

MASTERTHESIS
Malte Rejzek

Regelungsverfahren für Wellenmaschinen mit aktiver Wellenkompensation

FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
Department Informations- und Elektrotechnik

Faculty of Computer Science and Engineering
Department of Information and Electrical Engineering

Malte Rejzek

Regelungsverfahren für Wellenmaschinen mit aktiver Wellenkompensation

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung
im Studiengang *Master of Science Automatisierung*
am Department Informations- und Elektrotechnik
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Betreuender Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Jochen Maaß
Zweitgutachter: Dipl.-Ing. Jan Lassen

Eingereicht am: 29. Januar 2022

Malte Rejzek

Thema der Arbeit

Regelungsverfahren für Wellenmaschinen mit aktiver Wellenkompensation

Stichworte

Wellenerzeuger, Wellenkompensation, Modellversuch, Schiffbau, Küsteningenieurwesen, Regelungstechnik

Kurzzusammenfassung

Diese Masterthesis beschreibt die regelungstechnische Entwicklung eines modularen Wellenerzeugers. Durch Anwendung der benötigten Grundlagen werden Konzepte entwickelt und getestet. Neben der Reglerauslegung für die Wellenerzeugung, werden zwei Verfahren für die Wellendämpfung vorgestellt. Es kann gezeigt werden, dass durch ein modellbasiertes Reglertuning, eine fast vollständige Wellenkompensation erreicht werden kann. Durch eine Reflexionsanalyse werden die durchgeführten Versuche ausgewertet und die Verfahren verglichen.

Malte Rejzek

Title of Thesis

Control method for wavemakers with active wave compensation

Keywords

Wavemaker, wave compensation, model tests, shipbuilding, coastal engineering, control engineering

Abstract

This thesis presents the development of a modular wave generator. Concepts are developed and tested by applying the necessary basics. Besides the controller design for the wave generation, two methods for wave damping are presented. It can be shown that an almost complete wave compensation can be achieved by a model-based controller tuning. The tests carried out are analysed by a reflection analysis and the methods are compared.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	ix
Symbolverzeichnis	xi
1 Einleitung	1
1.1 Ziel der Masterthesis	2
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Wissenschaftliche Grundlagen	5
2.1 Beschreibung von Wasserwellen	5
2.2 Wellenerzeugung	10
2.3 Wellendämpfung	14
2.4 Analyse von Wellenreflexionen	16
3 Aufbau der Wellenmaschine	21
3.1 Mechanischer Aufbau	21
3.2 Modulares Konzept	23
3.3 Antriebsregelung	24
3.4 Bedienung und Sollwertvorgabe	28
3.5 Sensorik	29
4 Konzeptionierung	33
4.1 Reglerauslegung	33
4.2 Vorsteuerung	35
4.3 Feedback-Regler zur Wellendämpfung	36
4.4 Nachbildung von passiven Wellendämpfern	41
5 Implementierung und Test	45
5.1 Inbetriebnahme und Trockentest	45
5.2 Wellenerzeugung	47
5.3 Aktive Wellendämpfung	49

5.4	Passive Wellendämpfung	60
6	Zusammenfassung	63
6.1	Bewertung und Fazit	63
6.2	Weiteres Verbesserungspotential und Ausblick	64
	Literaturverzeichnis	67
	Selbstständigkeitserklärung	69

Abbildungsverzeichnis

1.1	Beispielhafte Darstellung eines Seegangsversuchs im großen Schlepptank der HSVA [<i>Quelle: HSVA</i>]	2
2.1	Darstellung der Notation einer Welle im Versuchsbecken	6
2.2	Orbitalbahnen in Abhängigkeit von der relativen Wassertiefe [1]	7
2.3	Übertragungsfunktion (RAO) des Wellenerzeugers mit Gelenktiefe $h = 1.6$ m und Wassertiefe $d = 2.35$ m	11
2.4	Anwendung der Übertragungsfunktion zur Erzeugung einer Klappentrajektorie	12
2.5	Erzeugung einer Klappentrajektorie über Vorgabe des JONSWAP-Spektrums mit Peak-Periodendauer $T_p = 1$ s und $H_s = 0.1$ m	13
2.6	Ausbreitung einer stehenden Welle durch vollständige Reflexion bei $x_R = 10$ m	15
2.7	Notation für die Wellendämpfung über einen zweiten Wellenerzeuger	16
2.8	Notation für die Analyse von Wellenreflexionen	17
2.9	Auswertbarere Bereiche durch Wahl des Sondenabstands bei der Reflexionsanalyse nach Goda und Suzuki	19
3.1	CAD-Modell eines Wellenerzeugermoduls mit 6 Klappen zum Einhängen in ein Versuchsbecken	22
3.2	Zeichnung der Einzelklappen-Wellenmaschine für die Testaufstellung mit relevanten Daten	23
3.3	Prinzipskizze des modularen Aufbaus der Wellenmaschine	25
3.4	Simulationsmodell der Antriebsregelung mit erkennbarer Struktur des Aufbaus	26
3.5	Prinzip des Shared-Buffers zur Sollwertvorgabe und Istwertspeicherung im Versuchsbetrieb	30
3.6	Korrektur der Stabsonde zur Wellenmessung über den Klappenwinkel	31
4.1	Sprungantwort des Drehmomentenreglers mit Bildung der Ersatzzeitkonstante	34
4.2	Aufschaltung der Zusatzmomente im Antriebscontroller der Wellenklappe	37

4.3	Aufbau des Dämpfungsreglers in Feedbackstruktur	39
4.4	Frequenznormierte Übertragungsfunktion für die Ermittlung des Einstellwerts des P-Reglers	42
4.5	Frequenzabhängiges Verhalten der Wellenklappe bei harmonischer Anregung	44
5.1	Testwellenklappe in der mechanischen Werkstatt zur Inbetriebnahme vorbereitet	46
5.2	Bedienoberfläche der Testwellenklappe mit Betriebsartanwahl und Istwertdarstellung	47
5.3	Eingebaute Testklappe im kleinen Schlepptank der HSVA mit Leitplatten zum Test der Wellenerzeugung	48
5.4	Optimierung der Trajektorienfolge durch hydrodynamische Drehzahl- und Drehmomentenvorsteuerung	50
5.5	Skizzierter Aufbau zum Testen der Dämpfungsfunktion im kleinen Schlepptank der HSVA	51
5.6	Eingebaute Testklappe mit Wellensonden im kleinen Schlepptank der HSVA	52
5.7	Test der Restwegbegrenzung mit Klappenrückstellung bei Signalsprung der Wellensonde	53
5.8	Darstellung der Signale bei aktiver Wellendämpfung über PD-Tuning . . .	54
5.9	Eingabemaske für die Übertragungsfunktion der Wellenmaschine zur automatischen Ermittlung der Reglereinstellungen	55
5.10	Vergleich der Wellensonden bei regulärem Seegang	56
5.11	Ergebnis der Reflexionsanalyse bei regulärem Seegang	57
5.12	Ergebnis der Reflexionsanalyse mit diskreter Auswertung von regulären Seegängen	58
5.13	Ergebnis der Reflexionsanalyse bei irregulärem Seegang	59
5.14	Signalausschnitt bei passiver Wellendämpfung	61

Tabellenverzeichnis

5.1	Parameter der regulären Wellen für Reglertuning und Bewertung der Dämpfungsfunktion	51
5.2	Ergebnisse und Vergleich der Dämpfungsfunktion bei Anregung durch reguläre Seegänge	56
5.3	Auswertung der Kontrollmessungen zur Beurteilung des Messverfahrens	57
5.4	Ergebnis der Dämpfungsreglers nach RAO-Tuning bei Anregung durch irregulären Seegang	60

Symbolverzeichnis

a	Amplitude
a_I	Amplitude der Anregung
a_R	Amplitude der Reflexion
α	Ausbreitungsrichtung der Welle
β	Dämpfungskoeffizient
c	Phasengeschwindigkeit
D	Direktionsmoment
D_R	Durchmesser Riemenscheibe
d	Wassertiefe
Δ	Laplace-Operator
δ	Abklingkonstante
G_{HP}	Übertragungsfunktion Hochpassfilter
G_{LP}	Übertragungsfunktion Tiefpassfilter
$G_{s,n}$	Übertragungsfunktion Drehzahlregelstrecke
g	Erdbeschleunigung
Γ	Dämpfungskonstante
H	Wellenhöhe
H_s	Signifikante Wellenhöhe
h	Gelenktiefe der Wellenklappe
i_G	Übersetzung des Getriebes
i_{ges}	Gesamtübersetzung
i_R	Übersetzung des Riementriebs
J_{ges}	Gesamtträgheitsmoment
J_M	Trägheitsmoment des Motors
J_W	Trägheitsmoment der Wellenklappe
K_P	Proportionalverstärkung
k	Wellenzahl
L	Wellenlänge
λ_k	Eintauchtiefe
M_{Soll}	Sollmoment des Antriebs
M_Φ	Hydrodynamisches Klappenmoment
∇	Nabla-Operator
ω	Kreisfrequenz
ω_0	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
ω_d	Gedämpfte Eigenkreisfrequenz

Φ	Geschwindigkeitspotential
ϕ	Phasenwinkel
ϕ_I	Phasenwinkel der Anregung
ϕ_R	Phasenwinkel der Reflexion
ϕ_{RAO}	Phasenwinkel der Übertragungsfunktion
π	Kreiszahl
RAO	Übertragungsfunktion der Wellenklappe
RAO_N	Frequenznormierte Übertragungsfunktion
r	Radius der Riemenbahn
ρ	Dichte
S	Doppelte Amplitude der horizontalen Klappenbewegung
s	Horizontale Klappenbewegung
T	Periodendauer
T_{ers}	Ersatzzeitkonstante
T_{HP}	Zeitkonstante Hochpass
T_{LP}	Zeitkonstante Tiefpass
T_n	Nachstellzeit
T_p	Peak-Periodendauer
T_v	Vorhaltzeit
t	Zeit
Θ	Phasenwinkel der Welle
θ	Winkel der Wellenklappe
θ_a	Amplitude der Wellenklappe
θ_{max}	Maximaler Winkel der Wellenklappe
θ_R	Winkel der kompensierenden Wellenklappe
θ_{Rest}	Restwinkel der Wellenklappe
$\ddot{\theta}_{max}$	Maximale Klappenbeschleunigung
u	Partikelgeschwindigkeit in x
$u[n]$	Diskrete Eingangsgröße
\underline{v}	Geschwindigkeitsvektor der Wasserpartikel
w	Partikelgeschwindigkeit in z
x	Koordinate in Ausbreitungsrichtung
x_R	Reflexionsort
$x_{1,2}$	Sondenabstand
ξ	Wasserspiegelauslenkung
ξ_a	Amplitude der Wasserspiegelauslenkung
ξ_a	Wasserspiegelauslenkung der Anregung
ξ_R	Wasserspiegelauslenkung der Reflexion
ξ_S	Wasserspiegelauslenkung der stehenden Welle
$y[n]$	Diskrete Ausgangsgröße
z	Koordinate gegen die Richtung der Erdbeschleunigung

1 Einleitung

Die maritime Wirtschaft gilt als wichtiger Faktor der globalisierten Welt und ist Träger von internationaler Logistik und Rohstoffgewinnung. Im Offshore-Bereich gilt neben der Öl- und Gasförderung die Energiegewinnung aus Wind- und Wasserkraft als aktuelle Thematik in Forschung und Entwicklung. Neben umfangreichen Berechnungen spielen Modellversuche, in dafür ausgerüsteten Versuchsanlagen, eine wichtige Rolle, um das Risiko bei kostspieligen Entwicklungen zu senken und Erkenntnisse in der Grundlagenforschung zu gewinnen.

Um das Verhalten von Schiffen und Offshorebauwerken im Seegang zu erproben, werden Wellenerzeuger in speziellen Versuchsbecken eingesetzt, welche entsprechend skalierte Seegänge erzeugen können. Dabei kommen, je nach Anwendungsfall, verschiedene Typen von Versuchsanlagen zum Einsatz, wobei vor allem zwischen Flach- und Tiefwasseranwendungen unterschieden wird. Während Flachwasserwellen im Uferbereich vorkommen und daher für das Testen von Küstenbauwerken interessant sind, werden Tiefwasserwellen überwiegend für das Testen von seegehenden Schiffen und Offshorebauwerken eingesetzt. Die regelungstechnische Entwicklung dieser Anlagen, in Zusammenarbeit mit der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt (HSVA), ist Thema dieser Arbeit.

Bei der Erprobung des Seegangsverhaltens spielen sowohl sicherheitstechnische, wirtschaftliche, als auch ökologische Gesichtspunkte eine Rolle. Gerade in der Personenschifffahrt, zum Beispiel auf Kreuzfahrtschiffen oder Fähren, ist die Sicherheit des Schiffes oberste Priorität, so dass hier bei der Modellerprobung der Fokus liegen könnte. Es können für die Designerprobung Versuche durchgeführt werden, welche am echten Schiff undenkbar sind, wie zum Beispiel Kenter- und Wassereinbruchsversuche. Aber auch die Optimierung des Schiffswiderstands im Seegang ist eine wichtige Versuchsart. Hier kann durch hydrodynamische Untersuchung im Modellversuch später der Energieverbrauch signifikant reduziert werden. Das Regelwerk von gängigen Klassifikationsgesellschaften, wie zum Beispiel der DNV-GL, schreibt bestimmte Grenzwerte für das Verhalten von Schiffen und Offshorebauwerken im Seegang vor und verlangt teilweise auch Nachweise im Modellversuch. Abbildung 1.1 zeigt eine beispielhafte Untersuchung eines Frachtschiffes im Seegangversuch in der HSVA.



Abbildung 1.1: Beispielhafte Darstellung eines Seegangsversuchs im großen Schlepptank der HSVA [Quelle: HSVA]

1.1 Ziel der Masterthesis

Die HSVA ist seit über 100 Jahren als Forschungsdienstleister für die maritime Industrie tätig und verfügt über mehrere Versuchsbecken mit fest installierten Wellenerzeugern. Um die Anlagen zu erweitern und flexibler einsetzen zu können, entwickelt die HSVA im Rahmen eines internen Forschungsprojektes einen modularen Wellenerzeuger. Dabei wird der Fokus nicht nur auf die Wellenerzeugung, sondern vor allem auf die Wellenkompensation gelegt. Die Wellenerzeugermodule sollen flexibel in verschiedenen Versuchsanlagen zum Einsatz kommen. Die interne Entwicklung wird auch durchgeführt, um sich von der kostspieligen Installation durch Fremdfirmen loszulösen und somit eine Unabhängigkeit bei Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten zu erreichen.

Ziel dieser Arbeit ist die grundlegende Entwicklung der Regelungstechnik für Mehrklappenwellenmaschinen mit aktiver Wellenkompensation. Der Wellenerzeuger soll also neben der Wellenerzeugung in der Lage sein, Reflexionen von einlaufenden Wellen zu unterdrücken. Dazu ist eine geeignete Regelungsstrategie zu entwickeln. Um die Entwicklung nachvollziehbar zu gestalten, sind benötigte hydrodynamische Grundlagen zu erarbeiten und in die Arbeit aufzunehmen.

Idealerweise werden verschiedene Ansätze zur Wellendämpfung verfolgt und entsprechend konzeptioniert. Im Rahmen der Entwicklung soll eine Testklappe ausgerüstet werden, um Verfahren zur Wellendämpfung zu erproben. Durch ein geeignetes Messverfahren sind die Entwicklungen zu bewerten und zu dokumentieren. Auch wenn die Entwicklung nur auf einer Wellenklappe durchgeführt wird, soll die Adaptierung auf den Verbundbetrieb von mehreren Klappen berücksichtigt werden.

Zur Wellenerzeugung muss ein Regler installiert und erprobt werden, der die Trajektorienfolge der Wellenklappe zu einer Sollwertdatei sicherstellt. Die Parametrierung der Regler

soll möglichst für den gesamten Betriebsbereich gelten, so dass kein belastungsabhängiges Tuning stattfinden muss.

1.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit ist an die logische Reihenfolge bei der Entwicklung von technischen Systemen angelehnt. Dazu wird in Kapitel 2 zunächst ein zusammenfassender Einstieg in die Grundlagen gegeben. Dabei spielt die Wellentheorie und die Beschreibung von Wasserwellen eine zentrale Rolle. Neben der Wellenerzeugung wird auch auf die Wellendämpfung in Versuchsanlagen eingegangen. Da es sich um sehr komplexe Themen handelt, wird der Inhalt auf die relevanten Bestandteile und Zusammenhänge für diese Arbeit reduziert. Es wird außerdem ein Verfahren für die Reflexionsanalyse vorgestellt, welches für die Bewertung der Dämpfungsfunktionalität notwendig ist.

In Kapitel 3 wird der Aufbau der Anlage beschrieben und das modulare Regelungskonzept vorgestellt. Die Vernetzung der Anlagenteile wird beschrieben und dabei auf die technologischen Vorteile des Systems eingegangen. Der geplante mechanische Aufbau eines Moduls und die entstehende regelungstechnische Struktur werden thematisiert, wobei die zentrale Bedienung und Sollwertvorgabe eine Rolle spielt. Außerdem werden geeignete Sensoren für die Wellenkompensation mit ihren Eigenschaften beschrieben.

Konzepte für die Regelungstechnik werden im 4. Kapitel, auf Basis der Grundlagen aus Kapitel 2, erarbeitet. Dabei wird der Fokus auf die hydrodynamische Interaktion zwischen Wellenerzeuger und Versuchsanlage gelegt. Bei der Wellenerzeugung gilt es, die Trajektorienfolge durch geeignete Maßnahmen zu sichern. Zur Wellendämpfung werden mehrere mögliche Konzepte vorgestellt.

Das Kapitel 5 beschreibt die Implementierung und entsprechende Tests der vorgestellten Konzepte. Hierfür werden Versuche im kleinen Schlepptank der HSVA durchgeführt und ausgewertet. Es findet eine Bewertung der Ergebnisse mit entsprechender Diskussion statt.

Im abschließenden Kapitel 6 wird die durchgeführte Arbeit zusammengefasst und ein abschließendes Fazit gezogen. Darauf aufbauend wird ein Ausblick auf mögliches Verbesserungspotential und eine Empfehlung für die nächsten Schritte in der Entwicklung gegeben.

2 Wissenschaftliche Grundlagen

Das folgende Kapitel beschreibt die benötigten hydrodynamischen Grundlagen für die regelungstechnische Entwicklung von Wellenmaschinen in Versuchsanlagen. Dabei wird zunächst auf die allgemeine mathematische Beschreibung von Wasserwellen eingegangen und in die entsprechende Notation eingeführt. Anschließend wird die grundlegende Thematik der Erzeugung, Dämpfung und Analyse von Wellen in Versuchsanlagen behandelt.

2.1 Beschreibung von Wasserwellen

Die Beschreibung von Wellen an der Wasseroberfläche ähnelt der allgemeinen Beschreibung von physikalischen Wellen, weicht allerdings vor allem darin ab, dass die Phasengeschwindigkeit c nicht nur von Medium, sondern auch von der Wellenlänge L abhängig ist. Clauss et al. führt mit dem Standardwerk für meeres technische Konstruktionen [1], in Verbindung mit seinem Vorlesungsskript [6], übersichtlich in die Thematik ein und ist Basis für die folgenden Inhalte. Hiernach lässt sich eine Welle durch die folgenden Parameter charakterisieren (siehe Abbildung 2.1):

- Wellenlänge L
- Wellenhöhe H
- Ausbreitungsrichtung α
- Periodendauer T

Die Ausbreitungsrichtung wird zunächst vernachlässigt und damit nur der zweidimensionale Fall, unter Verwendung der Koordinaten x in Ausbreitungsrichtung und z in vertikaler Richtung (gegen die Erdbeschleunigung g), betrachtet. Die Wassertiefe d entspricht der Distanz zwischen dem Boden und der Ruhewasserlinie. Von dieser wird die aktuelle Auslenkung des Wasserspiegels über $\xi(x, t)$ beschrieben. Des weiteren wird die Wellenzahl k und die Kreisfrequenz ω eingeführt:

$$k = \frac{2\pi}{L} \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.1)$$

Es ergibt sich der aktuelle Phasenwinkel $\Theta(x, t)$ nach Ort und Zeit:

$$\Theta(x, t) = kx - \omega t \quad (2.2)$$

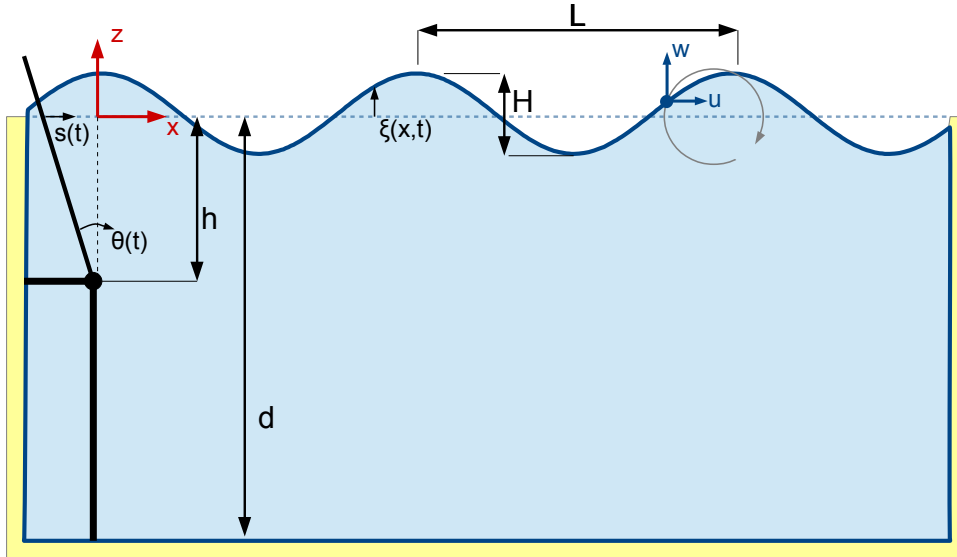


Abbildung 2.1: Darstellung der Notation einer Welle im Versuchsbecken

Aus den charakteristischen Parametern lassen sich folgende Verhältniswerte zur Klassifizierung von Wellen ableiten:

- relative Wassertiefe: $\frac{d}{L}$
- Wellensteilheit: $\frac{H}{L}$
- relative Wellenhöhe: $\frac{H}{d}$

Anhand der relativen Wassertiefe lassen sich Wellen in Tief- und Flachwasserwellen unterscheiden. Die eigentlich kreisförmige Partikelbewegung an der Wasseroberfläche wird im Flachwasser zu einer elliptischen Bahn, welche bis auf den Boden durchdringt. Daher sind Tief- und Flachwasserwellen in ihren Eigenschaften und Beschreibungen sehr unterschiedlich. Der für diese Arbeit relevante Tiefwasserbereich endet bei einer Tiefe von $\frac{d}{L} < 0.5$. Abbildung 2.2 verdeutlicht die beschriebenen Unterschiede. Über die Wellensteilheit und die relative Wellenhöhe lassen sich Aussagen über die Stabilität einer Wasserwelle geben. Nach Stokes ist die Grenzsteilheit bei $\frac{H}{L} = \frac{1}{7}$ erreicht, in der Praxis beginnt das Wellenbrechen bereits bei $\frac{H}{L} = \frac{1}{10}$.

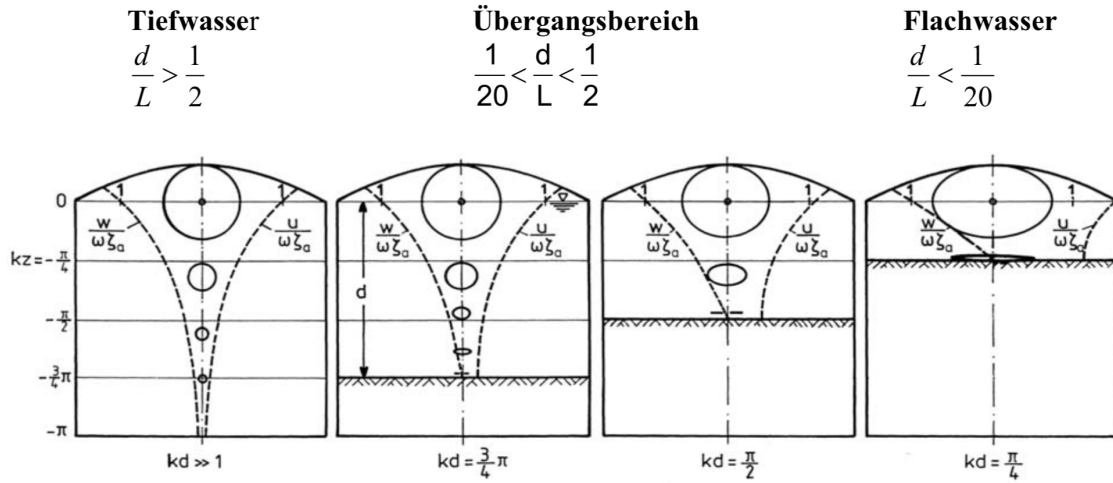


Abbildung 2.2: Orbitalbahnen in Abhängigkeit von der relativen Wassertiefe [1]

Um die Ausprägung der Wasserwellen zu beschreiben, sind verschiedene Wellentheorien entwickelt worden. Das im Verlauf dieser Arbeit beschriebene Verfahren ist die Potentialtheorie, in welche nach der Vorgehensweise von Clauss et al. [1] eingeführt wird. Zur grundlegenden Einführung in die Strömungsmechanik bietet Kuhlmann [8] eine gute Grundlage. Basis der Theorie sind Massen- und Impulserhaltung der klassischen Mechanik, allerdings angewendet auf Partikel des inkompressiblen Fluids mit konstanter Dichte $\rho = const$. Unter Anwendung des bereits eingeführten Koordinatensystems in Abbildung 2.1, ergibt sich die Kontinuitätsgleichung, welche besagt, dass die partiellen Ableitungen der Partikelgeschwindigkeiten sich gegenseitig aufheben. Hierbei wird von einer wirbelfreien Bewegung im zweidimensionalen Raum ausgegangen:

$$\nabla \underline{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

Dabei sind die Partikelgeschwindigkeiten u und w die Komponenten des Geschwindigkeitsvektors \underline{v} . Es wird das Geschwindigkeitspotential Φ definiert, dessen Gradient die Partikelbewegung im eingeführten Koordinatensystem darstellt:

$$\underline{v} = \nabla \Phi = \begin{bmatrix} \frac{\partial \Phi}{\partial x} \\ \frac{\partial \Phi}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Wird die Gleichung des Geschwindigkeitspotentials 2.4 in die Kontinuitätsgleichung 2.3 eingesetzt, ergibt sich die Laplace-Differentialgleichung der Wellentheorie, nach welcher sich die Bewegungen der Wasserpartikel, sowie das herrschende Druckfeld beschreiben lassen:

$$\nabla \underline{v} = \nabla \cdot \nabla \Phi = \Delta \Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 x} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial^2 z} = 0 \quad (2.5)$$

Nach Gleichung 2.4 ergibt sich also die Partikelgeschwindigkeit aus der jeweiligen Richtungsableitung der Laplace-Gleichung 2.5:

$$u = \frac{\partial \Phi}{\partial x} \quad w = \frac{\partial \Phi}{\partial z} \quad (2.6)$$

Zur Lösung der Laplace-Differentialgleichung wird die lineare Wellentheorie nach Airy und Laplace angewendet, welche bereits 1845 [1] entwickelt wurde. Vorteil dieser linearisierten Methode ist die verhältnismäßig einfache analytische Lösung. Nachteile entstehen durch den begrenzten Gültigkeitsbereich. Die Wellenamplituden müssen im Verhältnis zur Wassertiefe (relative Wellenhöhe: $\frac{H}{d}$) und zu Wellenlänge (Wellensteilheit: $\frac{H}{L}$) klein sein.

Zur Lösung der Laplace-Differentialgleichung 2.5 werden linearisierte Randbedingungen formuliert:

1. Kinematische Randbedingung an der Wasseroberfläche

Es wird davon ausgegangen, dass Wasserpartikel der Oberfläche immer Oberflächenpartikel bleiben. Die zeitliche Ableitung der Oberflächenauslenkung ξ ist also gleich der Partikelgeschwindigkeit:

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} = \frac{\partial \Phi}{\partial z} = w \quad \text{für} \quad z = \xi(x, t) \approx 0 \quad (2.7)$$

2. Kinematische Randbedingung am Grund

Die Wasserpartikel am Grund können keine vertikale Bewegung ausführen. Es gilt:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = w = 0 \quad \text{für} \quad z = -d \quad (2.8)$$

3. Dynamische Randbedingung an der Wasseroberfläche

Es wird gefordert, dass überall an der freien Flüssigkeitsoberfläche ein konstanter Luftdruck herrschen soll. Aus der linearisierten Bernoulli-Gleichung geht hervor:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + g\xi = 0 \quad \text{für} \quad z = \xi \quad (2.9)$$

Nach Clauss et al. [1] lässt sich unter Anwendung der beschriebenen Randbedingungen die Laplace-Gleichung 2.5 im eingeführten Koordinatensystem lösen zu:

$$\Phi(x, z, t) = \frac{\xi_a g}{\omega} \frac{\cosh(k(z+d))}{\cosh(kd)} \sin(kx - \omega t + \phi) \quad (2.10)$$

Dabei ergibt sich die Wellenauslenkung $\xi(x, t)$ nach Ort und Zeit mit der Amplitude $\xi_a = \frac{1}{2}H$ durch:

$$\xi(x, t) = \xi_a \cos(kx - \omega t + \phi) \quad (2.11)$$

Wobei Wellenzahl k und Kreisfrequenz ω über die Dispersionsgleichung nichtlinear zusammenhängen:

$$\omega = \sqrt{kg \tanh(kd)} \quad (2.12)$$

Es ergibt sich eine Phasengeschwindigkeit c aus der allgemeinen Definition einer monochromatischen Welle, welche der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Welle im Wasser entspricht:

$$c = \frac{\omega}{k} = \frac{\sqrt{kg \tanh(kd)}}{k} \quad (2.13)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit ist also wesentlich von der Wellenlänge bzw. der Periodendauer abhängig, wobei auch die Wassertiefe im Bereich der Flachwasserwellen einen Einfluss hat. Die Eigenschaft der Dispersion unterscheidet die Oberflächenwellen im Wasser erheblich, von zum Beispiel Licht- oder Schallwellen, deren Ausbreitungsgeschwindigkeit nur vom leitenden Medium abhängt.

Auch wenn die lineare Wellentheorie schon stark vereinfacht ist, lassen sich weitere Näherungen durchführen. Für den relevanten Tiefwasserbereich lässt man die Wassertiefe d gegen ∞ laufen und erhält die sogenannte Tiefwassernäherung. Das Geschwindigkeitspotential vereinfacht sich zu:

$$\Phi(x, t) = \frac{\xi_a g}{\omega} e^{kz} \sin(kx - \omega t + \phi) \quad (2.14)$$

Es ist ersichtlich, dass das Geschwindigkeitspotential mit der Wassertiefe exponentiell abnimmt und somit Partikelbewegung und Druckfeld sich entsprechend abbauen. Hierrüber wird die Abgrenzung des Tiefwasserbereichs bestätigt: Bei der Wassertiefe einer halben Wellenlänge ist noch etwa 4% des Geschwindigkeitspotentials vorhanden:

$$e^{kz} = e^{-\frac{2\pi}{L} \frac{L}{2}} = e^{-\pi} = 0.043214 \quad (2.15)$$

Die Dispersionsgleichung vereinfacht sich in der Tiefwassernäherung ebenfalls, da der Hyperbeltangens, entsprechend seiner Annäherung an den Wert Eins, weggelassen wird. Durch diese Vereinfachung wird die Gleichung analytisch lösbar:

$$\omega = \sqrt{kg} \quad (2.16)$$

Aus dem vorlesungsbegleitendem Script von Prof. Clauss zum Schiffs - und Meerestechnischen Versuchswesen [6], werden in guter Übersicht entsprechende Herleitungsschritte und Zusammenfassungen dargestellt.

2.2 Wellenerzeugung

Zur Wellenerzeugung in Versuchsbecken kommen verschiedene Typen von Wellenerzeugern zum Einsatz. Die am weitesten verbreiteten und für diese Arbeit relevanten Wellenerzeuger sind sogenannte Flaptype-Wellenmaschinen, welche aus einer beweglichen Klappe bestehen, die in einer bestimmten Wassertiefe gelagert ist. Alternativ werden Pistontype-Wellenerzeuger eingesetzt, welche eine Verschiebung der Wellenklappe parallel zum seitlichen Tankrand ermöglichen. Diese Wellenmaschinen werden überwiegend in Flachwasserbecken eingesetzt, wenn eine Partikelbewegung bis zum Tankboden erzeugt werden soll (siehe Abbildung 2.2). Für den Tiefwasserbereich nimmt die Partikelbewegung nach Gleichung 2.14 exponentiell über die Wassertiefe ab, so dass eine Flaptype-Geometrie die entsprechend bessere Wahl ist.

Durch die Bewegung der Wellenklappe wird eine zusätzliche Randbedingung zur Lösung der Laplace-Gleichung 2.5 angesetzt. Dabei erzeugt der Klappenwinkel $\theta(t)$ eine horizontale Klappenbewegung $s(z, t)$, welche über die Wassertiefe bis zur Lagerposition $z = -h$ abnimmt. Die zeitliche Ableitung beschreibt die resultierende Partikelgeschwindigkeit in horizontaler Richtung u :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = u = \frac{\partial s(z, t)}{\partial t} \quad \text{für} \quad z = -d \quad (2.17)$$

Die Bewegung $s(z, t)$ resultiert aus der Geometrie des Wellenerzeugers, dabei beschreibt S die doppelte Klappenamplitude. Die Darstellung über die Verdopplung entsteht durch den Vergleich mit der Wellenhöhe H . Es wird die in Abbildung 2.1 eingeführte Wellenmaschine beschrieben:

$$s(z, t) = \begin{cases} \frac{1}{2}S \left(1 + \frac{z}{h}\right) \sin(\omega t + \phi) & \text{für } 0 \geq z \geq -h \\ 0 & \text{für } -h \geq z \geq -d \end{cases} \quad (2.18)$$

Es wird eine Übertragungsfunktion $RAO(\omega)$ (Response Amplitude Operator) zwischen Wellenklappenauslenkung S und resultierender Wellenhöhe H , in Abhängigkeit der Kreisfrequenz ω , definiert. Die Lösung der Differentialgleichung nach Dean und Dalrymple [2] liefert folgenden Zusammenhang:

$$RAO(\omega) = \frac{H}{S}(\omega) = \frac{4 \sinh(kd)}{kh} \cdot \frac{\cosh(k(d-h)) + kh \sinh(kd) - \cosh(kd)}{2kd + \sinh(2kd)} \quad (2.19)$$

Dabei wird zu jeder Kreisfrequenz ω die Wellenzahl k über die Dispersionsgleichung 2.12 berechnen. Da es sich um eine transzendente Gleichung handelt, kann die Lösung nur über ein numerisches Näherungsverfahren ermittelt werden. In der Tiefwassernäherung entfällt diese Problematik, dafür ergeben sich Abweichungen bei Wellenlängen außerhalb des definierten Tiefwasserbereichs. Abbildung 2.3 zeigt die jeweilige Übertragungsfunktion des in Abschnitt 3.1 beschriebenen Wellenerzeugers.

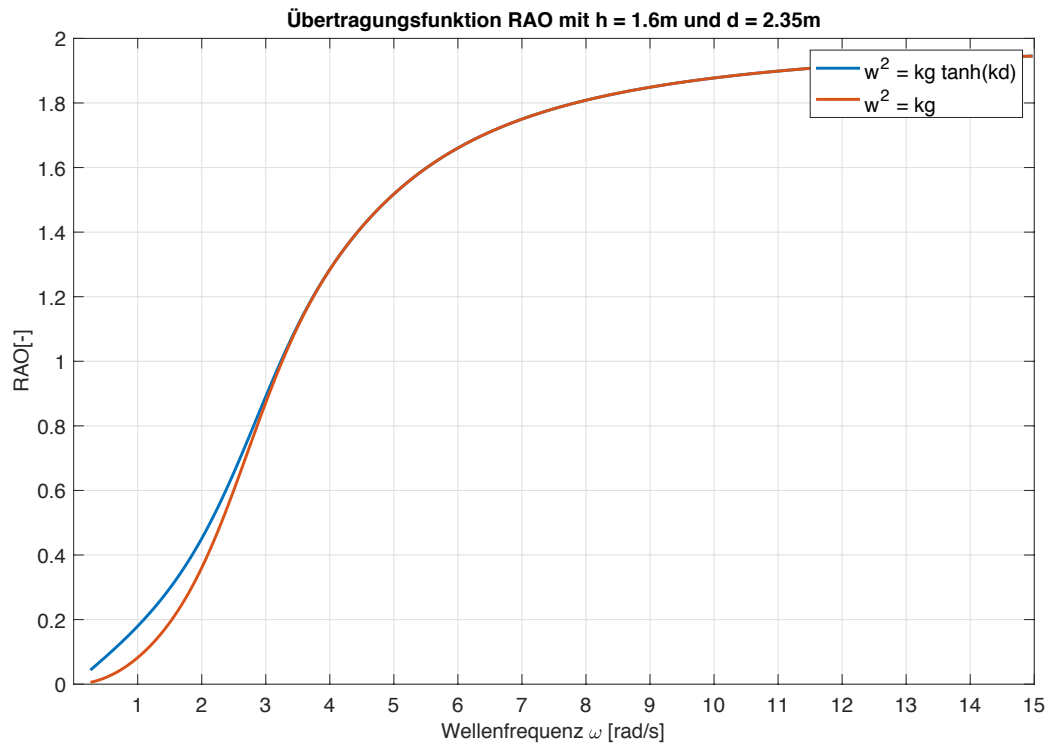


Abbildung 2.3: Übertragungsfunktion (RAO) des Wellenerzeugers mit Gelenktiefe $h = 1.6$ m und Wassertiefe $d = 2.35$ m

Die beschriebene Übertragungsfunktion ist das zentrale Werkzeug zwischen dem zu erzeugenden Wellenzug und der Regelungstechnik der Wellenmaschine. Wird zum Beispiel eine reguläre Welle mit einer Periodendauer von $T = 1$ s und einer Wellenhöhe von $H = 0.1$ m benötigt, kann über die Übertragungsfunktion die Klappenbewegung der Wellenmaschine ermittelt werden:

$$RAO(\omega = 6.283) = 1.69 \quad \text{mit} \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (2.20)$$

Es ergibt sich die benötigte Klappenauslenkung an der Wasseroberfläche S und der resultierende Amplitudenwinkel der Wellenklappe θ_a :

$$S = \frac{H}{RAO(\omega = 6.283)} = 59.172 \text{ mm} \quad (2.21)$$

$$\theta_a = \sin^{-1} \left(\frac{S}{2h} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{59.172 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} \right) = 1.060^\circ \quad (2.22)$$

Dabei ist zu beachten, dass sich zwischen der Wasserspiegelauslenkung $\xi(x = 0, t)$ und dem aktuellen Klappenwinkel $\theta(t)$ ein konstanter Phasenwinkel von $\phi_{RAO} = 90^\circ$ einstellt, da sich der höchste Wasserspiegel bei der größten Klappengeschwindigkeit einstellt. Abbildung 2.4 zeigt eine gewünschte Wasserspiegelauslenkung und die resultierende Klappentrajektorie.

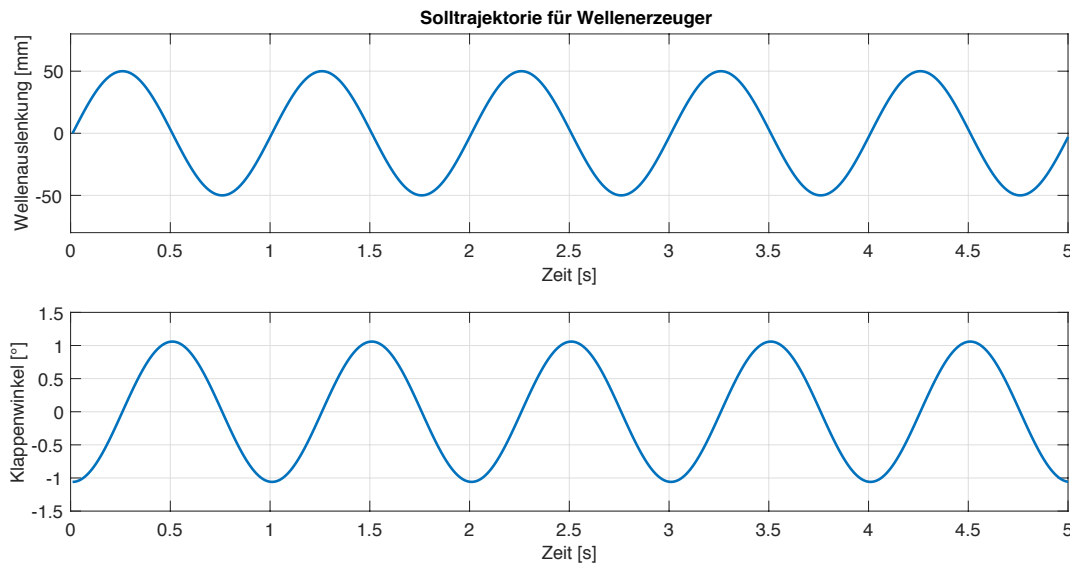


Abbildung 2.4: Anwendung der Übertragungsfunktion zur Erzeugung einer Klappentrajektorie

Für die Erzeugung von einem irregulärem Seegang, welcher am ehesten einem natürlichen Seegangsbild entspricht, werden einzelne Frequenzen überlagert. Dazu wird im Frequenzbereich ein Seegangsspektrum definiert und durch eine inverse Fourier-Transformation in ein Zeitsignal umgewandelt. Dabei wird für jede Frequenz ω der entsprechende Übertragungsfaktor aus der RAO angewendet. Ein weit verwendetes Seegangsspektrum ist das JONSWAP-Spektrum [5], das von Hasselmann et al. im Jahr 1973 veröffentlicht wurde. Die spektrale Verteilung basiert auf statistischen Messungen in der Nordsee und wird über die Vorgabe der Peak-Periodendauer T_p und der signifikanten Wellenhöhe H_s , welche das arithmetische Mittel aus dem höchsten Drittel der Wellen darstellt, erzeugt. Abbildung 2.5 zeigt ein beispielhaftes Spektrum und die resultierende Trajektorie der Wellenklappe, welche über die Anwendung der Übertragungsfunktion $RAO(\omega)$ für die einzelnen Frequenzanteile erzeugt wird. Dabei muss bei der Trajektoriengenerierung darauf geachtet werden, dass dynamische Limits der Wellenmaschine nicht überschritten werden. Ist dies der Fall, muss durch die Anwendung entsprechender Filter die Trajektorie entsprechend geglättet werden.

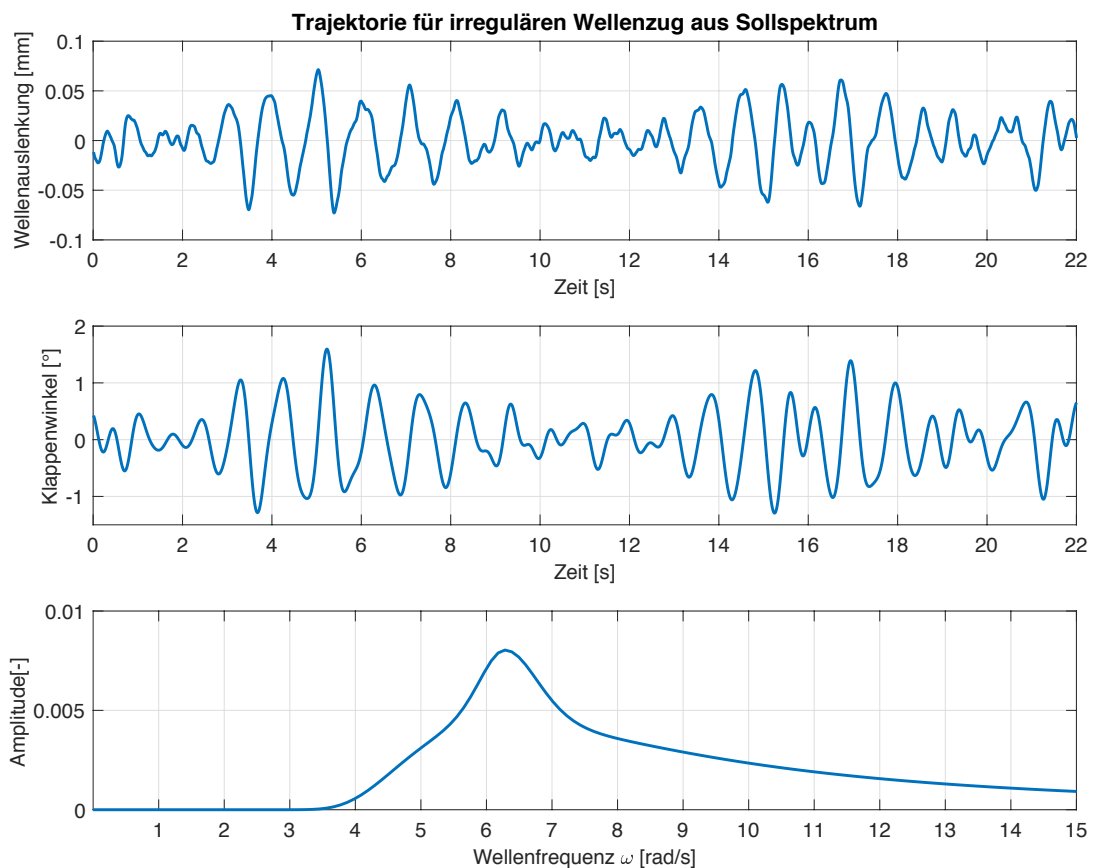


Abbildung 2.5: Erzeugung einer Klappentrajektorie über Vorgabe des JONSWAP-Spektrums mit Peak-Periodendauer $T_p = 1$ s und $H_s = 0.1$ m

2.3 Wellendämpfung

Eine große Herausforderung bei der Durchführung von Wellenversuchen in entsprechenden Versuchsanlagen, ist das Handeln von Wellenreflexionen und das Aufrechterhalten eines definierten Zustandes. Wellen haben die Eigenschaft, dass sie an festen Gegenständen reflektieren und somit unkontrolliert in das Versuchsfeld zurücklaufen. Die Reflexion entsteht, durch eine zusätzliche Randbedingung zur Lösung der Laplace-Gleichung 2.5, welche die horizontale Partikelbewegung an dem vertikalen, festen Gegenstand ausschließt. Die Wellenenergie sorgt somit für eine Überhöhung des Wasserspiegels am Reflexionsgegenstand. Diese Überhöhung erzeugt eine neue Welle, welche in gegengesetzter Richtung läuft. Wird eine Welle der Form

$$\xi(x, t) = \xi_a \cos(kx - \omega t + \phi) \quad (2.23)$$

am Ort x_R vollständig reflektiert, entsteht eine neue Welle der Form:

$$\xi_R(x, t) = \xi_a \cos(kx + \omega t - 2kx_R - \phi) \quad (2.24)$$

Durch die gedrehten Vorzeichen vor dem zeitabhängigen Term und der Phasenlage, läuft die Welle in negativer Richtung. Die Phase der reflektierten Welle ist zusätzlich abhängig vom Ort der Reflexion x_R , in Verbindung mit der Wellenzahl k bzw. der enthaltenden Wellenlänge L . Die aktuelle Auslenkung des Wasserspiegels der einlaufenden und der reflektierten Welle müssen am Ort der Reflexion stets den gleichen Wert aufweisen. Durch die Überlagerung der beiden Wellen ergibt sich eine stehende Welle $\xi_S(x, t)$, welche sich von der Reflexionsfläche ausbreitet und die doppelte Amplitude aufweist. Entsprechend der Wellenzahl k entstehen Schwingungsknoten, wobei am Reflexionsort ein Schwingungsmaximum auftritt:

$$\xi_S(x, t) = 2\xi_a \cos(k(x - x_R)) \cos(-\omega t + \phi + kx_R) \quad (2.25)$$

Abbildung 2.6 zeigt zur Veranschaulichung eine Momentaufnahme, in der sich eine stehende Welle vom Ort der Reflexion $x_R = 10$ m in negativer Koordinatenrichtung ausbreitet. Wird also eine Wellenmaschine in einem rechteckigen Becken mit glatten Wänden betrieben, reflektieren die erzeugten Wellen nahezu vollständig an der gegenüberliegenden Tankwand und laufen entsprechend zurück zum Wellenerzeuger. Auch hier findet wieder eine Reflexion statt, so dass sich das Energiepotential im Versuchsbecken immer weiter aufbaut. Definierte Zustände sind am Versuchsort somit nur möglich, bis die reflektierten Wellen diesen erreichen.

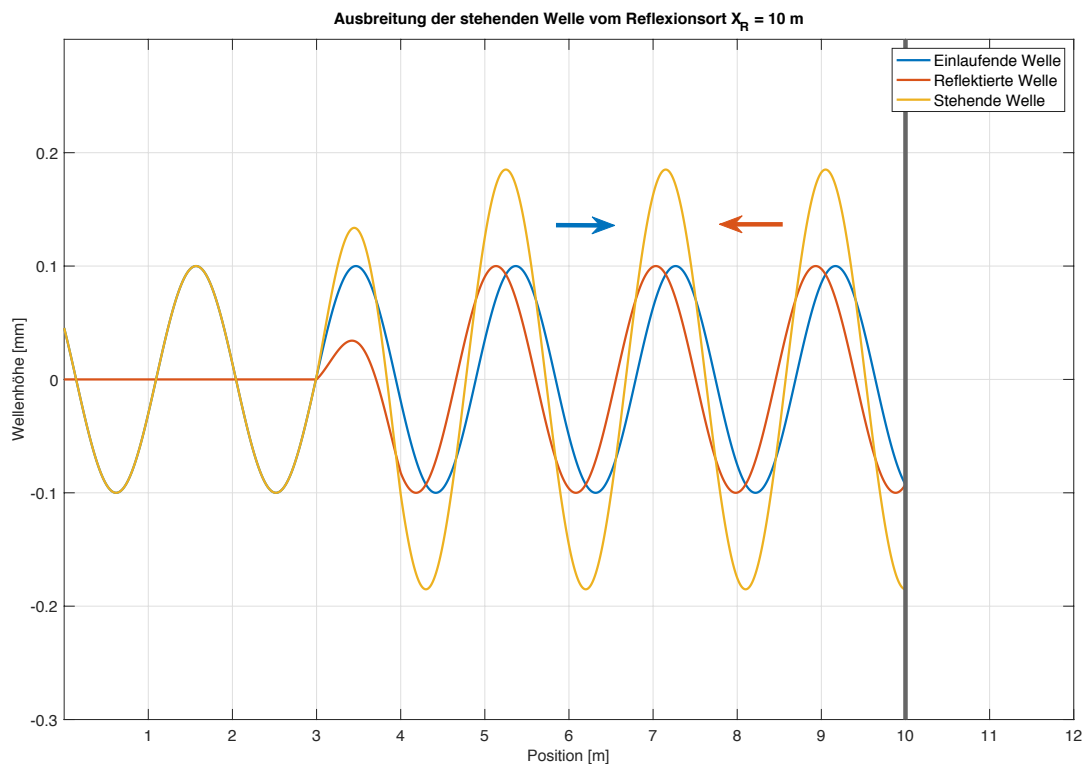


Abbildung 2.6: Ausbreitung einer stehenden Welle durch vollständige Reflexion bei $x_R = 10$ m

Um das Versuchsbecken zu beruhigen, muss eine entsprechende Wellendämpfung im Becken vorhanden sein. Je nach Qualität dieser Einrichtungen kann der definierte Zustand länger aufrechterhalten werden und es entstehen kürzere Wartezeiten zwischen den Versuchen. Dabei wird zwischen aktiven und passiven Absorbern unterschieden. Passive Absorber sind oft als sogenannte Strände ausgeführt, welche durch ihre geometrische Anordnung den Wellen Energie entziehen. Dazu wird die Welle zum Brechen bzw. die Partikelbewegung durch ein Labyrinth zur Kollision gebracht. Beide Mechanismen entziehen der Welle Energie und teilen lange Wellen in entsprechende kürzere Seegänge, welche sich wiederum deutlich schneller beruhigen lassen.

Als aktive Wellenabsorber werden Einrichtungen bezeichnet, welche über einen Aktuator und entsprechende Sensorik in der Lage sind, einlaufende Wellen zu kompensieren und damit Reflexionen zu reduzieren bzw. vollständig zu unterdrücken.

Werden zwei baugleiche Wellenmaschinen gegenüber in einem Versuchsbecken betrieben, kann die zweite Wellenmaschine die passende Bewegung ausführen, um die einlaufende Welle zu kompensieren. Dazu führt die kompensierende Wellenklappe mit der Amplitude $\theta_R(t)$ die Bewegung aus, welche die mögliche Reflexion unterdrückt. Dafür muss die

kompensierende Wellenmaschine die von ihrer Position x_R abhängige, phasenverschobene Bewegung der erzeugenden Wellenmaschine ausführen:

$$\theta_R(t) = \theta_a \cos(\omega t - \phi + kx_R) \quad \text{mit} \quad \theta(t) = \theta_a \cos(\omega t - \phi) \quad (2.26)$$

Abbildung 2.7 verdeutlicht den beschriebenen Aufbau mit der entsprechenden Notation. Bei der beschriebenen Dämpfungsfunktion handelt es sich um ein theoretisches Konstrukt, da hierfür die exakte Geschwindigkeit der erzeugten Welle bekannt sein muss, welche in der Praxis von verschiedenen Faktoren beeinflusst wird. Auch die Vereinfachungen in der linearen Wellentheorie bringen an dieser Stelle bereits Abweichungen in die notwendige Vorhersage der Klappenbewegung $\theta_R(t)$ ein. Wird nicht nur eine reguläre Welle mit einer Frequenz erzeugt, sondern ein Spektrum in Richtung des kompensierenden Wellenerzeugers geschickt, müssen die Frequenzanteile entsprechend der Dispersionsrelation aus Formel 2.12 in der Phasenverschiebung berücksichtigt werden. Dieser nichtlineare Zusammenhang mit den benannten Abweichungen von der linearen Wellentheorie, macht eine Vorhersage über eine längere Tankstrecke nahezu unmöglich.

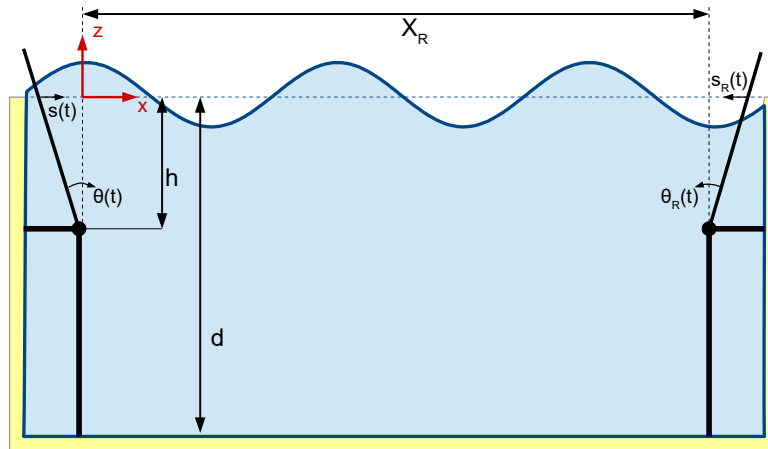


Abbildung 2.7: Notation für die Wellendämpfung über einen zweiten Wellenerzeuger

2.4 Analyse von Wellenreflexionen

Um die Funktionsfähigkeit der Wellendämpfung zu überprüfen, kann eine Reflexionsanalyse durchgeführt werden. Im Handbuch zur Wellenanalyse [3] der Aalborg University Dänemark werden verschiedene Verfahren für diese Aufgabe beschrieben, wobei zunächst die

einfachste Methode nach Goda und Suzuki[4] übernommen wird. Dabei wird zur Vereinfachung von einer regulären Welle ausgegangen. Vergleichbar zur Wellenerzeugung kann das Verfahren auch für die Überlagerung mehrerer Frequenzen angewendet werden. Nach der Definition in Abbildung 2.8 lassen sich zwei Wellenpegel $\xi_1(x_1, t)$ und $\xi_2(x_2, t)$ messen, welche sich aus der Überlagerung der anregenden Welle $\xi_I(x, t)$ und der reflektierten Welle $\xi_R(x, t)$ ergeben, die folgendermaßen beschrieben werden:

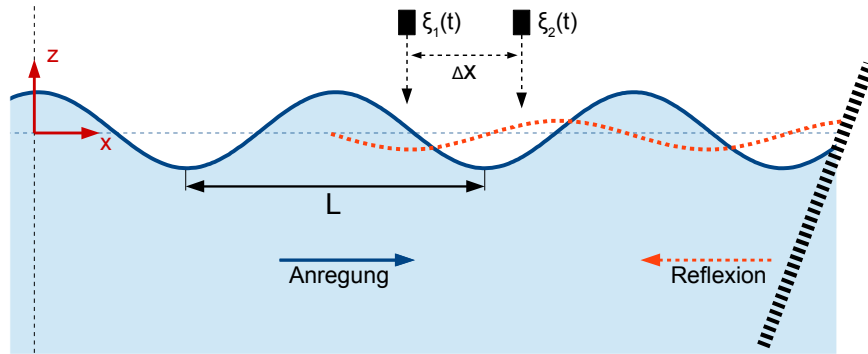


Abbildung 2.8: Notation für die Analyse von Wellenreflexionen

$$\begin{aligned}\xi_I(x, t) &= a_I \cos(kx - \omega t + \phi_I) \\ \xi_R(x, t) &= a_R \cos(kx + \omega t + \phi_R)\end{aligned}\tag{2.27}$$

Dabei ist ersichtlich, dass sich anregende und reflektierte Welle nur durch Amplitude a und Phasenwinkel ϕ unterscheiden, Wellenzahl k und Periodendauer ω sind identisch. Die Auslenkung der Wasseroberfläche wird durch zwei Wellensonden an der Stelle x_1 und x_2 gemessen, wobei sich aus der Überlagerung von anregender und reflektierter Welle ergibt:

$$\begin{aligned}\xi_1(x_1, t) &= [\xi_I + \xi_R]_{x=x_1} = a_I \cos(kx_1 - \omega t + \phi_I) + a_R \cos(kx_1 + \omega t + \phi_R) \\ \xi_2(x_2, t) &= [\xi_I + \xi_R]_{x=x_2} = a_I \cos(kx_2 - \omega t + \phi_I) + a_R \cos(kx_2 + \omega t + \phi_R)\end{aligned}\tag{2.28}$$

Durch Aufteilung in zeit- und positionsabhängige Anteile unter Anwendung des Additionstheorem

$$\cos(A) \cos(B) \pm \sin(A) \sin(B) = \cos(A \mp B)\tag{2.29}$$

ergibt sich:

$$\begin{aligned}\xi_1(x_1, t) &= A_1 \cos(\omega t) + B_1 \sin(\omega t) \\ \xi_2(x_2, t) &= A_2 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t)\end{aligned}\tag{2.30}$$

Sowie die zeitunabhängigen Faktoren

$$\begin{aligned}A_1 &= a_I \cos(kx_1 + \phi_I) + a_R \cos(kx_1 + \phi_R) \\ B_1 &= a_I \sin(kx_1 + \phi_I) - a_R \sin(kx_1 + \phi_R) \\ A_2 &= a_I \cos(kx_2 + \phi_I) + a_R \cos(kx_2 + \phi_R) \\ B_2 &= a_I \sin(kx_2 + \phi_I) - a_R \sin(kx_2 + \phi_R)\end{aligned}\tag{2.31}$$

welche durch Anwendung der Fourier-Analyse aus den gemessenden Zeitreihen ermittelt werden können. Goda und Suzuki [4] geben in ihrer Arbeit die Lösung des Gleichungssystems für die Amplituden der Wellen aus Gleichung 2.27 an:

$$\begin{aligned}a_I &= \frac{1}{2|\sin(kx_{1,2})|} \sqrt{\frac{(A_2 - A_1 \cos(kx_{1,2}) - B_1 \sin(kx_{1,2}))^2}{+ (B_2 + A_1 \sin(kx_{1,2}) - B_1 \cos(kx_{1,2}))^2}} \\ a_R &= \frac{1}{2|\sin(kx_{1,2})|} \sqrt{\frac{(A_2 - A_1 \cos(kx_{1,2}) + B_1 \sin(kx_{1,2}))^2}{+ (B_2 - A_1 \sin(kx_{1,2}) - B_1 \cos(kx_{1,2}))^2}}\end{aligned}\tag{2.32}$$

Wobei die absolute Position der Wellensonden nicht relevant ist, sondern der Abstand zwischen den Sonden $x_{1,2}$:

$$x_{1,2} = x_2 - x_1\tag{2.33}$$

Aus der Lösung 2.32 geht hervor, dass die Gleichung für $\sin(kx_{1,2}) = 0$ ungültig wird. Dem entsprechend muss, für die Vermeidung von Singularitäten, der Abstand der Wellensonden so gewählt werden, dass gilt:

$$\frac{x_{1,2}}{L} \neq \frac{n}{2} \quad \text{mit} \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots\tag{2.34}$$

Goda und Suzuki [4] haben als Ergebnis eines Kalibriervorgangs ihrer Methode einen Richtwert ermittelt, nachdem der Bereich von $\pm 0.05 \frac{x_{1,2}}{L}$ um die Singularitäten vermieden werden soll. Es ist also relevant, dass der Abstand der Wellensonden auf das zu untersuchende

Spektrum abgestimmt wird. Abbildung 2.9 zeigt eine Darstellung, welche die nicht auswertbaren Bereiche als schraffierte Fläche je nach Sondenabstand dargestellt.

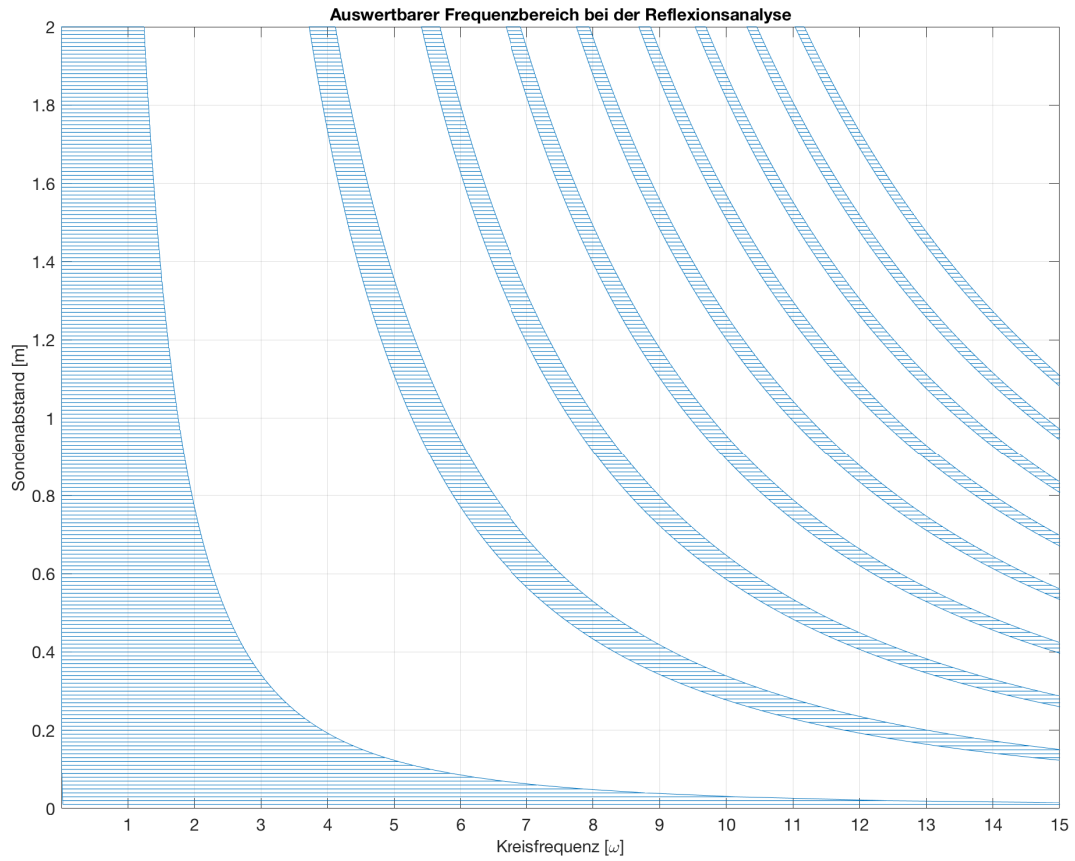


Abbildung 2.9: Auswertbarere Bereiche durch Wahl des Sondenabstands bei der Reflexionsanalyse nach Goda und Suzuki

3 Aufbau der Wellenmaschine

Die Entwicklung der Wellenmaschine in der HSVA erfolgt mit dem Ziel, die vorhandenen Versuchsanlagen möglichst flexibel mit Wellenerzeugern zu erweitern. In den folgenden Abschnitten wird schrittweise die Hardware der Wellenmaschine erläutert und auf regelungstechnisch relevante Details eingegangen.

3.1 Mechanischer Aufbau

Die Entwicklung der modularen Wellenmaschine in der HSVA stammt aus dem Wunsch, in verschiedenen Versuchsanlagen mit ein und der gleichen Technologie Wellen erzeugen zu können. Dabei wird der Fokus auf den Einsatz im großen Schlepptank gelegt, da hier die meisten kommerziellen Projekte durchgeführt werden. Aber auch der Einsatz im kleinen Schlepptank oder zum Beispiel dem Eistank soll möglich sein. Um den flexiblen Einsatz zu ermöglichen, müssen die Wellenklappen in Modulen zusammengefasst werden, so dass sie mit vorhandenen Transportmitteln gehandelt werden können. Dabei orientiert sich die grundsätzliche Geometrie an dem vorhandenen Wellenerzeuger der HSVA, um mit diesem kompatibel zu bleiben. Der neue Wellenerzeuger soll allerdings einen deutlich größeren Klappenwinkel ermöglichen und muss somit auch über eine entsprechend höhere Antriebsleistung verfügen. Abbildung 3.1 zeigt einen möglichen Aufbau mit 6 Wellenklappen, wodurch sich eine Nutzbreite von 3 Metern ergibt.

Sowohl die Wellenklappen als auch das Gestell werden aus rostfreiem Stahl in entsprechenden Schweißkonstruktionen gefertigt. In dieser Konstruktion werden Antriebsmotoren und zugehörige Elektronik direkt mit eingeplant, um ein möglichst hoch integriertes System mit wenig Bauraum zu erhalten. Dabei muss auf Wasserdichtigkeit geachtet werden, da bei der Wellenerzeugung entsprechendes Schwallwasser auf der Rückseite des Wellenerzeugers entsteht. Durch geschickt angeordnete Leitbleche wird das Herausspritzen des Wassers so weit wie möglich reduziert. Die Wellenklappe wird über einen Zahnriemen positioniert, welcher auf einem Bogen mit dem Radius $r = 1500$ mm läuft. Mit dem zugehörigen Riemenrad ergibt sich die Übersetzung des Riemenantriebs i_R :

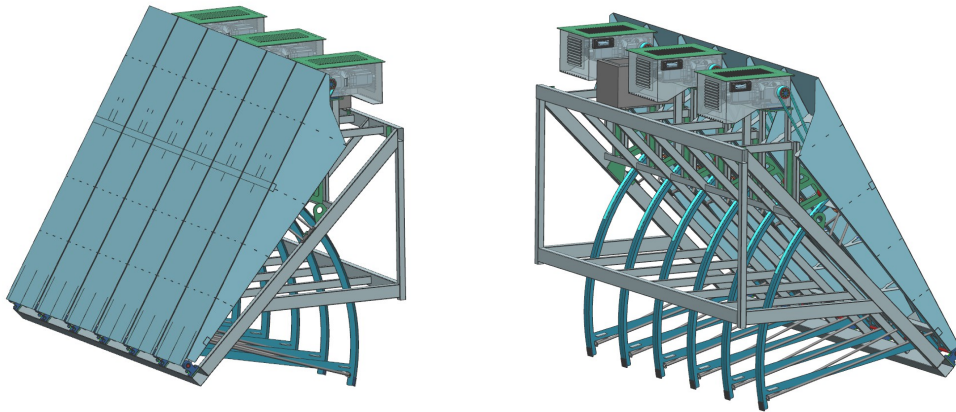


Abbildung 3.1: CAD-Modell eines Wellenerzeugermoduls mit 6 Klappen zum Einhängen in ein Versuchsbecken

$$i_R = \frac{2r}{D_R} = \frac{2 \cdot 1500 \text{ mm}}{81.49 \text{ mm}} = 36.814 \quad (3.1)$$

Der Antrieb des Wellenerzeugers erfolgt über einen konfigurierten Getriebe-Servoantrieb des Herstellers Siemens. Dabei wird eine Drehstromsynchronmaschine mit einem Kegелgetriebe gepaart und als zusammenhängende Einheit geliefert. Das verwendete Getriebe hat eine Übersetzung von $i_G = 7.00$, wodurch sich mit dem Riemenantrieb eine Gesamtübersetzung i_{ges} ergibt:

$$i_{ges} = i_R \cdot i_G = 257.700 \quad (3.2)$$

Um das Risiko bei der Entwicklung zu minimieren, wird zunächst nur eine Wellenklappe mit zugehöriger Antriebstechnik gefertigt. An dieser Einzelklappe werden alle Prozesse zur Entwicklung und Bau der Anlage erprobt. Somit ist sichergestellt, dass bei einem Fehler in der Auslegung der finanzielle Schaden begrenzt wird. An dieser Einzelklappe werden also auch alle regelungstechnischen Entwicklungen vorgenommen und entsprechende Belastungstests durchgeführt. Abbildung 3.2 zeigt die beschriebene Testanlage.

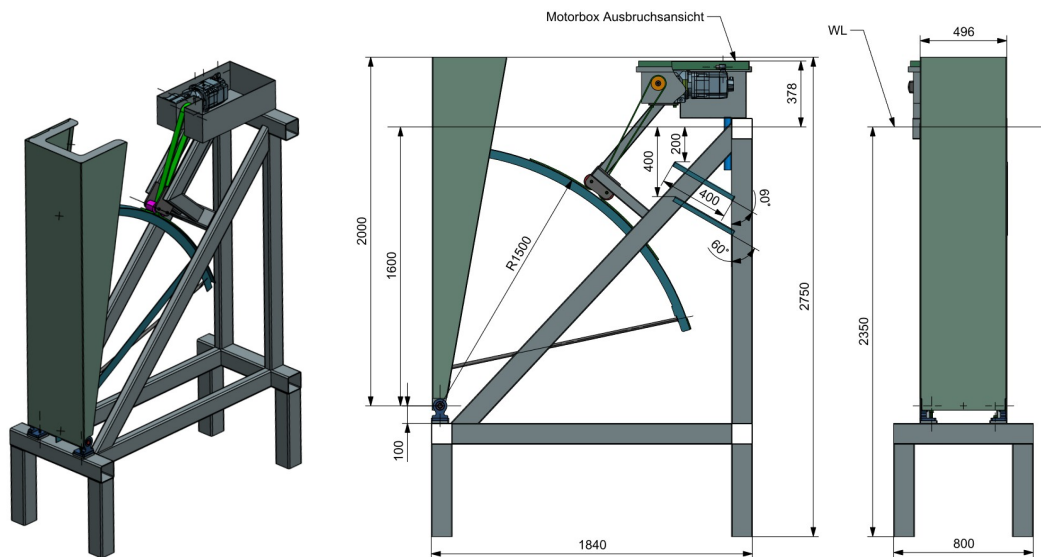


Abbildung 3.2: Zeichnung der Einzelklappen-Wellenmaschine für die Testaufstellung mit relevanten Daten

3.2 Modulares Konzept

Da der Wellenerzeuger möglichst flexibel in unterschiedlichen Versuchsanlagen eingesetzt werden soll, kommt für den Aufbau ein modulares Konzept in Frage. Da die in der HSVA bekannte und bewährte Regelungstechnik des Herstellers Siemens zum Einsatz kommen soll, sind die Kapazitäten der verfügbaren Controller ausschlaggebend für die Abgrenzung der Module. Im SINAMICS S120 Antriebssystem können max. 6 Servoachsen zu einem Antriebsverband zusammenschaltet werden. Dadurch ergibt sich eine Modullänge von 3 Metern, welche entsprechend mit jeweils 6 Klappen ausgerüstet werden. Die Steuerung der Klappen erfolgt über einen SIMATIC Drive Controller, welcher die Funktionalität einer SPS mit der Antriebsregelung kombiniert und passende Schnittstellen für die Vernetzung der Module bereitstellt. Jedes Wellenmodul hat also neben der SINAMICS S120 Antriebsregelung eine eigene SIMATIC Steuerung integriert, welche ein modulares und dezentrales Regelungskonzept möglich macht.

Um die Handhabung der Module zu vereinfachen, sollen möglichst wenig Kabelverbindungen zwischen Steuerung und Wellenerzeuger vorhanden sein, welche bei Auf- bzw. Abbau der Anlage gesteckt werden müssen. Das ausgewählte Umrichterkonzept ist ebenfalls modular aufgebaut, was eine Trennung des Antriebsverbands im Gleichstromzwischenkreis zulässt. Durch Integration der Motormodule in den Wellenerzeuger, muss nur eine Stromversorgung und eine Datenleitung zwischen Steuerung und Wellenerzeuger verlegt werden.

Durch Anwendung von Hybridleitungen, kann die Last- und Steuerspannungsversorgung in einer Leitung kombiniert werden. Die Motormodule im Wellenerzeuger müssen entsprechend wasserdicht eingebaut werden und sind daher mit einer Entwärmung über die Grundplatte ausgerüstet. Dadurch ist keine Belüftung der Module notwendig und die Verlustwärme wird über die wasserbenetzten Gehäuse abgegeben. Abbildung 3.3 verdeutlicht die beschriebene Struktur.

Für die Kommunikation zwischen den Modulen wird das ProfiNet-IRT Bussystem verwendet, welches eine taktsynchrone Kommunikation zwischen den Modulen zulässt und damit eine synchrone Ansteuerung aller Einzelklappen gewährleistet. Das Bussystem basiert auf einem Ethernet/IP-Netzwerk, wobei für die taktsynchrone Kommunikation Zeitschlitze reserviert werden, welche allen Teilnehmern bekannt und entsprechend verteilt sind. Somit ist eine kollisionsfreie Kommunikation auf dem Ethernetnetzwerk möglich und hohe Taktraten mit sehr kleinen Jittern sind gewährleistet. Das Verfahren wird zentral durch den ProfiNet-Master verwaltet, welchem die aufgebaute Netzwerktopologie bekannt sein muss. Da nur ein Teil der verfügbaren Bandbreite für die taktsynchrone Kommunikation genutzt wird, kann auf dem Netzwerk weiterer Datenverkehr stattfinden, um zum Beispiel Bedien- und Überwachungsfunktionen der einzelnen Module abzufragen. Die maximale Teilnehmeranzahl im ProfiNet-IRT sind 64 Teilnehmer, wobei notwendige zusätzliche Netzwerkkomponenten wie Switches ebenfalls als Teilnehmer zählen. Bei einer realistischen maximalen Anzahl von 60 aktiven Teilnehmern, ergibt sich ein Aufbau von 360 Klappen bzw. 180 Metern.

3.3 Antriebsregelung

Die Antriebsregelung der Wellenerzeugermodule läuft auf einem SIMATIC Drive-Controller des bekannten Herstellers Siemens. Das Gerät vereint die Funktionalitäten einer CPU der S7-1500-Baureihe und einer Control-Unit des SINAMICS-S120-Antriebssystems. Durch die Integration in einem Gerät lassen sich umfangreiche Regelungskonzepte bei gleichzeitig hoher Kompaktheit realisieren.

Die CPU ist das Kommunikationszentrum und empfängt Positionssollwerte vom Bedienrechner über das taktsynchrone ProfiNet-IRT-System. Dabei ist das Bussystem sowohl mit Bausteinen der CPU als auch mit dem Antriebsregler synchronisiert, so dass die Sollwerte an allen Antrieben absolut gleichzeitig wirken. Die Baugruppe kommuniziert überwiegend mit dem zentralen Leitreechner, kann aber auch mit den benachbarten Baugruppen vernetzt werden. Dies kann bei der Dämpfungsregelung mit mehreren Modulen in Reihe nötig werden. Der regelungstechnische Aufbau eines Moduls wird in Abbildung 3.4 verdeutlicht.

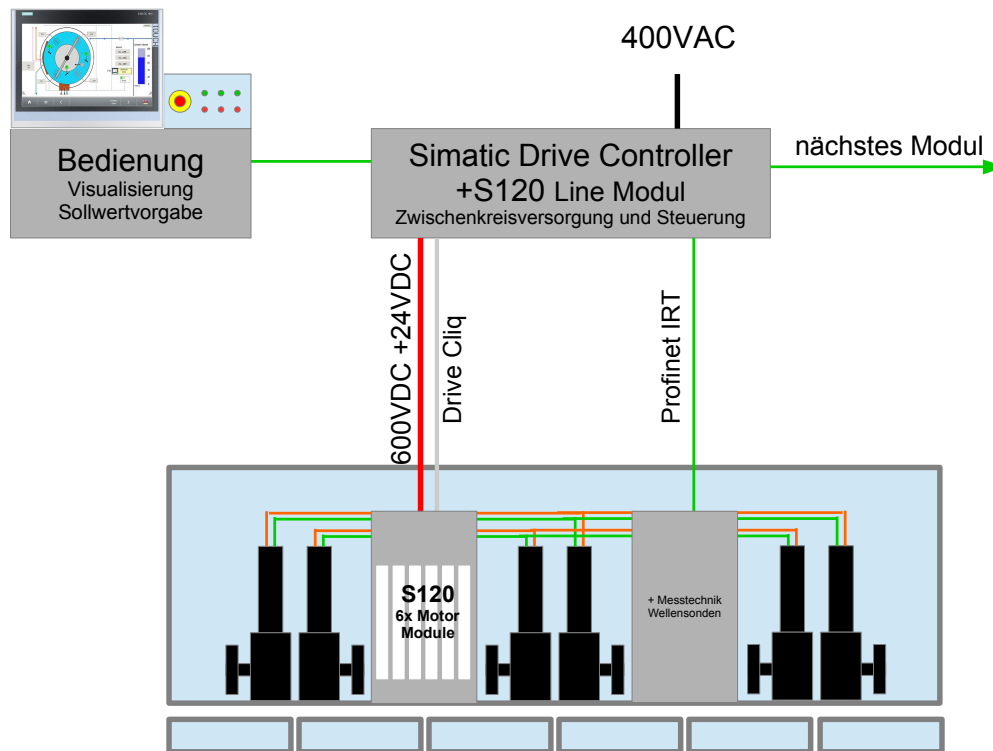


Abbildung 3.3: Prinzipskizze des modularen Aufbaus der Wellenmaschine

Die CPU verarbeitet neben den Werten vom Leitreechner zusätzlich Messwerte der Sensorik an den Wellenklappen, um einen Dämpfungsregler zu realisieren. Auch diese Messwerte werden synchronisiert eingesammelt und dem taktsynchronen Organisationsbaustein der CPU zur Verfügung gestellt. Dieser wird alle 10 ms zum Takt der Sollwertvorgabe des Leitrechners aufgerufen. Die wesentlichen Aufgaben dieses Baustein sind:

- **Sollwerte empfangen**

Um Kapazitäten auf dem taktsynchronen Bus zu sparen, werden nur Positionssollwerte als 16-Bit Integer verschickt. Die Skalierung ermöglicht die Auflösung von 0.001° , was für die Anwendung ausreichend ist. Die Werte werden in das Gleitpunktformat gewandelt und zur weiteren Verwendung zwischengespeichert.

- **Dämpfungsregler**

Auf Basis der Messwerte wird ein Dämpfungsregler entworfen, welcher ebenfalls einen Positionssollwert für die Klappenregelung ausgibt. Da in diesem Regler zeitabhängige Operationen wie Ableitungen gebildet werden, ist es relevant, dass der Baustein auch im taktsynchronen Bereich mitläuft.

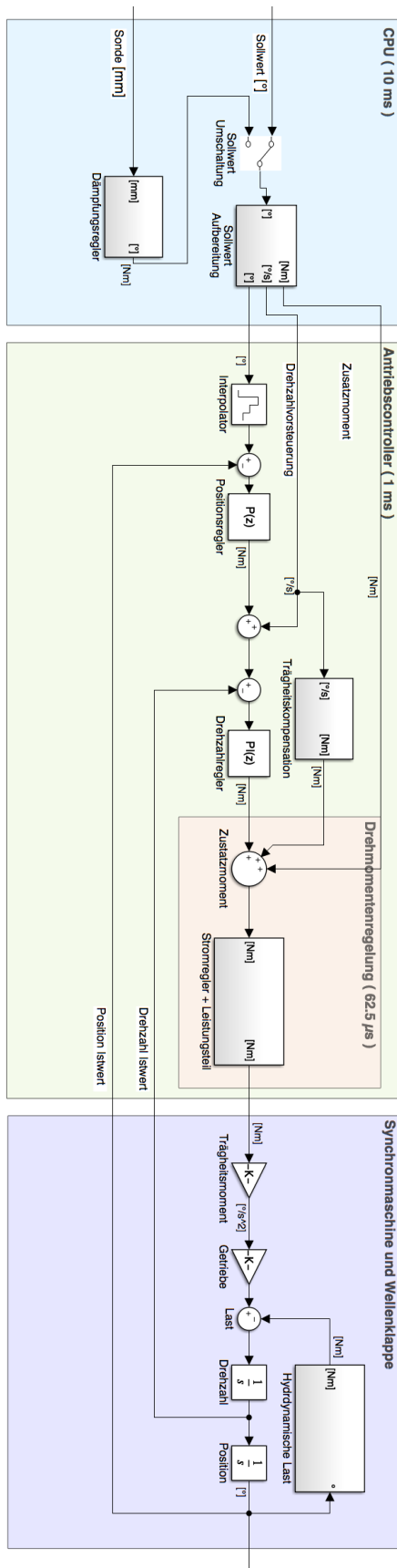


Abbildung 3.4: Simulationsmodell der Antriebsregelung mit erkennbarer Struktur des Aufbaus

- **Sollwertumschaltung**

Je nach Betriebsmodus werden Sollwerte entweder vom Leitrechner empfangen oder vom Dämpfungsregler intern generiert.

- **Sollwertaufbereitung**

Die Positionssollwerte werden über eine Rampenfunktion freigegeben bzw. gesperrt. Dadurch wird die Klappe sanft aus ihrer Ruheposition abgeholt und auf die Trajektorie aufsynchronisiert. Gleichzeitig erfolgt die numerische Ableitung des Signals, um eine Vorsteuerung der Solldrehzahl zu realisieren.

- **Drehmomentenvorgabe**

Dem Antrieb können Drehmomente als Vorsteuerung vorgegeben werden, welche direkt am Stromregler der Synchronmaschine wirksam werden. Durch die Entlastung des Drehzahlreglers kann der Schleppfehler reduziert werden. Außerdem lässt sich der Antrieb in den drehmomentengeregelten Betrieb umschalten, dann wird nur das vorgegebene Drehmoment am Antrieb erzeugt und die überlagerten Regelkreise bleiben unbeachtet.

- **Sollwertüberwachung**

Die aufbereiteten Sollwerte werden auf definierbare Dynamikgrenzen überwacht. Im Falle einer Überschreitung wird die Wellenklappe über eine Rücklauframpe eingefangen und zum Stillstand gebracht. Auch greifen Fehler im Bussystem oder im Antriebsregler an dieser Stelle ein und lösen die gleiche Reaktion aus.

- **Sollwertübergabe**

Die Sollwerte werden an die Control-Unit der Frequenzumrichter übergeben. Dies geschieht über die interne taktsynchrone Verbindung im Drive-Controller. Es wird das ProfiDrive-Telegram 105 verwendet, welches die Positionsregelung im Antriebsumrichter ermöglicht.

Die Control-Unit des SINAMICS-S120-Antriebssystems empfängt die Sollwerte von der CPU und führt alle Operationen der unterlagerten Regelstruktur aus. Zunächst sorgt die Unit für die Ansteuerung des Line-Moduls, welches aus dem 400V Drehspannungsnetz den Gleichstromzwischenkreis speist. Im Falle von überschüssiger Energie im Zwischenkreis durch generatorischen Betrieb der Antriebe, ist das Modul außerdem in der Lage, Strom in das Netz zurückzuspeisen. Über den Gleichstromzwischenkreis werden die Motormodule im Wellenerzeuger mit elektrischer Energie versorgt, die Kommunikation zwischen den SINAMICS-S120-Komponenten erfolgt über die Drive-Cliq-Schnittstelle.

Die Antriebe werden über einen kaskadierten Regler angetrieben, welcher im innersten Kreis aus einem Stromregler besteht, der das Drehmoment der Synchronmaschine einstellt.

Dazu wird der Leistungsteil des Umrichters so angesteuert, dass sich der zur Drehmomentvorgabe passende feldbildende und momentenbildende Strom einstellt. Da der angeschlossene Motor ein elektronisches Typenschild besitzt, werden die Antriebsparameter wie Wicklungswiderstand und -induktivität eingelesen und der Stromregler automatisch eingestellt. Der Stromregler arbeitet mit einer Abtastzeit von 62.5 Mikrosekunden.

Überlagert zum Stromregler läuft der Drehzahlregler mit einer Abtastzeit von 1 Millisekunde. Der Drehzahlsollwert wird über die Drehzahlvorsteuerung vorgegeben und mit der Stellgröße des Positionsreglers überlagert. Die Einstellung des Drehzahlreglers und die weitere Optimierung der Antriebsregelung erfolgt im Abschnitt 4.1.

Die Positionsregelung erfolgt in diesem Konzept auch im Antriebsregler, mit der Abtastzeit des Drehzahlreglers. Alternativ würde die Positionsregelung in der CPU durchgeführt werden, hier wäre allerdings die Abtastzeit reduziert und zusätzliche Verzögerungen durch die Datenübertragung würden die Regelqualität verschlechtern. Zwar werden die Sollwerte nur im 100 Hz-Takt vorgegeben, durch die Interpolation der Sollwerte über die Drehzahlvorsteuerung im Antriebsregler, wird dieser Nachteil ausgeglichen und der Positionsregler kann deutlich dynamischer auf Istwertabweichungen reagieren.

Details zum Aufbau der Antriebsregelung gehen aus den Funktionsplänen im Listenhandbuch [13] und dem Funktionshandbuch [12] des verwendeten Umrichtersystems hervor.

3.4 Bedienung und Sollwertvorgabe

Der Wellenerzeuger wird durch eine zentrale Bedieneinheit kontrolliert. Hierzu kommt ein SIMATIC Open-Controller zum Einsatz, welcher ein Windows-PC mit einer SPS kombiniert. Dabei läuft die Steuerung als Soft-SPS unter dem Windows-System, ist durch eine getrennte Speicherverwaltung aber auch ohne das Windows-Betriebssystem lauffähig. Hierdurch wird der sichere Betrieb der SPS gewährleistet. An den Controller können Peripheriemodule für Befehls- und Meldekomponenten angeschlossen werden. Da auch die Integration von sicherheitsgerichteten Signalen möglich ist, wird neben Tasten für Start/Stop auch eine Nothalt- und zugehörige Quittierfunktion angeschlossen. Die sicherheitsgerichteten Signale werden über das ProfiNet-System bis an den Umrichter weitergeleitet. Auf dem SIMATIC Open-Controller läuft zur Visualisierung und Bedienung der Anlage eine SIMATIC WinCC-Oberfläche, welche Daten mit der Soft-SPS austauschen und manipulieren kann.

Die Sollwertvorgabe für die Wellenerzeugung erfolgt über eine Steuerdatei, welche mit der Wellenerzeugungssoftware der HSVA erstellt wird. In dieser Software werden die Verfahren aus Abschnitt 2.2 angewendet und entsprechende Trajektorien für die Wellenklappen, mit

einer Abtastfrequenz von $T_S = 0.01$ s, erzeugt. Diese Dateien bestehen aus einem Header, aus welchem die Anzahl der angesteuerten Wellenklappen und die Laufzeit des Wellenzugs hervorgeht. Anschließend werden die Sollwerte im Binärformat in die Datei geschrieben. Durch die Headerinformationen lässt sich der resultierende Datenstream eindeutig zuordnen. Dabei werden die Klappensollwerte im 4-Byte-Gleitpunktformat übergeben.

Um die Sollwerte in das taktsynchrone Bussystem zu übergeben, müssen diese zunächst aus der Sollwertdatei ausgelesen werden. Siemens bietet für die Soft-SPS das OpenDataKit(kurz: ODK) an, mit welchem Windows-Funktionen in C/C++ erstellt werden können. Diese Funktionen werden durch das ODK übersetzt und daraus Bausteine für die SPS erzeugt. Diese Bausteine werden in die Steuerung importiert und in das Anwenderprogramm eingebunden. Es wird eine Funktion zum Laden der Datei erstellt, welche den Header ausliest und dem Anwender die enthaltenen Informationen auf der WinCC-Oberfläche anzeigt. Über eine zweite Funktion können Sollwertblöcke aus der Datei ausgelesen und in einen Datenbaustein der SPS geschrieben werden. Über die Vorgabe des Startsample, wird über die Headerinformationen automatisch die entsprechende Adresse in der Datei berechnet und der richtige Datenbereich zurückgegeben.

Um eine konsistente Datenübergabe zwischen Bussystem und Sollwertdatei zu erreichen, wird ein Shared-Buffer-Verfahren angewendet. Dabei wird mit zwei identischen Dateibausteinen gearbeitet, wo immer einer im zyklischen Betrieb abgearbeitet wird während der zweite über das ODK-Kit mit den nächsten Sollwerten beschrieben wird. Die Verwaltung der Ressourcen und die Umschaltung der Bausteine erfolgt über das taktsynchrone Programm der SPS, da dies die höchste Priorität in der Organisation der CPU hat. Abbildung 3.5 verdeutlicht das beschriebene Verfahren.

Um eine Analyse der durchgeführten Versuche zu ermöglichen, werden im gleichen Verfahren Istwertdateien geschrieben. Die über das Bussystem einlaufenden Istwerte werden in Blöcken zusammengefasst und in ein Logfile geschrieben, welches wiederum mit der Wellenerzeugungssoftware der HSVA gelesen werden kann. Die Dateien enthalten Soll- und Istwinkel der Wellenklappen sowie das Motordrehmoment und die Sensorwerte aus Abschnitt 3.5.

3.5 Sensorik

Die Wellenmaschine wird mit Sensoren ausgestattet, welche den aktuellen Wasserstand und somit die Wellenbildung erfassen sollen. Dieser Messwert ist Basis für die Wellenkompensation und entsprechende Regelkreise. Es kommt eine Wellensonde zum Einsatz, welche über ein resistives Verfahren die Eintauchtiefe von zwei Edelstahlstäben erfassen kann. Dieses Messsystem ist in der HSVA als Standardmesssystem vorhanden und wird für

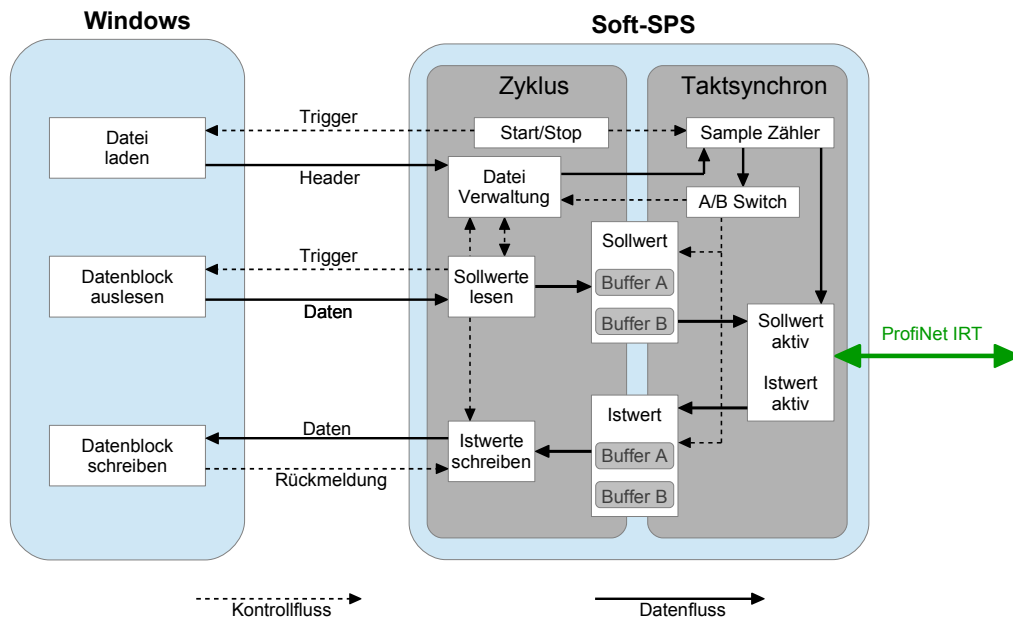


Abbildung 3.5: Prinzip des Shared-Buffers zur Sollwertvorgabe und Istwertspeicherung im Versuchsbetrieb

die Entwicklung zunächst übernommen. Als zweites Messglied wird ein Drucksensor auf der Wellenklappe installiert, welcher als Pegelmesssonde ausgeführt ist und den Differenzdruck zur Umgebung messen kann. Da sich die Messzelle unter Wasser befindet, läuft der notwendige Druckausgleich durch das Anschlusskabel, welches hierfür eine Entlüftungsleitung eingearbeitet hat.

Der Drucksensor ermittelt den aktuellen Druck an seiner Einbauposition, welcher sich aus dem statischen Druck der Wassersäule und dem dynamischen Druckfeld der Wellen zusammensetzt. Dabei ist der dynamische Druck an das Geschwindigkeitspotential gekoppelt, welches nach Gleichung 2.14 exponential über die Wassertiefe abnimmt und von der Wellenlänge abhängig ist. Dies bedeutet, dass ein Sensor mit seiner Einbautiefe nur Wellen bis zu einer minimalen Wellenlänge überhaupt erfassen kann und auch dieser Messwert von der Wellenlänge abhängig ist. Das aktuelle Wellenbild kann nicht direkt aus dem Messwert abgelesen werden. Dadurch eignet sich die Druckmessung in der ausgeführten Art nur für die Belastungsschätzung bei langwelligen Seegängen.

Die beschriebene Stabsonde erfasst den aktuellen Wasserstand vor der Wellenklappe, in dem der elektrische Widerstand zwischen den Edelstahlstäben ermittelt wird. Die Stäbe unterliegen galvanischen Effekten, wodurch sich der Messwert mit der Zeit verändert. Daneben wirken sich auch Umgebungsbedingungen, wie Wassertemperatur, Salzgehalt, etc. auf das Messergebnis aus. Um die Umgebungseinflüsse zu verbessern, ist die metallische Wellenklappe elektrisch isolierend über Kunststoffgleitlager aufgehängt.

Um eine aktuelle Kalibrierung zu erhalten, wird die Sonde über einen automatischen Vorgang eingemessen. Der Spannungswert aus dem Messverstärker wird einmal in Nullstellung der Klappe und einmal in maximaler Auslenkung gemessen. Durch die beiden Messpunkte wird eine Geradengleichung gebildet, welche den Messwert skaliert. Die Eintauchtiefe λ_k ergibt sich über den geometrischen Zusammenhang mit dem Klappenwinkel θ und der Schaniertiefe h :

$$\lambda_k = \left(\frac{1}{\cos(\theta)} - 1 \right) \cdot h \quad (3.3)$$

Damit die Klappenbewegung nicht im Messwert auftaucht, muss dieser entsprechend über λ_k korrigiert werden. Abbildung 3.6 zeigt die Messkurve bei einer sehr langsamen Klappen auslenkung im Ruhewasserspiegel. Dabei kann die Korrektur noch experimentell verbessert werden, so dass die Klappenbewegung nur noch minimal im Messsignal auftaucht. Die Abweichung vom idealen geometrischen Zusammenhang, kann durch den minimalen horizontalen Versatz der Sonde zum Klappenscharnier erklärt werden, welcher nicht berücksichtigt ist.

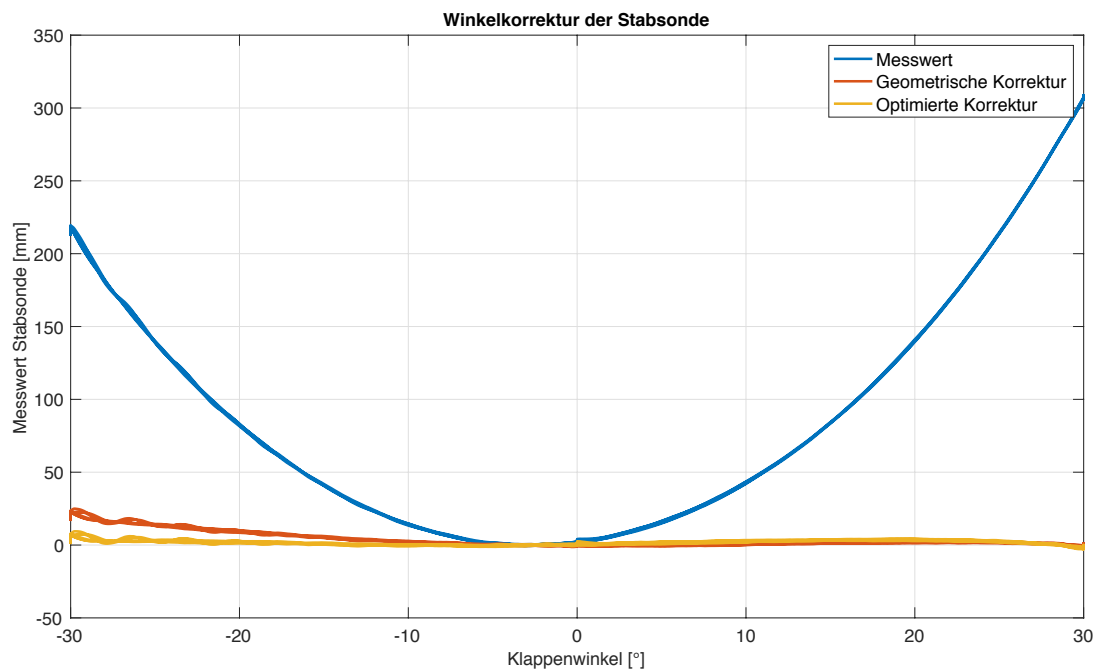


Abbildung 3.6: Korrektur der Stabsonde zur Wellenmessung über den Klappenwinkel

4 Konzeptionierung

Auf Basis der bereits beschriebenen Grundlagen in Kapitel 2, werden im folgenden Teil regelungstechnische Bausteine erarbeitet. Diese Funktionen werden in dem darauf folgenden Kapitel 5 getestet und bewertet. Neben der Reglerauslegung wird der Fokus auf eine Vorsteuerung zur Verminderung des Schleppfehlers gelegt, damit die Wellenklappe auch bei dynamischer Belastung eine gute Trajektorienfolge aufweist. Anschließend werden für die Wellendämpfung zwei verschiedene Konzepte vorgestellt.

4.1 Reglerauslegung

Die im Abschnitt 3.3 beschriebene Regelstruktur benötigt eine Parametervorgabe für Drehzahl- und Positionsregler, welche auf Basis der Regeln von Schröder, aus seinem Werk über die Regelung von elektrischen Antrieben [10], durchgeführt wird. Die Berechnungen werden auf Basis der Gleichstrommaschine durchgeführt, da diese sich in den übergeordneten Regelkreisen der Synchronmaschine ähnelt.

Das Trägheitsmoment des Antriebs mit gekoppelter Wellenklappe wirkt dem erzeugten Motormoment entgegen und beeinflusst somit die Dynamik des Antriebs. Das Trägheitsmoment des Getriebemotors $J_M = 25.3 \text{ kgcm}^2$ ist aus dem Datenblatt [11] zu entnehmen. Die Wellenklappe ist vollständig in CAD konstruiert und kann, durch Vorgabe von Materialeigenschaften und Rotationsachsen, auf Trägheitseigenschaften untersucht werden. Es ergibt sich ein Trägheitsmoment der Wellenklappe von $J_W = 192.8 \text{ kgm}^2$. Das Gesamtträgheitsmoment am Motor J_{ges} ergibt durch das Übersetzungsverhältnis i_{ges} aus Abschnitt 3.1:

$$J_{ges} = J_M + \frac{J_W}{i_{ges}^2} = 54.33 \text{ kgcm}^2 \quad (4.1)$$

Um das Zeitverhalten des Stromregelkreises zu erfassen, wird an dem angeschlossenen Antrieb ein Drehmomentensprung aufgebracht und das erzeugte Moment mit dem integrierten Trace-Tool aufgezeichnet. Dabei wird der Antrieb blockiert, um eine Rückwirkung durch die induzierte Spannung des drehenden Läufers auszuschließen. Abbildung 4.1 zeigt

die beschriebene Aufnahme. Es wird ein PT-1-Glied mit einer Ersatzzeitkonstante von $T_{ers} = 1.8 \text{ ms}$ angenähert.

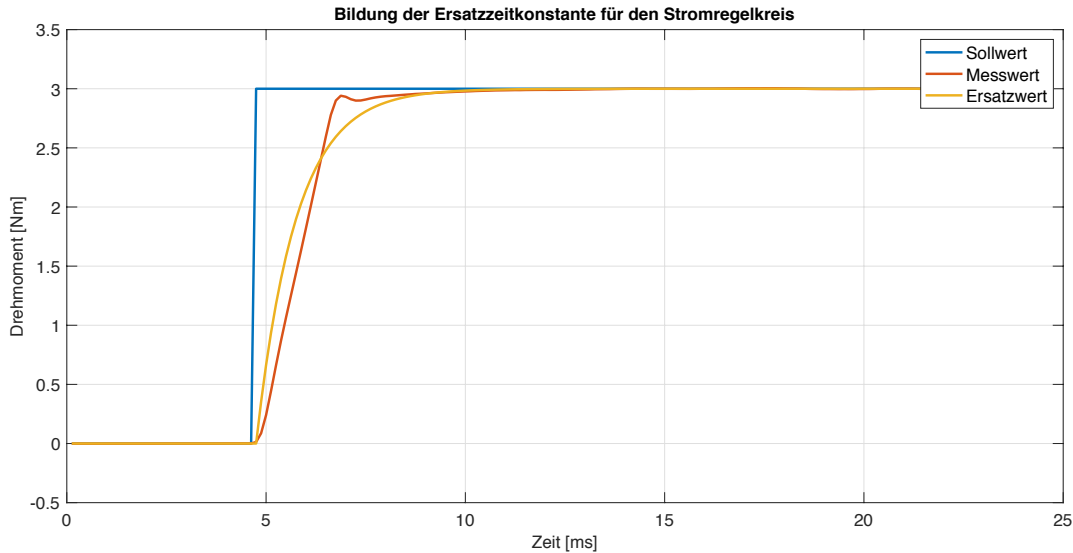


Abbildung 4.1: Sprungantwort des Drehmomentenreglers mit Bildung der Ersatzzeitkonstante

Es ergibt sich die vereinfachte Regelstrecke in Form eines IT-1-Glieds aus Ersatzzeitkonstante und Trägheitsmoment:

$$G_{s,n}(s) = \frac{1}{T_{ers}s + 1} \cdot \frac{1}{J_{ges}} \cdot \frac{1}{s} \quad (4.2)$$

Der Drehzahlregelkreis wird durch einen PI-Regler geschlossen. Nachstellzeit $T_{n,n}$ und Reglerverstärkung $K_{P,n}$ ergeben sich über das symmetrische Optimum nach Schröder Kapitel 7.1.2:

$$T_{n,n} = 4 \cdot T_{ers} = 7.2 \text{ ms} \quad (4.3)$$

$$K_{P,n} = \frac{J_{ges}}{2 \cdot T_{ers}} = 1.509 \text{ Nm s} \quad (4.4)$$

Da die Synchronmaschine auch über ihrer Nennzahl und damit im Feldschwächbereich betrieben werden kann, bietet die Antriebsregelung eine drehzahlabhängige Adaption der Parameter des Drehzahlreglers. Da die Motorkennlinie dem Umrichter über das elektronische Typenschild bekannt ist, wird die Adaption automatisch eingestellt.

Der Verstärkungsfaktor des Positionsreglers K_P wird bei der Inbetriebnahme der Testklappe in Abschnitt 5.2 experimentell eingestellt.

4.2 Vorsteuerung

Die Reglerstruktur aus Abbildung 3.4 lässt mehrere Möglichkeiten zur Vorsteuerung zu, wodurch die Dynamik der Regelkreise verbessert wird und sich damit der Schleppfehler zwischen Soll- und Istwinkel der Wellenklappe reduziert.

Die benötigte Drehzahl $\dot{\theta}_{Soll}[n]$ des Antriebs zur Trajektorienfolge kann aus den Positionssollwerten durch Ableitung ermittelt werden. Da die CPU im Wellenerzeugermodul die Positionssollwerte $\theta_{Soll}[n]$ takt synchron empfängt, kann die Ableitung nur über den vorherigen Wert $\theta_{Soll}[n-1]$ berechnet werden:

$$\dot{\theta}_{Soll} = \frac{\theta_{Soll}[n-1] - \theta_{Soll}[n]}{T_S} \quad (4.5)$$

Der Drehzahlsollwert ist also über die Abtastzeit T_S verzögert. Damit die Vorsteuerung ihre volle Wirkung entfalten kann, wird im Antriebsgerät eine Vorsteuersymmetrierung durchgeführt. Dafür wird der Positionssollwert verzögert auf den Positionsregler gegeben. Dadurch wirkt die Drehzahlvorsteuerung bevor der Positionsregler greift.

Der Antriebscontroller bietet die Option, das Trägheitsmoment direkt im Umrichter und somit über den schnelleren Regeltakt zu kompensieren. Dazu wird aus der Vorsteuere Drehzahl der Beschleunigungswert ermittelt und dieser über das eingetragene Trägheitsmoment auf den Drehmomentenregler geschaltet. Auch hier findet, vergleichbar zur Drehzahlvorsteuerung, eine Symmetrierung statt. Da durch die Klappenbewegung eine Wassermasse an die Wellenklappe gekoppelt ist, erhöht sich das Trägheitsmoment im Wasser. Um dies kompensieren zu können, wird das Trägheitsmoment über das Telegramm aus dem Anwenderprogramm vorgegeben.

Da durch die Wellenerzeugung hydrodynamische Lasten auf der Wellenklappe entstehen, ist es zweckmäßig diese Last ebenfalls als Drehmomentvorsteuerung auf den Antrieb zu schalten und den Regelfehler damit weiter zu minimieren. In einem Artikel von Spinnenken und Swan [14] über die Wellengenerierung mit Force-Feedback-Theorie, findet sich eine detaillierte Aufschlüsselung über die hydrodynamischen Lasten auf Wellenerzeugern. Allerdings werden dort Wellenerzeuger mit trockener Rückseite eingesetzt, so dass die Belastung eindeutig, über das Geschwindigkeitspotential vor der Wellenklappe, hergeleitet werden kann. Die Theorie lässt sich also nicht direkt anwenden, da bei den Wellenerzeugern dieser Arbeit auch Wasser hinter den Wellenklappen steht und dort für zusätzliche,

sehr schwer vorhersehbare Belastungen sorgt. Aus dem Artikel geht hervor, dass sich das hydrodynamische Drehmoment auf der Wellenklappe M_Φ über das Integral der Klappenfläche mit dem Hebelarm $h + z$ ergibt:

$$M_\Phi = \int_{-h}^0 \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} (h + z) dz \quad (4.6)$$

Dabei geht aus der Wellenerzeugertheorie in Abschnitt 2.2 hervor, dass die Änderung des Geschwindigkeitspotentials über die Klappenwinkelgeschwindigkeit induziert wird. Daher ist es sinnvoll, eine drehzahlabhängige Momentenvorsteuerung vorzusehen. Da die absolute Berechnung der hydrodynamischen Lasten nach Spinneken und Swan sehr komplex ist und auch nur die Vorderseite der Wellenklappe berücksichtigt wird, findet auch hier ein experimentelles Tuning in Abschnitt 5.2 Anwendung.

Der Antriebsumrichter bietet die Möglichkeit, zwei Quellen für ein Zusatzmoment anzugeben, wobei eine davon mit einer zusätzlichen Skalierung versehen ist. Dies ermöglicht die drehzahlabhängige Vorsteuerung im schnellen Reglertakt, ohne zusätzliche Zeitverzögerung durch die Datenübertragung. Es wird die aktive Vorsteuerdrehzahl als Zusatzmoment verschaltet und die Skalierung über das Antriebstelegramm eingestellt. Der zweite Vorsteuerungskanal wird direkt mit dem Telegramm verschaltet und bietet so eine Beeinflussung durch das Anwenderprogramm auf der CPU. Abbildung 4.2 zeigt die beschriebene Verschaltung.

Es ergeben sich also folgende Möglichkeiten zur experimentellen Einstellung der Drehmomentenvorsteuerung:

- Direkte Vorgabe des Zusatzmomentes aus dem Anwenderprogramm über das takt-synchrone Telegramm zwischen Antriebscontroller und CPU
- Beeinflussung des eingetragenen Trägheitsmoments und somit eine beschleunigungsabhängige Vorsteuerung
- Skalierung des aufgeschalteten Drehzahlsignals und somit eine drehzahlabhängige Vorsteuerung

4.3 Feedback-Regler zur Wellendämpfung

Um einlaufende Wellen zu dämpfen und damit die Reflexionen zu unterdrücken, kommt ein Regler zum Einsatz, der den Messwert der Wellensonde auf der Klappe verarbeitet. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, die Klappenbewegung über den Wasserspiegel an der

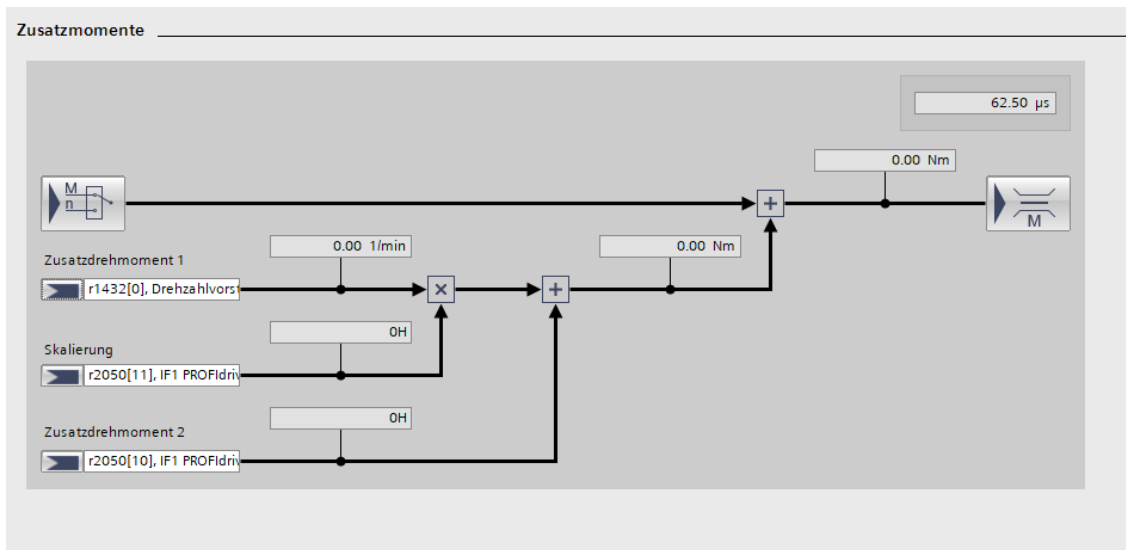


Abbildung 4.2: Aufschaltung der Zusatzmomente im Antriebscontroller der Wellenklappe

Klappe selber, zu generieren. Besser wäre es, das Wellengeschehen etwas vor der Wellenklappe zu erfassen, um neben der zeitlichen Ausbreitung auch das räumliche Format der Welle zu erfassen. Dies ist aber für die spätere Anwendung nicht praktikabel und wird daher auch nicht weiter verfolgt. Dies liegt daran, dass vor den Wellenmaschinen Versuche mit schwimmenden Objekten durchgeführt werden und somit eine herausragende Konstruktion der Wellensonden störend wäre. Außerdem können Wellen gleichzeitig aus verschiedenen Richtungen einlaufen, so dass die Klassifizierung und Vorhersage in Echtzeit sehr schwierig ist. Durch die Wellensonde auf dem Wellenblatt entfällt die räumliche Darstellung, dafür wird der Wasserspiegel direkt am Aktor erfasst.

Um das Signal der Wellensonde aufzubereiten, werden neben der Kalibrierung und Kompensation aus Abschnitt 3.5 digitale Filter verwendet, um das Signal von Gleichanteilen und höherfrequenten Störungen zu befreien. Es kommt eine komplementäre Verschaltung aus Hochpass(HP) und Tiefpass(LP) zum Einsatz, so dass ein Bandpass mit parametrierbaren Zeitkonstanten T_{LP} und T_{HP} entsteht. Der Tiefpassfilter ergibt sich über die Nachbildung eines PT1-Gliedes, der Hochpassfilter über ein DT1-Glied. Aus den Übertragungsfunktionen

$$G_{LP}(s) = \frac{1}{T_{LP} s + 1} \quad (4.7)$$

$$G_{HP}(s) = \frac{T_{HP} s}{T_{HP} s + 1} \quad (4.8)$$

ergeben sich durch Transformation in den Zeitbereich und Umformung zur Differenzgleichung die Rechenvorschriften, welche direkt in der CPU programmiert werden können:

$$\text{Tiefpass: } y[n] = u[n] + \frac{\frac{T_{LP}}{T_S} y[n-1]}{1 + \frac{T_{LP}}{T_S}} \quad (4.9)$$

$$\text{Hochpass: } y[n] = \frac{u[n] - u[n-1] + y[n-1]}{1 + \frac{T_S}{T_{HP}}} \quad (4.10)$$

Dabei beschreibt T_S die Abtastzeit der Berechnungen, welche durch den takt synchronen Betrieb der Bausteine auf $T_S = 10$ ms festgelegt ist und durch die Priorisierung der Tasks auch konsequent eingehalten wird.

Es kommt ein PD-Regler zum Einsatz, welcher aus dem Messwert der Wellensonde eine Klappenwinkelgeschwindigkeit erzeugt. Diese ergibt über einen Integrator die Position der Wellenklappe, die wiederum als Sollwert auf den Antriebsregler verschaltet wird. Zusätzlich werden Begrenzungen für die maximale Position und die maximale Geschwindigkeit der Wellenklappe im Dämpfungsmodus vorgegeben. Um ein schlagartiges Blockieren der Wellenklappe an der Maximalposition zu verhindern, wird eine dynamische Geschwindigkeitsbegrenzung über den Restweg θ_{Rest} vorgesehen. Über die Vorgabe einer Bremsbeschleunigung $\ddot{\theta}_{max}$ ergibt die maximal zulässige Geschwindigkeit $\dot{\theta}_{max}$:

$$\dot{\theta}_{max} = \sqrt{2 \ddot{\theta}_{max} \theta_{Rest}} \quad (4.11)$$

Die Begrenzung wird separat für den positiven und den negativen Restweg ausgewertet, wobei darauf geachtet werden muss, dass kein negativer Restweg berechnet wird und die Bildung der Quadratwurzel versagt.

Obwohl der Hochpassfilter die Gleichanteile und somit auch eine Drift auf dem Messwert eliminiert, muss ein zusätzlicher Nullstellungsregler vorgesehen werden. Die Abweichung kann durch Einschwingvorgänge, Begrenzungen und Integrationsfehler verursacht sein und wird durch eine proportionale Rückführung der Klappenposition kompensiert. Durch einen zusätzlichen Tiefpassfilter wird die Dynamik des Rückstellungsreglers eingegrenzt, so dass die Führung durch den Sondenmesswert erhalten bleibt. Abbildung 4.3 zeigt ein Modell des beschriebenen Reglers zur Wellendämpfung, welches in MATLAB/SIMULINK erstellt ist und die Wirkung der einzelnen Parameter simulativ verdeutlichen kann.

Für die Einstellung des Dämpfungsreglers werden zwei Ansätze verfolgt:

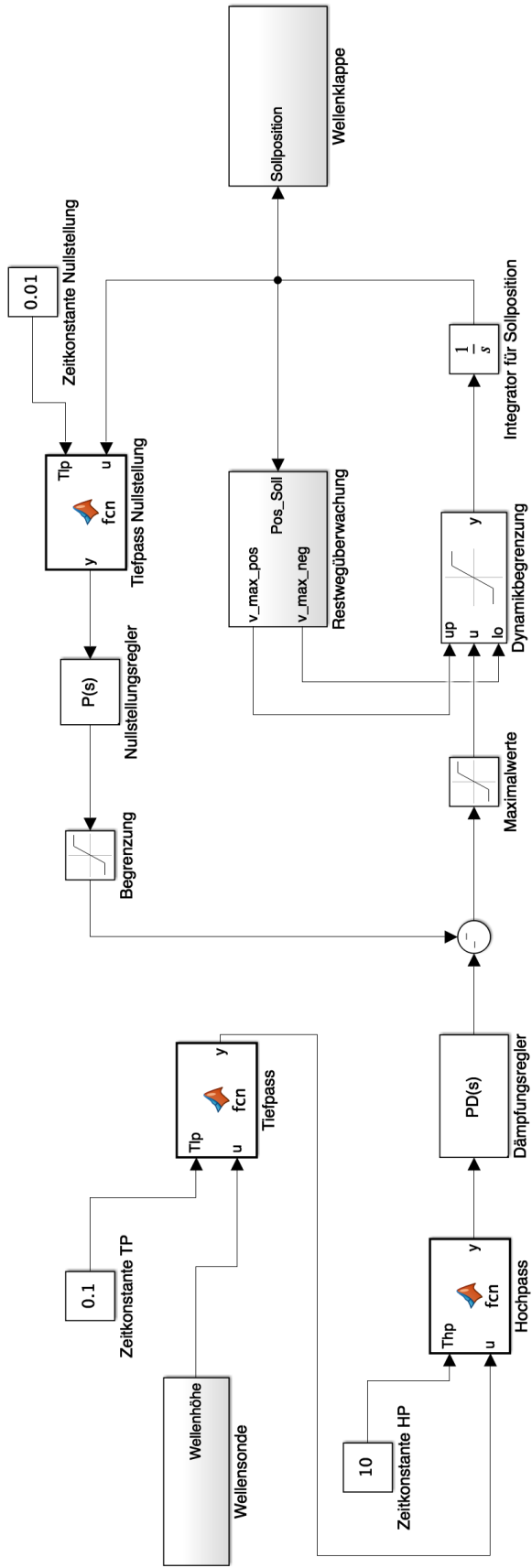


Abbildung 4.3: Aufbau des Dämpfungsreglers in Feedbackstruktur

1. PD-Tuning

Experimentelle Einstellung des PD-Reglers durch die Anregung mit definierten Wellen im Versuchsbecken und dadurch Finden einer geeigneten Einstellung für den gesamten Anwendungsbereich.

2. RAO-Tuning

Anwenden der Wellenerzeugertheorie und die frequenzabhängige Einstellung des Reglers über die Übertragungsfunktion $RAO(\omega)$ der Wellenklappe.

Bei dem ersten Ansatz wird direkt das Regelziel verfolgt, den Wasserspiegel vor der Wellenklappe auf Null zu halten. Dabei erzeugt eine hohe Wellenauslenkung eine entsprechend hohe Winkelgeschwindigkeit und eine schnelle Veränderung des Wasserspiegels eine zusätzliche Erhöhung der Stellgröße. Durch die Vorhaltzeit T_V des Reglers kann eine Phasenverschiebung zwischen Regelfehler und Stellgröße eingestellt und somit auch ein Phasenverzug kompensiert werden. Dieser entsteht durch den Tiefpassfilter und kann durch zusätzliche Totzeiten in der Datenverarbeitung verstärkt werden.

Grundsätzlich ist denkbar, dass das Halten des Wasserspiegels auf Null einen Schwingungsknoten erzeugt, der die stehende Welle im Becken hält, ohne dass diese durch die Wellenonde erfasst wird. Dem widerspricht die Tatsache, dass die stehende Welle nach Abschnitt 2.3 durch Reflexion erzeugt wird und diese nur durch eine Überhöhung des Wasserspiegels stattfindet. Im Vergleich zu einer gespannten Saite mit festen Ende, ist eine Reflexion von Schwerewellen im Wasser nicht durch einen Knoten am Reflexionsort möglich. Außerdem ändert die Wellenklappe durch die Dämpfungsbewegung ihre horizontale Position, so dass ein entstehender Schwingungsknoten nicht stationär wäre.

Aus Abschnitt 2.3 geht hervor, dass zur Unterdrückung der Reflexion, die gegenphasige Welle zur theoretisch reflektierten Welle erzeugt werden muss. Anders gesagt, kann ein im richtigen Phasenwinkel mitlaufender Wellenerzeuger, die Reflexion vollständig unterdrücken. Da die Wellenblattauslenkung zur erzeugten Welle einen konstanten Phasenwinkel von $\phi_{RAO} = 90^\circ$ hat, ergibt sich, dass die Dämpfungsbewegung ihre maximale negative Winkelgeschwindigkeit beim höchsten Wasserstand vor der Wellenklappe hat.

Aus der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Übertragungsfunktion $RAO(\omega)$, ergibt sich ein frequenzabhängiger Zusammenhang zwischen Klappenauslenkung an der Wasseroberfläche und der erzeugten Wellenhöhe. Um den Dämpfungsregler zu tunen, wird der Zusammenhang zwischen Wasserspiegelauslenkung und Winkelgeschwindigkeit der Wellenklappe gesucht. Da die Übertragungsfunktion für harmonische Signale bestimmt ist, kann die Ableitung durch das normieren mit der Kreisfrequenz ω berechnet werden:

$$RAO_N(\omega) = \frac{RAO(\omega)}{\omega} \quad (4.12)$$

Die normierte Übertragungsfunktion $RAO_N(\omega)$ beschreibt den gesuchten Zusammenhang zwischen Wellenhöhe H und der Klappengeschwindigkeit im Nulldurchgang \dot{S}_{max} . Über den geometrischen Zusammenhang lässt sich die Winkelgeschwindigkeit der Wellenklappe $\dot{\theta}$ bestimmen. Es wird die Kleinwinkelnäherung der Sinusfunktion angewendet, um eine analytische Lösung zu ermöglichen:

$$\sin(\dot{\theta}) = \frac{\dot{S}_{max}}{2h} \approx \dot{\theta} \quad (4.13)$$

Es ergibt sich der Verstärkungsfaktor des P-Reglers K_P , welcher die Klappenwinkelgeschwindigkeit $\dot{\theta}$ über die Wasserspiegelauslenkung $\frac{1}{2}H$ bestimmt:

$$K_P(\omega) = \frac{\dot{\theta}}{\frac{1}{2}H} = \frac{180^\circ}{h\pi RAO_N(\omega)} \quad (4.14)$$

Abbildung 4.4 zeigt die normierte Übertragungsfunktion und den resultieren Einstellwert für den P-Regler. Dabei wird die Geometrie der Testanlage berücksichtigt.

Über den sich ergebenden Verstärkungsfaktor kann somit eine Bewegung des Wellenblattes erzeugt werden, welche die Reflexion theoretisch vollständig unterdrückt. Der D-Anteil des Reglers wird an dieser Stelle nur noch zur Kompensierung von einem möglichen Zeitverzug benötigt. Die Frequenz, auf die der Regler getunt werden soll, muss entsprechend vorgegeben werden. Grundsätzlich wäre es auch möglich, durch statistische Auswertung der bereits eingelaufenen Wellen, diese Frequenz adaptiv anzupassen.

4.4 Nachbildung von passiven Wellendämpfern

Um eine Wellendämpfung im Versuchsbecken auch ohne zusätzliche Sensorik zu erreichen, soll der Antrieb auf die externe Klappenbelastung reagieren und der Welle Energie entziehen. Da die verwendeten Antriebe ein drehmomentenbasiertes Reglerkonzept haben, sind sie in der Lage, schwingungsfähige Systeme nachzubilden. Anhand der aktuellen Klappenbewegung wird ein Solldrehmoment vorgegeben, welches aus der Bewegungsgleichung eines schwingungsfähigen Systems abgeleitet wird.

Das grundsätzliche Verfahren ist Gegenstand aktueller Forschung, wobei es dabei überwiegend um die Erzeugung von Energie aus Wellen geht. Die japanischen Forscher Takashi et al. [7] geben einen guten Überblick über das Thema. Auch bei Wellenerzeugern wird das Verfahren angewendet, hierbei handelt es sich allerdings um Wellenerzeuger mit trockener

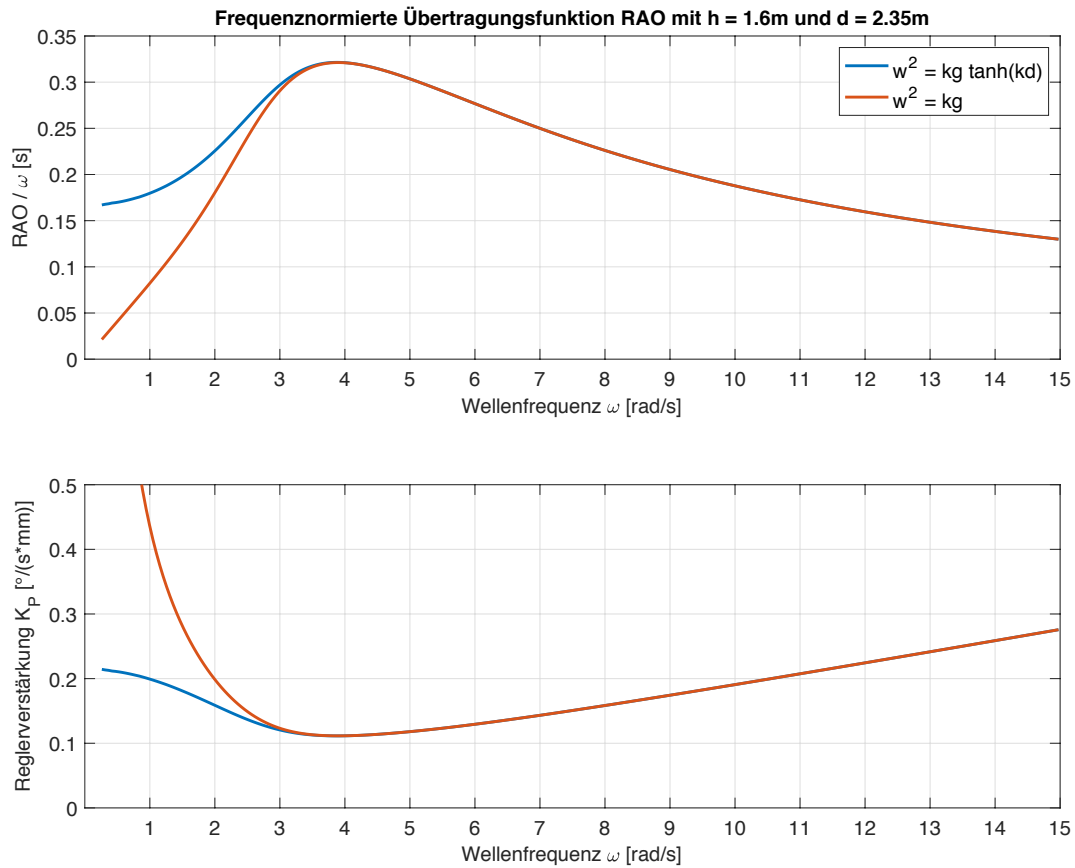


Abbildung 4.4: Frequenznormierte Übertragungsfunktion für die Ermittlung des Einstellwerts des P-Reglers

Rückseite, wodurch die hydrodynamischen Lasten einfacher bestimmt sind. Newman beschreibt in seiner Ausarbeitung [9] ein entsprechendes Wellenerzeugungs- und Dämpfungsverfahren.

Die Wellenklappe wird als schwingungsfähiges System definiert, welches durch das hydrodynamische Moment M_Φ aus Gleichung 4.6 angeregt wird. Über den Klappenwinkel θ und die entsprechenden Ableitungen entsteht die Differentialgleichung des Systems:

$$J\ddot{\theta} + \Gamma\dot{\theta} + D\theta = M_\Phi \quad (4.15)$$

Dabei beschreibt D das Direktionsmoment, Γ die rotative Dämpfungskonstante und J das Trägheitsmoment. Es handelt sich um zusammengefasste Konstanten, die aus mechanischen, hydrodynamischen und virtuellen Anteilen zusammengesetzt sind. Beispielsweise ergibt sich nach Newman [9] eine hydrodynamische Masse, die an der Wellenklappe gekoppelt ist und als zusätzliches Trägheitsmoment J_{hyd} fungiert. Allerdings geht Newman

bei seiner Beschreibung von einer trockenen Rückseite aus, was die Modellierung wesentlich vereinfacht. Zusätzlich zum mechanischen und hydrodynamischen Anteil kann ein virtuelles Trägheitsmoment J_{vir} aufgebracht werden, um die Eigenschaften des Systems zu beeinflussen. Genauso verhält es sich mit dem Direktionsmoment und der Dämpfungskonstanten. Dämpfung entsteht im realen System sowohl durch Reibung im Antriebstrang Γ_{mech} , als auch im Wasser durch hydrodynamische Effekte mit Γ_{hyd} . Durch den abgeschlossenen Bereich hinter dem Wellenerzeuger entsteht durch die Überhöhung der Wassermasse ein zusätzliches rückstellendes Moment D_{hyd} , welches allerdings durch das chaotische Verhalten der versperrten Wassermasse sehr schwierig zu bestimmen ist. Die zusammengesetzte Differentialgleichung lautet:

$$(J_{mech} + J_{hyd} + J_{vir})\ddot{\theta} + (\Gamma_{mech} + \Gamma_{hyd} + \Gamma_{vir})\dot{\theta} + (D_{hyd} + D_{vir})\theta = M_{\Phi} \quad (4.16)$$

Die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_0 des System ergibt sich über:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{D_{hyd} + D_{vir}}{J_{mech} + J_{hyd} + J_{vir}}} \quad (4.17)$$

Wobei sich durch die Dämpfung im System, die gedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_d einstellt, welche über die Abklingkonstante δ reduziert wird:

$$\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad \text{mit} \quad \delta = \frac{1}{2} \frac{\Gamma_{mech} + \Gamma_{hyd} + \Gamma_{vir}}{J_{mech} + J_{hyd} + J_{vir}} \quad (4.18)$$

Abbildung 4.5 zeigt das Verhalten des Systems in Abhängigkeit zur Anregungsfrequenz. Wird das System mit seiner Eigenfrequenz angeregt, befindet es sich in Resonanz und antwortet der Anregung mit einer dämpfungsabhängigen Überhöhung. Dabei liegt zwischen Anregung und Klappenbewegung ein Phasenwinkel von $\phi = 90^\circ$.

Nach Gleichung 4.6 ist das hydrodynamische Moment M_{Φ} von der zeitlichen Ableitung des Geschwindigkeitspotentials Φ abhängig. Das maximale Moment tritt also unter dem Wellenberg auf, da hier die horizontale Partikelgeschwindigkeit u maximal ist. Somit stellt sich der geforderte Winkelversatz zwischen Wasserspiegelauslenkung und Klappenwinkel ein. Bei einem Maximum des Wasserspiegels befindet sich die Wellenklappe im Nulldurchgang. Da sich das System in Resonanz befindet, ist der maximale Klappenwinkel von der Dämpfung abhängig. Wie bereits in Abschnitt 4.3 beschrieben, sorgt diese Klappenbewegung für eine zuverlässige Unterdrückung der Reflexion.

Die hydrodynamischen und mechanischen Parameter der Wellenmaschine müssen im Versuch ermittelt werden. Über die virtuellen Parameter kann das System anschließend in

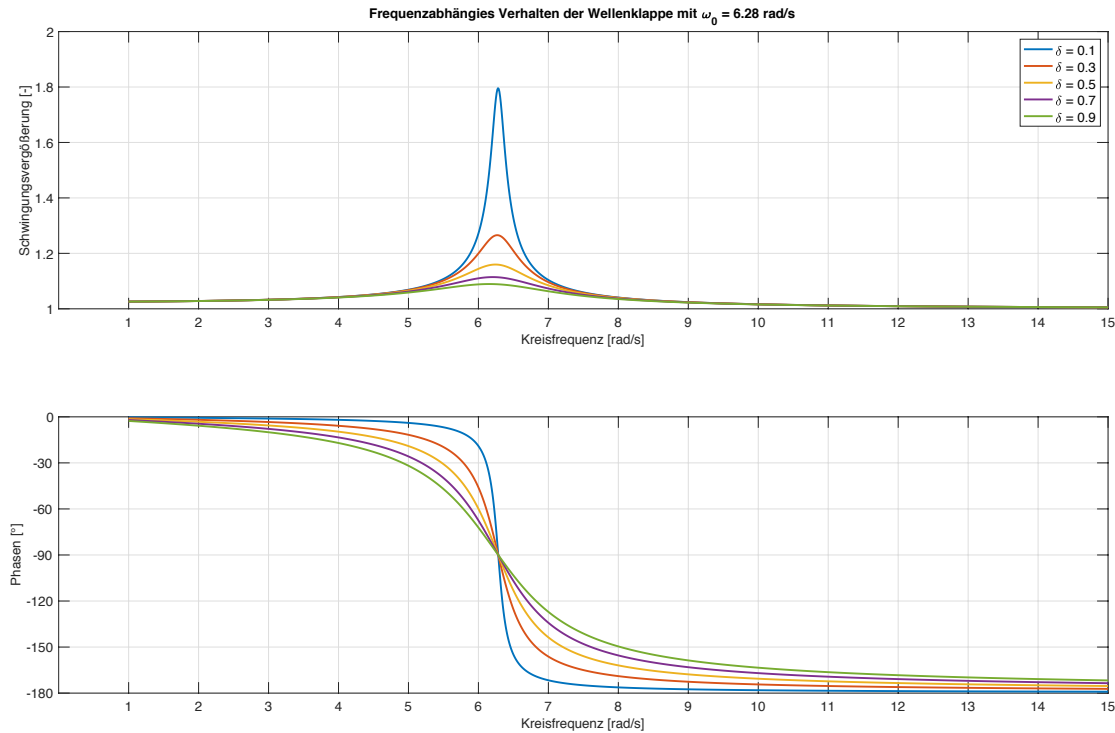


Abbildung 4.5: Frequenzabhängiges Verhalten der Wellenklappe bei harmonischer Anregung

den richtigen Betriebsbereich getunt werden. Über den aktuellen Klappenwinkel θ und die berechneten Ableitungen ergibt sich das Sollmoment M_{Soll} des Antriebs. Da das Moment am Motor vorgegeben wird, muss die Übersetzung i_{ges} berücksichtigt werden:

$$M_{Soll} = \frac{J_{vir} \ddot{\theta} + \Gamma_{vir} \dot{\theta} + D_{vir} \theta}{i_{ges}} \quad (4.19)$$

Dabei ist auch die Vorgabe von negativen Parametern vorstellbar, um zum Beispiel eine zu hohe Dämpfung im System zu kompensieren. Allerdings kann das Konstrukt hierdurch instabil werden, wenn das Verhalten der realen Systems zum Beispiel nichtlineares Verhalten hat. Sowohl Reibung als auch hydrodynamische Effekte haben nichtlineare Anteile, so dass die Vorgabe von negativen Parametern behutsam erprobt werden muss.

5 Implementierung und Test

Im folgenden Kapitel werden die konzeptionierten Bausteine schrittweise implementiert und getestet. Dazu wird zunächst eine Überprüfung der Regler im Trockenen durchgeführt, bevor die Wellenklappe dann im kleinen Schlepptank der HSVA getestet wird. Im Versuchsbecken kann sowohl die Regelungstechnik zur Wellenerzeugung als auch die Methoden zur Wellendämpfung überprüft und bewertet werden.

5.1 Inbetriebnahme und Trockentest

Um die Reglerauslegung und sicherheitstechnische Mechanismen zu überprüfen, wird die Testklappe zunächst in der Werkstatt der HSVA in Betrieb genommen. Abbildung 5.1 vermittelt einen Eindruck der beschriebenen Wellenklappe. Um den dynamischen Reaktionskräften entgegenzuwirken, wird die Konstruktion an ihren Standfüßen mit Gewichten beschwert und durch zusätzliche Abstützung gegen Umfallen gesichert.

Der Drehzahlregler wird mit den Werten aus Abschnitt 4.1 parametrisiert und über die Achssteuertafel, die im SINAMICS-Controller integriert ist, in Betrieb genommen. Dabei zeigt der Drehzahlregler ein zufriedenstellendes Verhalten, da er sowohl sprung- als auch rampenförmigen Anregungen ohne instabiles Verhalten folgt und dabei eine gute Dynamik zeigt. Die Wellenklappe wird an den Antrieb gekoppelt und folgende Einstellungen bzw. Überprüfungen vorgenommen:

- Einstellung der exakten Nullstellung der Wellenklappe über Winkelmesser und sichern der Absolutgeberposition im remanenten Speicher der Steuerung. Dadurch ist eine neue Referenzierung nur nach einer Veränderung in der mechanischen Verbindung notwendig.
- Anfahren der maximalen Klappenausschläge von $\theta_{max} = \pm 30^\circ$ und Überprüfung der tatsächlichen Winkel. Dabei werden die virtuellen Endlagen justiert und die Reserve zu den Anschlägen geprüft.

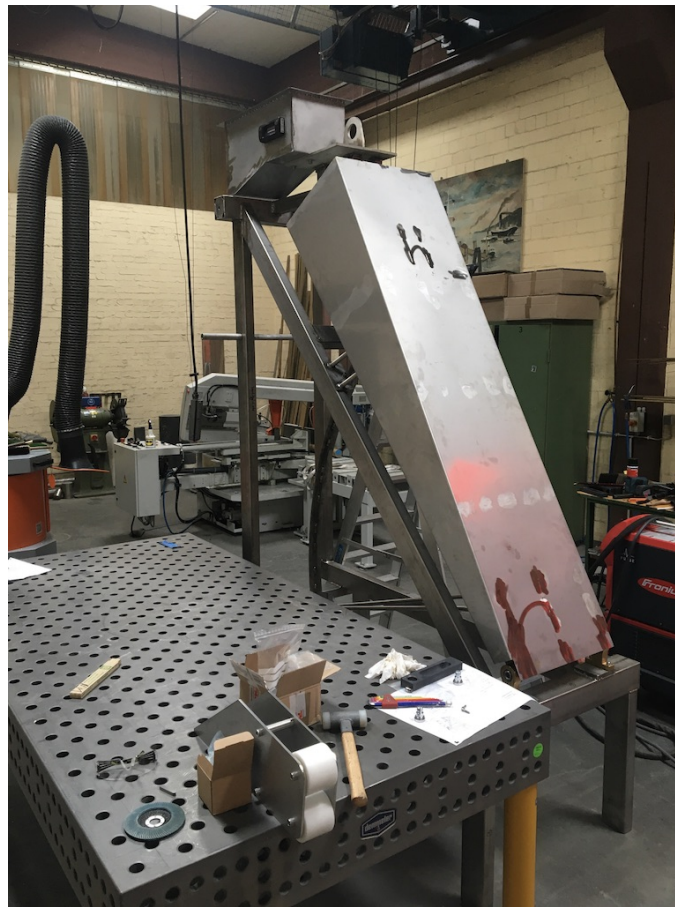


Abbildung 5.1: Testwellenklappe in der mechanischen Werkstatt zur Inbetriebnahme vorbereitet

- Testen der virtuellen Endlagen und deren Dynamikbegrenzungen mit steigenden Geschwindigkeiten bis zur maximalen Verfahrgeschwindigkeit. Das Anfahren der mechanischen Puffer wird auch bei hoher Dynamik sicher unterbunden.
- Testen der Nothalt-Funktion und überprüfen des Verhaltens bei Kommunikationsausfall. In beiden Fällen wird die Wellenklappe sicher zum Stillstand gebracht und ein Wiederanlauf bis zur Quittierung verhindert.

Es wird eine Nutzeroberfläche gestaltet, welche in Abbildung 5.2 zu sehen ist. Über dieses Interface kann der/die Benutzende die Betriebsart umschalten und es werden die aktuellen Betriebswerte angezeigt. Die wichtigste Betriebsart ist der Rechnerbetrieb, welche die Datenschnittstelle aus Abschnitt 3.4 hinterlegt hat. Dadurch kann die Wellenklappe die erzeugten Trajektorien einlesen und entsprechend abfahren. Für weitere Tests kann zusätzlich eine Sinuswelle als Sollwert generiert oder eine Handpositionierung aktiviert werden. Der Dämpfungsmodus wird später im Abschnitt 5.3 beschrieben.

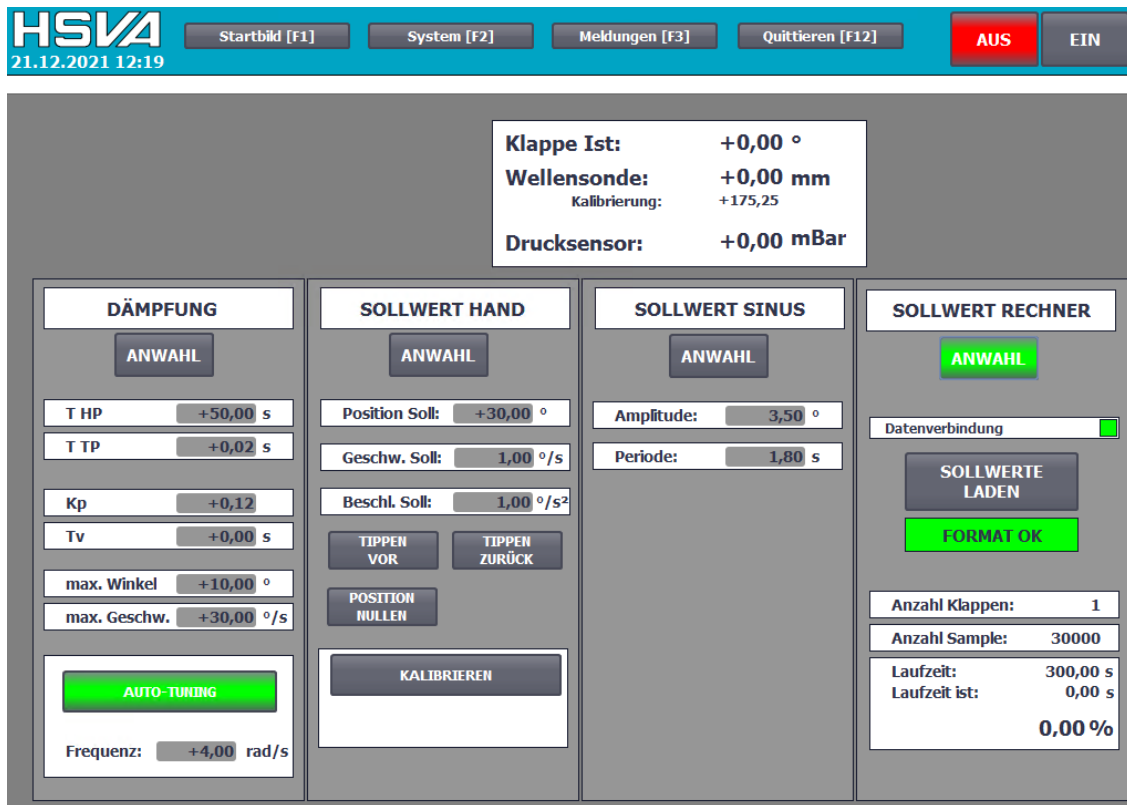


Abbildung 5.2: Bedienoberfläche der Testwellenklappe mit Betriebsartanwahl und Istwertdarstellung

Der Positionsregler mit zugehöriger Drehzahlvorsteuerung wird aktiviert und experimentell eingestellt. Dabei ist die Kompensierung des Trägheitsmomentes aus Gleichung 4.1 bereits aktiviert. Mit dem Verstärkungswert des Positionsregler $K_P = 8.0 \frac{1}{s}$ kann ein zufriedenstellendes Verhalten gefunden werden, bei dem der Regler eine gute Trajektorienfolge zeigt, aber nicht instabil wird. Anschließend wird unter Beobachtung des Positionsreglerausgangs die Vorsteuersymmetrierung eingestellt. Hierbei ist das Ziel, dass der Positionsregler durch die Drehzahlvorsteuerung möglichst weit entlastet wird. Die Einstellungen lassen sich komfortabel mit dem integrierten Trace-Tool im SINAMICS-Antrieb durchführen. Es zeigt sich eine sehr gute Trajektorienfolge mit kleinem Schleppfehler auch bei großer Dynamikänderung.

5.2 Wellenerzeugung

Die Testklappe wird im keinen Schlepptank der HSWA installiert, um die Wellenerzeugung und die damit verbundene Reaktion des Reglers, auf die hydrodynamische Belastung, zu erproben und zu optimieren. An die Wellenklappe werden seitliche Leitplatten montiert,

um die Ausbreitung der Welle in Normalrichtung zu leiten. Ohne Leitplatten wirkt die Wellenklappe als Punktquelle und das umströmende Wasser beeinflusst die Wellenbildung erheblich. Im Bereich des Kanals bildet sich die Welle vergleichbar zum späteren Verbundbetrieb aus und die hydrodynamischen Lasten werden angenähert. Abbildung 5.3 zeigt den Versuchsaufbau.



Abbildung 5.3: Eingebaute Testklappe im kleinen Schlepptank der HSVA mit Leitplatten zum Test der Wellenerzeugung

Für die Wellenerzeugung ist relevant, dass die Wellenklappe ihrer Solltrajektorie aus dem Steuersignal der Wellenerzeugungssoftware möglichst genau folgt. Der Schleppfehler, also die Differenz zwischen Soll- und Istposition, muss minimiert werden. Dabei ist relevant, dass die Werte im gleichen Takt verglichen werden, da sonst Abweichungen durch Transportverzögerungen im Bussystem auftreten. Dazu wird der aktive Sollwert, der am Positionsregler anliegt, über das Istwerttelegram zurückgeschickt und für die Auswertung ausgelesen.

Die in Abschnitt 4.2 beschriebenen Einstellwerte für die Beschleunigungsvorsteuerung werden mit dem Ziel optimiert, dass der Drehzahlregler möglichst entlastet wird und der Schleppfehler sich minimiert. Dazu werden verschiedene reguläre und irreguläre Seegänge erzeugt, um eine Einstellung für den gesamten Betriebsbereich zu finden. Dabei liegt der

Fokus auf Signalen mit hoher Dynamik. Abbildung 5.4 zeigt einen Signalausschnitt, der die Wirkung der Beschleunigungsvorsteuerung nach der Optimierung zeigt. Dabei handelt es sich um eine irreguläre Welle, die das maximale Drehmoment des Antriebs ausnutzt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Beschleunigungsvorsteuerung einen erheblichen positiven Einfluss auf den Schleppfehler hat. Auch ist eine deutliche Entlastung des Drehzahlreglers zu erkennen. Durch die Vorsteuerung werden die Verzögerungszeiten in der Führungsübertragung übergangen und die Dynamik steigt. Für das drehzahlabhängige Vorsteuermoment $M_{V,n}$ ergibt sich mit der Motordrehzahl n :

$$M_{V,n} = 0.00838 \frac{\text{Nm}}{\text{min}^{-1}} \cdot n \quad (5.1)$$

Das beschleunigungsabhängige Vorsteuermoment wird über ein zusätzliches Trägheitsmoment J_{hyd} erzeugt, welches in der Trägheitskompensation des Antriebsumrichters eingetragen wird. Bemerkenswert ist, dass dieses hydrodynamische Trägheitsmoment, welches durch die gekoppelte Wassermasse an der Wellenklappe entsteht, deutlich größer als das mechanische Trägheitsmoment J_{ges} ist. Es ergibt sich:

$$J_{hyd} = 377.96 \text{ kgcm}^2 \quad (5.2)$$

5.3 Aktive Wellendämpfung

Um die Funktionsweise der Dämpfungseinrichtung zu testen, wird die Einzelklappe im kleinen Schlepptank der HSVA gegenüber des existierenden Wellenerzeugers aufgebaut. Dadurch kann die Testklappe mit definierten Wellenzügen beaufschlagt und die Reduzierung der Reflexionen bewertet werden. Abbildung 5.5 skizziert den beschriebenen Aufbau. Um die reflektierten Wellen von den anregenden Wellen zu unterscheiden, wird das in Abschnitt 2.4 beschriebene Verfahren angewendet. Um eine Kontrolle des Messverfahrens zu erreichen, werden zwei weitere Wellensonden neben der Testklappe eingerichtet, welche nur die anregende Welle aufzeichnen. Abbildung 5.6 zeigt den Versuchsaufbau im kleinen Schlepptank der HSVA.

Beim Betrieb des Dämpfungsmodus über die externe Messung des Wasserspiegels ist es notwendig, dass auch bei Ausfall des SONDENSIGNALS kein unsicherer Zustand entsteht. Da der aktuelle Wasserspiegel über den elektrischen Widerstand der Wellensonde ermittelt wird, steigt der Messwert im Falle eines Drahtbruchs auf Unendlich und das analoge Messsignal springt in seine Begrenzung. Da die Sonden auf der ständig bewegten Wellenklappe montiert sind, ist dieses Szenario nicht unwahrscheinlich. Durch die in Abschnitt 4.3

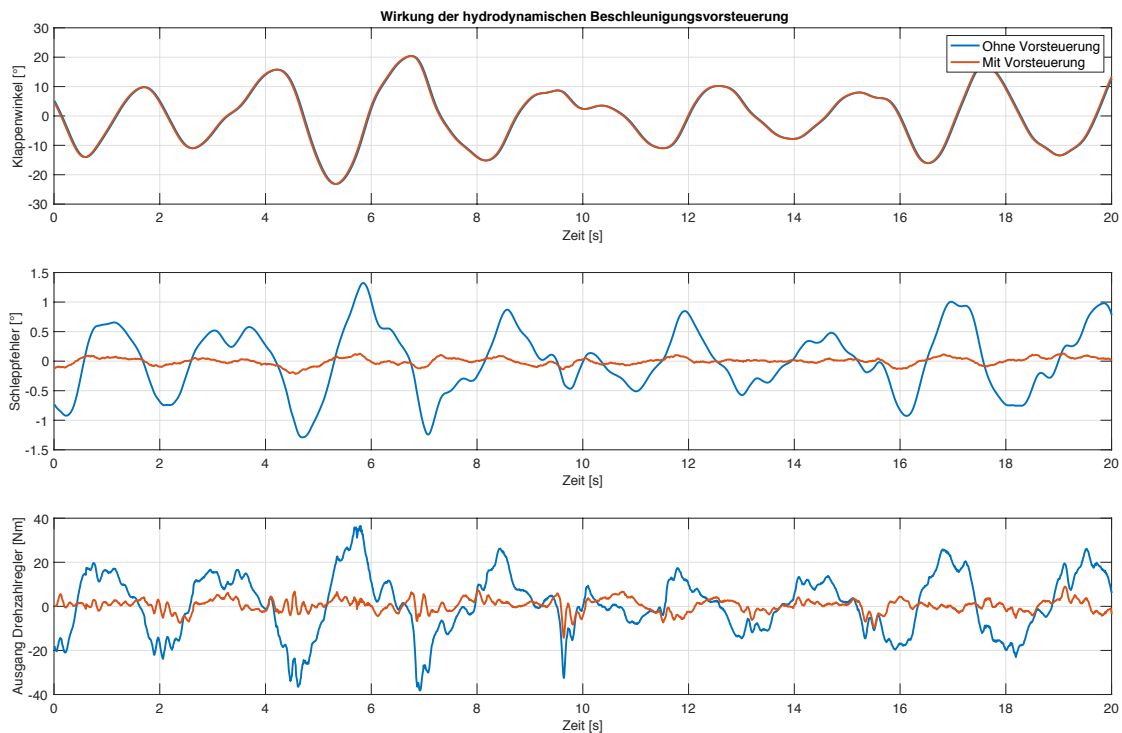


Abbildung 5.4: Optimierung der Trajektorienfolge durch hydrodynamische Drehzahl- und Drehmomentenvorsteuerung

vorgestellte Restwegbegrenzung, wird die zunächst unkontrollierte Klappenbewegung mit vorgegebener Dynamik, ohne Überschreiten des Maximalwertes, zum Stillstand gebracht. Durch den Hochpass-Filter in der Istwertaufbereitung und den Nullstellungsregler, wird eine Rückstellung der Klappe entsprechend der vorgegebenen Zeitkonstanten erreicht. Abbildung 5.7 zeigt eine Testmessung, in der die Sondenleitung bei $t = 20$ s getrennt wird. Dabei ist zu erkennen, dass die Restwegbegrenzung fehlerfrei arbeitet und die Klappenrückstellung auch bei größeren Offsets im SONDENSIGNAL stabil funktioniert.

Sowohl für das Tuning des Reglers, als auch für die abschließende Bewertung der Dämpfungsfunktion wird ein Versuchsprogramm aus verschiedenen regulären Wellen zusammengestellt. Die Auswahl der Wellenparameter erfolgt aus bereits durchgeführten Versuchen, dadurch wird der spätere Anwendungsbereich getroffen. Tabelle 5.1 zeigt die verwendeten Wellenzüge.

Um den PD-Regler im Versuch zu tunen, werden die Parameter der Filter und des Reglers über die Bedienoberfläche, unter Anregung durch Wellen aus dem Versuchsprogramm, angepasst. Dabei wird versucht, das Regelziel zu erreichen, ohne dass die Regeleinrichtung instabil wird. Wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, soll der Regler den Wasserspiegel vor der

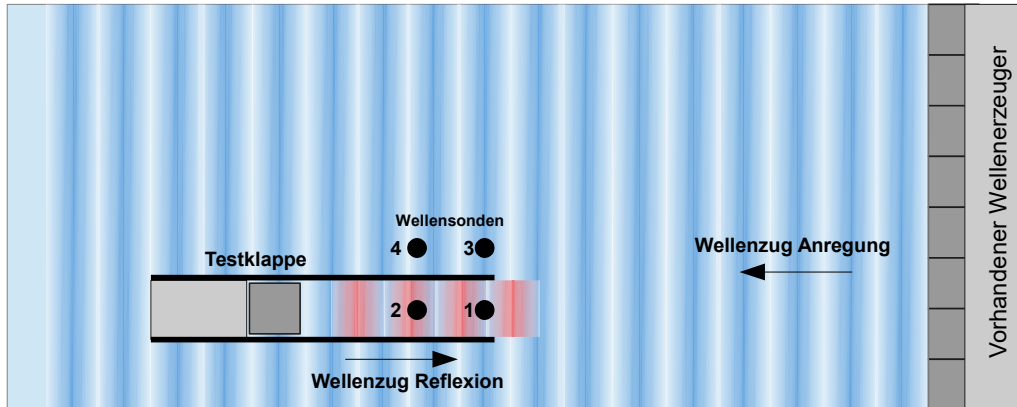


Abbildung 5.5: Skizzierter Aufbau zum Testen der Dämpfungsfunktion im kleinen Schlepptank der HSVA

Tabelle 5.1: Parameter der regulären Wellen für Reglertuning und Bewertung der Dämpfungsfunktion

No	H [mm]	T [s]	ω [rad/s]	k [rad/m]	L [m]
1	20	0.50	12.57	16.10	0.39
2	35	0.60	10.47	11.18	0.56
3	40	0.80	7.85	6.29	1.00
4	48	0.95	6.61	4.46	1.41
5	64	1.10	5.71	3.33	1.89
6	92	1.30	4.83	2.38	2.64
7	126	1.56	4.03	1.65	3.80
8	143	1.91	3.29	1.10	5.69

Klappe möglichst konstant auf Null halten. Mit den folgenden Parametern lässt sich ein guter Kompromiss zwischen Regeltüte und Stabilität finden:

$$T_{HP} = 10 \text{ s} \quad T_{LP} = 0.6 \text{ s} \quad (5.3)$$

$$K_P = 0.05 \frac{\circ}{\text{s mm}} \quad T_V = 1.8 \text{ s} \quad (5.4)$$

Abbildung 5.8 zeigt einen Signalausschnitt, der die Wirkung des PD-Reglers verdeutlicht. Dabei ist die Stellgröße des Reglers in Proportional- und Differentialanteil aufgeschlüsselt. Es ist gut zu erkennen, dass die durch das Filtern verursachte Signalverzögerung durch den D-Anteil im Regler zurückgewonnen wird.

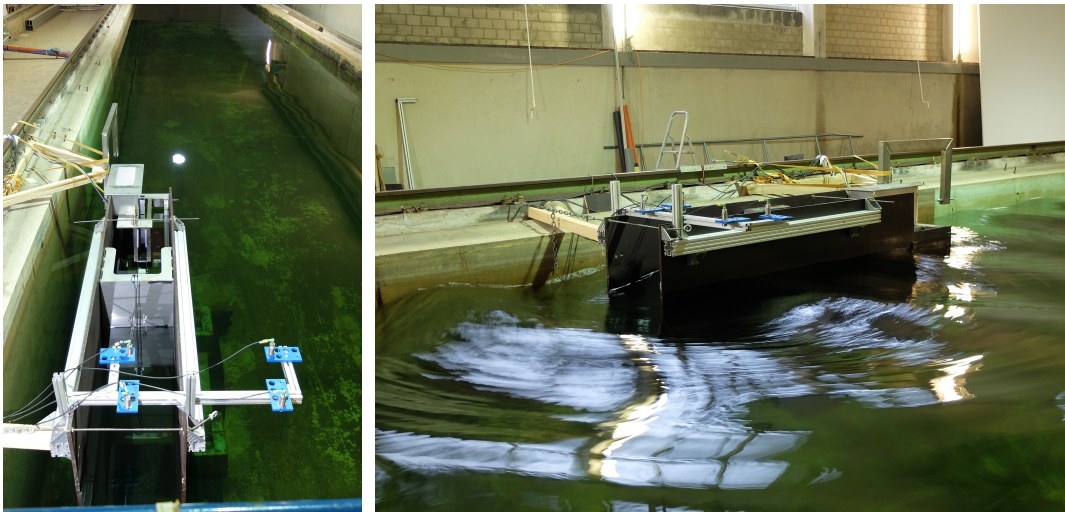


Abbildung 5.6: Eingebaute Testklappe mit Wellensonden im kleinen Schlepptank der HS-VA

Um die zweite Strategie nach RAO-Tuning zu testen, wird die Bedienoberfläche um eine Eingabemaske für die Übertragungsfunktion der Wellenmaschine $RAO(\omega)$ erweitert. Die Übertragungsfunktion wird zur Erzeugung von Klappentrajektorien benötigt und ist der/dem Anwendenden somit bekannt. Sie wird über die Eingabe von Stützstellen der vorgegebenen Kreisfrequenzen übertragen und kann über die integrierte Visualisierung geprüft werden. So können grobe Eingabefehler sofort erkannt und Fehlfunktionen vermieden werden. Abbildung 5.9 zeigt die beschriebene Eingabemaske.

Die Normierung der Übertragungsfunktion mit anschließender Ermittlung der Reglereinstellungen, erfolgt im Anwenderprogramm der CPU nach dem in Abschnitt 4.3 beschriebenen Verfahren. Die Basis hierfür ist die vorgegebene Tuning-Kreisfrequenz, dabei wird zwischen den Stützstellen linear interpoliert. Auch diese Regelstrategie wird mit dem Versuchsprogramm aus Tabelle 5.1 getestet und die Pegel der Wellensonden, sowie die Klappenbewegung aufgezeichnet.

In den Signalen der Wellensonden lässt sich die Wirkung der Dämpfungsfunktionen bereits beim Betrachten der Zeitreihen gut erkennen. Abbildung 5.10 vergleicht die beiden Regelstrategien mit den Referenzsonden 3 und 4. Dabei wird auch ein Versuch mit blockierter Klappe durchgeführt, um eine Referenz mit totaler Reflexion zu erhalten. Der nach der RAO getunte P-Regler liefert ein sehr gutes Ergebnis, da die Signale im Wellenkanal sich kaum von den Referenzsignalen unterscheiden.

Um die Wirkung der Dämpfungsregler fundiert beurteilen zu können, wird die in Abschnitt 2.4 beschriebene Reflexionsanalyse eingesetzt. Abbildung 5.11 zeigt eine beispielhaf-

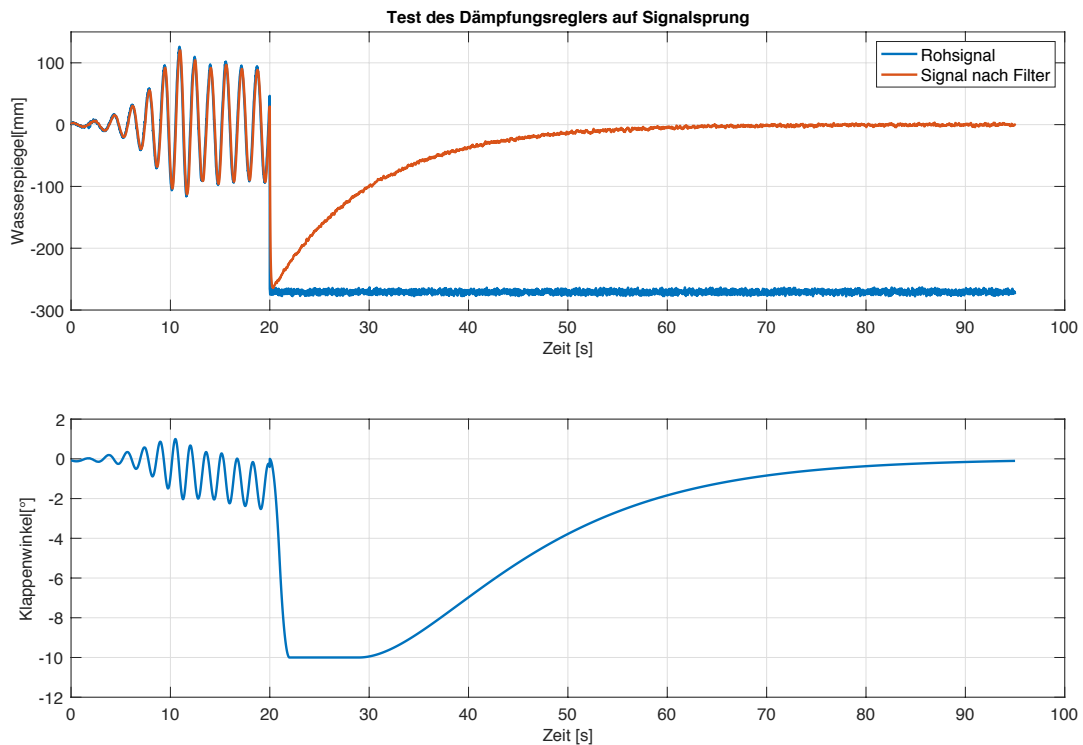


Abbildung 5.7: Test der Restwegbegrenzung mit Klappenrückstellung bei Signalsprung der Wellensonde

te Auswertung im Frequenzbereich, mit Anregung durch Welle Nr. 5 aus dem Versuchsprogramm. Aus Gleichung 2.34 geht hervor, dass Singularitäten bei der Auswertung auftreten, welche von dem Verhältnis der Wellenlänge L und dem Sondenabstand $x_{1,2} = 0.33$ mm abhängen. Es ergeben sich nach der Empfehlung von Goda und Suzuki [4] minimale und maximale Wellenlängen. Die auswertbaren Frequenzbereiche werden im Diagramm schattiert dargestellt und ergeben sich unter Anwendung der Tiefwassernäherung über:

$$\omega_{min,max} = \sqrt{\frac{2\pi g}{L_{max,min}}} \quad (5.5)$$

Aus der Analyse in Abbildung 5.11 geht neben der Wirkung der Dämpfungsregler auch die Überprüfung des Messverfahrens hervor, da die Kontrollmessungen mit maximaler und keiner Reflexion das erwartete Ergebnis zeigen. Idealerweise muss sich die Kontrolle mit maximaler Reflexion wie die anregende Welle verhalten, während die Auswertung über Wellensonde 3 und 4 keinen Ausschlag zeigt. Die Abweichungen von der idealen Situation lassen sich unter anderem durch Beugungseffekte der Wellen an dem Übergang zu den Leitplatten erklären, wodurch Störungen sowohl im Kanal, als auch neben dem Kanal erzeugt werden. Da die Reflexionsanalyse auf einer statistischen Auswertung beruht und

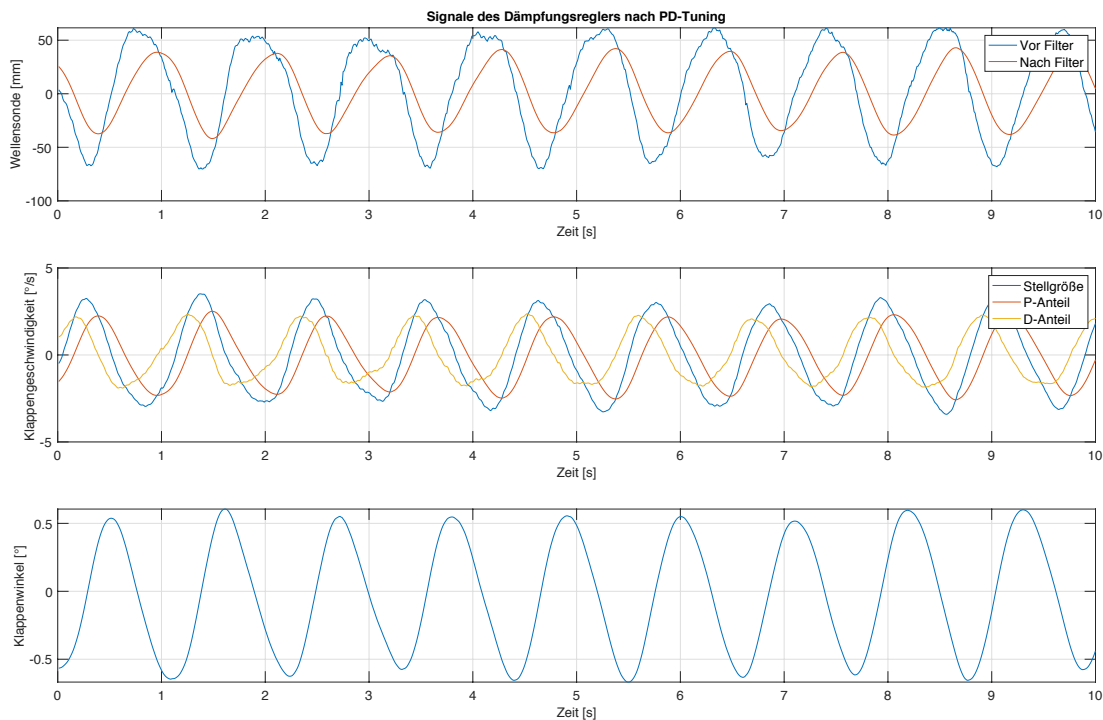


Abbildung 5.8: Darstellung der Signale bei aktiver Wellendämpfung über PD-Tuning

die Messzeit durch die Tanklänge deutlich begrenzt ist, sorgen diese minimalen Störungen für die beschriebenen Abweichungen.

In Tabelle 5.2 sind die Versuchsergebnisse bei Anregung durch reguläre Seegänge als Vergleich der beiden Regelstrategien dargestellt. Abbildung 5.12 zeigt die zugehörige Darstellung im Frequenzbereich. Es wird die anregende Amplitude a_I jeweils mit der reflektierten Amplitude a_R verglichen und der Dämpfungskoeffizient β ermittelt. Dieser Wert beschreibt die reflektierte Wellenenergie in Prozent und gibt somit Aufschluss über die Qualität der Dämpfungseinrichtung. Da die Wellenenergie eine quadratische Abhängigkeit zur Wellenhöhe hat, ergibt sich folgende Definition:

$$\beta = \left(\frac{a_R}{a_I} \right)^2 \cdot 100\% \quad (5.6)$$

Die Auswertung zeigt, dass der Regler nach RAO-Tuning dem PD-Regler deutlich überlegen ist. Im Mittelwert wird ein Energiegehalt von ca. 1% reflektiert, wobei ein Maximum von 1.5% nicht überschritten wird. Dieses sehr zufriedenstellende Ergebnis zeigt, dass die Dämpfungseinrichtung Reflexionen fast vollständig unterdrücken kann. Aber auch der Regler nach PD-Tuning zeigt ein brauchbares Ergebnis, da im Mittel nur ca. 20% der Wellenenergie reflektiert wird. Der Vorteil dieser Regelstrategie besteht darin, dass der Regler

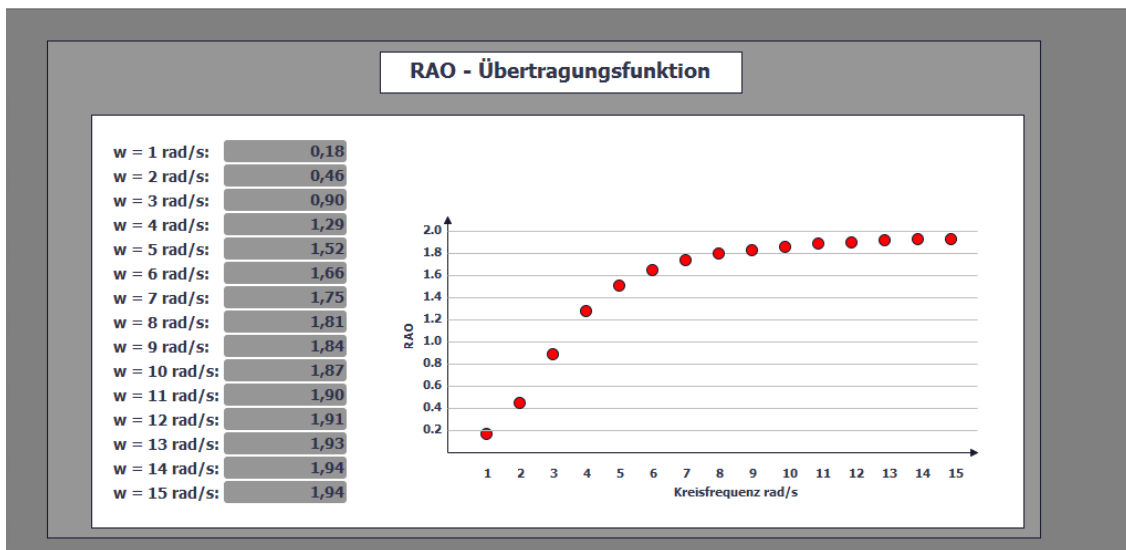


Abbildung 5.9: Eingabemaske für die Übertragungsfunktion der Wellenmaschine zur automatischen Ermittlung der Reglereinstellungen

nicht auf den jeweiligen Versuch parametrisiert werden muss. Wobei die zu erwartende Frequenz durch die Wellenerzeugung bekannt ist und dies somit auch kein erheblicher Nachteil für das RAO-Tuning ist.

Um die Qualität der Messmethode zu bewerten, werden die beschriebenen Kontrollmessungen auf die gleiche Weise ausgewertet und in Tabelle 5.3 dargestellt. Es kann ein mittlerer Messfehler von $\pm 1\%$ festgelegt werden, wobei die Schwankungen bei der Erfassung der reflexionsarmen Wasseroberfläche deutlich geringer sind als bei der maximalen Reflexion. Dieses Verhalten kann ebenfalls durch die Beugungs- und Koppeleffekte an dem Übergang zwischen Leitwänden und Tank erklärt werden. Da die reflexionsfreie Wasseroberfläche sicher erkannt wird, gelten auch die kleinen Werte nach RAO-Tuning als sicher. Insgesamt zeigt die Messmethode ein zufriedenstellendes Verhalten und kann zur Bewertung der Dämpfungsfunktion verwendet werden.

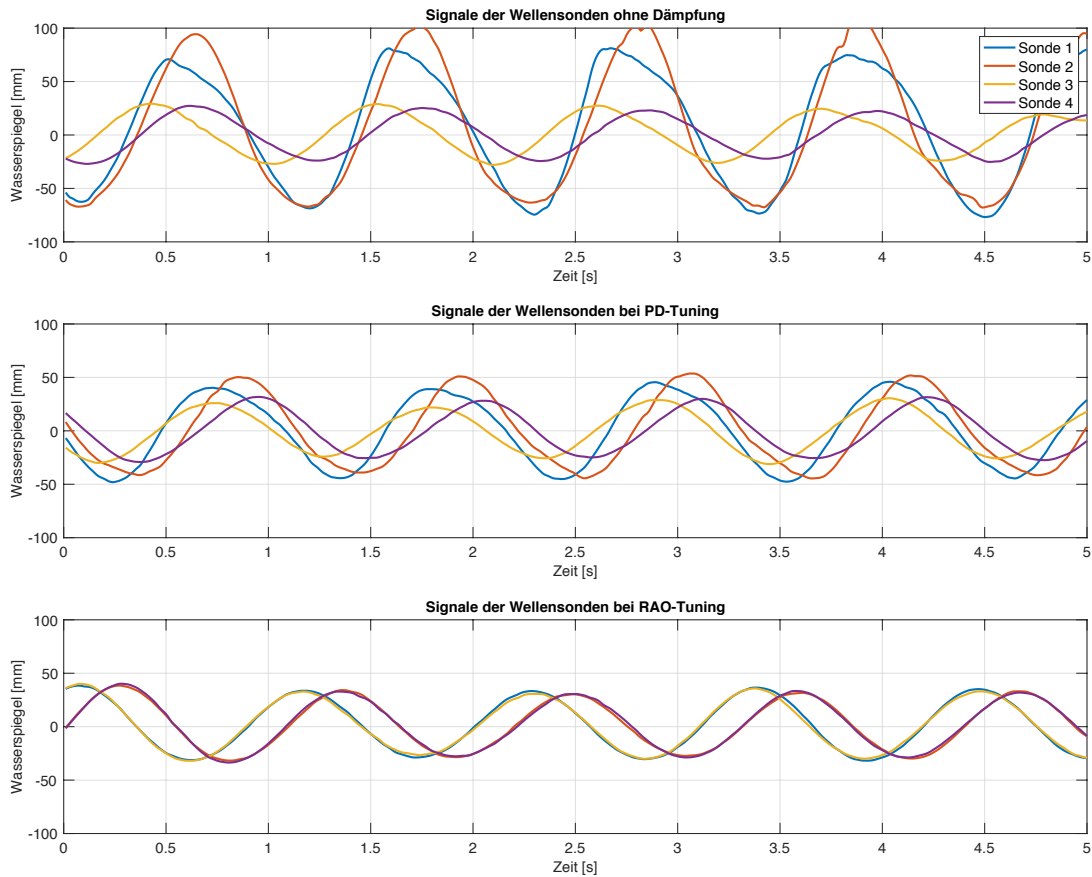


Abbildung 5.10: Vergleich der Wellensonden bei regulärem Seegang

Tabelle 5.2: Ergebnisse und Vergleich der Dämpfungsfunktion bei Anregung durch reguläre Seegänge

Anregung		PD-Tuning		RAO-Tuning	
No	a_I [mm]	a_R [mm]	β [%]	a_R [mm]	β [%]
1	9.9	5.2	27.6	1.2	1.5
2	17.1	8.6	25.3	1.8	1.1
3	20.0	9.3	21.6	2.4	1.4
4	22.5	11.6	26.6	2.0	0.8
5	34.2	11.5	11.3	2.0	0.3
6	47.1	19.1	16.4	3.7	0.6
7	62.6	22.1	12.5	4.7	0.6
8	70.0	26.8	14.7	6.5	0.9
Mittelwert:			19.5 %	0.9 %	

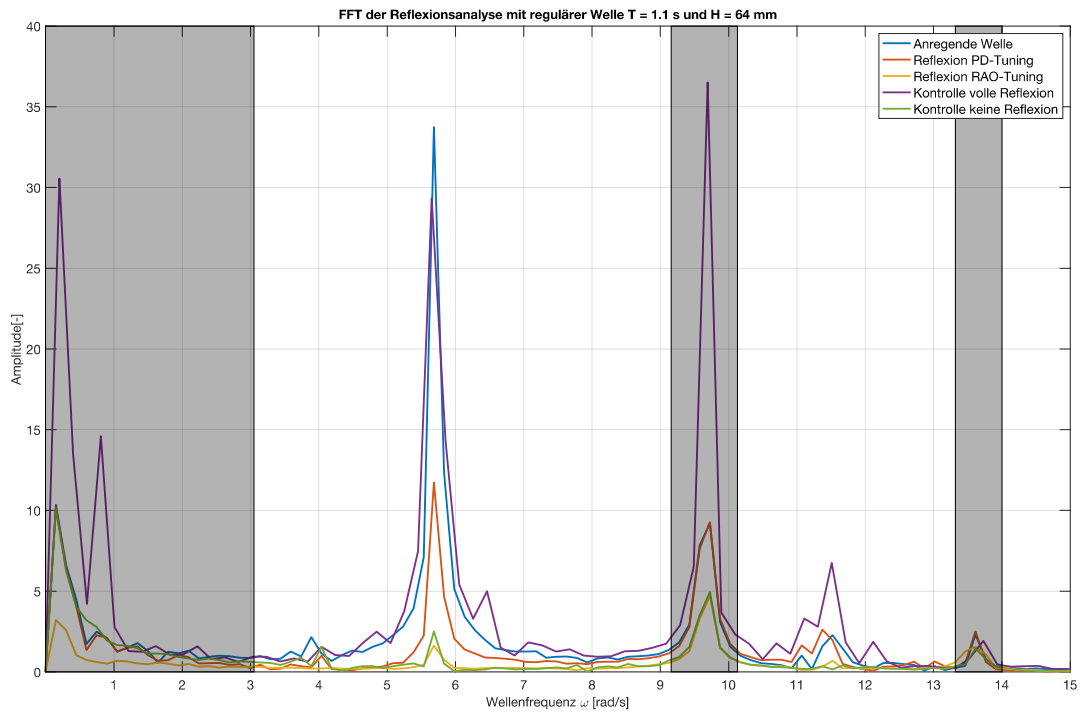


Abbildung 5.11: Ergebnis der Reflexionsanalyse bei regulärem Seegang

Tabelle 5.3: Auswertung der Kontrollmessungen zur Beurteilung des Messverfahrens

No	Anregung		Volle Reflexion		Keine Reflexion	
	a_I [mm]		a_R [mm]	β [%]	a_R [mm]	β [%]
1	9.9		10.0	102.0	1.2	1.5
2	17.1		16.7	95.4	1.8	1.1
3	20.0		20.1	101.0	1.6	0.6
4	22.5		21.6	92.2	2.1	0.9
5	34.2		32.4	89.8	2.6	0.6
6	47.1		47.0	99.6	4.2	0.8
7	62.6		64.2	105.2	4.9	0.6
8	70.0		72.7	107.9	5.4	0.6
Mittelwert:				99.1 %	0.8 %	

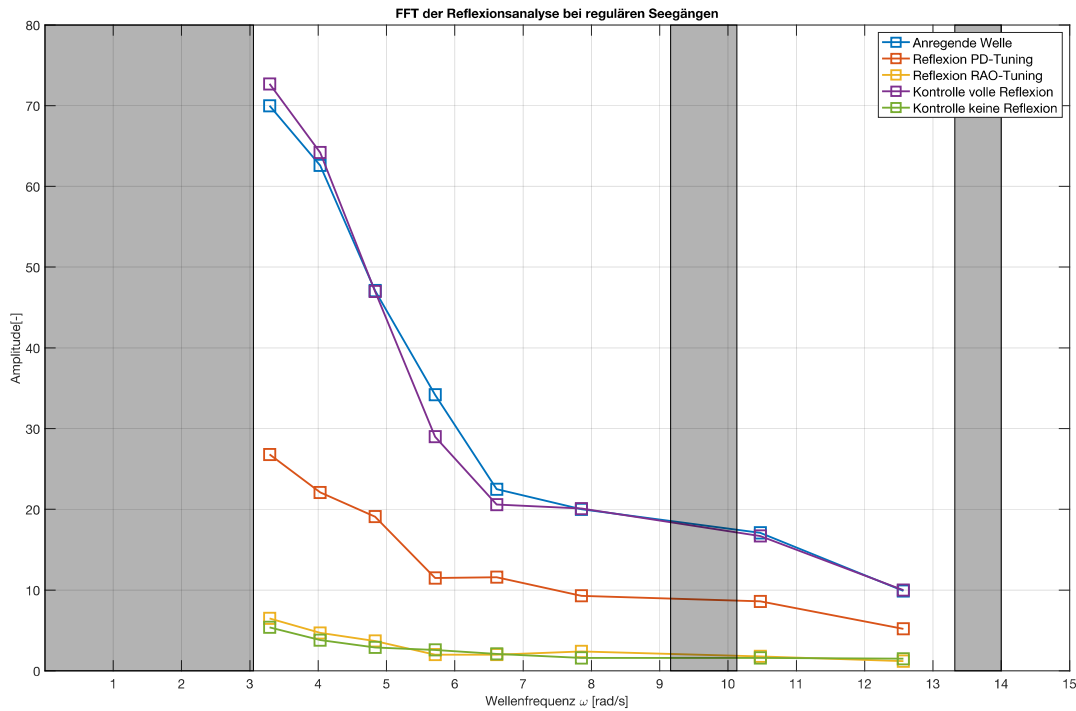


Abbildung 5.12: Ergebnis der Reflexionsanalyse mit diskreter Auswertung von regulären Seegängen

Der bereits mit regulären Wellen getestete Regler nach RAO-Strategie, wird mit einem irregulären Seegang beaufschlagt, um die Dämpfungsqualität in diesem Betriebsfall zu bewerten. Abbildung 5.13 zeigt die entsprechende Analyse. Dabei wird das Tuning auf die Peak-Periodendauer des Sollspektrums eingestellt. Auch hier findet eine Bewertung über den Dämpfungskoeffizienten β statt, wobei nicht diskrete Werte, sondern die Flächen unter den Kurven S_I und S_R ausgewertet werden. Es ergibt sich:

$$S_I = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} a_I(\omega)^2 d\omega \quad (5.7)$$

$$S_R = \int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} a_R(\omega)^2 d\omega \quad (5.8)$$

$$\beta_{irr} = \frac{S_I}{S_R} \cdot 100\% \quad (5.9)$$

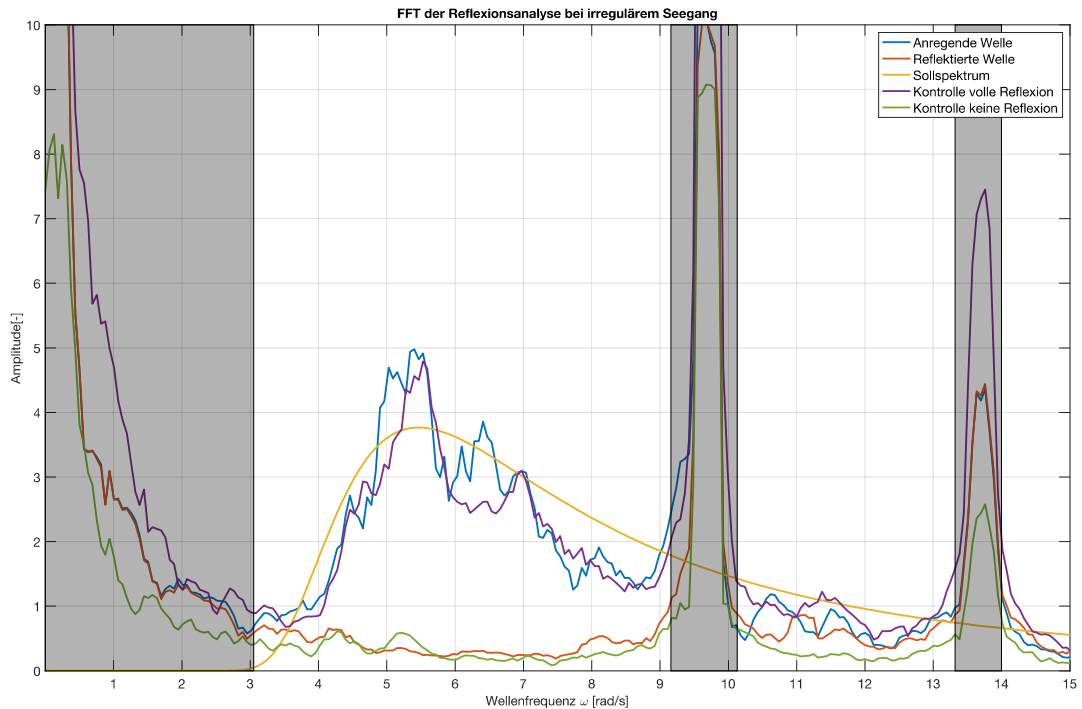


Abbildung 5.13: Ergebnis der Reflexionsanalyse bei irregulärem Seegang

Tabelle 5.4 zeigt die Ergebnisse der Auswertung, wobei die beiden sichtbaren Frequenzbereiche aus Abbildung 5.13 getrennt ausgewertet werden. Die Einstellung des Dämpfungsregler nach RAO-Strategie liegt auf der Peak-Periodendauer $T_P = 1.15$ s. Es ist ersichtlich, dass der Dämpfungsregler auch bei einem irregulären Seegang eine gute Performance zeigt. Auch hier werden die Kontrollmessungen ausgewertet und sind ebenfalls in der Tabelle 5.4 dargestellt. Im ersten Auswertebereich zeigt sich wieder ein nahezu reflexionsfreies Verhalten, wobei der Messfehler etwas höher angesetzt werden muss. Im zweiten Auswertebereich ist das Ergebnis deutlich schlechter, wobei die Relation zum Energiegehalt des Sollspektrum einbezogen werden sollte. Um eine bessere Dämpfung im oberen Frequenzbereich zu erreichen, muss die Tuning-Frequenz entsprechend verschoben werden. Um ein instabiles Verhalten des Reglers auszuschließen, müssen die Filtereinstellungen ebenfalls angepasst werden. Dadurch würden allerdings die energiereichen Wellen nicht mehr gedämpft werden und der Gesamtnutzen somit verfallen. Mit der gewählten Einstellung kann ein sehr zufriedenstellendes Ergebnis erlangt werden, welches auch durch optische Beobachtungen während des Versuchs gestützt wird.

Tabelle 5.4: Ergebnis der Dämpfungsreglers nach RAO-Tuning bei Anregung durch irregulären Seegang

Frequenzbereich		RAO-Tuning	Volle Refl.	Keine Refl.
No	ω [rad/s]	β [%]	β [%]	β [%]
1	3.1 - 9.2	3.6	95.2	2.6
2	10.1 - 13.3	53.2	145.8	17.3

5.4 Passive Wellendämpfung

Um das Verfahren aus Abschnitt 4.4 zu erproben, muss die Antriebsregelung vom drehzahl- in den momentengeregelten Betrieb umgeschaltet werden. Hierzu wird die Stellgröße des Drehzahlreglers blockiert und die beschriebenen Momentenvorsteuerungen deaktiviert. Es ist nur noch die direkte Momentenvorgabe über das taktsynchrone Antriebstelegramm aktiv. Im Anwenderprogramm der CPU wird auf Basis von Gleichung 4.19 ein Sollmoment berechnet, das erstmal nur über das virtuelle Direktionsmoment bestimmt wird. Es ist also nur Trägheitsmoment und Dämpfung der realen Wellenklappe aktiv.

Die Wellenklappe wird mit verschiedenen regulären Wellen aus dem Versuchsprogramm angeregt und die Reaktion des Systems beobachtet. Dabei wird festgestellt, dass nur beim höchsten Seegang (Welle Nr. 8 aus Tabelle 5.1) eine Bewegung der Wellenklappe beobachtet werden kann. Dabei wird das Direktionsmoment D_{vir} so justiert, dass sich die maximale Bewegung einstellt. Abbildung 5.14 zeigt die entsprechenden Zeitverläufe. An dem Wert des Drucksensors kann die Belastung der Klappe abgeschätzt werden. Es ist zu erkennen, dass das Verfahren grundsätzlich funktioniert, durch die hohe Dämpfung im System sich die gewünschte Klappenbewegung allerdings nicht einstellt. Auch bleibt die Wellenklappe im Betrieb immer wieder hängen, was durch Haftreibung im System erklärt werden kann.

Die hohe Reibung kommt, neben der Reibung in Motor, Getriebe und Riemenführung, auch durch die zusätzlichen seitlichen Führungsplatten zustande. Außerdem wurden die Fertigungsverfahren mit dem Bau der ersten Testklappe entwickelt, so dass sich die Toleranzen noch nicht im optimalen Bereich befinden und die Riemenspannung variiert. Der positionsgeregelte Betrieb kann diese Eigenschaften kompensieren. Um dies im momentengeregelten Betrieb umzusetzen, wäre eine feine Modellierung der Effekte notwendig.

Der Versuch mit der höchsten Welle wird mit der Reflexionsanalyse ausgewertet und zeigt, dass etwa 55 % der Wellenenergie reflektiert wird. Die Versuche mit kleineren Wellen zeigen keine Reaktion, einer Belastung mit größeren Wellen würde die provisorische Verankerung der Wellenmaschine nicht überstehen. Da auch die Versuchszeit eingeschränkt ist, wird das Verfahren an dieser Stelle nicht weiter erprobt.

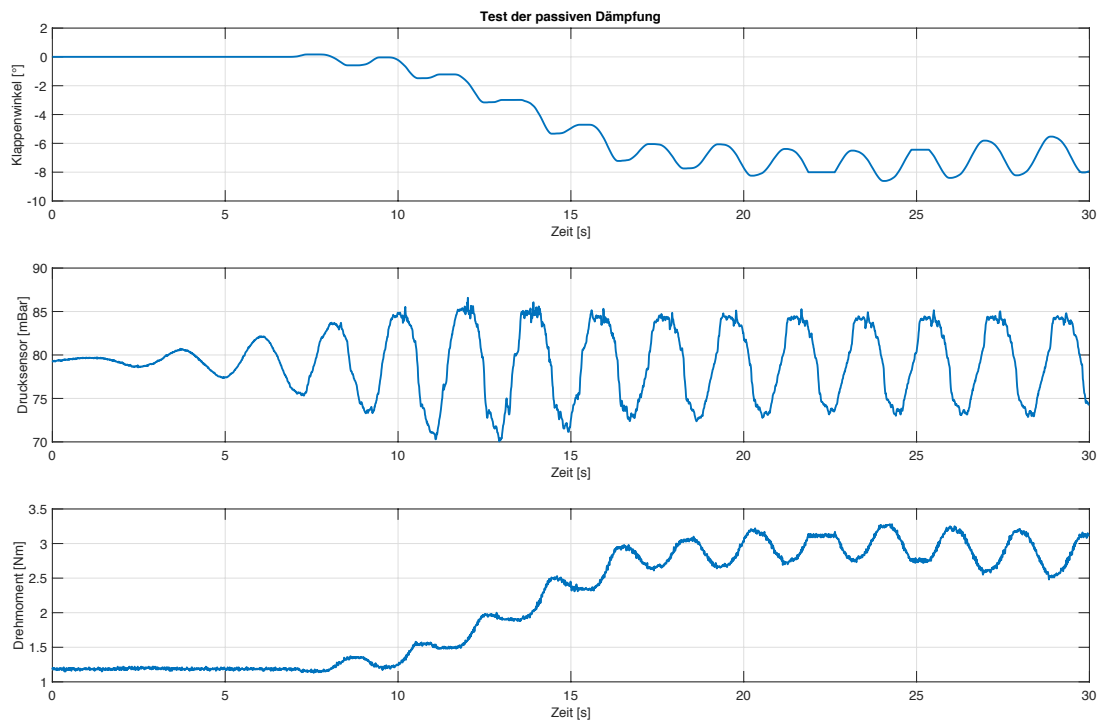


Abbildung 5.14: Signalausschnitt bei passiver Wellendämpfung

Das Ergebnis zeigt trotzdem, dass eine Wellendämpfung ohne zusätzliche Sensorik möglich ist und vor allem bei hohen und energiereichen Wellen Potential hat. Das Verfahren ist der aktiven Wellendämpfung qualitativ deutlich unterlegen. Es entfällt allerdings der Aufbau und die Kalibrierung der benötigten Messtechnik. Eine Reflexion von 55 % bringt immer noch einen erheblichen Vorteil gegenüber einer vollständigen Reflexion bei stehender Wellenklappe. Dem Becken wird in jedem Fall Energie entzogen, so dass sich deutlich schneller eine Beruhigung einstellt.

6 Zusammenfassung

Durch die Erstellung der Masterarbeit und die damit verbundene Entwicklungsarbeit konnten Erkenntnisse gewonnen werden, welche im folgenden Abschnitt zusammengefasst werden. Während der Bearbeitung konnten außerdem Punkte mit weiterem Entwicklungspotential aufgedeckt werden, die im Rahmen der Arbeit nicht umgesetzt werden konnten. Die entsprechenden Punkte sind im Abschnitt 6.2 aufgeführt.

6.1 Bewertung und Fazit

Durch die Einarbeitung in die Wellentheorie und die verbundenen hydrodynamischen Effekte, konnte zunächst ein solides Verständnis für die Thematik aufgebaut werden. Als zentraler Zusammenhang konnte hierbei die Übertragungsfunktion $RAO(\omega)$ identifiziert werden, welche das frequenzabhängige Verhältnis zwischen Klappenbewegung und Wasserspiegelauslenkung beschreibt. Dabei spielt die Anwendung der Randbedingungen des Geschwindigkeitspotentials eine wichtige Rolle. Ein weiterer wichtiger Punkt ist das Verständnis der Dispersionsrelation. Diese besagt, dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit nicht nur vom Medium, sondern auch von der Wellenlänge abhängig ist. Die Wellenlänge ist über die Wassertiefe wiederum nichtlinear an die Periodendauer gekoppelt. Durch diese Eigenschaften unterscheiden sich Wasserwellen somit beispielsweise erheblich von mechanischen oder elektromagnetischen Wellen.

Durch die Anwendung der Grundlagen konnten sowohl für die Wellenerzeugung, als auch für die Wellendämpfung, interessante Konzepte entwickelt werden. Bei der Wellenerzeugung ist die gute Trajektorienfolge der entscheidene Baustein, da nur so die Umsetzung der Wellenerzeugertheorie exakt greifen kann. Um die Eigenschaft zu sichern, wurde ein kaskadierter Positionsregler mit unterlagertem Drehzahl- und Drehmomentenregler ausgewählt. Die Reglereinstellung selber wurde entweder durch Standardverfahren oder experimentell durchgeführt. Entscheidend für die gute Trajektorienfolge, ist die Konzeptionierung einer geeigneten Drehmomentenvorsteuerung. Durch Anwenden der Wellentheorie konnten die entsprechenden Zusammenhänge aufgezeigt und die Implementierung erfolgreich durchgeführt werden. Dabei wurden sowohl beschleunigungs- als auch drehzahlabhängige Anteile

berücksichtigt. Die Anlage hat sowohl bei kleinsten Auslenkungen, als auch bei hoher Dynamik an der Belastungsgrenze, gute Trajektorienfolge gezeigt.

Für die Wellenkompensation wurden zwei grundsätzliche Ansätze verfolgt, wobei der erste Ansatz eine Feedback-Regelstruktur über eine Wasserspiegelmessung an der Wellenklappe umsetzt. Um den Feedback-Regler einzustellen, wurden wiederum zwei Ansätze verfolgt. Die experimentelle Einstellung eines PD-Reglers hat über einen weiten Anwendungsbe- reich gute Ergebnisse geliefert. Die entscheidende Erkenntnis liegt allerdings in der An- wendung der Übertragungsfunktion der Wellenmaschine, worüber sich der Einstellwert eines Proportionalreglers ermitteln lässt. Dieses modellbasierte Einstellverfahren kann so- wohl Reflexionen von regulären, als auch die von irregulären Wellen, nahezu vollständig unterdrücken. Diese Entwicklung mit der entsprechenden Erprobung im kleinen Schlepp- tank der HSVA kann als Highlight der Arbeit bezeichnet werden.

Für den zweiten Ansatz zur Wellendämpfung wurde ein Verfahren ohne zusätzliche Sen- sorik konzeptioniert. Dabei wird der Antrieb in den momentengeregelten Betrieb umge- schaltet und das Sollmoment über die aktuelle Klappenbewegung vorgegeben. Dadurch können Feder-Dämpfer-Elemente nachgebildet und implementiert werden. Mit entspre- chenden Einstellungen kann so eine Wellendämpfung realisiert werden. Aufgrund von ho- her Reibung im mechanischen Aufbau, konnte das Verfahren nur bei einem hohen See- gang getestet werden und unterlag hier deutlich der Feedback-Regelung. Trotzdem konnte durch das verhältnismäßig einfache System eine nennenswerte Wellendämpfung erreicht werden.

Zusammenfassend kann die Durchführung der Masterarbeit als sehr erfolgreich bewertet werden, da ein vollständiges regelungstechnisches System zur Ansteuerung von Wellenma- schinen mit aktiver Wellenkompensation entwickelt und getestet wurde. Dabei sticht das System durch seine Qualität hervor und bietet eine sehr gute Grundlage für die weitere Entwicklung im Gesamtprojekt. Die Ziele der Masterarbeit wurden erreicht.

6.2 Weiteres Verbesserungspotential und Ausblick

Der wichtigste Schritt bei der weiteren Entwicklung ist die Erprobung der Regelungs- technik im Verbund mit weiteren Wellenklappen. Alle Tests in dieser Arbeit wurden nur mit einer Wellenklappe durchgeführt. Auch wenn durch die Trennplatten zunächst gu- te Randbedingungen geschaffen wurden, gibt es mit Sicherheit weitere Herausforderungen, wenn sich Effekte von benachbarten Wellenklappen überlagern.

Da die Wellenklappen grundsätzlich unabhängig angesteuert werden können, sind die Wel- lenerzeugermodule in der Lage, schräge Wellenzüge zu erzeugen. Hierbei ist es denkbar,

dass die Vorsteuermente angepasst werden müssen. Die schräg weglauende Welle beeinflusst das Geschwindigkeitspotential vor der benachbarten Klappe und somit auch die hydrodynamischen Lasten. Da die Wellenmodule flexibel einsetzbar sein sollen, kann auch der Betrieb mit einem anderen Wasserspiegel möglich sein. Hierzu muss das Verhalten des Wasserstands zum richtigen Vorsteuerment entwickelt werden.

Bei der Wellendämpfung über die Wasserspiegelmessung, ergeben sich durch den Verbundbetrieb ebenfalls interessante Szenarien. Die Reaktion einer Wellenklappe beeinflusst den Wasserstand vor den benachbarten Wellenklappen, welche sich hierdurch ebenfalls in Bewegung setzen. Durch dieses Übersprechen kann es zu einem instabilen Verhalten kommen, bzw. die Wellendämpfung an einer Stelle, eine ungewollte Wellenerzeugung an anderer Stelle hervorrufen.

Durch das gewählte Bussystem und die modulare Regelungstechnik sind die Wellenerzeugermodule in der Lage, auch untereinander Daten auszutauschen. Sowohl für die Wellenerzeugung, aber vor allem für die Wellendämpfung ist die geeignete Kopplung der Wellenklappen somit umsetzbar. Hier kommt eine kinematische Verkopplung in Frage, welche bei einer großen Differenzgeschwindigkeit zwischen benachbarten Klappen für einen Ausgleich sorgt.

Auch wenn der sensorlose Dämpfungsansatz in dieser Arbeit nicht den gewünschten Erfolg gezeigt hat, ist eine weitere Erprobung mit den größeren Wellenerzeugermodulen sinnvoll. Durch bessere Fertigungstechnik und ohne Reibung zu den Wellenleitplatten, kann die Qualität der Dämpfung mit Sicherheit erhöht werden.

Unabhängig zu der Weiterentwicklung der beschriebenen modularen Wellenmaschine, können die Erkenntnisse auch die Qualität bei vorhandenen Anlagen verbessern. Zum Beispiel ist die Umsetzung der Feedback-Wellendämpfung nach RAO-Tuning auch beim hydraulischen Wellenerzeuger im großen Schlepptank der HSVA denkbar. Hierdurch könnte die Wartezeit zwischen zwei Seegangversuchen deutlich reduziert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] CLAUSS, Günther F. ; LEHMANN, Eike 1940-2019 (Hrsg.): *Meerestechnische Konstruktionen mit 25 Tabellen*. Springer, 1988
- [2] DEAN, Robert G. ; DALRYMPLE, Robert A. (Hrsg.): *Water wave mechanics for engineers and scientists*. Repr. World Scientific, 2000 (Advanced series on ocean engineering 2)
- [3] FRIGAARD, Peter ; ANDERSEN, Thomas Lykke: *Analysis of Waves: Technical documentation for WaveLab 3*. Denmark : Department of Civil Engineering, Aalborg University, 2014 (DCE Lecture notes 33)
- [4] GODA, Yoshimi ; SUZUKI, Tasumasa: Estimation of incident and reflected waves in random wave experiments. 1 (1976), Jan.
- [5] HASSELMANN K., E. Bouws H. Carlson D.E. Cartwright K. Enke J.A. Ewing H. Gienapp D.E. Hasselmann P. Kruseman A. Meerburg P. Mller D.J. Olbers K. Richter W. S. ; WALDEN, H.: Measurements of wind-wave growth and swell decay during the Joint North Sea Wave Project (JONSWAP). *Ergänzungsheft zur Deutschen Hydrographischen Zeitschrift Reihe, A(8) (Nr. 12)*, p.95 (1973)
- [6] KAUFFELDT, André: *Schiffs- und Meerestechnisches Versuchswesen*. – Vorlesungsbegleitendes Skript zu der Lehrveranstaltung von Prof. Clauss
- [7] KAWAGUCHI, Takashi ; NAKANO, Kunio ; MIYAJIMA, Shogo ; ARIKAWA, Taro: *A Theory for Wave Energy Conversion by Bottom-Mounted Oscillating Bodies*. 06 2019
- [8] KUHLMANN, Hendrik: *Strömungsmechanik - Eine kompakte Einführung für Physiker und Ingenieure*. Pearson Deutschland, 2014. – ISBN 9783868942538
- [9] NEWMAN, J.N.: Analysis of wave generators and absorbers in basins. In: *Applied Ocean Research - APPL OCEAN RES* 32 (2010), S. 71–82
- [10] SCHRÖDER, Dierk: *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 01 2009. – ISBN 978-3-540-89612-8
- [11] SIEMENS AG: Motordatenblatt Getriebemotor 1FG1505-1RF13-2AC1-Z D11+G20+G24+G99+K06+N23.

- [12] SIEMENS AG: *Funktionshandbuch SINAMICS S120*. ab Firmware Version 5.2. 11/2018
- [13] SIEMENS AG: *Listenhandbuch SINAMICS S120/S150*. ab Firmware Version 5.2. 12/2018
- [14] SPINNEKEN, Johannes ; SWAN, Chris: Second-order wave maker theory using force-feedback control. PartI. A new theory for regular wave generation. In: *Ocean Engineering* 36 (2009)

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Ort

Datum

Unterschrift im Original