel des SMIS-USV zeigen [94]. Nutzt man die potentialtheoretischen Ansätze, dienen als Grundlage quasistatische Modelle in Form spezieller Übertragungsfunktionen sogenannter RAO, die auf der linearen Bewegungsgleichung (2.18) fußen. Wählt man für die anregende Kraft eine harmonische Schwingung mit der Wellenfrequenz und der Amplitude proportional der signifikanten Wellenhöhe lassen sich die Trägheitsterme  $\mathbf{M}_h$ , die lineare Dämpfungsmatrix  $\mathbf{D}_l$  und die Rückstellterme  $\mathbf{S}_h$  in Abhängigkeit von der anregenden Frequenz darstellen. Die Ergebnisse werden verwendet, um das Verhalten bei Seegang zu simulieren und Extremwerte nahe der Eigenfrequenz des Körpers zu ermitteln, wie die Berechnungen von Kurowski et al. für das SMIS-USV zeigen [61]. Die Methoden sind vor allem für Design- und Konstruktionsaspekte geeignet und können eine Ergänzung zu Versuchen im Wind- oder Strömungskanal bilden. Außerdem lassen sich die derart bedateten Modelle in spezielle Regelungssysteme, beispielsweise zur modellgestützten Seegangskompensation, integrieren. Für eine zeitbasierte Simulation des Bewegungsverhaltens sind sie nicht geeignet. Dennoch können die so ermittelten Parameter für den Glattwasserfall zur Initialbedatung eingesetzt werden.

#### Abschätzungen bei Standardschiffen

Für Standardschiffe werden hauptsächlich empirische Näherungen zur Ermittlung von Widerstandskoeffizienten eingesetzt. Grundlage für die Abschätzungen der Widerstände des Schiffskörpers bilden die Annahmen einer konstanten Geschwindigkeit und die Vereinfachung der Strömungsverhältnisse mit der Annahme von schlanken Körpern nach Clarke et al. [24]. Dazu wurden verfügbare Konstruktionsdaten für verschiedenste Standardschiffe ausgewertet und in eine statistische Darstellung der Steuerderivate  $Y_*$  und  $N_*$  der linearen Dämpfung überführt.

Eine Verallgemeinerung des Ansatzes führt auf die Näherungsgleichungen

$$\begin{aligned} Y_v &= \int_{x=0}^{L_{kwl}} \frac{\rho_w}{2} T_G(x) c_y(x) v_0 dx \\ Y_r &= \int_{x=0}^{L_{kwl}} \frac{\rho_w}{2} T_G(x) c_y(x) r_0 x dx \end{aligned} \quad (3.19)$$

für die Derivate in Querrichtung und

$$\begin{aligned} N_v &= \int_{x=0}^{L_{kwl}} \frac{\rho_w}{2} T_G(x) c_y(x) v_0 x dx \\ N_r &= \int_{x=0}^{L_{kwl}} \frac{\rho_w}{2} T_G(x) c_y(x) r_0 x^3 dx, \end{aligned} \quad (3.20)$$

entsprechend für die Parameter der Drehung um die Hochachse. Im Wesentlichen wird eine Integration der vereinfachten Körperform unter Nutzung des veränderlichen Tiefgangs  $T_G$  und Querwiderstandsbeiwertes  $c_y$  in Längsrichtung durchgeführt. Ähnliche Gleichungen ergeben sich für die Berechnung von Ruderderivaten typischer Blattruderanlagen von Einschraubenschiffen.

Diese Abschätzungen lassen sich für die Bestimmung von Arbeitspunktparametern der Steuerbewegung einsetzen, wenn die Längsgeschwindigkeit nahezu konstant bleibt. Für kleine Fahrtstufen bis hin zum Stand oder der Rückwärtsfahrt sind sie nicht geeignet, da die Einflüsse der Anströmänderungen nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren beruhen die Näherungsgleichungen auf Untersuchungen von Standardschiffen. Somit sind zusätzliche Tests notwendig, um die Parameter an das konkrete Schiff anzupassen. Die genannten Verfahren und Abschätzungen können allenfalls zur Erzeugung von Startwerten für eine anschließende experimentelle Parametrierung aus Messdaten verwendet werden, wie auch die Untersuchungen von Lampe et al. in [66] und [67] ergeben haben.

### 3.4.2. Manöverentwurf zur Bedatung des generalisierten Modells

Eine besondere Herausforderung der experimentellen Bedatung liegt im Entwurf von adäquaten Manövierversuchen als Grundlage zur Erzeugung einer umfangreichen Datenbasis. Anhand des Charakters der Modellstruktur lassen sich verschiedene Manöverklassen etablieren, um die unterschiedlichen Module des generalisierten Modells zu bedaten. Die notwendigen Versuche sind derart zu wählen, dass sie einem einfachen Ablauf folgen. Dies ermöglicht einerseits, definierte Arbeitsbereiche respektive Parameter im generalisierten Modell gezielt anzusprechen und andererseits Manövriersituationen im regulären Betrieb des Fahrzeugs auszunutzen, um die Datenbasis weiter zu erhöhen, wie es bereits durch Lampe et al. in [67] vorgeschlagen wurde.

Prinzipiell kann die Bedatung der Parametertabellen zur Abbildung der statischen und dynamischen Teilmodule der entkoppelten Teilsysteme für Längs-, Quer- und Drehbewegung systematisch aus Sprungversuchen als Funktion der initialen Zustände im Gleichgewichtspunkt  $\mathbf{x}_0$  des Fahrzeugs und der Kraft- und Momentenbeaufschlagung  $\mathbf{H}_a$  ermittelt werden. Für eine Bedatung des generalisierten Modells wurden verschiedene Manöverkategorien definiert. Sie

dienen dazu, die wesentlichen Einflüsse durch Schiffsrumpf und Antriebe im Zusammenhang mit der abstrahierten Beschreibung des generalisierten Modells zu ermitteln. Zu den Kategorien gehören

- Auslaufmanöver zur Bestimmung der nichtlinearen Dämpfungskomponenten,
- Spiralmanöver zur Ermittlung der Stabilität der Steuerbewegung,
- Aktormanöver zur Abbildung des Verhaltens der Antriebsaggregate,
- Längs-, Quer- und Rotationsmanöver zur Bestimmung der dynamischen Eigenschaften bei Geschwindigkeitsänderungen sowie
- Koppelmanöver zur Ermittlung der widerstandserhöhenden Effekte der Antriebsorgane, wozu auch die gängigen Zick-Zack-Manöver zählen.

Die einzelnen Manöverarten werden im Weiteren näher erläutert. Zudem erfolgt die Darstellung der Methoden zur Bedatung des generalisierten Modells anhand der verschiedenen Klassen. Erläuterungen zur praktische Umsetzung in einem iterativen Prozess finden sich in Kapitel 5.3.

#### Auslaufversuche

Die Auslaufversuche zur Ermittlung des nichtlinearen Formwiderstandes orientieren sich an den klassischen Schleppversuchen nach Scharnow [95]. In Spezialfällen, vor allem bei kleineren unbemannten Fahrzeugen oder bei Verfügbarkeit eines maßstäblichen Modells, lassen sich die Widerstandseigenschaften durch das Ziehen des Fahrzeugs bei verschiedenen Geschwindigkeiten durch einen Tank mit Aufnahme der resultierenden Zugkräfte bewerkstelligen. Durch die Messungen kann direkt auf die mathematische Beschreibung der Widerstandsbeiwerte in Form geeigneter Polynome geschlossen werden, wie es Kurowski et al. für den Längswiderstand des SMIS-USV mit einer kubischen Annäherung gezeigt hat [62]. Für Standardschiffe sind Auslauf- und Stoppversuche durch die IMO gefordert, woraus sich nach Lampe et al. der Längswiderstandsbeiwert berechnen lässt [67].

Unter Berücksichtigung der Struktur des generalisierten Modells erfolgt die Adaption und die erforderliche Erweiterung auf die zu berücksichtigenden Freiheitsgrade der Fahrzeugbewegung. Damit können die ermittelten Widerstandsfaktoren einerseits direkt zur Berechnung der jeweiligen Manövergeschwindigkeiten nach Gleichung (3.18) eingesetzt werden. Andererseits kann aus den stationären Geschwindigkeiten innerhalb eines Gleichgewichtspunktes auf die Kraftverhältnisse geschlossen werden, die durch Antriebe und Störgrößen entstehen. Dies dient anschließend der Bestimmung von Aktorkennwerten.

Bei der Betrachtung von Oberflächenschiffen wird zur Ermittlung der quadratischen Formwiderstände für die entkoppelten Bewegungen in Längsrichtung  $X_{uu}$ , Querrichtung  $Y_{vv}(u)$  und Rotation um die Hochachse  $N_{rr}(u)$  die Gleichung (3.2) herangezogen und durch Entkopplung zu

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} X_{uu} |u| & 0 & 0 \\ 0 & Y_{vv} |v| & 0 \\ 0 & 0 & N_{rr} |r| \end{bmatrix} \mathbf{x} + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d \quad (3.21)$$

umgeformt. Anschließend lassen sich die quadratischen Formwiderstände durch geeignete Aus-

laufmanöver bestimmen, wie es am Beispiel der Längsbewegung verdeutlicht werden soll.

Unter Vernachlässigung von Störungen erfolgt die Beschreibung der äußeren Kräfte vereinfacht mit der entkoppelten Längskraftgleichung

$$m_x \dot{u} = F_T + R_T, \quad (3.22)$$

wobei  $F_T$  die Vortriebskraft durch den Propeller und  $m_x$  die hydrodynamische Masse darstellen.  $R_T$  ist die Summe der Widerstandskräfte des angeströmten Schiffsrumpfs als Haupteinflussfaktor für die nichtlineare Dämpfung der Bewegung. Sie ist entsprechend entgegen der Vortriebskraft gerichtet. Der in  $x$ -Richtung bezeichnete Schleppwiderstand  $R_T$  wird mit Gleichung (3.21) durch

$$R_T = X_{uu}|u|u \quad (3.23)$$

als angeströmte Fläche mit den Parametern

$$X_{uu} = \frac{\rho_w}{2} c_x A \quad (3.24)$$

abgebildet.  $X_{uu}$  dient folglich als abstrahierender Parameter zum Schleppwiderstand und berechnet sich aus der Dichte des Wassers  $\rho_w$ , der eingetauchten Fläche am Hauptspant  $A$  der Schiffsabmessungen unter Wasser und dem Beiwert  $c_x$  zur Beschreibung der eigentlichen Hüllenform in Längsrichtung. Zur Bestimmung von  $R_T$  werden Schleppversuche mit dem Schiff durchgeführt. Diese können aufwändig mit einem maßstäblichen Modell in einer Versuchsanstalt oder mit der Großausführung erfolgen. Aus den Versuchen resultiert die Schleppwiderstandskurve, wobei dieses kostenintensive Verfahren lediglich für Spezialschiffe umgesetzt wird. Bei Standardschiffen muss der Schleppwiderstand aus Freifahrtversuchen mittels Auslaufmanöver ermittelt werden. Abbildung 3.6 zeigt ein derartigen Versuch für die MS Super-Star Leo als Simulationsergebnis bei Glattwasserbedingungen mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1. Dabei sind die Anfangsgeschwindigkeit  $u_0$ , die zurückgelegte Wegstrecke  $\Delta x_e$  und die Stoppzeit  $t_E$  bis zum Stillstand ermittelt worden.

Nach dem Wegfall der Schubkraft  $F_T$  ergibt sich aus Gleichung (3.22) durch Einsetzen der Schleppwiderstandsgleichung (3.23) die Differentialgleichung

$$m_x \dot{u} = X_{uu}|u|u. \quad (3.25)$$

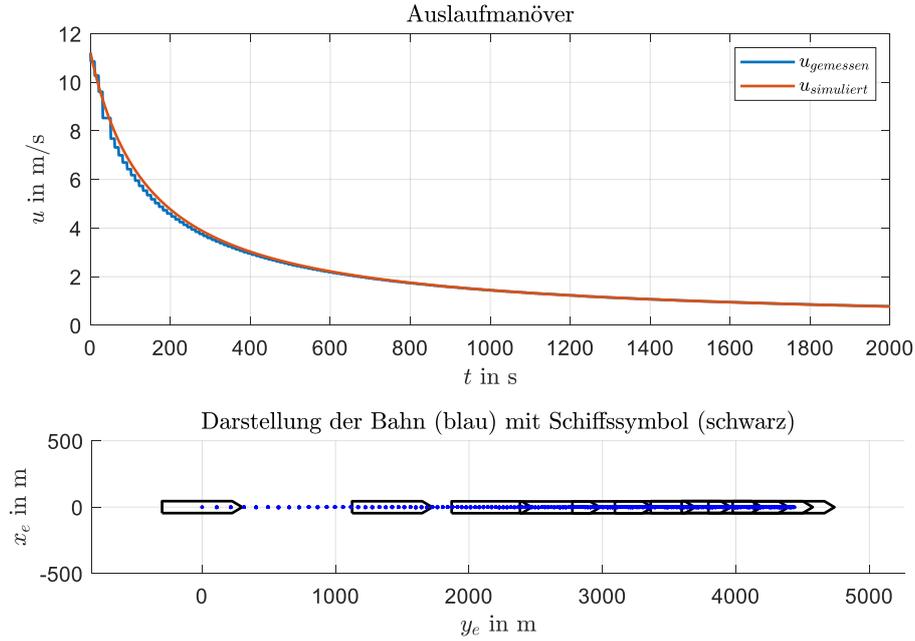
Das Lösen der Differentialgleichung und Einsetzen der Anfangsbedingung  $u(t = t_0) = u_0$  führt zu

$$u(t) = \frac{m_x u_0}{m_x + X_{uu} u_0 t}. \quad (3.26)$$

Der zurückgelegte Weg des Schiffes wird durch Integration der Schiffsgeschwindigkeit bis zum definierten Zeitpunkt des Stillstands  $t_E$  ermittelt und resultiert in

$$\Delta x_e = \int_{t=t_0}^{t_E} u(t) dt = \frac{m_x}{X_{uu}} \cdot \ln \left| 1 + \frac{X_{uu}}{m_x} u_0 t_E \right|. \quad (3.27)$$

Der Parameter  $X_{uu}$  wird iterativ mit der Gleichung (3.27) berechnet, woraus mit Berücksichtigung der Gleichung (3.23) der Schleppwiderstand hervorgeht. Identische Auslaufmanöver sind ebenso für die Rückwärtsfahrt durchzuführen.



**Abbildung 3.6.:** Auslaufmanöver der MS SuperStar Leo als Simulationsergebnis bei Glattwasserbedingungen mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1

Für traversierfähige Schiffe werden die nichtlineare Querdämpfung und das rotatorische Pendant analog zu den Berechnungen für den quadratischen Längswiderstand bestimmt, z. B. mit einem Traversier- oder Kurs-Auslaufmanöver. Mittels der Gleichungen

$$\Delta y_e = \int_{t=t_0}^{t_E} v(t) dt = \frac{m_y}{Y_{vv}} \cdot \ln \left| 1 + \frac{Y_{vv}}{m_y} v_0 t_E \right| \quad (3.28)$$

$$\Delta \psi = \int_{t=t_0}^{t_E} r(t) dt = \frac{J_z}{N_{rr}} \cdot \ln \left| 1 + \frac{N_{rr}}{J_z} r_0 t_E \right| \quad (3.29)$$

können die Parameter für die Quer- und Rotationsdämpfung  $Y_{vv}(u_0 = 0)$  und  $N_{rr}(u_0 = 0)$  direkt ermittelt werden. Wie bereits ausgeführt, sind die Parameter der Formwiderstände der Steuerbewegung aufgrund der unterschiedlichen Anströmverhältnisse von der Längsgeschwindigkeit abhängig. Aus praktischen Gesichtspunkten erfolgt deren Ermittlung durch iterative Minimierung des Modellausgangsfehlers unter Nutzung der Differentialgleichungen

$$\dot{v} = m_y^{-1} Y_{vv}(u_0) |v| v \quad (3.30)$$

$$\dot{r} = J_z^{-1} N_{rr}(u_0) |r| r. \quad (3.31)$$

Für nicht traversierfähige Fahrzeuge werden die Parameter in analoger Weise mittels kombinierter Drehmanöver bestimmt. Die ermittelten Widerstände stehen in direktem Zusammenhang mit den vorherrschenden Umgebungs- und Versuchsvariablen wie Beladungszustand, Umwelteinflüsse, etc., wie auch Benedict und Wand in [11] ausführen. Trotz dieser Unsicher-

heiten ergibt sich eine Abbildung der Kräfte, die durch die Antriebe erzeugt werden müssen, um die zugehörigen stationäre Geschwindigkeiten zu erreichen.

### **Gierverhalten**

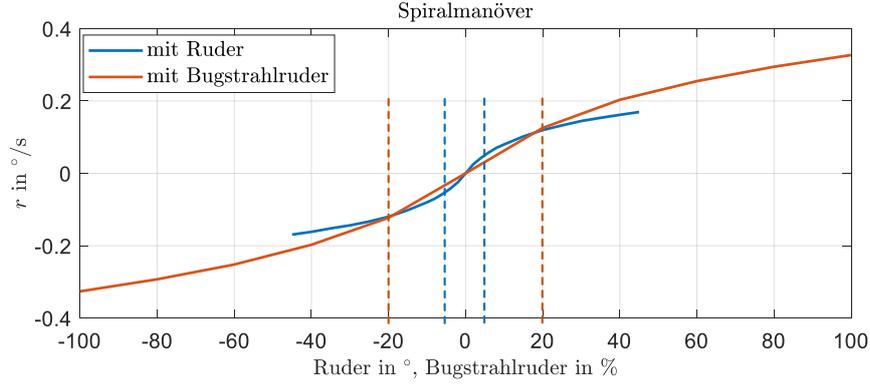
Eine besondere Eigenschaft von Schiffen wird mit der Gierstabilität angegeben. Sie beschreibt das Drehverhalten des Fahrzeugs bei geringer Anregung durch die Steuerorgane. Es wird eine Aussage darüber getroffen, ob es sich bei der Geradeausfahrt des Fahrzeugs um einen labilen (gier-instabil) oder stabilen (gier-stabil) Gleichgewichtspunkt handelt. Nach den Ausführungen von Scharnow dreht das gier-instabile Schiff nach Störung auf einer geraden Bahn auf einer stabilen Kreisbahn abhängig von der Richtung der Störung [95]. Stabile Schiffe schwenken dem entgegen bei gleicher Beaufschlagung auf eine neue gerade Bahn ein. Außerdem ist bei gier-instabilen Fahrzeugen die weitere Drehung von der Anfangsdrehrichtung abhängig. Das Verhalten lässt sich annähernd mit einer Hysterese um die Geradeausfahrt abbilden, wie z. B. Fossen in [34, S.364] am Beispiel eines Tankers zeigt. Da das Verhalten in die Bewertung der Parametrierungsergebnisse der Steuerfreiheitsgrade einfließen muss, sind die Giereigenschaften eines Fahrzeugs anhand der Steuerkurven zu berücksichtigen.

Die Steuerkurve resultiert aus sogenannten Spiralmanövern, die sich wiederum aus mehreren aufeinander folgenden Drehkreisen erzeugen lassen. Dazu wird das Steuerorgan, z. B. Ruder oder Querstrahler, aus einer Ausgangsstellung, z. B. der Hartruderlage, Richtung mittschiffs bewegt. Die sich hierbei einstellende Drehrate kann über der Auslenkung des anregenden Steuerorgans dargestellt werden und ergibt die Steuerkurve, wie sie in Abbildung 3.7 für die gier-stabile MS SuperStar Leo bei  $u_0 = 3.2$  kn Initialgeschwindigkeit jeweils unter Verwendung der Ruderanlage beziehungsweise des Bug-Querstrahlruders als Simulationsergebnis mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 dargestellt ist. Dabei lässt sich außerdem eine Aussage über den linearen Steuerbereich der unterschiedlichen Steuerorgane treffen. Bei dem ausgewählten Kreuzfahrtschiff zeigt sich eine lineare Wirkung des Steuerorgans bei bis zu  $\pm 5^\circ$  Ruderwinkel und  $\pm 20\%$  Leistung der Bug-Querstrahlruder. Darüber hinaus finden diese Daten bereits Eingang in die Parameter der statischen Aktorkennwerte, indem sich aus den Gleichgewichtspunkten über die ermittelten Formwiderstände die Kraftverhältnisse der Aktoren ergeben.

### **Aktorkennwerte**

Die aus der physikalischen Modellierung stammenden Beschreibungen für die Aktoren aus Kapitel 2.2.4 und deren Beiwerte lassen sich für eine initiale Parametrierung der statischen Aktorkennwerte einsetzen. Durch Manövrierversuche muss eine Korrektur dieser Werte erfolgen, da sie auf der Annahme beruhen, dass die Aggregate frei umströmt werden und keine Wechselwirkungen zwischen Rumpf und benachbarten Antriebseinheiten existiert. Aus diesem Grund wurde für die Aktoren nach Kapitel 3.3.1 auf abstrahierende Beschreibungen übergegangen. Hierbei erfolgt die Ermittlung der Werte für die Parameterfelder aus Übergangsmanövern zwischen Gleichgewichtspunkten in den verschiedenen Freiheitsgraden.

Im stationären Fall  $\dot{\mathbf{x}} = 0$  ergibt sich unter Nutzung der Gleichung (3.21) bei Vernachlässigung



**Abbildung 3.7.:** Spiralmanöver zur Abbildung der Gierstabilität der MS SuperStar Leo bei  $u_0 = 3.2$  kn Initialgeschwindigkeit jeweils unter Verwendung der Rudereinrichtung beziehungsweise des Bug-Querstrahlruders als Simulationsergebnis mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1

der Störungen sowie Berücksichtigung der Gleichung (3.16) die Aktor-Standardisierung  $\mathbf{A}_S$  zu

$$- \begin{bmatrix} X_{uu} |u| & 0 & 0 \\ 0 & Y_{vv} |v| & 0 \\ 0 & 0 & N_{rr} |r| \end{bmatrix} \mathbf{x} = \mathbf{A}_S \mathbf{u}. \quad (3.32)$$

Für das bereits eingeführte Beispielschiff mit Propellerantrieb, Rudereinrichtung und Bug-Querstrahlruder folgt

$$- \begin{bmatrix} X_{uu} |u| & 0 & 0 \\ 0 & Y_{vv} |v| & 0 \\ 0 & 0 & N_{rr} |r| \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{EOT} & X_\delta & X_{TB} \\ 0 & Y_\delta & Y_{TB} \\ 0 & N_\delta & N_{TB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} EOT \\ \delta \\ TB \end{bmatrix}. \quad (3.33)$$

Es ist ersichtlich, dass sich die einzelnen Aktorparameter für die verschiedenen Bewegungszustände aus einfachen Standardmanövern generieren lassen. Dazu werden die stationären Endwerte der notwendigen Dreh- und Quermanöver ausgewertet, um die Kraftäquivalenzen bei bekannten quadratischen Formwiderständen zu berechnen.

Die Differenzkräfte und -momente, wie sie für das generalisierte Modell (3.12) benötigt werden, ergeben sich demnach direkt aus der Änderung der Stellgrößen zwischen verschiedenen Gleichgewichtspunkten.

### Längsmanöver

Die Längsmanöver dienen der Ermittlung der Parameter des dynamischen Moduls der Längsbewegung  $m_x^{-1} X_D(\Delta X_a, u_0)$  in Abhängigkeit von der stationären Arbeitspunktgeschwindigkeit und der beaufschlagten Längskraftdifferenz  $\Delta X_a$  zum Ausgangszustand durch Umstellung der Längskomponente nach Gleichung (3.13) zu

$$\dot{u} = m_x^{-1} (X_D(\Delta X_a, u_0)u + X_a). \quad (3.34)$$

Dazu werden aus unterschiedlichen Gleichgewichtspunkten beschleunigende und verzögernde Kraftdifferenzen durch die verfügbaren Aggregate erzeugt und die zeitlichen Übergangsvorgänge zur Parameterermittlung herangezogen.

### Quermanöver

Heutige Standardschiffe werden zunehmend mit performanten Antriebs- und Steueranlagen ausgestattet. Der parallele Einsatz dieser modernen Stellorgane wie Azimuth-Antriebe und Querstrahlruder erhöht die Manövrierfähigkeit der Schiffe deutlich. In diesem Zusammenhang lassen sich die operierenden Fahrzeuge aufgrund ihrer Traversierfähigkeit einteilen. Kann mit einem Schiff eine Querbewegung initiiert werden, ohne dass sich eine Drehbewegung einstellt, spricht der Nautiker vom Traversieren. Aus Systemsicht beschreibt dies die Fähigkeit die Querbewegung entkoppelt von der Längs- oder Drehbewegung steuern zu können. In der zweiten Gruppe finden sich die Schiffe, bei denen aufgrund der Antriebskonfiguration die entkoppelte Steuerung der Querbewegung nicht möglich ist. Sie sind entsprechend nicht traversierfähig.

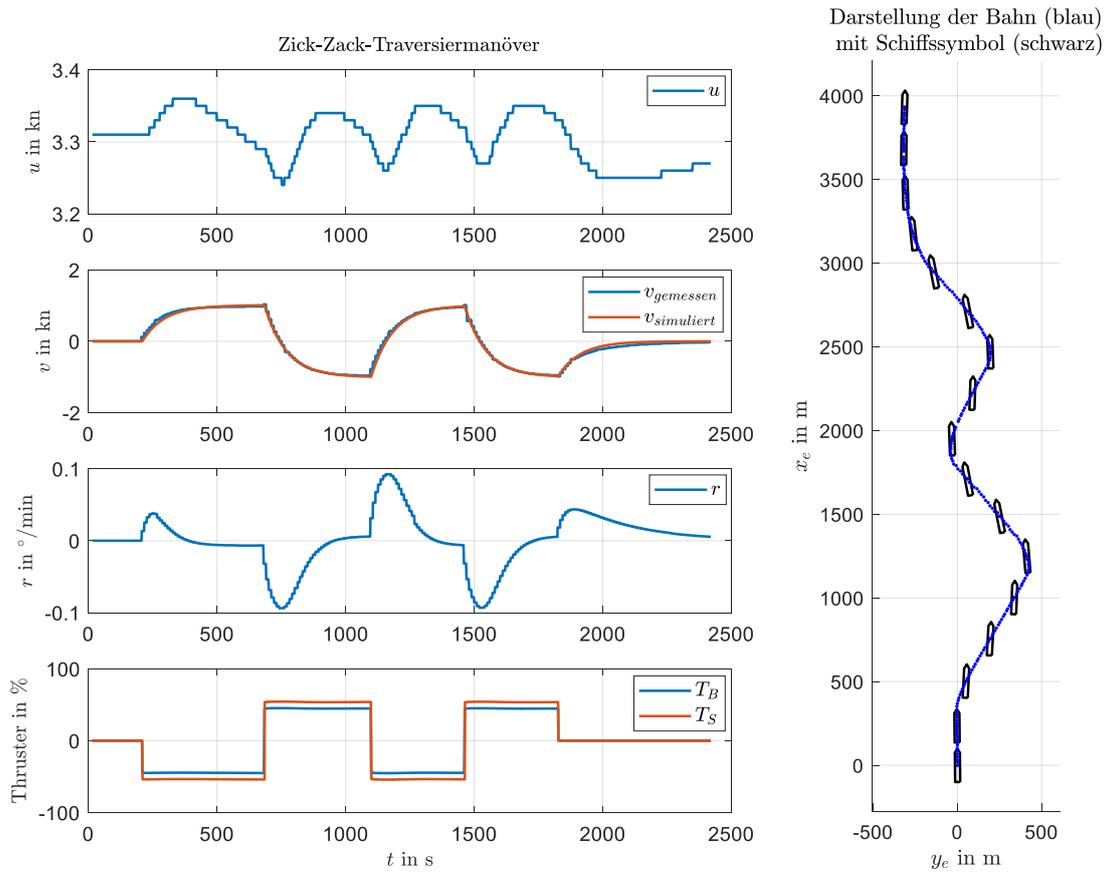
Die Traversierbewegung beruht auf einem Querkraftgleichgewicht im Bug- und Heckbereich. Für eine entkoppelte Anregung der Querbewegung nach Gleichung (3.13) sind zunächst die Gleichgewichtslagen für die Traversierbewegung zu ermitteln, vergleiche Korte et al. [52]. Dazu werden durch die verfügbaren Antriebe die Querkräfte an Bug und Heck derart erzeugt, dass sich keine Drehbewegung ausbildet. Aus diesen Tests lässt sich zudem die stationäre Traversiergeschwindigkeit  $\hat{v}_\infty$  feststellen, die für eine weitere Modellbedatung verwendet wird. Mit den bekannten Gleichgewichten werden anschließend Zick-Zack-Traversier- oder Sprung-Manöver gefahren. Abbildung 3.8 zeigt dies als Simulationsergebnis in der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 mit der MS SuperStar Leo unter Nutzung des Bug- und Heck-Querstrahlruder ( $TB$ ,  $TS$ ) bei einer Arbeitspunktgeschwindigkeit von  $u_0 = 3.3$  kn ( $v_0 = r_0 = 0$ ). Aus den resultierenden Übergangsvorgängen können die Parameter des dynamischen Teils des Querbewegungsmodells  $m_y^{-1}Y_D(\Delta Y_a, u_0)$  durch iterative Lösung der Gleichung

$$\dot{v} = m_y^{-1}(Y_D(\Delta Y_a, u_0)v + Y_a) \quad (3.35)$$

gewonnen werden.

### Drehmanöver

Analog zu den Traversiermanövern werden die Rotationsmanöver zur Ermittlung der dynamischen Eigenschaften des Drehverhaltens des Fahrzeugs bei verschiedenen Operationsgeschwindigkeiten  $u_0$  und Anregungen  $N_a$  eingesetzt. Im Kontext der Drehmanöver kann ebenso zwischen reinen Drehmanövern, wie es nur traversierfähige Schiffe leisten können, und verkoppelten Giermanövern unterschieden werden, wobei die quergeschwindigkeitsfreien Bewegungen nur für Längsgeschwindigkeiten um 0 kn praktisch relevant sind. Derartige Manöver finden sich beispielsweise beim Drehen auf der Stelle im Hafen oder während der dynamischen Positionierung. In den anderen Fahrtbereichen können Zick-Zack-Manöver oder einfache Drehkreisfahrten eingesetzt werden. Dies entspricht dem grundlegenden Vorgehen bei der Ermittlung der



**Abbildung 3.8.:** Zick-Zack-Traversiermanöver der MS SuperStar Leo mit Bug- und Heck-Querstrahlruder ( $T_B$ ,  $T_S$ ) bei Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u_0 = 3.3$  kn ( $v_0 = r_0 = 0$ ) mit Darstellung der körperfesten Geschwindigkeiten und der Stellgrößen (links) sowie der resultierenden Bahn des Fahrzeugs im erdfesten System (rechts) als Simulationsergebnis mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1

dynamischen Parameter für die Steuerbewegung

$$\dot{v} = m_y^{-1}(Y_D(\Delta Y_a, u_0)v + Y_a) \quad (3.36)$$

$$\dot{r} = J_z^{-1}(N_D(\Delta N_a, u_0)r + N_a) \quad (3.37)$$

bei Standardschiffen.

### Koppelmanöver

Koppelmanöver dienen vorrangig der Ermittlung der verkoppelten Aktorwerte, beispielsweise bei der widerstandserhöhenden Wirkung von Ruderbewegungen oder aber eines beschleunigenden Querstrahlruders bei niedriger Längsfahrt. Gleichzeitig lassen sich die Parameter des dynamischen Teilmoduls bestimmen, da unterschiedliche Arbeitsbereiche des Fahrzeugs ange-

sprochen werden. Dies sichert eine hohe Abbildungsqualität innerhalb der Parameterfelder. Die Parameter ergeben sich direkt aus der entkoppelten generalisierten Bewegungsgleichung (3.13) am Beispiel des bereits zuvor betrachteten Standardschiffes zu

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \mathbf{M}_h^{-1} \left( \begin{bmatrix} X_D & 0 & 0 \\ 0 & Y_D & 0 \\ 0 & 0 & N_D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_{EOT} & X_\delta & X_{TB} \\ 0 & Y_\delta & Y_{TB} \\ 0 & N_\delta & N_{TB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} EOT \\ \delta \\ TB \end{bmatrix} \right). \quad (3.38)$$

### 3.4.3. Parameter des generalisierten Modells

Aufgrund der generalisierten Modellstruktur können etablierte Verfahren für die Parameteridentifikation eingesetzt werden. Die definierten Manöver haben den Charakter von Sprungversuchen, so dass gezielt konkrete Parameter angesprochen werden können. Verständlicherweise ist eine große Anzahl an Manövern notwendig, um die Parameterfelder adäquat zu bedaten. Der Umfang kann jedoch reduziert werden, indem der Gültigkeitsbereich des verwendeten Modells auf die abzudeckenden Operationsbereiche beschränkt oder die Abbildungsqualität eingegrenzt wird. Die Parameteridentifikation ist bei adäquater Anregung aufgrund der Einfachheit der Manöver robust gegenüber Messstörungen und lässt sich über Prädiktionsfehlermethoden realisieren. Zudem können Parameterrends wirksam in eine automatisierte Ermittlung sowie deren Validierung einbezogen und zur Interpolation innerhalb der Parameterfelder eingesetzt werden.

Die eingeführten Modelle fußen auf den Kräfte- und Momentenverhältnissen am Fahrzeugrumpf und seinen Anbauteilen. Im Allgemeinen können die tatsächlich wirkenden Kräfte im Betrieb des Fahrzeugs nicht gemessen werden. Zudem sind die hydrodynamischen Einflüsse zeitvariant aufgrund unterschiedlicher Beladungs- oder Nutzungszuständen, Alterung, Verschleiß, Bewuchs etc. Aus diesem Grund dienen die angesetzten Kräfte und Momente als Pseudogrößen bei der weiteren Integration und Berechnung der Fahrzeugbewegung. Nach Gleichung (3.21) werden die virtuellen Kräfte und Momente im Zusammenhang mit der Fahrzeugbewegung durch die quadratischen Formwiderstände abgebildet. Sie dienen der Ermittlung der durch die Antriebsaggregate erzeugten Kräfte und Momente im jeweiligen Gleichgewichtspunkt. Für den quadratischen Formwiderstand in Längsrichtung  $X_{uu}$  sind zumindest zwei Auslaufmanöver vorwärts und rückwärts notwendig. Anschließend können Arbeitspunkte der Längsbewegung definiert werden, in denen die quadratischen Formwiderstände für die Quer- und Drehbewegung  $Y_{vv}$  bzw.  $N_{rr}$  zu identifizieren sind. Grundsätzlich wird im niedrigen Geschwindigkeitsbereich eine größere Anzahl an Stützstellen benötigt, da die Parameteränderungen der dynamischen Teilmodule einen höheren Gradienten aufweisen. Der Parametervektor  $\boldsymbol{\theta}_x$  für die quadratischen Formwiderstände kann folglich mit

$$\boldsymbol{\theta}_x = [X_{uu} \quad Y_{vv} \quad N_{rr}]^T \quad (3.39)$$

angegeben werden, wobei es sich bei  $X_{uu}$ ,  $Y_{vv}$  und  $N_{rr}$  um veränderliche Größen handelt, die im Falle der Längsbewegung in einer zweiteiligen Kennlinie und als Steuerbewegung in einem Kennfeld resultieren.

Die Aktorkennwerte, die sich als fahrzeugspezifisch darstellen, werden über Manövrierversuche unter Einsatz der verschiedenen Aggregate in den abzudeckenden Arbeitsbereichen ermittelt.

Der variable Parametervektor  $\theta_a$  ergibt sich zu

$$\theta_a = \left[ (X_i)_{i=1\dots j} \quad (Y_i)_{i=1\dots k} \quad (N_i)_{i=1\dots l} \right]^T, \quad (3.40)$$

unter Berücksichtigung von  $j$ ,  $k$  bzw.  $l$  wirksamen Antrieben im jeweiligen Freiheitsgrad. Mit dem zuvor bereits untersuchten Standardschiff mit einem Propellerantrieb, einer Ruderanlage und einem Bug-Querstrahlruder wird der Parametervektor mit

$$\theta_a = \left[ X_{EOT} \quad X_\delta \quad X_{TB} \quad Y_\delta \quad N_\delta \quad Y_{TB} \quad N_{TB} \right]^T \quad (3.41)$$

beschrieben. Zur Bedatung der Aktor-Parametertabellen werden jeweils die stationären Geschwindigkeiten aus den durchgeführten Längs-, Quer-, Dreh- und Koppelmanövern verwendet, die nach den Zusammenhängen der Aktorkennwerte aus den quadratischen Formwiderständen im erreichten Gleichgewichtspunkt resultieren. Es erfolgt eine Kompensation der Kräfte und Momente bei gleichzeitigem Einsatz verschiedener Aggregate, was bei geeigneter Wahl der Manöver durch eine iterative Vorgehensweise entkoppelt werden kann.

Für die Parameter der dynamischen Teilmodule fließen anhand der Aktorkennwerte die Differenzkräfte und -momente in die Generierung der Parametertabellen ein. Unter Berücksichtigung der durchgeführten Längs-, Quer- und Drehmanöver lassen sich die Parameter

$$\theta_D = \left[ X_D \quad Y_D \quad N_D \right]^T \quad (3.42)$$

bestimmen. Im Gegensatz zu  $\theta_x$  beschreiben die Parameter  $\theta_D$  somit den linearisierten Übergangsvorgang zwischen zwei Arbeitspunkten. Dabei entstehen Parameterfelder, die von der aktuellen Arbeitspunktgeschwindigkeit und von den beaufschlagten Differenzkräften bzw. des -momentes abhängig sind. Neben den bereits definierten Parametern sind die Komponenten der Trägheitsmatrix  $\mathbf{M}_h$  zu bestimmen. Praktisch können diese mit den Dämpfungsparametern zusammen geschätzt werden und bilden so die für die Steuerung notwendigen Kennfelder nach Gleichung (3.44) bis (3.46) ab.

Die Verifikation der iterativen Vorgehensweise erfolgt im Kapitel 5.3 am Beispiel des MESSIN USV unter Benutzung von Messdaten aus Freifahrtversuchen.

### 3.5. Kennfeldstrukturierung des generalisierten Modells

Das generalisierte Modell basiert auf einer parametervariablen Struktur. Die Parameter ändern sich einerseits auf Basis der Bewegungs- und Betriebszustände und andererseits besteht eine Abhängigkeit vom Krafteintrag in das System nach den Definitionen des generalisierten Modells aus Gleichung (3.11). Die resultierenden Parameterverläufe lassen sich in Kennfeldern abbilden. Kennfelder werden im maritimen Bereich vor allem bei Propellerbeschreibungen eingesetzt, vergleiche dazu Carlton [22]. Verbreitet sind sie ebenfalls in der Automobilindustrie, um das stationäre Verhalten von Verbrennungsmotoren abzubilden. Dabei finden aus Gründen der Applizierbarkeit in Steuergeräten im Allgemeinen Felder mit zwei Eingängen Verwendung. Sind zur Beschreibung mehrdimensionale Kennfelder nötig, können diese nach Sequenz et al. durch die serielle Verschaltung mehrerer zweidimensionaler Blöcke abgebildet werden [100].

Die Identifikation der Kennfelder erfolgt nach Vogt et al. oder Isermann und Münchhof mittels geeigneter expliziter und rekursiver Formen der Methode der kleinsten Quadrate [47], [119], wobei zumeist Regularisierungen nötig sind, um nicht erfasste Stützstellen durch Interpolation oder Glättung zu bestimmen. Schließlich werden die Parametertabellen angelegt, um sie durch Invertierung implizit in einer Steuerung zu verwenden.

Im vorgestellten generalisierten Modell werden konsequent parametervariable Strukturen in Form von Kennfeldern umgesetzt. Hierbei ist nach den Definitionen, wie sie in Abbildung 3.5 eingeführt wurden, zwischen den statischen Zusammenhängen für die Antriebswirkungen und dem daraus folgenden zukünftigen Gleichgewichtszustand sowie der spezifischen Dynamik des Übergangsvorgangs zu unterscheiden. Die dynamischen Eigenschaften der Übergangsvorgänge stehen in direktem Zusammenhang mit den am Fahrzeug vorherrschenden Anströmverhältnissen. Aus diesem Grund erfolgt stets eine Linearisierung in verschiedenen Arbeitspunkten, definiert durch die Längsgeschwindigkeit, so dass diese bei der Bedatung der Kennfelder berücksichtigt werden muss. Daraus resultiert eine nichtlineare Systembeschreibung, die sich durch abschnittsweise lineares Verhalten darstellen lässt. Dies entspricht einer weitgehenden Abstraktion der physikalischen Zusammenhänge der Kräfteverhältnisse am Wasserfahrzeug zur Abbildung der dynamischen Eigenschaften. Auch nicht stationäre Übergangsvorgänge werden wiedergegeben, da durch eine geeignete Interpolation Kennfeld-Zwischenwerte auf Basis der physikalischen Zusammenhänge abgeschätzt werden können.

Die Integration der verschiedenen Bestandteile des generalisierten Modells erfolgt unter Berücksichtigung der Vereinbarungen nach Kapitel 3.3.2. Die Werte der Aktor-Kennfelder werden für die stationären Abbildungen der Antriebskräfte und -momente in Abhängigkeit der aktuellen Längsgeschwindigkeit und des jeweiligen Antriebsaggregates nach

$$\mathbf{H}_a = \sum f_i(i \in \mathbf{u}, u) \quad (3.43)$$

ausgewählt. Der Index  $i$  korrespondiert mit der Anzahl der Antriebe. Laufende Änderungen in den Eingangsgrößen bilden sich folglich direkt in dem jeweiligen Kraft- und Momentenausgang ab. Für die stationären Schätzgeschwindigkeiten nach Gleichung (3.18) mit den zugehörigen Kennfeldern  $f_u$ ,  $f_v$  und  $f_r$  müssen für die Steuerbewegung die aktuellen Arbeitspunktzustände  $\mathbf{x}_0$  in Zusammenhang mit der Linearisierung des Bewegungsmodells nach Gleichung (3.12) als Eingangsgröße eingesetzt werden.

Ebenso wird mit den Dämpfungskoeffizienten

$$m_x^{-1} X_D = f_{X_D}(\Delta X_G, \mathbf{x}_0) \quad (3.44)$$

$$m_y^{-1} Y_D = f_{Y_D}(\Delta Y_G, \mathbf{x}_0) \quad (3.45)$$

$$J_z^{-1} N_D = f_{N_D}(\Delta N_G, \mathbf{x}_0) \quad (3.46)$$

und den Parametertabellen  $f_{X_D}$ ,  $f_{Y_D}$  und  $f_{N_D}$  verfahren, um die Vereinbarungen und Randbedingungen des generalisierten Modells zu erfüllen. Sie bilden den dynamischen Teil und beschreiben, auf Basis einer linearisierten Darstellung bei Änderung der Kraft- oder Momenteneingangsgröße beziehungsweise der Differenz zu den vorigen Werten, die Dynamik im aktuellen Arbeitspunkt. Es ist verständlich, dass sich dabei Unterschiede in der Abbildungsqualität der linearisierten Teilmodelle ergeben, wobei sich mit deutlicherem Abstand zum Arbeitspunkt die

Differenzen zu den Prozessgrößen erhöhen. Trotz der sich fortwährend ändernden Kraft- und Momentensituation durch die Antriebe im Fahrzeugbetrieb und etwaigen Störungen sind die absoluten Änderungen der dynamischen Eigenschaften gering aufgrund lokal niedriger Gradienten innerhalb der Kennfelder. Diese Eigenschaft spiegelt die Robustheit des Modellansatzes wider, wie experimentelle Untersuchungen mit verschiedenen Fahrzeug-Plattformen in Kapitel 6.2 zeigen. Außerdem finden sich in Kapitel 5.3.2 mit der Abbildung 5.7 die applizierten Kennfelder für das USV MESSIN.

## 4. Regelungskonzept

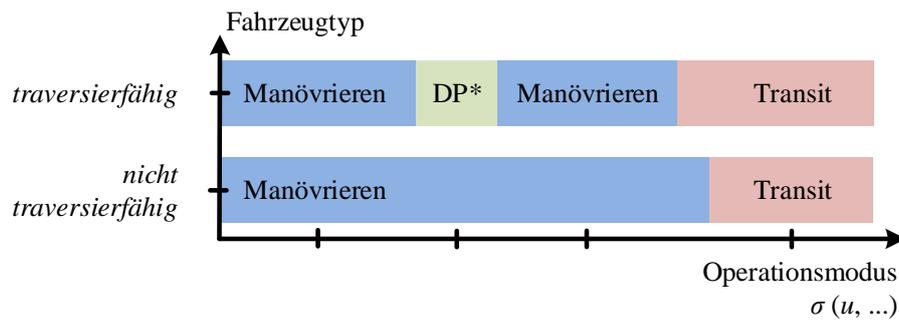
### 4.1. Regelungsziele

Regelungssysteme zur automatisierten Fahrzeugführung werden speziell für verschiedene Aufgaben während des Betriebs entworfen. Folglich lassen sich zu den definierten Operationsbereichen aus Abbildung 3.1 unterschiedliche Regelungsziele zuordnen, was auf die Tabelle 4.1 führt. Diese zeigt ein breites Spektrum an Regelungszielen in unterschiedlichen Hierarchiestufen für Schiffe. Die Tabelle fasst zusätzlich den Technikstand heutiger Fahrzeugführungssysteme zusammenfassend. Die industriell eingesetzten Regelungssysteme bilden die in der Tabelle kursiv markierten charakteristischen Regelaufgaben ab. Dabei wird deutlich, dass heutige Schiffsführungsanlagen vorrangig in den Operationsbereichen der dynamischen Positionierung, gängige Hersteller sind z. B. Kongsberg Maritime, Wärtsilä DP oder Rolls Royce Marine und Thrustmaster, sowie der Transitfahrt, mit den typischen Schiffsausrüstern Wärtsilä SAM Electronics und Raytheon Anschütz, arbeiten. Die applizierten Funktionalitäten unterscheiden sich für den spezifischen Schiffstyp sowie dessen Einsatzzweck. Dies liegt zum einen an der unterschiedlichen technischen Ausstattung und Manövrierfähigkeit und zum anderen an der konservativen Auslegung des Regelungssystems vor allem bei Betrachtung der Standardschiffe. In gleichem Maße sind die Anforderungen an die Regelung variabel im Hinblick auf Güte oder Robustheit beispielsweise gegenüber Umweltstörungen oder unterschiedlichen Beladungssituationen. Konkret erfordert eine Positions- oder Bahnregelung im DP-Bereich eine wesentlich höhere Regelgüte als eine Bahnführungsaufgabe im freien Seeraum während einer Transitfahrt. Dieses breite Spektrum an Regelungszielen gepaart mit der Variantenvielfalt maritimer Fahrzeuge zeigt anschaulich die Problematik bei der Reglersynthese und die Hemmnisse für adaptierende oder generische Ansätze, wie sie benötigt werden, um ein vereinheitlichtes Regelungssystem für verschiedene Fahrzeuge und Arbeitsbereiche zu entwerfen.

Fokussiert man für die weiteren Betrachtungen auf Standardschiffe reduzieren sich die zu berücksichtigenden Arbeitsbereiche auf das Manövrieren und die Transitfahrt. Im Falle transversierfähiger Fahrzeuge lässt sich zusätzlich das Halten einer Position als virtuelle Ankeroperation untersuchen, was jedoch aus funktionaler und technologischer Sicht nicht mit einer DP-Operation gleich gesetzt werden kann. Weiterhin geht aus der Tabelle hervor, dass für den avisierten Bereich des Manövrierens bisher keine Regelungssysteme existieren, die eine automatisierte Manöverfahrt ermöglichen oder das nautische Personal durch reglergestützte Fahrzeugführungsassistenzen in diesem Arbeitsbereich unterstützen. Dies gilt insbesondere für die Klasse der Standardschiffe. Auch lassen sich die Funktionalitäten der verfügbaren Lösungen, beispielsweise für die Transitfahrt, nicht in einen adaptiven Ansatz für unterschiedliche Schiffstypen und Sensor-Aktor-Ausstattungen überführen. Generische Lösungen um beispielsweise ganze Klassen von Fahrzeugen zu betrachten, werden lediglich auf einer konservativen Ebene für die bereits betrachteten Hauptarbeitsbereiche (DP oder Transitfahrt) eingesetzt und fehlen für den Manöverbereich.

**Tabelle 4.1.:** Zuordnung von Regelungsaufgaben zu den Operationsbereichen von Oberflächenfahrzeugen, kursive Einträge definieren kommerziell verfügbare Automationslösungen

Oberflächenfahrzeuge		
DP	Manövrieren	Transitfahrt
<i>Kursregelung</i>	Geschwindigkeitsregelung (2-3 DOF) relativ Lageregelung (Kurs-, und Bahnwinkel)	<i>Geschwindigkeitsregelung (1-2 DOF)</i> <i>Kursregelung</i>
<i>relative Positionsregelung (Relativobjekt)</i>	Abstandsregelung (z. B. zur Pier)	<i>Bahnwinkelregelung</i>
<i>absolute Positions- oder Bahnregelung (2 DOF)</i>	Bahn-/ Trajektorienregelung (1-2 DOF)	<i>Bahnregelung (1 DOF)</i>
<i>Rollstabilisierung</i>	Manöverregelung (2-3 DOF)	<i>ETA (Ankunftszeit) Regelung</i>



**Abbildung 4.1.:** Angepasste Darstellung der Operationsbereiche für traversierfähige (Ordinate, oben) und nicht traversierfähige Standardschiffstypen (Ordinate, unten), wobei DP\* hier für DP-Funktionalität steht

Adaptiert man die Darstellung der Operationsbereiche aus Abbildung 3.1 an Standardschiffe unter Vernachlässigung der Störungen und anderer Zusatzeinflüsse in der dritten Dimension, ergibt sich Abbildung 4.1 als Vergleich für traversierfähige und nicht traversierfähige Standardschiffstypen abgetragen auf der Ordinate. Die Abszisse definiert die zugehörigen Operationsbereiche und führt dafür den Operationsmodus  $\sigma$  ein. Er ist hauptsächlich von der Längsgeschwindigkeit  $u$  des Fahrzeugs abhängig, wenngleich weitere Zusammenhänge existieren. Im unteren Teil der Darstellung findet sich der Schiffstyp der nicht traversierfähigen Schiffe, für die lediglich die Marschfahrt, in rot dargestellt, als automatisierter Arbeitsbereich existiert. Der gesamte Bereich des Manövrierens, in blau unterlegt, wird bisher für die reglergestützte Schiffsführung ausgespart. Im Gegensatz dazu lässt sich für die traversierfähigen Schiffe zusätzlich der Arbeitsbereich des Haltens einer Position und Ausrichtung definieren, in dem potentiell Automationslösungen, wie beispielsweise die Bündelung von Aktoren, existieren.

Die Abbildung verdeutlicht zwei wesentliche Aspekte. Zum einen ist der Bereich des Manövie-

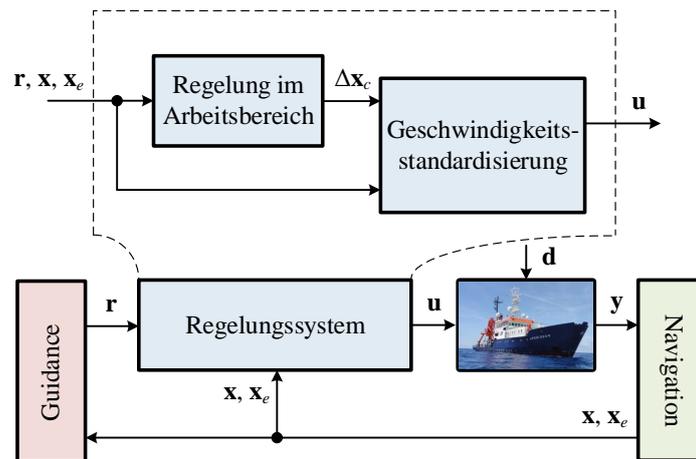
rens sehr komplex und deckt Fahrten mit langsamer Geschwindigkeit beispielsweise während der Liegeplatzansteuerung, die Bewegung um den Stillstand herum sowie die Rückwärtsfahrt mit negativer Geschwindigkeit ab. Für einen Reglerentwurf bedeutet dies, die Berücksichtigung sich stark ändernder Prozessdynamik. Aus diesem Grund muss für eine generische Lösung der Arbeitsbereich des Manövrierens weiter unterteilt werden. Zum anderen ist zu erkennen, dass sich die zusätzlich definierten Bereiche für verschiedene Schiffstypen überdecken, was bereits einem generischen Ansatz für den Regelungsentwurf entspricht. Aus diesen Überlegungen lassen sich die grundsätzlichen Ziele ableiten, um das Regelungssystem mit der avisierten Modularität und für unterschiedliche Schiffstypen von den Standardschiffen bis hin zu Spezialfahrzeugen entwerfen zu können.

Dazu gehören

- die Schaffung der Möglichkeit zur Realisierung verschiedener Regelungsaufgaben innerhalb eines Arbeitsbereiches des Schiffes unter Applizierung unterschiedlicher Regel- und Assistenzsysteme nach Tabelle 4.1,
- die weitergehende Automatisierung des Fahrzeugführungsprozesses durch den Einsatz von Regelungssystemen im Bereich des Manövrierens speziell für die Klasse der Standardschiffe,
- eine Systematik zur Integration existierender Regelungssysteme für definierte Arbeitsbereiche in das Gesamtkonzept zur reglergestützten Fahrzeugführung und
- die Modularisierung des Systemansatzes durch reglergestützte Wechsel zwischen verschiedenen Operationsbereichen.

## 4.2. Hierarchische Struktur

Das avisierte Regelungssystem muss nach Definition der Regelungsziele ein breites Spektrum an Aufgaben laut Tabelle 4.1 in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des Operationsbereiches aber auch unter Berücksichtigung von unterschiedlichen Anforderungen an die Regelgüte erfüllen. Die Aufstellung impliziert bereits die hierarchische Struktur innerhalb der einzelnen Tabellenzeilen. Allgemein werden mit steigender Wertigkeit und technischer Komplexität Module zur Regelung der einzelnen Fahrzeuggeschwindigkeiten, der relativen Lage und zur Bahnführung benötigt. Zusätzlich werden dedizierte Systeme für Spezialaufgaben appliziert. Die verfügbaren Regelungssysteme lassen sich im konkreten Bedarfsfall manuell aktivieren. Sie werden jeweils für eine spezielle Fahrzeug-Aufgaben-Kombination entworfen. Zur Synthese von Regelungssystemen für den Bereich des Manövrierens von Standardschiffen muss dieser klassische, hierarchische Aufbau generalisiert werden. Dies erfolgt durch Aufbrechen der Struktur und Definition eines fahrzeug- und eines aufgabenspezifischen Anteils. Der Ansatz verfolgt außerdem eine konsequente Integration der Bewegungsmodelle in den vollständigen Regelungs-, Planungs- und Führungsprozess. Die Fahrzeugbewegung wird vollständig durch die körperfesten Geschwindigkeitskomponenten  $\mathbf{x}$  beschrieben, aus diesen sich durch Integration und Transformation in das erdfeste Bezugssystem die absolute Fahrzeuglage und die Bahnbewegung auf der Erdoberfläche  $\mathbf{x}_e$  bei gegebenen Initialwerten eindeutig ergeben. Auf dieser Grundlage wurde zur Berücksichtigung der variablen Regelungsaufgaben ein modulares, hierarchisch gegliedertes, Regelungssystem erarbeitet. Es kombiniert einen prozessnahen Regelkreis mit einer



**Abbildung 4.2.:** GNC-Struktur unter Applizierung eines hierarchisch, gegliederten Regelungssystems

äußeren variablen Schleife, wie es in der Abbildung 4.2 schematisch dargestellt ist. Die eingeführte Geschwindigkeitsstandardisierung als innere Regelkaskade dient der Vereinheitlichung der Schnittstelle zu den übergeordneten Regelungssystemen auf Basis der körperfesten Bewegungszustände des Fahrzeugs. Damit geht eine Entkopplung der Spezifika des Schiffs von der eigentlichen Operation einher. Aus den Bewegungsmodellen und den zu berücksichtigenden Geschwindigkeitskomponenten  $\mathbf{x}$  folgt eine Multiple-Input-Multiple-Output (MIMO) Struktur, wie sie ebenfalls durch Lampe et al. in [67] oder Korte et al. in [51] appliziert wurde. Ausgang der Geschwindigkeitsstandardisierung sind die spezifischen Stellgrößen  $\mathbf{u}$  des jeweiligen Fahrzeugs.

Entgegen der klassischen Struktur kaskadierter Systeme bezieht nach Abbildung 4.2 die Geschwindigkeitsstandardisierung die kommandierten Werte  $\mathbf{x}_c$  als Bestandteil des Vektors der Referenzen  $\mathbf{r}$  direkt aus der Fahrzeugführung (Guidance). Die überlagerten Regelungen für den Arbeitsbereich erzeugen folglich die Korrekturgrößen  $\Delta\mathbf{x}_c$  für die innere Kaskade, beispielsweise im Falle einer störinduzierten Fahrzeugdrift. Die äußere Regelschleife wird dabei ebenfalls durch die Fahrzeugführung gespeist indem der Sollwertvektor  $\mathbf{x}_{e_c}$  ebenfalls als Teil von  $\mathbf{r}$  vorgegeben wird. Der Vektor der kommandierten Größen ist entsprechend definiert als  $\mathbf{r} = [\mathbf{x}_c \ \mathbf{x}_{e_c}]^T$  und beinhaltet neben den erdfesten Sollgrößen, wie Kurs- oder Bahnwinkel und Positionen auch die Geschwindigkeitsvorgaben für die innere Kaskade. Im Falle der Oberflächenfahrzeuge reduzieren sich die einzelnen Komponenten zu  $\mathbf{x}_c = [u_c \ v_c \ r_c]$  und  $\mathbf{x}_{e_c} = [x_{e_c} \ y_{e_c} \ \psi_c]$ . Gründe für den Einsatz der kaskadierten Struktur leiten sich einerseits aus den erläuterten operationalen Gesichtspunkten, z. B. ähnlich einer typischen Kurs- und Bahnregelung nach Berking und Huth [14] oder einer Bahnregelung für geschleppte Systeme nach Korte [50]. Andererseits spielen nautische Aspekte eine Rolle um aufbauende Regelungs- und Assistenzsysteme in der Fahrzeugführung einsetzen zu können, wie z. B. Schubert et al. in [98] darstellt.

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Bestandteilen des in Abbildung 4.2 dargestellten GNC-Systems bestimmt die Navigation die Bewegungszustände des Fahrzeugs auf der Geschwindigkeitsebene  $\mathbf{x}$  sowie die erdfesten Positions- und Lageinformation  $\mathbf{x}_e$  unter Einsatz von Filter- und Schätzerstrukturen. Auf dieser hierarchischen Struktur fußen die entwickelten Methoden

zum generischen Entwurf der Regelungsmodule speziell für manövrierende Standardschiffe. Dabei wird in auf die Erarbeitung der Geschwindigkeitsstandardisierung als fahrzeugspezifischen Grundbaustein des modularen Führungs- und Regelungssystems fokussiert (Kapitel 4.3). Aufbauend erfolgt die Umsetzung einer aufgabenspezifischen Regelungskaskade, am Beispiel für den Arbeitsbereich des Manövrierens (Kapitel 4.4). Abschließend wird eine hybride Systemerweiterung erarbeitet, um eine effiziente Anpassung des Regelungssystems an verschiedene Betriebszustände des Fahrzeugs zu ermöglichen (Kapitel 4.5).

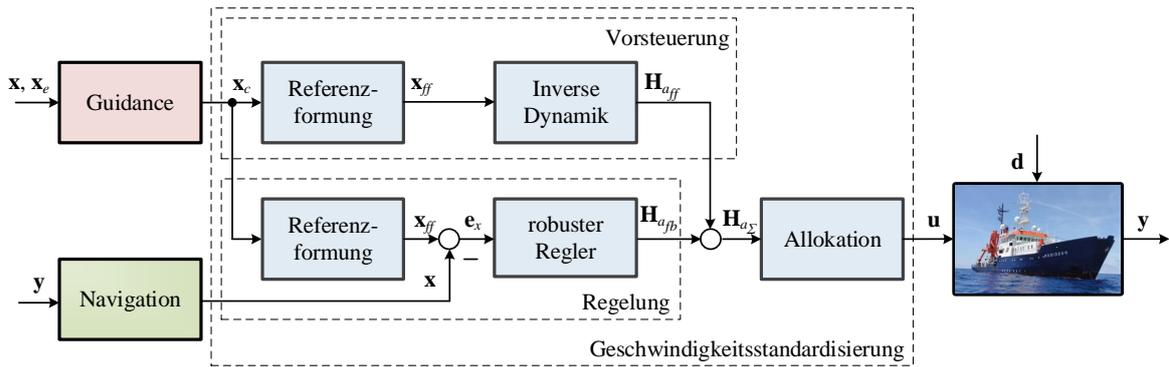
## 4.3. Geschwindigkeitsstandardisierung

### 4.3.1. Struktur und Regelstrategie

Die Geschwindigkeitsstandardisierung bildet die fahrzeugspezifische Kaskade ab und steuert die verfügbaren Aktoren an, um die gewünschten translatorischen und rotatorischen Komponenten umzusetzen. Auf Basis der Forderung nach einer konsequenten Integration der Modelle in die Reglersynthese wird für die innere Schleife eine Zwei-Freiheitsgrade-Struktur (2 DOF) vorgesehen. Dieses Konzept trennt das Referenz-Folgeverhalten vom Dämpfungsverhalten der Störungen. Das ist vor allem für Fahrzeuge entscheidend, die über eine geringere technologische Basis im Hinblick auf Sensorik und Signalverarbeitung verfügen, wie es bei den fokussierten Standardschiffen der Fall ist. Diese strukturellen Überlegungen resultieren in der in Abbildung 4.3 dargestellten Geschwindigkeitsstandardisierung mit den funktionalen Hauptbestandteilen

- Vorsteuerung, bestehend aus der inversen Dynamik als modellbasierter Teil und der Referenzformung,
- Geschwindigkeitsregelung zur Berücksichtigung von Störungen und Modellunsicherheiten sowie der
- Allokation der Vorgabegrößen auf die zu nutzende, manöverspezifische Aktorik.

Die Vorsteuerung lässt sich theoretisch durch eine Inversion der Prozessdynamik erzeugen. Folglich werden auf Grundlage der invertierten Terme des parametrisierten, nichtlinearen oder linearisierten Bewegungsmodells die Kraft- und Momentensollverläufe  $\mathbf{H}_{aff}$  ermittelt, um die geforderten Geschwindigkeitsvorgaben  $\mathbf{x}_c$  umzusetzen. In Folge der Invertierung müssen zur Ermittlung der Ausgangsverläufe der Vorsteuerung die Vorgaben differenziert werden. Die Anzahl der notwendigen Differentiationen richtet sich dabei im Mehrgrößenfall nach dem relativen vektoriiellen Grad des Systems. Für lineare eindimensionale Systeme entspricht der relative Grad gerade der Differenz zwischen Zähler- und Nennergrad einer Übertragungsfunktion. Aus diesem Grund wird eine Führungsgrößenformung benötigt, um einen Referenzverlauf zu erzeugen, der die Differenzierbarkeit sicherstellt. An dieser Stelle finden sich die eigentlichen Designparameter für die Vorsteuerung. Unter Berücksichtigung der dynamischen Eigenschaften für jeden Freiheitsgrad und System-Limitierungen vor allem im Sinne von Stellbegrenzungen lassen sich die verschiedenen Filter für die physikalische Realisierung der Differentiation berechnen, wie der Abschnitt *Modellbasierte Referenzformung* mit den Gleichungen (4.13) bis (4.20) unter Applizierung des generalisierten Modells ausführt. Die so erzeugten modifizierten Sollwertsignale  $\mathbf{x}_{ff}$  werden zusätzlich zur Ermittlung der Fehlerwerte für die Geschwindigkeitsregelung verwendet. Verständlicherweise bilden die Berechnungen zum Referenzverlauf und der inver-



**Abbildung 4.3.:** Struktur der 2DOF Geschwindigkeitsstandardisierung mit den Bestandteilen Vorsteuerung, Regelung und Allokation ohne Berücksichtigung der überlagerten Regelung im Arbeitsbereich

sen Dynamik ein geschlossenes System. Die dedizierte Darstellung aus Abbildung 4.3 dient lediglich der Verdeutlichung der modularen Sichtweise des Ansatzes.

Unter Verwendung der Vorsteuerung wird dem Prozess ein gewünschtes lineares, dynamisches Verhalten aufgeprägt. Folglich genügt es zur Berücksichtigung von Umweltstörungen und Modellunsicherheiten lineare Regler einzusetzen. Aufgrund der Modellabstraktionen sowohl im nichtlinearen, linearisierten oder generalisierten Fall, wie sie im Kapitel 3.2 erläutert wurden, sind unbekannte oder vernachlässigte Querkopplungen zu erwarten, welche die Güte der Vorsteuerung beeinflussen. Außerdem wirken auf den Prozess interne System- und externe Umweltstörungen  $\mathbf{d}$ , die von stationärer und stochastischer Natur sind. Während des Entwurfsvorgangs können die zu berücksichtigenden, statistischen Eigenschaften lediglich auf Grundlage von Einsatzgebieten und Anwendungsszenarien abgeschätzt werden. Sie sind als unbekannt anzunehmen. Aus diesen Gründen sind innerhalb der Geschwindigkeitsstandardisierung MIMO-Regler mit integralen Verhalten einzusetzen. Die Speisung des Regelungssystems erfolgt durch den Geschwindigkeitsfehlervektor  $\mathbf{e}_x$  als Abweichung zwischen den aus der Navigation stammenden aktuellen Fahrzeugzuständen und den modifizierten Referenzverläufen nach  $\mathbf{e}_x = \mathbf{x}_{ff} - \mathbf{x}$ . Ausgang der Regelung bildet der Kräfte- und Momentenkorrekturvektor  $\mathbf{H}_{a_{fb}}$ .

Die Allokation dient der Umsetzung der fahrzeuginternen virtuellen Kraft- und Momentenvorgaben auf die zur Verfügung stehenden oder aktuell einsetzbaren Stellorgane des Fahrzeugs. Sie wird durch die Summe der gewünschten Kräfte- und Momente  $\mathbf{H}_{a_{\Sigma}} = \mathbf{H}_{a_{ff}} + \mathbf{H}_{a_{fb}}$  gespeist, die durch die Vorsteuerung und die Regelung erzeugt werden. Die Allokation berücksichtigt nach definierten Kriterien Limitierungen, hydrodynamische Effekte sowie zusätzliche Betriebsrandbedingungen der Antriebsorgane im Einzelnen und in Kombination. Ausgang der Allokation ist der konkrete Stellvektor  $\mathbf{u}$  des spezifischen Fahrzeugs.

### 4.3.2. Führungsgrößensteuerung

#### Nichtlinearer Steuerungsentwurf

Im Kapitel 3.2 wurden Zustandsmodelle in nichtlinearer, linearer und generalisierter Form hergeleitet. Diese bilden die Grundlage zur Erzeugung der modellbasierten Vorsteuerung. Im

allgemeinen Fall kann die mit Gleichung (2.7) angegebene nichtlineare Bewegungsgleichung auf Kraft- und Momentenebene

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}_h(\mathbf{x})\mathbf{x} = \mathbf{D}_h(\mathbf{x})\mathbf{x} + \mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d$$

sowie die mit Gleichung (3.1) nach den Beschleunigungsgrößen umgestellte Bewegungszustandsdifferentialgleichung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1}(\mathbf{D}_h(\mathbf{x}) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}))\mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{H}_d$$

unter Definition der Ausgangsgrößen  $\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x}$  herangezogen werden. Für traversierfähige Fahrzeuge entspricht die Ausgangsmatrix der Einheitsmatrix  $\mathbf{C} = \mathbf{I}$ .

Die allgemeinen Systemeigenschaften lassen sich wie folgt angeben.

- Bei dem System (2.7) handelt es sich um ein verkoppeltes Mehrgrößensystem mit bis zu sechs Bewegungsfreiheitsgraden, wobei für Oberflächenschiffe oder andere in einer Ebene stabilisierte Fahrzeuge nach den Ausführungen in Kapitel 2.2.5 eine Reduktion auf drei Freiheitsgrade vollzogen werden kann.
- Der relative Vektorgrad des Systems ist 1. Dieser lässt sich anschaulich an der Anzahl an Differentiationen der Ausgangsgröße  $\mathbf{y}$ , bis die Eingangsgröße  $\mathbf{H}_a$  erstmalig explizit erscheint, ableiten.
- Der Eingangsvektor  $\mathbf{H}_a$  geht linear in die Zustandsdifferentialgleichung (3.1) ein. Folglich handelt es sich um ein eingangsaffines System.

Mit der inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung soll erreicht werden, dass der Prozessausgangsvektor  $\mathbf{y}$ , der mit den Zuständen  $\mathbf{x}$  übereinstimmt, dem vorzusteuern den Zustandsvektor  $\mathbf{x}_{ff}$  nach  $\mathbf{x}_{ff} \stackrel{!}{=} \mathbf{x} = \mathbf{y}$  entspricht. Dies gilt uneingeschränkt für ein in seinen Freiheitsgraden frei bewegliches Fahrzeug und wenn keine Störungen  $\mathbf{H}_d = \mathbf{0}$  angreifen.

Für die folgenden Ausführungen wird im Kontext der vorliegenden Arbeit die Methodik auf die Betrachtung von Oberflächenschiffen reduziert. Die Ansätze sind jedoch gleichermaßen für weitere sich in unterschiedlichen Ebenen bewegende Fahrzeuge gültig. Im Falle der 3 DOF Bewegung von Oberflächenfahrzeugen nach der Definition aus Kapitel 2.2.5 führt das Umstellen der Gleichung (2.7) nach dem Kraft- und Momentenvektor der Antriebe  $\mathbf{H}_a$  unter Vorgabe der gewünschten Zustände  $\mathbf{x}_{ff}$  und unter Vernachlässigung der angreifenden Störungen  $\mathbf{H}_d$  sowie Reduktion der Rückstelleffekte auf  $\mathbf{S}_h(\mathbf{x}_e) = \mathbf{0}_{3 \times 1}$  zu

$$\mathbf{H}_{a_{ff}} = \mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}}_{ff} - (\mathbf{D}_h(\mathbf{x}_{ff}) - \mathbf{C}_h(\mathbf{x}_{ff}))\mathbf{x}_{ff}, \quad (4.1)$$

wobei  $\mathbf{H}_{a_{ff}}$  den durch die Vorsteuerung erzeugten Vorgabekräften und -momenten entspricht. Es ist zu erkennen, dass zu ihrer Berechnung eine Differentiation des Vorgabesignals  $\mathbf{x}_{ff}$  erforderlich ist. Dabei entspricht deren Anzahl gerade dem relativen Vektorgrad des Systems. Die Vorgaben aus der Referenzformung müssen folglich in diesem Maße differenzierbar sein, wie es durch die Gleichung (4.13) und die Simulationsergebnisse unter Kapitel 5.2.2 verdeutlichen.

### Inversionsbasierter Steuerungsentwurf

Im Folgenden wird auf dieser Basis die Methode für die inversionsbasierte Führungsgrößensteuerung nach Abbildung 4.3 unter Verwendung des generalisierten Modellansatzes nach den Ausführungen aus Kapitel 3.3 dargestellt. Entgegen der bisher betrachteten konstanten Derivate der eingeführten nichtlinearen und linearisierten Strukturen handelt es sich bei den eingesetzten Parametern des generalisierten Modells um Kennfelder. Die Vorsteuerung führt zwangsläufig zu einer Invertierung dieser. Da dies im allgemeinen speziell strukturierte Parametertabellen voraussetzt, wurde eine Strategie entworfen, die es erlaubt auf Grundlage des generalisierten Modells auf eine Invertierung des vollständigen Kennfeldes zu verzichten. Grundlage bildet die bereits mit Gleichung (3.12) und in der Komponentendarstellung (3.13) eingeführte, abstrahierende Beschreibung in der parametervariablen Form

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{D}_G \mathbf{x} + \mathbf{H}_a + \mathbf{H}_d$$

unter Berücksichtigung der generalisierten Dämpfung  $\mathbf{D}_G = f(\mathbf{x}_0, \Delta \mathbf{H}_G)$ . Neben den bereits erläuterten Eigenschaften lassen sich folgende Anpassungen und Zusätze definieren.

- Bei dem System handelt es sich um ein entkoppeltes Mehrgrößensystem, welches durch Reduktion und Abstraktion ein System mit drei Freiheitsgraden widerspiegelt.
- Während eines Manöverübergangs entspricht das Übertragungsverhalten einem linearen Verzögerungselement mit konstanten Parametern für den jeweiligen Freiheitsgrad.

Die Umstellung nach den Beschleunigungsgrößen führt auf die Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{D}_G \mathbf{x} + \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{H}_a + \mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{H}_d \quad (4.2)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x}, \quad (4.3)$$

welche die Grundlage für den inversionsbasierten Entwurf der Vorsteuerung bildet. Die Systemelemente  $\mathbf{M}_h^{-1} \mathbf{D}_G$  entsprechen nach Abbildung 3.5 der Fahrzeug-Eigendynamik, definiert durch die Kennfelder (3.44) bis (3.46). Für ein traversierfähiges Fahrzeug kann zudem  $\mathbf{C} = \mathbf{I}$  angenommen werden. Der Vektor der virtuellen Stellgrößen  $\mathbf{H}_a$  auf Kraft- und Momentenebene ergibt sich über die spezifischen Berechnungsgrundlagen der Aktor-Standardisierung und die entsprechenden Beschreibungen nach Gleichung (3.43).  $\mathbf{H}_d$  beschreiben die Störeffekte.

Nun soll auf Basis der inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung erreicht werden, dass der Ausgangsvektor bzw. die Regelgrößen  $\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x}$  dem gewünschten Vektor  $\mathbf{x}_{ff}$  nach  $\mathbf{x}_{ff} \stackrel{!}{=} \mathbf{x} = \mathbf{y}$  entspricht. Dies gilt wiederum uneingeschränkt für ein traversierfähiges Fahrzeug.

Unter Berücksichtigung dieser Systemeigenschaften führt die Umstellung der Gleichung (3.12) unter Abbildung der Kräfte und Momente der Vorsteuerung  $\mathbf{H}_{a_{ff}}$  in Abhängigkeit der Änderung des Vorgabevektors  $\mathbf{x}_{ff}$  sowie unter Vernachlässigung der Störeinflüsse  $\mathbf{H}_d = \mathbf{0}$  zu

$$\mathbf{H}_{a_{ff}} = \mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}}_{ff} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}_{ff}. \quad (4.4)$$

Mit Gleichung (4.4) wird der aus der Invertierung der Systemdynamik stammende Anteil der Vorsteuerung vollständig beschrieben. Die Applizierung der Systemparameter  $\mathbf{D}_G$  und  $\mathbf{M}_h$  erfolgt auf Basis des aktuellen Manöverpunktes unter Nutzung der verfügbaren Parametertabellen.

bellen, wie sie in Abbildung 3.5 dargestellt wurden und beispielhaft für das USV MESSIN in Kapitel 5.3 zu finden sind. Dazu wird wiederum der modulare Ansatz verfolgt, indem der statische Endwert der Kräfte und Momente von der inversen Dynamik entkoppelt wird, wodurch auch eine Vernachlässigung der  $\Delta$ -Größen ermöglicht wird. Durch geeignete Umstellung lässt sich die Gleichung (4.4) folglich nach

$$-\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{H}_{a_{ff}} = -\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{M}_h\dot{\mathbf{x}}_{ff} + \mathbf{x}_{ff} \quad (4.5)$$

umformen. Es ist offensichtlich, dass es sich bei dem Ausdruck  $-\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{H}_{a_{ff}}$  auf der linken Seite der Gleichung (4.5) um Geschwindigkeitskomponenten handelt. Unter Berücksichtigung des Kräftegleichgewichtes im stationären Fall bei Applizierung der Zusammenhänge des generalisierten Modells (3.12) stellt der Ausdruck

$$-\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{H}_{a_{ff}} = \hat{\mathbf{x}}_\infty = [\hat{u}_\infty \hat{v}_\infty \hat{r}_\infty]^T \quad (4.6)$$

die Schätzwerte für die Geschwindigkeitskomponenten dar. Folglich lässt sich der modellbasierte Teil der Vorsteuerung mit

$$\hat{\mathbf{x}}_\infty = -\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{M}_h\dot{\mathbf{x}}_{ff} + \mathbf{x}_{ff} \quad (4.7)$$

zusammenfassen. Definitionsgemäß handelt es sich bei den Parametern der Steuerung  $\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{M}_h$  um die inversen Einträge der Systemelemente aus Gleichung (4.2). Dementsprechend können sie direkt aus den bereits eingeführten Parametertabellen der Eigendynamik unter Verwendung der Gleichungen (3.44) bis (3.46) gewonnen werden und auf

$$-\mathbf{D}_G^{-1}\mathbf{M}_h = \begin{bmatrix} -f_{X_D}(\Delta X_{a_c}, \mathbf{x}_0)^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & -f_{Y_D}(\Delta Y_{a_c}, \mathbf{x}_0)^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & -f_{N_D}(\Delta N_{a_c}, \mathbf{x}_0)^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

führt. Der zur Berechnung benötigte Kraft- und Momentenvektor  $\Delta\mathbf{H}_{a_c} = [\Delta X_{a_c} \Delta Y_{a_c} \Delta N_{a_c}]^T$  beschreibt konkret die erforderlichen Differenzen zur Erreichung der neuen Sollwerte  $\mathbf{x}_c$ . Er wird zur Einspeisung in die Parametertabelle genutzt und berechnet sich als Differenz zwischen

- $\mathbf{H}_{a_c}$  als die notwendigen Kräfte und Momente zur Erreichung des kommandierten Zustandsvektors  $\mathbf{x}_c$  und
- $\mathbf{H}_a$  entsprechend den im aktuellem Arbeitspunkt vorherrschenden Kräften und Momenten mit den Geschwindigkeitskomponenten  $\mathbf{x}_0$ .

Zur Differenzbildung wird die eingeführte Beschreibung für die stationären Schätzgeschwindigkeiten  $\hat{\mathbf{x}}_\infty$  nach Gleichung (3.18) herangezogen. Wiederum durch Inversion der Kennfeldeinträge lassen sich die spezifischen Kräfte und Momente auf Basis der Geschwindigkeitsangaben mit

$$\Delta\mathbf{H}_{a_c} = \begin{bmatrix} \Delta X_{a_c} \\ \Delta Y_{a_c} \\ \Delta N_{a_c} \end{bmatrix} = \mathbf{H}_{a_c}(\mathbf{x}_c, \mathbf{x}_0) - \mathbf{H}_a(\mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} f_u(u_c, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_v(v_c, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_r(r_c, \mathbf{x}_0)^{-1} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_u(u_0, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_v(v_0, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_r(r_0, \mathbf{x}_0)^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

berechnen und das Ergebnis im Kontext der Gleichung (4.8) benutzen. Abschließend können zur Berechnung der konkreten Kräfte und Momente der Vorsteuerung  $\mathbf{H}_{a_{ff}}$  ebenfalls die in-

vertierten Einträge der Kennfelder heranziehen, wobei sich

$$\mathbf{H}_{aff} = \begin{bmatrix} X_{aff} \\ Y_{aff} \\ N_{aff} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_u(\hat{u}_\infty, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_v(\hat{v}_\infty, \mathbf{x}_0)^{-1} \\ f_r(\hat{r}_\infty, \mathbf{x}_0)^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

ergibt.

Für die Ermittlung der Parameter der Vorsteuerung werden uneingeschränkt die bereits eingeführten Parametertabellen berücksichtigt. Dabei erfolgt lediglich eine Invertierung einzelner Einträge auf Grundlage der Eigenschaften des generalisierten Modells als parametervariable Beschreibungsvorschrift für Übergangsvorgänge. Dies stützt so vor allem die praktische Anwendbarkeit der Methodik. Die strukturelle Implementierung der inversionsbasierten Steuerung verdeutlicht die Abbildung 4.4.

Mit der Gleichung (4.7) zur Definition der Vorsteuerelemente findet eine Differentiation der Vorgabe  $\mathbf{x}_{ff}$  statt. Der aus der Invertierung der Bewegungsdynamik resultierende Anteil führt bekanntermaßen auf einen Zustandsverlauf, dem der reale Prozess nicht ohne weitere Vereinbarungen folgen kann. Konkret bedeutet dies, dass der Vorgabevektor  $\mathbf{x}_{ff}$  durch einen mindestens in Entsprechung des relativen Grades differenzierbaren Verlauf repräsentiert werden muss. Aus diesem Grund ist der inversionsbasierte Teil der Vorsteuerung durch ein Modul zur Referenzformung zu speisen, wie es auch die Abbildung 4.3 verdeutlicht.

### Modellbasierte Referenzformung

Die Referenzformung bildet in Serie mit dem inversionsbasierten Anteil die Vorsteuerung, wobei letztere durch die konsequente Applizierung der Modellmodule vollständig definiert wird. Funktionell erfolgt eine Kompensation der dynamischen Anteile des Prozesses. Anschließend lässt sich dem System durch die Integration der Referenzformung ein gewünschtes dynamisches Verhalten aufprägen. Dies gilt selbstverständlich in Relation mit den physikalischen Systembeschränkungen, beispielsweise durch die eingesetzten Aktoren. Dementsprechend werden im Kontext der Abbildung 4.3 aus dem Vektor der Sollvorgaben  $\mathbf{x}_c$  über geeignete Filterstrukturen die adaptierten Referenzen  $\mathbf{x}_{ff}$  zur Speisung des inversionsbasierten Dynamikmoduls der Vorsteuerung erzeugt. Grundsätzlich entspricht die Ordnung dieses Führungsgrößenfilters mindestens dem Vektorgrad des zugrunde gelegten Prozessmodells. Diese Ausführungen lassen ferner den Schluss zu, dass es sich bei der Referenzformung um den Bestandteil der Vorsteuerung handelt, der zur Parametrierung des gewünschten Übergangsverhaltens zwischen der Sollvorgabe  $\mathbf{x}_c$  eines übergeordneten Systems, beispielsweise der *Guidance*, und den Prozesszuständen  $\mathbf{x}$  verwendet wird.

Auf Grundlage der applizierten Modellinversion und der damit verbundenen Zustandslinearisierung im Falle nichtlinearer Prozessbeschreibungen können zur Referenzformung lineare Führungsgrößenfilter vorgesehen werden. Der wesentliche Vorteil ergibt sich in der Folge mit der Möglichkeit unter Nutzung linearer Entwurfsverfahren den Geschwindigkeitsreglers zu bedaten, der nach Abbildung 4.3 zur Berücksichtigung entstehender Abweichungen  $\mathbf{e}_x$  aufgrund vorherrschender Störungen und Modellunsicherheiten eingesetzt werden muss, näheres dazu folgt in Kapitel 4.3.3.

Die allgemeine Struktur der Führungsgrößenfilter lässt sich im linearen Entwurfsfall für die

verschiedenen Bewegungsfreiheitsgrade durch die Übertragungsfunktionsmatrix

$$\mathbf{G}_{ref}(s) = \text{diag}\{X_{ref}(s), \dots, N_{ref}(s)\} \quad (4.11)$$

abbilden, wobei die Elemente der Hauptdiagonale von  $\mathbf{G}_{ref}(s)$  die Polynomform

$$p_i(s) = [1 + r_{i_1}s + r_{i_2}s^2 \dots r_{i_n}s^n]^{-1}, \quad i = u, v, w, p, q, r \quad (4.12)$$

aufweisen. Die Ordnung des Systems  $n$  und die Koeffizienten  $[r_{i_1} \dots r_{i_n}]$  sind entsprechend die Designparameter der Führungsgrößenfilter.

Im den folgenden Ausführungen wird ein modellbasierter Entwurf der Führungsgrößenfilter vorgeschlagen, wobei sich wiederum die bereits im Vorsteuerungsteil betrachteten dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs heranziehen lassen. Dazu werden die allgemeinen Übertragungsfunktionen (4.11) unter Reduktion der Freiheitsgrade für Oberflächenfahrzeuge und Limitierung auf den Vektorgrad des betrachteten Systems in die Zustandsdarstellung

$$\mathbf{p}_{ref}\dot{\mathbf{x}}_{ff} + \mathbf{x}_{ff} = \mathbf{x}_c \quad (4.13)$$

überführt. In der Komponentendarstellung ergibt sich entsprechend

$$\begin{bmatrix} r_{u_1} & 0 & 0 \\ 0 & r_{v_1} & 0 \\ 0 & 0 & r_{r_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_{ff} \\ \dot{v}_{ff} \\ \dot{r}_{ff} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} u_{ff} \\ v_{ff} \\ r_{ff} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_c \\ v_c \\ r_c \end{bmatrix}, \quad (4.14)$$

im Falle traversierfähiger Schiffe. Aus der Zustandsdarstellung folgt das Übertragungsverhalten für den Manöverübergang als lineares Verzögerungselement für den jeweiligen Freiheitsgrad. Mit dem in Kapitel 3.3 eingeführten generalisierten Modell werden derartige Zustandsübergänge beschrieben, wobei die resultierenden Parameter  $\mathbf{M}_h^{-1}\mathbf{D}_G$  bekanntermaßen die dynamischen Eigenschaften des Manöverübergangs in Abhängigkeit der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit  $u_0$  sowie des Kraft- und Momenteneintrags  $\Delta\mathbf{H}_G$  beschreiben, vergleiche dazu Abbildung 3.5. Die Parametervariabilität wird über die Kennfelder nach Gleichung (3.44) bis (3.46) umgesetzt.

Konkret beinhalten die Parametertabellen die Information über das Übergangsverhalten im bestimmten Arbeitsbereich unter definierten Kraft- und Momenteneinflüssen. Umgekehrt können diese Werte sowie deren Tendenzen eingesetzt werden, um ein gewünschtes Folgeverhalten vorzugeben. Ferner lässt sich durch diesen modellgestützten Entwurf sicherstellen, dass jederzeit realisierbare Verläufe  $\mathbf{x}_{ff}$  zur Vorgabe berechnet werden. Auf dieser Grundlage erfolgt die Bestimmung der durch die Antriebe maximal erzeugbaren Kraft- und Momentenwerte  $\mathbf{H}_{a_{max}}$  im betrachteten Arbeitsbereich  $u$  des Fahrzeugs nach

$$\mathbf{H}_{a_{max}} = \begin{cases} \arg \max_u \mathbf{H}_a & \text{bei } \mathbf{x}_c > 0 \\ \arg \min_u \mathbf{H}_a & \text{sonst} \end{cases}, \quad (4.15)$$

wobei sich diese explizit durch die Aktorbeziehungen  $\mathbf{H}_a = \sum f_i(i \in \mathbf{u}, u)$  eingeführt als Gleichung (3.43) ermitteln lassen. Es ist zu beachten, dass die Berechnungen dediziert für die verschiedenen steuerbaren Freiheitsgrade des Fahrzeugs durchzuführen sind. Mit den zusätzlich

definierten Designparametern  $q_i$ ,  $i = u, v, r$  resultieren mit

$$\Delta \mathbf{H}_{a_{max}} = \begin{bmatrix} q_u & 0 & 0 \\ 0 & q_v & 0 \\ 0 & 0 & q_r \end{bmatrix} (\mathbf{H}_{a_{max}} - \mathbf{H}_a(\mathbf{x}_0) - \Delta \mathbf{H}_{a_c}) \quad (4.16)$$

die Differenzkräfte und -momente, die durch die vorhandenen Aktoren zusätzlich für die spezifischen Zustandsübergänge aufgebracht werden können. Typischerweise liegen die Werte im Bereich  $0 < q_i \leq 1$ . Konkret beschreibt  $\Delta \mathbf{H}_{a_{max}}$  den für die Vorsteuerung zusätzlich verfügbaren Stelleinsatz als Reserve zwischen der im Arbeitspunkt vorherrschenden und der durch den Übergangsvorgang ohne Stellüberhöhung erforderlichen Kräfte und Momente  $\mathbf{H}_{a_c}$ . Das dynamische Übergangsverhalten der Referenzformung wird schließlich durch die Referenzkräfte und -momente

$$\Delta \mathbf{H}_{a_{ref}} = \begin{bmatrix} \Delta X_{a_{ref}} \\ \Delta Y_{a_{ref}} \\ \Delta N_{a_{ref}} \end{bmatrix} = \Delta \mathbf{H}_{a_c} + \Delta \mathbf{H}_{a_{max}} \quad (4.17)$$

bestimmt. Entsprechend ergeben sich die Parameter  $\mathbf{p}_{ref} = \text{diag}\{r_{u_1}, r_{v_1}, r_{r_1}\}$  der Führungsgrößenfilter (4.14) direkt aus den Kennfeldern der Modellparameter nach

$$r_{u_1} = -f_{X_D}(\Delta X_{a_{ref}}, \mathbf{x}_0)^{-1} \quad (4.18)$$

$$r_{v_1} = -f_{Y_D}(\Delta Y_{a_{ref}}, \mathbf{x}_0)^{-1} \quad (4.19)$$

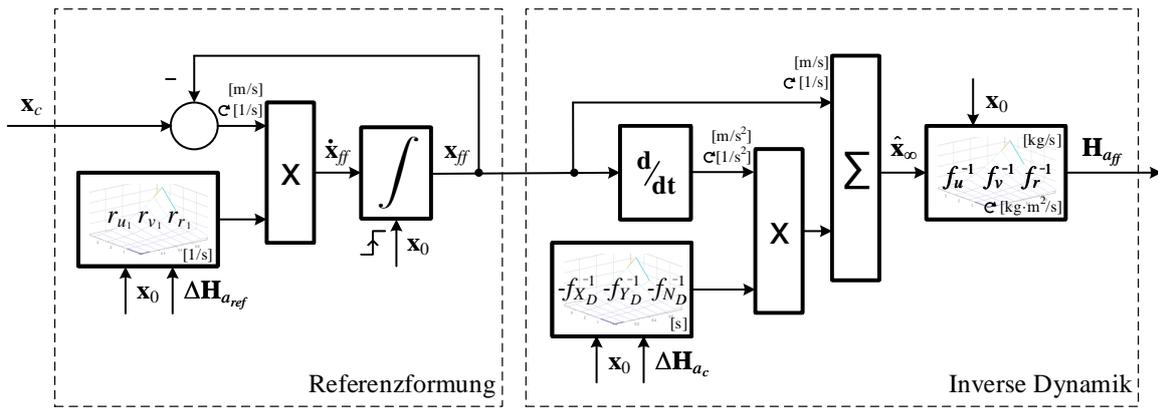
$$r_{r_1} = -f_{N_D}(\Delta N_{a_{ref}}, \mathbf{x}_0)^{-1}. \quad (4.20)$$

Die vorgestellte Methode zur Erzeugung der Führungsgrößenfilter zur Speisung des inversionsbasierten Teils der Vorsteuerung besitzt Vorteile gegenüber herkömmlicher, empirischer Methoden. Zum einen kann auf die Forderung der analytischen Berechenbarkeit und Ableitung der Kennfelder verzichtet werden, was die bisherigen Vorteile bei der eigentlichen Kennfeldbedatung berücksichtigt. Zum anderen lassen sich die Limitierungen der erzeugbaren Kräfte und Momente direkt aus den Parameterfeldern entnehmen, so dass die Führungsgrößenfilter jederzeit realisierbare Verläufe generieren. Systembeschränkungen werden folglich direkt abgebildet.

### Strukturierung der Vorsteuerung

In der Abbildung 4.3 wurde die Geschwindigkeitsstandardisierung im Kontext eines modularen Aufbaus definiert. Die Vorsteuerung selbst setzt sich folglich aus dem Modul der inversen Dynamik und der Filtermodule zur Referenzformung zusammen. Die Parametrierung der Vorsteuermodule erfolgt modellgestützt und fußt auf den Kennfeldern des generalisierten Modells, wie es die Abbildung 3.5 visualisiert. Dazu wurden die Parametertabellen der Eigendynamik  $f_{X_D}$ ,  $f_{Y_D}$  und  $f_{N_D}$ , der Kraft- und Momentenabbildungen auf die resultierenden Geschwindigkeiten  $f_u$ ,  $f_v$  und  $f_r$  sowie der Designparameter  $\mathbf{p}_{ref}$  nach den Ausführungen der vorigen Kapitel für den impliziten Einsatz adaptiert. Die darauf aufbauende modulare Struktur der Vorsteuerung stellt Abbildung 4.4 dar.

Aus der Darstellung wird deutlich, dass aufbauend auf dem generalisierten Modell in seiner



**Abbildung 4.4.:** Darstellung der Vorsteuerung unter Nutzung der, durch das generalisierte Modell, applizierten Kennfelder am Beispiel eines Oberflächenfahrzeuges

parametervariablen Ausprägung eine Invertierung der eingesetzten Kennfelder in ihrer Gesamtheit nicht notwendig ist. Die zugehörigen Parameter zur Beschreibung der Übergangsvorgänge werden im Kontext eines linearen Verlaufs konstant gehalten. In der Folge sind zur Auswahl der Werte innerhalb der verschiedenen Kennfelder Hilfsgrößen zu berechnen, die zur Aufschaltung im Modul der inversen Dynamik sowie der Referenzformung benötigt werden.

Zusammenfassend lassen sich die notwendigen Hilfsgrößen  $\Delta \mathbf{H}_{ac}$  und  $\Delta \mathbf{H}_{aref}$  über die folgenden Zusammenhänge bestimmen und in der Vorsteuerung implementieren.

- $\Delta \mathbf{H}_{ac} = \mathbf{H}_{ac}(\mathbf{x}_c, \mathbf{x}_0) - \mathbf{H}_a(\mathbf{x}_0)$  definiert nach Gleichung (4.9) beschreibt die Kraft- und Momentendifferenzen die aufgebracht werden müssen, um die Sollwerte  $\mathbf{x}_c$  zu erreichen.
- $\mathbf{H}_{amax}$  beschreibt die absoluten, maximalen Kräfte und Momente die durch die Aktoren in einem Arbeitsbereich bereitgestellt werden können, eingeführt mit Gleichung (4.15).
- $\Delta \mathbf{H}_{amax}$  beschreibt die für die Vorsteuerung potentiell zusätzlich verfügbaren, relativen Stellkräfte und -momente. Sie werden unter Applizierung der eingeführten Designparameter  $q_i$  nach Gleichung (4.16) berechnet.
- $\Delta \mathbf{H}_{aref} = \Delta \mathbf{H}_{ac} + \Delta \mathbf{H}_{amax}$  sind folglich die relativen Kräfte und Momente die aufgebracht werden müssen um dem Verlauf der Referenzformung folgen zu können. Sie sind durch Gleichung (4.17) definiert.
- $\mathbf{H}_{aff}$  als absolute Kräfte und Momente der Vorsteuerung ergeben sich nach Gleichung (4.10) und werden letztlich auf die Allokation geschaltet.

### 4.3.3. Dezentrale Mehrgrößenregelung

#### Entwurfsgrundlagen

Mittels der erarbeiteten inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung konnte erreicht werden, dass der Ausgangsvektor  $\mathbf{y}$  dem gewünschten Vorgabevektor  $\mathbf{x}_{ff}$  nach  $\mathbf{x}_{ff} \stackrel{!}{=} \mathbf{x} = \mathbf{y}$  folgt. Dies führt konkret zu einer Kompensation der dynamischen Effekte, was sich durch in Beziehung

setzen der Prozessdynamik (3.12) und des Steuergesetzes (4.4) unter Vernachlässigung der Störungen durch

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}}_{ff} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}_{ff} \equiv \mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}_G \mathbf{x} \quad (4.21)$$

zeigt.

Die im Idealen betrachtete Kompensation der Terme der Bewegungsgleichung wird im realen Systemkontext aufgrund vorherrschender Störungen zu Abweichungen in den Bewegungszuständen führen. Das Umstellen zu den Beschleunigungsgrößen resultiert in

$$\mathbf{M}_h (\dot{\mathbf{x}}_{ff} - \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{D}_G (\mathbf{x}_{ff} - \mathbf{x}). \quad (4.22)$$

Es ist offensichtlich, dass es sich bei dem Ausdruck  $\mathbf{x}_{ff} - \mathbf{x}$  um Fehlergrößen handelt, wie sie bereits in der Grundstruktur nach Abbildung 4.3 dargestellt wurden. Durch Zufügen der korrigierenden Stelleingriffe der Geschwindigkeitsregelung  $\mathbf{H}_{a_{fb}}$  und der existierenden Störungen  $\mathbf{H}_d$  ergibt sich

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{e}}_x = \mathbf{D}_G \mathbf{e}_x + \mathbf{H}_{a_{fb}} + \mathbf{H}_d \quad (4.23)$$

unter Berücksichtigung der Geschwindigkeitsfehler  $\mathbf{e}_x = [e_u \ e_v \ e_r]^T$ .

Neben den Umwelt- und Systemstörungen sind aufgrund von Unsicherheiten in der Parametrierung der applizierten Modelle Abweichungen durch die Steuerung zu erwarten. Diese wirken sich gleichartig aus. Führt man einen Unsicherheitsparameter  $\xi$  in die Kompensationsgleichung (4.21) ein, ergibt sich

$$\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}}_{ff} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}_{ff} = (1 + \xi) \cdot (\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}). \quad (4.24)$$

Durch Auflösen und Umformen der Gleichung erhält man

$$\mathbf{M}_h (\dot{\mathbf{x}}_{ff} - \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{D}_G (\mathbf{x}_{ff} - \mathbf{x}) + \xi (\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}), \quad (4.25)$$

wobei der Ausdruck  $\xi (\mathbf{M}_h \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{D}_G \mathbf{x}) = \xi \mathbf{H}_d$  für  $\xi \neq 0$  im Sinne einer Störbeaufschlagung nach Gleichung (4.23) behandelt werden kann. Zusammenfassend lässt sich die zu erwartenden Störgrößen unter  $\mathbf{H}_d$  verallgemeinern und als konstant beziehungsweise mit sich langsam ändernder Ausprägung nach  $\dot{\mathbf{H}}_d = \mathbf{d}$  modellieren.  $\mathbf{d}$  bezeichnet weiße Rauschprozesse, wobei im Hinblick auf eine realistische Beschreibung eine Sättigung der Kräfte und Momente vorgesehen werden muss.

Auf Grundlage der vorherigen Aussagen wird ersichtlich, dass die zusätzliche Geschwindigkeitsregelung vorwiegend zur Störgrößenbetrachtung entworfen wird. Da konstante oder langsam variierende Störbeaufschlagungen nach Gleichung (4.23) zu erwarten sind, wird integrales Reglerverhalten gefordert. Aufgrund der Systematik unter Verwendung des generalisierten Modellsatzes und der Anforderungen kommt ein dezentraler Mehrgrößenregler zum Einsatz, der dediziert für die zu berücksichtigenden Freiheitsgrade entworfen werden kann.

## Robuste Reglersynthese für Parameterräume

Mit dem generalisierten Modell wurde eine Systematik geschaffen, die das dynamische Verhalten bei Übergangsvorgängen beschreibt. Durch die Verwendung von Kennfeldern wird der einzelne Parameter in Abhängigkeit der Systemzustände und der Eingangsgrößen abgebildet. In diesem Zusammenhang entsteht ein Raum in dem sich ein spezifischer Parameter bewegen kann. Das avisierte Entwurfsverfahren soll es nunmehr ermöglichen, einen Reglerkandidaten für den betrachteten Parameterraum zu finden. Die Resultate dieser Betrachtung sind robuste parametrische Regelungssysteme unter Verwendung von Strukturen geringerer Komplexität. Für die Analyse und Synthese wird eine endliche Anzahl diskreter Arbeitsbereiche des Fahrzeugs definiert, woraus sich auch die Anforderungen an die Regelung, wie stationäre Genauigkeit oder Überschwingverhalten, direkt ableiten. Unter Berücksichtigung des eingeführten, generalisierten Modells lassen sich die Parameterräume folglich für die verschiedenen Operationsbereiche definieren, wie sie für Oberflächenfahrzeuge mit Abbildung 3.1 angegeben wurden. Die mit dem Verfahren anwendbaren Spezifikationen beziehen sich auf die resultierenden Systemeigenschaften wie Eigenwertlage, Bode-Diagramm und Ortskurvenverläufe. Als Ergebnis des Parameterraumverfahrens resultieren die Gebiete, für die die Spezifikationen erfüllt sind. Beispielsweise definiert sich der Manövrierbereich nach Abbildung 3.1 mit  $-3 \leq u_0 \leq 3 \text{ m/s}$  und den zugehörigen Kennfeldern des generalisierten Modells  $f_{X_D}(\Delta X_G, u_0)$ ,  $f_{Y_D}(\Delta Y_G, u_0)$  sowie  $f_{N_D}(\Delta N_G, u_0)$ . Durch Einsetzen der Bereichsgrenzen, wobei von keiner Limitierung in den Stellgrößen  $\mathbf{H}_a$  ausgegangen wird, erhält man die minimalen und maximalen Werte für die Übergangsparameter, z. B.  $\min m_x^{-1} X_D = \min f_{X_D}(\Delta X_G, u_0)$  und  $\max m_x^{-1} X_D = \max f_{X_D}(\Delta X_G, u_0)$ . Ebenso wird mit den zusätzlich betrachteten Freiheitsgraden und den Schätzgeschwindigkeiten, respektive der resultierenden Verstärkungen, verfahren.

Die eigentliche Ermittlung der Reglerparameter kann über klassische Entwurfsverfahren erfolgen, beispielsweise durch die Vorgabe einer gewünschten Pollage unter Nutzung der Wurzelortskurve. Mit den Spezifikationen für die Lage der Eigenwerte bzw. dem Verlauf von Amplitudengängen oder Ortskurven lassen sich die konkreten Parameter einer festgelegten Struktur ermitteln. Am Beispiel eines PI-Reglers zur Einhaltung stationärer Genauigkeit unter Störeinfluss ließe sich für die Längsbewegung die Nachstellzeit mit  $T_N \geq -(\min m_x^{-1} X_D)^{-1}$  vorgeben. Die Reglerverstärkung richtet sich entsprechend nach der gewünschten Pollage unter Berücksichtigung der Stellreserven.

Es ist verständlich, dass es sich bei dem Parameterraumverfahren um eine konservative Herangehensweise handelt. In Kombination mit der inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung unter implizitem Einsatz des generalisierten Modells wird dennoch ein robustes Regelverhalten bei wechselnden dynamischen Prozesseigenschaften infolge von Bewegungen im definierten Arbeitsbereich und unter Einfluss von veränderlichen Umweltstörungen ermöglicht. Die Verwendung des generalisierten Modells ermöglicht zusätzlich die konkrete Ermittlung der Eigenschaften und Limitierungen eines Reglerkandidaten.

### 4.3.4. Statische Stellgrößenallokation

Die Allokation ist nach Abbildung 4.3 Bestandteil der Geschwindigkeitsstandardisierung und bildet die Schnittstelle zu den physischen Antrieben des Fahrzeugs. Durch die Module der

Regelung und der Vorsteuerung werden die Wunschkräfte und -momente  $\mathbf{H}_{a\Sigma} = \mathbf{H}_{aff} + \mathbf{H}_{afb}$  erzeugt, um die Fahrzeugbewegung zu manipulieren. Diese Summe, bezogen auf einen für die Regelung gewählten Referenzpunkt, muss durch die Allokation mittels einer Verteilung auf die verfügbaren und einsatzbereiten Stellorgane umgelegt werden. Dabei ist eine Gewichtung zu wählen, welche die Betriebsbereiche der Stellglieder, deren Wirksamkeit und Effizienz aber auch die dynamischen Eigenschaften der verwendeten Organe berücksichtigt. Außerdem sind die Besonderheiten von traversierfähigen und nicht traversierfähigen Fahrzeugen im Kontext der mathematischen Bestimmtheit der Berechnungsmethode einzubeziehen.

Bei Vernachlässigung der Antriebsdynamik lässt sich im statischen Fall die Berechnung der Stellgrößen durch Inversion der Gleichung (3.16) zur Abstraktion der Stellkräfte und -momente bewerkstelligen. Die zusätzliche Einführung einer Wichtungsmatrix  $\mathbf{W}_a$  resultiert in

$$\mathbf{u} = \mathbf{W}_a \mathbf{A}_S^{-1} \mathbf{H}_{a\Sigma}, \quad (4.26)$$

wobei aus der bekannten Aktor-Standardisierung  $\mathbf{A}_S$  im Zusammenhang mit den geforderten Kräften und Momenten  $\mathbf{H}_{a\Sigma}$  die berücksichtigten, fahrzeugspezifischen Stellaggregate  $\mathbf{u}$  resultieren. Die Elemente von  $\mathbf{W}_a$  lassen sich mit dem Gleichungssystem

$$\mathbf{I} = \mathbf{A}_S \mathbf{W}_a \quad (4.27)$$

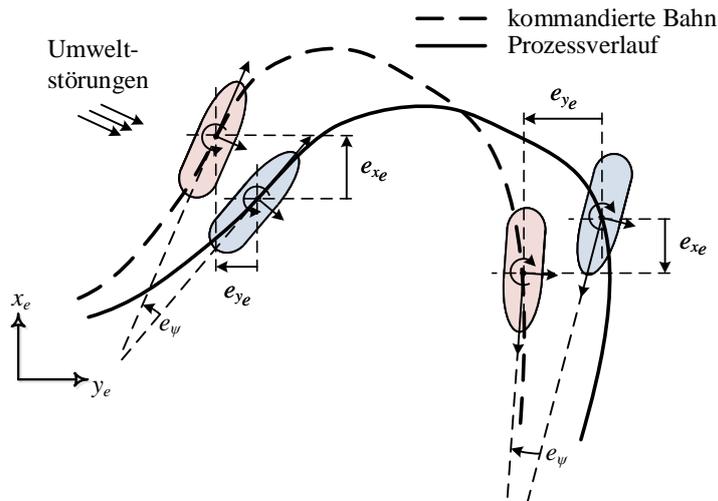
unter Berücksichtigung der eingehend erläuterten Systemeigenschaften und -beschränkungen sowie zusätzlichen Vereinbarungen festlegen. Dies kann einerseits empirisch auf Basis vorhandenen Expertenwissens oder durch Optimierung erfolgen. Besonderheiten ergeben sich vor allem bei nicht traversierfähigen Fahrzeugen. Aufgrund der nicht getrennt voneinander steuerbaren Quer- und Drehgeschwindigkeit um die Hochachse bei Schiffen, muss in Abhängigkeit der spezifischen Operation, des Fahrtgebietes und der Längsgeschwindigkeit eine Priorisierung zwischen den Freiheitsgraden der Steuerbewegung  $v$  und  $r$  erfolgen. Dies geschieht konsequenterweise über die ereignisbasierte Änderung der Parameter innerhalb der Wichtungsmatrix  $\mathbf{W}_a(\sigma)$  im Kontext der hybriden Systemstruktur. Im Rahmen der Validierung in Kapitel 6.3.2 wurde diese Methode mit dem in Anhang A.5 beschriebenen Kreuzfahrtschiff MS SuperStar Leo umgesetzt.

Falls die gewünschten Kräfte und Momente von den Aktoren nicht umgesetzt werden können, sind die Ausgänge zu begrenzen. Dies trifft vor allem dann zu wenn Störgrößen aufgrund ihrer Ausprägung durch die Regelung nicht kompensiert werden können. In diesem Fall sind die Informationen über die Sättigung an die Regelung zu übermitteln, so dass eine weitere Aufladung eingesetzter Integratoren (Wind-Up-Effekt) vermieden wird.

## 4.4. Manöverregelungssystem

### 4.4.1. Definition der Manöverregelung

Aufsetzend auf die beschriebene Geschwindigkeitsstandardisierung werden nach der in Kapitel 4.2 eingeführten Kaskadenstruktur spezifische Systeme für die Regelung im konkreten Arbeitsbereich eingesetzt. Die innere Schleife wurde als fahrzeugspezifisches Regelungsmodul entworfen, das eine vereinheitlichende Schnittstelle zu einer überlagerten Kaskade bildet. Folg-



**Abbildung 4.5.:** Definition der Fehlerzustände für eine übergeordnete Manöverregelung am Beispiel eines Oberflächenfahrzeuges

lich dient diese der Umsetzung der unterschiedlichen Regelungsziele auf operationaler Ebene nach den Definitionen in Tabelle 4.1.

Durch die Applizierung der Geschwindigkeitsstandardisierung zur Erzeugung von Vorgaben entstehen grundsätzlich krummlinige Trajektorien, die spezielle Manöver des Fahrzeugs widerspiegeln. Mit der eingesetzten Vorsteuerung kann diesen Referenzverläufen gefolgt werden. Es handelt sich demnach bei dem nachfolgend beschriebenen System nicht um ein klassisches Bahnführungssystem, wie es im Stand von Wissenschaft und Technik beleuchtet wurde. Vielmehr sollen einerseits die Vorteile der eingeführten Geschwindigkeitsstandardisierung genutzt und die geregelte Bewegung eines manövrierenden Schiffes auf einer beliebigen Manöverbahn ermöglicht werden. Aus diesem Grund wird in den folgenden Ausführungen die überlagerte Kaskade als Manöverregelungssystem bezeichnet.

Aufgrund einwirkender System- und Umweltstörungen sowie durch Modellunsicherheiten treten bei der eingesetzten Führungsgrößensteuerung temporäre Abweichungen auf, die auf Geschwindigkeitsebene durch die fahrzeugspezifische Regelung ausgeglichen werden. Bei Berücksichtigung des Positionsverlaufes integrieren sich diese Fehler zu lokalen Positionsabweichungen auf. Nach Transformation der Bahnbewegung in das erdfeste Bezugssystem entstehen folglich abweichende Verläufe, wie es in der Abbildung 4.5 für ein Oberflächenfahrzeug verdeutlicht wird. Hierbei bewegt sich das rote Fahrzeug auf der Vorgabebahn und das blaue auf der durchgezogenen Linie entspricht dem vorgesteuerten Prozess.

Die entstehenden Positionsabweichungen  $\mathbf{e}_{x_e} = [e_{x_e} \ e_{y_e} \ e_{\psi}]^T$  sind im erdfesten Bezugssystem definiert. Die Manöverregelung wird folglich appliziert, um die Bahnen einander anzugleichen. Da die zeitabhängigen Trajektorien beziehungsweise die zeitinvarianten Bahnverläufe sowie die vorgegebene Lage und Ausrichtung des Fahrzeugs vollständig durch die Geschwindigkeitsstandardisierung und die Transformation der Zustände in das erdfeste Bezugssystem beschrieben werden, ist die konkrete Ausführung der Manöverregelung abhängig von der spezifischen Störwirkung. Außerdem muss die überlagerte Kaskade die Korrekturen je nach Manöversituation erzeugen. Auch hier wird grundsätzlich von einem modularen Konzept ausgegangen, bei

dem verschiedene Ansätze zur Bewegungsregelung eingesetzt werden können. Dieser Ansatz folgt direkt aus den Ausführungen zur Systematik und Struktur des Regelungssystems und des Operationsbereichs.

#### 4.4.2. Entwurfsmodell zur Manöverregelung

Aus den vorigen Erläuterungen ergibt sich die Modellgrundlage zur Manöverregelung als Fehlerbetrachtung im erdfesten Bezugssystem. Methodisch werden die Abweichungen nach Abbildung 4.5 als Fahrzeugabstände  $\mathbf{e}_{x_e} = [e_{x_e} \ e_{y_e} \ e_\psi]^T$  zwischen der kommandierten Bahn und dem realen Prozessverlauf definiert. Um die Fehler zu berechnen, sind die Positionen der Vorgabe  $\mathbf{x}_{e_c}$  und des gesteuerten Bewegungsprozesses  $\mathbf{x}_e$  durch die Transformationen

$$\dot{\mathbf{x}}_{e_c} = \mathbf{T}_b^e(\psi_c)\mathbf{x}_c \quad (4.28)$$

$$\dot{\mathbf{x}}_e = \mathbf{T}_b^e(\psi)\mathbf{x} \quad (4.29)$$

und deren anschließende Integration zu erzeugen. Die Fahrzeugabstände im erdfesten System ergeben sich folglich durch die Differenzbildung  $\mathbf{e}_{x_e} = \mathbf{x}_{e_c} - \mathbf{x}_e$ . Die zur Speisung der Manöverregelung benötigten körperfesten Positionsdifferenzen  $\mathbf{e}_{x_B} = [e_{x_B} \ e_{y_B} \ e_\psi]^T$  werden abschließend lagerichtig im Fahrzeugbezugssystem durch die Rücktransformation

$$\mathbf{e}_{x_B} = \mathbf{T}_e^b(\psi_0)\mathbf{e}_{x_e} \quad (4.30)$$

ermittelt. Alternativ lassen sich die Abweichungen im Fahrzeugbezugssystem aus den körperfesten Geschwindigkeitsfehler  $\mathbf{e}_x = [e_u \ e_v \ e_r]^T$ , die sich aufgrund der Störungen nach Gleichung (4.23) zwischen der kommandierten Bahn und dem Prozessverlauf mit Geschwindigkeitsregelung ergeben, ermitteln. Die Fehlerwerte berechnen sich durch Transformation ins erdfeste System, Integration und anschließende Rücktransformation.

Die Ausführungen zeigen ein grundlegendes, integrales Systemverhalten welches auf die Geschwindigkeitsstandardisierung aufsetzt, die nach Gleichung (4.13) als dedizierte Verzögerungselemente erster Ordnung für die betrachteten Freiheitsgrade approximiert werden kann. Die resultierenden Verstärkungen zur Bildung der Positionsdifferenzen bei der Integration der Geschwindigkeitsabweichungen sind von der Fahrzeuglage im erdfesten Bezugssystem abhängig und über die Transformationsmatrix (4.30) verkoppelt. Damit ist verständlich, dass sich die Systemparameter zur Abbildung der Bahn- oder Positionsfehler grundsätzlich zwischen den verschiedenen Operationsbereichen vom dynamischen Positionieren bis zum Transit unterscheiden.

Für DP und Transit auf gerader Bahn bei einer stabilisierten Kurslage  $\psi = \psi_0 = const$  können die bereits im Stand von Wissenschaft und Technik angesprochenen fahrzeugparallelen Koordinaten eingesetzt werden, um die Bahnabweichungen zu berechnen. Dies führt in Erweiterung der Gleichung (4.23) für Oberflächenfahrzeuge auf das lineare System

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_{x_B} \\ \dot{e}_{y_B} \\ \dot{e}_\psi \\ \dot{e}_u \\ \dot{e}_v \\ \dot{e}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \cos(\psi_0) & -\sin(\psi_0) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sin(\psi_0) & \cos(\psi_0) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & m_x^{-1}X_D & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_y^{-1}Y_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z^{-1}N_D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_{x_B} \\ e_{y_B} \\ e_\psi \\ e_u \\ e_v \\ e_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ m_x^{-1} & 0 & 0 \\ 0 & m_y^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & J_z^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_d \\ Y_d \\ N_d \end{bmatrix}. \quad (4.31)$$

Es ist zu erkennen, dass sich im vereinfachten Fall von  $\psi_0 = 0$  eine Einheitsmatrix für die Berechnung der Positionsdifferenzen ergibt, was einer direkten Integration der Fehler entspricht. Für den Bereich des Manövrierens bei dem der Kurs variiert und nicht als konstant angenommen werden kann, bedeutet dies folglich eine Variation der Integratorverstärkung. Die Dynamik des Prozesses wird dadurch nicht beeinflusst. Zur Veranschaulichung lassen sich aus dem Zustandsraum (4.31) die Übertragungsfunktionen für die Längs- und Querabweichung bei Einwirkung von Längs- oder Querstörungen aufstellen. Am Beispiel von

$$\frac{e_{x_B}(s)}{X_d(s)} = \frac{1}{s} \cdot \frac{-\cos(\psi_0)X_D^{-1}}{1 + s \cdot m_x X_D^{-1}}, \quad (4.32)$$

wobei  $Y_d(s) = 0$  angenommen wurde, lässt sich einerseits zeigen, dass das grundlegende Verhalten als Verzögerungselement mit Integrator abgebildet werden kann. Andererseits entspricht die Zeitkonstante  $m_x X_D^{-1}$  gerade dem dynamischen Übergangparameter wie er durch das generalisierte Modell ermittelt wurde. Dies deckt sich mit den Aussagen nach Gleichung (4.25). Da die Manöverregelung nach den Definitionen an die hierarchische Regelungsstruktur, wie sie in Abbildung 4.2 verdeutlicht wurde, Korrekturen für die Geschwindigkeitsstandardisierung erzeugt, ist Gleichung (4.32) durch das Teilmodell  $u(s)/X_d(s)$  zu dividieren. Die betrachtete Übertragungsfunktion lässt sich analog zu den vorigen Ausführungen aus dem Zustandsraum (4.2) zum generalisierten Modell ableiten. Wird der Zustand  $u$  im Folgenden als Korrekturgröße  $\Delta u_c$  aufgefasst, entsteht die variable Längsbahnabweichungsübertragungsfunktion

$$\frac{e_{x_B}(s)}{\Delta u_c(s)} = \frac{1}{s} \cdot \cos(\psi_0) \cdot X_{ref}(s) \quad (4.33)$$

unter Zufügen des Referenzverhaltens der Führungsgrößensteuerung auf die die Manöverregelung wirkt und nach Gleichung (4.11) im Allgemeinen und (4.13) im Speziellen parametrisiert wird.

Bei der Auslegung der Manöverregelung ist somit einerseits die Variation im dynamischen Verhalten gemäß der Führungsgrößensteuerung mit dem implizit eingesetzten, generalisierten Modell und andererseits die Änderung in der Schleifenverstärkung aufgrund des sich anpassenden Kurswinkels zu berücksichtigen. Für die Reglersynthese lassen sich folglich ebenfalls die robusten Ansätzen nach den Ausführungen aus Kapitel 4.3.3 ansetzen, wobei die Verstärkung und die Referenzfilterkonstante als Parameterraum definiert werden muss. Dieses Vorgehen lässt sich ebenso auf die übrigen Freiheitsgrade anwenden. Dabei ist zu beachten, dass durch die weiteren Störgrößen  $Y_d(s), N_d(s) \neq 0$  neben Gleichung (4.32) weitere Teilmodelle entstehen. Die Summation resultiert schließlich in Systemen höherer Ordnung, wobei sich auf Grundlage der Robustheitsüberlegungen die für die Reglersynthese betrachteten Parameterräume erweitern.

#### 4.4.3. Manöverregelung für nicht traversierfähige Fahrzeuge

Die bisherigen Ausführungen zur Manöverregelung sind uneingeschränkt für traversierfähige Fahrzeuge gültig, wonach der Längs- und Querversatz jeweils direkt durch die Beeinflussung der Freiheitsgrade der Längs- und Quergeschwindigkeit reduziert werden kann. Nicht traversierfähige Fahrzeuge dagegen sind nicht in der Lage die entstehende Querabweichung  $e_{y_B}$  direkt zu kompensieren. In diesem Fall erfolgt die Rückführung durch Erzeugung eines Korrekturkurswinkels, um das Fahrzeug in die Richtung der Referenzbahn zu bewegen. Für die Manöver-

regelung bedeutet dies die Integration einer zusätzlichen Kursregelkaskade. Diese bildet sich analog zu den vorigen Ausführungen und führt zu

$$\frac{\Delta\psi_c(s)}{\Delta r_c(s)} = \frac{1}{s} \cdot N_{ref}(s) \quad (4.34)$$

mit  $\Delta\psi_c$  als Korrekturkurswinkel zur Rückführung zur Bahn und  $\Delta r_c$  entspricht der Korrektur der Vorgabe für die Drehratenkaskade. Zur Abbildung der Änderung von  $e_{y_B}$  infolge des Korrekturkurses kann die bereits im Stand von Wissenschaft und Technik eingeführte Bahngleichung (2.24) zu

$$\dot{e}_{y_B} = u_0 \sin(\Delta\psi_c) \approx u_0 \Delta\psi_c \quad (4.35)$$

adaptiert werden.  $u_0$  entspricht der sich im Arbeitsbereich variierenden Längsgeschwindigkeit und  $\sin(\Delta\psi_c) \approx \Delta\psi_c$  ist der betragsmäßig kleine Korrekturkurswinkel. Die Darstellung ergibt sich einerseits aufgrund der stabilisierten Geschwindigkeiten durch die Führungsgrößensteuerung. Andererseits wird die Abweichung  $e_{y_B}$  bereits im körperfesten Bezugssystem angegeben, so dass lediglich eine Korrektur des Kurses um die eigentliche Bewegung mit dem Kurswinkel  $\psi_0$  erfolgen muss. Mit Berücksichtigung der unterlagerten Kursregelung  $G_{\Delta\psi}$  ergibt sich mit Gleichung (4.35) das Entwurfsmodell für die Regelung der Querabweichung  $e_{y_B}$  zu

$$\frac{e_{y_B}(s)}{\Delta\psi_c(s)} = \frac{1}{s} \cdot u_0 \cdot G_{\Delta\psi}(s). \quad (4.36)$$

Für traversierfähige Fahrzeuge ist eine Kombination beider Korrekturvarianten sinnvoll. Dazu ist eine zusätzliche Wichtung in die Regelung der Querabweichung einzuführen, wonach der Einfluss von  $\Delta v_c$  und  $\Delta\psi_c$  nach dem aktuellen Arbeitsbereich gewählt wird.

## 4.5. Hybride Erweiterung des Regelungssystems

### 4.5.1. Adaption der Regelungsmodule

Auf Grundlage der definierten Regelungsziele und der zusätzlichen Anforderungen an das Regelungssystem erfolgt die Zusammenstellung der einzelnen Module als hybrides System. Wie in Abbildung 4.6 dargestellt, wird das diskrete Schaltsignal  $\sigma$  verwendet, um die Bestandteile des kaskadierten Mehrfach-Reglers an den aktuellen Operationsmodus und gegebenenfalls zusätzliche Fahrzeugspezifika anzupassen. Entgegen der bisher betrachteten hybriden Regelungssysteme für den maritimen Bereich, die den Fokus auf die Störgrößenbetrachtung legen, wurde ein stärker modularisierter Ansatz verfolgt, der auf eine generische Lösung der verschiedenen Regelungsaufgaben abzielt. Vor allem die Eigenschaften von Standardschiffen mit ihren eingeschränkten Manövrierfähigkeiten und Antriebssystemen sind stärker im Fokus. Diese Funktionalität löst neben der generischen Abbildung von Übergangsvorgängen für unterschiedliche Fahrzeuge zusätzlich die Probleme im Fall unmodellierter Arbeitsbereiche, wie sie sich bei der Simulation der Beispielapplikation des AGaPaS-Katamarans in Kapitel 2.4.4 gezeigt haben.

Zur hybriden Erweiterung des Regelungssystems wird nach Abbildung 4.1 und Tabelle 4.1

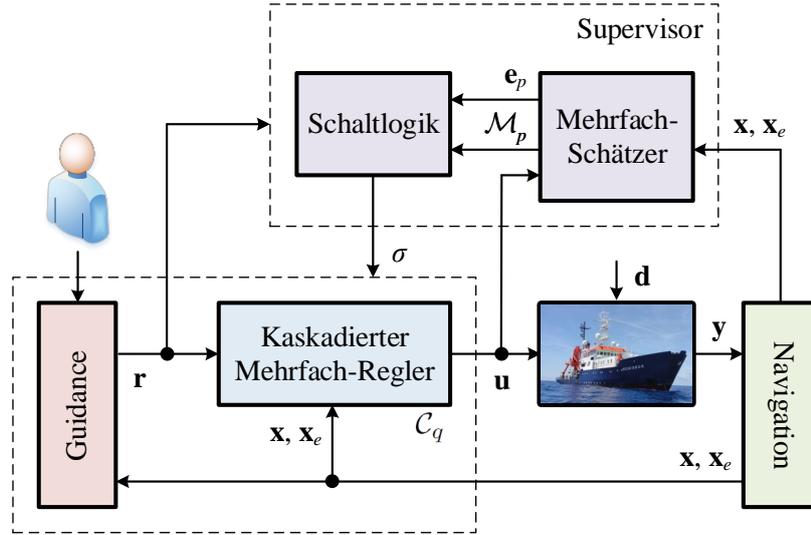


Abbildung 4.6.: Darstellung des hybriden GNC-Systems

eine Einteilung von Operationsbereichen und zugehörigen Modellbasen vorgenommen. Entsprechend der Modularität werden diese in einem Mehrfach-Schätzer  $\mathcal{M}_p$  mit  $p \in \mathcal{P}$  abgelegt. Des Weiteren werden entsprechend den Arbeitsbereichen kaskadierte Mehrfach-Regler  $\mathcal{C}_q$  mit  $q \in \mathcal{Q}$  parametrisiert. Im Falle identischer Anzahl von Modellen und Reglern ergibt sich das Schaltsignal für die Regelung in Relation zur Modellbasis mit  $\sigma = \rho \in \mathcal{P}$ . Konkret beeinflusst das Schaltsignal alle entworfenen Systemteile. Dazu zählt in erster Linie die Führungsgrößensteuerung, die sich im allgemeinen Fall nach der Gleichung (4.1) beziehungsweise bei Einsatz des generalisierten Modells mit den Beschreibungen (4.4) und (4.13) zu  $\mathbf{H}_{aff} = f(\sigma, \mathcal{M}_p^{-1}, \mathbf{r})$  adaptiert, wobei  $\mathbf{r}$  den Referenzvorgaben entspricht, die durch die Guidance erzeugt werden. Der eingesetzte kaskadierte Mehrfach-Regler der im konkreten Systemkontext Bestandteile der Geschwindigkeitsstandardisierung und der Manöverregelung enthält, erzeugt mit Applizierung der robusten Entwurfsmethoden nach Kapitel 4.3.3 die Geschwindigkeitskorrekturen unter Berücksichtigung des Schaltsignals mit  $\mathbf{e}_x = f(\sigma, \mathcal{C}_q, \mathbf{r}, \mathbf{x}, \mathbf{x}_e)$ .  $\mathbf{x}$  und  $\mathbf{x}_e$  stellen entsprechend die Systemzustände im körper- und erdfesten Bezug dar. Ebenfalls als Bestandteil des kaskadierten Mehrfach-Reglers sind die Wichtungsmatrizen der Allokation nach Gleichung (4.26) mit  $\mathbf{u} = \mathbf{W}_a(\sigma) \mathbf{A}_S^{-1} \mathbf{H}_{a_S}$  anzupassen.

#### 4.5.2. Schaltlogik

Als Bestandteil des Supervisors dient die Schaltlogik der konkreten Auswahl des aktiven Regelungssystems. Sie wird nach Abbildung 4.6 durch den Mehrfach-Schätzer gespeist, der mit  $\mathcal{M}_p$  das gültige Modell und die zugehörigen Eigenschaften bereitstellt. Zudem werden die nach Gleichung (2.36) errechneten Vektornormfehler  $\mathbf{e}_p$  verwendet, um die verfügbaren Modelle zu bewerten. Im Rahmen dieser Arbeit wurde dieser klassische Ansatz durch die Einführung des generalisierten Modells um generische Anteile sowohl im Mehrfach-Schätzer als auch im kaskadierten Mehrfach-Regler erweitert. Dies führt zu einer Adaption der Schaltlogik. Über die Integration eines zusätzlichen Freiheitsgrades wird dem Supervisor der Vektor der Referenzsi-

gnale  $\mathbf{r}$ , wie er durch die Guidance erzeugt wird, bereitgestellt. Durch Vergleichen der Referenz mit den Einsatzgrenzen des aktuellen Modells lässt sich direkt eine Aussage über die Modellgültigkeit treffen ohne das die Vektornormfehler spezifische Ansprechschwellen übersteigen müssen. Dies entspricht einer logikbasierten Erweiterung des Supervisors.

Die Ausführungen machen deutlich, dass die eingesetzte Schaltlogik in Anlehnung an eine 2DOF Struktur entworfen wurde. Es wird ebenso zwischen Führungs- und Störverhalten unterschieden. Auf der Führungsgrößenebene arbeitet die referenzbasierte Umschaltmimik. Danach wird das Regelungssystem ausgewählt, welches für das aktuell gültige Modell im Mehrfach-Schätzer aktiviert ist. Im Kontext der entwickelten Methoden wird für die Manöverübergänge auf das generalisierte Modell im Schätzer und das Regelungssystem bestehend aus der Geschwindigkeitsstandardisierung und der Manöverregelung umgeschaltet. Aufgrund der in den Arbeitsbereichen verschiedenen Bestandteile des Regelungssystems wird das Schaltsignal im Allgemeinen nach  $\sigma = \chi(p) \in \mathcal{Q}$  berechnet.  $\chi$  entspricht einer funktionalen Zuordnung mit dem eine spezifische Reglerstruktur ausgewählt wird. Für die Störbehandlung wird weiterhin die Vektorfehlnorm als Schaltimpuls eingesetzt, d. h. existieren für einen Arbeitsbereich mehrere Regelsysteme, die für unterschiedliche Umgebungsbedingungen ausgelegt sind, werden diese über die Fehlerberechnung verglichen und das System mit den geringeren Differenzen wird zugeschaltet. Die Verifikation der Entwurfsmethodik des adaptierten, hybriden Regelungssystems erfolgt in Kapitel 5.2.4 als Vergleich zu dem Simulationsbeispiel aus dem Stand von Wissenschaft und Technik unter Kapitel 2.4.4. Zur Validierung erfolgt in Abschnitt 6.3.2 die Umsetzung der Algorithmen mit dem Kreuzfahrtschiff SuperStar Leo in der Simulationsumgebung des nach Kapitel 6.1.1 beschriebenen ANS5000.

## 4.6. Stabilität und Performanz

Die Stabilität für hybride Regelungssysteme wird praktisch über die im Stand von Wissenschaft und Technik erläuterten Bedingungen bewertet. Unter Einsatz des generalisierten Modells wird bei adäquater Parametrierung ein robuster Systemansatz bereitgestellt. Unmodellierete Bereiche existieren praktisch nicht mit Nutzung der durch die Geschwindigkeitsstandardisierung applizierten Führungsgrößensteuerung. Dies trifft ebenfalls bei Einsatz unterschiedlicher Modellbasen innerhalb des Mehrfach-Schätzers zu, was in dieser Arbeit jedoch nicht weiter betrachtet wurde. Im Hinblick auf die Detektierbarkeit wird ausgesagt ob der Mehrfach-Regler den Mehrfach-Schätzer asymptotisch stabilisiert. Vorrangig wird mit der Führungsgrößensteuerung eine Struktur eingesetzt, welche die Stabilität des Gesamtsystems nicht beeinflusst. Die aufsetzenden Regelungen besitzen eine lineare Struktur und eine robuste Parametrierung für einen definierten Arbeitsbereich, respektive Parameterraum. Bei konstantem Schaltsignal stabilisiert der kaskadierte Mehrfach-Regler den Mehrfach-Schätzer nach den Ausführungen in Kapitel 4.3.3 und 4.4 asymptotisch. Durch die 2DOF Struktur des Supervisors erfolgt die Umschaltung einerseits gemäß der Sollvorgaben und andererseits auf Basis des geringsten Fehlernormwertes. Dabei handelt es sich nicht um einen Widerspruch, denn durch das generalisierte Modell werden die Bewegungsübergänge abgebildet. Dies entspricht folglich der Abbildung mit dem geringsten Schätzfehler. Praktisch relevant ist die Forderung der Nicht-Destabilisierung. Dabei soll schnelles Hin- und Herschalten verhindert werden. Aufgrund der Applizierung robuster Regelungen, die sich auf definierte Arbeitsbereiche beziehen, in Kombination mit der Führungsgrößensteuerung die direkt aus einer realisierbaren Referenzvorgabe

gespeist wird, sind durch Umweltstörungen oder sonstige Rauschprozesse hervorgerufene destabilisierende Schaltprozesse nicht zu erwarten. Praktisch lässt sich dies mit Nutzung einer Schalthysterese zusätzlich unterstützen. Darüber hinaus können Sicherheitsprozeduren vorgesehen werden, die beispielsweise einen global einsetzbaren Reglerparametersatz mit robuster Bedatung gegenüber dem gesamten Parameterraum im Schiffsbetrieb applizieren und so eine stabile Rückfallebene bilden.

Das entwickelte kaskadierte Regelungssystem zielt auf die Bewegungssteuerung von Standardfahrzeugen im Arbeitsbereich des Manövrierens ab. Vergleichbare Automationslösungen existieren praktisch nicht. Dennoch soll die mögliche Performanz der entwickelten Methoden bewertet werden. Die Führungsgrößensteuerung mit implizit eingesetztem, generalisiertem Modell erlaubt bereits eine präzise Steuerung von Manöverabläufen. Die Performanz lässt sich direkt durch die modellbasierte Parametrierung der Führungsgrößenfilter nach den Erläuterungen in Kapitel 4.3.2 beeinflussen. Dies geschieht durch Wahl der zusätzlich einzusetzenden Stellreserve, wobei die realistischen Verfügbarkeiten durch das generalisierte Modell vorgegeben werden. Nicht umsetzbare Führungsverläufe sind in Relation zur Abbildungsqualität des generalisierten Modells ausgeschlossen. Auf Basis der etablierten Geschwindigkeitsstandardisierung erzeugt die Regelung im Arbeitsbereich lediglich Korrekturen, um die Verbindung zur erdfesten Bahn- oder Trajektorienvorgabe herzustellen. Durch die Schnittstelle der Geschwindigkeitsstandardisierung können bewertbare Analysemethoden linearer Systemtheorie angewendet werden, was die robuste Parametrierung vereinfacht und zudem Fehlparametrierungen ausschließt. Wird die Performanz der Manöverregelung dediziert betrachtet, ist auszuführen, dass die Robustheitsforderung zu einem eher konservativen Regelungsverhalten führt.

Bei der Umsetzung des generalisierten Modells mittels Kennfeldern erfolgt die Bedatung für den Bewegungsprozess in den avisierten Arbeitsbereichen. Bei einer praktischen Umsetzung sind zusätzlich Interpolationen, Extrapolationen und Regularisierungen notwendig, um eine rechentechnisch umsetzbare Datengrundlage zu erzeugen. Dies ist selbstverständlich nicht ohne weiteres möglich, da das abstrahierte, hydrodynamische Verhalten des Fahrzeugs außerhalb der Modellgrenzen als unbekannt angenommen werden muss. Dennoch lassen sich aus den Trends der Parametertabellen Schätzwerte erzeugen, die als Grundlage für die robusten Regelungsansätze appliziert werden können. Weiterhin ist zu sagen, dass auf Basis der entworfenen Methoden eine Invertierung der Kennfelder in ihrer Gesamtheit nicht notwendig ist. Dies stellt einen großen Vorteil bei der praktischen Umsetzung der Methoden dar. Weiterhin sind die eingesetzten Integratoren bei Umschaltvorgängen auf die aktuellen Zustände des Systems vorzuladen beziehungsweise zurückzusetzen. Dies ist notwendig, um einerseits das generalisierte Modell als modifiziertes Arbeitspunktmodell mit den korrekten Startwerten zu speisen, damit die Modellübereinstimmung nicht beeinflusst wird. Andererseits wird im Kontext der Regelungen das unkontrollierte, respektive falsche Aufladen vermieden. Zur weiteren Bewertung der Stabilität und Performanz wurden umfangreiche Simulationen und Untersuchungen mit unterschiedlichen Experimentierumgebungen durchgeführt, die in den folgenden Kapiteln dargestellt werden.

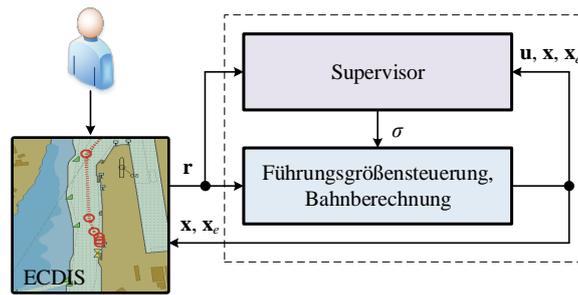


# 5. Realisierungsaspekte und Simulationen

## 5.1. Trajektoriengenerierung

Wesentliche Neuerung für die Generierung von Trajektorien oder Bahnen stellt die Tatsache dar, dass auf Grundlage der applizierten Führungsgrößensteuerung bereits in der Planung das geschlossene System bestehend aus implizitem generalisiertem Modell, Geschwindigkeitsstandardisierung und Allokation verwendet werden kann. Dadurch wird die geografisch orientierte Bahnplanung, um die Eigenschaften des Gesamtsystems im Hinblick auf Dynamik und etwaige Limitierungen erweitert. Im Resultat werden so Trajektorien oder Bahnen erzeugt, die durch das Fahrzeug sicher abgefahren werden können. Methodisch lässt sich dabei von der erarbeiteten Führungsgrößensteuerung ausgehen. Sie prägt dem betrachteten nichtlinearen Prozess durch die entsprechende Zustandsbeeinflussung ein lineares Ein-/Ausgangsverhalten von  $\mathbf{x}_c(t)$  nach  $\mathbf{y}(t)$  unter Berücksichtigung der Gleichung (4.13) und Adaption zu  $\mathbf{p}_{ref}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{y} = \mathbf{x}_c$  auf. Dies resultiert direkt aus dem Steuerungsentwurf mit der Annahme  $\mathbf{x}_{ff} \stackrel{!}{=} \mathbf{x} = \mathbf{y}$ . Die Realisierung erfolgt durch den Einsatz geeigneter Referenzgrößenfilter, welche aus den kommandierten, sprungförmigen Größen  $\mathbf{x}_c$  plausible Übergangsverläufe der einzelnen Zustände erzeugen, wie es in Kapitel 4.3.2 erläutert wurde. Mit dem generalisierten Modells wurde zudem eine Entkopplung der Bewegungsfreiheitsgrade erarbeitet, so dass sich eine dezentrale MIMO-Struktur auf der Geschwindigkeitsebene ergab. Im Kontext des generischen Ansatzes wird hierbei kein Nachteil erzeugt, da sich die Entkopplung praktisch verschiedenartig auf die unterschiedlichen Fahrzeugklassen projizieren lässt. Während für traversierfähige Fahrzeuge eine Entkopplung der Bewegungsfreiheitsgrade direkt über die verfügbaren Antriebs- und Manövrierorgane bewerkstelligt wird, erfolgt für die Klasse der nicht traversierfähigen Schiffe einerseits eine Priorisierung der Steuerbewegung nach Drehung und Querfahrt und andererseits eine Zuordnung des Bewegungszustandes zu verfügbaren Vortriebs- und Steuerorganen. Dies entspricht praktisch ebenfalls einer Entkopplung.

Für die rechentechnische Umsetzung einer Planung wird ausgehend von einem Zielpunkt mit bekannten körper- und erdfesten Fahrzeugzuständen durch Vorgabe der Startbedingungen auf Geschwindigkeitsebene ein plausibler Manöverübergang berechnet und in einer grafischen Benutzeroberfläche dargestellt. Die Bahnplanung erfolgt entsprechend vom Zielpunkt zum Startareal. Mit Vorgabe von Limitierungen oder Freigabe von Stellüberhöhungen nach Gleichung (4.16) mittels der Parameter  $q_i$  kann der Manöverübergang zusätzlich beeinflusst werden. Wenn der Bahnverlauf zufriedenstellend ist, kann ein Punkt auf dieser Trajektorie festgelegt werden, ab dem sich ein weiteres Manöver anschließt. Somit wird eine Manöverbahn modular aus einzelnen Abschnitten zusammengesetzt. Funktional entsteht so ein integratives Bahnführungssystem wie es schematisch durch die Abbildung 5.1 verdeutlicht wird. Durch zusätzliche Integration der applizierten, hybriden Regelschleife unter Nutzung des Supervisors wird eine Simulation im geschlossenen Regelkreis auch mit Berücksichtigung unterschiedlicher Arbeitsbereiche ermöglicht. Die Integration weiterer Regelungsmodule auf Manöverebene kann



**Abbildung 5.1.:** Blockbild des integrativen Bahnführungssystems zur Bahnplanung im geschlossenen Kreis unter Berücksichtigung der Führungsgrößensteuerung und der hybriden Regelungsschleife

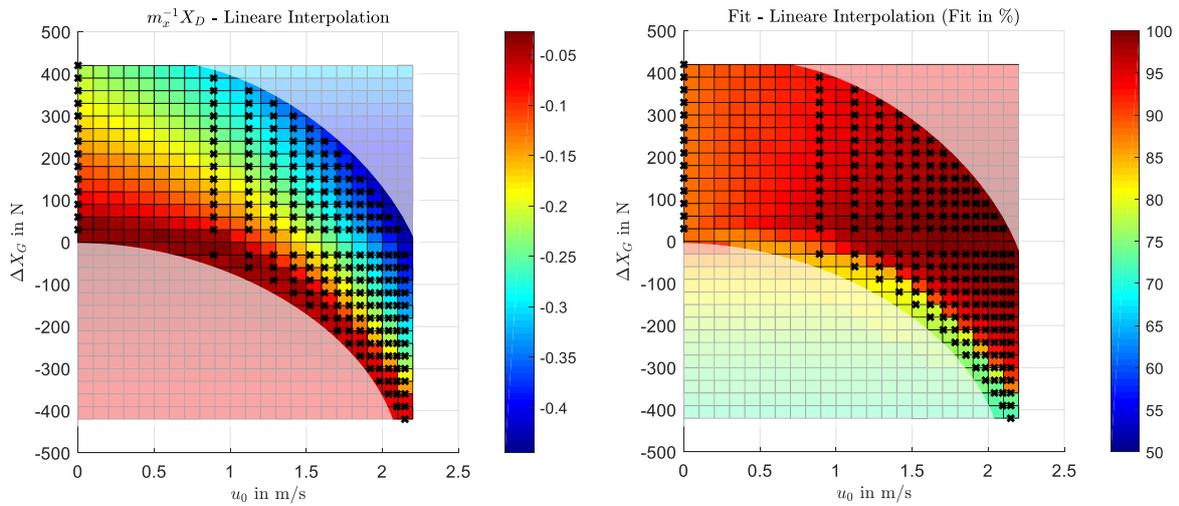
erfolgen. Das so entstehende System erlaubt es einem Fahrzeugführer realistische Manöversituationen planen und sie für den automatischen Betrieb freigeben zu können.

Mit der erläuterten Planung werden krummlinige Bahnen erzeugt, die sich nicht ohne weiteres in der standardisierten, kommerziellen Umgebung einer ECDIS prüfen lassen. Dies kann entsprechend nur durch Abstraktion des Verlaufs erfolgen, beispielsweise durch Annäherung der Bahn an die prüfbar Standardformen Kreise und Geraden, wie es im Stand von Wissenschaft und Technik beschrieben wurde oder aber durch Wahl eines Toleranzbereichs um die geplante Bahn, wobei sich der entstehende Sicherheitsschlauch aus eben diesen Standardformen zusammensetzt.

## 5.2. Simulationsuntersuchungen

Zur Verifikation der vorgeschlagenen Methoden wurden Simulationsuntersuchungen durchgeführt, um die grundsätzliche Applizierbarkeit der entwickelten Module zu prüfen. Dazu wird in den Unterkapiteln systematisch auf die folgenden Schwerpunkte eingegangen.

- Eine Bewertung der Abbildungsqualität des generalisierten Modellansatzes erfolgt anhand des simulierten, nichtlinearen Prozessabbildes für die Längsbewegung des SMIS-USV. Details zum Fahrzeug finden sich in Kapitel 6.1.2 und das eingesetzte Simulationsmodell ist im Anhang A.4.2 beigefügt.
- Die Verifikation zur Umsetzung der Geschwindigkeitsstandardisierung bei Applizierung der Vorsteuerterme wird unter Nutzung des betrachteten, nichtlinearen Bewegungsprozess des SMIS-USV unter Zufügen der verkoppelten Drehgeschwindigkeit als zusätzlichen Freiheitsgrad realisiert.
- Aufbauend erfolgt die Erweiterung des Regelungssystems um eine Manöverkaskade für das betrachtete Beispielsystem und Simulation von Manövrierszenarien mit und ohne Störeinfluss.
- Zur Verifikation der hybriden Systemstruktur erfolgt die Integration der Methoden im Kontext des bereits im Grundlagenkapitel 2.4.4 behandelten AGaPaS-Rettungsfahrzeugs und Durchführung einer vergleichenden Simulation.



**Abbildung 5.2.:** Darstellung des Kennfeldes  $f_{X_D}$  für den Parameter  $m_x^{-1} X_D$  des SMIS-USV (links) sowie den NRMSE der zugehörigen Identifikationsläufe (rechts) zusätzlich Kennzeichnung der Manöverpunkte

### 5.2.1. Bewertung der Abbildungsqualität des generalisierten Modells

Im Kapitel 3.3 wurde ein generalisiertes Modell eingeführt, das speziell Zustandsänderungen manövrierender Schiffe auch bei vorherrschenden Nichtlinearitäten und bei deutlichen Stellbewegungen abbildet. Die Grundlage bildet die mit Gleichung (3.12) dargestellte, linearisierte Modellstruktur mit variablen Parametern. Im Gegensatz zur Verwendung eines linearen Modells mit konstanten Koeffizienten, bei dem grundsätzlich mit Abstrichen in der erreichbaren Abbildungsqualität zu rechnen ist, soll das generalisierte Modell über einen breiten Arbeitsraum ohne Beschränkung auf konkrete Arbeitspunkte eine ausreichende Modellgenauigkeit liefern.

Die Bewertung erfolgt durch eine systematische Analyse am Beispiel der Modellierung und Simulation des nichtlinearen Längsbewegungsprozesses

$$m_x \dot{u} = X_{uuu} |u| u^2 + X_a \quad (5.1)$$

des SMIS-USV. Die entsprechenden Parameter finden sich in Kapitel A.4.2. Zur Datengenerierung wurden unter Nutzung der physikalischen Abbildung der Längskraft systematische Testläufe von Längsmanövern nach Gleichung (3.34) durchgeführt und das zugehörige Kennfeld  $f_{X_D}$  für den Parameter  $m_x^{-1} X_D$  als dynamischen Teil der Längsbewegung bedatet. Die linke Darstellung der Abbildung 5.2 zeigt das resultierende Kennfeld, aus Gründen der Übersichtlichkeit in einer Farbverlaufsdarstellung. Für die Parametrierung wurden, für die in der Abbildung markierten Manöverpunkte mit der zugehörigen Längsgeschwindigkeit  $u_0$ , Sprungversuche mit unterschiedlichen Kraftdifferenzen  $\Delta X_G$  durchgeführt. Da keine Störungen berücksichtigt wurden, entspricht die Gesamtkraft  $X_G$  folglich der Stellkraft  $X_a$ . Die Signale  $u_0$  und  $\Delta X_G$  bilden den Eingangsraum des Kennfeldes. Der Ausgangswert beschreibt die dynamischen Eigenschaften des jeweiligen Manövers. Werte zwischen den Manöverpunkten wurden

mittels einer linearen Interpolation erzeugt. Der Prozess bewegt sich aufgrund physikalischer Gegebenheiten ausschließlich innerhalb des durch die Manöverpunkte abgedeckten Streifens. So kann das SMIS-USV aus konstruktionstechnischen Aspekten keine Rückwärtsfahrt  $u_0 \geq 0$  m/s aufnehmen und die verfügbare Antriebskraft saturiert bei ca. 430 N. Da der Kennfeldeingang die Differenzkraft  $\Delta X_G$  darstellt, wird deutlich, dass die mögliche Kraftänderung von der aktuellen Geschwindigkeit abhängt. Die Werte außerhalb des Arbeitsbereiches folgen ebenfalls aus der linearen Interpolation und können vernachlässigt werden. Die Ergebnisse der systematischen Simulationen zeigen deutlich die Trends für den Parameter  $m_x^{-1}X_D$ , die sich folgendermaßen zusammenfassen lassen.

- Die dynamischen Eigenschaften des Prozesses, wie sie durch die Zeitkonstanten eines linearen Modells repräsentiert werden, variieren stark über den gesamten Arbeitsbereich.
- Hohe Differenzkräfte haben niedrige Kennfeldwerte und folglich geringere Zeitkonstanten des linearen Modells zur Folge.
- Es bilden sich Regionen ähnlicher Prozessdynamik über den gesamten Arbeitsbereich  $u_0$  und den korrespondierenden Differenzkräfte  $\Delta X_G$  aus, was sich anhand der Farbgebung ablesen lässt.
- Die Gradienten der Parameteränderungen sind gering und erlauben zur möglichst homogenen Abdeckung des Kennfeldes eine lineare Interpolation bei Verwendung einer ausreichenden Anzahl an Manöverpunkten.

Zur Bewertung der Abbildungsqualität des Längsmodells dient der zugehörige NRMSE im rechten Teil der Abbildung 5.2. Dieser veranschaulicht die Identifikationsqualität unter Berechnung der euklidischen Norm des Modellausgangsfehlers und Normierung auf den mittleren Wert des Prozessausgangs nach Vorschrift A.3, was konkret dem normierten, mittleren, quadratischen Fehler entspricht. Der mittels der systematischen Sprungversuche bedatete dynamische Teil des Manövermodells zeigt mit einem durchschnittlichen NRMSE von  $> 90\%$  eine gute Übereinstimmung mit dem jeweiligen Prozessausgang. Die Darstellung zeigt außerdem, dass sich lokale Regionen ergeben, in denen die Abbildungsqualität deutlich abfällt. Dies betrifft gerade die Manöver bei denen die Antriebsleistung reduziert wird und sich das Fahrzeug in der Folge gegen eine niedrige Geschwindigkeit bzw. den Stillstand bewegt. Dieses Verhalten korreliert insofern mit dem Beispiel der Übergangsmanöver aus Abbildung 3.2 in Kapitel 3.2.2. Bei der Bewertung der Abbildungsqualität ist außerdem zu berücksichtigen, dass sich der Prozess im geregelten Betrieb in dem bestmöglich abgebildeten Bereich bewegt, bei kleiner Änderung der Kraftvorgaben durch einen aktiven Regler. Dies lässt sich über den gesamten Geschwindigkeitsbereich beobachten.

Zur weiteren Bewertung des generalisierten Modells wurden Simulationsversuche unter Nutzung des Längsbewegungsprozesses des SMIS-USV nach Gleichung (5.1) durchgeführt. Zum Vergleich wird ein im Arbeitspunkt linearisiertes Modell herangezogen, was der gängigen Praxis entspricht. Dazu wurde die nichtlineare Bewegungsgleichung um die operationelle Messgeschwindigkeit des SMIS-USV von  $u_0 = 2$  m/s linearisiert. Die Abbildung 5.3 zeigt die Ergebnisse des Vergleichs der Abbildungsqualität des generalisierten Modellansatzes mit der Simulation der nichtlinearen Längsbewegung des SMIS-USV und dem im Arbeitspunkt linearisierten Modell. Die Darstellung untergliedert sich in drei Versuche mit je vier untereinander angeordneten Diagrammen, wobei von oben nach unten die Längsgeschwindigkeitskomponente  $u$ , die anregende Kraft  $X_a$  erzeugt durch den Fahrzeugpropeller, die geschätzte Manövergeschwindigkeit

**Tabelle 5.1.:** Vergleich der Abbildungsqualität verschiedener Modellansätze

NRMSE [%]	Modellansätze	
	generalisiert	linearisiert
Versuch 1	89.7	65.5
Versuch 2	91.9	73.8
Versuch 3	83.8	49.5

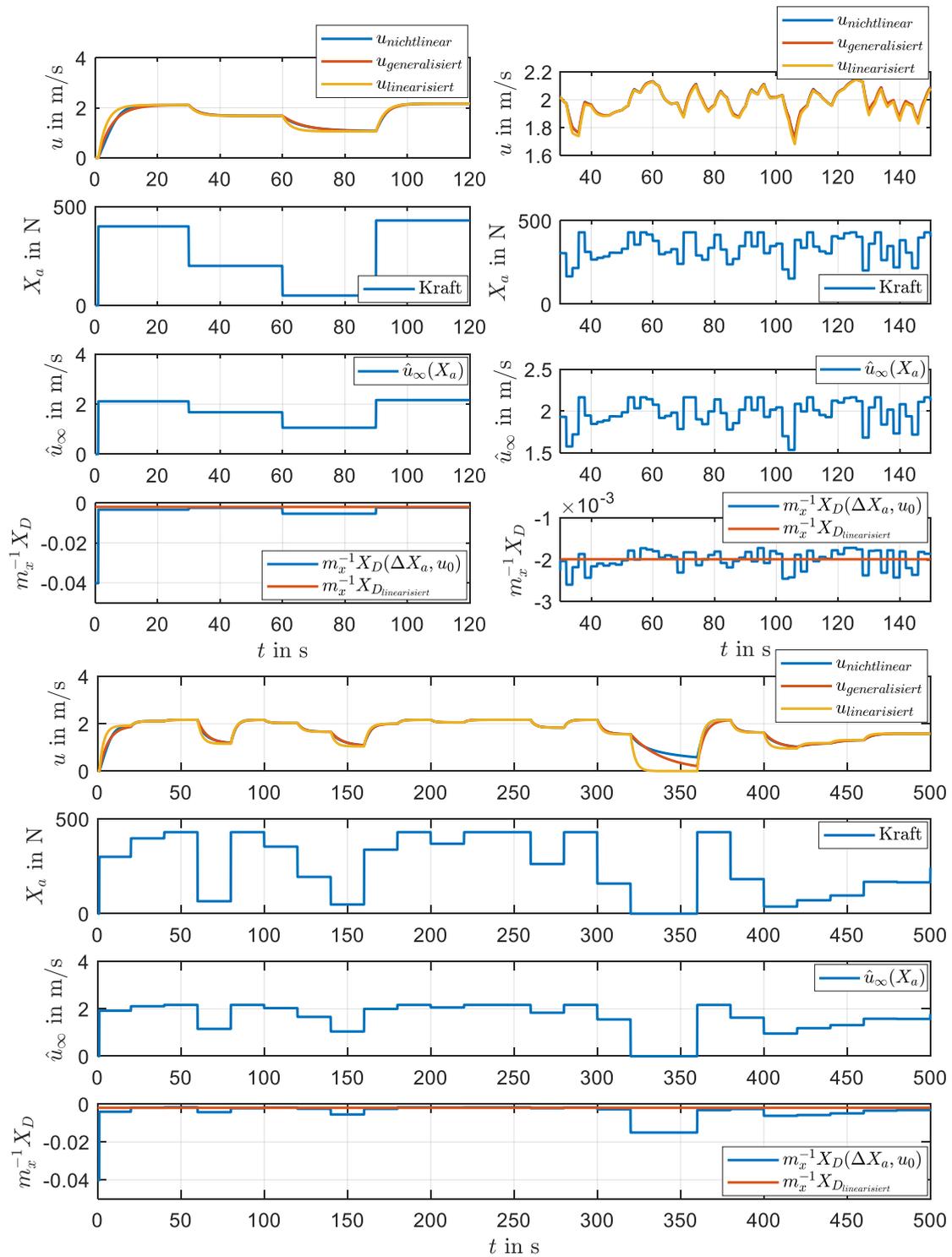
$\hat{u}_\infty$  und die generalisierte Längsdämpfung  $m_x^{-1}X_D$  dargestellt sind. Zur Validierung wurden Fahrten mit unterschiedlichen Anregungen simuliert, die jeweils verschieden in Wirkdauer und Amplitude skaliert sind und sich potentiell im Fahrzeugbetrieb wiederfinden. Die Versuche lassen sich wie folgt einteilen.

**Versuch 1** zeigt Sprungversuche mittlerer und großer Stellamplitude unter Darstellung des Einschwingverhaltens und Einstellung eines stationären Längsgeschwindigkeitszustandes. Die Unterschiede des linearisierten und des generalisierten Modellansatzes werden deutlich, wobei verständlicherweise die Abweichungen des linearisierten Modells größer werden, umso stärker sich der Zustand vom gewählten Arbeitspunkt  $u_0 = 2 \text{ m/s}$  entfernt. Durch Änderung des Parameters  $m_x^{-1}X_D$ , wie es der generalisierte Ansatz vorschlägt, reduzieren sich die Differenzen zum nichtlinearen Verlauf deutlich.

**Versuch 2** simuliert kleine Änderungen um den definierten Arbeitspunkt von  $u_0 = 2 \text{ m/s}$  ohne die Annahme stationärer Längsbewegungszustände. Beide Modelle zeigen verständlicherweise eine gute Abbildung der Längsbewegung, wobei gerade bei größeren Änderungen der Anregungen beispielsweise im Anfangsbereich oder bei  $t = 100 \text{ s}$ ,  $130 \text{ s}$  die Vorteile des generalisierten Modells überwiegen. Dieser Versuch macht deutlich, dass sich das Nichterreichen stationären Verhaltens nicht negativ auf die Abbildungsqualität auswirkt.

**Versuch 3** zeigt diverse Anregungen mit hohen und niedrigen Stellamplituden, wie es sich typisch für ein manövrierendes Fahrzeug darstellt. Die Längsgeschwindigkeit folgt mit und ohne Erreichen stationärer Zustände. Es ist zu erkennen, dass bei größeren Stellbewegungen (z.B. bei  $t = 70 \text{ s}$ ,  $150 \text{ s}$ ,  $325 \text{ s}$ ) das generalisierte Modell eine deutlich bessere Übereinstimmung aufweist, was sich ebenfalls in der starken Änderung des Parameters  $m_x^{-1}X_D$  widerspiegelt. Speziell bei  $325 \text{ s}$  entstehen jedoch auch hier größere Abweichungen, was durch den prägnanten, nichtlinearen Einfluss gerade bei Auslaufmanövern durch Wegfall der Kraftkomponente entsteht. Dies korreliert insofern mit den Ausführungen in Kapitel 3.4.2 zum Manöverentwurf.

Die Abbildung 5.3 zeigt die Abbildungsqualität der ausgewählten Modellansätze. Zur weiteren Quantifizierung der Ergebnisse erfolgte die Berechnung des relativen Maßes der Übereinstimmung nach dem eingeführten NRMSE. Tabelle 5.1 listet die Ergebnisse zu den beschriebenen Versuchen auf. Es wird deutlich, dass der generalisierte Ansatz des Manövermodells ebenfalls quantitativ besser abschneidet als das linearisierte Vergleichsmodell. Verständlicherweise wird dies besonders dann deutlich wenn sich der Prozess durch größere Stellbewegungen außerhalb der Grenzen des linearisierten Ansatzes bewegt (Versuch 1 und 3). Auch im Falle forcierter Anregungen um den Arbeitspunkt (Versuch 2) schneidet der generalisierte Ansatz besser ab, wenngleich das linearisierte Modell ebenfalls akzeptable Ergebnisse liefert.



**Abbildung 5.3.:** Vergleich der Abbildungsqualität des generalisierten Modellansatzes mit der Simulation der nichtlinearen Längsbewegung des SMIS-USV und einem im typischen Arbeitspunkt  $u_0 = 2 \text{ m/s}$  linearisierten Modell; Darstellung von Versuch 1 (oben links) bis Versuch 3 (unten) bei unterschiedlich in Zeit und Amplitude skalierten Anregungen

### 5.2.2. Geschwindigkeitsstandardisierung

Die eingeführte Geschwindigkeitsstandardisierung wurde als fahrzeugspezifisches 2DOF-Regelungssystem ausgeführt. Die Parametrierung des Vorwärtszweigs erfolgt modellbasiert unter Applizierung des generalisierten Modells. Zur Verifizierung der Methoden zum Vorsteuerungsentwurf wurde das im vorigen Kapitel betrachtete nichtlineare Prozessabbild der Längsbewegung des SMIS-USV beschrieben durch Gleichung 5.1 unter Zufügen der verkoppelten Drehgeschwindigkeit

$$J_z \dot{r} = N_r(u)r + N_a \quad (5.2)$$

als zusätzlichen Freiheitsgrad erweitert und in die Simulationsumgebung in MATLAB\Simulink integriert. Die Quergeschwindigkeit wird aufgrund des Fahrzeugtyps nur in einem geringen Maße angeregt und besitzt somit einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Steuerbewegung. Anschließend konnte das generalisierte Modell für die Längs- und Drehbewegung des Fahrzeugs umgesetzt und als Parallelsystem verwendet werden. Aufbauend ließen sich die Vorsteuerterme nach den Ausführungen in Kapitel 4.3.2 direkt aus dem generalisierten Modell applizieren. Die Umsetzung in der Simulationsumgebung erfolgte in Anlehnung an die schematische Darstellung 4.4. Der Designparameter  $q_u$  für das Führungsgrößenfilter der Längsbewegung  $r_{u_1}$  wurde mit 0.3 festgelegt, was nach Gleichung (4.16) einer Stellgrößenüberhöhung von 30 % der verfügbaren Stellreserve entspricht. Für die Drehgeschwindigkeit wurde abweichend direkt das Übergangsverhalten mit  $r_{r_1} = 2\text{ s}$  vorgegeben. Für die Simulationen dienen direkt die Antriebskraft  $X_a$  und das -moment  $N_a$  als Stellgrößen. Die dynamischen Eigenschaften der Aktoren werden ebenso vernachlässigt wie Umwelt- oder Systemstörungen, um die Methodik zur modellbasierten Generierung der Vorsteuerterme isoliert zu verifizieren. Aus diesen Gründen kann ebenfalls auf die Allokation verzichtet werden und die Stellbegrenzungen folgen direkt aus den Kennfeldern des generalisierten Modells.

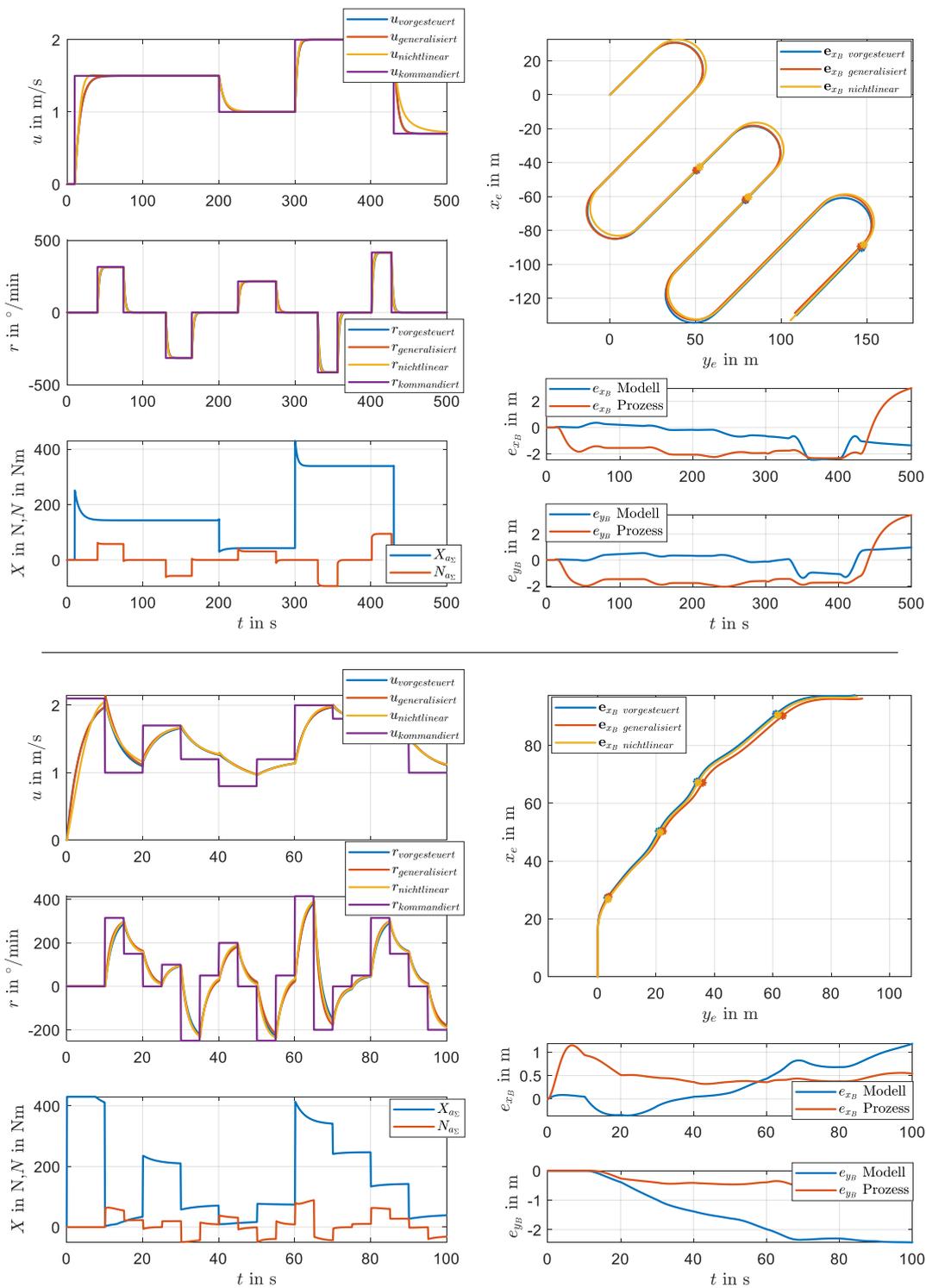
Zur Verifikation der Methode zur Erzeugung von Vorsteuertermen unter Nutzung des generalisierten Modells wird in den folgenden Simulationen allein die Vorsteuerung auf Geschwindigkeitsebene zur Fahrzeugführung eingesetzt und bei Vorgabe unterschiedlicher, kommandierter Verläufe  $\mathbf{x}_c$  durchgeführt. Für die qualitative Bewertung der Vorsteuerergebnisse erfolgt einerseits der Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe des generalisierten Parallelmodells und des nichtlinearen Prozessabbildes mit den vorgesteuerten Zuständen  $\mathbf{x}_{ff} = [u_{ff} \ r_{ff}]^T$  nach Gleichung (4.14) als Führungsgrößenreferenz. Andererseits wird eine Positionsdarstellung eingesetzt, um die Fehlerintegration zu beurteilen. Für die quantitative Verifikation der Vorsteuerung wurde zudem der entstehende Bahnfehler in Längs- und Querrichtung nach Gleichung (4.30) ermittelt, wie er die überlagerte Regelungskaskade speisen würde. Dazu erfolgt die Berechnung der Abweichungen zwischen den Positionen der Vorsteuerung und dem generalisierten Modell sowie dem nichtlinearen Prozessabbild. Die Abbildungen 5.4 zeigen die Ergebnisse für verschiedene Referenzverläufe, wobei jeweils links die Prozesszustände sowie Stellgrößen und rechts die Positionen und Bahnfehler dargestellt sind. Zusätzlich verdeutlichen die als Sterne markierten Werte gleichen Zeitstempels im Positionsverlauf den Fehler  $e_{x_B}$ .

Im ersten Teil der Versuche wurde ein für klassische Vermessungsaufgaben typisches Manöver gewählt. Das sogenannte Rasenmäh-Manöver ist durch aufeinander folgende Kehrtwenden (U-Turns) gekennzeichnet, die mit längeren, geraden Teilstücken verbunden sind. Geschwindigkeitsänderungen erfolgen jeweils nur während der Längsabschnitte bei  $t = 200, 300, 425\text{ s}$ ,

womit eine Entkopplung der Längs- und Drehbewegung einhergeht. Durch die unterschiedlichen Geschwindigkeiten sind zur Aufrechterhaltung ähnlicher Drehkreisradien unterschiedliche absolute Drehraten notwendig. Das Fahrzeug startet mit  $u = 0$  m/s,  $r = 0^\circ/\text{min}$  und einem Initialkurswinkel von  $\psi = 45^\circ$  bei  $x_e = y_e = 0$ . Das Manöver beginnt mit einer Beschleunigung auf 1.5 m/s, bei der die Stellgrößenüberhöhung der kommandierten Kraft  $X_{a_\Sigma}$  etwa 50 N beträgt. Grundsätzlich folgen die Änderungen der Längsgeschwindigkeit den Vorgaben durch die Vorsteuerung sehr gut. Zwischen dem generalisierten Modell und der Referenz entsteht methodenbedingt keine quantifizierbare Abweichung. Bei dem nichtlinearen Prozessabbild ergeben sich mit dem Beschleunigungsmanöver bei  $t = 10$  s und der Verzögerung bei  $t = 425$  s geringe Abweichungen, die sich in ihrer Ausprägung mit den Erkenntnissen aus der Bewertung der Abbildungsqualität des generalisierten Modells in Kapitel 5.2.1 decken. Die sich daraus integrierenden Bahnfehler  $e_{x_B}$  und  $e_{y_B}$  sind mit  $< 3$  m dennoch gering. Neben den Geschwindigkeitsverläufen decken sich die Drehratenverläufe der Vorsteuerung und des generalisierten Parallelmodells sowie des Prozessabbildes ohne sichtbare Abweichungen. Unterschiede sind nicht quantifizierbar. Aus diesem Grund sind ebenfalls die Bahnen weitestgehend deckungsgleich und es erfolgen keine sichtbaren Verschiebungen in Folge sich integrierender Kursabweichungen.

Im zweiten Teil der Versuche sollte eine Manöverfolge gewählt werden, um den Einfluss der Vorgabe verkoppelter Bewegungen bewerten zu können. Dazu wurden die kommandierten Längs- und Drehgeschwindigkeiten über zufällige Sprungfolgen im Bereich  $0 < u_c < 2.2$  m/s respektive  $-500 < r_c < 500^\circ/\text{min}$  erzeugt und mit einer Abtastzeit von 10 s beziehungsweise 5 s gehalten. Das Resultat ist eine Manöverfolge mit unterschiedlichen Sprunghöhen sowie mit und ohne dem Erreichen von stationären Endwerten der einzelnen Zustände. Zu Beginn des Versuchs bei  $t = 0$  s erfolgt ein Übergang auf die maximale Längsgeschwindigkeit des Testsystem, wobei die vorgegebene Kraft  $X_{a_\Sigma}$  auf Grundlage des verwendeten generalisierten Modells ohne zusätzliche Maßnahmen bei 430 N saturiert. Es ist zu erkennen, dass trotz der verkoppelten Vorgaben den vorgesteuerten Zuständen ohne größere Abweichungen gefolgt werden kann. Dies ist vor allem im Hinblick auf die Drehbewegung hervorzuheben, da die Längsgeschwindigkeit direkt die Dynamik des Drehverhaltens beeinflusst. Die entstehenden Fehler  $e_{x_B}$  und  $e_{y_B}$  sind mit  $< 3$  m ebenfalls beim zweiten Versuch gering und in Größenordnungen, die für die überlagerte Bahnführung problemlos ausgleichbar sind.

Zusammenfassend lässt sich ausführen, dass die alleinige Vorsteuerung auf Geschwindigkeitsebene bei impliziter Nutzung des generalisierten Modells und vernachlässigbaren Umwelt- und Systemstörungen eine Führungsgrößensteuerung nichtlinearer Bewegungsprozesse zulässt. Aufgrund der geringen Abweichungen in den Zustandsverläufen und speziell in der Drehrate ist ebenfalls der Fehler des durch Integration gewonnenen Kurses klein. In der Folge ergeben sich auch bei längeren oder komplexeren Manövern mit sprungförmigen Vorgaben nur geringe Abweichungen im Positionsverlauf. Ein adäquat bedatetes generalisiertes Modell ermöglicht somit den Entwurf einer fahrzeugspezifischen Geschwindigkeitskaskade, die durch Zufügen einer Regelung zur Störgrößenberücksichtigung und einer überlagerten Kaskade mit integralem Verhalten die präzise Bahnführung maritimer Fahrzeuge erlaubt.



**Abbildung 5.4.:** Vergleich der Ergebnisse der Vorsteuerung zur Geschwindigkeitsstandardisierung unter Nutzung des generalisierten Modells und eines nichtlinearen Prozessabbildes bei Vorgabe von U-Turns (oberer Block) und zufälliger Vorgabe (unterer Block); Darstellung der Prozesszustände und Stellgrößen (links), Positionsplot und Positionsfehlervergleich (rechts)

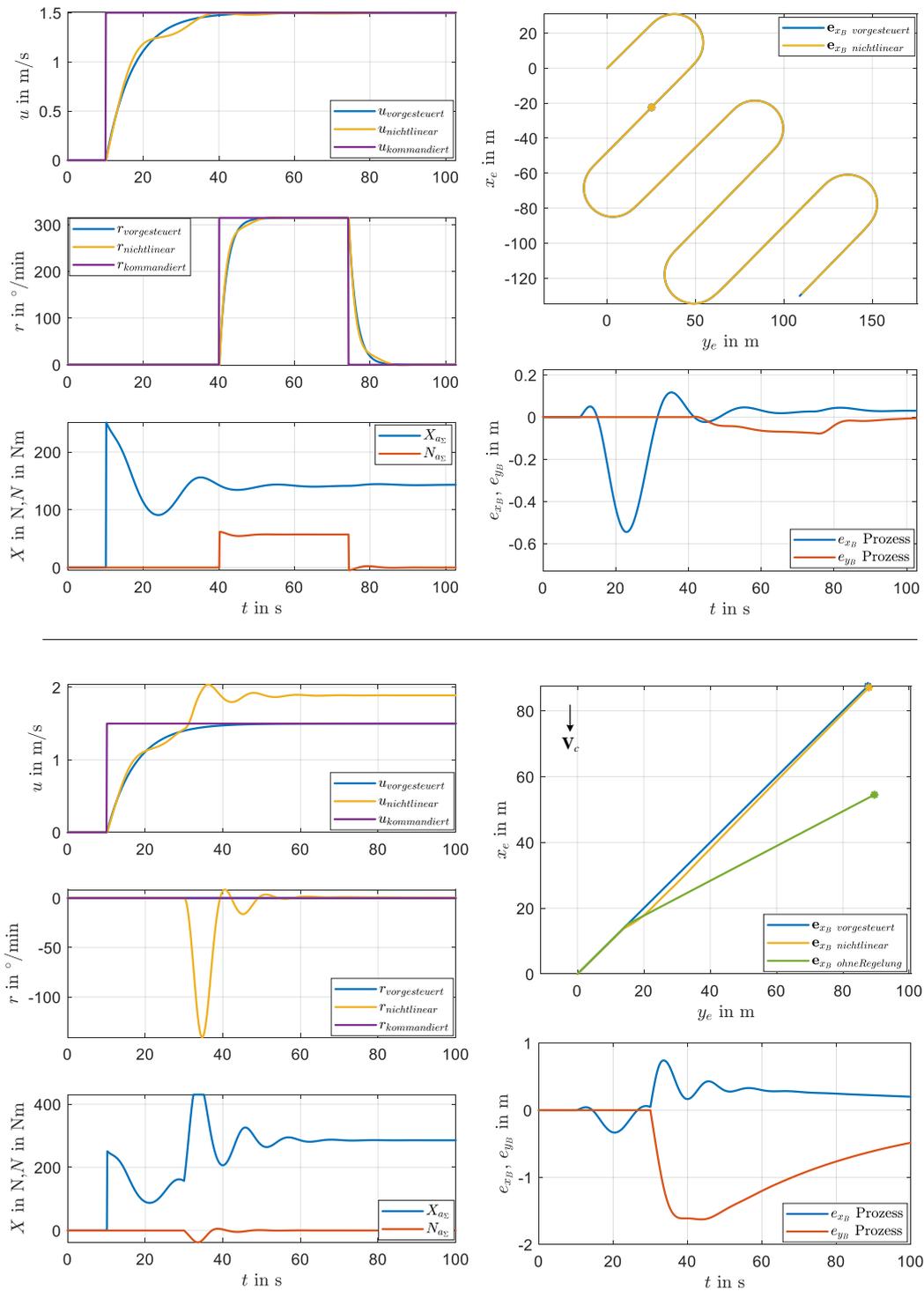
### 5.2.3. Manöverregelung

Aufbauend auf der Geschwindigkeitsstandardisierung wurde das Manöverregelungssystem nach Kapitel 4.4 in die MATLAB\Simulink Entwicklungsumgebung integriert. Die Grundlage bildet wiederum das nichtlineare Prozessabbild des SMIS-USV, wie es durch die Gleichungen (5.1) und (5.2) definiert wurde. Für die Berechnung der Bahnabstände wurden die Geschwindigkeitsverläufe mit den Gleichungen (4.28) und (4.29) ins erdfeste System transformiert und zu Positionen integriert. Nach der Differenzbildung erfolgte die Rücktransformation über Gleichung (4.30).

Für die Parametrierung der Manöverregelung sind die Operationsbereiche des Fahrzeugs und die zugehörigen Anforderungen zu definieren. Zur Veranschaulichung wird der gesamte Geschwindigkeitsbereich des SMIS-USV als aktueller Arbeitsbereich mit  $0.0 < u_0 < 2.2$  m/s und ohne zusätzliche Limitierung in den Stellkräften und -momenten  $\mathbf{H}_a$  gewählt. Die zugehörigen Parameterbereiche ergeben sich nach den Ergebnissen aus Abbildung 5.2 zu  $-0.012 > m_x^{-1}X_D > -0.45$  für die Längsdämpfung und  $-0.02 > J_z^{-1}N_D > -0.6$  für das Pendant der Drehbewegung um die Hochachse. Für die Regelung wird stationäre Genauigkeit trotz der Effekte von Modellunsicherheiten nach Gleichung (4.25) und Umweltstörungen nach Gleichung (4.23) gefordert. Nach den Entwurfskriterien aus Kapitel 4.3.3 folgt für den gewählten PI-Regler zur Berücksichtigung der Längsabweichung  $e_{x_B}$  eine Nachstellzeit von  $T_{N_u} \geq -(\max m_x^{-1}X_D)^{-1} \approx 83.3$  s, damit die resultierende Nullstelle zwischen den Integratoren und der Prozessverzögerung platziert wird. Die Verstärkung  $K_{R_u} = 0.5$  wurde so gewählt, dass das Überschwingen bei maximaler Prozessverstärkung von  $K_p = -X_D^{-1}$  unter 10% liegt. Für die Drehbewegung wird identisch vorgegangen, wobei die Adaptionen für unteraktuierte Fahrzeuge aus Kapitel 4.4.3 Anwendung finden. Die Parameter wurden mit  $K_{R_\psi} = 1$  für die unterlagerte P-Kursregelung und  $K_{R_y} = 0.1$  sowie  $T_{N_y} = 50$  s für die Querabweichung festgelegt. Es ist zu beachten, dass bei Fahrzeugen bei denen die Querbewegung nicht vernachlässigt werden kann der Parameterraum auf den entsprechenden Parameter  $m_y^{-1}Y_D$  auszuweiten ist, da je nach Kurswinkel Beiträge aus der Längs- und Querbewegung zu berücksichtigen sind.

Der obere Block der Abbildung 5.5 zeigt die Verifikation der Manöverregelung im Vergleich zu den bereits dargestellten U-Turns aus dem vorigen Kapitel (Abbildung 5.4). Für die Zeitverläufe wurde dabei ein Ausschnitt bis 100 s gewählt, um das Übergangsverhalten und die Wirkung der Regelung im Detail betrachten zu können. Der Positionsplot zeigt hingegen das vollständige Manöver, wobei der Stern als Positionsvergleich bei 100 s gesetzt wurde. Es ist zu erkennen, dass die Manöverregelung die Differenzen von  $e_{x_B} \approx 2.5$  m aus Darstellung 5.4 ausgleicht. Das Überschwingen liegt bei ca. 5% im Bereich des Beschleunigungsmanövers. Durch die Stabilisierung der Längsbewegung fällt ebenfalls die Abweichung in  $y$ -Richtung deutlich geringer aus. Die erzeugte Kurskorrektur des Querabweichungsreglers erreicht mit  $\Delta\psi_c = 0.5^\circ$  ihr Maximum während der Kurvenfahrten. Im Positionsplot liegen die Sollbahn aus der Vorsteuerung und die durch das nichtlineare System erzeugte Istbahn nahezu deckungsgleich übereinander.

In einem weiteren Simulationsversuch wurde eine Süd-Strömung mit  $\mathbf{V}_c = [-0.5 \ 0 \ 0]^T$  m/s auf das System aufgeprägt. Zudem wurde zur Veranschaulichung eine gerade Bahn gewählt, um den Rückföhrvorgang darstellen zu können. Die sonstigen Ausgangsbedingungen und Reglerparametrierungen wurden nicht verändert. Abbildung 5.5 zeigt die Simulationsergebnisse. Die Störung setzt sprunghörmig bei  $t = 30$  s ein. Aufgrund des vorgegebenen Bahnwinkels von  $45^\circ$  erzeugen sowohl die Längs- und die Querregelungen der Manöverkaskade Korrektur-



**Abbildung 5.5.:** Darstellung der Ergebnisse zur Manöverregelung eines nichtlinearen Prozessabbildes bei Vorgabe von U-Turns (oberer Block) und bei Störbeaufschlagung (unterer Block); Darstellung der Prozesszustände und Stellgrößen (links), Positionsplot und Positionsfehlervergleich (rechts)

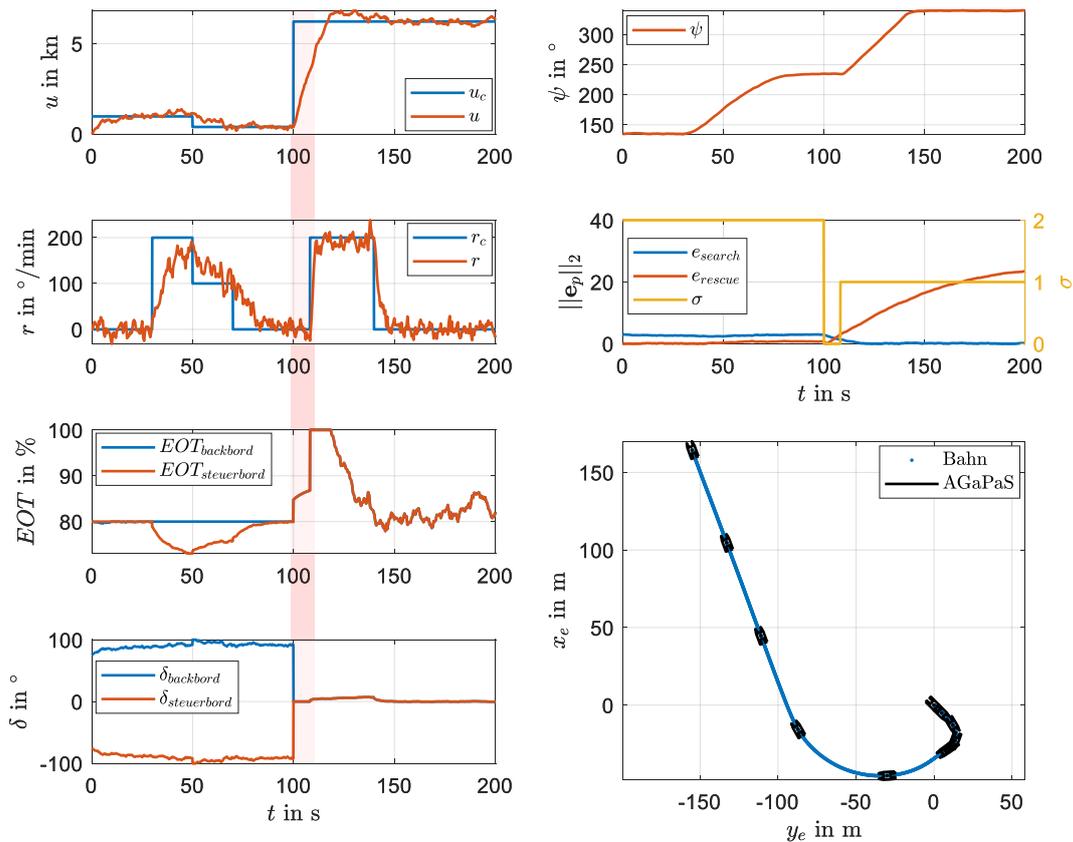
signale für die unterlagerte Geschwindigkeitsstandardisierung. Die stationäre Längskorrektur beträgt  $\Delta u_c = 0.4$  m/s. Ihr Maximum liegt nach Auftreten der sprungförmigen Störung bei ca. 0.7 m/s, was zu einer kurzzeitigen Begrenzung der Längskraft führt. Die durch die Kursregelung erzeugte Drehratenkorrektur besitzt das Maximum bei ca.  $140^\circ/\text{min}$ . Die daraus erzeugte Kurskorrektur des Querabweichungsreglers erreicht mit  $\Delta\psi_c = -4.2^\circ$  ihr Maximum ebenfalls bei Auftreten der Störung. Der entstehende Kursvorhalt liegt stationär bei  $\psi - \psi_c = -11^\circ$ . Im Vergleich mit dem nicht durch eine Manöverregelung stabilisierten System, welches durch die grüne Kurve im Positionsplot repräsentiert wird, werden die Effekte der überlagerten Kaskade veranschaulicht. Die maximale Querabweichung ist mit ca. 2 m deutlich geringer als beim unregulierten System, bei dem sich der Fehler innerhalb des betrachteten Zeitraumes auf  $e_{x_B} = 40$  m integriert.

Die Rückführung ist vergleichsweise moderat aufgrund der groß gewählten Nachstellzeit. Dennoch zeigt das Ergebnis die Robustheit des vorgeschlagenen Ansatzes. Zur Optimierung des Regelverhaltens sind verschiedene Ansätze denkbar. Vorrangig bietet sich die Eingrenzung des Arbeitsbereiches an, so dass ebenso der betrachtete Parameterraum verringert wird. Die eingesetzten Regelungssysteme können dann innerhalb der bereits diskutierten hybriden Struktur zusammengeführt werden.

### 5.2.4. Adaptiertes, hybrides Regelungssystem

Für die qualitative Bewertung der Entwicklungen zum generalisierten Modell und der Regelungsansätze im Hinblick auf die Zusammenführung in einer adaptierten hybriden Struktur wird die in Kapitel 2.4.4 eingeführte Beispielapplikation verwendet und mit den erarbeiteten Methoden erweitert. Insofern gelten die eingeführten Rahmenbedingungen im Kontext der Modelle für die Arbeitsbereiche *Search* und *Rescue*, deren Einsatzgrenzen, die applizierten Regler sowie die Berechnungsvorschriften für die Fehlernormen uneingeschränkt weiter, wie sie im Anhang A.4.1 beigefügt sind. Dieses Grundsystem wurde um ein generalisiertes Modellteil nach Kapitel 3.3 für den bisher nicht durch eine adäquate Beschreibung abgedeckten Bereich zwischen den definierten Arbeitspunkten erweitert. Zudem erfolgte die Applizierung einer 2DOF Geschwindigkeitsstandardisierung nach Kapitel 4.3. Der eingesetzte Supervisor wird nach Abbildung 4.6 zusätzlich durch die Vorgaben der Fahrzeug-Guidance gespeist, was einem zusätzlichen Freiheitsgrad in der Schaltlogik entspricht. Funktional erkennt der Supervisor bereits anhand der Sollwertänderungen ein potentielles Überschreiten der Modellgrenzen und schaltet auf das zusätzlich eingeführte generalisierte Modell beziehungsweise den zugehörigen Regler, repräsentiert durch das Schaltsignal  $\sigma = 0$ .

Die Ergebnisse der Simulation des adaptierten hybriden Systems sind in der Abbildung 5.6 dargestellt. Analog zu den Resultaten der Beispielapplikation (Abbildung 2.8 auf Seite 39) zeigt die Darstellung zur Quantifizierung des Systemverhaltens wiederum die Geschwindigkeitszustände als Soll- und Ist-Größen, den Kurs, die Stellgrößen sowie die errechneten Fehlernormen, das Schaltsignal sowie den Bahnverlauf mit Visualisierung des Fahrzeugsymbols, welches für Darstellungszwecke vergrößert wurde, in Schritten von 20 s. Die Simulation startet analog mit der virtuellen Aufnahme eines Verunfallten, wobei ebenfalls bei  $t = 100$  s der Übergang zum AP *Search* für den Rücktransport erfolgt. Durch die deutlich unterschiedlichen Fehlernormen folgt wiederum ein eindeutiges Schaltsignal. Mit Vorgabe des neuen Sollwertes  $u_c$  erkennt der Supervisor ein potentielles Verlassen des aktuellen Arbeitspunktes. Obwohl dessen Fehlernorm



**Abbildung 5.6.:** Beispielumsetzung des adaptierten hybriden Regelungssystems als Simulation einer SAR-Operation mit virtueller Aufnahme und Rückführung einer Person im Vergleich zur Abbildung 2.8; Details zu den verwendeten Simulationsparametern finden sich im Anhang A.4.2 und A.4.1

weiterhin den geringsten Wert aufweist, schaltet das System auf Grundlage des zusätzlichen Freiheitsgrades in der Schaltlogik auf den zusätzlich implementierten Modus unter Nutzung des generalisierten Modells mit  $\sigma = 0$ . Nach ca. 110 s erkennt der Supervisor, dass sich das *Search*-Teilmodell innerhalb seiner Einsatzgrenzen befindet und kann dieses inklusive der zugehörigen Regelung aktiv schalten. Dies geschieht verständlicherweise wiederum auf Grundlage des maximalen absoluten Normwertes. Integrierte Anti-Windup Maßnahmen verhindern ein deutliches Überschwingen aufgrund zu stark aufgeladener Integrierte PI-Geschwindigkeitsregler. Auch in diesen Simulationsläufen wurden Störungen mit verschiedenartigen Anregungen eingebracht, die analog zur Beispielapplikation kein „Klappern“ im Schaltsignal verursachen. Im Gegensatz zur vorigen Simulation lässt sich jedoch erkennen, dass die Übergangsphase unter adäquatem Stellgrößeneinsatz zeitlich von etwa 50 s auf ca. 10 s reduziert werden konnte, was einer Verringerung von 80 % entspricht.

Formal lassen sich die geforderten Eigenschaften an das hybride System folgendermaßen bewerten.

**Übereinstimmung** Die Übereinstimmung der definierten Teilmodelle innerhalb der Operationen *Search* und *Rescue* hat sich zum Ausgangsbeispiel nicht geändert. Allerdings wurde

durch die Integration des generalisierten Teilmodells eine Erhöhung der Übereinstimmung des Gesamtsystems erreicht. So konnte die bislang nicht modellierte Übergangsphase abgebildet werden.

**Detektierbarkeit** Auf Basis der 2 DOF-Regelungsstruktur wurde für Übergangsbereich eine Führungsgrößensteuerung entworfen, die keinen Einfluss auf die Stabilität des Gesamtsystems hat. Der eingesetzte konservative Mehrfach-Regler stabilisiert den Mehrfach-Schätzer asymptotisch, somit wird instabiles Verhalten im Sinne der Modell-Regler-Kombinationen ausgeschlossen.

**Geringer Fehler** Die Supervisor nutzt wiederum den geringsten Fehlernormwert zur Auswahl der gültigen Regler, auch während der Übergangsphase. Allerdings erfolgt das Schalten auf Basis der Sollvorgabe, da der geringste Fehler durch die Verwendung des generalisierten Modells entstehen wird, was als Fehlerprädiktion der zukünftigen Änderung der Differenzen betrachtet werden kann und somit die Vorgabe im Kontext des geringen Fehlers erfüllt.

**Nicht-Destabilisierung** Im Vergleich zum Ausgangsbeispiel wurde das undefinierte Schaltverhalten im Übergangsbereich außerhalb der Modellgrenzen der Operationen *Search* und *Rescue* durch die Integration des generalisierten Teilmodells beseitigt. Aufgrund seiner Struktur werden hierbei zeitlich kurze aufeinander folgende Schaltvorgänge verhindert.

Das ganzheitliche Systemkonzept unter Verwendung der verfügbaren Modelle und Regelungen für die definierten Arbeitsbereiche mit Integration des generalisierten Modells sowie der 2 DOF-Regelungsstruktur auf Geschwindigkeits- und Manöverebene konnte das Fahrzeugführungsverhalten deutlich verbessern. Außerdem wurden die Kriterien an eine hybride Systemstruktur erfüllt.

### 5.3. Praktische Umsetzungsaspekte zur Modellbedatung

#### 5.3.1. Iterativer Ansatz zur Parameterschätzung

Ein wesentlicher Vorteil der im Kapitel 3.3 eingeführten generalisierten Modellstruktur ist ihr modularer Aufbau und der damit verbundenen strikten Trennung zwischen statischen und dynamischen Anteilen zur Abbildung der wesentlichen hydrodynamischen Effekte. Zudem wird eine Bedatung der notwendigen Parametertabellen über Standardmanöver ermöglicht, die zielgerichtet für die zu betrachteten Arbeitsbereiche eines spezifischen Schiffes oder einer Klasse von Fahrzeugen ermittelt werden können. Für eine effiziente Parameterschätzung wurden in Kapitel 3.4.2 Manöver entworfen, die sich praktisch leicht umsetzen lassen und dennoch eine vollständige Bedatung zulassen. In diesem Zusammenhang sind Versuche durchzuführen aus denen die folgenden Parametergruppen ermittelt werden können, gegeben am Beispiel der 3 DOF Bewegung eines Oberflächenfahrzeugs.

**Schritt 1** Definition von Arbeitspunkten anhand der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs und Ermittlung der generellen statischen Zusammenhänge der Vortriebsorgane in den Arbeitspunkten aus den Messwerten in stationärer Fahrt

**Schritt 2** Schätzung der absoluten Dämpfungskoeffizienten unter Verwendung von Auslaufmanövern im Arbeitspunkt zur Generierung der Parameter nach Gleichung (3.39), diffe-

renziert zwischen:

- Nichtlineare Dämpfung der Längsbewegung  $u$  über den gesamten Geschwindigkeitsbereich nach Gleichung (3.25)
- Nichtlineare Komponenten der Dämpfung der Steuerbewegung  $v$  und  $r$  in den gewählten Arbeitspunkten nach den Gleichungen (3.30) und (3.31)

**Schritt 3** Ermittlung der statischen Kennwerte der **Aktor-Standardisierung** nach Gleichung (3.32) zur Berechnung der Kräfte und Momente der vorhandenen Stellaggregate als Parametervektor (3.40) respektive (3.41) unter Nutzung stationärer Werte durchgeführter Manövrier- oder Sprungversuche, beispielhaft erfolgen:

- Erzeugung des Kennfeldes zur Ermittlung der Vortriebskräfte aufgrund von Propulsionseinrichtungen, z. B. Längskraftparameter  $X_{EOT}$  in Abhängigkeit der Fahrt- hebeleinstellung  $EOT$  und der Längsgeschwindigkeit  $u$
- Erzeugung der Kennfelder für die Kräfte und Momente von Steuereinrichtungen in den berücksichtigten Freiheitsgraden und der zugehörigen Komponenten der Aktor-Standardisierung in den gewählten Arbeitspunkten, z. B. Drehmomentenparameter  $N_\delta$  oder Längswiderstandskennwert  $X_\delta$  unter Berücksichtigung des Ruderwinkels  $\delta$  und der Längsgeschwindigkeit  $u$

**Schritt 4** Ermittlung der Schätzwerte für die **Manövergeschwindigkeiten** nach den Beziehungen (3.18) unter Verwendung der Daten der Versuche nach **Schritt 3** und der ermittelten Parameter aus **Schritt 2**

**Schritt 5** Identifikation der Parameter zur **Manöverdynamik** nach Vektor (3.42) und Aufstellung der Kennfelder nach den Gleichungen (3.44) bis (3.46)

- Erzeugung des Kennfeldes  $f_{X_D}(\Delta X_G, u_0)$  zur Abbildung der dynamischen Eigenschaften der Längsbewegung nach Kraftänderungen induziert durch die Stellgrößen  $\Delta X_a$  und etwaiger Störungen  $\Delta X_d$  in Abhängigkeit des aktuellen Arbeitspunktes  $u_0$  und der summierten Kraftänderung  $\Delta X_G = \Delta X_a + \Delta X_d$
- Erzeugung der Kennfelder  $f_{Y_D}(\Delta Y_G, u_0)$  und  $f_{N_D}(\Delta N_G, u_0)$  zur Abbildung der dynamischen Eigenschaften der Steuerbewegung nach Kraft- und Momentenänderungen durch Stellgrößen und Störungen in Abhängigkeit des aktuellen Arbeitspunktes  $u_0$  und der Änderung der Gesamtkraft  $\Delta Y_G$  und des Momentes  $\Delta N_G$

### 5.3.2. Parameterschätzung aus Standard-Manövern

Das beschriebene iterative Vorgehen fußt auf der Durchführung verschiedener Manöver, die im nautischen Kontext als Standard-Manöver bezeichnet werden können. Die schrittweise Erstellung der Kennfelder kann in diesem Zusammenhang teilweise oder vollständig automatisch durchgeführt werden. Im Folgenden soll die praktische Umsetzbarkeit der Methodik am Beispiel der Parametrierung des generalisierten Modells des USV MESSIN gezeigt werden. Als Aktoren kommen zwei POD-Antriebe zum Einsatz, die zur Veranschaulichung der Methode als gemeinsame Einheit im so genannten Tandem-Modus angesteuert werden. Neben dem Vorwärtsschub erzeugen die POD-Antriebe zusätzlich einen Querschub und ein Drehmoment um die Hochachse in Relation zum Verdrehwinkel  $\delta$ . Der Drehbereich der Antriebseinheit wird mit

$-45 \leq \delta \leq 45^\circ$  definiert. Weitere Details zum Fahrzeug finden sich im Kapitel 6.1.2.

Für das betrachtete Fahrzeug erfolgte nach **Schritt 1** die Definition genereller Arbeitspunkte (AP) anhand der Vorgabe des Fahrhebels  $EOT$  in Stufen von 20 % im Bereich 0 % bis 100 %. Die zugehörigen stationären Längsgeschwindigkeiten und Drehzahlen der Antriebe wurden gemessen. Anschließend wurden im Rahmen des **Schritt 2** Auslaufmanöver für die Vorwärts- und die Steuerbewegung durchgeführt. Die Versuche zur Dreh- und Querbewegung sind entsprechend für die definierten AP zu realisieren. Die resultierenden Zeitverläufe dienen direkt zur Ermittlung der Parameter  $X_{uu}$ ,  $Y_{vv}(u_0)$  und  $N_{rr}(u_0)$ . In der oberen Zeile der Abbildung 5.7 sind die Ergebnisse des Schritt 2 dargestellt, wobei links der Stopptest der Längsbewegung, mittig ein Beispiel eines Drehraten-Auslaufmanövers im AP  $u_0 = 2.1 \text{ m/s}$  und rechts die zusammengefassten Dämpfungsparameter der Steuerbewegung in Abhängigkeit der definierten AP zu erkennen sind.

Im **Schritt 3** erfolgt die Ermittlung der Kennwerte der Stellgrößen. Für das betrachtete Beispielfahrzeug ergibt sich nach Gleichung (3.16) für die Aktor-Standardisierung die Form

$$\mathbf{A}_S = \begin{bmatrix} X_{EOT} & X_\delta \\ 0 & Y_\delta \\ 0 & N_\delta \end{bmatrix}. \quad (5.3)$$

Aufgrund des Antriebstyps ist durch das Drehen des PODs neben der Steuerwirkung  $Y_\delta$  und  $N_\delta$  ebenso eine Reduktion der Längskraft zu erwarten, die sich durch den Parameter  $X_\delta$  ausdrückt. Die Vortriebsbeiwerte lassen sich direkt aus dem ermittelten Dämpfungskoeffizienten unter Berücksichtigung der Gleichung (3.32) mit

$$X_{EOT}(i) = -\frac{X_{uu}u_0(i)^2}{EOT_0(i)}, \quad i \in \text{AP} \quad (5.4)$$

berechnen. Zur Kalkulation der Derivate der Steuerbewegung ist die Durchführung von Sprungversuchen in den verschiedenen AP notwendig. Dazu wird nach Anfahren des stationären Ausgangszustandes der POD-Antrieb in verschiedenen Winkeln ausgelenkt und die Zustandsgrößen aufgezeichnet. Zur Bedatung der Aktorkennfelder werden die stationären Werte der jeweiligen Geschwindigkeitskomponenten herangezogen. Unter Berücksichtigung der Kraft- und Momentenänderungen des jeweiligen Sprungversuches werden die einzelnen Parameter mit

$$X_\delta(i, j) = -\frac{X_{uu}u_0(i)^2 - X_{uu}u_0(j)^2}{\delta(j)}, \quad i \in \text{AP}, \quad j \in \text{V} \quad (5.5)$$

$$Y_\delta(i, j) = -\frac{Y_{vv}(i)v(j)^2}{\delta(j)}, \quad i \in \text{AP}, \quad j \in \text{V} \quad (5.6)$$

$$N_\delta(i, j) = -\frac{N_{rr}(i)r(j)^2}{\delta(j)}, \quad i \in \text{AP}, \quad j \in \text{V} \quad (5.7)$$

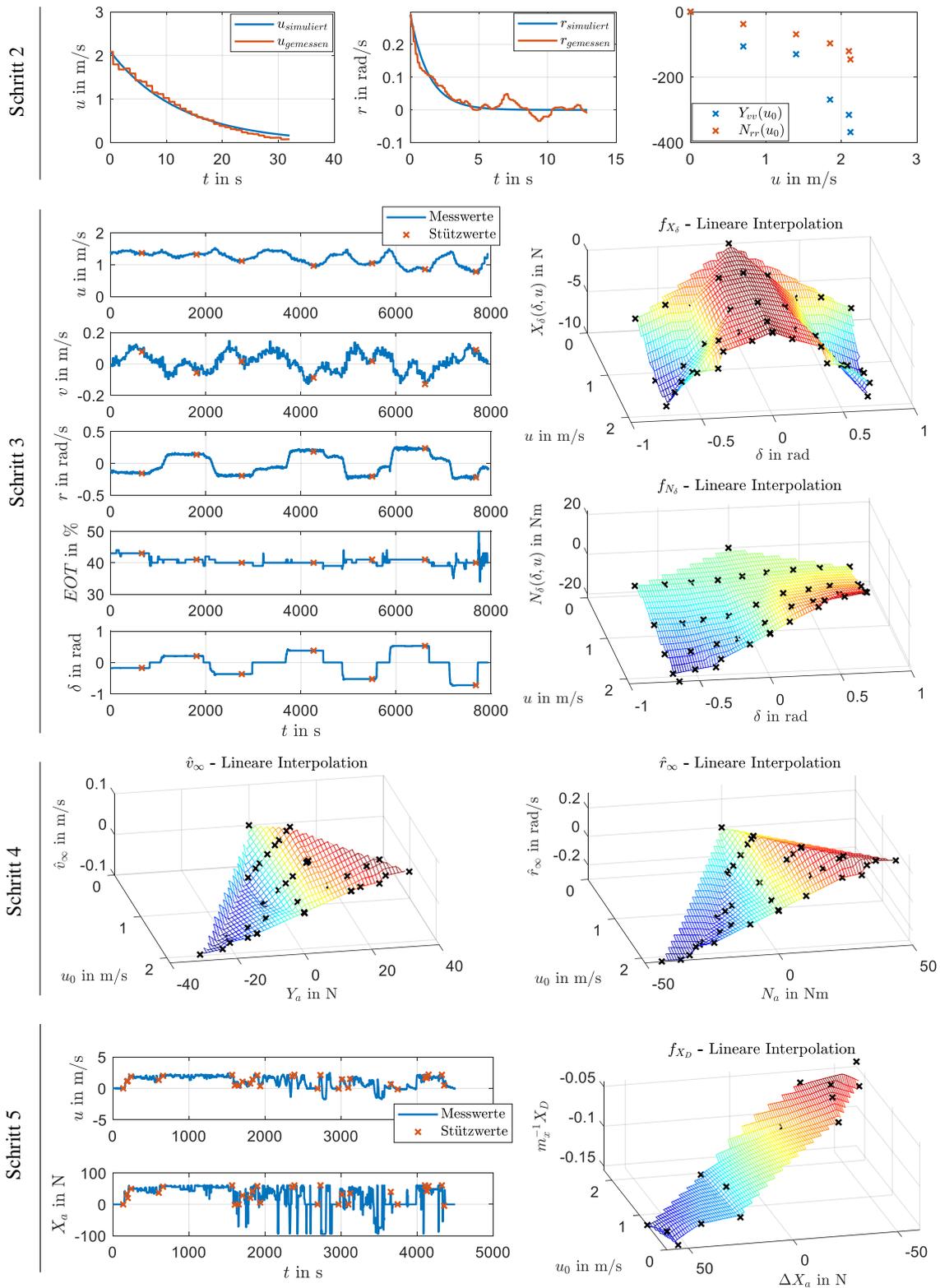
berechnet und in spezifischen Kennfeldern abgelegt.  $V$  entspricht der Menge an Versuchen. Die Abbildung 5.7 zeigt für die Resultate des Schritt 3 einerseits die Zustandsverläufe der 3 DOF Bewegung des Testfahrzeugs sowie die Stellgrößen bei Durchführung verschiedener Sprungversuche am Beispiel des AP  $u_0 = 1.4 \text{ m/s}$ . Andererseits werden die aus den Experimenten

resultierenden Kennfelder dargestellt, die auf Basis der Stützwerte durch lineare Interpolation und ohne weitere Glättung oder Regularisierung erstellt wurden. Im oberen Teil zeigt sich die Parametertabelle für die Kraftreduktion durch den verdrehten POD-Antrieb. Es ist zu erkennen, dass sich ein plausibles Verhalten ergibt. Danach reduziert sich die Längskraft stärker mit größer werdendem Winkel  $\delta$  und aktueller Geschwindigkeit  $u$ . Das untere Kennfeld stellt die Wirkung des Stellaggregates auf die Drehung des Fahrzeuges dar. Verständlicherweise wird ein hohes absolutes Drehmoment bei großem Ausschlag und hoher Geschwindigkeit erzeugt, entsprechend negativ für Backbord-Drehungen und vice versa.

Der **Schritt 4** dient zur Ermittlung der stationären Manövergeschwindigkeiten. Dazu werden die bereits ermittelten Zusammenhänge zwischen den resultierenden, absoluten Kräften und Momenten herangezogen. Mit den Ergebnissen der durchgeführten Manöverversuche lassen sich die stationären Manövergeschwindigkeiten bei Vernachlässigung etwaiger Störungen in Abhängigkeit des aufgeprägten Kraft- und Momentenvektors  $\mathbf{H}_a$  schätzen. Für die Längsbewegung entsteht dabei eine direkte Abhängigkeit von der durch die Antriebe erzeugten, absoluten Längskraft mit  $\hat{u}_\infty = f_u(X_a)$ . Im Falle der Steuerbewegung ergeben sich Abhängigkeiten einerseits von der erzeugten Querkraft  $Y_a$  und dem Giermoment  $N_a$  sowie andererseits von der Arbeitspunktgeschwindigkeit des Manövers  $u_0$ , was in den Kennfeldern  $\hat{v}_\infty = f_v(Y_a, u_0)$  und  $\hat{r}_\infty = f_r(N_a, u_0)$  resultiert. Zur Veranschaulichung sind diese in der Abbildung 5.7 unter Schritt 4 dargestellt. Es ergeben sich wiederum plausible Zusammenhänge, die ohne weitere Bearbeitung der Parametertabellen bereits eine applizierbare Form aufweisen. Des Weiteren zeigt sich eine Verjüngung gegen den Stillstand des Fahrzeuges, was direkt aus den erzeugbaren Kräften und Momenten der Antriebe während der durchgeführten Versuche resultiert und entsprechend die Limitierungen wiedergibt.

Im letzten **Schritt 5** erfolgt die Parametrierung des dynamischen Teils des generalisierten Modells. Dazu werden die Sprungversuche der Steuerbewegung durch vergleichbare Tests in der Längsbewegung ergänzt. Aus den zeitlichen Verläufen der Manöver lassen sich die Zeitkonstanten der linearen Modelle erster Ordnung mittels Parameterschätzverfahren bestimmen und den Abhängigkeiten der aktuellen Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u_0$  und der aufgeprägten Kraft- und Momentendifferenz  $\Delta\mathbf{H}_a$  als Eingangsparameter der Kennfelder  $f_{X_D}$ ,  $f_{Y_D}$  und  $f_{N_D}$  zuordnen. Der untere Teil der Abbildung 5.7 zeigt zur Verdeutlichung des Schritt 5 einen Ausschnitt des Zeitverlaufes, der zur Bestimmung von Übergangsparametern der Längsbewegung genutzt und direkt in das nebenstehende Kennfeld einbezogen wurde. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass es sich um einen Manöverausschnitt handelt, der während des regulären Fahrzeugbetriebs aufgezeichnet wurde. Durch geeignete Auswahl von Abschnitten wird dennoch eine adäquate Kennfeldgenerierung ermöglicht. Für das betrachtete Fahrzeug liegt der die Längsdynamik beschreibende Koeffizient bei  $-0.18 \leq m_x^{-1}X_D \leq -0.04$ . Neben der ermittelten Größenordnung des Parameters lässt im Kennfeld eine Plateaustruktur erkennen, wobei beschleunigende Vorgänge zeitlich kurzes und verzögernde Manöver ein langsames Übergangsverhalten zeigen. Im Falle der Steuerbewegung können die Parameter mit  $-0.87 \leq J_z^{-1}N_D \leq -0.20$  und  $-0.43 \leq m_y^{-1}Y_D \leq -0.09$  angegeben werden, deren Größe sich im Wesentlichen über die Arbeitspunktgeschwindigkeit definiert und sich folglich bei Erhöhung von  $u_0$  reduziert.

Zusammenfassend lässt sich ausführen, dass bereits ohne weitere Bearbeitung der Kennfelder plausible Verläufe entstehen, die in den impliziten Entwurf von Steuerungen und Regelungen integriert und für Simulationen eingesetzt werden können. Dies verdeutlicht vor allem den robusten Charakter des entwickelten, generalisierten Modells und der Parametrierungsmethode.



**Abbildung 5.7.:** Darstellungen zum Vorgehen zu den Schritten 2 bis 5 der experimentellen Bedatung des generalisierten Modells am Beispiel des unbemannten Oberflächenfahrzeugs MESSIN

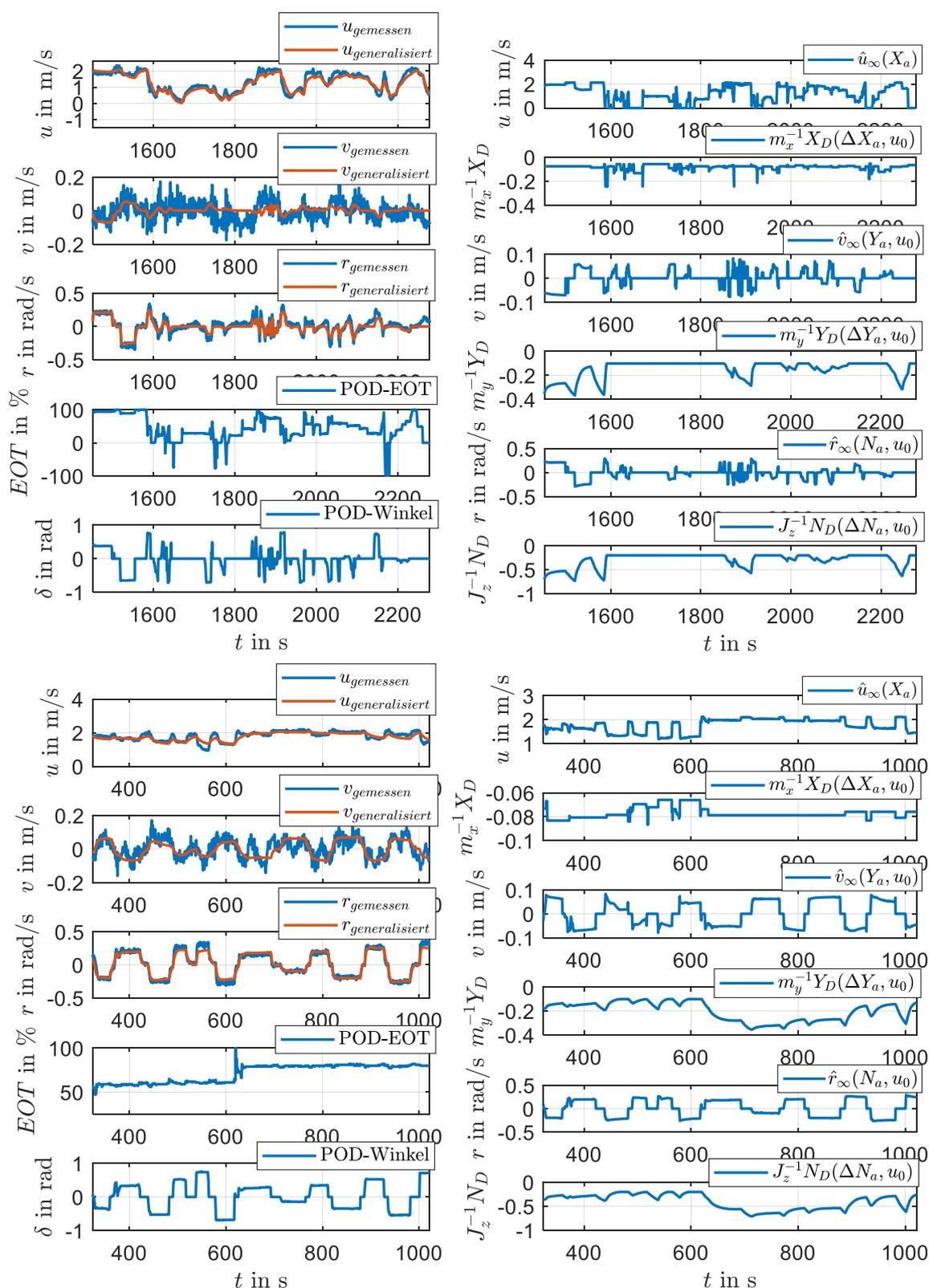
### 5.3.3. Umsetzung des generalisierten Modells und Verifikation der Bedatung

Die Umsetzung des generalisierten Modells erfolgte im Kontext der Abbildung 3.5 und der Erläuterungen aus Kapitel 3.5 zu dessen Strukturierung. Unter Verwendung der mit den Gleichungen (3.18) und (3.43) bis (3.46) eingeführten Kennfelder wurden die Bestandteile Aktor-Standardisierung, Manövergeschwindigkeit und Manöverdynamik in MATLAB/Simulink appliziert. Grundlage bilden die Ausführungen und Ergebnisse des vorigen Kapitels. Wie aus der Abbildung 5.7 ersichtlich wird, existieren Manövrierbereiche, die nicht bedatet wurden, da sie für den Betrieb des spezifischen Fahrzeugs nicht relevant sind. Für die konkrete Umsetzung in MATLAB/Simulink ist das Auffüllen der unberücksichtigten Bereiche notwendig, um eine stabile Gesamtlösung zu erhalten. Ein pragmatisches Verfahren ist das Erzeugen von zusätzlichen Werten nach der Methode der nächsten Nachbarn. Die Nutzung von Extrapolationen sollte ohne nachträgliche Verifizierung der Einträge vermieden werden. Bei beiden Varianten ist zu berücksichtigen, dass diese Bereiche nicht oder nur eingeschränkt für den Entwurf von automatischen Steuerungen einsetzbar sind, da keine Stützwerte aus Manövrierversuchen vorliegen. Für eine direkte Einbeziehung der unterrepräsentierten Bereiche der Kennfelder sollten demnach zusätzliche Arbeitspunkte definiert und gezielte Versuche zu deren Bedatung durchgeführt werden. Aufgrund des modularen Charakters der generalisierten Ansätze zur Modellierung und Regelung ist ein nachträgliches Zufügen zusätzlicher Bereiche problemlos möglich, wobei alle Komponenten des generalisierten Modells zu berücksichtigen sind.

Für den praktischen Einsatz des generalisierten Modells in einer Simulationsumgebung oder parallel zum eigentlichen Bewegungsprozess sind Maßnahmen notwendig, um zu verhindern, dass sich allgemeines Rauschen oder hochfrequente Systemstörungen auf den Zustands- und Stellgrößen direkt auf die Kennfeldausgänge der Manöverdynamik übertragen. Dazu wird eine Diskretisierung vorgeschlagen, die über einen Designparameter eingestellt wird. Bildlich lässt sich dieses Verfahren mit der Definition eines Quantisierungsbereiches um die aktuelle Kraft oder das Moment darstellen, die überschritten werden muss damit eine Änderung in der Differenzkalkulation für die Vorgabe von  $\Delta \mathbf{H}_a$  und  $u_0$  erfolgt. Auf die Synthese der Steuerungen und Regelungen hat dies keinen Einfluss.

Nachdem die Grundstruktur und Systematik des generalisierten Modells sowie die erreichbare Abbildungsqualität unter Kapitel 5.2.1 am Beispiel des nichtlinearen, simulierten SMIS-USV verifiziert wurde, erfolgte in einem nächsten Schritt die Verifikation der iterativen Parametrierungsmethode. Dazu wurde das generalisierte Modell strukturell unter Verwendung der bedateten Kennfelder nach Kapitel 5.3.2 in MATLAB\Simulink umgesetzt. Für die anschließenden Simulationen wurden die Zustands- und Stelldaten aus den Versuchen mit dem MES-SIN zum Vergleich eingespeist. Der beschriebene Diskretisierungsparameter für die Längskraft wurde mit  $0.2 \cdot \max(X_a)$  gewählt. Die Abbildung 5.8 zeigt die Ergebnisse für zwei sich deutlich unterscheidende Operationsbereiche. Die linke Spalte stellt jeweils die Verläufe der 3 DOF Zustandswerte sowie die Stellgrößen  $EOT$  und den Verdrehwinkel  $\delta$  der synchron arbeitenden POD-Antriebe dar. Auf der rechten Seite sind die aus den Kennfeldern resultierenden Modellparameter  $\hat{u}_\infty$ ,  $m_x^{-1}X_D$ ,  $\hat{v}_\infty$ ,  $m_y^{-1}Y_D$ ,  $\hat{r}_\infty$  und  $J_z^{-1}N_D$  in Abhängigkeit der Stellkräfte und -momente  $X_a$ ,  $Y_a$  und  $N_a$  sowie der aktuell betrachteten Arbeitspunktgeschwindigkeit  $u_0$  verdeutlicht. Die obere Zeile der Darstellung spiegelt ein manövrierendes Fahrzeug unter Einsatz der Stellorgane im gesamten Bereich der POD-Drehzahl mit  $-100 \leq EOT \leq 100\%$  und des Drehwinkels mit  $-45 \leq \delta \leq 45^\circ$  wider. Folglich variiert die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs im nahezu gesamten, bedateten Bereich von  $0 < u < 2$  m/s. Die Verläufe von

$u$  und  $r$  werden gut abgebildet. Bei der Quergeschwindigkeit  $v$  sind deutliche Abweichungen zu erkennen. Dies kann vor allem auf vorherrschende Umweltstörungen zurückgeführt werden. Zudem ist bei dem verwendeten USV die Anregung der Quergeschwindigkeit gering. Dennoch werden die Tendenzen durch das Modell wiedergegeben. Der rechte Teil der Abbildung präsentiert die Verläufe der Kennfeldparameter des generalisierten Modells, wobei aufgrund der Manöver nahezu der gesamte Bereich durchfahren wird. Als weiteren Arbeitsbereich zeigt der untere Teil der Abbildung 5.8 eine Transitfahrt bei wechselnder  $EOT$  von 60 % auf 80 %. Die Schwankung in den Kennfeldparametern, vor allem der dynamischen Komponente der Längsgeschwindigkeit  $m_x^{-1}X_D$  ist deutlich geringer als im vorigen Testausschnitt, da sich die Werte auf dem beschriebenen Plateau des Kennfeldes bewegen. Wiederum sind die Verläufe von  $u$  und  $r$  gut wiedergegeben und ebenso bei  $v$  wird der tendenzielle Verlauf abgebildet, wenngleich die Messwerte stärkere Störungen aufweisen. Des Weiteren ist die Widerstandserhöhung durch die POD-Verdrehwinkel und den resultierenden Einfluss auf die Längsgeschwindigkeit zu erkennen. Dies gilt sowohl für die Parameter des dynamischen als auch die des statischen Teils des generalisierten Modells.



**Abbildung 5.8.:** Simulationsuntersuchungen zur Verifikation der iterativen Methode zur Parameterermittlung und Kennfeldgenerierung nach Kapitel 5.3.2 für das generalisierte Modell am Beispiel des MESSIN



## 6. Experimentelle Ergebnisse

### 6.1. Experimentierumgebungen

Neben der Verifikation der entwickelten Methoden zur Dynamikmodellierung und Parametrierung sowie zur Regelung und Fahrzeugführung mit Hilfe von Simulationen erfolgte die Validierung unter Nutzung verschiedener Experimentierumgebungen. Die ausgewählten Plattformen ermöglichten umfangreiche Feldversuche und werden im Folgenden näher beschrieben.

#### 6.1.1. Nautischer Schiffsführungssimulator

Der eingesetzte, nautische Schiffsführungssimulator ANS5000 ist ein vom Germanischen Lloyd für die Ausbildung des nautischen Personals zugelassener Simulator der Firma Rheinmetall Electronics GmbH (RME). Er erfüllt die internationalen Standards STCW95, welche eine seemännische Ausbildung mittels eingesetzter Simulatortechnik zertifizieren. RME liefert mit dem ANS5000 ein komplexes Simulationssystem, welches mit mehreren Schiffsbrücken unter Einsatz der originalen Bordgerätetechnik, Radarsimulator, etc. ausgestattet werden kann. Neben dem Schiffsführungssimulator können weitere Simulatoren integrativ betrieben werden. Dazu gehören vor allem der Schiffsmaschinensimulator oder ein Verkehrssimulator. Eine derartige Simulationszentrum erlaubt eine gemeinsame Simulation des nautischen und technischen Schiffsbetriebs unter gleichzeitiger Einbeziehung der landseitigen Unterstützung durch die Verkehrsleitzentralen [12]. Mit dem Simulationssystem können reproduzierbare Szenarien erzeugt und simuliert werden. Dazu lassen sich Umweltbedingungen wie Wind, Strom und Seegang, aber auch Tag- und Nachtsituationen sowie weitere Sichtbeeinträchtigungen und Witterungseinflüsse setzen. Zusätzlich können detaillierte Tiefenprofile im Seegebiet festgelegt und Szenarien mit Schiffsverkehr erzeugt werden. Die Visualisierung erfolgt über die Projizierung der virtuellen Welt und über Seekartendarstellungen sowie die Anzeigen der Navigationssysteme, wie sie in vergleichbarer Weise im regulären Schiffsbetrieb zu finden sind.

Das zur Simulation des Eigenschiffs eingesetzte Modell ist physikalisch orientiert und damit an die Ausführungen aus Kapitel 2.2.2 angelehnt, wenngleich die konkrete Umsetzung dem Autor nicht bekannt ist. Durch Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass zahlreiche hydrodynamische Effekte beispielsweise bei Fahrt in unterschiedlichen Wassertiefen oder bei sich stark ändernden Tiefenprofilen (sogenanntes Banking) berücksichtigt werden und in die Bewegungssimulation einfließen. Ebenso die Besonderheiten beim Einsatz unterschiedlicher Aktoren im Hinblick auf deren physikalische Einsatzgrenzen sowie Wechselwirkungen der Antriebe untereinander werden simuliert. Parametersätze sind für zahlreiche Schiffstypen vom Sportboot bis zum Kreuzfahrtschiff verfügbar. Auf dieser Grundlage kann für die nautische Ausbildung der Schiffsbetrieb in allen Operationsbereichen vom Transit im offenen Seeraum bis hin zur Rückwärtsfahrt und dem Anlegen im Hafen abgebildet werden. Dabei steht die manuelle Steuerung



**Abbildung 6.1.:** Darstellung der für die Validierung der Entwicklungen eingesetzten USV des Lehrstuhls Regelungstechnik der Universität Rostock, links: MESSIN, rechts: SMIS-USV

der Schiffe über angepasste Bedienpulte auf den verfügbaren Schiffsbrücken im Vordergrund.

Für die Prozessanbindung innerhalb dieser Arbeit wurde eine Schnittstelle zum ANS5000 geschaffen, über die die Ansteuerung der Antriebe des ausgewählten Eigenschiffs erfolgen konnte. Physisch werden vier serielle RS-232 Schnittstellen eingesetzt, um Daten im NMEA-Format mit dem Simulator auszutauschen. Damit lassen sich die Stellgrößen eines ausgewählten Fahrzeugs schreiben und die nautisch relevanten Bewegungsdaten, wie Geschwindigkeiten, Kurs oder Position, lesen. Auf dem eingesetzten Hostrechner werden die Methoden zur automatisierten Führung des Schiffes in einer MATLAB\Simulink Umgebung ausgeführt. Der Ausgabeprozess für die internen Bewegungs- und Zustandsdaten der Simulation auf den seriellen Schnittstellen des ANS5000 taktet mit einer Frequenz von 1 Hz. Trotz der geringen Abtastung sind keine Einschränkungen bei der Umsetzung der entwickelten Module zu erwarten, da die Systemträgheiten beim Schiffsbewegungsprozess deutlich größer sind.

### 6.1.2. Unbemannte Oberflächenfahrzeuge

Als Versuchsfahrzeuge zur Validierung der entwickelten Module im realen Umfeld kommen die unbemannten Oberflächenfahrzeuge (USV) MESSIN und SMIS-USV zum Einsatz, wie sie in Abbildung 6.1 dargestellt sind. Aufgrund ihres verschiedenen Designs weisen die Fahrzeuge extrem unterschiedliche hydrodynamische Eigenschaften auf. Dies ist entscheidend für die Validierung der entwickelten generischen Ansätze zur Modellierung und Parametrierung sowie zur robusten Regelung und Fahrzeugführung.

Bei dem Fahrzeug MESSIN handelt es sich um einen wendigen Katamaran, der als Messfahrzeug von der Universität Rostock innerhalb eines Forschungsprojektes konzipiert und entwickelt wurde. Mit einer Länge von 3.5 m, einer Breite von 1.7 m bei einem Eigengewicht von ca. 325 kg kann das Fahrzeug eine maximale Zuladung von ca. 50 kg aufnehmen, die für die zusätzliche Ausstattung mit Sensorik zur unterseeischen Erkundung vorgesehen ist. Zu den Navigationssensoren gehören ein auf optischen Kreiseln basierendes INS, ein DGPS sowie eine akustische Fahrtmessanlage (DVL). Als Antriebe sind jeweils am Heck der Katamaranrümpfe Propellergondeln (POD) mit einer elektrischen Leistung von 400 W installiert, die eine maxima-

Tabelle 6.1.: Eigenschaften der eingesetzten USVs

	MESSIN	SMIS-USV
<b>Design</b>	Katamaran, GFK	Halbgetaucht, Aluminium
<b>Abmess. L×B×T</b>	3.5 m × 1.7 m × 0.4 m	4.0 m × 0.7 m × 0.8 m
<b>Gewicht/Payload</b>	325 kg / 50 kg	775 kg / 100 kg
<b>Energie</b>	2.4 kWh LiFePO4	12 kWh LiPo, 84 kWh Fuel Cell (optional)
<b>Propulsion</b>	2× Torqeedo POD (0.4 kW)	1× Festpropeller (3.3 kW)
<b>Geschwindigkeit</b>	4 kn max.	4 kn max.
<b>Richtungssteuerung</b>	POD	Ruderdüse
<b>Sensoren</b>	DVL, INS, DGPS	DVL, AHRS, DGNSS, Wind
<b>Telemetrie</b>	WiFi, UHF, LTE	WiFi, UHF, LTE, Iridium
<b>Steuerung</b>	Simulink Real-time, Remote Control, Bahnführung	Simulink Real-time, Remote Control, Bahnführung

le Fahrzeuggeschwindigkeit von ca. 4 kn realisieren. Die drehbaren Antriebe werden zusätzlich zur Richtungssteuerung eingesetzt. Die Ausstattung und die hydrodynamischen Eigenschaften des MESSIN erlauben eine breite Anwendung als Messfahrzeug im küstennahen Bereich, insbesondere im Flachwasser. Das Fahrzeug verfügt über einen zentralen Bordrechner in dem die Sensorwerte zusammenfließen und die Aktoren angesteuert werden. Über redundante Funkstrecken lässt sich das Fahrzeug fernsteuern.

Neben dem MESSIN kommt ein weiteres, spezielles USV zum Einsatz, welches innerhalb des Forschungsprojektes SMIS konzipiert, entwickelt und gebaut wurde. Es handelt sich um ein halbgetauchtes (semi-submerged) Fahrzeug, dessen Korpus sich zu einem wesentlichen Teil unter Wasser befindet. Zudem sind große Bereiche des Fahrzeugs geflutet. Durch dieses Design wird eine deutliche Erhöhung der Verdrängung auf ca. 1260 kg bei einem Eigengewicht von ca. 775 kg erreicht. Mit einer Länge von 4 m und einer quadratischen Frontalfläche der Kantlänge 0.7 m wurde das Fahrzeug für den Hochseeinsatz konzipiert. Die Verdrängung und die geringe Angriffsfläche für Wind und Seegang machen es zu einem hydrodynamisch trägen System. Das Fahrzeug ist mit der notwendigen Sensorik für die Navigation ausgestattet. Dazu gehören neben dem DVL zur Geschwindigkeitsmessung und einem AHRS zur Erfassung der Lagereferenz ein DGNSS System. Als Antrieb wird ein Festpropeller mit 3.3 kW eingesetzt, der eine maximale Fahrzeuggeschwindigkeit von 4 kn realisiert. Zur Richtungssteuerung dient eine den Propeller umschließende Ruderdüse. Detaillierte Angaben zu den unterschiedlichen Ausstattungen können der Tabelle 6.1 entnommen werden.

Für den Einsatz als Rapid-Prototyping-Plattformen wird auf den Bordrechnern der Fahrzeuge eine Simulink Real-time Umgebung ausgeführt. Diese ermöglicht den direkten Entwurf von Modulen der GNC-Struktur in MATLAB\Simulink und dessen Portierung auf die Zielhardware. Die verfügbaren Mess- und Zustandswerte der Sensoren und weiterer Geräte werden gebündelt an den Steuerrechner übertragen. Ebenso lassen sich die Aktoren über eine Schnittstellenwandlung ansteuern. Aus der Umsetzung zwischen der Geräte- und Leitebene resultieren Latenzen, die deutlich geringer als die dynamischen Eigenschaften des Bewegungsprozesses der Fahrzeuge ausfallen. Für die Validierung sind diese Effekte vernachlässigbar.

## 6.2. Validierung des Modellansatzes

### 6.2.1. Traversieren mit einem Standardschiff

Zur Validierung des Modellansatzes wurden mit dem Schiffsführungssimulator ANS5000 Simulationsversuche durchgeführt. Zur Darstellung der Leistungsfähigkeit des Ansatzes speziell unter Manövrierbedingungen wurde als Beispiel die Parametrierung des generalisierten Querbewegungsmodells des im Anhang A.5 beschriebenen Kreuzfahrtschiffes MS SuperStar Leo gewählt. Zur Bewertung der Abbildungsqualität der Steuerbewegung wurden im Gegensatz zu den systematischen Simulationsuntersuchungen zur Längsbewegung konkrete Versuche in dem für das Manövrierverhalten relevanten Arbeitsbereich des Kreuzfahrtschiffes durchgeführt. Stellvertretend für die Analyse der dynamischen Eigenschaften der Steuerbewegung wird das Traversieren herangezogen. Die Versuche erfolgten im ANS5000. Die MS SuperStar Leo ist mit zwei Festpropeller- und Rudereinrichtungen sowie vorderen und hinteren Querstrahlrudern ausgestattet. Zur Ermittlung des Parameterkennfeldes  $f_{Y_D}$  für die Traversierdynamik wurde nach der erläuterten, iterativen Methode zur Bedatung im Kontext der Ausführungen in Kapitel 5.3.1 vorgegangen. Die Formwiderstände der Querbewegung wurden durch Auslaufversuche nach Gleichung (3.30) in einem Längsgeschwindigkeitsbereich von  $0 \leq u_0 < 4 \text{ m/s}$  ermittelt. Die durch die Antriebe erzeugten Querkräfte folgen im störungsfreien Fall  $Y_d = 0$  aus den stationären Quergeschwindigkeit im jeweiligen Arbeitspunkt unter Einsatz der verschiedenen Stellaggregate nach

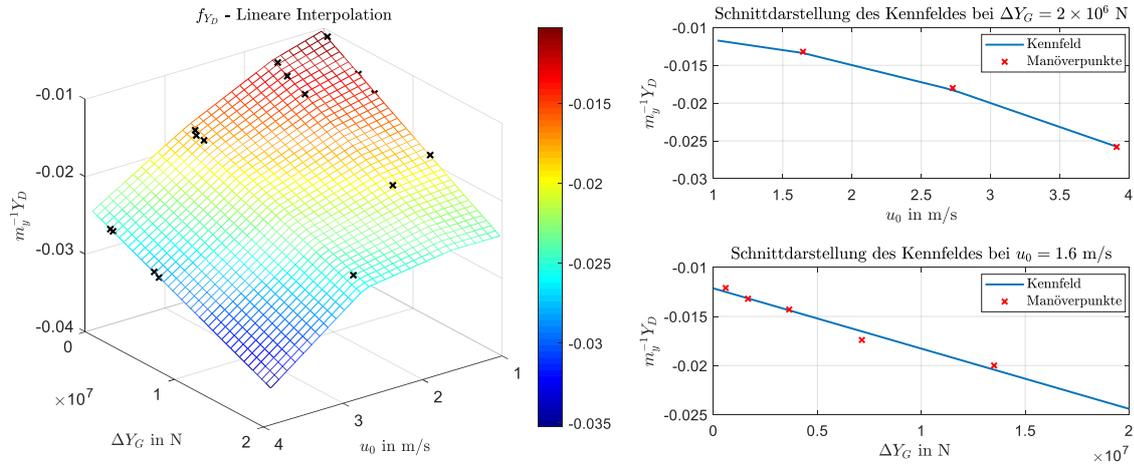
$$Y_{vv}(u_0)|v|v = Y_G = Y_a(\delta, TB, TS), \quad (6.1)$$

unter Berücksichtigung der Blattruder  $\delta$  sowie des vorderen und hinteren Querstrahlruders  $TB$  respektive  $TS$ . Der Parameter  $m_y^{-1}Y_D$  ergibt sich final aus Quermanövern nach Gleichung (3.35) unter Berücksichtigung des jeweiligen Arbeitspunktes  $u_0$  und der beaufschlagten Differenzquerkraft  $\Delta Y_G = \Delta Y_a$ .

Der linke Teil der Abbildung 6.2 zeigt einen Ausschnitt des Kennfeldes für den Parameter  $m_y^{-1}Y_D$  im Quadranten für positive Längsgeschwindigkeiten im definierten Bereich sowie Querkräfte nach Backbord. Zur weiteren Verdeutlichung der Kennfeldausprägung dienen die rechten Teildarstellungen von denen sich die Trends für die Parameteränderungen ablesen lassen. Es handelt sich dabei um Schnittdarstellungen des Kennfeldes für identische Querkräfte bei variabler Arbeitspunktgeschwindigkeit (oben) und vice versa (unten). Trotz der geringen Anzahl an Manöverpunkten, wie sie in den Abbildungen markiert wurden, lassen sich eindeutige Abhängigkeiten in den Parametern erkennen, die eine adäquate Abbildung der dynamischen Eigenschaften der Querbewegung ermöglichen.

Die Ergebnisse der systematischen Simulationen zeigen deutlich die Trends für den Parameter  $m_y^{-1}Y_D$ , die sich folgendermaßen zusammenfassen lassen.

- In der Steuerbewegung variieren die dynamischen Eigenschaften des generalisierten Teilmodells der Querbewegung mit  $-0.04 < m_y^{-1}Y_D < -0.01$  deutlich in dem berücksichtigten Längsgeschwindigkeitsbereich.
- Niedrige Differenzkräfte bei kleinen Arbeitspunktgeschwindigkeiten haben größere Kennfeldwerte und folglich höhere Zeitkonstanten eines äquivalenten, linearen Modells zur Folge.



**Abbildung 6.2.:** Darstellung des Kennfeldes  $f_{Y_D}(\Delta Y_G, u_0)$  für die MS SuperStar Leo (links) sowie ausgewählte Schnittdarstellungen (rechts) mit Kennzeichnung der Manöverpunkte unter Nutzung der Entwicklungsumgebung des ANS5000

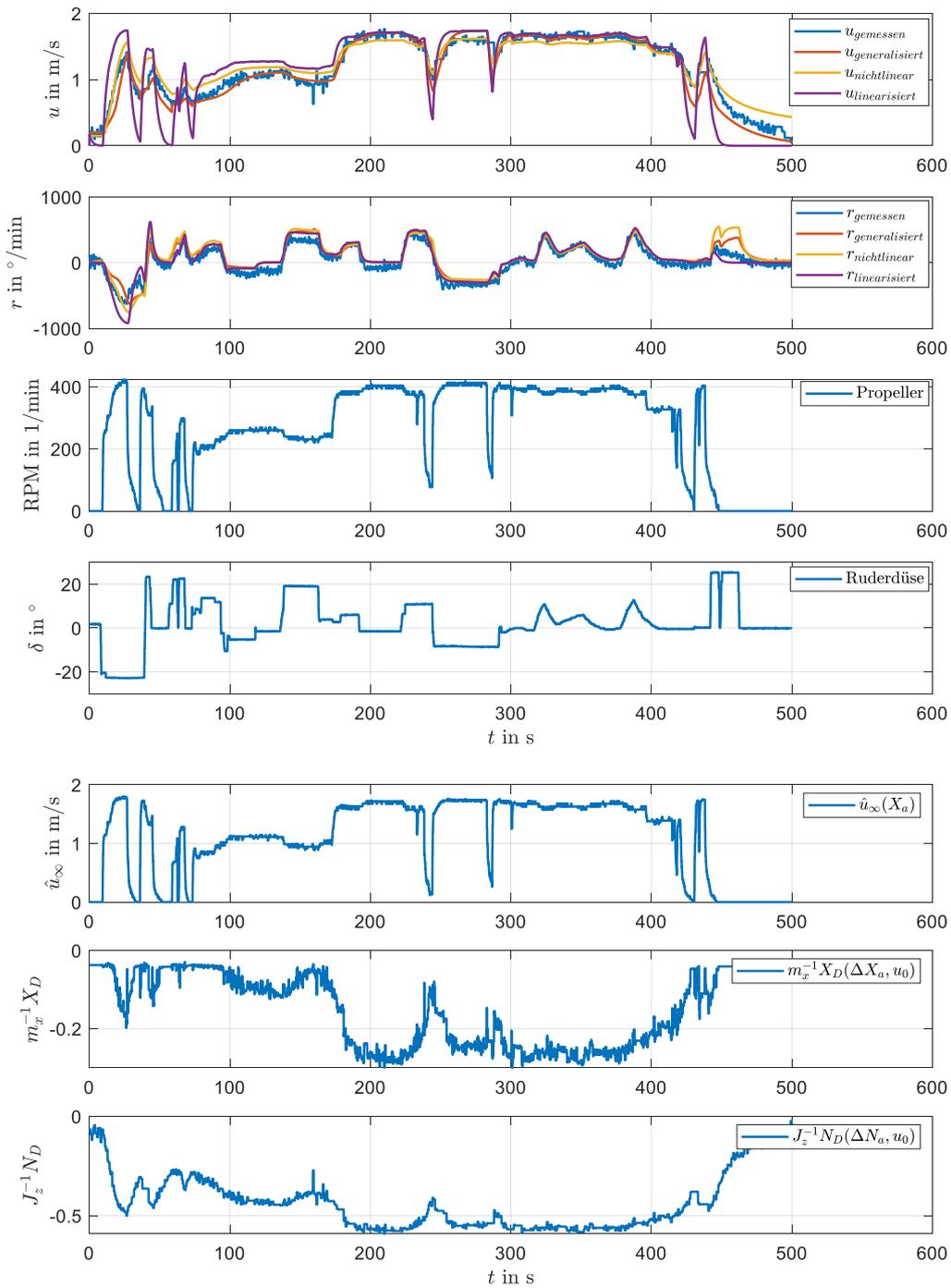
- Die Kennfeldwerte reduzieren sich sowohl mit steigender Differenzkraft als auch mit zunehmender Fahrzeug-Längsbewegung.
- Ebenfalls lassen sich in der Steuerbewegung Regionen mit ähnlicher Dynamik über den betrachteten Arbeitsbereich erkennen, wobei geringe Gradienten der Parameteränderungen in gleicher Weise eine lineare Interpolation zwischen den Manöverpunkten ermöglicht.
- Für ein Backbord-Steuerbord symmetrisches Fahrzeug kann das Kennfeld um  $\Delta Y_G = 0$  gespiegelt werden, wobei sich folglich  $m_y^{-1} Y_D = f_{Y_D}(\Delta Y_G, u_0) = f_{Y_D}(-\Delta Y_G, u_0)$  definieren lässt und für die Rückwärtsfahrt wird das Kennfeld in analoger Weise bedatet. In erster Näherung kann aber ebenso eine Spiegelung um  $u_0 = 0$  erfolgen.

Die Ergebnisse mit dem Schiffsführungssimulator zeigen außerdem, dass mit einer praktisch relevanten Anzahl an Manövrierversuchen akzeptable Informationen über den Trend der Parameterveränderung und die grundsätzliche Ausprägung der Parametertabelle qualitativ und quantitativ generiert werden können. Analog zu den Resultaten zum Traversieren wurde die Drehbewegung um die Hochachse mit vergleichbaren Ergebnissen beschrieben und analysiert. Die ermittelten Trends in der Längs- und Steuerbewegung lassen folglich eine gesonderte Berücksichtigung zu, dies gilt insbesondere im Falle automatisierter Auswertungen von Manövern.

### 6.2.2. Fahrversuche mit dem SMIS-USV

Zur Validierung des generalisierten Modellansatzes wurden Versuche mit der unter Kapitel 6.1.2 beschriebenen Experimentierumgebung des SMIS-USV durchgeführt. Im ersten Teil der Versuche wurden nach Kapitel 3.4.2 die beschriebenen Auslaufmanöver, Aktor- sowie Längs-, Dreh- und Koppelmanöver durchgeführt, um eine ausreichende Datenbasis zur Bedatung der Parametertabellen zu generieren. Zusätzlich wurde ein für die Operation eines derartigen Fahrzeugs repräsentativer Manöverablauf erzeugt, der zur Validierung herangezogen

## 6. Experimentelle Ergebnisse



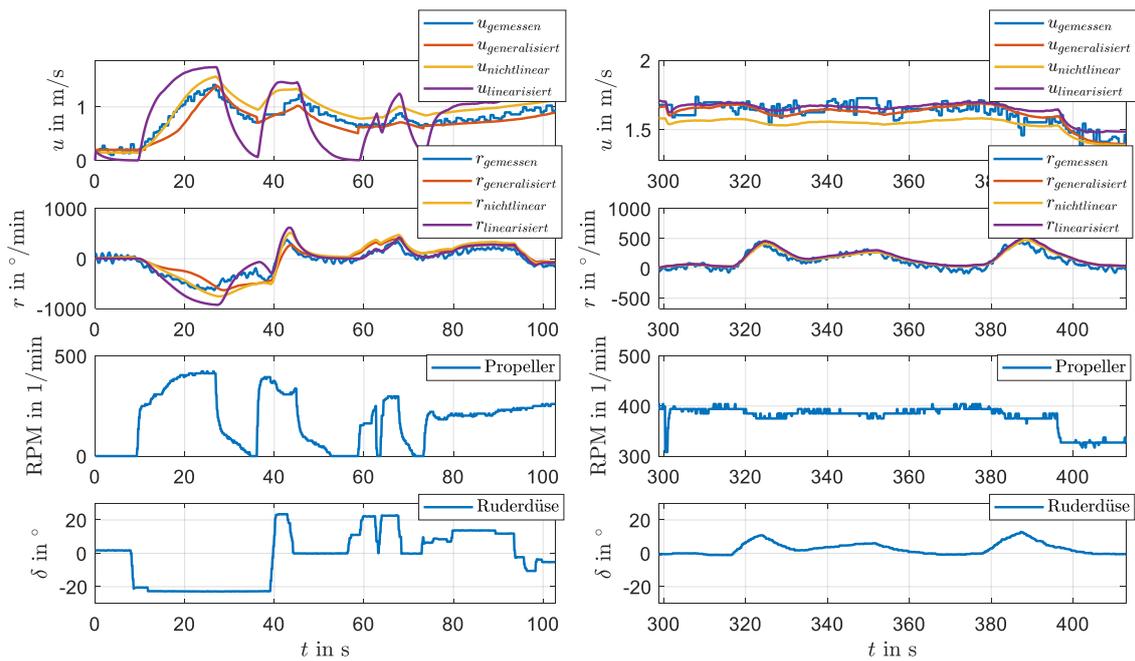
**Abbildung 6.3.:** Darstellung des Identifikationsergebnisses für die Längsgeschwindigkeitskomponente und die Drehbewegung um die Hochachse des SMIS-USV; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten, die Stellgrößen, die geschätzte Längsgeschwindigkeit und die generalisierten Dämpfungsparameter für die jeweiligen Freiheitsgrade dargestellt

**Tabelle 6.2.:** Validierung verschiedener Modellansätze

NRMSE [%]	Modellansätze		
	generalisiert	nichtlinear	linearisiert
Gesamtausschnitt der Daten nach Abbildung 6.3			
Längsbewegung, $u$	92.9	91.8	83.3
Drehbewegung, $r$	90.7	88.9	91.3
Teilausschnitt der Daten nach Abbildung 6.4 (Manövrieren)			
Längsbewegung, $u$	89.5	86.3	68.8
Drehbewegung, $r$	87.5	86.2	82.1
Teilausschnitt der Daten nach Abbildung 6.4 (Transit)			
Längsbewegung, $u$	82.7	64.2	80.8
Drehbewegung, $r$	88.9	89.8	87.7

wird. Dieser enthält neben Abschnitten mit konstanten Geschwindigkeitswerten bei gleichbleibenden Stellgrößen im Kontext konstanter Längs- und Drehkreisfahrten ebenso Abschnitte mit nicht stationären Beschleunigungs- und Verzögerungsbereichen bei sich stark ändernden Stellbewegungen. Insbesondere diese Abschnitte sollen die Leistungsfähigkeit und Variabilität des Modellansatzes verdeutlichen. Die Abbildung 6.3 zeigt die Validierung des Identifikationsergebnisses für die Zustände der Längsgeschwindigkeitskomponente und die Drehbewegung um die Hochachse mit  $\mathbf{x} = [u \ r]$  des SMIS-USV. Die Quergeschwindigkeit wird aufgrund des Fahrzeugtyps und der operationalen Anwendung vernachlässigt. Neben den Zuständen sind die Stellgrößen  $\mathbf{u} = [RPM \ \delta]$ , die geschätzte, stationäre Längsgeschwindigkeit  $\hat{u}_\infty$  und die generalisierten Dämpfungsparameter  $m_x^{-1}X_D$  und  $J_z^{-1}N_D$  für die jeweiligen Freiheitsgrade dargestellt. Zum Vergleich wird neben dem generalisierten Ansatz ein aus umfangreichen Schleppversuchen in einer Versuchsanstalt und mit Hilfe von Freifahrversuchen parametrisiertes, nichtlineares Modell sowie das bereits in den Simulationsversuchen zur Bewertung der Abbildungsqualität applizierte, linearisierte Modell verwendet. Die eingesetzte, nichtlineare Modellstruktur und dessen Parametrierung finden sich im Anhang A.4.2.

Der Anfangsbereich des Manöverausschnitts  $0 < t < 100$  s ist durch hohe Stellamplituden bei kurze Wirkdauer sowohl des Propellers als auch der Ruderdüse gekennzeichnet. Das Fahrzeug bewegt sich aus dem Stillstand bis zu einer mittleren Geschwindigkeit. Gerade die hier wirkenden hydrodynamischen Effekte lassen sich nur schlecht mit einem herkömmlichen, linearisierten Modell oder nur mit hohem Bedatungsaufwand im Hinblick auf eine nichtlineare Struktur abbilden. Die generalisierten Dämpfungsparameter in der Längs- und Drehbewegung ändern sich entsprechend deutlich, wie im unteren Teil der Abbildung anhand der Werte von  $m_x^{-1}X_D$  und  $J_z^{-1}N_D$  zu erkennen ist. Mit dem generalisierten Modell, welches nach den Ausführungen aus Kapitel 5.2.1 bedatet wurde, erreicht eine gute Nachbildung des realen, dynamischen Prozessverhaltens. Der Ausschnitt  $100 < t < 400$  s zeichnet sich durch längere Phasen mit nur geringen Fahrtänderungen bei mittlerer und hoher Geschwindigkeit aus. Die Dämpfungsparameter variieren folglich nur minimal und die Abbildungsqualität ist sehr gut. Dies gilt ebenso für das vergleichende nichtlineare und das linearisierte Modell. Der Bereich zwischen  $100 < t < 150$  s zeigt einen Offset in der Drehrate, bei nahezu gleichbleibender Längsgeschwindigkeit. Da dieser Offset ebenfalls bei Ruderwinkeln nahe der Mittschiffslage zu erkennen ist,



**Abbildung 6.4.:** Darstellung des Identifikationsergebnisses mit Fokussierung auf die Bereiche Manövrieren (links) und Transit (rechts) als Ausschnitt der Abbildung 6.3

wird das Verhalten auf vorherrschende Störungen zurückgeführt. Den Abschluss des Manövers bildet die Geschwindigkeitsreduktion bis zum Stillstand, wobei größere Abweichungen bei allen eingesetzten Strukturen zu erkennen sind und die Differenz zum generalisierten Modell noch am geringsten ausfällt. Dieses Verhalten deckt sich mit den Simulationsuntersuchungen aus Kapitel 5.2.1, in denen gezeigt wurde, dass der prägnante Einfluss gerade bei Auslaufmanövern durch Wegfall der Kraftkomponente durch die vereinfachten Strukturen der eingesetzten Modelle nicht vollständig abgebildet werden kann. Dennoch sind die Abweichungen sowohl der generalisierten als auch der nichtlinearen Struktur deutlich geringer als bei herkömmlichen linearen Modellansätzen. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass vor allem in den Bereichen bei größeren, schnell aufeinander folgenden Stellgrößenänderungen die Robustheit der Lösung überzeugt. Dies gilt insbesondere auch bei nicht stationären Manövern, wie sich in den Bereichen  $0 < t < 100$  s sowie zwischen  $200 < t < 300$  s erkennen lässt. Der generalisierte Dämpfungsparameter in der Längsbewegung variiert um  $-0.029 > m_x^{-1} X_D > -0.3$  und im Falle der Drehrate um  $-0.023 > J_z^{-1} N_D > -0.59$ . Der NRSME zur Abbildung der qualitativen Übereinstimmung für den Datenausschnitt ergibt nach Gleichung (A.9) die in der Tabelle 6.2 aufgeführten Werte. Es ist zu beachten, dass es sich wiederum um einen über den gesamten Bereich summierten Index handelt, der sich für verschiedene betrachtete Abschnitte erkennen unterscheiden kann.

Zur Verdeutlichung zeigt die Abbildung 6.4 eine Fokussierung auf zwei wesentliche Abschnitte in denen die Vorteile des entwickelten generalisierten Modells herausgestellt werden können. Der linke Teil der Darstellung stellt den Bereich  $0 < t < 100$  s und der rechte Teil  $300 < t < 400$  s im Detail dar. Zusätzlich finden sich in Tabelle 6.2 die berechneten NRMSE der Teilabschnitte. So fällt die scheinbar hohe Gesamtübereinstimmung der Abbildungsquali-

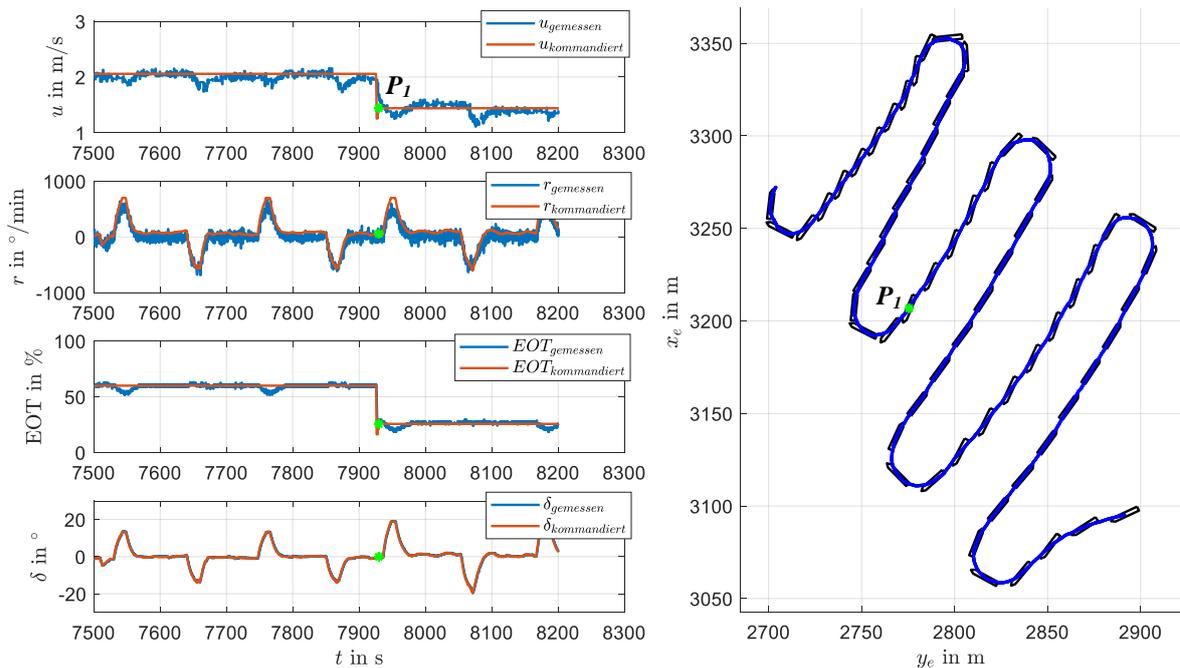
tät des linearen Modells von 83.3% im Ausschnitt  $0 < t < 100$  s mit 68.8% deutlich gegenüber der alternativen Strukturen ab. Größere Abweichung des generalisierten Modells ergeben sich gegenüber der Messung im Bereich  $10 < t < 30$  s. Dies ist methodenbedingt auf die Änderungsgeschwindigkeit der Stellwerte zurückzuführen. Aufgrund des absolut gesehen, großen Hubs der Drehzahl *RPM* von ca. 250/min auf 400/min mit einem geringen Gradienten sind die aktuell wirksamen Dämpfungsparameter zu groß, da nur geringe Stelländerungen vorliegen. Dies deckt sich insofern mit den Ausführungen zur Modellbedatung in Kapitel 5.3.3 sowie den Erläuterungen zu den Fahrversuchen mit dem Kreuzfahrtschiff MS SuperStar Leo am ANS5000 im vorigen Kapitel. Zur Verbesserung könnte eine Abtastung der Stellwerte vor der Einspeisung in das zugehörige Kennfeld durchgeführt werden. Praktisch hat dieser Effekt keine Auswirkungen, da sich durch die Applizierung der modellbasierte Führungsgrößensteuerung derartige Verläufe nicht ergeben. Der rechte Teil der Abbildung 6.4 zeigt den Bereich der Transitfahrt. Hier liegt der nichtlineare Verlauf unterhalb der Messung und gibt folglich den statischen Endwert der Geschwindigkeit unzureichend wieder. Dies liegt an den Besonderheiten des halbgetauchten Fahrzeugdesigns und der korrespondierenden hydrodynamischen Dämpfung, die durch den berücksichtigten, kubischen Term nicht in allen Arbeitsbereichen abgebildet wird, vergleiche dazu die Ausführungen in Kapitel 5.2.1 und in Kurowski et al. [62]. In diesem Zusammenhang liefert die generalisierte Modellstruktur eine adäquate Abbildung der Bewegungsgrößen des Fahrzeuges unabhängig vom gewählten Manöverausschnitt. Dies zeigt deutlich die Robustheit des vorgeschlagenen Ansatzes.

## 6.3. Validierung des Regelungssystems

### 6.3.1. Validierung der Geschwindigkeitsvorsteuerung beim SMIS-USV

Die Validierung der Geschwindigkeitsstandardisierung erfolgte durch Fahrversuche mit dem SMIS-USV. Ziel war die Erprobung der inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung im offenen Wirkpfad ohne den Einsatz einer Rückführung und der Geschwindigkeitsregelung im Vergleich zu den Simulationsuntersuchungen in Kapitel 5.2.2. Im Vorfeld wurde für das SMIS-USV nach den Ausführungen zur Geschwindigkeitsstandardisierung und den Verifikationsuntersuchungen die Vorsteuerung parametrisiert und auf dem Bordrechner in der Simulink Echtzeitbetriebsumgebung umgesetzt. Die kommandierte Längsgeschwindigkeit  $u_c$  wurde manuell über eine Handfahrkonsole vorgegeben, während die Drehrate  $r_c$  von einer überlagerten Guidance-Funktion zur Erzeugung von U-Turns generiert wurde. Im Vergleich zu den Verifikationsuntersuchungen zur Geschwindigkeitsvorsteuerung entsteht dadurch ebenfalls ein Rasenmäher-Manöver. Die Abbildung 6.5 zeigt die Ergebnisse der Vorsteuerung des SMIS-USV zur Geschwindigkeitsstandardisierung bei Versuchen im mäßigen Seegang. Auf der linken Seite sind von oben nach unten die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen aufgezeigt. Im rechten Teil ist der Positionsverlauf zu erkennen, wobei zur Verdeutlichung der Fahrzeuglage das Schiffssymbol in festen Zeitabständen von  $\Delta t = 12$  s eingeblendet wurde. Während des Manövers ändert sich die vorgegebene Längsgeschwindigkeit bei  $t = 7925$  s von 2 m/s auf ca. 1.5 m/s. Im Positionsverlauf ist dies mit  $P_1$  gekennzeichnet.

Sowohl die Längsgeschwindigkeit als auch die Drehrate folgen den Vorgaben ohne nennenswertes Überschwingen. Ebenso die stationäre Genauigkeit ist trotz der alleinigen Vorsteuerung aufgrund der moderaten Störsituation gegeben. Nach Reduktion der Längsgeschwindigkeit ist

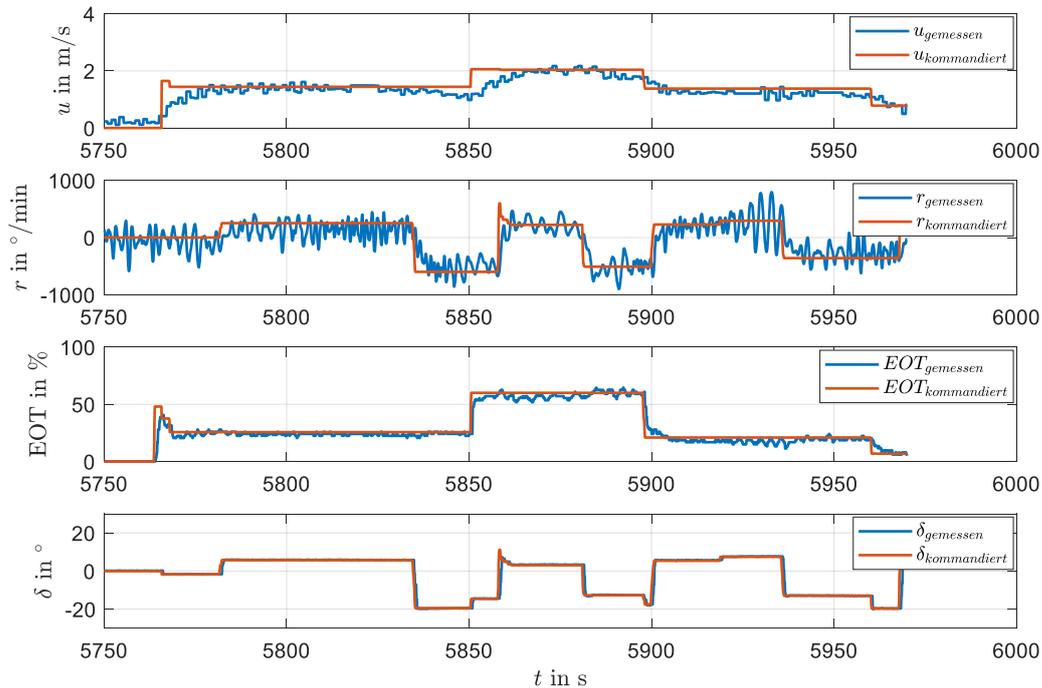


**Abbildung 6.5.:** Darstellung der Ergebnisse der Vorsteuerung des SMIS-USV zur Geschwindigkeitsstandardisierung bei Versuchen im mäßigen Seegang; von oben nach unten sind links die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen sowie rechts der Positionsverlauf mit Schiffssymbol dargestellt

zu erkennen, dass bei gleichbleibender Drehratenvorgabe der Ruderwinkel in die Sättigung von  $20^\circ$  läuft. Die Vorgabe der Kursänderung war folglich größer als es die durch die Aktoren erzeugbare Drehgeschwindigkeit erlaubt. Hier entsteht bei  $t = 7950$  s eine Differenz zwischen Soll- und Istwert. Die geringen Längsgeschwindigkeitseinbrüche bei Kurvenfahrt werden durch die Vorsteuerung aufgrund der im konkreten Fall vernachlässigten Querkopplung zwischen Drehrate und Längsgeschwindigkeit nicht ausgeglichen. Abschließend ist festzuhalten, dass trotz der Wirkung von Störungen die Steuerung eines Rasenmäh-Manöver ein akzeptables und zur Verifikation vergleichbares Ergebnis liefert. Die Störeinflüsse lassen sich einerseits durch die Unsymmetrie in der Drehratensteuerung zwischen Steuerbord und Backbord und andererseits in der gierwinkelbehafteten Lage des Schiffssymbols im Positionsplot erkennen.

Das zweite Szenario der Geschwindigkeitsvorsteuerung des SMIS-USV zeigt das Manövrieren bei stärkerer Störung durch Seegang. Entgegen dem Rasenmäh-Manöver wird die Drehrate  $r_c$  in diesem Fall ebenfalls über die Handfahrkonsole kommandiert, was aus dem sprunghaften Verlauf deutlich wird. Die durch die Vorsteuerung erzeugten Werte für den Propeller  $EOT$  sowie für die Ruderdüse  $\delta$  bewegen sich im nahezu gesamten Stellbereich, was wiederum die Einsatzfähigkeit der entwickelten Methoden beim Manövrieren verdeutlichen soll. Die Referenzfilter  $\mathbf{p}_{ref}(s)$  wurden mit  $q_u = q_r = 0$  so parametrisiert, dass keine Stellüberhöhungen zugelassen werden. In der Abbildung 6.6 sind die Ergebnisse analog zum ersten Szenario dargestellt, wobei auf den Positionsverlauf verzichtet wurde.

Die Messdaten sind durch die vorherrschenden Umgebungseinflüsse stark gestört. Gerade die,

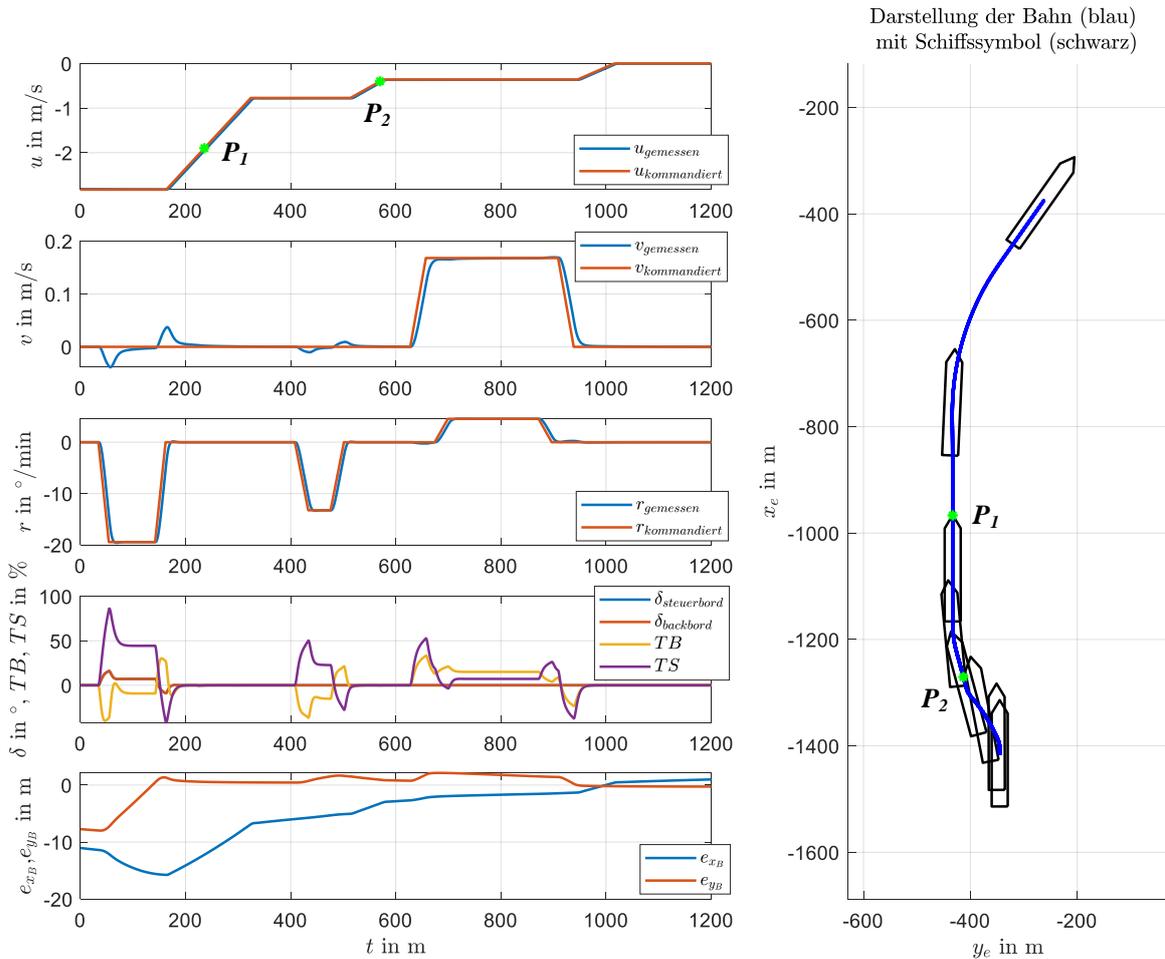


**Abbildung 6.6.:** Darstellung der Ergebnisse der Vorsteuerung des SMIS-USV zur Geschwindigkeitsstandardisierung bei Versuchen im stärkerem Seegang; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen dargestellt

durch das eingesetzte AHRS der mittleren Preisklasse, erzeugten Drehgeschwindigkeitswerte unterliegen einer deutlichen Schwankung. Aufgrund der alleinigen Steuerung schlagen die Störungen nicht auf die Stellwerte der Ruderdüse und des Propellers durch. Dennoch realisiert die Führungsgrößensteuerung aufgrund des eingesetzten generalisierten Modells eine ausreichende, stationäre Genauigkeit. Zu den Zeitpunkten  $t = 5850$  s und  $5960$  s lässt sich die in der Steuerung integrierte Querkopplung von der Längsbewegung auf die Drehrate erkennen. An diesen Stellen erfolgt durch Änderung von  $u_c$  ebenso eine Anpassung des Ruderwinkels, um die geforderte Drehrate  $r_c$  aufrecht zu erhalten. Das Szenario zeigt, dass sich trotz der stark gestörten Messwerte ein akzeptables Folgeverhalten ergibt und die Stellgrößen glatt sind. Für die Applizierung einer Regelung auf Geschwindigkeitsebene ist dahingehend der Einsatz von Navigationsfiltern zwingend erforderlich.

### 6.3.2. Validierung der hybriden Manöverregelung mit einem Standardschiff

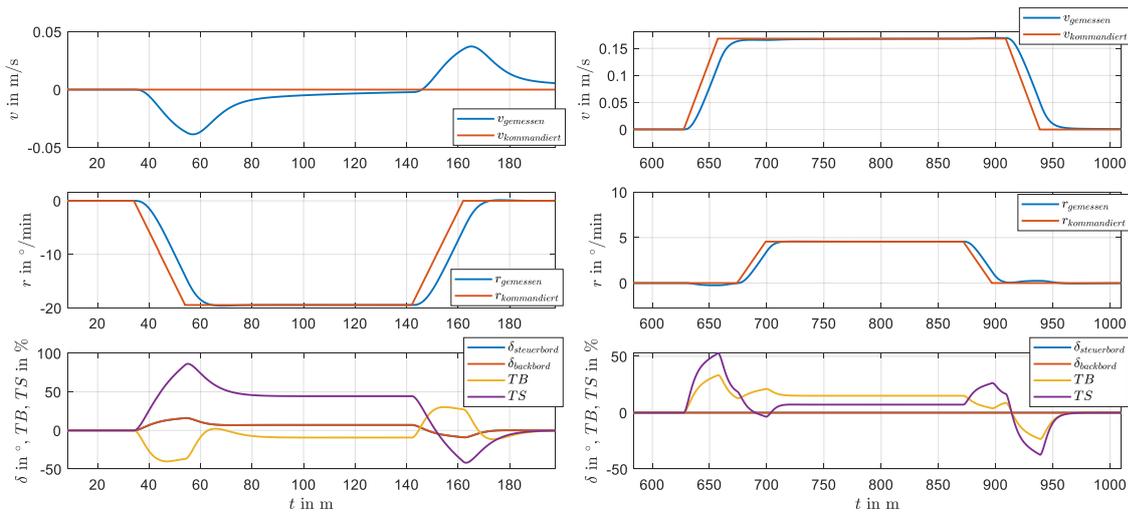
Zur Validierung der hybriden Manöverregelung wurde das bereits in Kapitel 6.2.1 applizierte Kreuzfahrtschiff MS SuperStar Leo in der Simulationsumgebung des ANS5000 verwendet. Das Fahrzeug ist mit zwei Festpropellern und Blattrudern sowie vorderen und hinteren Querstrahlrudern ausgestattet. Weitere Details zum Schiff finden sich im Anhang A.5. Für die Umsetzung



**Abbildung 6.7.:** Darstellung der Ergebnisse der Manöverregelung des Kreuzfahrtschiffes MS SuperStar Leo; von oben nach unten sind links die Geschwindigkeitskomponenten, die Stellgrößen und die Bahnabweichungen sowie rechts der Positionsverlauf mit Schiffssymbol dargestellt

der Regelungen erfolgte entsprechend der Beschreibungen zum generalisierten Modell bedatet, wie es die Abbildung 6.2 im Kapitel 6.2.1 für die Quergeschwindigkeitsdynamik zeigt. Als Szenario für die Validierung wurde ein virtuelles Anlegemanöver gewählt, um die Leistungsfähigkeit der Module im Arbeitsbereich des Manövrierens bewerten zu können. Die Erzeugung der Vorgabebahn erfolgte anhand eines manuell gefahrenen Anlegemanövers mit einer Fähre im Rostocker Hafen. Aus dieser Vorlage wurde mit Hilfe einer Aneinanderreihung von Teilmanövern die virtuelle Anlegebahn erzeugt, die sich folglich aus den 3 DOF Geschwindigkeitszuständen  $\mathbf{x}_c$  und den resultierenden erdfesten Größen  $\mathbf{x}_{e_c}$  zusammensetzt. Diese Referenzen bilden nachfolgend die kommandierten Werte für die Validierung der Manöverregelung. Die Prüfung der Realisierbarkeit erfolgte über das Verfahren zur Trajektoriengenerierung, wie es unter Kapitel 5.1 erläutert wurde.

Das Szenario startet bei Rückwärtsfahrt mit einer Längsgeschwindigkeit von  $u_c = -2.8 \text{ m/s}$ .



**Abbildung 6.8.:** Ausschnitte der Ergebnisse der Manöverregelung des Kreuzfahrtschiffes MS SuperStar Leo; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen dargestellt

Nach einer Drehung über Backbord wird diese auf ca.  $-0.8\text{ m/s}$  reduziert und eine weitere Drehbewegung bringt das Fahrzeug in die Ausgangsposition und Lage für das finale Anlege­manöver. Nach einer weiteren Reduzierung der Längsgeschwindigkeit auf etwa  $-0.4\text{ m/s}$  folgt das Drehen an die Pier unter aktiver Berücksichtigung eines Gierwinkels von  $\beta = -25^\circ$ . Nach Rückdrehung und Abbau des Gierwinkels liegt das Fahrzeug parallel zu einer virtuellen Pier und stoppt auf. Die Abbildung 6.7 zeigt den gesamten Ablauf des Manövers. Auf der linken Seite werden von oben nach unten die Geschwindigkeitskomponenten, die Stellgrößen Ruderwinkel und Querstrahlruder zur Beeinflussung der Steuerbewegung und mit  $e_{x_B}$  und  $e_{y_B}$  die Bahnabweichungen in Längs- und Querrichtung dargestellt. Zusätzlich erfolgt im rechten Teil die Visualisierung des Positionsverlaufs mit integriertem Schiffssymbol, welches in Zeitabständen von 150 s gezeichnet wurde.

Während des gesamten Manövers arbeitet das hybride Regelungssystem in drei Arbeitsbereichen der Rückwärtsfahrt. Für das spezifische Schiff sind die Referenzschwellen in Abhängigkeit der Längsgeschwindigkeiten mit  $u_c < -2.0\text{ m/s}$  und  $u_c > -0.5\text{ m/s}$  definiert. Die Umschaltmarkierungen mit den Zeitpunkten  $P_1$  und  $P_2$  wurden in die Darstellung eingefügt. Die Parameter des generalisierten Modells variieren für die Steuerbewegung in den Bereichen  $-0.028 < m_y^{-1}Y_D < -0.01$  sowie  $-0.042 < J_z^{-1}N_D < -0.027$ . Auf Grundlage der Robustheitsforderung fließen diese Parameterräume nach den Ausführungen aus Kapitel 4.3.3 in die Reglersynthese ein. Für die Führungsgrößensteuerung innerhalb der Geschwindigkeitsstandardisierung wurde eine Stellüberhöhung von  $q_i = 0.5$  definiert. Die zusätzlichen Geschwindigkeitsregler sind als robuste, dezentrale MIMO-PI-Regler appliziert, wie es bereits in Kapitel 5.2.2 für die Umsetzung beim SMIS-USV beschrieben wurde. Ein Überschwingen in den Geschwindigkeitszuständen ist mit  $< 5\%$  festgelegt. Auf der operationalen Bahnebene erfolgte analog die Parametrierung von robusten PI-Reglern, im Kontext der Erläuterungen aus Kapitel 5.2.3. Im Hinblick auf den Einsatz von nicht traversierfähigen Fahrzeugen wird die Reduzierung der Querabweichung im Beispielmanöver durch einen unterlagerten P-Kursregler realisiert.

Das Schalten durch den Supervisor erfolgt jeweils zu den Umschaltpunkten  $P_1$  und  $P_2$ . Eine zusätzlich Hysterese um die Längsgeschwindigkeit wurde mit 0.1 m/s definiert. Die Umschaltung betrifft konkret zwei Dinge. Einerseits wird auf eine dem neuen Arbeitsbereich entsprechende Parametrierung des Reglers geschaltet. Außerdem erfolgt eine Anpassung der Allokation. Die Abschnittsdarstellungen in Abbildung 6.8 zeigen dies deutlich. Während bei dem ersten Drehmanöver die Querstrahlruder als bereits effektiv und die Ruder als noch wirksam angenommen werden, können durch die Allokation alle verfügbaren Stellaggregate zur Erzeugung der Steuerbewegung herangezogen werden. Die Elemente innerhalb der Wichtungsmatrix  $\mathbf{W}_a$  nach Gleichung (4.27) wurden im Falle der Quergeschwindigkeit für die Ruder jeweils mit 0 und für die Querstrahlruder mit jeweils 0.5 definiert. Für die Drehrate entsprechen die Koeffizienten je 0.1 und 0.4. Im zweiten Abschnitt ist die Längsgeschwindigkeit zu gering und die Ruder sind deutlich weniger effektiv als die Querstrahlruder, so dass lediglich diese eingesetzt werden. Die Wichtungen für die Drehrate ändern sich zu 0 für die Ruder und 0.5 für die Querstrahlruder. Bei nicht traversierfähigen Fahrzeugen wäre es selbstverständlich unerlässlich ebenso die Ruder mit einzubeziehen. Diese Besonderheit lässt sich funktional in dem supervisorbasierten Regelungssystem abbilden. Vor allem im ersten Teilabschnitt sind die abstrahierten Querkopplungen zu erkennen, die durch die Steuerung innerhalb der Allokation nicht vollständig kompensiert werden konnten. Die bei der Drehung entstehende Quergeschwindigkeit wird folglich durch den zugehörigen Quergeschwindigkeitsregler ausgeglichen. Dennoch weist die statische Allokation eine ausreichende Genauigkeit auf, was vor allem die aktive Erzeugung des zum Anlegen notwendigen Gierwinkels als Differenz zwischen dem Kurs und dem Bahnverlauf im zweiten Abschnitt des Manövers zeigt.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass die Führungsgrößensteuerung ein gutes Folgeverhalten zeigt. Mit der zusätzlichen Regelung auf Geschwindigkeits- und Bahnebene lassen sich gerade im Endbereich des Manövers geringe Bahnabweichungen realisieren. Anfangs liegen die Bahnfehler bei  $\max |e_{x_B}| = 16$  m und  $\max |e_{y_B}| = 8$  m. Während sich die Querabweichung im Laufe des folgenden Drehmanövers deutlich reduziert, verringert sich die Längsabweichung auf den jeweils geraden Teilstücken, was vor allem durch die Methode zur Transformation der Fehler in den körperfesten Bereich erreicht wird. Zum Ende des Manövers liegen die Abweichungen bei  $e_{x_B} = 1$  m in  $x$ -Richtung und  $e_{y_B} = 0.3$  m.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Bisherige Automationslösungen für den maritimen Bereich gleichen Spezialentwicklungen aufgrund einem breiten Spektrum an Fahrzeugtypen, Antriebsanlagen und Sensoren. Insbesondere für Standardschiffe werden ausschließlich auf den freien Seeraum bei Transitfahrt angepasste Systemlösungen zur Führung, Navigation und Regelung eingesetzt. Das Manövrieren bei niedriger Geschwindigkeit erfolgt zumeist manuell oder assistiert. Mit dieser Arbeit wurde ein Beitrag zur Entwicklung eines integrativen Manöverregelungssystems zur Bahnführung maritimer Fahrzeuge geliefert. Als Grundlage wurde ein neuer Modellansatz entworfen, welcher ausgehend von der allgemeinen, hydrodynamischen Bewegungsgleichung eine entkoppelte, parametervariable Struktur appliziert. Entgegen der bisher eingesetzten parameterintensiven Beschreibungen nutzt der vorgeschlagene Ansatz eine minimale Anzahl an Koeffizienten bei gleichzeitiger Erhöhung der Komplexität des einzelnen Parameters. Durch die konsequente Abstraktion und Modularisierung der hydrodynamischen Einflussgrößen ergab sich ein generalisiertes Modell. Die Parameter sind durch Kennfelder abgebildet, für deren Befüllung Manövrierversuche durchgeführt werden müssen. Zur Systematisierung der Identifikationsprozeduren wurden im Rahmen der Untersuchungen an verschiedenen maritimen Fahrzeugen Methoden zur teilautomatisierten Parameterermittlung entwickelt. Diese Manöverabläufe lassen sich einsetzen, um ein möglichst breites Spektrum verschiedener Fahrzeuge mit unterschiedlichen Antriebskonfigurationen abzudecken und eine robuste, reproduzierbare Parameterermittlung zu gewährleisten.

Zur Bahnführung der Fahrzeuge in Manövriersituationen erfolgte der Entwurf eines kaskadierten, zweiteiligen Regelungssystems, welches die Fahrzeugebene von der operationalen Ebene separiert. Als prozessnahes Modul wurde ein generisches Geschwindigkeitsregelungssystem unter Applikation einer inversionsbasierten Führungsgrößensteuerung auf Grundlage des generalisierten Modells, einer dezentralen Mehrgrößenregelung und einer statischen Allokation entworfen. Diese Geschwindigkeitsstandardisierung bildet eine vereinheitlichende Schnittstelle zu den übergeordneten Regelungssystemen im Kontext der spezifischen Operation des Fahrzeugs. Für die automatische Schiffsführung im Niedriggeschwindigkeitsbereich wurde innerhalb dieser Arbeit aufsetzend ein Manöverregelungssystem als Bahn- und Lageregelung zur Berücksichtigung der entstehenden Abweichungen in erdfesten Koordinaten entwickelt. Die Parametrierung der eingesetzten Regelungen erfolgte mittels eines robusten Ansatzes, indem sie für den Parameterraum eines definierten Arbeitsbereiches ausgelegt wurden. Die Parametervariation ergab sich direkt aus dem verwendeten generalisierten Modell. Zur Betrachtung eines ganzheitlichen Systemansatzes wurde zudem eine hybride Struktur appliziert. Dazu erfolgte auf Grundlage der entwickelten Führungsgrößensteuerung eine Modifikation des eingesetzten Supervisor zu einer 2 DOF Struktur, der die Referenzvorgaben als zusätzlichen Freiheitsgrad berücksichtigt und so den hybriden Regelungsansatz systematisch erweitert. Schließlich wurde das Führungs- und Regelungssystem integrativ betrachtet. Der vorgeschlagene Systemansatz kann direkt zur Planung im geschlossenen Kreis und damit zur Erzeugung von realistischen Bahnverläufen eingesetzt werden. In dieser Weise kann eine manöverorientierte Bahngenerierung erfolgen, die in

Verbindung mit der Regelung eine präzise Führung von Wasserfahrzeugen über den gesamten Arbeitsbereich gewährleistet.

Zur Verifikation und Validierung der entwickelten Methoden sowie des generischen Systemansatzes wurde schrittweise vorgegangen. Mit Hilfe von Simulationen erfolgten die grundlegende Bewertung zur Abbildungsqualität des generalisierten Modells und der Performanz des generischen Ansatzes zur inversionsbasierten Steuerung und Regelung nichtlinearer, maritimer Bewegungsprozesse. Zudem wurden Simulationsuntersuchungen zur Manöverregelung und zur Verifikation des modifizierten, hybriden Systemansatzes durchgeführt. Die Ergebnisse erfüllten die Erwartungen vollständig. Abschließend wurden zur Validierung die entwickelten Methoden in verschiedene Experimentierumgebungen integriert. Dazu wurden die USVs MESSIN und SMIS-USV sowie ein Schiffsführungssimulator ANS5000 zur nautischen Ausbildung genutzt. Die Experimente umfassten analog zur Verifikation die Untersuchungen zur Validierung des Modellansatzes und des kaskadierten Regelungssystems mit hybrider Erweiterung. Die Simulationsergebnisse aus der Verifikation konnten hierbei bestätigt werden. Aufgrund der Verschiedenheit der Testumgebungen wurde zugleich die Praxistauglichkeit der avisierten, generischen Ansätze demonstriert. Während die experimentellen Ergebnisse gezeigt haben, dass zur Geschwindigkeitsregelung Navigationsfilter unerlässlich sind, kann für die Applizierung der Geschwindigkeitsvorsteuerung in Kombination mit der Manöverregelung auf vereinfachte Messwertbehandlung zurückgegriffen werden. Dies hat einen entscheidenden Vorteil beim Einsatz der Methoden bei Standardschiffen, die in der Regel nicht über modellbasierte Messwertfilter verfügen.

Die vorliegenden Arbeiten bilden einen hervorragenden Ausgangspunkt für anschließende Entwicklungen. Eine Herausforderung im Kontext der kennfeldbasierten Darstellung des generalisierten Modells bildet die Erzeugung der Parameter durch adäquate Manövrierversuche. Die Methodik zur teilautomatisierten Ermittlung der Modellkennwerte sollte um Automatismen zur selbsttätigen Generierung erweitert werden, wonach sich Updateverfahren für einzelne Modellmodule nach Bedarf ausführen ließen (on-demand). Dazu sind Algorithmen zur Analyse und Eingrenzung von Parameterlücken oder unangepassten Bereichen im Kennfeld notwendig. Anschließend könnte eine gezielte Prozessanregung unter Einsatz automatisierter Manöver erfolgen, initiiert durch das übergeordnete Supervisor-System. Ein weiterer Schritt besteht in der autonomen Parameterermittlung im regulären Schiffsbetrieb, wobei größere Anstrengungen im Hinblick auf die praktische Umsetzung notwendig sind, um numerische Probleme bei geringen Anregungen zu verhindern. Parallel ist die Adaptierbarkeit parametrierter Kennfelder auf eine vergleichbare Schiffsklasse zu untersuchen und an welchen Stellen Tendenzen ergeben und wo fahrzeugspezifische Korrekturen vorgenommen werden müssen.

Für die Regelungssysteme werden aktuell die Strukturen und Parametersätze auf Basis des verfügbaren generalisierten Modells erstellt und in einer Reglermenge vorgehalten. Mit dem Übergang zum Online-Update des Modells geht ebenso eine Adaption der Regler-Parametersätze und\oder Struktur einher. Dazu sind Adaptionsmethodiken notwendig, die neben einer herkömmlichen Parameteranpassung zusätzlich eine autonome Umstrukturierung vornehmen können. Im Hinblick auf die robusten aber konservativen Ansätze zur Manöverregelung sollte untersucht werden, wie sich das generalisierte Modell in einen modellprädiktiven Regelungsansatz integrieren ließe. Dies hätte Vorteile bei der Berücksichtigung der durch die Transformation vom körperfesten in das erdfeste Bezugssystem erzeugten Nichtlinearitäten und variabler Störeinflüsse.

---

Die Bahngenerierung erfolgt unter Nutzung der entwickelten Ansätzen über die Erzeugung realistischer Geschwindigkeitsverläufe und deren Integration und Transformation in das erdfeste Bezugssystem. Fragestellungen zur Bahnoptimierung bleiben offen. Folglich sind Erweiterungen durch Methoden zur automatisierten Bahngenerierung unter Vorgabe von Koordinaten und etwaigen System- oder Umgebungseinschränkungen denkbar. Die Grundlage der Optimierung könnte das Referenzfolgeverhalten der Führungsgrößensteuerung bilden. Zusätzliche Einbeziehung von Störgrößen ist zu untersuchen.

Im Hinblick auf die Überführung der Methoden in die Praxis ist die vollständige Integration in eine ECDIS und eine ausgerüstete Schiffsführungsanlage notwendig. Zudem ist die Erprobung der Methoden mit verschiedenen Schiffsklassen, Aktoren, Sensoren, etc. entscheidend für die weitere Qualifizierung der generischen Methoden. Durch schrittweises Hinzufügen von Assistenzfunktion und Automatismen kann darüber hinaus die Akzeptanz bei dem verantwortlichen, nautischen Personal gefördert werden.



# Abbildungsverzeichnis

1.1. Begegnungssituationen verschiedener Schiffe im begrenzten Revier des Rostocker Hafens . . . . .	4
2.1. Bestandteile und Zusammenwirkung eines GNC-Systems . . . . .	14
2.2. Operationsbereiche maritimer Regelungssysteme adaptiert von Sørensen [106] .	15
2.3. Definierte Bezugssysteme und deren Bezeichnungen . . . . .	16
2.4. Winkelbeziehungen der ebenen Schiffsbewegung . . . . .	28
2.5. Wegpunktorientierte Bahnplanung nach Berking und Huth [14] . . . . .	32
2.6. Struktur einer schaltenden Regelung (links) und mit Applizierung eines schätzungs-basierten Supervisor (rechts) nach Hespanha [40] . . . . .	35
2.7. Definition von Umwelt- und Operationsbereichen für die Umsetzung mit hybriden Schiffsregelungssystemen, nach Nguyen [81] . . . . .	37
2.8. Beispielumsetzung eines hybriden Regelungssystems als Simulation einer SAR-Operation mit virtueller Aufnahme und Rückführung einer Person; Details zu den verwendeten Simulationsparametern finden sich im Anhang A.4.1 . . . . .	39
3.1. Neustrukturierung der Operationsbereiche unter Einbeziehung generalisierter Übergangsvorgänge nach den Ausführungen von Kurowski et al. aus [63] . . . . .	43
3.2. Übergangsmannöver zwischen verschiedenen Arbeitsbereichen der MS SuperStar Leo als Simulationsergebnis mit dem ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 (oben) und des SMIS-USV als Messung bei Freifahrt (unten) . . . . .	47
3.3. Approximation der Dynamik einer Ruderverdreheinrichtung und eines Propellerantriebs des AGaPaS Katamarans mittels linearer Differentialgleichungen zweiter Ordnung nach Kurowski und Lampe [60] . . . . .	51
3.4. Trennung zwischen Aktormodul und Modul der Eigendynamik . . . . .	52
3.5. Darstellung des generalisierten Modells unter Nutzung von Kennfeldern am Beispiel eines Standardschiffes mit einem Propellerantrieb, Blattruder und Bug-Querstrahlruder . . . . .	53
3.6. Auslaufmanöver der MS SuperStar Leo als Simulationsergebnis bei Glattwasserbedingungen mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1	58
3.7. Spiralmanöver zur Abbildung der Gierstabilität der MS SuperStar Leo bei $u_0 = 3.2$ kn Initialgeschwindigkeit jeweils unter Verwendung der Ruderanlage beziehungsweise des Bug-Querstrahlruders als Simulationsergebnis mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 . . . . .	60

3.8. Zick-Zack-Traversiermanöver der MS SuperStar Leo mit Bug- und Heck-Querstrahlruder ( $TB, TS$ ) bei Arbeitspunktgeschwindigkeit $u_0 = 3.3 \text{ kn}$ ( $v_0 = r_0 = 0$ ) mit Darstellung der körperfesten Geschwindigkeiten und der Stellgrößen (links) sowie der resultierenden Bahn des Fahrzeugs im erdfesten System (rechts) als Simulationsergebnis mit der Entwicklungsumgebung des ANS5000 laut Kapitel 6.1.1 . . . . .	62
4.1. Angepasste Darstellung der Operationsbereiche für traversierfähige (Ordinate, oben) und nicht traversierfähige Standardschiffstypen (Ordinate, unten), wobei DP* hier für DP-Funktionalität steht . . . . .	68
4.2. GNC-Struktur unter Applizierung eines hierarchisch, gegliederten Regelungssystems . . . . .	70
4.3. Struktur der 2 DOF Geschwindigkeitsstandardisierung mit den Bestandteilen Vorsteuerung, Regelung und Allokation ohne Berücksichtigung der überlagerten Regelung im Arbeitsbereich . . . . .	72
4.4. Darstellung der Vorsteuerung unter Nutzung der, durch das generalisierte Modell, applizierten Kennfelder am Beispiel eines Oberflächenfahrzeuges . . . . .	79
4.5. Definition der Fehlerzustände für eine übergeordnete Manöverregelung am Beispiel eines Oberflächenfahrzeuges . . . . .	83
4.6. Darstellung des hybriden GNC-Systems . . . . .	87
5.1. Blockbild des integrativen Bahnführungssystems zur Bahnplanung im geschlossenen Kreis unter Berücksichtigung der Führungsgrößensteuerung und der hybriden Regelungsschleife . . . . .	92
5.2. Darstellung des Kennfeldes $f_{X_D}$ für den Parameter $m_x^{-1} X_D$ des SMIS-USV (links) sowie den NRMSE der zugehörigen Identifikationsläufe (rechts) zusätzlich Kennzeichnung der Manöverpunkte . . . . .	93
5.3. Vergleich der Abbildungsqualität des generalisierten Modellansatzes mit der Simulation der nichtlinearen Längsbewegung des SMIS-USV und einem im typischen Arbeitspunkt $u_0 = 2 \text{ m/s}$ linearisierten Modell; Darstellung von Versuch 1 (oben links) bis Versuch 3 (unten) bei unterschiedlich in Zeit und Amplitude skalierten Anregungen . . . . .	96
5.4. Vergleich der Ergebnisse der Vorsteuerung zur Geschwindigkeitsstandardisierung unter Nutzung des generalisierten Modells und eines nichtlinearen Prozessabbildes bei Vorgabe von U-Turns (oberer Block) und zufälliger Vorgabe (unterer Block); Darstellung der Prozesszustände und Stellgrößen (links), Positionsplot und Positionsfehlervergleich (rechts) . . . . .	99
5.5. Darstellung der Ergebnisse zur Manöverregelung eines nichtlinearen Prozessabbildes bei Vorgabe von U-Turns (oberer Block) und bei Störbeaufschlagung (unterer Block); Darstellung der Prozesszustände und Stellgrößen (links), Positionsplot und Positionsfehlervergleich (rechts) . . . . .	101
5.6. Beispielumsetzung des adaptierten hybriden Regelungssystems als Simulation einer SAR-Operation mit virtueller Aufnahme und Rückführung einer Person im Vergleich zur Abbildung 2.8; Details zu den verwendeten Simulationsparametern finden sich im Anhang A.4.2 und A.4.1 . . . . .	103

---

5.7.	Darstellungen zum Vorgehen zu den Schritten 2 bis 5 der experimentellen Bedatung des generalisierten Modells am Beispiel des unbemannten Oberflächenfahrzeugs MESSIN . . . . .	108
5.8.	Simulationsuntersuchungen zur Verifikation der iterativen Methode zur Parameterermittlung und Kennfeldgenerierung nach Kapitel 5.3.2 für das generalisierte Modell am Beispiel des MESSIN . . . . .	111
6.1.	Darstellung der für die Validierung der Entwicklungen eingesetzten USV des Lehrstuhls Regelungstechnik der Universität Rostock, links: MESSIN, rechts: SMIS-USV . . . . .	114
6.2.	Darstellung des Kennfeldes $f_{Y_D}(\Delta Y_G, u_0)$ für die MS SuperStar Leo (links) sowie ausgewählte Schnittdarstellungen (rechts) mit Kennzeichnung der Manöverpunkte unter Nutzung der Entwicklungsumgebung des ANS5000 . . . . .	117
6.3.	Darstellung des Identifikationsergebnisses für die Längsgeschwindigkeitskomponente und die Drehbewegung um die Hochachse des SMIS-USV; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten, die Stellgrößen, die geschätzte Längsgeschwindigkeit und die generalisierten Dämpfungsparameter für die jeweiligen Freiheitsgrade dargestellt . . . . .	118
6.4.	Darstellung des Identifikationsergebnisses mit Fokussierung auf die Bereiche Manövrieren (links) und Transit (rechts) als Ausschnitt der Abbildung 6.3 . . .	120
6.5.	Darstellung der Ergebnisse der Vorsteuerung des SMIS-USV zur Geschwindigkeitsstandardisierung bei Versuchen im mäßigen Seegang; von oben nach unten sind links die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen sowie rechts der Positionsverlauf mit Schiffssymbol dargestellt . . . . .	122
6.6.	Darstellung der Ergebnisse der Vorsteuerung des SMIS-USV zur Geschwindigkeitsstandardisierung bei Versuchen im stärkerem Seegang; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen dargestellt . . . . .	123
6.7.	Darstellung der Ergebnisse der Manöverregelung des Kreuzfahrtschiffes MS SuperStar Leo; von oben nach unten sind links die Geschwindigkeitskomponenten, die Stellgrößen und die Bahnabweichungen sowie rechts der Positionsverlauf mit Schiffssymbol dargestellt . . . . .	124
6.8.	Ausschnitte der Ergebnisse der Manöverregelung des Kreuzfahrtschiffes MS SuperStar Leo; von oben nach unten sind die Geschwindigkeitskomponenten und die Stellgrößen dargestellt . . . . .	125
A.1.	Darstellung eines Beispielszenarios unter Nutzung eines NACOS Bahnführungssystems (Trackpilot) mit den Teilschritten Planung einer Vorgabebahn (links) und Simulation der automatischen Bahnführung (rechts) mit einem nautischen Schiffsführungssimulator (Rheinmetall ANS5000) . . . . .	148
A.2.	MS SuperStar Leo [Quelle: <a href="https://de.wikipedia.org/wiki/Norwegian_Spirit">https://de.wikipedia.org/wiki/Norwegian_Spirit</a> ] (links) und MS Europa im Rostocker Hafen (rechts) . . . . .	153



# Tabellenverzeichnis

2.1. Übersicht typischer Aktoren seegehender Schiffe adaptiert von Lampe et al. [67]	21
4.1. Zuordnung von Regelungsaufgaben zu den Operationsbereichen von Oberflächenfahrzeugen, kursive Einträge definieren kommerziell verfügbare Automationslösungen . . . . .	68
5.1. Vergleich der Abbildungsqualität verschiedener Modellansätze . . . . .	95
6.1. Eigenschaften der eingesetzten USVs . . . . .	115
6.2. Validierung verschiedener Modellansätze . . . . .	119
A.1. Einsatzrahmenbedingungen des Rettungskatamarans AGaPaS . . . . .	151
A.2. Daten des USV Simulationsmodells nach Kurowski et al. [62] . . . . .	153
A.3. Daten der applizierten Simulatorschiffe . . . . .	154



# Literatur

- [1] M. Abdelaal, M. Fränze und A. Hahn, “Nonlinear Model Predictive Control for Tracking of Underactuated Vessels under Input Constraints”, in *Proceedings of the 9th IEEE European Modelling Symposium on Mathematical Modelling and Computer Simulation*, Madrid, Spain, 2015, S. 313–318.
- [2] M. Abkowitz, “Lectures on Ship Hydrodynamics – Steering and Maneuverability”, Hydro- und Aerodynamic’s Laboratory, Lyngby, Denmark, Technical Report Hy-5. 1964.
- [3] ABS Plaza, “GUIDE FOR DYNAMIC POSITIONING SYSTEMS”, American Bureau of Shipping, TX, USA, Techn. Ber., 2014.
- [4] A. Aguiar und J. Hespanha, “Trajectory-Tracking and Path-Following of Underactuated Autonomous Vehicles With Parametric Modeling Uncertainty”, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Jg. 52, Nr. 8, S. 1362–1379, 2007.
- [5] J. Allison, “Marine Waterjet Propulsion”, *SNAME Transactions*, Jg. 101, S. 275–335, 1993.
- [6] J. van Amerongen, “Adaptive Steering of Ships - A Model Reference Approach”, *Automatica*, Jg. 20, Nr. 1, S. 3–14, 1984.
- [7] T. Arie, M. Itoh, A. Senoh, N. Takahashi, S. Fujii und N. Mizuno, “An Adaptive Steering System for a Ship”, *IEEE Control Systems Magazine*, Jg. 6, Nr. 5, S. 3–8, 1986.
- [8] J. Balchen, N. Jenssen, E. Mathisen und S. Sælid, “A dynamic positioning system based on Kalman filtering and optimal control”, *Modeling, Identification and Control*, Jg. 1(3), S. 135–163, 1980.
- [9] W. Beitz und K. Küttner, *Dubbel - Handbuch für Maschinenbau*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1995.
- [10] K. Benedict, M. Kirchhoff, M. Gluch, S. Fischer, M. Schaub, M. Baldauf und S. Klaes, “Simulation Augmented Manoeuvring Design and Monitoring – a New Method for Advanced Ship Handling”, *TRANSSNAV*, Jg. 8, Nr. 1, S. 131–141, 2014.
- [11] K. Benedict und C. Wand, Hrsg., *Handbuch Nautik II*. Hamburg: DVV Media Group, Seehafen Verlag, 2011.
- [12] K. Benedict und C. Bornhorst, “Maritime Simulation Technology for Training and Research at the Maritime Simulation Centre Warnemünde MSCW”, in *Proceedings of the 8th IFAC Conference on Control Applications for Marine Systems*, Rostock, Germany, 2010, S. 126–131.
- [13] K. Benedict, M. Gluch, M. Kirchhoff, S. Fischer, S. Klaes und M. Baldauf, “Application of Fast Time Simulation Technologies for Enhanced Ship Manoeuvring Operation”, in *Proceedings of the 8th IFAC Conference on Control Applications for Marine Systems*, Rostock, Germany, 2010, S. 79–84.

- [14] B. Berking und W. Huth, Hrsg., *Handbuch Nautik - Navigatorische Schiffsführung, 2. Auflage*. Hamburg: DVV Media Group, Seehafen Verlag, 2016.
- [15] M. Breivik, “Topics in Guided Motion Control of Marine Vehicles”, Doctoral Thesis, Norwegian University of Science und Technology, Trondheim, 2010.
- [16] M. Breivik und T. Fossen, “A Unified Concept for Controlling a Marine Surface Vessel Through the Entire Speed Envelope”, in *Proceedings of the ISICMED’05*, Limassol, Cyprus, 2005, S. 1518–1523.
- [17] M. Breivik, V. Hovstein und T. Fossen, “Straight-Line Target Tracking for Unmanned Surface Vehicles”, *Modeling, Identification and Control*, Jg. 29, Nr. 4, S. 131–149, 2008.
- [18] M. Breivik, S. Kvaal und P. Østby, “From Eureka to K-Pos: Dynamic Positioning as a Highly Successful and Important Marine Control Technology”, in *Proceedings of the 10th Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 313–323.
- [19] R. Bronsart, T. Buch, M. Haase, E. Ihde, N. Kornev, M. Kurowski und B. Lampe, “Integrated Software-in-the-Loop Simulation of an Autonomously Acting Rescue Boat”, in *International Conference on Computer Applications in Shipbuilding*, Trieste, Italy, 2011.
- [20] T. Buch, H. Korte und J. Majohr, “Verfahren und Einrichtung zur automatischen Bahnführung eines Schiffes mit integriertem Bahnregler”, Germany, Patent DE 19803078B4, 1998.
- [21] H.-C. Burmeister, W. Bruhn, Ø. Rødseth und T. Porathe, “Autonomous Unmanned Merchant Vessel and its Contribution towards the e-Navigation Implementation: The MUNIN Perspective”, *International Journal of e-Navigation and Maritime Economy*, Jg. 1, S. 1–13, 2014.
- [22] J. Carlton, Hrsg., *Marine Propellers and Propulsion*. Oxford, UK: Elsevier, 2007.
- [23] S. Chislett und J. Strøm-Tejsten, *Planar Motion Mechanism Tests and Full-scale Steering and Manoeuvring Predictions for a Mariner Class Vessel*, Ser. Report (Hydro- og Aerodynamisk Laboratorium. Hydrodynamisk Afdeling). Teknisk Forlag, 1965.
- [24] D. Clarke, P. Gedling und G. Hine, “The Application of Manoeuvring Criteria in Hull Design Using Linear Theory”, *Transactions of the RINA*, Jg. 2, Nr. 83, S. 45–68, 1983.
- [25] DIN Deutsches Institut für Normung, “Navigations- und Funkkommunikationsgeräte und -systeme für die Seeschifffahrt - Bahnregelungssysteme”, Deutsches Institut für Normung, Deutsche Norm DIN EN 62065:2015-01, 2015.
- [26] K. Do und J. Pan, *Control of Ships and Underwater Vehicles: Design for Underactuated and Nonlinear Marine Systems*, Ser. Advances in Industrial Control. London: Springer, 2009.
- [27] F. Dukan, “ROV Motion Control Systems”, Doctoral Thesis, Norwegian University of Science und Technology, Trondheim, 2014.
- [28] R. D. Electronics, “Ship Model Description SuperStar Leo”, Rheinmetall Defence Electronics, ANS5000 User Manual RP 5287 P 023 UM 11, Rev: a, 2004.
- [29] R. D. Electronics, “Ship Model Description Passenger Vessel MS Europa”, Rheinmetall Defence Electronics, ANS5000 User Manual RP 5287 P 023 UM 58, Rev: 0, 2007.

- 
- [30] K. Eloot, “Selection, experimental determination and evaluation of a mathematical model for ship manoeuvring in shallow water”, Dissertation, Ghent University, Faculty of Engineering, 2006.
- [31] C. Fields, “Safety and Shipping 1912-2012”, Allianz Global Corporate & Specialty, Report, 2012.
- [32] T. Fossen, *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, 1994.
- [33] T. Fossen, *Marine Control Systems*. Trondheim, Norwegen: Marine Cybernetics AS, 2002.
- [34] T. Fossen, *Handbook of Marine Craft Hydrodynamics and Motion Control*. John Wiley & Sons, 2011.
- [35] T. Fossen, M. Breivik und R. Skjetne, “Line-of-sight path following of underactuated marine craft”, in *Proceedings of the 6th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Girona, Spain, 2003, S. 211–216.
- [36] T. Fossen und T. Perez, “Kalman Filtering for Positioning and Heading Control of Ships and Offshore Rigs”, *IEEE Control Systems Magazine*, Jg. 29, Nr. 6, S. 32–46, 2009.
- [37] T. Fossen, K. Pettersen und R. Galeazzi, “Line-of-Sight Path Following for Dubins Paths With Adaptive Sideslip Compensation of Drift Forces”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 23, Nr. 2, S. 820–827, 2015.
- [38] M. Haase, R. Bronsart, N. Kornev und D. Nikolakis, “Simulation of the Dynamics of an Autonomously Acting Small Catamaran for Search and Rescue Process”, in *Proceedings of the 8th IFAC Conference on Control Applications for Marine Systems*, Rostock, Germany, 2010, S. 207–212.
- [39] V. Hassani, A. Sørensen, A. Pascoal und N. T. Dong, “Multiple Model Adaptive Dynamic Positioning”, in *Proceedings of the 9th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Arenzano, Italy, 2012, S. 55–60.
- [40] J. Hespanha, “Tutorial on supervisory control”, in *Lecture Notes for the workshop Control using Logic and Switching for the 40th Conf. on Decision and Control*, Dept. Electrical und Computer Engineering, Univ. of California, 2002.
- [41] J. Hespanha, D. Liberzon und A. Morse, “Hysteresis-based Switching Algorithms for Supervisory Control of Uncertain Systems”, *Automatica*, Jg. 39, Nr. 2, S. 263–272, 2003.
- [42] J. Hespanha und A. Morse, “Switching between Stabilizing Controllers”, *Automatica*, Jg. 38, Nr. 11, S. 1905–1917, 2002.
- [43] J. Holvik, “Basics of dynamic positioning”, in *Proceedings of the Dynamic Positioning Conference*, Houston, Texas, USA, 1998, S. 1–9.
- [44] Y. Hong, H. Soon und M. Chitre, “Depth Control of an Autonomous Underwater Vehicle, STARFISH”, in *Proceedings of the OCEANS’10*, Sydney, Australia, 2010.
- [45] O. Hvamb, “A new concept for fuel tight DP control”, in *Proceedings of the Dynamic Positioning Conference*, Houston, Texas, USA, 2001, S. 1–10.
- [46] IMO, “Guidelines for vessels with dynamic positioning systems”, International Maritime Organization, Techn. Ber. MSC/Circ.645, 1994.
- [47] R. Isermann und M. Münchhof, *Identification of Dynamic Systems*. Springer Verlag, 2011.

- [48] G. Kirchhoff, “Ueber die Bewegung eines Rotationskörpers in einer Flüssigkeit”, *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, Jg. 71, Nr. 3, S. 237–262, 1869.
- [49] Kongsberg, “K-POS DYNAMIC POSITIONING OPTIMIZING COMPLEX VESSEL OPERATIONS”, Kongsberg Maritime, Brochure, 2015.
- [50] H. Korte, *Modellbildung, Simulation und Bahnregelung eines Systems “Schiff-Schleppkabel-Unterwassergeäteträger“*. Tectum-Verlag, 2000.
- [51] H. Korte, O. Koeckritz und M. Kurowski, “Precise Maneuver Planning for Berth-to-Berth Navigation of Modern Ships”, *at – Automatisierungstechnik, DeGruyter Oldenbourg*, Jg. 63, Nr. 5, S. 368–379, 2015.
- [52] H. Korte, M. Kurowski, M. Baldauf und B. Lampe, “AdaNav - A Modular Control and Prototyping Concept for Vessels with variable Gear Configurations”, in *Proceedings of the 8th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Guarujá, Brazil, 2009, S. 91–96.
- [53] H. Korte, J. Majohr, C. Korte, J. Ladisch, M. Wulff und B. Lampe, “Prediction of Current Influence on Ship Motions - Linear Approach”, in *13th International Ship Control Systems Symposium*, Orlando (USA), 2003.
- [54] H. Korte, S. Stuppe, J.-H. Wesuls und T. Takagi, “The Inertia Value Transformation in Maritime Applications”, in *Kinematics*, E. G. Hurtado, Hrsg., Intech Open, 2017, Kap. 2, S. 23–53.
- [55] H. Korte und T. Takagi, “Transformation von Trägheitsgrößen zur Lösung der Mehrkörperdynamik in der Meerestechnik”, in *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 101. Band 2007*, Schiffahrts-Verlag Hansa C. Schroedter & Co., Hamburg, 2007, S. 313–325.
- [56] P. Koschorrek, C. Siebert, A. Haghani und T. Jeinsch, “Dynamic Positioning with Active Roll Reduction using Voith Schneider Propeller”, in *Proceedings of the 10th Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 178–183.
- [57] P. Krishnamurthy, F. Khorrami und S. Fujikawa, “A modeling framework for six degree-of-freedom control of unmanned sea surface vehicles”, in *Proc. 44th IEEE Conf. on Decision and Control*, Sevilla, 2005, S. 2676–2681.
- [58] M. Kurowski, A. Haghani, P. Koschorrek und T. Jeinsch, “Guidance, Navigation and Control of Unmanned Surface Vehicles”, *at – Automatisierungstechnik, DeGruyter Oldenbourg*, Jg. 63, Nr. 5, S. 355–367, 2015.
- [59] M. Kurowski, O. Köckritz und H. Korte, “Full-State Manoeuvre Planning System for Marine Vehicles”, in *Proceedings of the 9th IFAC Conference on Control Applications for Marine Systems*, Osaka, Japan, 2013, S. 144–149.
- [60] M. Kurowski und B. Lampe, “AGaPaS: A new approach for search-and-rescue-operations at sea”, *Proc IMechE Part M: J Engineering for the Maritime Environment*, Jg. 228, Nr. 2, S. 156–165, 2014.

- 
- [61] M. Kurowski, E. Rentzow, D. Dewitz, T. Jeinsch, B. Lampe, S. Ritz, R. Kutz, F. Boeck, S. Neumann und D. Oertel, “Operational Aspects of an Ocean-Going USV Acting as Communication Node”, in *Proceedings of the 14th Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT'15)*, Ulrichshusen, Germany, 2015, S. 486–498.
- [62] M. Kurowski, E. Rentzow, S. Ritz, B. Lampe und T. Jeinsch, “Modelling and Control of ASV acting as communication node for deep-sea applications”, in *Proceedings of the 10th IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems*, Trondheim, Norway, 2016, S. 291–296.
- [63] M. Kurowski, A. Schubert und T. Jeinsch, “Generic Control Strategy for Future Autonomous Ship Operations”, in *Proceedings of the 16th Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT'17)*, Cardiff, Wales, 2017, S. 401–412.
- [64] J. Ladisch, “Anwendung moderner Regelungskonzepte für Kurs- und Bahnführungssysteme in der Seeschifffahrt”, Dissertation, Universität Rostock, 2004.
- [65] H. Lamb, *Lehrbuch der Hydrodynamik, nach der 5. engl. Auflage übersetzt von E. Helly*. Leipzig, 1931.
- [66] B. Lampe(et.al.), “Entwicklung eines Prototypen für ein Manöver-Prädiktions-System für Schiffe mit externem Strömungsmess- und -informationssystem”, Universität Rostock, Abschlussbericht Projekt MAPSYS BMWi-FKZ: 18S0163A, 2002.
- [67] B. Lampe(et.al.), “AdaNav - Adaptives Navigationssystem zur präzisen Lage-, Kurs- und Geschwindigkeitsregelung von Schiffen mit neuen Antrieben”, Universität Rostock, Abschlussbericht Projekt AdaNav BMWi-FKZ: 03SX198B, 2008.
- [68] B. Lantos und L. Márton, Hrsg., *Advances in Industrial Control, Nonlinear Control of Vehicles and Robots*. London: Springer, 2011.
- [69] O. Levander, “Autonomous ships on the high seas”, *IEEE Spectrum*, Jg. 54, Nr. 2, S. 26–31, 2017.
- [70] E. Lewandowski, *The Dynamics of Marine Craft: Maneuvering and Seakeeping*. World Scientific Pub Co Inc, 2008.
- [71] J. Majohr, S. Cramer, K. Nobst und L. Uhlig, *Leitfaden der Navigation Technische Systeme*. Berlin: transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, 1979.
- [72] M. Meyer, “Die Umströmung von Schiffen beim Einsatz von Bugstrahlrudern und deren Wirkung auf die Steuerbarkeit”, Dissertation, Universität Rostock, 1984.
- [73] A. Miller, “Model Predictive Control of the ship’s motion in presence of wind disturbances”, *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, Jg. 39(111), S. 107–115, 2014.
- [74] N. Mizuno, H. Kakami und T. Okazaki, “Parallel Simulation Based Predictive Control Scheme With Application To Approaching Control For Automatic Berthing”, in *Proceedings of the 9th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Arenzano, Italy, 2012, S. 19–24.
- [75] N. Mizuno, Y. Uchida und T. Okazaki, “Quasi Real-Time Optimal Control Scheme for Automatic Berthing”, in *Proceedings of the 10th Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 305–312.

- [76] A. Molland, Hrsg., *The Maritime Engineering Reference Book: A Guide to Ship Design, Construction and Operation*. Oxford, UK: Elsevier, 2008.
- [77] A. Molland und S. Turnock, Hrsg., *Marine Rudders and Control Surfaces: Principles, Data, Design and Applications*. Oxford, UK: Elsevier, 2007.
- [78] A. Molland, S. Turnock und D. Hudson, Hrsg., *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power*. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.
- [79] L. Moreira, T. Fossen und C. Soares, “Path following control system for a tanker ship model”, *Automatica*, Jg. 34, Nr. 14-15, S. 2074–2085, 2007.
- [80] A. Morse, “Control using logic-based switching”, in *Trends in Control: An European Perspective*, A. Isidori, Hrsg., Springer-Verlag, London, 1995, S. 69–113.
- [81] T. Nguyen, “Design of Hybrid Marine Control Systems for Dynamic Positioning”, Doctoral Thesis, National University of Singapore, 2006.
- [82] T. Nguyen, A. Sørbo und A. Sørensen, “Dynamic Positioned Vessels in Level Ice”, in *Proceedings of the 8th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Guarujá, Brazil, 2009, S. 229–236.
- [83] T. Nguyen, A. Sørensen und S. Quek, “Multi-Operational Controller Structure for Station Keeping and Transit Operations of Marine Vessels”, *IEEE Transactions on Control System Technology*, Jg. 16, Nr. 3, S. 491–498, 2008.
- [84] K. Nomoto, T. Taguchi, K. Honda und S. Herano, “On the steering qualities of ships”, *Int. Shipbuilding Progress*, Jg. 4, S. 354–370, 1957.
- [85] N. Norrbin, “Theory and Observation on the Use of a Mathematical Model for Ship Maneuvering in Deep and Confined Waters”, in *Proceedings of the 8th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Pasadena, Canada, 1970.
- [86] S. Oh und J. Sun, “Path following of underactuated marine surface vessels using line-of-sight based model predictive control”, *Ocean Engineering*, Jg. 37, S. 289–295, 2010.
- [87] P. Oltmann und S. Sharma, “Simulation of combined engine an rudder maneuvers using an improved model of Hull-Propeller-Rudder interaction”, Institut für Schiffbau, Universität Hamburg, Technical report 15th Symposium on Naval Hydrodynamics, 1984.
- [88] J. Oniram und E. Fortaleza, “CONTROL OF THE UNDERACTUATED SHIP - A FLATNESS BASED APPROACH”, in *Proceedings of the XI Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente (SBAI)*, Fortaleza, Brasil, 2013, S. 1–6.
- [89] M. Pedersen und T. Fossen, “Marine Vessel Path Planning and Guidance Using Potential Flow”, in *Proceedings of the 9th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Arenzano, Italy, 2012.
- [90] T. Perez, Hrsg., *Ship Motion Control - Course Keeping and Roll Stabilisation Using Rudder and Fins*. Springer, 2005.
- [91] M. Porretta, D. Baños, M. Crisci, G. Solari und A. Fiumara, “GNSS Evolutions for Maritime”, *Inside GNSS magazine*, Jg. 11, Nr. 3, S. 54–62, 2016.
- [92] E. Rentzow, M. Kurowski, D. Dewitz, B. Lampe und J. Waniek, “Temperature Gradient Following Method for box-shaped AUV”, in *Proceedings of the 10th Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 37–42.

- 
- [93] F. Repoulas und E. Papadopoulos, “Trajectory Planning and Tracking Control of Underactuated AUVs”, in *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robots and Automation*, Barcelona, Spain, 2005, S. 1–6.
- [94] S. Ritz, M. Kurowski, F. Boeck, M. Golz, D. Dewitz, E. Rentzow und G. Holbach, “Herausforderungen und Besonderheiten beim Entwurf eines USV (unmanned Surface Vehicle) für hydrographische Aufgaben”, *STG-Jahrbuch*, Jg. 108, Nr. 1, S. 312–325, 2014.
- [95] U. Scharnow, *Seemannschaft 3: Schiff und Manöver*. Berlin: transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, 1987.
- [96] G. Schmitz, “Anwendung der Theorie des schlanken Körpers auf die dynamische Gierstabilität und Steuerbarkeit von Schiffen”, *Wiss. Zeitschrift der Universität Rostock, Mathem.-Naturwiss. Reihe*, Jg. 10, Nr. 2/3, S. 175–190, 1961.
- [97] J.-U. Schröder-Hinrichs, E. Hollnagel und M. Baldauf, “From Titanic to Costa Concordia—a century of lessons not learned”, *WMU Journal of Maritime Affairs*, Jg. 11, S. 151–167, Okt. 2012.
- [98] A. Schubert, M. Kurowski, M. Gluch, O. Simanski und T. Jeinsch, “Manoeuvring Automation towards Autonomous Shipping”, in *Proceedings of the 14th International Naval Engineering Conference INEC*, Glasgow, UK, 2018, S. 1–8.
- [99] D. Sen und T. Vinh, “Determination of Added Mass and Inertia Moment of Marine Ships Moving in 6 Degrees of Freedom”, *International Journal of Transportation Engineering and Technology*, Jg. 2, Nr. 1, S. 8–14, 2016.
- [100] H. Sequenz, K. Keller und R. Isermann, “Zur Identifikation mehrdimensionaler Kennfelder für Verbrennungsmotoren”, *at – Automatisierungstechnik, DeGruyter Oldenbourg*, Jg. 60, Nr. 6, S. 344–351, 2012.
- [101] C. Silvestre und A. Pascoal, “Depth control of the INFANTE AUV using gain-scheduled reduced order output feedback”, *Control Engineering Practice*, Jg. 15, Nr. 7, S. 883–895, 2007.
- [102] Y. Singh, S. Sharma, R. Sutton und D. Hatton, “Path Planning of an Autonomous Surface Vehicle based on Artificial Potential Fields in a Real Time Marine Environment”, in *Proceedings of the 16th Conference on Computer and IT Applications in the Maritime Industries (COMPIT’17)*, Cardiff, Wales, 2017, S. 48–54.
- [103] H. Sira-Ramirez und C. Ibanez, “The control of the hovercraft system: a flatness based approach”, in *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, Anchorage, AK, 2000, S. 692–697.
- [104] R. Skjetne, L. Imsland und S. Løset, “The Arctic DP Research Project: Effective Stationkeeping in Ice”, *Modeling, Identification and Control*, Jg. 35, Nr. 4, S. 191–210, 2014.
- [105] R. Skjetne, Ø. Smogeli und T. Fossen, “A Nonlinear Ship Manoeuvring Model: Identification and adaptive control with experiments for a model ship”, *Modeling, Identification and Control*, Jg. 25, Nr. 1, S. 3–27, 2004.
- [106] A. Sørensen, “Structural issues in the design and operation of marine control systems”, *Annual Reviews in Control*, Jg. 29, S. 125–149, 2005.

- [107] A. Sørensen, “A survey of dynamic positioning control systems”, *Annual Reviews in Control*, Jg. 35, Nr. 1, S. 123–136, 2011.
- [108] A. Sørensen, “Marine Control Systems - Lecture Notes”, in *Propulsion and Motion Control of Ships and Ocean Structures*, Department of Marine Technology, Norwegian Univ. of Sci. und Tech., 2013.
- [109] A. Sørensen, S. Sagatun und T. Fossen, “DESIGN OF A DYNAMIC POSITIONING SYSTEM USING MODEL-BASED CONTROL”, *Control Eng. Practice*, Jg. 4, Nr. 3, S. 359–368, 1996.
- [110] A. Sørensen und J. Strand, “Positioning of small-waterplane-area marine constructions with roll and pitch damping”, *Control Engineering Practice*, Jg. 8, Nr. 2, S. 205–213, 2000.
- [111] M. Sørensen und M. Breivik, “Comparing Nonlinear Adaptive Motion Controllers for Marine Surface Vessels”, in *Proceedings of the 10th Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 291–298.
- [112] F. Sprenger, A. Maron, G. Delefortrie, T. van Zwijnsvoorde, A. Cura-Hochbaum, A. Lengwinat und A. Papanikolaou, “Experimental Studies on Seakeeping and Maneuverability of Ships in Adverse Weather Conditions”, *Journal of Ship Research*, Jg. 61, Nr. 3, S. 131–152, 2017.
- [113] E. Tannuri und H. Morishita, “Experimental and numerical evaluation of a typical dynamic positioning system”, *Applied Ocean Research*, Jg. 28, Nr. 2, S. 133–146, 2006.
- [114] The Society of Naval Architects and Marine Engineers, “Nomenclature for Treating the Motion of a Submerged Body Through a Fluid.”, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, Technical and Research Bulletin No. 1–5, 1950.
- [115] M. Tomera, “A multivariable low speed controller for a ship autopilot with experimental results”, in *Proceedings of the 20th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, Miedzydroje, Poland, 2015, S. 17–22.
- [116] M. Tomera, “Hybrid Real-Time Way-Point Controller for Ships”, in *Proceedings of the 21th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, Miedzydroje, Poland, 2016, S. 630–635.
- [117] S. Tuttoren und R. Skjetne, “Hybrid Control to Improve Transient Response of Integral Action in Dynamic Positioning of Marine Vessels”, in *Proceedings of the 10th IFAC Conference on Manoeuvring and Control of Marine Craft*, Copenhagen, Denmark, 2015, S. 166–171.
- [118] A. Veksler, T. Johansen, F. Borrelli und B. Realtsen, “Dynamic positioning with model predictive control”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 24, S. 1340–1353, 2016.
- [119] M. Vogt, N. Müller und R. Isermann, “On-line adaptation of grid-based look-up tables using a fast linear regression technique”, *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, Jg. 126, Nr. 4, S. 732–739, 2004.
- [120] A. Wahl, “Einsatz optimaler Regelverfahren zur automatischen Bahnführung von Binnenschiffen”, Dissertation, Universität Stuttgart, 2001.
- [121] Wärtsilä SAM Electronics GmbH, “Navigation Platinum, Operating Instructions”, Wärtsilä SAM Electronics GmbH, Operating Manual, 2016.

- [122] A. Witkowska und R. Smierzchalski, “The Use of Backstepping Method to Ship Course Controller”, *International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation (TransNav)*, Jg. 1, Nr. 3, S. 313–317, 2007.
- [123] H. Zheng, R. Negenborn und G. Lodewijks, “Trajectory tracking of autonomous vessels using model predictive control”, in *Proceedings of the 19th IFAC World Congress*, Cape Town, South Africa, 2014, S. 8812–8818.
- [124] W. Zheng, “Entwicklung eines in Echtzeit lauffähigen Simulationsmodells für das System Schiff, Motor, Kombinator und Verstellpropeller”, VDI, Fortschrittsberichte VDI Reihe 12, Nr. 156, 1991.



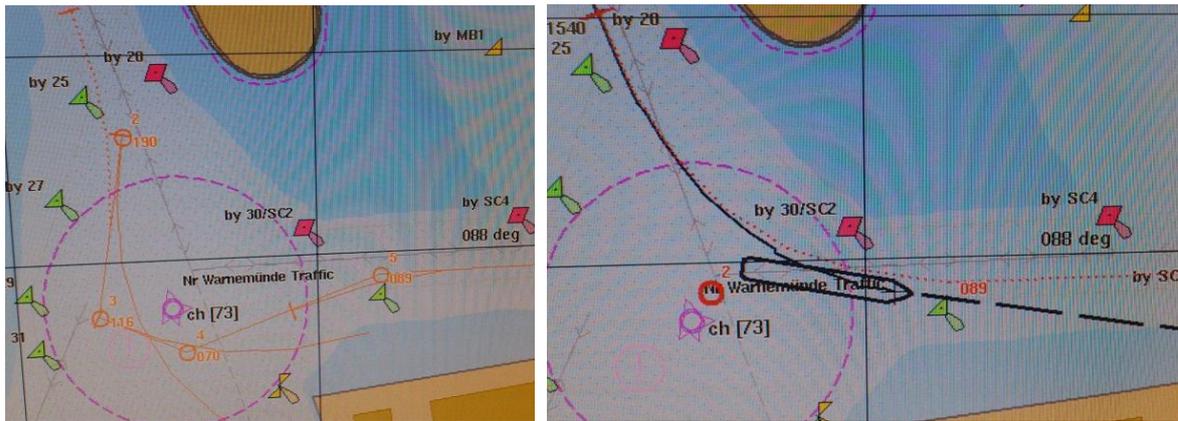
# A. Anhang

## A.1. Untersuchungen mit einer kommerziellen Schiffsführungsanlage

Im Folgenden werden die Untersuchungen zur Bahnführung mit einer kommerziellen Schiffsführungsanlage im beschränkten Revier dargestellt. Dazu wurde ein typisches Manövrierszenario im Rostocker Hafens mit dem Kreuzfahrtschiff MS Europa (Details finden sich unter Kapitel A.5) herangezogen, welches ein automatisch gesteuertes Drehmanöver auf der Wendeplatte vollziehen soll. Zur Simulation erfolgte die Kopplung eines Bahnregelungssystems (NACOS Trackpilot) zertifiziert nach Norm [25] mit einem nautischen Schiffsführungssimulator (Rheinmetall ANS5000), wie es durch Korte et al. in [52] beschrieben wurde. Die Funktionalitäten der eingesetzten Komponenten erlaubten die Realisierung der geschlossenen Prozesskette nach Abbildung 2.1, von der Planung einer Vorgabebahn bis hin zur bahngeregelten Fahrt. Das Szenario ist folglich ebenso in diese zwei Schritte unterteilt. Bereits die geometrisch orientierte Wegpunktplanung in engen Revieren gestaltet sich unter den zu berücksichtigenden Randbedingungen als schwierig. Aus der linken Darstellung der Abbildung A.1 ist zu erkennen, dass der minimal erlaubte Drehkreisradius für Kursänderungsmanöver nicht ausreicht, um die krummlinigen Anteile der Bahn zu berechnen. Folglich ist das im Beispiel avisierte Drehmanöver auf der Wendeplatte des Hafens nicht planbar und eine Bahnregelung nicht aktivierbar. Analysen, ob bei der vorgesehenen Schiffsgeschwindigkeit die Manövrierfähigkeiten des konkreten Schiffes ausreichen würden, eine derartig geplante Bahn abzufahren, erfolgten durch die Bahnvorgabeprozedur im Trackpilot nicht. Die niedrige Integrationstiefe der Module Guidance und Prozessabbild verhinderten die Rückkopplung.

Für die Planung des betrachteten Manövers muss die Längsgeschwindigkeitskomponente zwingend berücksichtigt werden. Auf dieser Grundlage könnten die Planungstools (z. B. kleinere Drehkreisradien bis hin zum Drehen auf der Stelle) an die tatsächliche Manövrierfähigkeit des Schiffes angepasst werden, wie beispielsweise durch Korte et al. in [51] oder Benedict et al. in [10] gezeigt wurde. Die Nichtbeachtung der Längsgeschwindigkeitskomponente bei der Generierung von Vorgabebahnen resultierte im konkret untersuchten Systemkontext auch aus der gerätetechnisch getrennten Bahn- und Geschwindigkeitsregelung.

Anschließend wurde unter Berücksichtigung der limitierenden Planungsbedingungen eine geometrisch mögliche Bahn des avisierten Drehmanövers auf der Wendeplatte erzeugt und diese für die Bahnregelung aktiviert. Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass die nautische Plausibilität der Vorgabebahn nicht im Fokus der Untersuchungen steht, weil hierfür die Verantwortung beim Schiffsführer verbleibt. Im rechten Teil der Abbildung A.1 ist die aktive Bahnregelung zu erkennen. Die geplante Bahn, bestehend aus drei Wegpunkten, wurde durch das System geometrisch überprüft und konnte für die Regelung freigegeben werden. Auf der gesamten Bahn sollte eine Geschwindigkeit von 5 kn gefahren werden. Nach Aktivierung der Bahnführung folgte das



**Abbildung A.1.:** Darstellung eines Beispielszenarios unter Nutzung eines NACOS Bahnführungssystems (Trackpilot) mit den Teilschritten Planung einer Vorgabebahn (links) und Simulation der automatischen Bahnführung (rechts) mit einem nautischen Schiffsführungssimulator (Rheinmetall ANS5000)

Fahrzeug der Vorgabe mit geringer Bahnabweichung. Im weiteren Verlauf der Regelung auf dem gekrümmten Teilstück der Bahn ist der Aufbau einer größeren Querabweichung zur Bahn zu erkennen. Bis zum Ende des Kursänderungsmanövers beträgt diese bereits mehr als eine halbe Schiffsbreite. Als Gründe können hier verschiedene Einflussfaktoren angegeben werden. Zum einen ist der zu berücksichtigende Startpunkt des Drehmanövers von den dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs abhängig. Zum anderen erfolgt während der Drehkreisfahrt eine Querabdrift von der Bahn, was auf die Nutzung einer zu geringen Referenzdrehrate oder die nicht ausreichende Beachtung der Quergeschwindigkeit während der Drehkreisfahrt zurückzuführen ist. Zum Ende der Führung auf dem gekrümmten Segment beträgt der Bahnabstand etwa 25 m, der auf dem folgenden geraden Teilstück abgebaut werden muss. Auf offener See mit uneingeschränktem Manöverraum sind derartige Abweichungen unproblematisch. In engen Revieren sind diese Systeme jedoch nicht einsetzbar.

Aus diesem komplexen aber plakativen Beispiel lassen sich verschiedene Fragestellungen ableiten. Konnte eine minimale Sollbahn-Abweichung für derartige Bahnführungssysteme erreicht werden? Kann die vorgegebene Krümmung aufgrund der limitierten Manövrierfähigkeit des Schiffes nicht abgefahren werden? Zur Beantwortung und Begutachtung des Regelungsprozesses wurden die erzeugten Stellgrößenverläufe während des durchgeführten Drehmanövers betrachtet. Diese zeigten deutlich, dass die Drehfähigkeit der MS Europa, die mit ihrer Antriebskonfiguration äußerst manövrierfähig ausgestattet ist, nicht ausgereizt wurde. Der synchrone Verdrehwinkel der zwei verfügbaren Azimuth-Antriebe beträgt nach einer Anfangsüberhöhung von etwa  $15^\circ$  während der Drehkreisfahrt moderate  $10^\circ$ . Dies bedeutet, dass bei der gefahrenen Längsgeschwindigkeit von etwa 5 kn auch deutlich engere Drehkreise möglich wären. Die Regelung wurde im Hinblick auf das konkrete Beispielschiff zu konservativ ausgelegt. Die Besonderheiten der Azimuth-Antriebe sowie weitere unterstützende Manövrierorgane wurden nicht in die Regelung einbezogen.

## A.2. Ergänzungen zu den Systembeschreibungen

### A.2.1. Transformation der Koordinatensysteme

Die Transformation der Bezugssysteme wird über eine Kombination von Einzeldrehungen über die betrachteten Lagewinkel des Objektes im Raum der verschiedenen Körperachsen und mit Berücksichtigung einer definierten Drehreihenfolge realisiert. Folglich können verschiedene Drehfolgen verwendet werden. In der Fahrzeugtechnik, im Sinne von Luft-, Wasser- und Landanwendungen, wird die normierte  $\psi$ - $\theta$ - $\phi$ -Konvention (Gier-, Nick- und Rollwinkel) verwendet. Dabei erfolgt die Drehung der Reihenfolge nach um den Gier-, den Nick- und abschließend den Rollwinkel. Es resultiert die Drehmatrix für die Transformation translatorischer Größen vom körperfesten in das erdfeste Bezugssystem nach

$$\mathbf{R}_b^e(\boldsymbol{\Omega}) = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) \cos(\psi) - \cos(\phi) \sin(\psi) & \cos(\phi) \sin(\theta) \cos(\psi) + \sin(\phi) \sin(\psi) & \\ \cos(\theta) \sin(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) \sin(\psi) + \cos(\phi) \cos(\psi) & \cos(\phi) \sin(\theta) \sin(\psi) - \sin(\phi) \cos(\psi) & \\ -\sin(\theta) & \sin(\phi) \cos(\theta) & \cos(\phi) \cos(\theta) \end{bmatrix}. \quad (\text{A.1})$$

Zur Transformation der Drehraten des körperfesten in das erdfeste Bezugssystem wird die Matrix

$$\mathbf{J}_b^e(\boldsymbol{\Omega}) = \begin{bmatrix} 1 & \sin(\phi) \tan(\theta) & \cos(\phi) \tan(\theta) \\ 0 & \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ 0 & \sin(\phi) / \cos(\theta) & \cos(\phi) / \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

verwendet. Sie lässt sich über die Addition der erdfesten Winkelgeschwindigkeiten unter Berücksichtigung der jeweiligen Drehungen um die vorigen Körperachsen erzeugen, wie u. a. Fossen in [34] beschreibt. Analog passiert die Transformation vom erdfesten ins körperfeste Bezugssystem unter Nutzung der inversen Drehmatrizen

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_e^b(\boldsymbol{\Omega}) &= \mathbf{R}_b^e(\boldsymbol{\Omega})^{-1} \\ &= \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) & \cos(\theta) \sin(\psi) & -\sin(\theta) \\ \sin(\phi) \sin(\theta) \cos(\psi) - \cos(\phi) \sin(\psi) & \sin(\phi) \sin(\theta) \sin(\psi) + \cos(\phi) \cos(\psi) & \sin(\phi) \cos(\theta) \\ \cos(\phi) \sin(\theta) \cos(\psi) + \sin(\phi) \sin(\psi) & \cos(\phi) \sin(\theta) \sin(\psi) - \sin(\phi) \cos(\psi) & \cos(\phi) \cos(\theta) \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_e^b(\boldsymbol{\Omega}) &= \mathbf{J}_b^e(\boldsymbol{\Omega})^{-1} \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin(\theta) \\ 0 & \cos(\phi) & \cos(\theta) \sin(\phi) \\ 0 & -\sin(\phi) & \cos(\theta) \cos(\phi) \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Durch die Reduktion der Freiheitsgrade, beispielsweise im Falle von Oberflächenfahrzeugen reduzieren sich die Drehmatrizen (A.1) und (A.2) unter Annahme vernachlässigbarer Nick- und Rollwinkel zu

$$\mathbf{T}_b^e(\psi_i) = \begin{bmatrix} \cos(\psi_i) & -\sin(\psi_i) & 0 \\ \sin(\psi_i) & \cos(\psi_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad i = 0, c, \dots, \quad (\text{A.5})$$

wobei der Kurswinkel  $\psi_i$  aus unterschiedlichen Quellen mit dem Index  $i$  resultieren kann.

### A.2.2. Komponentendarstellungen für die allgemeine Bewegungsgleichung

Die vollständige Masse- und Trägheitsmatrix sowie die Coriolis- und Zentripetaleffekte resultieren aus der Starrkörperbetrachtung und den zusätzlich zu berücksichtigenden hydrodyna-

mischen Anteilen, für detaillierte Beschreibungen siehe z. B. [26], [32].

Bei Übereinstimmung von Koordinatenursprung und Massemittelpunkt  $\mathbf{CG}$  ergeben sich die Masse- und Trägheitsmatrix des Starrkörpers und die hydrodynamischen Anteile zu

$$\mathbf{M}_h = \begin{array}{c} \text{Starrkörper} \\ \left[ \begin{array}{cccccc} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{zz} \end{array} \right] \end{array} + \begin{array}{c} \text{hydrodynamische Anteile} \\ \left[ \begin{array}{cccccc} X_{\dot{u}} & X_{\dot{v}} & X_{\dot{w}} & X_{\dot{p}} & X_{\dot{q}} & X_{\dot{r}} \\ Y_{\dot{u}} & Y_{\dot{v}} & Y_{\dot{w}} & Y_{\dot{p}} & Y_{\dot{q}} & Y_{\dot{r}} \\ Z_{\dot{u}} & Z_{\dot{v}} & Z_{\dot{w}} & Z_{\dot{p}} & Z_{\dot{q}} & Z_{\dot{r}} \\ K_{\dot{u}} & K_{\dot{v}} & K_{\dot{w}} & K_{\dot{p}} & K_{\dot{q}} & K_{\dot{r}} \\ M_{\dot{u}} & M_{\dot{v}} & M_{\dot{w}} & M_{\dot{p}} & M_{\dot{q}} & M_{\dot{r}} \\ N_{\dot{u}} & N_{\dot{v}} & N_{\dot{w}} & N_{\dot{p}} & N_{\dot{q}} & N_{\dot{r}} \end{array} \right] \end{array}. \quad (\text{A.6})$$

Bei der Coriolis- und Zentripetalmatrix kann ebenfalls die Unterscheidung zwischen den Starrkörpertermen und den hydrodynamischen Anteilen vorgenommen werden. Die einzelnen Bestandteile können nach Do et al. mit

$$\mathbf{C}_h(\mathbf{x}) = \begin{array}{c} \text{Starrkörper} \\ \left[ \begin{array}{cccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & mw & -mv \\ 0 & 0 & 0 & -mw & 0 & mu \\ 0 & 0 & 0 & mv & -mu & 0 \\ 0 & mw & -mv & 0 & J_{zz}r & -J_{yy}q \\ -mw & 0 & mu & -J_{zz}r & 0 & J_{xx}p \\ mv & -mu & 0 & J_{yy}q & -J_{xx}p & 0 \end{array} \right] \end{array} + \begin{array}{c} \text{hydrodynamische Anteile} \\ \left[ \begin{array}{cccccc} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{array} \right] \end{array}. \quad (\text{A.7})$$

$$a_1 = X_{\dot{u}}u + X_{\dot{v}}v + X_{\dot{w}}w + X_{\dot{p}}p + X_{\dot{q}}q + X_{\dot{r}}r$$

$$a_2 = Y_{\dot{u}}u + Y_{\dot{v}}v + Y_{\dot{w}}w + Y_{\dot{p}}p + Y_{\dot{q}}q + Y_{\dot{r}}r$$

$$a_3 = Z_{\dot{u}}u + Z_{\dot{v}}v + Z_{\dot{w}}w + Z_{\dot{p}}p + Z_{\dot{q}}q + Z_{\dot{r}}r$$

$$b_1 = K_{\dot{u}}u + K_{\dot{v}}v + K_{\dot{w}}w + K_{\dot{p}}p + K_{\dot{q}}q + K_{\dot{r}}r$$

$$b_2 = M_{\dot{u}}u + M_{\dot{v}}v + M_{\dot{w}}w + M_{\dot{p}}p + M_{\dot{q}}q + M_{\dot{r}}r$$

$$b_3 = N_{\dot{u}}u + N_{\dot{v}}v + N_{\dot{w}}w + N_{\dot{p}}p + N_{\dot{q}}q + N_{\dot{r}}r$$

angegeben werden [26].

Im dem Fall, dass der Masseschwerpunkt nicht mit dem Koordinatenursprung zusammenfällt, müssen die Komponenten der Masse- und Trägheitsmatrix sowie der Coriolis- und Zentripetalmatrix durch zusätzliche Terme in Abhängigkeit der Abstände des Koordinatenursprungs zum Gewichtsschwerpunkt erweitert werden. Detaillierte Darstellungen können der Literatur entnommen werden, z. B. [34].

Die Rückstellmatrix kann nach Kurowski et al. für ein halbgetauchtes USV beschrieben in [62] mit

$$\mathbf{S}_h = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Z_z & 0 & Z_q & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_\phi & 0 & K_\psi \\ 0 & 0 & M_z & 0 & M_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.8})$$

angegeben werden. Berechnungsgrundlagen der spezifischen Parameter gibt Fossen in [34].

### A.3. Berechnung des normierten mittleren quadratischen Fehlers

Mit dem normierten mittleren quadratischen Fehler (NRMSE) lässt die relative Abweichung zwischen zwei Zeitreihen, im Sinne des Vergleichs von Mess- und Schätzdaten, berechnen. Durch die Normierung lässt sich dazu ein Wert in Prozent angeben. Es ist zu bedenken, dass sich das Ergebnis nicht dazu eignet verschiedene Zeitreihen untereinander zu vergleichen, da das Verfahren durch unterschiedliche Eigenschaften der Daten, wie Anzahl der Datenpunkte, Rauschüberlagerungen und Ausreißer, beeinflusst wird. Dennoch lassen sich qualitative Aussagen zur Übereinstimmung einzelner Zeitreihen vergleichbarer Eigenschaften treffen.

Der NRMSE berechnet sich unter Nutzung der euklidischen Norm mit

$$\text{NRMSE} = 100 \cdot \left( 1 - \frac{\|y_i - \hat{y}_i\|}{\|y_i - \bar{y}_i\|} \right). \quad (\text{A.9})$$

### A.4. Simulationsparameter der applizierten USVs

#### A.4.1. Simulationsumgebung AGaPaS

Bei dem AGaPaS Katamaran handelt es sich um ein USV zur automatischen Personenrettung auf See, vergleiche dazu die Ausführungen von Kurowski und Lampe [60]. Als Prozessgrundlage für die Untersuchungen in den Kapiteln 2.4.4 und 5.2.4 dient das von Haase et al. in [38] beschriebene Modell, welches in die von Bronsart et al. vorgestellte Simulationsumgebung integriert wurde [19].

Für die Simulationen des hybriden Regelungssystems wurde das Prozessmodell in den Arbeitsbereichen *Search* und *Rescue* betrachtet. Die spezifischen Einsatzrahmenbedingungen können der Tabelle A.1 entnommen werden.

**Tabelle A.1.:** Einsatzrahmenbedingungen des Rettungskatamarans AGaPaS

	<i>Search</i>	<i>Rescue</i>
<b>Antriebe</b>		2x POD
<b>AP-Geschwindigkeit</b>	$u_0 = 7.0 \text{ kn}$	$u_0 = 0 \text{ kn}$
<b>Gültigkeitsbereich</b>	$6.0 \text{ kn} < u_0 < 8.0 \text{ kn}$	$-1.0 \text{ kn} < u_0 < 2.0 \text{ kn}$
<b>Propellerdrehzahl <math>EOT</math></b>		
Mode	synchron	einzel
Arbeitspunktdrehzahl	$EOT_0 = 90 \%$	$EOT_0 = 80 \%$
Arbeitsbereich	$80 \% < EOT_0 < 100 \%$	$60 \% < EOT_0 < 100 \%$
<b>POD-Verdrehung <math>\delta</math></b>		
Mode	synchron	einzel
Arbeitspunktwinkel	$\delta_0 = 0^\circ$	$\delta_0 = \pm 90^\circ$
	$-20^\circ < \delta_0 < 20^\circ$	$75^\circ < \delta_0 < 105^\circ$ (Backbord) $-75^\circ > \delta_0 > -105^\circ$ (Steuerbord)

Unter Berücksichtigung der Einsatzrahmenbedingungen wurden für die Hauptarbeitsbereiche zwei lineare Modelle  $\mathcal{M}_p, \mathcal{P} = \{1, 2\}$  der Form

$$\dot{\mathbf{x}}_p = \mathbf{A}_p \mathbf{x}_p + \mathbf{B}_p \mathbf{u}$$

$$\mathbf{y}_p = \mathbf{I} \mathbf{x}_p$$

im Mehrfach-Schätzer hinterlegt, wobei es sich bei der Systemmatrix  $\mathbf{A}_p$  aufgrund der entkoppelten Bewegung jeweils um Diagonalmatrizen handelt.  $\mathbf{u} = [\Delta EOT \ \Delta \delta]^T$  definiert den Stellvektor, wobei sich für *Rescue*  $\Delta EOT = EOT_{backbord} - EOT_{steuerbord}$  ergibt. Bei der Stellmatrix  $\mathbf{B}_p$  des Arbeitsbereichs *Search* wird ebenfalls eine Diagonalmatrix angesetzt und die Stellmatrix der Operation *Rescue* entspricht einer Antidiagonalmatrix. Die Modelle für *Search* und *Rescue* wurden mit

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.229 & 0 \\ 0 & -1.462 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0.007 & 0 \\ 0 & 0.892 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta EOT \\ \Delta \delta \end{bmatrix} \quad (\text{A.10})$$

bzw.

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.024 & 0 \\ 0 & -0.780 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0.448 \\ 0.004 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta EOT \\ \Delta \delta \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

identifiziert. Im Rahmen der adaptierten hybriden Struktur wurde zusätzlich Übergangsmodell

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0.130 & 0 \\ 0 & -1.462 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0.005 & 0 \\ 0 & 0.892 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta EOT \\ \Delta \delta \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

ermittelt. Die Referenzfilter  $\mathbf{p}_{ref}(s)$  wurden mit  $q_u = q_r = 0$  so parametrisiert, dass keine Stellüberhöhungen zugelassen werden.

#### A.4.2. Simulationsmodell des SMIS-USV

Zur Simulation des SMIS-USV im Rahmen der Verifikation des generalisierten Modells und der Regelungen wird eine nichtlineare Modellbasis basierend auf den Ausführungen von Kurowski et al. in [62] verwendet. Dabei wird die Vortriebskraft in Anlehnung an Gleichung (2.9) modelliert. Zusammenfassend bilden sich die Differentialgleichungen für die Längsgeschwindigkeitskomponente  $u$  und die Drehbewegung um die Hochachse  $r$  zu

$$\begin{aligned} m_x \dot{u} &= X_{uuu} |u| u^2 + T_{nn} n_p |n_p| + T_{nu} |n_p| u \\ J_z \dot{r} &= N_r(u) r + N_\delta(u) \delta. \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

Die Quergeschwindigkeit wird aufgrund des Fahrzeugtyps und der operationalen Anwendung vernachlässigt. Die Stellgrößen bilden die Drehzahl des Propellers  $n_p$  und der Verdrehwinkel der Ruderdüse  $\delta$ . Für die Drehzahl  $n_p$  wird in Kapitel 6.2.2 die Darstellung als *RPM* verwendet. Im Falle der Geschwindigkeitsvorsteuerung im Rahmen der Validierung in Kapitel 6.3.1 wird als Stellgröße abweichend die generalisierte Darstellung mit *EOT* verwendet, wobei eine proportionale Abbildung der Drehzahlen erfolgt.

Die Parameter der mathematischen Beschreibung des nichtlinearen Bewegungsmodells (A.13) finden sich in Tabelle A.2. Details über die Validierung der Parameter anhand von Messungen finden sich in Kurowski et al. [62].

**Tabelle A.2.:** Daten des USV Simulationsmodells nach Kurowski et al. [62]

Parameter	Werte
Starrkörper, Rumpf	
$m_x$ [kg]	1342.5
$J_z$ [kg/m <sup>2</sup> ]	1321.8
$X_{uuu}$ [kg·s/m <sup>2</sup> ]	-42.3731
Arbeitspunktparameter	
$u_0$ [m/s]	$[0 \ 0.8 \ 1.08 \ 1.33 \ 1.58]^T$
$N_r(u_0)$ [kg·m/s]	$[0 \ -412.98 \ -525.02 \ -575.20 \ -652.41]^T$
$N_\delta(u_0)$ [kg·m <sup>2</sup> /s]	$[0 \ 138.15 \ 201.18 \ 293.61 \ 406.60]^T$
Antriebe	
$T_{nn}$ [kg·m]	0.0015
$T_{nu}$ [kg]	-0.0431

## A.5. Daten der applizierten Simulatorschiffe

Für die Validierung wurden mit der MS SuperStar Leo und der MS Europa zwei unterschiedliche Passagierschiffe zur Simulation in der Experimentierumgebung des SHS ANS5000 herangezogen, vergleiche Abbildung A.2. Der Tabelle A.3 können die wichtigsten Daten der Schiffe entnommen werden.



**Abbildung A.2.:** MS SuperStar Leo [Quelle: [https://de.wikipedia.org/wiki/Norwegian\\_Spirit](https://de.wikipedia.org/wiki/Norwegian_Spirit)] (links) und MS Europa im Rostocker Hafen (rechts)

**Tabelle A.3.:** Daten der applizierten Simulatorschiffe

<b>Parameter</b>	<b>MS SuperStar Leo [28]</b>	<b>MS Europa [29]</b>
Länge (über alles), m	268.60	198.60
Länge (Wasserlinie), m	240.30	179.86
Breite, m	32.20	24.00
Höhe (über Wasser), m	49.80	34.50
Tiefgang, m	8.00	6.03
Blockkoeffizient (voll beladen)	0.56	0.63
Verdrängung, t	37987	16358
Schwerpunkt (von Mittschiffs), m	5.30	−9.89
Überwasserfläche (lateral), m <sup>2</sup>	8257	4217
Überwasserfläche (frontal), m <sup>2</sup>	1130	400
Anzahl der Antriebe	2	2
Leistung (pro Antrieb), kW	20000	6650
Drehzahlbereich (voraus), [max, min] RPM	[138, 35]	[168.5, 1]
Drehzahlbereich (zurück), [max, min] RPM	[85, 25]	[168.5, 1]
Anzahl der Propeller	2	2
steuerbarer Pitch (Steigung)	nein	nein
Propellerdurchmesser, m	2.9	4.5
Abstand Propeller und Mittschiffs $[x, y]$ , m	$[-122.5, \pm 10]$	$[-97.76, \pm 5]$
Anzahl der Ruder	2	2
Rudertyp	Balanceruder	Azipod
Abstand Ruder und Mittschiffs $[x, y]$ , m	$[-125.7, \pm 10]$	$[-99.76, \pm 5]$
maximaler Ruderwinkel, Grad	45	180
Zeit Hartruder steuerbord nach backbord, s	20	72
Anzahl Bow-Thruster	2	2
Leistung (pro Thruster), kW	2360	800
Abstand Bow-Thruster und Mittschiffs, m	$[95.30, 99.40]$	$[76.71, 71.44]$
Anzahl Stern-Thruster	1	0
Leistung, kW	2360	—
Abstand Stern-Thruster und Mittschiffs, m	−107.70	—