

HENRY

Hydraulic Engineering Repository

Ein Service der Bundesanstalt für Wasserbau

Report, Published Version

Söhngen, Bernhard

Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben. FuE-Abschlussbericht A39530470005

Verfügbar unter/Available at: <https://hdl.handle.net/20.500.11970/105110>

Vorgeschlagene Zitierweise/Suggested citation:

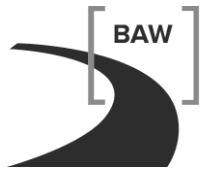
Bundesanstalt für Wasserbau (Hg.) (2016): Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben. FuE-Abschlussbericht A39530470005. Karlsruhe: Bundesanstalt für Wasserbau.

Standardnutzungsbedingungen/Terms of Use:

Die Dokumente in HENRY stehen unter der Creative Commons Lizenz CC BY 4.0, sofern keine abweichenden Nutzungsbedingungen getroffen wurden. Damit ist sowohl die kommerzielle Nutzung als auch das Teilen, die Weiterbearbeitung und Speicherung erlaubt. Das Verwenden und das Bearbeiten stehen unter der Bedingung der Namensnennung. Im Einzelfall kann eine restriktivere Lizenz gelten; dann gelten abweichend von den obigen Nutzungsbedingungen die in der dort genannten Lizenz gewährten Nutzungsrechte.

Documents in HENRY are made available under the Creative Commons License CC BY 4.0, if no other license is applicable. Under CC BY 4.0 commercial use and sharing, remixing, transforming, and building upon the material of the work is permitted. In some cases a different, more restrictive license may apply; if applicable the terms of the restrictive license will be binding.

Verwertungsrechte: Alle Rechte vorbehalten



Bundesanstalt für Wasserbau
Kompetenz für die Wasserstraßen

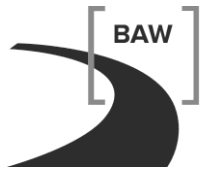
FuE-Abschlussbericht

Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben

A39530470005



Dezember 2016



Bundesanstalt für Wasserbau
Kompetenz für die Wasserstraßen

**FuE-Abschlussbericht
Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung
aus Schlagflächenantrieben**

Beginn des Vorhabens: Oktober 2012

Auftrags-Nr.: BAW-Nr. A39530470005

Aufgestellt von: Abteilung: Wasserbau im Binnenbereich
 Referat: W4 Schiff/Wasserstraße, Naturuntersuchungen
 Projektleiter Prof. Dr.-Ing. B. Söhngen
 Bearbeiter: Prof. Dr.-Ing. B. Söhngen

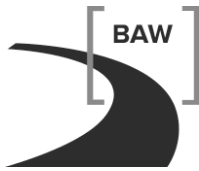
Karlsruhe, Dezember 2016

Der Bericht darf nur ungekürzt vervielfältigt werden. Die Vervielfältigung und eine Veröffentlichung bedürfen der schriftlichen Genehmigung der BAW.

Bundesanstalt für Wasserbau

Kußmaulstraße 17 · 76187 Karlsruhe
Tel.: 0721 97 26-0 · Fax: 0721 97 26-45 40

Wedeler Landstraße 157 · 22559 Hamburg
Tel.: 040 81 908-0 · Fax: 040 81 908-373



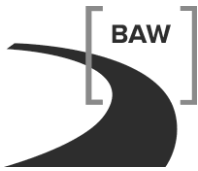
Zusammenfassung

Schiffspropeller verursachen insbesondere bei kleinen Flottwassertiefen große Sohlbeanspruchungen, die zu Auskolkungen bis hin zur Resuspension von Sohlmaterial führen können. Dies liegt u. a. an der Ausbreitungscharakteristik des drallbehafteten Propellerstrahls, der eine große Erhaltungstendenz aufweist. Es stellt sich deshalb die Frage, ob es alternative Antriebssysteme von Binnenschiffen zu heute üblichen Schiffspropellern gibt, die bei gleichem Schub geringere Sohlbeanspruchungen verursachen und ggf. sogar günstigere Wirkungsgrade aufweisen, um Treibstoffkosten einzusparen. Eine mögliche alternative Antriebsform ist die Schlagfläche. Hierbei muss man sich eine auf- und ab bzw. seitwärts schwingende Fläche vorstellen wie bei der Schwanzflosse eines Delphins oder eines Fisches. Erste Berechnungen und eine umfangreiche Literaturrecherche zeigen, dass Schlagflächenantriebe höhere Wirkungsgrade aufweisen können als herkömmliche Binnenschiffspropeller und voraussichtlich wesentlich geringere Sohlbelastungen verursachen. Diese Aussagen sollen im Rahmen des Vorhabens durch experimentelle Untersuchungen mit einem Schlagflächenroboter gestützt werden.

Durch den Einsatz von Schiffsschrauben als Standardantrieb von Wasserfahrzeugen können Fundamente von Wasserbauwerken unterspült, Ufer beschädigt und Gewässerböden erodiert werden. Weiterhin leiden Pflanzen und Tier-Populationen in den Gewässern. Alternative Antriebe, wie z. B. Schlagflächenantriebe, können dazu beitragen, die propulsionsbedingten Belastungen zu begrenzen. Weiterhin könnten sie bekannte Nachteile von Schraubenantrieben reduzieren, die bei wechselnden Einsatzbedingungen wie unterschiedliche Wassertiefen, Strömungsgeschwindigkeiten, Beladungszuständen, Fahrt als Einzelfahrzeug oder im Verband, die Propellerwirkungsgrade aufweisen, die im Durchschnitt bei 0,3 – 0,5 liegen, obwohl theoretisch Werte bis etwa 0,6 erreichbar wären.

Es konnte gezeigt werden, dass theoretisch hergeleitete und exemplarisch experimentell nachgewiesene hohe Schubbeiwerte und Wirkungsgrade tatsächlich in der Praxis erreichbar sind. Dabei erwies sich das Bewegungsmuster des Schlagflächenantriebs als sehr robust hinsichtlich Schwankungen seiner wesentlichen Parameter, was den Erfolg des Antriebssystems in der Natur erklärt und eine erfolgreiche technische Anwendung möglich erscheinen lässt. Sowohl in Fahrt als auch unter Anfahrbedingungen können mit Schlagflächenantrieben technisch akzeptable Schubkräfte erzeugt werden, die denen herkömmlicher Schraubenantriebe entsprechen, wobei das Bewegungsmuster jedoch für Anfahr Situationen angepasst werden sollte. Die Belastungen der Sohle aus Schlagflächenantrieben sind bei technisch relevanter Auslegung geringer als aus Schraubenantrieben, wobei dies jedoch nur exemplarisch gezeigt wurde.

Inhaltsverzeichnis		Seite
1	Einleitung	7
1.1	Motivation	7
1.2	Veranlassung, Aufgabenstellung und Zielsetzung	8
2	Grundlagen	9
2.1	Schiffsinduzierte Belastungen und Kolkbildung	9
2.2	Kurze Erläuterung der Funktionsweise eines Schiffpropellers	11
2.3	Funktionsprinzip eines Flächenantriebes	12
2.3.1	Statischer Auftrieb	12
2.3.2	Dynamischer Auftrieb	13
2.3.3	Gestaltung der Flossenprofile	13
2.3.3.1	Gestaltung der Flossenprofile in der Natur	13
2.3.3.2	Gestaltung der Flossenprofile in der Technik	14
2.4	Betrachtung der Flosse als Tragflügel	15
3	Stand der Technik zur Konstruktion von Schlagflächenantrieben	19
3.1	Yamaguchi und Bose 1994	19
3.2	Delphinroboter von Nakashima und Ono	20
3.3	Versuch von Anderson, Streitlien, Barrett und Triantafyllou	21
4	Aufbau des Versuchsstandes	25
4.1	Aufbau und Befestigung des Schwanzflossenantriebes in einer von Wasser durchgeströmten Rinne	25
4.2	Kalibrierung	30
4.2.1	Aufbau der Kalibrierungsvorrichtung	31
4.2.1.1	Kalibrieren des Hubsensors	31
4.2.1.2	Kalibrieren des Pitchsensors	34
4.2.1.3	Kalibrieren des Schubsensors	35
4.3	Kinematik der Schwanzflossenbewegung bei stationärer Anströmung	37
4.4	Versuchsstand im ruhenden Wasser	40
4.5	Messreihen	42
4.5.1	Messungen in der Rinne mit anströmendem Wasser	42
4.5.2	Messungen im Becken mit ruhendem Wasser	42
4.6	Regelung	43
4.7	Implementieren des Steuerprogramms mit LabVIEW	44
4.8	Grundsätzlicher Ablauf der Messungen	48
5	Besonderheiten bei der Durchführung und Auswertung der Messungen	49



5.1	Schubmessung	49
5.2	Datenlücken	50
6	Auswertung der durchgeführten Messungen	51
6.1	Definition der positiven Richtungen	51
6.2	Filterung	51
6.3	Umrechnen der Sensorwerte unter Berücksichtigung der Kalibrierkennlinien	53
6.4	Berechnung des Wirkungsgrades	53
6.5	Diskussion der Ergebnisse mit Anströmung	55
6.6	Diskussion der Ergebnisse im ruhenden Wasser	59
6.6.1	Bewegungskinematik	59
6.6.2	Schubkräfte	61
6.6.3	Schubbeiwerte	64
6.6.4	Sohlbeanspruchung	66
6.6.5	Umrechnung der Standversuche auf Naturmaßstab	67
6.7	Kritische Anmerkungen zur Versuchs- und Messtechnik	70
7	Ausblick	71
8	Literaturverzeichnis	72

Bildverzeichnis

Seite

Bild 1:	Binnenschiff mit Propellerantrieb [3, S.3].	10
Bild 2:	Kolkbildung bei Manövern [3, S.4].	10
Bild 3:	Kolkbildung vor Prallwand [3, S.6].	11
Bild 4:	Prinzipskizze eines Propellers (Aufsicht) mit Geschwindigkeitsverlauf der induzierten Strömung, eingetragen in x, y – Koordinatensystem [3, S.10].	11
Bild 5:	Links in der Abbildung ist eine Forelle (kleine Streckung) und rechts ein Thunfisch zu sehen. Je nach Lebensumständen sind ihre Flossen unterschiedlich geformt [3, S.19].	13
Bild 6:	Profile diverser Delphinarten [3, S.20].	14
Bild 7:	Sinusförmiger Pfad einer Schwanzflosse [1, S.21].	15
Bild 8:	Wirkende Kräfte an der Flosse. [1, S.22].	16
Bild 9:	Bei zu großem Anströmwinkelentsteht eine große Widerstandskraft, die die Vortriebskraft mindert [3, S.24].	17
Bild 10:	Bremswirkung eines Schlagflächenantriebs	17
Bild 11:	Berechneter und gemessener (Anderson) Wirkungsgrad (Verhältnis Schub- zu Hubarbeit) und Schubbeiwert (gebildet mit der max. Abschlaggeschwindigkeit, sonst wie Auftriebsbeiwert Tragflügel) von Schwanzflossen mit Prandtls Tragflügeltheorie (sehr breiter Flügel, NACA 0012, Sog- und Nachstromziffer vernachlässigt) - sinusförmige Hub- und Drehbewegung (Pitch eilt 90 Grad voraus, Thetamax 20 Grad), max. Anstellwinkel 37 Grad (Anderson 20 Grad, NACA 0012).	18
Bild 12:	Profilquerschnitt NACA 63-015 [1].	19
Bild 13:	Schwingender SFA [1, S.23].	20
Bild 14:	Definition des Phasenwinkels [1, S.24].	20
Bild 15:	Schematischer Aufbau des Delphinroboters [1, S.25].	21
Bild 16:	Definition der wichtigsten Bewegungsparameter für eine schwingende Flosse. [5, S.43].	21
Bild 17:	Modellaufbau [5, S.46].	22
Bild 18:	Experimentell gemessene Schubparameter als Funktion der Strouhal-Zahl. [5, S.47].	24
Bild 19:	Experimentell gemessener Wirkungsgrad als Funktion der Strouhal-Zahl. Die Kurvenbezeichnungen sind identisch mit denen des Bild 18 [5, S.48].	25
Bild 20:	Durchgeströmte Rinne und Schwanzflossenantrieb [6, S.282].	26
Bild 21:	Schwanzflossenantrieb [6, S.282].	26
Bild 22:	Aufsicht der verwendeten Flosse (links). Rechts ist ein Schnitt mit dem inneren Aufbau dargestellt [7, S.9].	27
Bild 23:	Wichtige Abmessungen des Schwanzflossenantriebes, Profilsansicht [8, S.1].	28
Bild 24:	Schnitt durch den oberen Teil des Schwanzflossenantriebes [1, S.40].	29

Bild 25:	CAD-Modell des Schwanzflossenantriebes [3, S.15].	29
Bild 26:	Befestigung des SF-Antriebes in der Tiefrinne	30
Bild 27:	Kalibrierungsvorrichtung.	31
Bild 28:	Kalibrierung des Hubsensors.	32
Bild 29:	Drehmomentsensor TS70 von ME - Messsysteme GmbH.	32
Bild 30:	Regressionskennlinie des Hubsensors, erstellt auf Basis der Kalibrierung.	33
Bild 31:	Hubmoment in [Nm] als Funktion der Spannung in [V].	33
Bild 32:	Kalibrierung des Pitchsensors über einen zusätzlich montierten Hebelarm.	34
Bild 33:	Pitchmoment in [Nm] als Funktion der Spannung in [V].	35
Bild 34:	Vorrichtung zur Kalibrierung des Schubsensors.	35
Bild 35:	Kraftsensor KM10 von ME - Messsysteme GmbH. Die Krafteinleitung erfolgt über zwei Gewinde M2,5 [10, S.1].	36
Bild 36:	Schubkraft in [N] als Funktion der mittleren Spannung in [V].	37
Bild 37:	Hebelarme und Drehwinkel zur Beschreibung der Hub- und Pitchbewegung.	38
Bild 38:	Zeitlicher Verlauf der harmonischen Hub- und Pitchbewegungen mit Periode T. Die Phasenverschiebung beträgt hier $\psi = 75^\circ$ (Variante H11).	39
Bild 39:	Aufbau des Versuchstandes im ruhenden Wasser.	41
Bild 40:	Der Kasten samt Kiesfüllung befindet sich während des Bewegungsvorgangs zwischen Boden und Flosse.	41
Bild 41:	Kieszusammensetzung	42
Bild 42:	Schematischer Ablauf der Regelung des Schwanzflossenantriebes. Die Pfeile zeigen die Richtung des Signalflusses. Am Punkt \ominus wird die Regeldifferenz $\Delta\varphi$ gebildet.	43
Bild 43:	Bedienoberfläche des SFA-s in LabVIEW (oberer Teil).	44
Bild 44:	Bedienoberfläche des SFA-s in LabVIEW (unterer Teil).	45
Bild 45:	Die maximale Hubauslenkung $\varphi_{(H_max)}$ und die Phasenverschiebung ψ können im Unterreiter „Hub“ eingegeben werden.	46
Bild 46:	Im Reiter „Skalierung“ können die Kalibrierungsparameter vor dem Beginn der Messung eingestellt werden.	47
Bild 47:	Durch Einschalten des „Loggen“ – Schalters wird pro Versuch eine Logdatei angelegt.	48
Bild 48:	Das Einbauen der Feder bewirkt eine Verschiebung der Kennlinie entlang der Ordinate.	49
Bild 49:	Konvention der positiven Richtungen (Aufsicht).	51
Bild 50:	Ein horizontaler Boxplot über einem bestimmten Zahlenstrahl [15]	52
Bild 51:	Im oberen Plot ist der Verlauf der Pitch- und Hub-Momente über mehrere Perioden dargestellt. In der Mitte ist der erzeugte Schub als blaue Fläche dargestellt. Ganz unten auf dem Bild sind die Verläufe der Hub- und Pitch-Winkel angegeben.	55
Bild 52:	Gefilterte Messdaten für Hub-, Pitchmoment und Schubkraft [16]. Darstellung des Schubs als Boxplot.	56

Bild 53:	Darstellung analog Bild 52 mit zeitlichem Schubkraftverlauf, der dem Median der Einzelwerte entspricht. Die Fläche, die zwischen der Kurve und der Zeitachse eingeschlossen ist (hier blau gefärbt), ist ein Maß für die erzeugte mittlere Schubkraft [16].	57
Bild 54:	Veranschaulichung der Abhängigkeit der Schubkraft von den beiden für die Bewegung relevanten Winkeln [16].	58
Bild 55:	Gemessene mittlere Schubkraft bei Anströmung (Strömungsgeschwindigkeit 0,304 m/s, Eintauchtiefe 0,22 m, Wassertiefe 0,23 m), aufgetragen über der max. Hubgeschwindigkeit am Flossengelenk.	59
Bild 56:	Bewegungsmuster einer Flosse im Stand (Stellungen von Hubarm und Flosse in 30°-Intervallen der Hubbewegung) mit Anströmgeschwindigkeiten und Kräften, damit ein positiver (linke Bildfolge) oder negativer (rechte Bildfolge) Schub entsteht.	60
Bild 57:	In der Abbildung ist die Variante, die die größten Schubkräfte geliefert hat, dargestellt. Die dazugehörigen Parameter sind wie folgt definiert: Max. Hubwinkel = 40°, Max. Pitchwinkel = 45°, Phasenverschiebung = -25°, Eintauchtiefe der Flosse = 0,22 [m], Periodendauer = 1,5 [s]. Die blau markierte Fläche in dem mittleren Plot entspricht dem erzeugten Schub während einer Periode T [s].	61
Bild 58:	Mittlere Schubkraft S der Flosse im Ruhewasser [N] in Abhängigkeit vom negativen Pitchwinkel beim Nulldurchgang des Hubarms - φ_{P0} [°] (negativer Wert deshalb, weil nur negative Phasenverschiebungswinkel ψ betrachtet werden, die einen positiven Schub erzeugen) - Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m (Periode T = 1,5 s)	62
Bild 59:	Wie Bild 58, jedoch Wassertiefe 0,17 m und Tauchtiefe 0,11 m.	63
Bild 60:	Mittlere Schubkraft S der Flosse im Ruhewasser [N] in Abhängigkeit vom max. Hubwinkel φ_{Hmax} [°] (Periode 1,5 s), aufgetragen für verschiedene negative Pitchwinkel beim Nulldurchgang des Hubarms - φ_{P0} [°] - Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m (Periode T = 1,5 s), f_e 0,22 m).	63
Bild 61:	Schubbeiwert, gebildet mit der max. Hubgeschwindigkeit am Flossenanlenkungspunkt, errechnet für verschiedene Pitchwinkel im Nulldurchgang (nur negative Phasenverschiebungswinkel, geschätzter Nullschub 5,8 N, der vom Messwert abgezogen wurde, Mittel des Schubbeiwertes 1,86) - Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m.	64
Bild 62:	Schubbeiwert für die Versuchsbedingungen von Anderson (gebildet mit der max. Abschlaggeschwindigkeit, sonst wie Auftriebsbeiwert Tragflügel), errechnet mit Prandtls Tragflügeltheorie (sehr breiter Flügel, NACA 0012, Sog- und Nachstromziffer vernachlässigt) bei sinusförmiger Hub- und Drehbewegung (Pitch eilt 90 Grad voraus, Θ_{max} 20 Grad, max. Anstellwinkel 37 Grad – bei Anderson 20 Grad, Hub 3 m, Flossentiefe 2,0 m,	

effektive Flügelstreckung 30, unendlich breiter Wasserkörper der horizontal liegenden Flosse). **Fehler! Textmarke nicht definiert.**

Bild 63: Versuchsparameter: Max. Hubwinkel 40° , Phasenverschiebung = -75° , Max. Pitchwinkel = 40° , Periode = 1,5 [s], Zeitschritte = 50, Wassertiefe im Becken = 0,29 [m], Eintauchtiefe der Flosse = 0,22 [m]. Die Breite des Holzrahmens beträgt 45 [cm]. Die gemessene Schubkraft betrug 16,0 [N]. 66

Tabellenverzeichnis	Seite
Tabelle 1: Beispiel einer Kalibrierung des Hubsensors.	33
Tabelle 2: Beispiel einer Kalibrierung des Pitchsensors.	34
Tabelle 3: Beispielkalibrierung des Schubsensors.	36
Tabelle 4: Parameterzusammensetzung der Varianten zur Sohlbeanspruchung.	43

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den letzten Jahren spielt die Binnenschifffahrt in Deutschland eine immer wichtigere Rolle für die Logistikbranche. Sowohl in Deutschland als auch in Europa ist die Güterschifffahrt auf den Binnenwasserstraßen ein unabdingbares Teil der Logistikindustrie. Der Gütertransport mit Binnenschiffen zeichnet sich durch eine hohe Leistungsfähigkeit, Zuverlässigkeit und Umweltfreundlichkeit aus. Ein Binnenschiff (Länge bis zu 110 Metern) kann in Kanälen und auf dem Rhein im Mittel mit einer Gütermenge von etwa 2000 Tonnen beladen werden, was der Anzahl von ca. 100 LKW-Ladungen entspricht. Darüber hinaus werden umgerechnet auf Kilometerstrecke auf den Binnenwasserstraßen jährlich dreimal so viele Tonnen Güter transportiert wie auf der Schiene. Dazu produziert das Schiff keine Staus, keinen Lärm, kaum Unfälle. Es ist daher eine gute Alternative zum Straßen- und Schienengütertransport [1, S.1].

Mit ansteigender Anzahl und ansteigenden Abmaßen der Binnenschiffe, die immer größeren Tiefgang haben, steigt ebenfalls die Sohl- und Uferbeanspruchung durch die Propulsionsorgane (Propeller). In vielen Fällen verursachen verschiedene Anfahr- und Stoppmanöver sowie Manövrierfahrten eine verstärkte Kolkbildung, die erhebliche Schäden an der Sohle und an den Ufern zur Folge hat [1, S.1].

Schiffspropeller verursachen insbesondere bei kleinen Flottwassertiefen große Sohlbeanspruchungen, die zu Auskolkungen bis hin zur Resuspension von Sohlmaterial führen können. Weiterhin leiden Pflanzen- und Tier-Populationen in den Gewässern. Verantwortlich für die oben angegebenen Nachteile des Propellerantriebes ist die Ausbreitungscharakteristik des drallbehafteten Propellerstrahls, der eine große Erhaltungstendenz aufweist. Es stellt sich deshalb die Frage, ob es alternative Antriebssysteme von Binnenschiffen zu heute üblichen Schiffspropellern gibt, die bei gleichem Schub geringere Sohlbeanspruchungen verursachen und ggf. sogar günstigere Wirkungsgrade aufweisen, um Treibstoffkosten einzusparen [2, S.1].

Eine mögliche alternative Antriebsform ist die Schlagfläche. Der Schlagflächenantrieb kann dazu beitragen, die propulsionsbedingten Belastungen zu begrenzen. Weiterhin könnten sie bekannte Nachteile von Schraubenantrieben reduzieren, die bei wechselnden Einsatzbedingungen wie unterschiedliche Wassertiefen, Strömungsgeschwindigkeiten, Beladungszuständen sowie Fahrten als Einzelfahrzeug oder im Verband, die Propellerwirkungsgrade aufweisen, die im Durchschnitt bei 0,3 - 0,5 liegen, obwohl theoretisch Werte bis etwa 0,6 erreichbar wären.

Als Schlagfläche bezeichnet man eine auf- und ab bzw. seitwärts schwingende Fläche, vergleichbar der Schwanzflosse eines Fisches. Erste Berechnungen und eine umfangreiche Literaturrecherche zeigen, dass Schlagflächenantriebe höhere Wirkungsgrade aufweisen können als herkömmliche Binnenschiffspropeller und voraussichtlich wesentlich geringere Sohlbelastungen verursachen [2, S.1].

1.2 Veranlassung, Aufgabenstellung und Zielsetzung

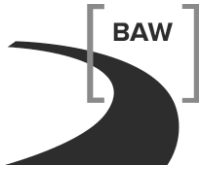
Die vorliegende Arbeit wurde veranlasst durch diverse Vorarbeiten des Auftraggebers in der BAW, Prof. Dr.-Ing. Bernhard Söhngen. Hierzu gehört der PIANC-Report „Considerations to reduce environmental impacts of vessels“ [22], der anschaulich schiffsinduzierte Belastungen beschreibt, quantifiziert und möglich Abhilfemaßnahmen vorschlägt. Hierzu gehören auch alternative Antriebssysteme von Binnenschiffen, um die Sohl- und Uferbelastungen zu reduzieren.

Auf eine Initiative von Bernhard Köhler hin, der bis 2010 an der TU-Darmstadt Studenten zum Thema Biomechanik von Fischen betreute und mit den Studenten einen Fischroboter baute [23], wurde im Jahre 2010 seitens verschiedener Institute an der TU Darmstadt überlegt, einen gemeinsamen Forschungsantrag zum Thema „Schwanzflossenantriebe für kleine Binnenfahrzeuge“ zu stellen. Dieser mündete u. a. in einem Entwurf für das Kapitel „Begrenzung schiffsinduzierter Belastungen“ [18] durch Söhngen.

Da im Institut für Wasserbau der TU-Darmstadt zum damaligen Zeitpunkt keine Kapazitäten zur Durchführung von Modelluntersuchungen frei waren, die Söhngen und Köhler zur Vorbereitung des Antrags für geboten hielt, und auch an den anderen beteiligten Instituten Kapazitäten zur Erarbeitung eines fundierten Forschungsantrags fehlten, überlegten Söhngen und Köhler, ob die Experimente an anderer Stelle durchgeführt werden könnten und ob die BAW die dabei anfallenden Kosten übernehmen könnte. Die Experimente sollten vor allem folgende Fragen klären, die sich im Ergebnis einer umfänglichen Literatursicht insbesondere durch Köhler ergaben:

- Können die zumeist theoretisch hergeleiteten hohen Wirkungsgrade eines Schlagflächenantriebs von 0,7 – 0,9 in der Praxis bestätigt werden?
- Wie robust reagiert ein Schlagflächenantrieb auf Abweichungen vom optimalen Bewegungsmuster einer Flosse, ist eine technische Ausführung somit realistisch erreichbar?
- Sind die Sohlbelastungen eines Schlagflächenantriebs, der denselben Schub liefert wie ein herkömmlicher Schiffspropeller, tatsächlich kleiner als der des Propellers?

Es wurde beschlossen, die experimentellen Untersuchungen am Institut von Prof. Eisenhauer an der Hochschule für Wirtschaft und Technik durchzuführen. Hierfür beantragte Herr



Söhngen ein BAW-internes FuE-Vorhaben [2], das dem alleinigen Ziel diene, den eigentlichen FuE-Antrag für eine externe Finanzierung vorzubereiten.

Zur Erstellung des dafür notwendigen Schlagflächenroboters wurde von der BAW das Ingenieurbüro Kauppert beauftragt, das auch die messtechnische Betreuung der Experimente (insbesondere durch Herrn Schanz) übernahm. Die mechanische Konstruktion des Roboters wurde vom Ingenieurbüro Kauppert an die Fa. Pfeffinger [8] vergeben.

Die Experimente wurden zunächst im Rahmen einer Bachelorarbeit von Herrn Weiler [1] an der Hochschule Karlsruhe, die durch die Prof. Eisenhauer und Söhngen betreut wurde, anschließend von Herrn Zlatanov, der als Hilfsassistent im Referat von Herrn Söhngen an der BAW angestellt war, im Labor des Wasserbauinstituts der Hochschule Karlsruhe durchgeführt. Ergänzende Versuche wurden ebenfalls von Herrn Zlatanov im Rahmen eines Praktikums im Ingenieurbüro Kauppert durchgeführt. Weiterhin wurde der vorliegende Bericht erarbeitet.

Er basiert hinsichtlich der fachwissenschaftlichen Grundlagen u. a. auf den vorliegenden Schriftstücken [2] und [18] sowie einem Vortrag über das BAW-FuE-Vorhaben [3] von Söhngen, aus dem diverse Grafiken übernommen wurden, der Bachelor-Thesis von Christian Weiler [1], aus dem viele Textpassagen übernommen wurden, den Berichten für die BAW-Forschungskompendien [6] und natürlich den durchgeführten Experimenten.

Hinsichtlich der Berechnungsverfahren für Schub und Wirkungsgrad auf Basis der Tragflügeltheorie, die Söhngen für seine o. g. Beiträge zu FuE-Anträgen verwendet hat, wird neben [2] und [18] auf [1] verwiesen. Der vorliegende Bericht konzentriert sich auf die Schilderung der Messungen sowie die Beantwortung der eingangs gestellten Fragen, deren Beantwortung es nunmehr erlaubt, den oben erwähnten FuE-Antrag zu stellen.

2 Grundlagen

2.1 Schiffsinduzierte Belastungen und Kolkbildung

Binnenschiffe sind immer stärker motorisiert, fahren mit immer größeren Tiefgängen und immer näher am Ufer. Dadurch werden Belastungen aus den Propulsionsorganen weiter zunehmen. In der Bild 1 sind die verschiedenen Strömungen, entstanden durch den Propellerantrieb, veranschaulicht [3, S.3].

In Bild 2 ist die Kolkbildung bei Fahrmanövern zu sehen, als Veranschaulichung der Schäden, die der Sohle durch den Propellerantrieb zugefügt werden können. Der Versuch wurde im Jahr 1970 mit einem Schiff der Art „Gustav König“ durchgeführt. Als Maßstab für die Ausmaße der Kolkbildung kann der daneben stehende Mensch betrachtet werden [3, S.4].



Bild 1: Binnenschiff mit Propellerantrieb [3, S.3].



Bild 2: Kolkbildung bei Manövern [3, S.4].

Wenn der Schraubenstrahl auf eine feste Berandung trifft, verstärken sich die Belastungen (Bild 3). Die Versuche wurden nicht in der freien Natur gemacht, sondern in einer Versuchshalle, worauf die kleinere Größe des entstandenen Kolks zurückzuführen ist [3, S.6].



Bild 3: Kolkbildung vor Prallwand [3, S.6].

2.2 Kurze Erläuterung der Funktionsweise eines Schiffpropellers

Ein Propeller funktioniert, indem er Wasser beschleunigt. Der Schub ist umso größer, je größer die Strahlggeschwindigkeit v_0 ist (Bild 4). Der Wirkungsgrad nimmt mit kleiner werdendem v_0 zu [3, S.10].

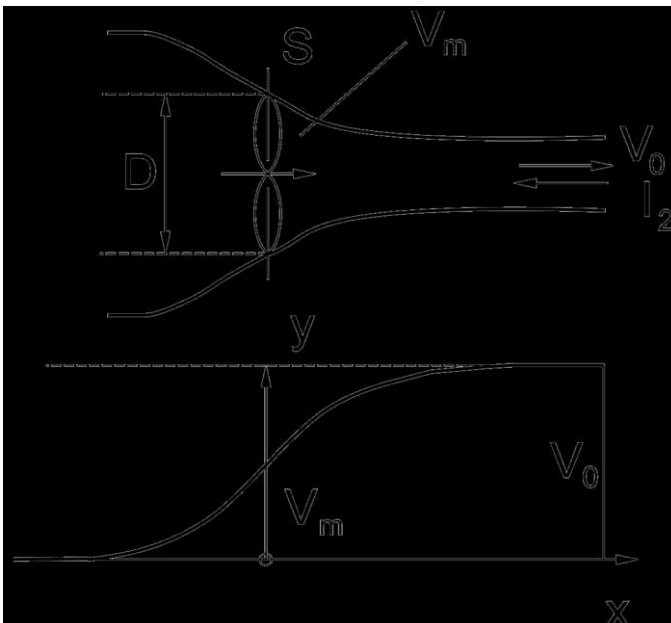


Bild 4: Prinzipskizze eines Propellers (Aufsicht) mit Geschwindigkeitsverlauf der induzierten Strömung, eingetragen in x, y - Koordinatensystem [3, S.10].

In Bild 4 bezeichnet S die erzeugte Schubkraft. v_m ist die Geschwindigkeit, mit der sich der Propeller relativ zum umgebenden Wasser bewegt. Für den Impuls $I_2 = \rho_W \frac{\pi D^2}{4} v_0$ mit $\rho_W =$ Wasserdichte [11, S.11].

Schon mit einem kleinen Propeller kann bei vertretbaren Wirkungsgraden ein großer Schub erzeugt werden. Deshalb werden in der Regel kleine Propellerdiskflächen realisiert. Der Wirkungsgrad kann nach der folgenden Formel (1) abgeschätzt werden [1, 18]:

$$\approx \frac{1}{1 + \frac{v_{rel}}{v_{sdw}}} \quad (1)$$

mit $v_{rel} = v_0 - v_{sdw}$. Mit v_{sdw} wird die Schiffsgeschwindigkeit relativ zum Wasserkörper („durchs Wasser“) bezeichnet [3, S.9].

2.3 Funktionsprinzip eines Flächenantriebes

Die Funktionsweise eines Flächenantriebes wird am Beispiel eines Fisches erläutert. Ein Fisch erzeugt den notwendigen Schub über die harmonische Bewegung seines Körpers, was aus technischer Sicht bei Schiffen keine Umsetzung findet, da der Schiffskörper immer starr ist.

Grundsätzlich erzeugen die Schwanzflossenantriebe ihre Antriebskraft auf dieselbe Art und Weise wie Flugzeuge, Hubschrauber oder Windkraftanlagen. Jedenfalls wird durch die Anstellungen eines Profils gegenüber der Anströmung eine Auftriebskraft erzeugt, die den nötigen Vortrieb bildet [1, S.4 und 3].

Dieser Auftrieb kann auf zwei Wegen erzeugt werden - statisch und dynamisch [1, S.5].

2.3.1 Statischer Auftrieb

Der statische Auftrieb entsteht beispielsweise an Heißluftballons und Luftschiffen. Diese Luftfahrzeuge sind, bedingt durch die erwärmte Luft oder der Heliumfüllung, leichter als Luft und fliegen aufgrund dieser Gewichtsunterschiede [1, S.5].

2.3.2 Dynamischer Auftrieb

Dynamischer Auftrieb wird bei der Bewegung eines Tragflügels gegenüber Luft oder einem anderen Medium erzeugt. Im Vergleich zum statischen Auftrieb ist hier die Bewegung von entscheidender Bedeutung, da erst durch sie Auftrieb entstehen kann [1, S.5].

Ein entscheidendes Kriterium bei der Auftriebserzeugung des Profils eines Tragflügels ist der sogenannte Anströmwinkel, der weiter unten in diesem Bericht definiert wird [1, S.19]. Ausführlicher wird die Entstehung des dynamischen Auftriebes z. B. in [1, S.5] und [3] erläutert.

Bei der Erzeugung des dynamischen Auftriebs stellen sich u. a. folgende Fragen:

- Wie groß muss die Streckung¹ Λ der Flosse sein?
- Wie sind die Tragflügelprofile optimal zu gestalten [3, S.12]?

2.3.3 Gestaltung der Flossenprofile

2.3.3.1 Gestaltung der Flossenprofile in der Natur



Bild 5: Links in der Abbildung ist eine Forelle (kleine Streckung) und rechts ein Thunfisch zu sehen. Je nach Lebensumständen sind ihre Flossen unterschiedlich geformt [3, S.19].

¹Die Streckung wird in der Tragflügeltheorie wie folgt definiert: $\Lambda = \frac{b^2}{A}$, wobei b die Spannweite und A die Flügelfläche ist [4]. Eine große Streckung ermöglicht einen größeren Wirkungsgrad des Tragflügels. Der Tragflügelstreckung entspricht bei der Schwimmlösse in etwa das Verhältnis der Flossenbreite zur Flossenlänge. In der Natur zeichnen sich die schnellen Schwimmer durch eine große Streckung aus [12].

Im Folgenden wird die Bedeutung der Größe der Flossenstreckung am Beispiel zweier Fische gezeigt, die unterschiedliche Lebensumstände haben (Bild 5) [3, S.19].

Bei einer Forelle ist die Streckung Λ klein. Sie ist ein Beschleunigungsschwimmer und lebt in Bodennähe. Bei kleinen Streckungen Λ ist der Anströmwinkel α_A wegen des induzierten Abwindes gering und die Flosse sitzt nicht auf. Es kommt somit auf die Lebensumstände des Fisches an, die via Evolution die Streckung bestimmt haben. Dies kann nicht vollständig auf eine technische Lösung übertragen werden. Dennoch erreicht der Schlagflächenantrieb erstaunlich große (theoretische) Wirkungsgrade [1, 3, 18]:

$$\eta \approx \frac{1 - \frac{1}{Z v_{rel}}}{1 + \frac{v_{rel}}{Z}} \quad (2)$$

mit $v_{rel} \cong v_a$ (Abschlaggeschwindigkeit) und $Z =$ Gleitzahl der Flosse. Zum Beispiel beträgt der Wirkungsgrad bei der Forelle mit einer Streckung $\Lambda \approx 1$ und einer Gleitzahl $Z \approx 3$ immer noch $\eta \approx 0,5$ [3, S.19].

In Bild 6 sind mehrere Profile von verschiedenen Delphinarten dargestellt [3, S.20].

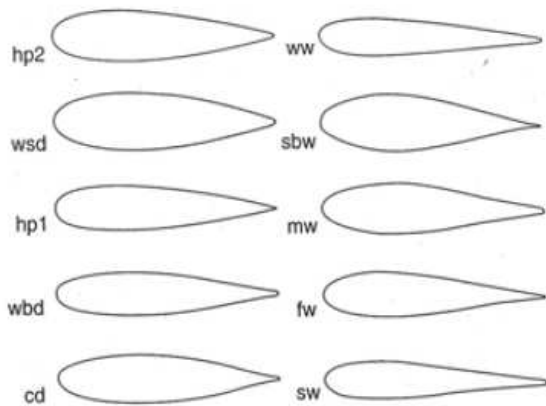


Bild 6: Profile diverser Delphinarten [3, S.20].

Sie alle zeichnen sich durch einen großen Nasenradius aus. Offenbar sind es die stark wechselnden Anströmwinkel, die größere Nasenradien sinnvoll machen [3, S.20].

2.3.3.2 Gestaltung der Flossenprofile in der Technik

Bei seiner Bewegung durch das Fluid läuft die Schlagfläche (Flosse) eines Schlagflächenantriebs in etwa auf einer sinusförmigen Bahn (Bild 7) [1, S.20].

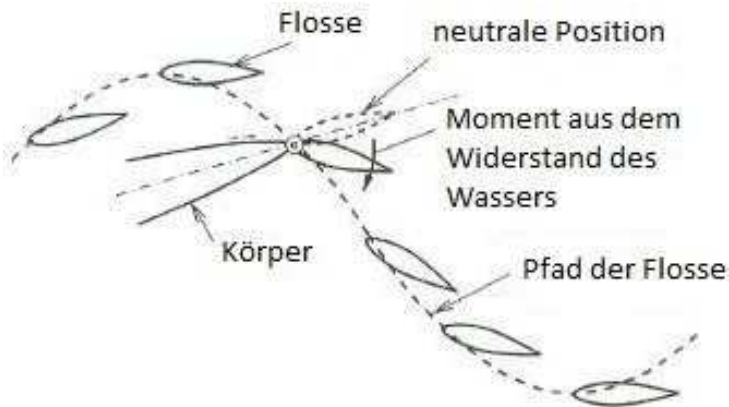


Bild 7: Sinusförmiger Pfad einer Schwanzflosse [1, S.21].

In der Zeit zwischen den maximalen Ausschlägen (Umschlagpunkte) ändert sich der Anströmwinkel ständig, um in jeder Phase des Hubzyklus den maximalen Schub zu erzeugen. An den Umschlagpunkten (Extremstellen) herrscht für etwa die Hälfte der Zeit ein Nullvortrieb. Abhängig davon, wie schnell oder langsam sich die Flosse bewegt, kann der Anströmwinkel an die Situation angepasst werden, um einen gleichmäßigen Auftrieb zu erzeugen. Bei großen Geschwindigkeiten bedeutet dies eine Verringerung des Anströmwinkels und umgekehrt bei kleinen Geschwindigkeiten eine Erhöhung des Anströmwinkels [1, S.20].

Allerdings sind die Anatomie von Fischen, aber auch Erfahrungen aus der Aerodynamik von Flugzeugen, nur begrenzt auf Schlagflächenantriebe zu übertragen. Hinzu kommt die stark instationäre Flossenbewegung, die ein frühzeitiges Abreißen der Strömung offensichtlich verhindert („Rütteln des Falken“). Daher wären Experimente eine sehr gute und sinnvolle Ergänzung zur Theorie- und vor allem weniger aufwendig als numerische 3D-Simulationen [3, S.21 und 18].

2.4 Betrachtung der Flosse als Tragflügel

Die Flosse wird unter einem Anströmwinkel α_A angeströmt, der durch die Mittellinie der Flosse und die Anströmrichtung definiert wird (Bild 8) [1, S.21 und 3].

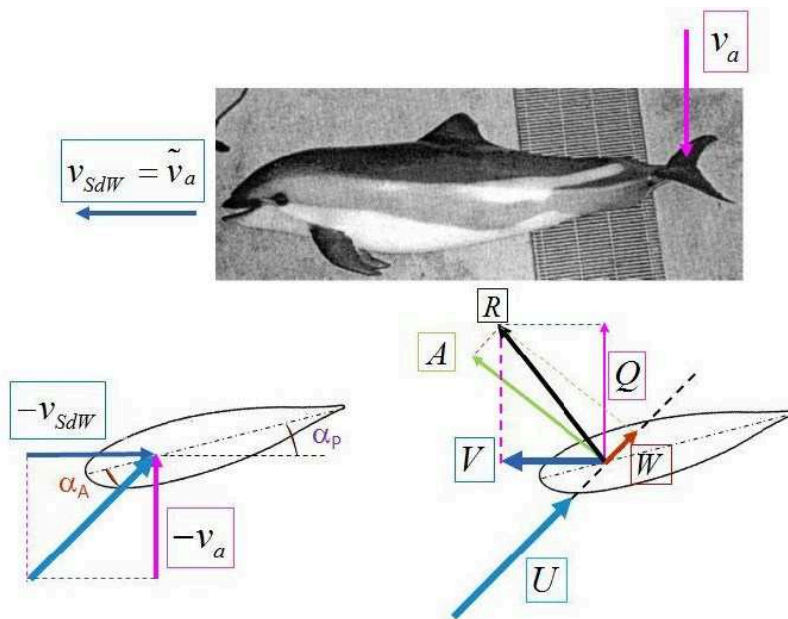


Bild 8: Wirkende Kräfte an der Flosse [1, S.22].

Auf diese Weise entsteht eine Auftriebskraft A , die senkrecht zur Strömungsrichtung U ist, deren Komponenten die horizontale und vertikale Anströmgeschwindigkeiten $-v_{sdw}$ und $-v_a$ sind. Diese Auftriebskraft A wird durch die Widerstandskraft W gemindert, so dass die resultierende Kraft R entsteht.

Die horizontale Komponente dieser Kraft ist die erzeugte Schub- bzw. Vortriebskraft V , die die Nutzleistung bestimmt: $L_N = v_{sdw}V$. Aus der Komponente Q senkrecht zur Fahrtrichtung ergibt sich, zusammen mit v_a , die erforderliche Hubleistung L_H . Der Wirkungsgrad kann als Verhältnis der Nutz- und Hubleistung definiert werden [3, S.22]:

$$\eta = \frac{L_N}{L_H} \quad (3)$$

Die erzielbare Vortriebskraft und der Wirkungsgrad sind stark vom Verhältnis der Hub- zur Schiffsgeschwindigkeit (die in Bild 8 mit der vertikalen Anströmgeschwindigkeit der Flosse identisch ist) und vom Pitchwinkel der Flosse α_p abhängig. Diese Parameter bestimmen den Anströmwinkel α_A der Flosse und damit die Auftriebskraft und den Widerstand [3, S.23].

Der Widerstand hat vor allem bei großen Anströmwinkeln α_A einen großen Einfluss auf die erzeugte Schubkraft (Bild 9). Angenommen, es herrschen die gleichen Anströmverhältnisse wie in Bild 8, aber z. B. ist das Profil ungeeignet gestaltet, was eine Ablösung der Strömung verursachen könnte, dann wird dies, wie Bild 9 verdeutlicht, nur zu einer kleinen Vortriebskraft führen [3, S.24].

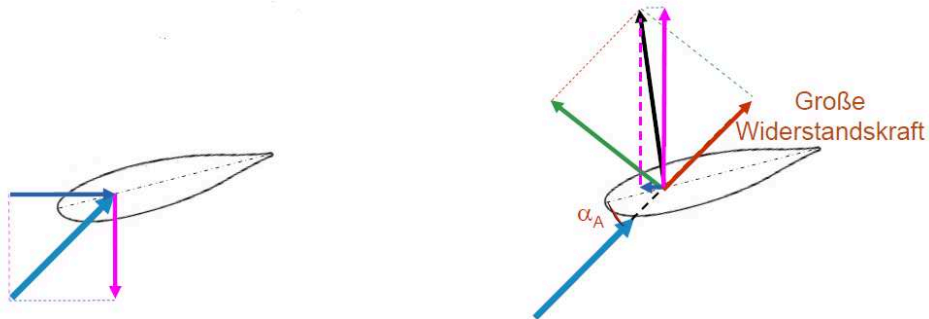


Bild 9: Bei zu großem Anströmwinkelentsteht eine große Widerstandskraft, die die Vortriebskraft mindert [3, S.24].

Um das zu vermeiden, muss der Pitchwinkel in der Langsamfahrt sehr groß, in der Schnellfahrt allerdings klein gewählt werden, damit die Strömung nicht abreißt und der Wirkungsgradoptimal wird [3, S.25].

Ein Schlagflächenantrieb kann aber nicht nur zum Vortrieb, sondern auch wirksam zum Bremsen und Stoppen verwendet werden. Dies verdeutlicht Bild 10. [1, S.26 und 3].



Bild 10: Bremswirkung eines Schlagflächenantriebs

Bei einem großen Pitchwinkel wird das Profil von der Oberseite angeströmt. Im Gegensatz zum Propeller resultiert hier bei großer Fahrtgeschwindigkeit eine sehr große Bremskraft. Schlagflächenantriebe können somit die gleichen Funktionen erfüllen wie herkömmliche Schraubenantriebe. Dies gelingt allerdings nur dann, wenn Hub und Pitch zu jedem Zeitpunkt aufeinander abgestimmt werden [3, S.27].

Schlagflächenantriebe haben nach Literaturrecherchen gegenüber dem Propellerantrieb Vorteile, wenn die Hubbewegungen auf die Fahrtgeschwindigkeit adaptiert werden. Dies zeigen z. B. Untersuchungen von Anderson [5] (siehe Kap. 3.3) und Ansätze von Söhngen [1] auf Basis der Tragflügeltheorie, die Wirkungsgrade bis ca. 0,8 für erreichbar halten. In

Bild 11 wurde ein Versuch von Anderson durch Modellrechnungen nachvollzogen. Der Wirkungsgrad ist dabei als Funktion der Strouhal-Zahl (siehe Kap. 3.3) angegeben, die zum Verhältnis von Schiffs- zu Hubgeschwindigkeit proportional ist [2, S.1].

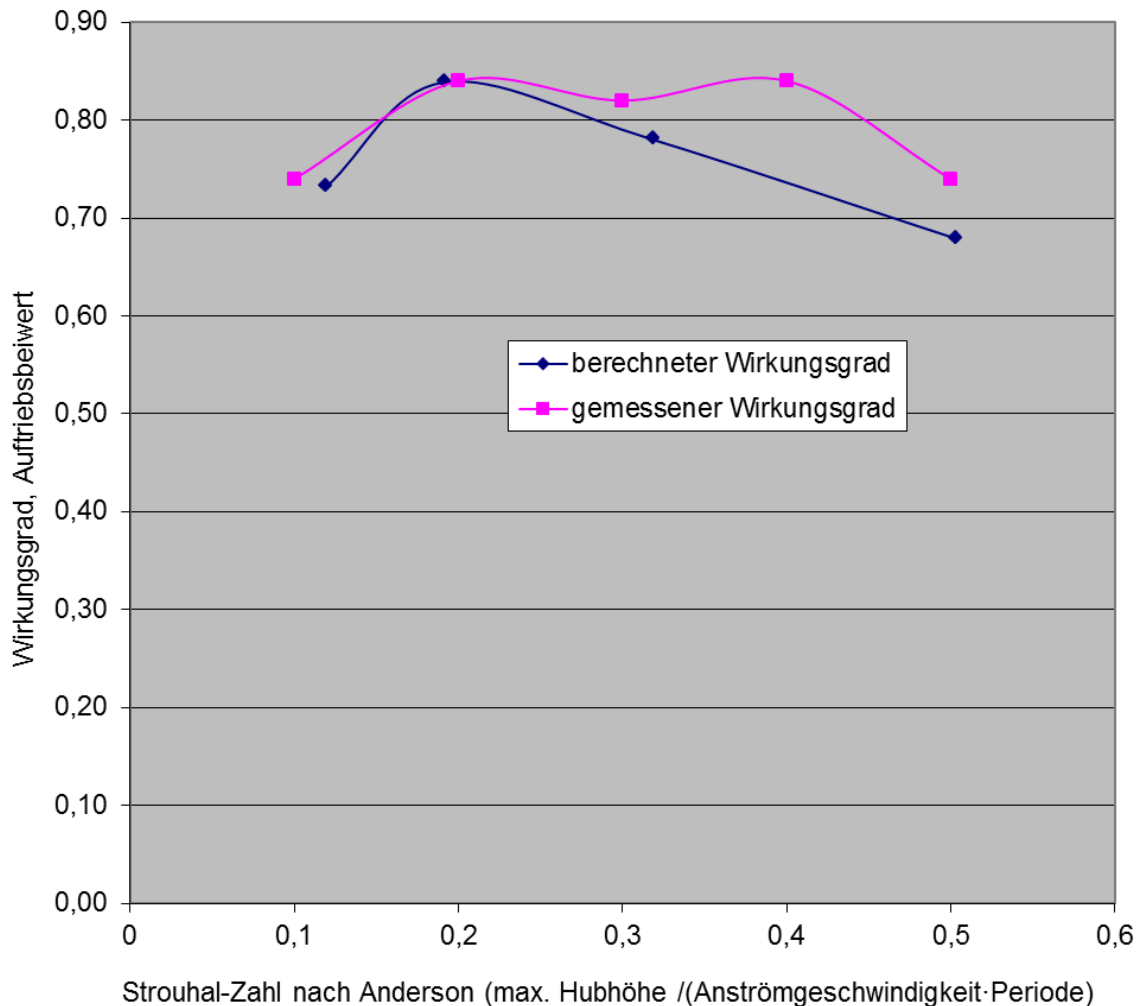


Bild 11: Berechneter und gemessener (Anderson) Wirkungsgrad (Verhältnis Schub- zu Hubarbeit) und Schubbeiwert (gebildet mit der max. Abschlaggeschwindigkeit, sonst wie Auftriebsbeiwert Tragflügel) von Schwanzflossen mit Prandtl's Tragflügeltheorie (sehr breiter Flügel, NACA 0012, Sog- und Nachstromziffer vernachlässigt) - sinusförmige Hub- und Drehbewegung (Pitch eilt 90 Grad voraus, Theatamax 20 Grad), max. Anstellwinkel 37 Grad (Anderson 20 Grad, NACA 0012).

Die Grafik in Bild 11 bezieht sich auf eine sinusförmige Hub- und Drehbewegung (Pitch eilt 90° voraus, $\theta_{max} = 20^\circ$) mit maximalem Anströmwinkel 37° (Anderson 20°, NACA 0012) [1, S.34].

3 Stand der Technik zur Konstruktion von Schlagflächenantrieben

Die schwingenden Schwanzflossenantriebe wurden bereits von anderen wissenschaftlichen Gruppen untersucht, motiviert durch die Vermutung, dass bei Fischen die Antriebserzeugung optimal ist. Dabei wurde deutlich, dass Schwanzflossenantriebe (SFA) höhere Wirkungsgrade haben können als herkömmliche Propellerantriebe. Im Folgenden werden einige der Untersuchungen kurz zusammengefasst [1, S.23].

3.1 Yamaguchi und Bose 1994

Yamaguchi und Bose beschäftigen sich mit verschiedenen Entwürfen von schwingenden Schwanzflossenantrieben für große Schiffe, wobei die Antriebe sowohl starr als auch flexibel ausgeführt wurden. Sie führten zweidimensionale lineare und nichtlineare Berechnungen durch [1, S.23]².

Die Flossenform bildet ein NACA63A015 Profil (Bild 12) mit einer Sehnenlänge c von 7 m und einer Spannweite von 49 m (Bild 13). Sie ist parallel zur Wasseroberfläche angebracht und bewegt sich auf und ab. Als NACA-Profil wird ein Querschnitt von einem Tragflächenprofil für Flugzeugtragflächen, das von National Advisory Committee for Aeronautics entwickelt wurde, bezeichnet [17]. Die vertikalen Bewegungen erzeugen dabei einen horizontalen Schub [1, S.23].

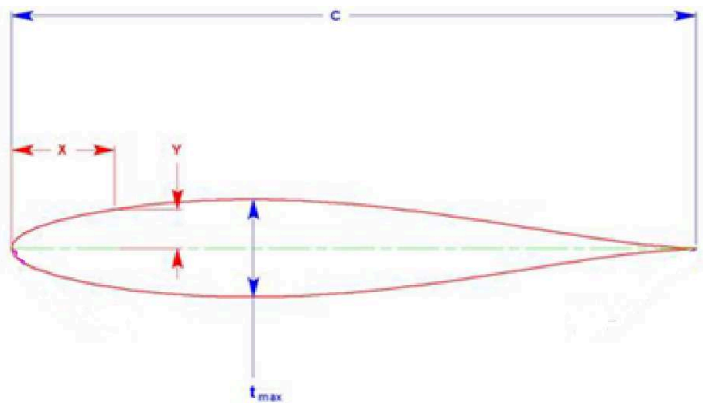


Bild 12: Profilquerschnitt NACA 63-015 [1].

²Der Originalbericht von Yamaguchi und Bose ist im Literaturverzeichnis unter [13] zu finden.

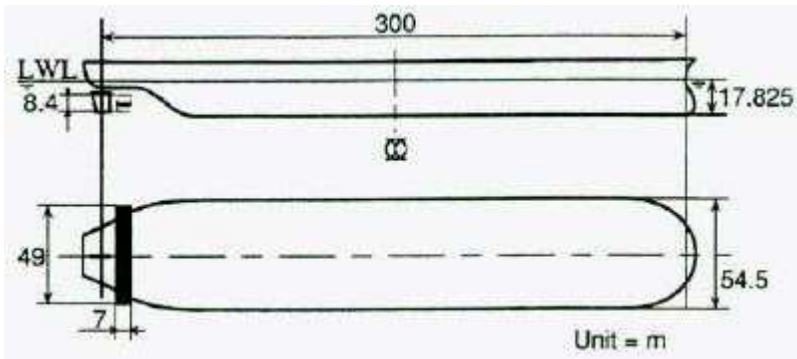


Bild 13: Schwingender SFA [1, S.23].

Die Ergebnisse lieferten für die teilweise flexible Flosse einen höheren Wirkungsgrad (72 %) als den für die starre Flosse (64 %). Für die starre Flosse wurden die besten Ergebnisse bei einem Pitchwinkel von 16° und einem Phasenwinkel von 105° erhalten. Der Phasenwinkel bezeichnet die Phasenverschiebung zwischen Hub- und Pitchbewegung und ist dem Bild 14 zu entnehmen. Optimal war das Ergebnis bei der teilweise flexiblen Flosse mit einem Pitchwinkel von 20° und einem Phasenwinkel von 104° [1, S.24].

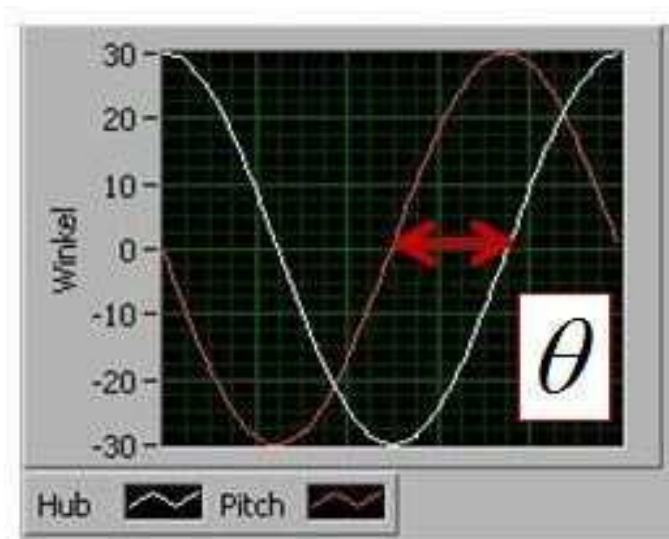


Bild 14: Definition des Phasenwinkels [1, S.24].

3.2 Delphinroboter von Nakashima und Ono

Nakashima und Ono [14] untersuchten das Verhalten von zwei Delphin-Robotern, bei denen der Flossenantrieb aus zwei zueinander beweglichen Teilen bestand. Die Steuerung dieser zwei Teile wurde durch einen Motor möglich. Der Aufbau ist in Bild 15 dargestellt [1, S.24].

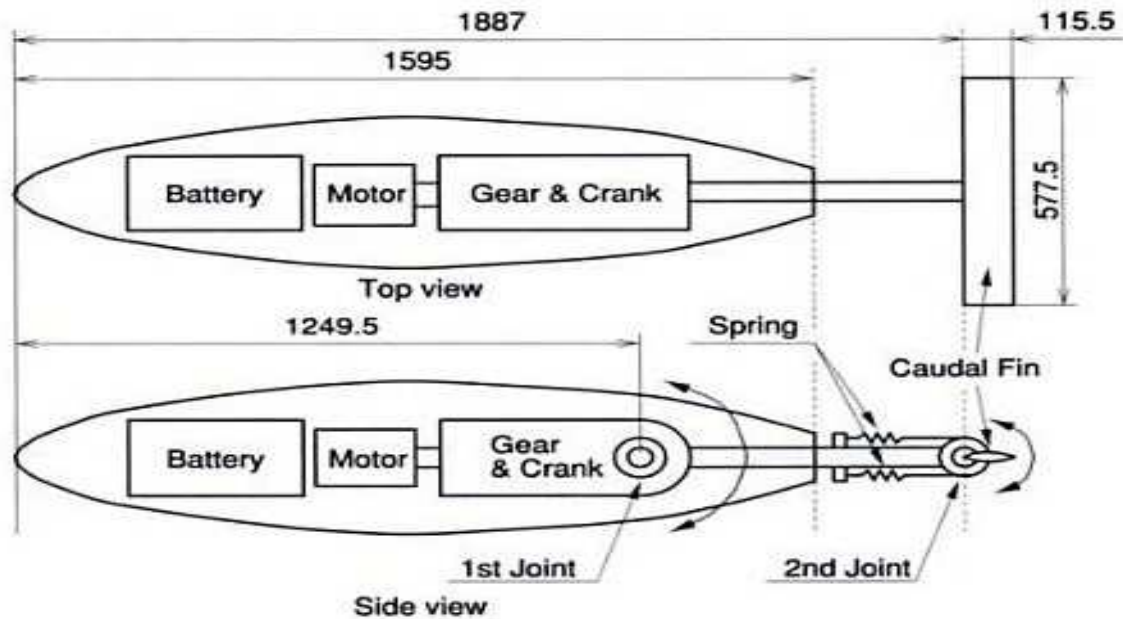


Bild 15: Schematischer Aufbau des Delphinroboters [1, S.25].

Die berechneten Wirkungsgrade für diese Art von Schwanzflossenantrieb variierten im Bereich 65 - 75 %. Der Wirkungsgrad wird durch $\eta = \frac{D U}{\bar{P}}$ definiert. Mit D wird die Kraft bezeichnet, die benötigt wird um den Delphin-Roboter durch das Wasser zu ziehen. U ist die Antriebsgeschwindigkeit und \bar{P} gibt den Zeitmittelwert der zugeführten Energie an [1, S.25].

3.3 Versuch von Anderson, Streitlien, Barrett und Triantafyllou

Bei den hier durchgeführten Versuchen [5] wird eine horizontal ausgerichtete Schwanzflosse (Typ NACA0012) mit der Sehnenlänge c verwendet (Bild 16). Ihre Bewegung erfolgt mit konstanter Vorwärts-Geschwindigkeit U und sie führt dabei eine harmonische Hubbewegung h(t) parallel zur Wasseroberfläche durch (Bild 17) [1, S.25].

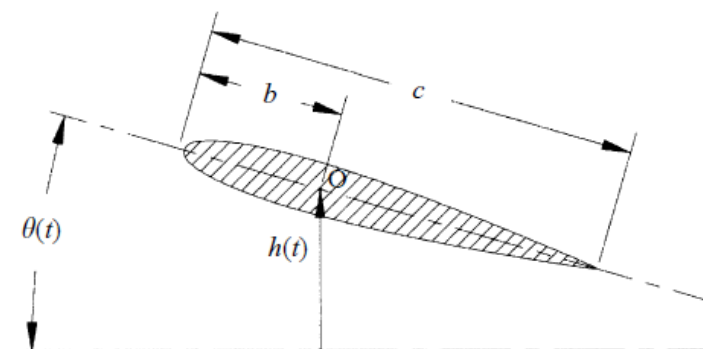


Bild 16: Definition der wichtigsten Bewegungsparameter für eine schwingende Flosse [5, S.43].

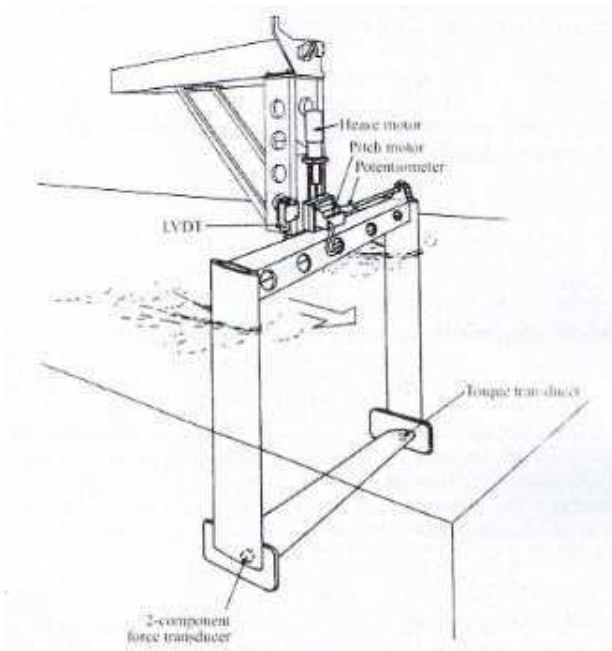


Bild 17: Modellaufbau [5, S.46].

Diese harmonische Hubbewegung hat die Amplitude h_0 und die Frequenz ω . Die Flosse führt gleichzeitig auch eine harmonische Winkelbewegung $\theta(t)$ mit der Amplitude θ_0 und der Frequenz ω aus. Dabei ist die Pitchbewegung der Hubbewegung um den Winkel ψ voraus [5, S.43].

Unter diesen Bedingungen wirken auf die Flosse zeitvariante Kräfte $X(t)$ in vorwärts x-Richtung und $Y(t)$ in quer y-Richtung und ein Drehmoment $Q(t)$. Die entgegengesetzte Richtung der Fahrtgeschwindigkeit U definiert die positive x-Richtung. Der Abstand vom Punkt O bis zu der Vorderkante der Flosse wird mit b bezeichnet. Wenn T die Schwingungsperiode ist, wird mit F der zeitliche Mittelwert und mit P die mittlere Eingangsleistung pro Periode bezeichnet, was mit den folgenden Formeln beschrieben wird [5, S.43]:

$$F = \frac{1}{T} \int_0^T X(t) dt \quad (1)$$

$$P = \frac{1}{T} \left(\int_0^T Y(t) \frac{dh}{dt}(t) dt + \int_0^T Q(t) \frac{d\theta}{dt}(t) dt \right). \quad (2)$$

Der Parameter c_p (Leistungsbeiwert) wird durch den folgenden Ausdruck definiert [5, S.43]:

$$c_p = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho S_0 U^3} \quad (3)$$

Mit der mittleren Schubkraft F kann der Parameter c_T (Schubbeiwert) wie folgt definiert werden:

$$c_T = \frac{F}{\frac{1}{2} \rho S_0 U^2}, \quad (4)$$

wobei ρ die Fluidichte und S_0 die Fläche der einen Seite der Flosse bezeichnet. Da hier eine rechteckige Flosse mit der Sehne c und Spannweite s verwendet wird, kann die Fläche durch $S_0 = c \cdot s$ berechnet werden [5, S.43].

Der Schubwirkungsgrad η_p kann als Verhältnis der Nutz- und der Eingangsleistung berechnet werden [5, S.43]:

$$\eta_p = \frac{FU}{P} = \frac{c_T}{c_p}. \quad (5)$$

Die von Anderson definierte Strouhal-Zahl ist gegeben durch [5, S.44]:

$$St = \frac{f A}{U}. \quad (6)$$

f bezeichnet in der oben stehenden Formel die Frequenz der schwingenden Flosse in [Hz], also $f = \omega / (2\pi)$ und A bezeichnet die charakteristische Breite der erzeugten Strömung. Da diese nicht bekannt ist, bevor die Messungen durchgeführt wurden, wird A zu $2h_0$ gesetzt, also $A = 2h_0$ [5, S.44].

Es kann ebenfalls eine Strouhal-Zahl definiert werden, die auf der Gesamtauslenkung (A_{TE}) (peaktopeak) der Hinterkante der Flosse basiert. Sie wird mit St_{TE} bezeichnet [5, S.44]:

$$St_{TE} = \frac{f A_{TE}}{U}. \quad (7)$$

Die Untersuchungen wurden mit variierenden Pitchwinkeln = $5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ$ und 30° sowie Phasenwinkel zwischen 75° und 105° durchgeführt. Den höchsten Wirkungsgrad von 87 % ergab sich bei einem Pitchwinkel von $20,2^\circ$ und einem Phasenwinkel von rund 75° [1, S.26].

In Bild 18 und Bild 19 sind die Ergebnisse der Untersuchungen visualisiert. Darin sind die ermittelten Schubparameter c_T bzw. die Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Strouhal-Zahl S_t dargestellt.

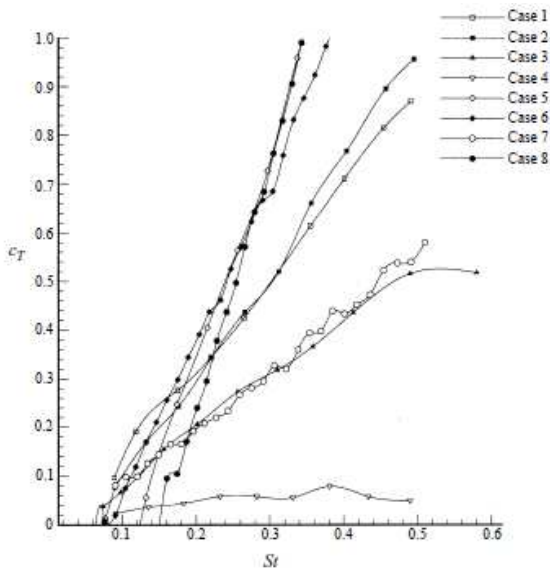


Bild 18: Experimentell gemessene Schubparameter als Funktion der Strouhal-Zahl [5, S.47].

Die Parameter für die in Bild 18 dargestellten Kurven sind wie folgt definiert [5, S.47]:

- Kurve 1: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_{\max} = 21^\circ$, $\psi = 75^\circ$;
- Kurve 2: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_{\max} = 17^\circ$, $\psi = 105^\circ$;
- Kurve 3: $h_0/c = 0,25$, $\alpha_0 = 15^\circ$, $\psi = 90^\circ$;
- Kurve 4: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_0 = 5^\circ$, $\psi = 90^\circ$;
- Kurve 5: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_0 = 25^\circ$, $\psi = 90^\circ$;
- Kurve 6: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_0 = 20^\circ$, $\psi = 90^\circ$;
- Kurve 7: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_0 = 10^\circ$, $\psi = 90^\circ$;
- Kurve 8: $h_0/c = 0,75$, $\alpha_0 = 30^\circ$, $\psi = 90^\circ$.

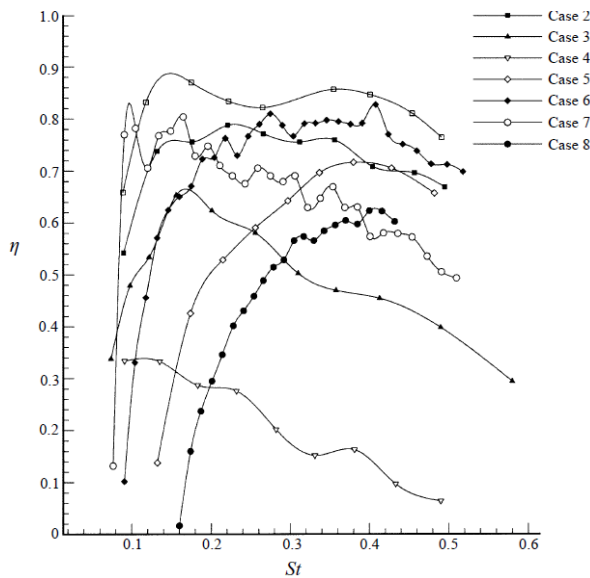


Bild 19: Experimentell gemessener Wirkungsgrad als Funktion der Strouhal-Zahl. Die Kurvenbezeichnungen sind identisch mit denen von Bild 18 [5, S.48].

4 Aufbau des Versuchsstandes

Wie eingangs erwähnt, wurde zur Durchführung der Experimente am Institut für Wasserbau der Hochschule Karlsruhe für Technik und Wirtschaft mit Unterstützung des Ingenieurbüros Kauppert ein Versuchsstand entwickelt und aufgebaut. Es wurde das Verhalten eines Schlagflächenantriebes in einer Rinne mit strömendem Wasser und in einem großen Becken ohne Strömung untersucht. Ein wichtiger Aspekt bei dieser Untersuchung ist die Sohlbeanspruchung im ruhenden Wasser.

4.1 Aufbau und Befestigung des Schwanzflossenantriebes in einer von Wasser durchgeströmten Rinne

In einem Gerinne der Breite von 0,8 m wurde der Schlagflächenantrieb angebracht und stationär mit Wasser angeströmt [1, S.38]. Dadurch wird die Anströmung einer Flosse auf einem Schiff simuliert. Das untere Ende der Rinne wurde dazu mit einer Absperplatte versehen, um die notwendigen Wassertiefen einzustellen. Die Versuche wurden bei einem Durchfluss von 60 l/s, einer Wassertiefe von $h_w = 0,23$ m und dementsprechend mit einer Strömungsgeschwindigkeit $v_{Str} = 0,304$ m/s (Mittelwert) durchgeführt (Bild 20). Die Strömungsgeschwindigkeit wurde ermittelt, indem mehrere Punkte von einem bestimmten Strömungsquerschnitt durch eine Ultraschall-Messsonde gemessen wurden. Die Wassertiefe wurde nach jedem Auffüllen der Rinne gemessen.



Bild 20: Durchgeströmte Rinne und Schwanzflossenantrieb [6, S.282].

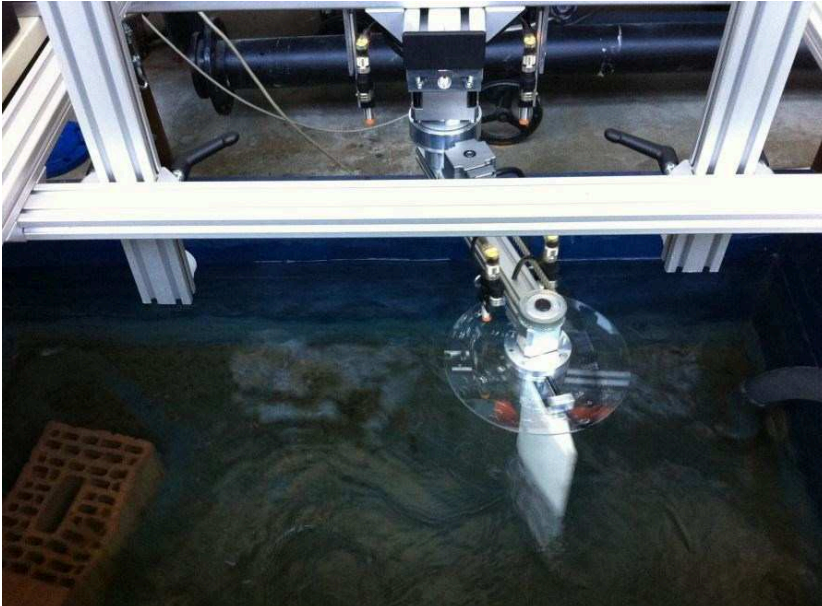


Bild 21: Schwanzflossenantrieb [6, S.282].

Der Antrieb besteht aus zwei zueinander beweglichen Teilen, die über zwei Getriebemotoren getrennt angesteuert werden, so dass verschiedene Bewegungsabläufe nachgefahren werden können (Bild 21). Zusätzlich besteht die Möglichkeit, bei Bedarf den hinteren Teil der Flosse ungesteuert zu lassen. Die Position der Flosse würde sich dann durch eine Blattfeder aus der Bewegung heraus einstellen, um eine harmonischere und natürlichere Bewegung

der Flosse zu erhalten. Zur Ermittlung der Leistung oder des Wirkungsgrades wurden zwei Drehmomentsensoren und ein Zug- bzw. Drucksensor eingebaut, mit denen die auftretenden Momente und die Schubkraft des Antriebs gemessen werden können [1, S.38].

Es wird eine Flosse mit einem dicken Tragflügelprofil gewählt, das dem von Walflossen ähnelt: Eppler E 474 Profil (Bild 22). Die Flosse weist eine Länge (Sehnenlänge) von 12,5 cm und einer Höhe von 30 cm auf. Die Eppler Profile sind Standardprofile und wurden von Prof. R. Eppler an der Universität Stuttgart in einer großen Vielfalt entwickelt, so dass diese Profile in fast jeder Anwendung im Modellflug eingesetzt werden können.

Die Flosse ist über einen Metallstab, der als Drehachse agiert, mit einem Halter verbunden, der an einem Drehmomentsensor TS70 von ME - Messsysteme GmbH befestigt ist. Zusätzlich wurde eine Blattfeder zwischen der Flosse und dem Halter angebracht, um durch eine Anpassung der Federsteifigkeit (mit Hilfe eines Führungsschlittens) die motorischen Bewegungen der Flosse natürlicher zu gestalten (Bild 23) [1, S.39].

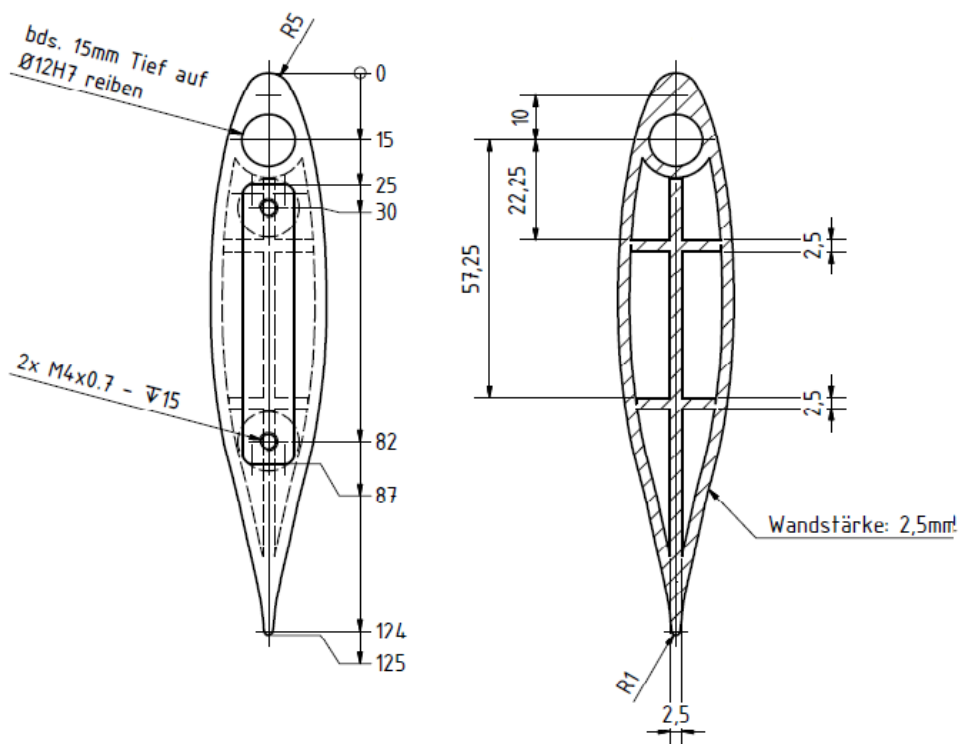


Bild 22: Aufsicht der verwendeten Flosse (links). Rechts ist ein Schnitt mit dem inneren Aufbau dargestellt [7, S.9].

Befestigt wird die Flossenkonstruktion an einer Welle, die durch ein Lager mit dem vorderen Teil des Hubarms verbunden ist. Die Welle liegt dabei 1/8 der Flossenlänge (ca. 15 mm) hinter der Flossennase und damit vor dem Druckpunkt, der bei symmetrischen Flossenprofilen im Viertelpunkt der Flosse liegt. Dadurch will die Flosse bei einer Seitwärtsbewegung durch den Hubarm stets entgegen der Bewegungsrichtung ausweichen. Dadurch wird eine

passive Flossenbewegung bei elastischer Flossenbefestigung möglich. Durch die Steifigkeit der Flossenbefestigung kann das Maß des Ausweichens und damit der passiven Flossenbewegung relativ zum Hubarm gesteuert werden.

Angesteuert wird die Flosse für eine kontrollierte Pitchbewegung durch einen Getriebemotor, der über einen Riemen mit der Flossenwelle verbunden ist. Der hintere Teil des Hubarms ist mit einer Welle, an der ein weiterer Drehmomentsensor TS70 von ME-Messsysteme GmbH befestigt ist, mit dem zweiten Getriebemotor verbunden, durch den der Hubarm gesteuert wird (Bild 24, Bild 25).

Befestigt wurde diese Konstruktion an einem Schlitten, der sich auf zwei Wellen bewegen kann, die über Lager mit der Trägerkonstruktion verbunden sind. Um den erzeugten Schub messbar zu machen, wurde ein Zug-/Drucksensor angebracht. Zusätzlich wurden alle Sensoren (Messprinzip: Dehnungsmessstreifen) mit Messkraftverstärkern ausgestattet [1, S.39].

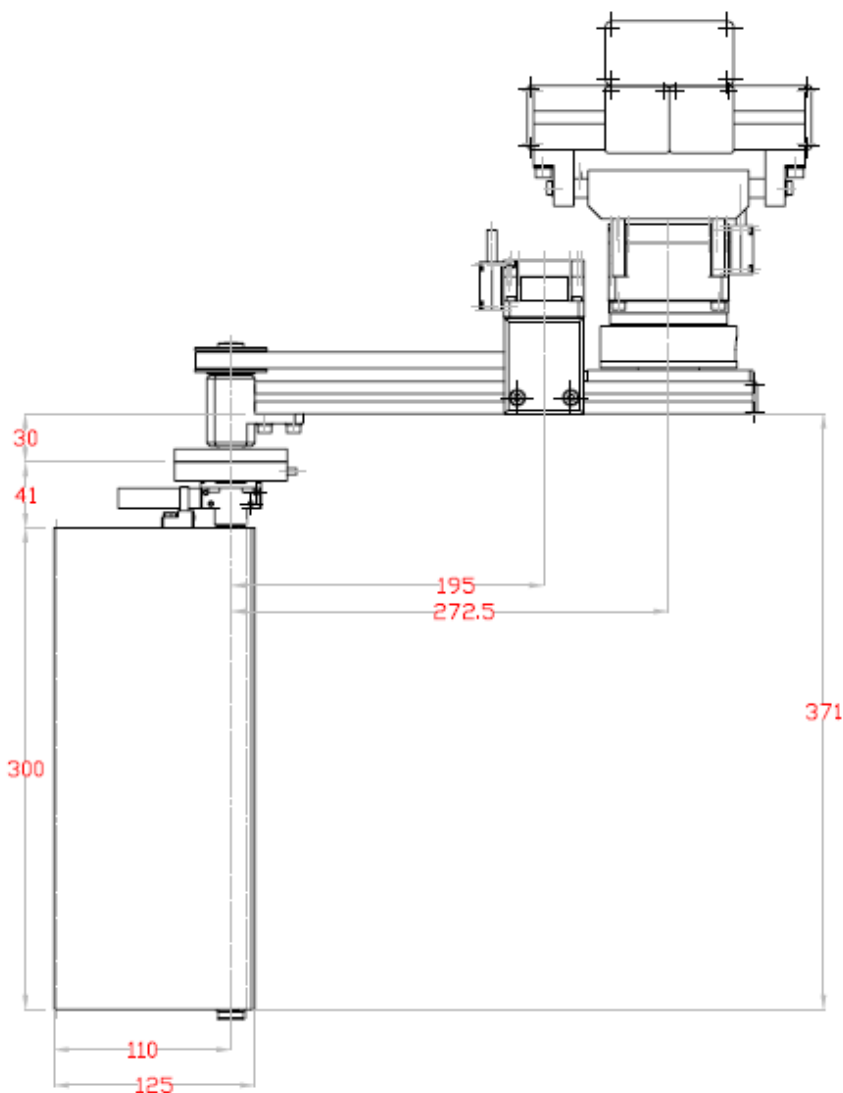


Bild 23: Wichtige Abmessungen des Schwanzflossenantriebes, Profilsicht [8, S.1].

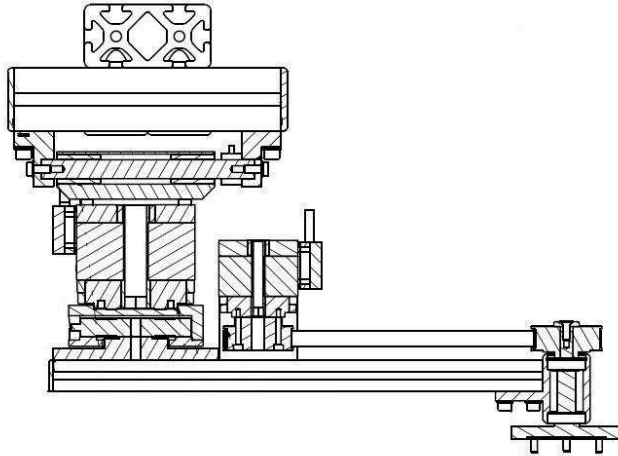


Bild 24: Schnitt durch den oberen Teil des Schwanzflossenantriebes [1, S.40].

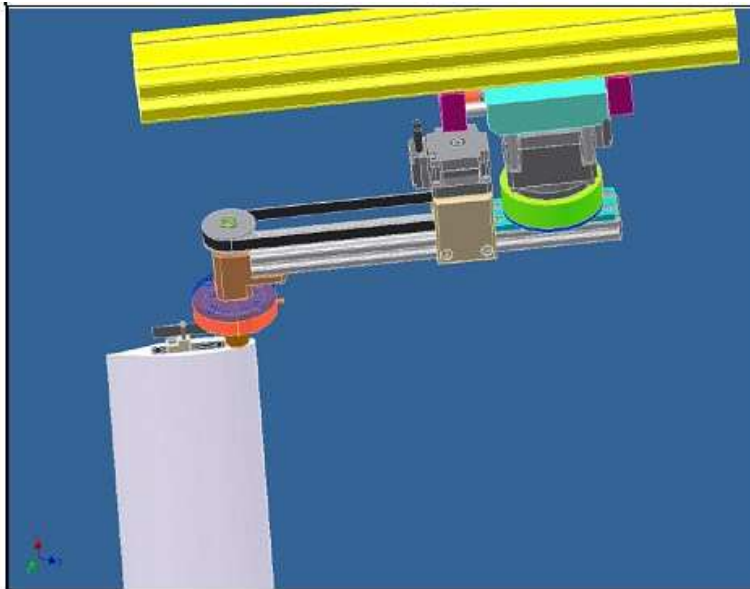


Bild 25: CAD-Modell des Schwanzflossenantriebes [3, S.15].



Bild 26: Befestigung des SF-Antriebes in der Tiefrinne.

Die maximale Hub- und Pitchauslenkung wird durch jeweils zwei Sensoren (Endschalter) beschränkt, die induktiv funktionieren, so dass bei zu großen Auslenkungen durch ein eventuelles Versagen der Steuerung die beiden Motoren sofort ausgeschaltet werden. Auf diese Weise wird einer eventuellen Beschädigung des Antriebs vorgebeugt.

Um den Schwanzflossenantrieb in der Rinne zu befestigen, werden zwei Profile von item Industrietechnik GmbH an den Rinnenwänden montiert. Der Antrieb wird an diesen item-Profilen stufenlos höhenverstellbar montiert, so dass die Eintauchtiefe der Flosse gezielt eingestellt werden kann (Bild 26).

4.2 Kalibrierung

Für die Datenauswertung müssen die verwendeten Messglieder kalibriert werden. Die Kalibrierung erfolgt statisch, indem die Sensoren mit verschiedenen bekannten Gewichten beansprucht werden. Dazu wurde eine Kalibrierungsvorrichtung konstruiert, die aus denselben Profilen gefertigt ist wie die Apparatur selbst, um eine schnelle und einfache Montage bzw. Demontage zu ermöglichen [1, S.41]. Die Sensoren werden vor den Messungen an dem

entsprechenden Tag kalibriert. Auf diese Weise werden Unterschiede im Messverhalten der Sensoren (z. B. wegen der unterschiedlichen Umgebungsbedingungen) berücksichtigt.

4.2.1 Aufbau der Kalibrierungsvorrichtung

In Bild 27 sind die Komponenten der Kalibrierungsvorrichtung (mit Pfeilen markiert) dargestellt. Das Profil, das mit blauem Pfeil in der Abbildung angedeutet ist, ist für die Kalibrierung des Hubsensors verantwortlich. Es kann zum Einstellen der richtigen Position in beide Richtungen senkrecht zur Bodenoberfläche bewegt werden. An dessen unterem Ende ist eine Umlenkrolle befestigt, so dass die Kraft der Gewichte reibungsarm umgeleitet wird.



Bild 27: Kalibrierungsvorrichtung.

Der Pitchsensor wird durch das mit grünem Pfeil markierte item-Profil vom Hersteller item Industrietechnik GmbH kalibriert. Wie aus dem Bild zu entnehmen ist, ist auch hier eine Umlenkrolle an das untere Ende des Profils angebracht. Mit gelb wird diese Komponente der Kalibrierungsvorrichtung markiert, die zur Kalibrierung des Schubsensors verwendet wird.

4.2.1.1 Kalibrieren des Hubsensors

Eine Öse ist an dem item-Profil befestigt. Die Kalibrierungskraft wird von einer Angelschnur, aufgebracht, die durch die Öse durchgeht (Bild 28).



Bild 28: Kalibrierung des Hubsensors.

Die Öse ist unbeweglich befestigt und hat einen Abstand von 0,1895 m (Kalibrierhebelarm) zur Drehachse des Hubarms. Die Kraft wird über eine Umlenkrolle senkrecht zum Boden umgelenkt. Als Hubsensor wird ein Drehmomentsensor TS70 von ME - Messsysteme GmbH eingesetzt (Bild 29). Der Drehmomentsensor besteht aus einem Außenflansch und einem Innenflansch, die über 4 Schubträger miteinander verbunden sind. Außen- und Innenflansch haben 4 Gewinde M4 zur Einleitung des Drehmomentes [9, S.1].



Bild 29: Drehmomentsensor TS70 von ME - Messsysteme GmbH.

Bei der Kalibrierung wird der Sensor mit variierendem Gewicht in Richtung des positiven Hubwinkels (vgl. Kap. 4.3 und Bild 37) belastet (passive Bewegung). Dies entspricht einem negativen Hubmoment (aktive Bewegung - der Vorzeichenwechsel wird bei der Berechnung der Hubarbeit zur Wirkungsgradberechnung berücksichtigt).

Es werden verschiedene Spannungswerte abgelesen. Ausgehend davon wird eine Regressionskennlinie des Sensors erstellt, die linear mit dem Gewicht ansteigt (siehe Tabelle 1 und Bild 30).

Tabelle 1: Beispiel einer Kalibrierung des Hubsensors.

Gewicht [kg]	Spannung [V]	Kraft [N]	Moment [Nm]
0	0,04	0	0
0,582	0,46	5,70942	1,083647916
1,917	1,32	18,80577	3,569335146
3,045	2,07	29,87145	5,66960121
4,383	2,93	42,99723	8,160874254
6,507	4,26	63,83367	12,11563057

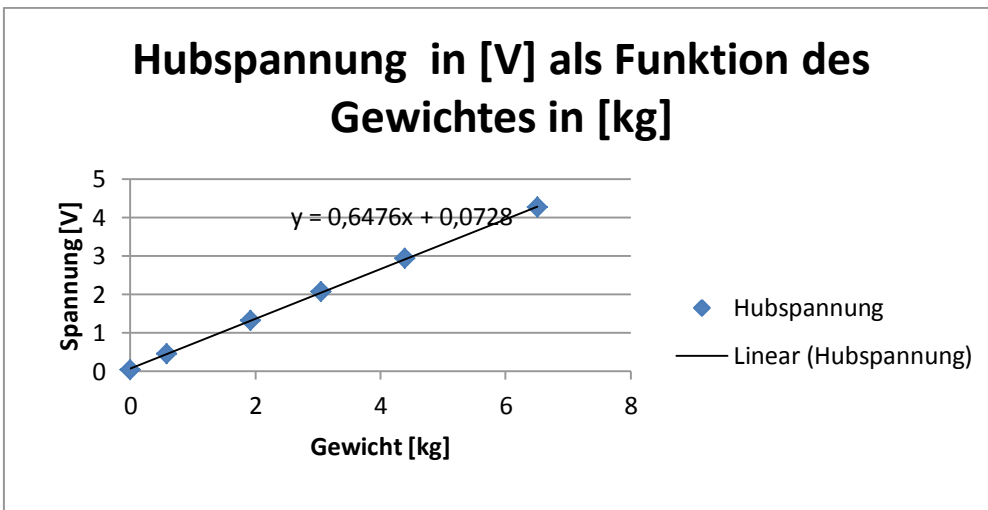


Bild 30: Regressionskennlinie des Hubsensors, erstellt auf Basis der Kalibrierung.

Werden der Hebelarm und die Erdbeschleunigung berücksichtigt, entsteht die Regressionskennlinie für die Umrechnung der gemessenen Spannung in die skalierte Messgröße (Bild 31).

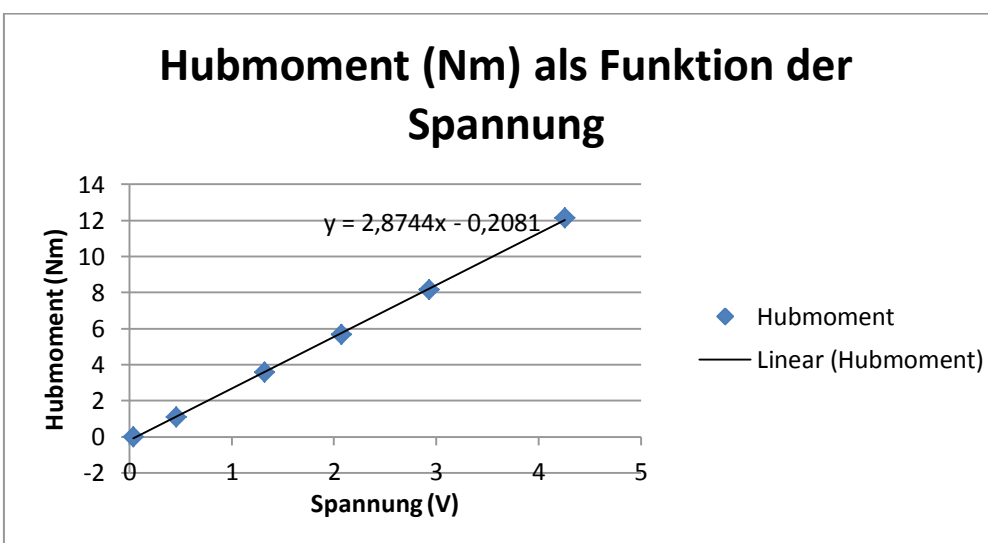


Bild 31: Hubmoment in [Nm] als Funktion der Spannung in [V].

4.2.1.2 Kalibrieren des Pitchsensors

Zur Kalibrierung des Pitchsensors wird zusätzlich einen Hebelarm über die Flosse montiert (Bild 32). Die für die Kalibrierung relevante Hebelarmlänge beträgt 0,1 m.

Als Pitchsensor wird ebenfalls ein Drehmomentsensor TS70 von ME - Messsysteme GmbH verwendet, jedoch mit kleinerem Messbereich als der Hubsensor. Die Kalibrierung erfolgt analog wie beim Hubsensor mit Belastungen in positiver Pitchwinkelrichtung (vgl. auch hierzu Kap. 4.3 und Bild 37) und Vorzeichenumkehr bei dem aktiven Pitchmoment.

Die Ergebnisse einer Pitchkalibrierung sind Tabelle 2 zu entnehmen. In der Bild 33 ist die entsprechende Regressionskennlinie dargestellt.

Tabelle 2: Beispiel einer Kalibrierung des Pitchsensors.

Gewicht [kg]	Spannung [V]	Kraft [N]	Moment [Nm]
0	0,02	0	0
0,582	2,07	5,70942	0,570942
0,941	3,31	9,23121	0,923121
1,178	4,12	11,55618	1,155618
1,71	5,95	16,7751	1,67751
2,104	7,52	20,64024	2,064024

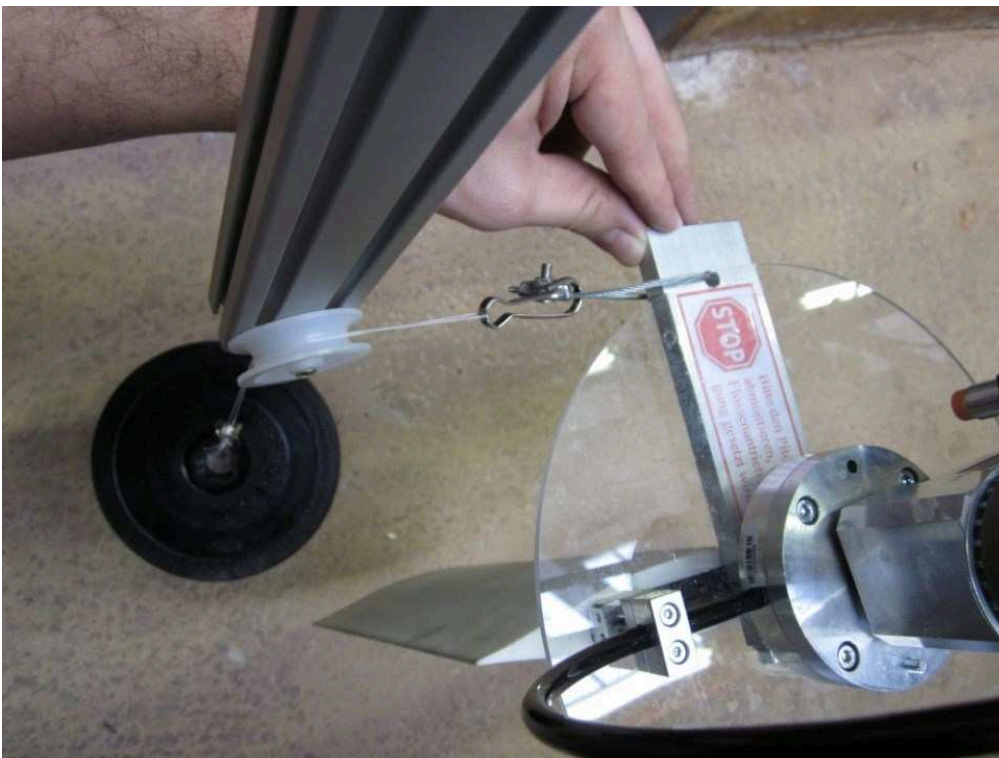


Bild 32: Kalibrierung des Pitchsensors über einen zusätzlich montierten Hebelarm.

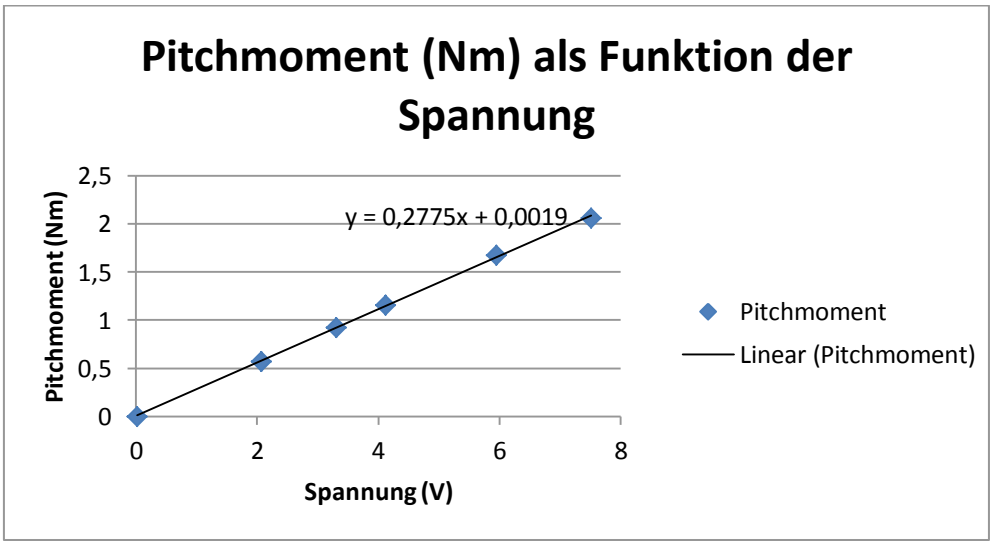


Bild 33: Pitchmoment in [Nm] als Funktion der Spannung in [V].

4.2.1.3 Kalibrieren des Schubsensors

In Bild 34 ist die Komponente der Kalibrierungsvorrichtung dargestellt, die für das Kalibrieren des Schubsensors verwendet wird. Die Kraft wird auch hier über eine Umlenkrolle in Richtung senkrecht zum Boden umgeleitet. Zum Einsatz kommt ein Membran-Kraftsensor KM 10 von ME - Messsysteme GmbH für die Messung von Druck- und Zugkräften (Bild 35).



Bild 34: Vorrichtung zur Kalibrierung des Schubsensors.



Bild 35: Kraftsensor KM10 von ME - Messsysteme GmbH. Die Krafteinleitung erfolgt über zwei Gewinde M2,5 [10, S.1].

Er ist der empfindlichste Sensor im Vergleich zu den anderen zwei Sensoren. Gleichzeitig ist die Gefahr mechanischer Widerstände durch die Schlittenaufhängung am größten. Daher wird die Kalibrierung hier einmal mit aufsteigender und einmal mit absteigender Gewichtsgröße durchgeführt. So wird geprüft, ob der Schlitten sich reibungsarm bewegt. Sollten Reibungseffekte eine Rolle spielen, würden sich die Sensorwerte für ein bestimmtes Gewicht beim aufsteigenden und absteigenden Belastungsast unterscheiden.

In Tabelle 3 sind dazu die Sensorwerte für auf- und absteigende Gewichtsgröße gegenübergestellt. Betrachtet wird der Be- und Entlastungsast, um mögliche mechanische Widerstände (bei gleichem Gewicht unterschiedliche Sensorwerte) des Systems zu erkennen. Wichtigstes Anzeichen für einen mechanischen Widerstand ist, wenn mit der absteigenden Lastfolge der Nullpunkt nicht wieder erreicht wird. Für das entsprechende Gewicht wird der Mittelwert von den beiden abgelesenen Spannungswerten gebildet.

Tabelle 3: Beispielkalibrierung des Schubsensors.

	Messung aufsteigend	Messung absteigend		
Gewicht [kg]	Spannung [V]	Spannung [V]	Kraft [N]	Mittl. Spannung [V]
0	0,01	0,016	0	0,013
0,173	0,1	0,08	1,69713	0,09
0,332	0,175	0,175	3,25692	0,175
0,582	0,35	0,35	5,70942	0,35
0,941	0,6	0,57	9,23121	0,585
1,178	0,75	0,75	11,55618	0,75
1,507	0,95	0,95	14,78367	0,95
1,71	1,09	1,05	16,7751	1,07
1,917	1,18	1,21	18,80577	1,195
3,045	1,86	1,8	29,87145	1,83
4,383	2,64	2,74	42,99723	2,69
5,598	3,45	3,45	54,91638	3,45

In Bild 36 ist die Regressionskennlinie des Schubsensors dargestellt.

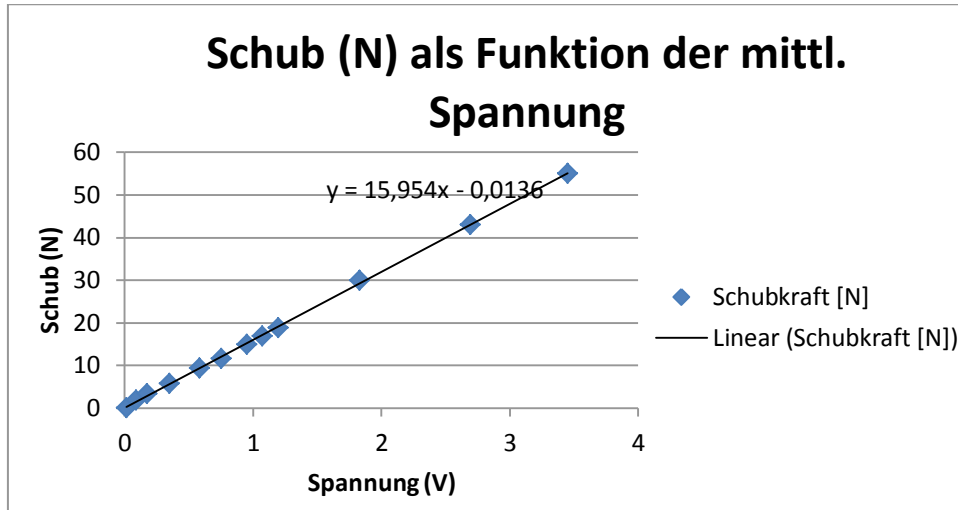


Bild 36: Schubkraft in [N] als Funktion der mittleren Spannung in [V].

4.3 Kinematik der Schwanzflossenbewegung bei stationärer Anströmung

Die maßgebenden Parameter zur Beschreibung der Kinematik der Schwanzflossenbewegung sind in Bild 37 definiert. Die Skizze ist unmaßstäblich.

Die als roter Strich dargestellte Flosse wird dabei von rechts nach links angeströmt. Sie wird im Flossengelenk, das wie schon vorher berichtet im Achtelpunkt der Flosse angeordnet ist, von dem blau dargestellten Hubarm der Länge $a = 0,273$ m angelenkt, der rechts oben im Bild im Hubarmgelenk mit der Trägerkonstruktion des Flossenantriebs gelagert ist.

Der Hubarm ist im Bild in Bezug zur Anströmrichtung, die mit der Ruhelage der Flosse übereinstimmt, im mathematisch positiven Sinn um den Hubwinkel φ_H ausgelenkt. Die Hubarmbewegung bewirkt den stärksten Energieeintrag in die Flosse, denn der Hub des maßgebenden Punktes auf der Flosse, also der Hub des Druckpunktes³, der in der Grafik mit h bezeichnet ist, ist wegen des kleinen Abstandes b zwischen Flossengelenk und Druckpunkt nicht viel größer als der Hub y^* des Hubarms. Deshalb wird zur Bildung von Druckbeiwerten später auch nur dieser Wert verwendet, z .B. dessen Maximalwert, der dann H genannt wird.

Die rot dargestellte Flosse der Länge $c = 0,125$ m ist in der Skizze relativ zum Hubarm um den Pitchwinkel φ_P angestellt. Die Strömung trifft nun auf eine insgesamt um $\varphi_H + \varphi_P$ gegen die Strömung gedrehte Flosse. Wenn die Flosse stationär verharren würde, betrüge der

³Im Druckpunkt eines Profils wirkt diese Kraft, die aus allen angreifenden Druckkräften resultiert. In diesem Punkt verschwindet das Drehmoment.

Anstellwinkel der primär als Tragflügel wirkenden Flosse somit $\varphi_H + \varphi_P$. Durch die Schlagbewegung wird der Anstellwinkel sekundlich verändert. Siehe hierzu die ausführlichen Darstellungen in [1].

Die Bewegungskinematik des nun näher betrachteten Druckpunktes der Flosse, der wie schon angemerkt um $b = 1/8 c$ hinter dem Flossengelenk liegt, zusammen mit der zugehöriger Anstellung der Flosse, geht aus folgenden elementaren Formeln hervor. Dabei wurde für die vorliegenden Untersuchungen eine harmonische Schwingung auf Basis von Sinusfunktionen gewählt.

Das Programm für die Ansteuerung der Flosse benötigt dazu nur die vom Versuchsingenieur einzustellenden Kennwerte

- φ_{Hmax} und φ_{Pmax} , also die Maximalwerte der Hub- und Pitchwinkel,
- den Phasenverschiebungswinkel ψ , mit dem die Pitch- der Hubbewegung vorausseilt, so wie dies bei einer passiven Flossenbewegung bei elastischer Befestigung ohne aktive Kontrolle der Pitchwinkel der Fall wäre, wobei der zugehörige Phasenverschiebungswinkel ψ in diesem Fall positiv ist und
- die Schwingungsdauer (Periode) T .

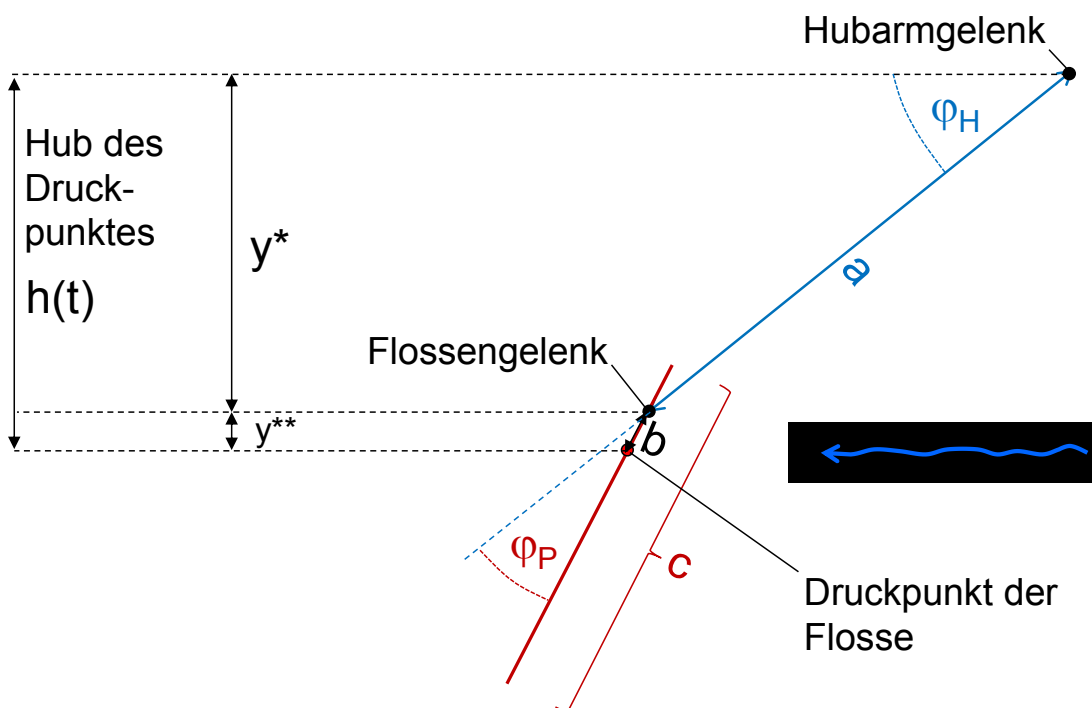


Bild 37: Hebelarme und Drehwinkel zur Beschreibung der Hub- und Pitchbewegung.

Mit Bezug auf Bild 37 und Bild 38 verändern sich die Hub- und Pitchwinkel danach wie folgt:

$$\varphi_H(t) = \varphi_{H_{max}} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t - \psi\right) \quad (8)$$

$$\varphi_P(t) = \varphi_{P_{max}} \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) \quad (9)$$

Für $y^*(t)$, $y^{**}(t)$ und $h(t)$ gilt aufgrund der Schlagflächengeometrie weiter:

$$y^*(t) = \sin(\varphi_H(t)) a \quad (10)$$

$$y^{**}(t) = \sin(\varphi_H(t) + \varphi_P(t)) b \quad (11)$$

$$h(t) = y^*(t) + y^{**}(t) \quad (12)$$

Nach [5] liefert ein Phasenverschiebungswinkel von $\psi=75^\circ$ für die Anwendung des Schlagflächenantriebs auf eine stationäre Fahrsituation, bei der nach [5] die mittlere Hubgeschwindigkeit des Druckpunktes in etwa der Anströmgeschwindigkeit entsprechen sollte, einen hohen Schub bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad. Deshalb wird im Folgenden für die Versuche mit stationärer Anströmung dieser Wert für die Phasenverschiebung ohne weitere Optimierung unverändert übernommen, siehe Bild 38. Nur für die Versuche im Stand wurde davon abgewichen.

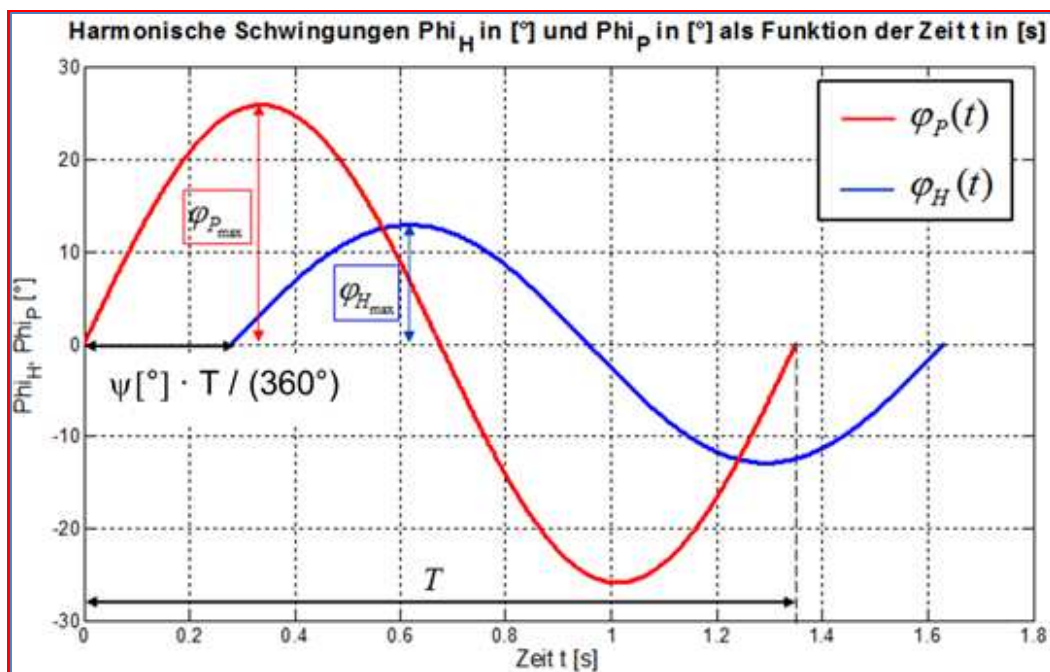


Bild 38: Zeitlicher Verlauf der harmonischen Hub- und Pitchbewegungen mit Periode T. Die Phasenverschiebung beträgt hier $\psi = 75^\circ$ (Variante H11).

Generell wird bei der Berechnung der einzelnen Parameter, die als Eingangsdaten für die Steuerung des Schwanzflossenantriebes gelten, die Auswirkung von b auf die berechneten Einzelparameter vernachlässigt, da $b \ll a$ und dadurch die Berechnungen mit erheblich kleinerem Aufwand erfolgen. Anhand einer Vorbemessungstabelle werden die berechneten Parameter an den Solldaten angepasst, sodass die getroffene Annahme die Endergebnisse minimal verfälscht.

4.4 Versuchstand im ruhenden Wasser

Die zuvor angegebenen Formeln zur Kinematik der Schlagflächenbewegung gelten unverändert für ein auf der Stelle verharrendes bzw. anfahrenendes Schiff, also einen Schlagflächenantrieb ohne Anströmgeschwindigkeit. Wie noch gezeigt wird, ändern sich aber die Parameter, insbesondere die Größtwerte der Hub- und Pitchwinkel, um einen möglichst hohen Schub zu erreichen.

Die zugehörigen Versuche wurden aus technischen und organisatorischen Gründen nicht mehr in der oben beschriebenen Tiefrinne, sondern in einem großen Becken durchgeführt, weil die Wasserfläche um die Flosse herum möglichst groß sein sollte, damit die von der Flosse selbst erzeugte Strömungen nur einen geringen Einfluss auf die Anströmverhältnisse der Flosse haben.

Der Schwanzflossenantrieb wurde dazu an einer Traverse befestigt, die quer auf den Wänden eines Beckens mit den Abmaßen L 9,55 m x B 4,15 m liegt. Die Kalibriervorrichtung wurde durch kleine konstruktive Änderungen an den neuen Versuchstand angepasst (Bild 39).

Für die Realisierung der stationären Anströmung wird Wasser durch ein Zuleitungsrohr in die Rinne des Beckens befördert. Im Gegensatz zu dem Aufbau des Versuchstandes in der Rinne kann der Schwanzflossenantrieb nicht beliebig in der Höhe verstellt werden. Der unterschiedliche Wasserspiegel bzw. die unterschiedliche Eintauchtiefe der Flosse wird durch gezieltes Auffüllen des Beckens realisiert.

Zur Untersuchung der Sohlbeanspruchung wird ein Kasten (L 100 x B 45 x H 2,5 cm), gefüllt mit Kies, unter der Flosse positioniert. Der Kasten besteht aus einem Holzrahmen, an dem ein Lochblech montiert ist. Die tatsächliche Beanspruchung der Sohle wird mit einer seitlich zur Flosse ausgerichtete Kamera unter der Wasseroberfläche aufgenommen (Bild 40).



Bild 39: Aufbau des Versuchstandes im ruhenden Wasser.



Bild 40: Der Kasten samt Kiesfüllung befindet sich während des Bewegungsvorgangs zwischen Boden und Flosse.

Die Kieszusammensetzung kann Bild 41 entnommen werden. Die durchschnittliche Größe der einzelnen Steine beträgt ca. 1,4 cm.



Bild 41: Kieszusammensetzung.

4.5 Messreihen

4.5.1 Messungen in der Rinne mit anströmendem Wasser

Um möglichst gut die Auswirkung der weiter oben definierten Parameter auf den Wirkungsgrad des Schwanzflossenantriebes bzw. den Schub (bzw. die dazu analoge dimensionslose Größe, der Schubbeiwert) zu untersuchen, wurden mehrere Messungen durchgeführt, bei denen die verschiedenen Parameter variiert wurden. Für die Eintauchtiefe der Flosse wurden zwei Variationen verwendet (0,11 m und 0,22 m). Es wurden insgesamt 14 Varianten untersucht. Die genauen Parameter der Varianten sind in Tabelle 1 im Anhang A1 zusammengefasst.

4.5.2 Messungen im Becken mit ruhendem Wasser

Die Parameter der Versuche, die im ruhenden Wasser durchgeführt wurden, sind in Anhang 2 angegeben. Es werden Bewegungsmuster sowohl mit kleinen als auch mit großen Hub- und Pitchwinkeln berücksichtigt. Es werden wieder die gleichen Eintauchtiefen (0,11 m und 0,22 m) untersucht. Besonders interessant ist dabei, wie groß die erzeugten Schubkräfte bei einer Grenzbelastung des Antriebs sind. Ein wichtiger Punkt bei der Grenzbelastung ist, dass der Antrieb nicht zu Schaden kommt.

Für die Ermittlung der Sohlbeanspruchung werden drei Varianten mit folgender Parameterzusammensetzung verwendet (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**):

Tabelle 4: Parameterzusammensetzung der Varianten zur Sohlbeanspruchung.

Wasserstand [m]	Eintauchtiefe [m]	Max. Hubwinkel [°]	Phasenverschiebung [°]	Max. Pitchwinkel [°]	Periode [s]	Zeitschritte	Intervall-Messschleife [ms]
0,29	0,22	35	-75	40	1,5	50	59
0,29	0,22	40	-75	35	1,5	50	59
0,29	0,22	40	75	40	1,5	50	59

4.6 Regelung

Die Bewegungstrajektorien für Hub und Pitch werden durch eine Anzahl von Positionen repräsentiert, die die beiden Motoren anzufahren haben. Die Steuerung der Motoren geschieht durch gezielte Änderung der angelegten Motorspannung U , welche dadurch werden auch die Winkelpositionen φ der Rotoren gesteuert.

Die Bewegungen der Motoren werden durch die äußeren Randbedingungen beeinflusst und müssen ständig von einem IST-Zustand zu einem SOLL-Zustand geregelt werden.

Verwendet wird ein PID-Regler ⁴, so dass die Differenz zwischen IST und SOLL-Zustand ausgeregelt wird. In Bild 42 ist der Regelkreis des Antriebes schematisch dargestellt.

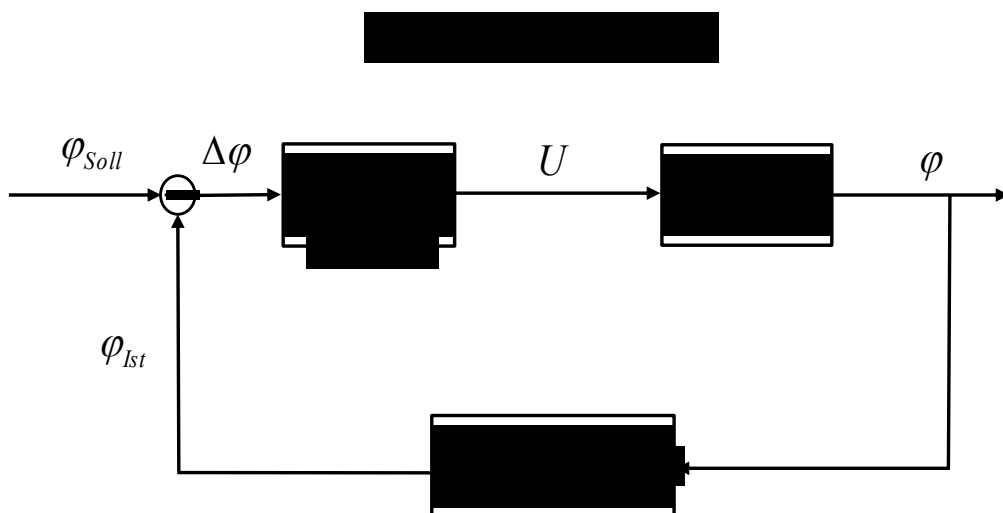


Bild 42: Schematischer Ablauf der Regelung des Schwanzflossenantriebes. Die Pfeile zeigen die Richtung des Signalfusses. Am Punkt \ominus wird die Regeldifferenz $\Delta\varphi$ gebildet.

⁴ Der PID-Regler wird häufig in der Regelungstechnik eingesetzt und besteht aus einem P, I- und D-Glied.

Die Führungsgröße für die Regelung ist die Sollposition φ_{soll} der beiden Motoren für Hub und Pitch. Die Regeldifferenz $\Delta\varphi$ wird als Differenz der Soll- und Ist-Position

$$\Delta\varphi = \varphi_{soll} - \varphi_{Ist}, \quad (13)$$

definiert und am Punkt \ominus gebildet. Die Abweichung von der Sollposition wird von dem Regler ausgeglichen, indem die Stellgröße, die Spannung U, entsprechend verändert wird. Dadurch wird auch die Regelgröße (hier die Position φ) beeinflusst. Im nächsten Zeitschritt wird die neue Position gemessen und als Ist-Position φ_{Ist} (Rückführgröße) bei der Bildung der Regeldifferenz verwendet.

4.7 Implementieren des Steuerprogramms mit LabVIEW

Das Steuerprogramm für den Schwanzflossenantrieb wurde mit LabVIEW implementiert. Über die Oberfläche können die einzelnen Parameter der untersuchten Variationen leicht eingestellt und anschließend der SF-Antrieb in Bewegung gesetzt werden. In Bild 43 und Bild 44 ist ein Screenshot der Bedienoberfläche dargestellt.

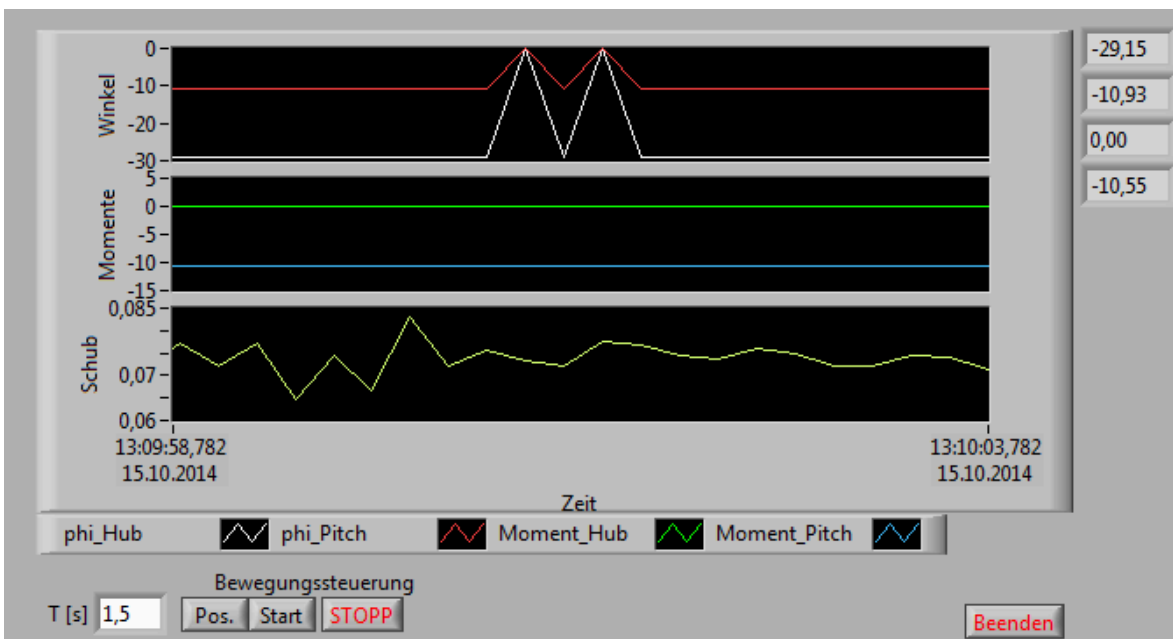


Bild 43: Bedienoberfläche des SFA-s in LabVIEW (oberer Teil).

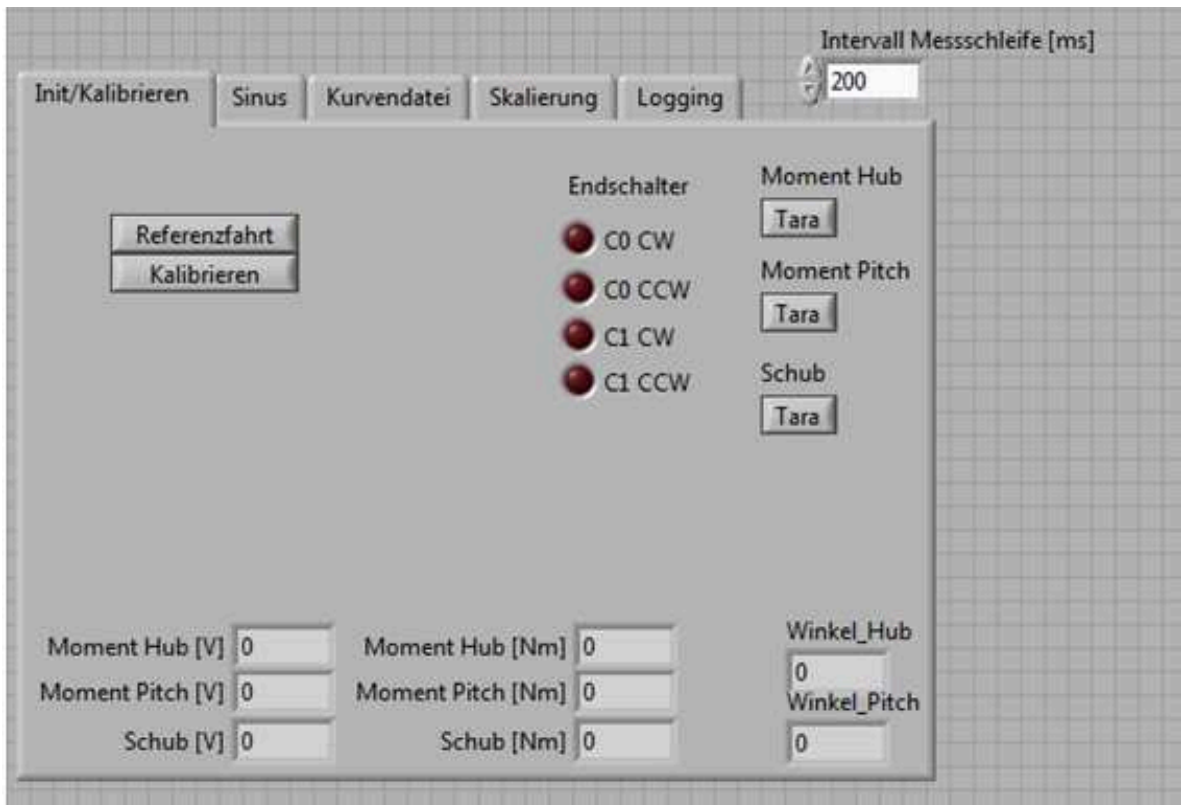


Bild 44: Bedienoberfläche des SFA-s in LabVIEW (unterer Teil).

Im oberen Teil der Bedienoberfläche (Bild 43) werden die Verläufe der Schubkraft und der Hub- und Pitchmomente (in [V]) in Echtzeit auf Basis der Sensormessungen angezeigt. Unter dem Visualisierungsfenster befinden sich die Buttons für die Bewegungssteuerung. Mit dem Button „Pos.“ wird der SF-Antrieb in Anfangsposition gefahren. Die Anfangspositionen unterscheiden sich je nach Variante durch die maximalen Hub- und Pitchwinkel. Anschließend wird mit dem Button „Start“ die Bewegung gestartet. Mit „Stopp“ kann der Schwanzflossenantrieb jederzeit angehalten werden.

Links der Bewegungssteuerungsbuttons liegt das Feld zum Einstellen der Periodendauer T [s] der harmonischen Schwingungen. „Beenden“ wird betätigt, nachdem die Messungen durchgeführt wurden, kurz bevor das Programm endgültig beendet wird.

Mit dem Feld „Intervall Messschleife [ms]“ kann der Zeitraster zum Ablesen der Daten verändert werden. Im Screenshot steht der Wert bei 200 ms, also 5 Schleifendurchläufen pro Sekunde. Im Messbetrieb wurde meist ein Wert von 59 ms eingestellt.

Der untere Teil der Bedienoberfläche beinhaltet mehrere Reiter:

- Der Reiter „Init/Kalibrieren“ ist in Bild 44 dargestellt. Mit Hilfe des Buttons „Referenzfahrt“ ermittelt das Programm die Position der Ausgangsstellung des Hubarms und der Flosse (Nullstellung), indem es beide End-Schalter (jeweils links und rechts für beide Drehmomentsensoren) anfährt und sich daraus die mittlere Position errechnet (Position senkrecht zum Hauptträger) [1, S.42].
- Durch „Kalibrieren“ wird der SFA in den Kalibriermodus überführt. In diesem Modus können sich die Motoren nicht frei bewegen. An sie wird, geregelt durch den PID-Regler, eine bestimmte Spannung angelegt, so dass sie ihre Position auch bei einer äußeren Krafteinwirkung beibehalten.
- Die „Tara“-Tasten ermöglichen, die Messkraftverstärker an den Sensoren auf null zu setzen [1, S.42].
- Im zweiten Reiter (Sinus) kann über das Eingabefeld „phi_Hmax“, im Unterreiter Hub, die maximale Auslenkung φ_{Hmax} in [°] (in positiver und negativer Richtung) des Hubarms vorgegeben werden, gemessen an der Ausgangsstellung des Hubarms (Bild 45) [1, S.43].

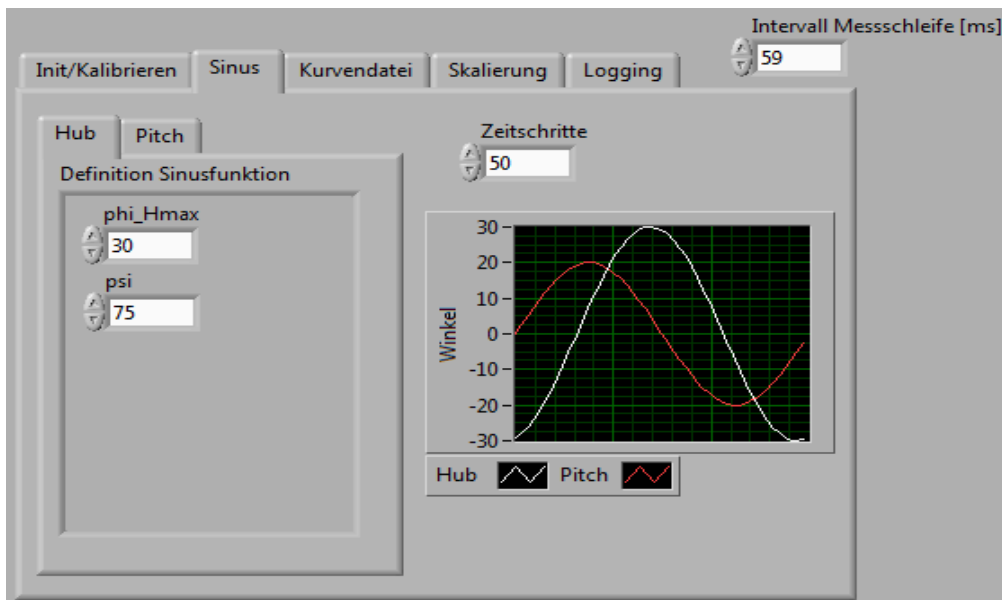


Bild 45: Die maximale Hubauslenkung φ (phi - Hmax) und die Phasenverschiebung ψ können im Unterreiter „Hub“ eingegeben werden.

Im zweiten Unterreiter wird mit dem Eingabefeld „phi_Pmax“ die maximale Auslenkung der Flosse $\varphi_{P_{max}}$ in [°] eingestellt. Im Eingabefeld „psi“ kann die Phasenverschiebung zwischen Hub- und Pitchbewegung in [°] eingegeben werden [1, S.43].

Über das Eingabefeld „Zeitschritte“ wird die Dauer T einer Periode in Teilschritte aufgeteilt. Je feiner die Einteilung dabei gewählt wird, desto gleichmäßiger und harmonischer bewegen sich die Motoren für Hub und Pitch. Der Grund dafür liegt in den Motoren, da sie nur konstante (gerade) Bewegungen durchführen können. Für eine Kurvenfahrt ist daher eine Einteilung in viele Teilschritte sinnvoll [1, S.43]. Wird die Anzahl der Zeitschritte zu groß gewählt, ist die Regelung auf einem handelsüblichen PC nicht mehr möglich oder es kommt zu Aussetzern.

Im Reiter „Skalierung“ besteht die Möglichkeit, dass die Kalibrierungsparameter wie Steigung und Offset der Kalibrierungsgerade in die entsprechenden Felder eingegeben werden. Auf diese Weise erfolgt die Visualisierung nicht mehr in [V] sondern in [N] bzw. [Nm] (Bild 46).

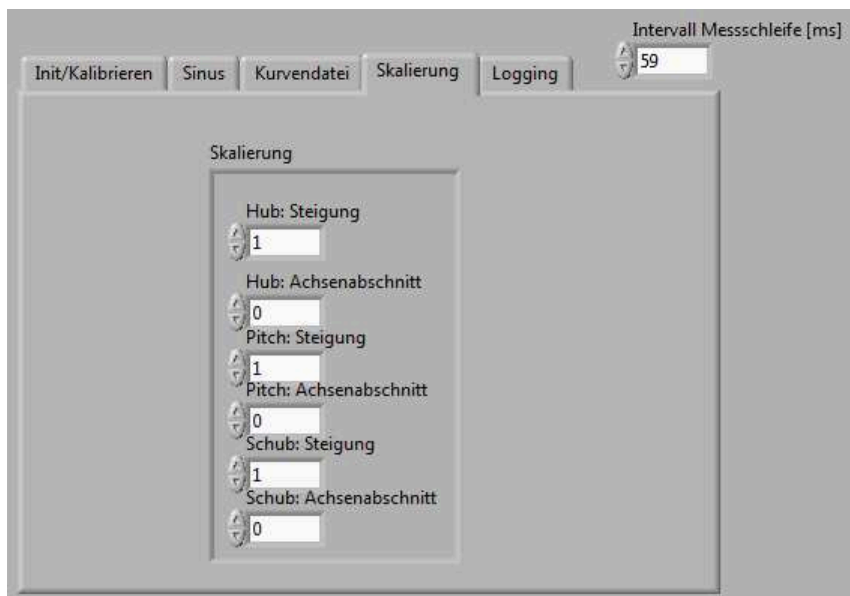


Bild 46: Im Reiter „Skalierung“ können die Kalibrierungsparameter vor dem Beginn der Messung eingestellt werden.

Die gemessenen Daten können über den Reiter „Logging“ als Logdateien in Tabellenform gespeichert werden (Bild 47).

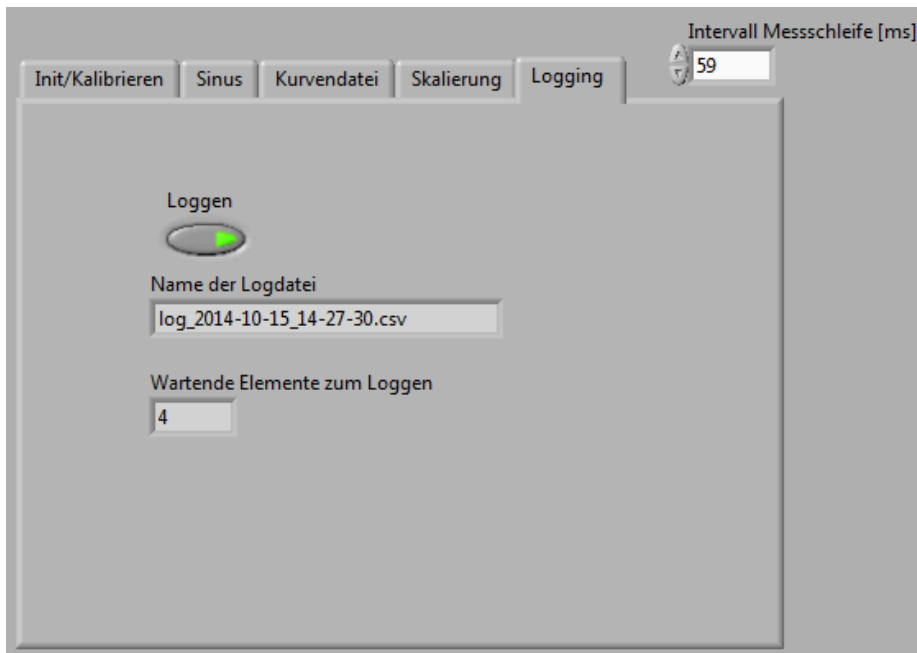


Bild 47: Durch Einschalten des „Loggen“-Schalters wird pro Versuch eine Logdatei angelegt.

4.8 Grundsätzlicher Ablauf der Messungen

Der Schwanzflossenantrieb wird durch den Schalter in dem Kontrollkasten⁵ eingeschaltet. Danach wird eine Referenzfahrt durchgeführt. Anschließend wird der Kalibriermodus aktiviert. Vor der tatsächlichen Kalibrierung werden durch die „Tara“-Tasten die Sensoranzeigen auf null gesetzt.

Anschließend erfolgt die Kalibrierung der Sensoren (siehe Kap. 4.2). Nach der Kalibrierung werden die Parameter für die erste Variante eingestellt und der Schwanzflossenantrieb wird in die Anfangsposition (Button „Pos“) gefahren. Durch „Start“ wird der Schwanzflossenantrieb in Bewegung gesetzt. Die Messdaten werden dann über den Reiter „Logging“ gespeichert. Die Messung für eine Variante dauert ca. 5 min. Mit dem Button „Stopp“ wird die Ausführung des Bewegungsmusters beendet.

Anschließend werden die Parameter für die nächste Variante eingestellt und es wird analog ein neuer Versuch durchgeführt.

⁵Im Kontrollkasten befinden sich die beiden Mikrocontroller sowie die Messverstärker für die Sensoren. Er leitet Sensordaten an die Steuersoftware weiter und führt Steuerbefehle der Steuersoftware an die Motoren aus.

Nachdem alle Messungen durchgeführt worden sind, wird der Button „Beenden“ betätigt und die Bedienoberfläche kann geschlossen werden.

Es ist zu beachten, dass die Eingabefelder in dem Reiter „Skalierung“ unverändert bleiben und die Kalibrierdaten erst bei der Auswertung berücksichtigt werden. Auf diese Weise werden eventuelle zusätzliche Fehlerquellen ausgeschlossen.

5 Besonderheiten bei der Durchführung und Auswertung der Messungen

5.1 Schubmessung

Der Schwanzflossenantrieb ist so konstruiert, dass auf die zwei parallelen Achsen des Schlittens, mit dem der Hubarm beweglich aufgehängt ist, ein Moment aufgrund der Gewichtskraft seiner Teile wirkt. Dieses Moment sorgt für eine höhere Haftreibung, so dass die Messung der tatsächlichen Schubkräfte verfälscht werden kann. Um eine möglichst exakte Messung zu gewährleisten, wurden zwei Schraubenfedern jeweils in die beiden Schlitten eingebaut. Deren Auswirkung auf die Messkennlinie des Schubsensors wird in Bild 48 veranschaulicht. Durch ein Tara (Nullstellen der Messverstärker) vor der Kalibrierung wird diese Verschiebung im Messbereich der Sensoren kompensiert.

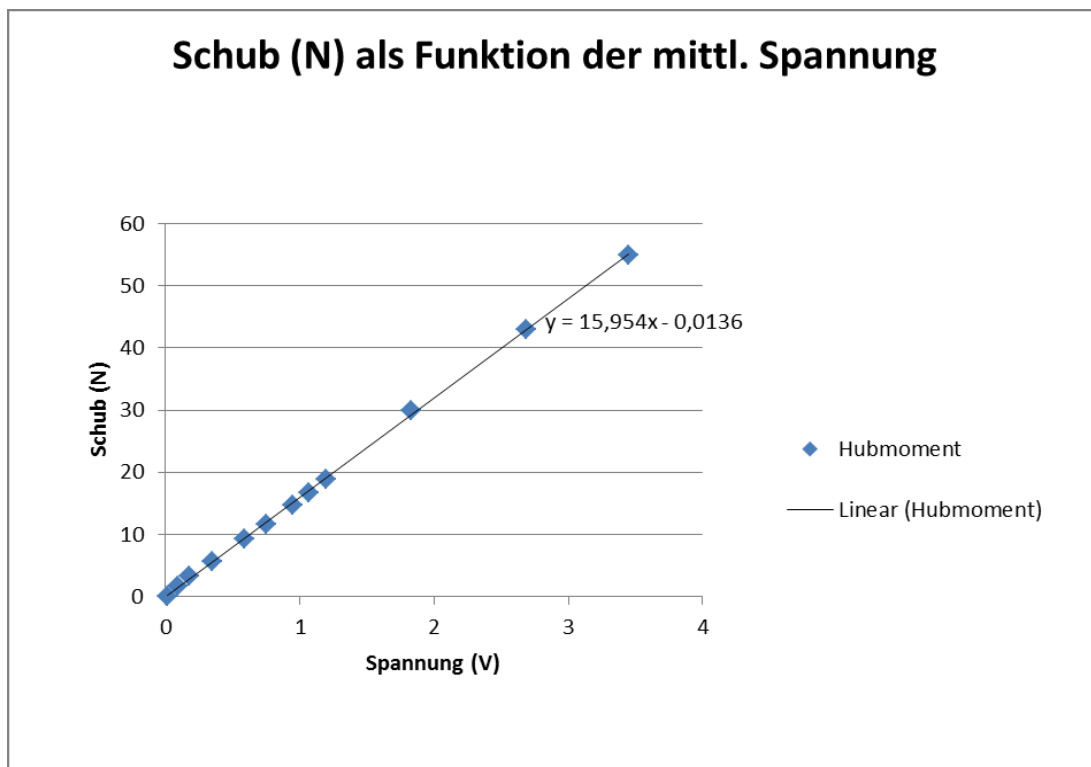


Bild 48: Das Einbauen der Feder bewirkt eine Verschiebung der Kennlinie entlang der Ordinate.

Durch eine verbesserte Aufhängung wurde das Problem konstruktionstechnisch behoben, sodass die zwei Schraubenfedern nicht mehr notwendig waren und entsprechend entfernt wurden. Durch die Konstruktionsoptimierung wird die Haftreibung minimal gehalten, so dass auch die kleinsten Schubkräfte von dem Sensor erfasst werden können.

Dass die Reibungswiderstände wirkungsvoll eliminiert werden konnte, wird durch die Kalibrierung mit auf- und absteigendem Belastungsast nachgewiesen.

5.2 Datenlücken

Die Implementierung der für die Steuerung und Regelung, das Messen von Sensorwerten und das Schreiben der Logdatei notwendigen Algorithmen in LabVIEW besteht aus verschiedenen parallel ablaufenden Schleifen. Die Daten werden in bestimmten Zeitintervallen gemessen und ausgelesen. Da die Versuche unter Windows durchgeführt werden, kann dieses Zeitintervall Δt im Millisekundenbereich nicht beliebig klein eingestellt werden. Außerdem hat die Regelung Vorrang vor der Datenerfassung, um zu gewährleisten, dass der eingestellte Bewegungsablauf korrekt abgefahren wird.

In manchen Fällen werden für die Winkelpositionen φ_P und φ_H keine Werte geliefert, da die Mess- und Steuereinheiten nicht die hohen zeitlichen Anforderungen erfüllen können.

In diesen Fällen entstehen Lücken in den Messdaten für die entsprechende Position. Damit vermieden wird, dass die Lücken bei jeder Periode genau für dieselbe Position φ auftreten, sind die Zeitintervalle der verschiedenen Schleifenabläufe unterschiedlich. Die besten Ergebnisse wurden bei der Verwendung von Primzahlen für Δt erzielt. Damit ist gewährleistet, dass die einzelnen Schleifen sich nicht synchronisieren und Datenlücken somit nicht immer an der gleichen Stelle eines Bewegungsablaufs auftreten.

6 Auswertung der durchgeführten Messungen

6.1 Definition der positiven Richtungen

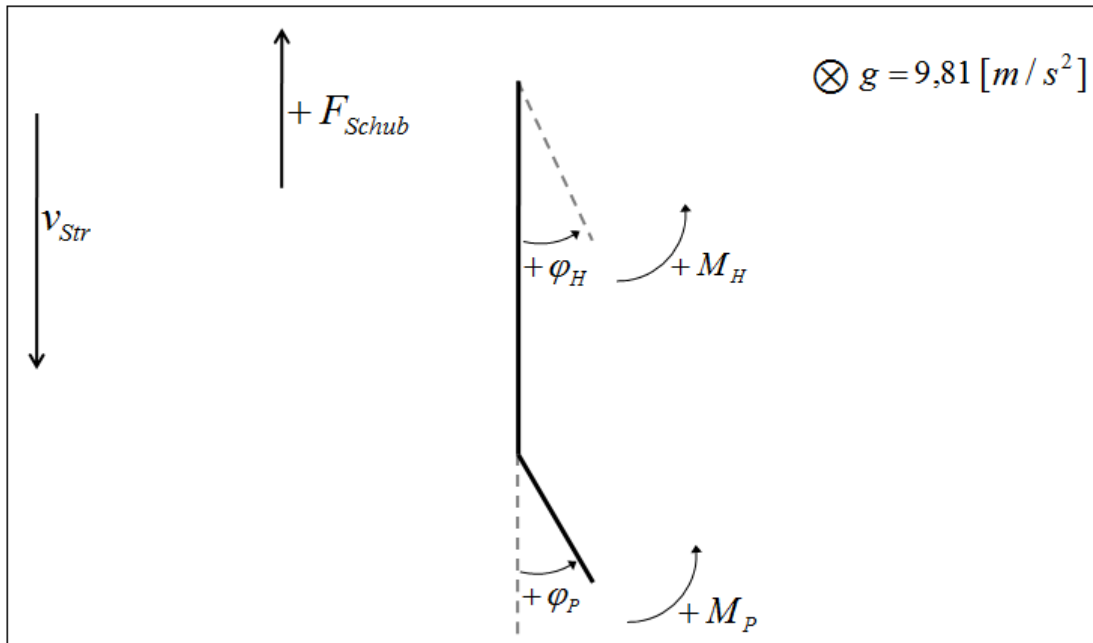


Bild 49: Konvention der positiven Richtungen (Aufsicht).

Je nach Belastungsrichtung (Zug, Druck oder rechts, links) liefern die Sensoren negative bzw. positive Werte. Die Konvention der positiven Richtungen ist in Bild 49 dargestellt.

In Bild 49 wirkt das Schwerkräftfeld senkrecht zu der Blattebene. v_{Str} bezeichnet die Strömungsgeschwindigkeit; M_H und M_P bezeichnen das (passive, d. h. von außen z. B. bei der Kalibrierung aufgebrauchte) Hub- und Pitchmoment. F_{Schub} ist die Schubkraft. φ_H und φ_P bezeichnen jeweils den Hub- und den Pitchwinkel.

Es ist zu beachten, dass die Strömung und der erzeugte Schub entgegengesetzte Richtungen haben. Bei den Versuchen im ruhenden Wasser ist $v_{Str} = 0$.

6.2 Filterung

Bevor die Messdaten zur Berechnung des Wirkungsgrades verwendet werden, werden sie nach Lücken und Ausreißern gefiltert.

Um die Ausreißer zu bestimmen, werden alle Messpunkte zu ihrer Sollposition zugeordnet. Die Sollposition für die Winkelpositionen entspricht den Punkten, die durch die Steuerung angefahren werden.

Die Messdaten für die auftretenden Kräfte und Drehmomente werden durch geometrische Berechnungen des geringsten Abstandes (Pythagoras) zur nächsten Sollposition zugeordnet. Aufgrund der großen Anzahl von Bewegungspunkten pro Periode und der Regelung während des Versuchsbetriebs sind diese Abweichungen sehr gering.

Nachdem alle Messpunkte (für die Drehmomente und die Schubkraft) einem Sollpunkt zugeordnet wurden, können dann für jede Gruppe von Messwerten, die zu einem bestimmten Sollpunkt gehören, die statistischen Kennwerte wie Median und Standardabweichung berechnet werden. Auf Basis dieser Kennwerte werden aus den Messwerten die Ausreißer bestimmt.

Zur Ermittlung der Ausreißer werden in dieser Arbeit Boxplots verwendet.

Ein Boxplot enthält ein Rechteck (Box) und zwei Linien (Antennen), die auch als Verlängerung des Rechteckes bezeichnet werden können. Diese Linien schließen an ihren Enden jeweils mit einem Strich ab (Bild 50) [15].

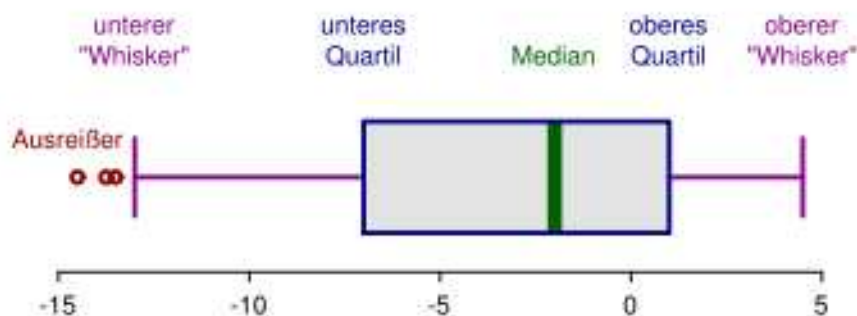


Bild 50: Ein horizontaler Boxplot über einem bestimmten Zahlenstrahl [15].

Das Rechteck enthält 50 % der gemessenen Daten. Das untere und obere Quartil begrenzen das Rechteck (25 % bzw. 75 % aller Messwerte) [15]. Der Median liegt innerhalb des Rechtecks und wird gesondert eingezeichnet.

Die Bereiche, die von dem unteren bzw. oberen „Whisker“ festgelegt werden, enden bei 2,5 % bzw. 97,5 % aller Messwerte. Somit befinden sich innerhalb der so definierten Grenzen 95 % der Messungen [15].

Als Ausreißer werden alle Werte bezeichnet, die außerhalb des durch die „Whisker“ bestimmten Bereiches liegen. Das sind insgesamt 5 % [15].

An einem solchen Plot lässt sich die Güte bzw. Vergleichbarkeit der Messwerte erkennen. Im Idealfall ist das Rechteck klein, der Median liegt mittig innerhalb des Rechtecks und die Antennen sind kurz.

Durch Betrachtung der Medianwerte erhält man einen von Ausreißern befreiten Verlauf der entsprechenden Variante für Hub- und Pitchmoment sowie der Schubkraft.

6.3 Umrechnen der Sensorwerte unter Berücksichtigung der Kalibrierkennlinien

Ein Sensor liefert einen Messwert in [V]. Für die Berechnungen ist es wichtig, welche Kraft bzw. welches Moment diesem Wert in [V] entspricht. Zum Einsatz kommen die bei der Kalibrierung erstellten Kennlinien (z. B. die Kennlinie des Hubsensors, Bild 31). Dabei wurden die entsprechenden Kalibrierhebelarme berücksichtigt, siehe Kap. 4.2.1.1 bis 4.2.1.3. Auf Bild 31 ist z. B. die kalibrierte Gleichung für den Zusammenhang von Hubmoment und gemessener Spannung x angegeben. Dies gilt analog auch für die restlichen Sensoren.

6.4 Berechnung des Wirkungsgrades

Der Wirkungsgrad η entspricht dem Verhältnis von Nutzarbeit zur zugeführten elektrischen Energie, siehe Gl. 17.

$$\eta = \frac{\text{Nutzarbeit}}{\text{zugeführte elektrische Energie}} \quad (14)$$

Die Nutzarbeit entspricht dem Integral der zeitlich veränderlichen Schubkraft F_S über dem zugehörigen, im Wasser zurückgelegten Weg. Dieser Fahrweg entspricht hier dem Zeitintegral der Anströmgeschwindigkeit.

Dabei wird ein möglichst langer Beobachtungszeitraum betrachtet, am besten über eine ganze Anzahl von Perioden, um Zufälligkeiten und Messungenauigkeiten auszugleichen und um dem typischen Verlauf der Schubkraft während einer Periode bei der Integration gerecht zu werden. Bei Verwendung diskreter Zeitschritte Δt_i ergibt sich folgende Gleichung für die Nutzarbeit A_n , wobei F_{S_i} die Schubkraft für den i -ten Zeitschritt bedeutet:

$$A_n = v_{\text{Str}} \sum_{i=1}^n F_{S_i} \Delta t_i \quad (15)$$

Die zugeführte mechanische Energie E_{zu} setzt sich aus der der Hub- und Pitchbewegung zusammen, wobei die der Hubbewegung dominiert, denn die Drehmomente an der Pitchwelle sind wegen des kleinen Abstandes b zwischen Welle und Druckpunkt gering. Die zugeführte Energie wird aus dem Integral der Drehkräfte M über dem „Winkelweg“ $\Delta\varphi$ errechnet; genauer über dem Zeitintegral der Drehleistung, die sich wieder aus der Drehkraft, multipliziert mit der Winkelgeschwindigkeit ergibt. In diskreten Zeitschritten ergibt sich folgende Gleichung:

$$E_{zu} = \sum_{i=1}^n \left(\Delta\hat{\varphi}_{H_i}(-M_{H_i}) + \Delta\hat{\varphi}_{P_i}(-M_{P_i}) \right). \quad (16)$$

M_{H_i} und M_{P_i} bezeichnen dabei das Hub- und Pitchmoment (im i -ten Zeitschritt). Die negativen Vorzeichen vor den Drehmomenten resultieren, wie schon bei der Kalibrierung angemerkt, aus dem Umstand, dass das vom Motor aktiv ausgeübte Moment zu einer entgegengesetzten Verdrehung der Welle und damit des Drehmomentensensors führt wie das aufgebrachte Moment bei der Kalibrierung.

Bei der Berechnung von E_{zu} wird im Sinne einer best-case-Abschätzung angenommen, dass der antreibende Motor in der Lage ist, Energie zu 100 % zurück zu gewinnen. Dies ist dann der Fall, wenn die Flosse durch die umgebende Strömung und nicht durch den Motor, also passiv angetrieben wird, wenn also Winkelgeschwindigkeit und Drehkraft nicht gleichsinnig erfolgen. Der zugehörige Wirkungsgrad definiert damit das mechanische Maximum. In Wirklichkeit können Elektromotoren nur einen Teil der Energie zurückgewinnen, max. etwa 90 % bei dafür speziell ausgelegten Elektromotoren. Diese Motoren würden in den „passiven Antriebsphasen“ somit 90 % der zugehörigen Leistung als Strom an die Stromversorgung zurück liefern. Dieser Aspekt ist wichtig, wenn ein elektrisch angetriebener Schwanzflossenantrieb in Großausführung hergestellt werden soll.

Mit den v. g. Gleichungen (18) und (19) folgt nun aus der Definition des Wirkungsgrades gemäß Gleichung (17) für die numerische Auswertung bei zeitdiskreten Messwerten die Gleichung (20). Sie definiert, dies sei hier nochmals betont, den mechanischen Maximalwert des Wirkungsgrades η eines Schwanzflossenantriebes:

$$\eta = \frac{v_{Str} \sum_{i=1}^n F_{S_i} \Delta t_i}{\sum_{i=1}^n \left(\Delta\hat{\varphi}_{H_i}(-M_{H_i}) + \Delta\hat{\varphi}_{P_i}(-M_{P_i}) \right)}. \quad (17)$$

Zur Auswertung der Gl. (20) werden $i = 1-n$ Einzelwerte über mehrere Perioden T verwendet. Die Strömungsgeschwindigkeit v_{Str} ist dabei als konstant vorauszusetzen, siehe Kap. 4.1. Eine Differenz Δ_i wird numerisch wie folgt berechnet:

$$\Delta_i = \frac{\Delta_{i+1} - \Delta_{i-1}}{2} \quad (18)$$

Δt_i bezeichnet die Zeitdifferenz. $\Delta \hat{\varphi}_{Hi}$ und $\Delta \hat{\varphi}_{Pi}$ stellen die Winkeldifferenzen in [rad] (gekennzeichnet mit einem Bogen) jeweils für Hub- und Pitchwinkel dar.

6.5 Diskussion der Ergebnisse mit Anströmung

Die gemessenen Momente [Nm] und die Schubkraft [N] werden über die Zeit [s] aufgetragen. Für die Variante H11 werden die auf diese Weise erstellten Plots in Bild 51 dargestellt.

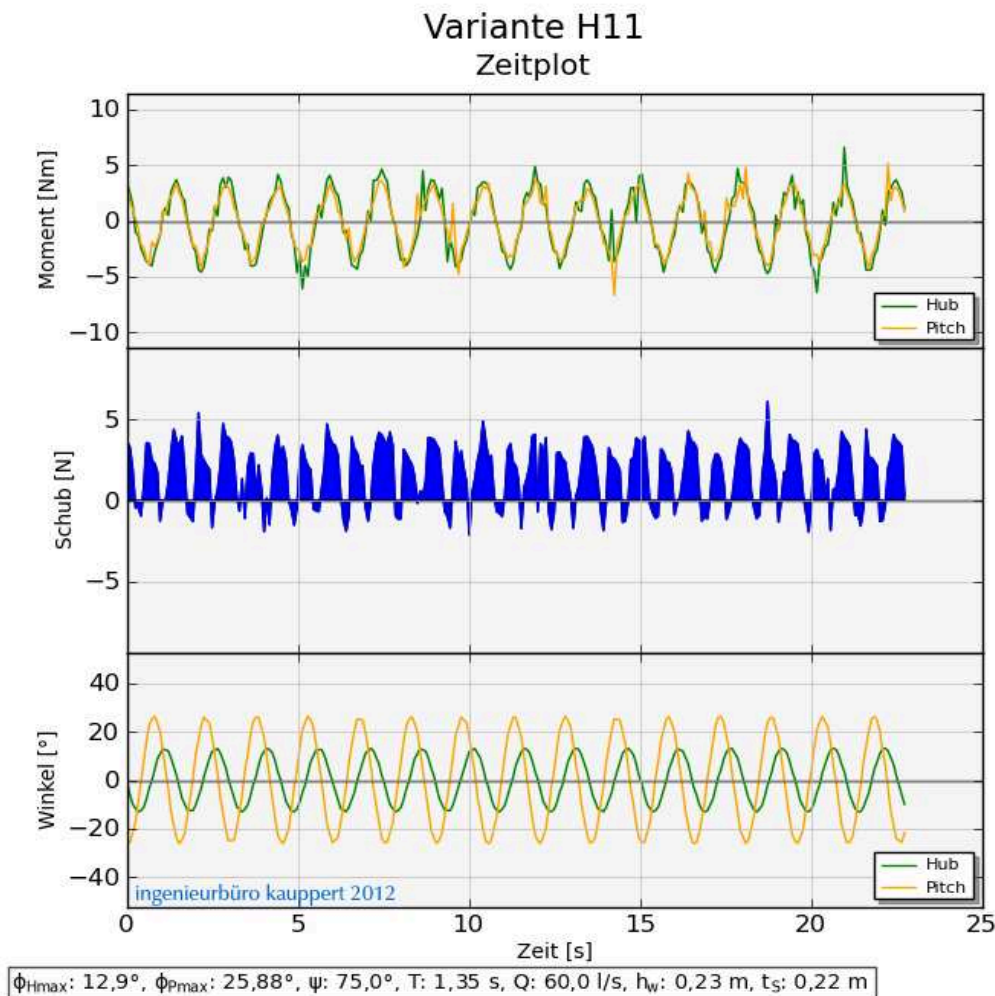


Bild 51: Im oberen Plot ist der Verlauf der Pitch- und Hub-Momente über mehrere Perioden dargestellt. In der Mitte ist der erzeugte Schub als blaue Fläche dargestellt. Ganz unten auf dem Bild sind die Verläufe der Hub- und Pitch-Winkel angegeben.

Da das Filtern der Messdaten noch nicht durchgeführt wurde, werden in diesen Plots auch die Ausreißer dargestellt. Darauf deutet der ungleichmäßige Verlauf der erstellten Kurven (für Hub- und Pitchmomente sowie Schubkraft) hin. Idealerweise sollten alle Messwerte den Verlauf einer Sinusfunktion aufweisen.

Durch das Filtern der Messwerte werden Ausreißer eliminiert. Weiterhin können alle Messwerte, die zu gleichen Positionen der Flosse und damit zu gleichen Zeitpunkten einer Periode gewonnen wurden, zusammen dargestellt und gemittelt werden (siehe Beispiel auf Bild 52).

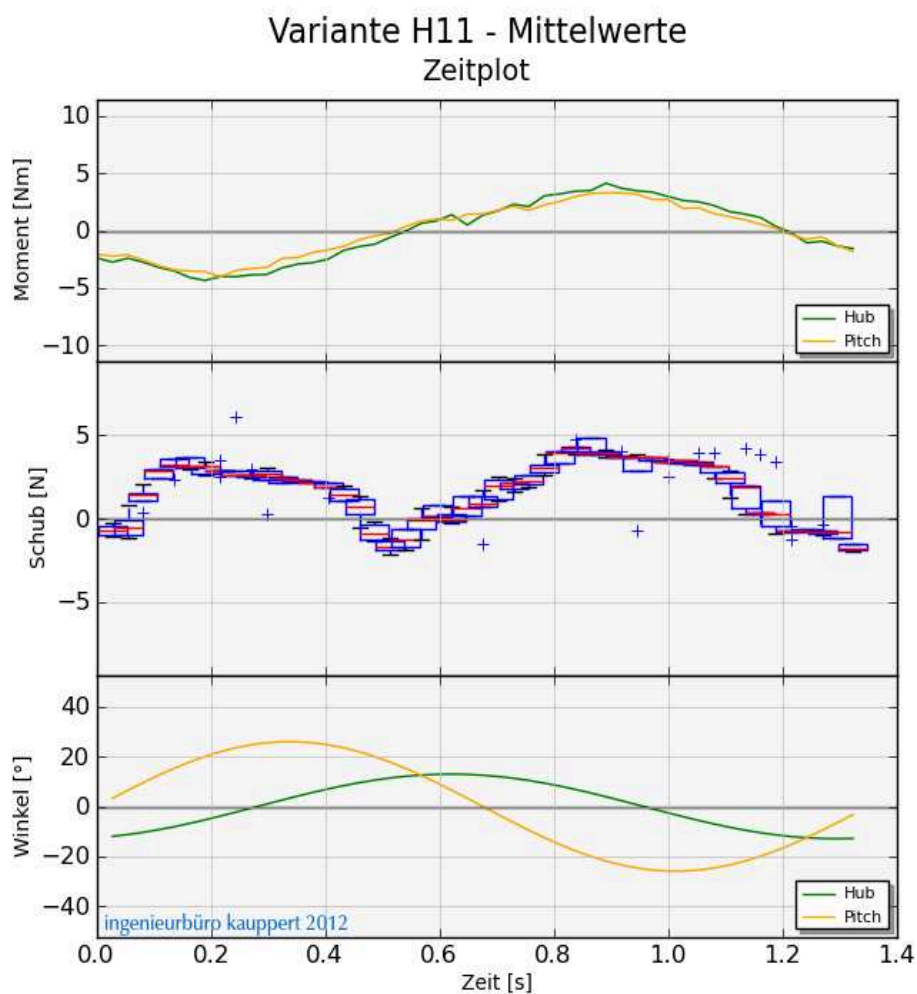


Bild 52: Gefilterte Messdaten für Hub-, Pitchmoment und Schubkraft [16]. Darstellung des Schubs als Boxplot.

Der oberste Plot in Bild 52 zeigt den gemittelten Verlauf der Hub- und Pitchmomente. Auf dem mittleren Plot sind die vertikalen Boxplots für alle Schubwerte dargestellt, die zu der entsprechenden Sollposition sortiert wurden. Mit „+“ werden die Ausreißer dargestellt. Jedes Rechteck beinhaltet den Median für die entsprechende Verteilung. Im letzten Plot sind die

Idealverläufe (von der Steuerung vorgegeben) der Hub- und Pitchwinkel über die Zeit aufgetragen.

Werden für den Schub nur die Medianwerte visualisiert, ergibt sich der Verlauf in Bild 53 (Mitte). Diese Werte werden nachfolgend für die Wirkungsgradberechnung verwendet.

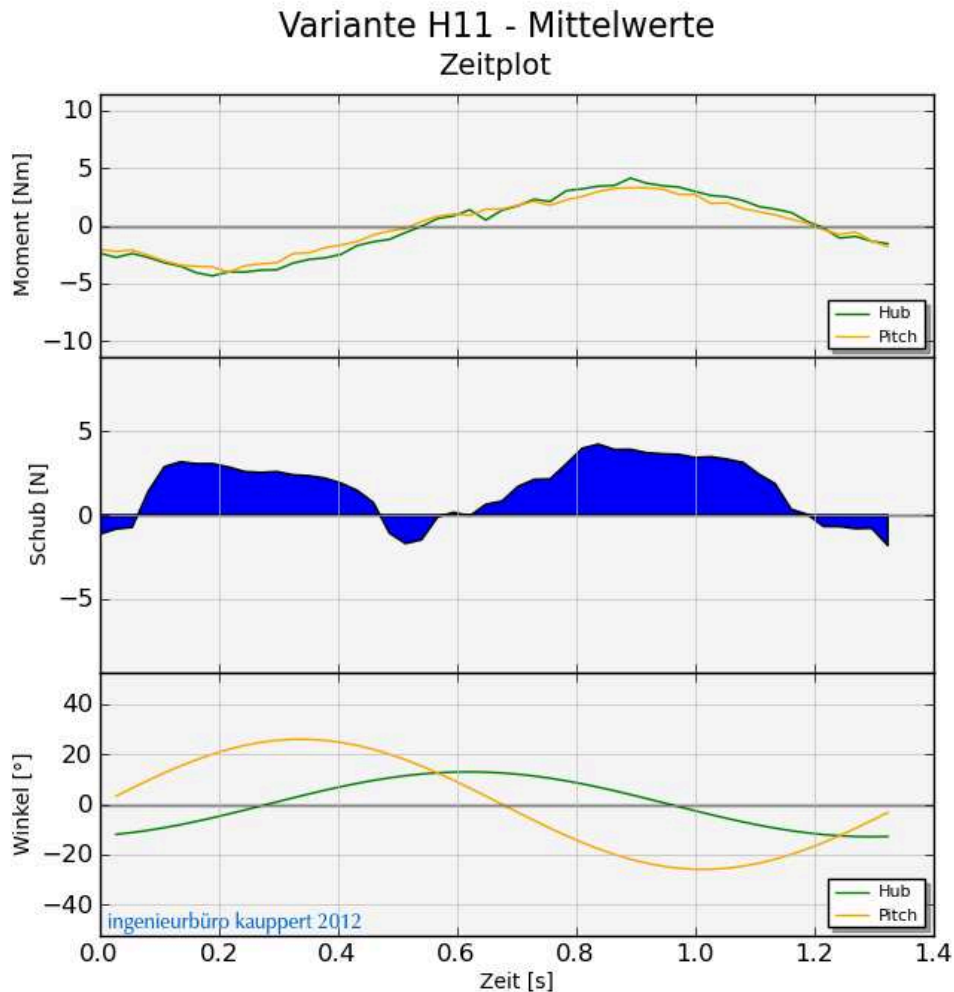


Bild 53: Darstellung analog zu Bild 52 mit zeitlichem Schubkraftverlauf, der dem Median der Einzelwerte entspricht. Die Fläche, die zwischen der Kurve und der Zeitachse eingeschlossen ist (hier blau gefärbt), ist ein Maß für die erzeugte mittlere Schubkraft [16].

Es ist zu beachten, dass die erzeugte Schubkraft im Nulldurchgang nicht gleich null ist. Sie ist vom Betrag her gleich, die Richtung ist jedoch entgegengesetzt der Kraft, die von der Strömung auf den SFA ausgeübt wird, so dass die Summe der beiden Kräfte verschwindet. Weiterhin zeigt Bild 53, dass der Schubkraftverlauf im Hin- und Rückschwung nicht identisch ist. Dies liegt u. a. daran, dass die Regelung es nicht exakt schaffte, die vorgegebenen Win-

kelbewegungen umzusetzen. Dies ist ein Punkt, der bei Fortsetzung experimenteller Untersuchungen verbessert werden sollte.

Wie die Schubkraft von dem Hub- und Pitchwinkel abhängt, wird in Bild 54 gezeigt. Dieser Plot wurde erstellt, in dem die Messungen für die Schubkraft über mehrere Perioden in Abhängigkeit von Hub- und Pitchwinkel aufgetragen wurden (Abszisse – Hubwinkel [°], Ordinate – Pitchwinkel [°]). Er stellt die Sollpositionen und die dazugehörigen Medianwerte dar. Es ist deutlich zu erkennen, dass der maximale Schub im Bereich des Nulldurchgangs (-10° bis 10°) des Hubarms auftritt. Im Nulldurchgang besitzt der Hubarm die größte Geschwindigkeit. Dabei befinden sich die Werte (für den größten Schub) für den Pitchwinkel im Bereich ca. >10° und <-10°.

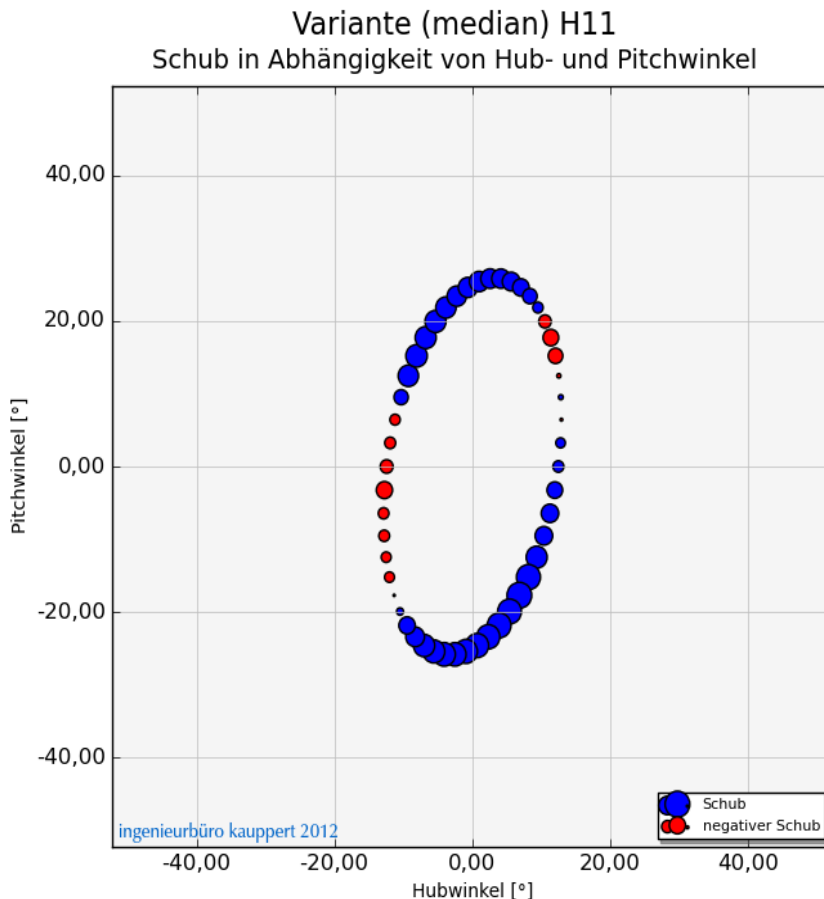


Bild 54: Veranschaulichung der Abhängigkeit der Schubkraft von den beiden für die Bewegung relevanten Winkeln [16].

Die Auswertung nach dem Wirkungsgrad erwies sich als schwierig, weil aufgrund des Versuchsaufbaus die gemessenen Schubkräfte große Streuungen aufwiesen.

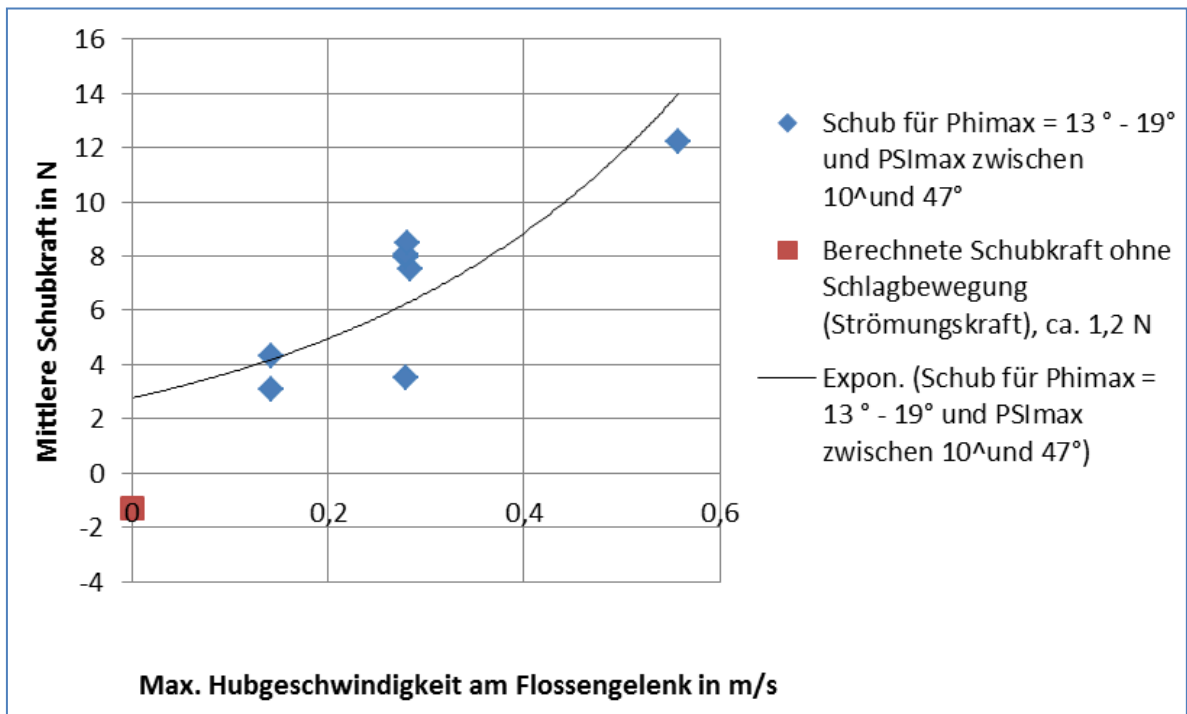


Bild 55: Gemessene mittlere Schubkraft bei Anströmung (Strömungsgeschwindigkeit 0,304 m/s, Eintauchtiefe 0,22 m, Wassertiefe 0,23 m), aufgetragen über der max. Hubgeschwindigkeit am Flossengelenk.

Wie später noch für die Standversuche diskutiert, trat offensichtlich auch ohne Hubbewegung eine positive Schubkraft auf. Im Grunde müsste sie aber negativ sein, entsprechend dem Widerstand der Flosse (siehe Bild 55).

Für die Auswertung nach dem Wirkungsgrad wurden die Messwerte deshalb um die Differenz zwischen der Schubkraft bei Hubgeschwindigkeit 0 und Widerstandskraft reduziert (also um rund 3,0 N), wobei sich im Mittel Wirkungsgrade von 0,8 ergaben. Dieser Wert steht in guter Übereinstimmung mit theoretisch möglichen Werten.

6.6 Diskussion der Ergebnisse im ruhenden Wasser

6.6.1 Bewegungskinematik

Die Bewegungskinematik ist im Ruhewasser von besonderer Bedeutung. Wie schon im Kapitel **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** erläutert, ist es möglich, mit einem Schlagflächenantrieb auch effizient abzubremesen. Dazu ist aber ein extrem großer Pitchwinkel erforderlich, damit die Flosse weiterhin von der abgerundeten Seite des Tragflügelprofils und nicht von der Schwanzseite her angeströmt wird.

Wenn große Pitchwinkel z. B. aus konstruktiven Gründen nicht möglich sind, erfolgt die Anströmung wie unten im Bild rechts dargestellt von der „scharfen“ Kante des Schwanzendes her. Entsprechend groß ist der Widerstand und die Bremskraft ist gering.

Im Stand kann aber selbst mit moderaten Hub- und Drifwinkeln effizient Schub erzeugt werden, wenn das Bewegungsmuster wie unten links illustriert stimmt, wenn also ein negativer Phasenverschiebungswinkel eingestellt wird und sich beim Nulldurchgang der Flosse ein ausreichend großer Winkel φ_{H0} einstellt, der dafür sorgt, dass keine zu großen Anstellwinkel der Flosse entstehen, welche die Tragflügelwirkung einschränken.

Dabei spielt, wie im übernächsten Kapitel gezeigt wird, die Kombination von Pitch- und Hubwinkel keine entscheidende Rolle, wenn nur in der effizientesten Phase der Flossenbewegung, also im Nulldurchgang des Hubs, bei dem die größte Hubgeschwindigkeit auftritt, ein „hinterher hinkender“ Pitchwinkel auftritt. Dieses Bewegungsmuster zeigt das Bild unten links.

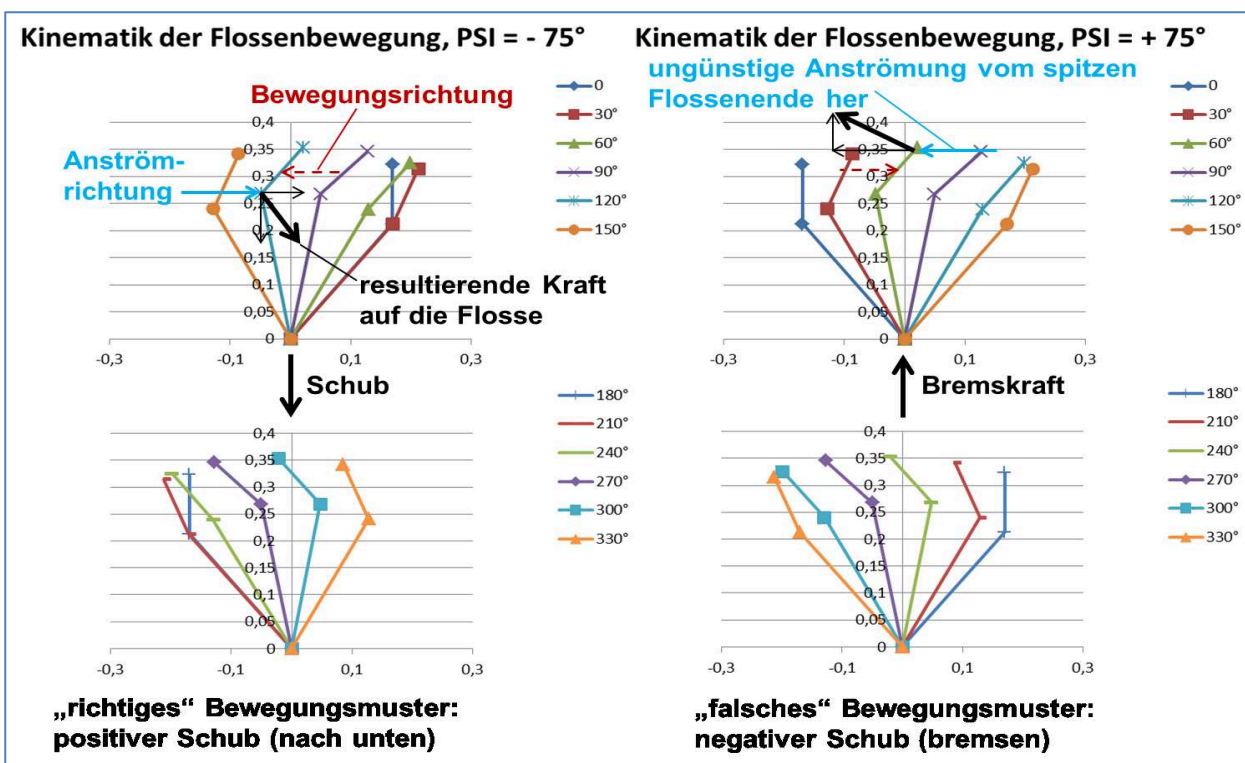


Bild 56: Bewegungsmuster einer Flosse im Stand (Stellungen von Hubarm und Flosse in 30°-Intervallen der Hubbewegung) mit Anströmgeschwindigkeiten und Kräften, damit ein positiver (linke Bildfolge) oder negativer (rechte Bildfolge) Schub entsteht.

6.6.2 Schubkräfte

Nach einer Gegenüberstellung der Ergebnisse der durchgeführten Messvarianten hat sich herausgestellt, dass Bewegungsmuster mit großen Hubwinkeln (ca. 40°) und teilweise auch großen Pitchwinkeln (ca. 45°) die größten Schubkräfte erzeugen. Im Bild 57 sind drei Plots von der besten Variante (größte Schubkräfte) aus der ganzen Messreihe (für $T = 1,5$ [s]) veranschaulicht.

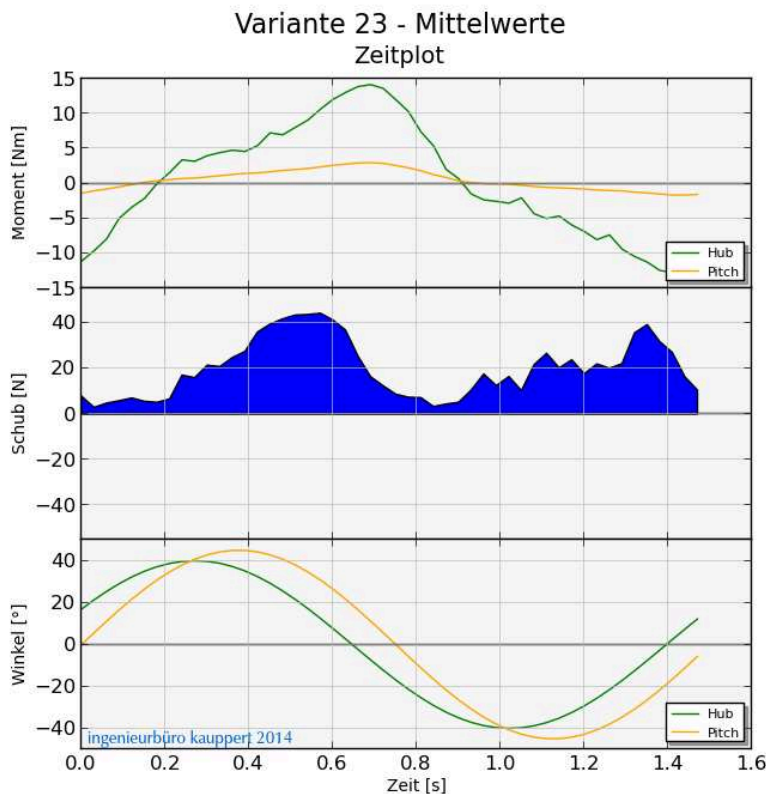


Bild 57: In der Abbildung ist die Variante dargestellt, welche die größten Schubkräfte geliefert hat. Die dazugehörigen Parameter sind wie folgt definiert: Max. Hubwinkel = 40°, max. Pitchwinkel = 45°, Phasenverschiebung = -25°, Eintauchtiefe der Flosse = 0,22 m, Periodendauer = 1,5 s. Die blau markierte Fläche in dem mittleren Plot entspricht dem erzeugten Schub während einer Periode T s.

Wenn die Schubkräfte für eine Periode über die Zeit aufsummiert werden, ergibt sich die in Bild 57 blau eingefärbte Fläche. Werden nur die Werte aller auftretenden Kräfte für eine Periode aufsummiert, ergibt sich die erzeugte Schubkraft für diese Periode mit der Einheit N/Periode. Für die in Bild 57 visualisierte Variante beträgt diese Schubkraft 989,82 N/Periode.

Die Ergebnisse aller Messvarianten sind in Anhang 2 angegeben. Hier sollen nur einige Besonderheiten der Ergebnisse herausgestellt werden, wobei nur solche Varianten herangezogen wurden, bei denen voraussichtlich keine Messfehler auftraten. Dies kann dann ange-

nommen werden, wenn der über die Periode aufgetragene Schub einen ausgeprägten Verlauf aufweist, wie er in Bild 57 erkennbar ist, wobei auch negative Werte vorkommen können. Bei einigen Varianten, insbesondere bei solchen mit geringem Hubwinkel, die auch geringe Schubwerte verursachen, war dies nicht der Fall. Vielmehr war der Schub über die Periode nahezu konstant, was darauf schließen lässt, dass sich durch den Versuchsbetrieb, bei dem die Flosse Wasser entgegen der Schubrichtung beschleunigt, eine Grundströmung eingestellt hat, die die Anströmung der Flosse verbessert, wonach auch bei geringen Hubhöhen signifikante Schubkräfte auftraten. Diese Daten und solche Versuche, bei denen an „Plateaus“ im Schubverlauf erkennbar war, dass der Schlitten hakte, wurden nicht weiter verwendet.

Trägt man nun die gemessenen Schubkräfte z. B. über dem Pitchwinkel φ_{P0} beim Nulldurchgang der Flosse auf, der gemäß Kapitel 6.6.1 von entscheidender Bedeutung für die Auftriebserzeugung ist und der sich nach Gln. 11 und 12 aus $\varphi_{P0} = \varphi_{Pmax} \cdot \sin(\psi)$ ergibt, dann treten die größten Schubkräfte unter Versuchsbedingungen bei φ_{P0} zwischen etwa 10° und 35° auf (siehe Bild 58). Dieser Winkelbereich korrespondiert mit sehr großen Anstellwinkeln der Flosse, die gemäß Tragflügeltheorie keine effiziente Auftriebserzeugung mehr ermöglichen würde. Offenbar scheint die instationäre Flossenbewegung wie beim „Rütteln des Falcken“ aber eine Ablösung zu verhindern.

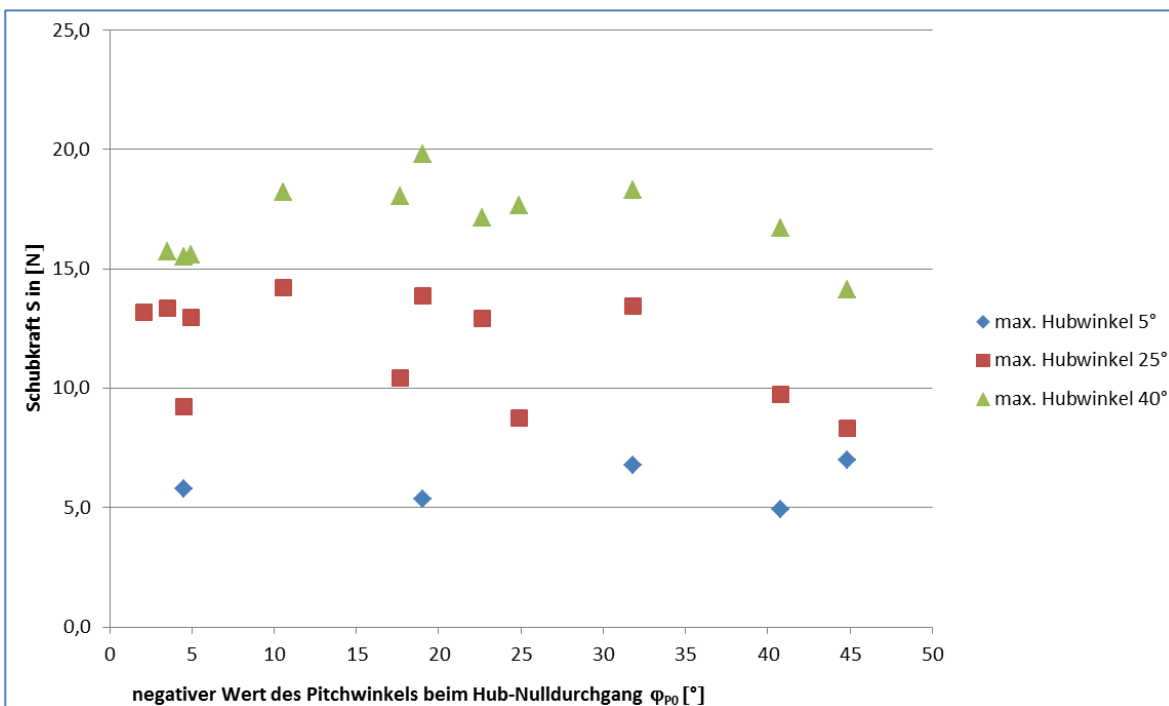


Bild 58: Mittlere Schubkraft S der Flosse im Ruhewasser [N] in Abhängigkeit vom negativen Pitchwinkel beim Nulldurchgang des Hubarms φ_{P0} [°] (negativer Wert deshalb, weil nur negative Phasenverschiebungswinkel ψ betrachtet werden, die einen positiven Schub erzeugen), Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m (Periode $T = 1,5$ s).

Ein ähnliches Bild zeigt sich für die halb so große Flosse (Tiefgang 0,11 m bei 0,17 m Wassertiefe/siehe Bild 59).

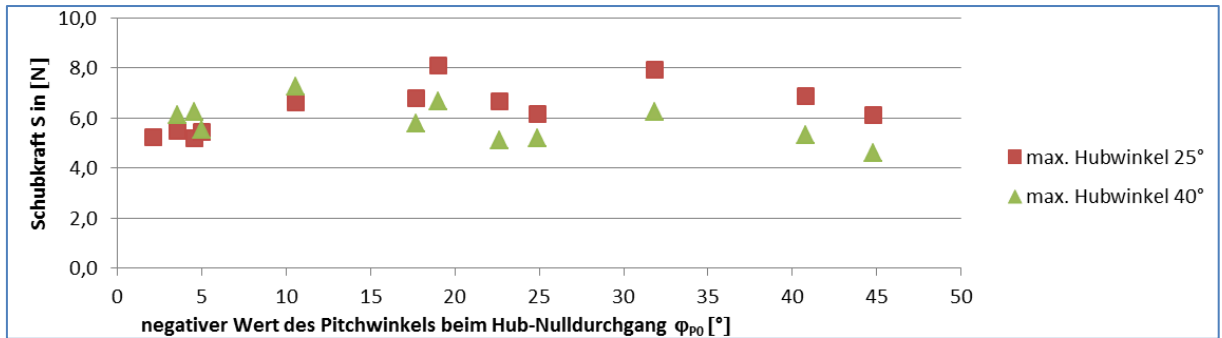


Bild 59: Wie Bild 58, jedoch Wassertiefe 0,17 m und Tauchtiefe 0,11 m.

Auch hier scheint der optimale Pitch bei 10° bis 35° zu liegen, wobei die Schubkräfte jedoch weniger als halb so groß sind wie in Bild 58. Dies liegt offenbar an der ungünstigeren Streckung der Flosse, die zu einem geringeren Auftriebsanstieg führt.

In Bild 58 ist weiterhin der starke Einfluss des max. Hubwinkels zu erkennen. Beispielsweise ist der Schub bei 40° Hubwinkel etwa dreimal so groß wie beim Hubwinkel von 5°. Im Stand sind somit große Hubwinkel erforderlich, um ausreichende Schubkräfte zu erzeugen. Dies wird besonders deutlich in Bild 60.

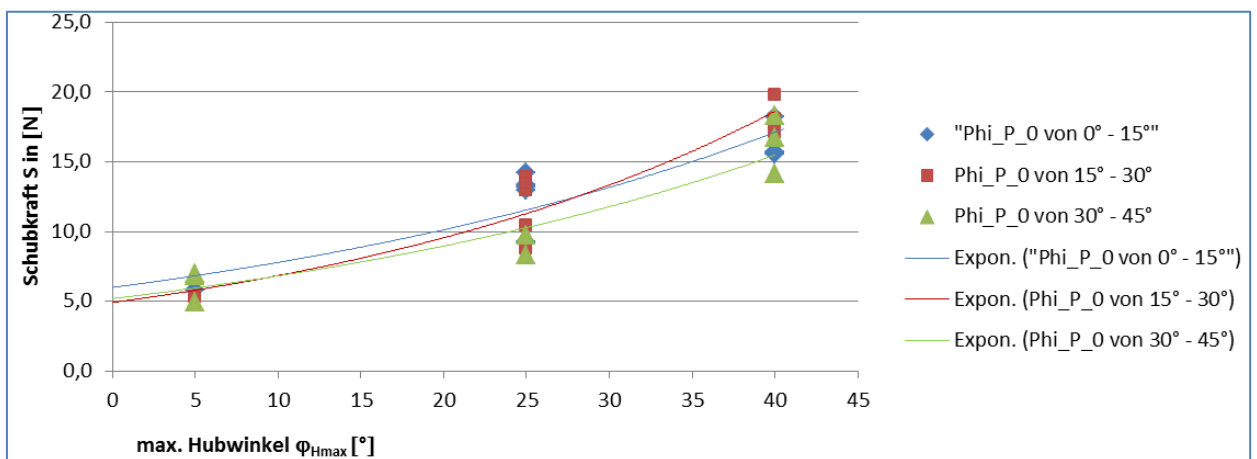


Bild 60: Mittlere Schubkraft S der Flosse im Ruhewasser [N] in Abhängigkeit vom max. Hubwinkel φ_{Hmax} [°] (Periode 1,5 s), aufgetragen für verschiedene negative Pitchwinkel beim Nulldurchgang des Hubarms φ_{P0} [°], Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m (Periode $T=1,5$ s), $f_0=0,22$ m).

Der Anstieg der Schubkraft zeigt allerdings nicht die erwartete quadratische Abhängigkeit vom maximalen Hubwinkel, der den max. Hub und bei gleicher Periode die max. Hubgeschwindigkeit bestimmt, denn gemäß Tragflügeltheorie sollte der Auftrieb und damit der Schub proportional zur Anströmgeschwindigkeit im Quadrat steigen. Zudem zeigt sich ein „Nullschub“, also ein Schub ohne Hubbewegung. Der zugehörige Wert liegt zwischen 5 und 6 N. Dieser Wert ist voraussichtlich auf die Anströmung durch das von der Flosse induzierte Strömungsfeld zurückzuführen und wird bei der Bildung des Schubbeiwertes abgezogen.

Als wesentliche Ergebnisse der vorgenannten Auftragungen wird festgehalten, dass die Größe des Standschubes maßgeblich vom Hub und weniger vom sonstigen Bewegungsmuster abhängt. Offenbar scheint die optimale Pitchbewegung keinen entscheidenden Einfluss auf die Schuberzeugung zu haben, was an dem insgesamt gesehen geringen Einfluss von φ_{P0} erkennbar ist – ein Ergebnis, das so nicht erwartet wurde, das aber erklärt, warum die Schwanzflossenbewegung von Fischen trotz unterschiedlichster Bewegungsmuster und Flossenformen dennoch gut funktioniert.

6.6.3 Schubbeiwerte

Zum Vergleich mit theoretischen Untersuchungen, wie sie im Kapitel 3.3 diskutiert wurden, werden im Folgenden die Schubbeiwerte angegeben. Dazu wurden die Schubkräfte um 5,8 N reduziert, siehe vor. Mit diesem Wert ergaben sich die stabilsten Schubbeiwerte für die verschiedenen Hubwinkel, siehe Bild 61.

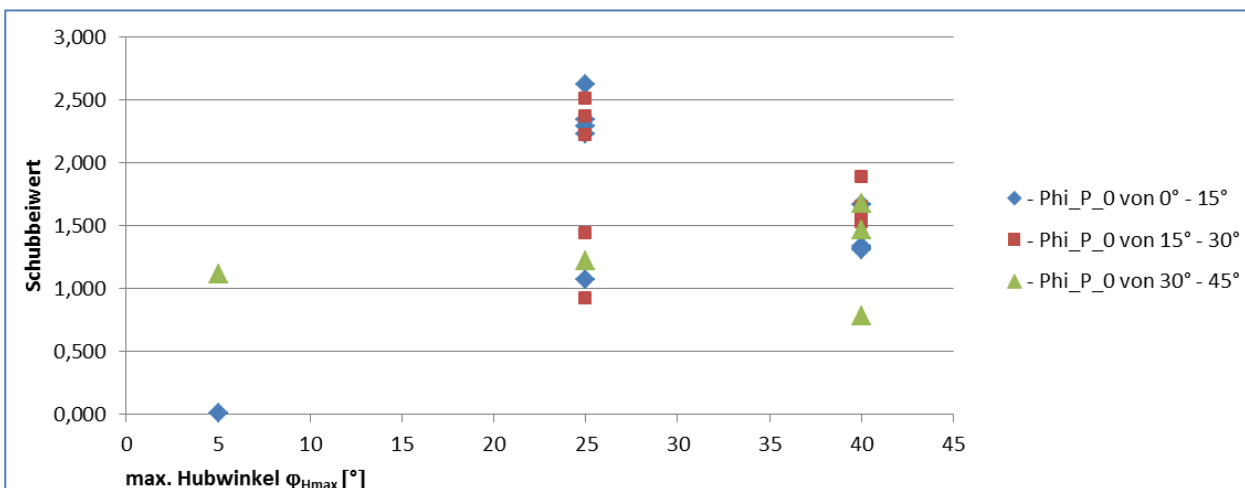


Bild 61: Schubbeiwert, gebildet mit der max. Hubgeschwindigkeit am Flossenanlenkungspunkt, errechnet für verschiedene Pitchwinkel im Nulldurchgang (nur negative Phasenverschiebungswinkel, geschätzter Nullschub 5,8 N, der vom Messwert abgezogen wurde, Mittel des Schubbeiwertes 1,86) - Wassertiefe 0,29 m, Tiefgang 0,22 m.

Der Mittelwert des Schubbeiwertes lag bei rund 1,9. Dieser Wert kann mit den theoretischen Untersuchungen zum Versuch von Anderson in Kapitel 3.3 verglichen werden, wonach sich für eine Flosse, die eine große Streckung von 30 aufwies, ein Schubbeiwert von ca. 3,2 ergab, siehe Bild 62. **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** Bild 62: Schubbeiwert für die Versuchsbedingungen von Anderson (gebildet mit der max. Abschlaggeschwindigkeit, sonst wie Auftriebsbeiwert Tragflügel), errechnet mit Prandtls Tragflügeltheorie (sehr breiter Flügel, NACA 0012, Sog- und Nachstromziffer vernachlässigt) bei sinusförmiger Hub- und Drehbewegung (Pitch eilt 90 Grad voraus, Thetamax 20 Grad, max. Anstellwinkel 37 Grad – bei Anderson 20 Grad, Hub 3 m, Flossentiefe 2,0 m, effektive Flügelstreckung 30, unendlich breiter Wasserkörper der horizontal liegenden Flosse).

Unter Beachtung des hier geringeren Auftriebsanstiegs wegen der breiteren Flosse ergäbe sich ein Wert von ca. 2,7, der allerdings immer noch größer ist als der hier ermittelte Wert. Ohne Korrektur über den „Nullschub“ ergibt sich für den günstigsten Hubwinkel von 25° jedoch ziemlich genau dieser Wert.

Genauere Aussagen sind derzeit nicht möglich. Sie erfordern eine verbesserte Versuchs- und Messtechnik. Dennoch bestätigen sich auch mit diesen Messdaten generell die Gültigkeit der Theorie und damit die vergleichsweise großen Auftriebsbeiwerte.

6.6.4 Sohlbeanspruchung

Die Sohlbeanspruchung wird anhand eines Standbildes diskutiert, das aus den Videoaufnahmen extrahiert wurde (Bild 63). Die Bewegung der Flosse erfolgt senkrecht zu der Bildebene. Oben in dem Bild sind die durch die Flossenbewegung entstandenen Wasserwirbel zu sehen.

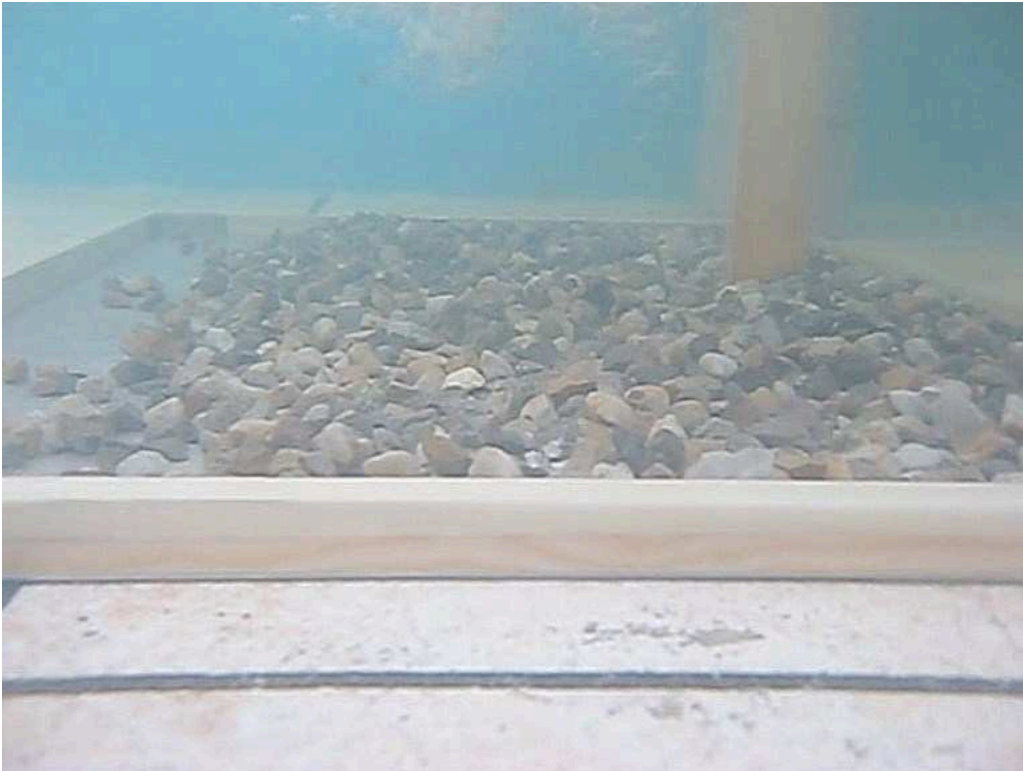


Bild 63: Versuchsparameter: Max. Hubwinkel 40° , Phasenverschiebung = -75° , Max. Pitchwinkel = 40° , Periode = 1,5 s, Zeitschritte = 50, Wassertiefe im Becken = 0,29 m, Eintauchtiefe der Flosse = 0,22 m. Die Breite des Holzrahmens beträgt 45 cm. Die gemessene Schubkraft betrug 16,0 N.

Die Sohle wurde nur wenig belastet (Bild 63). Nur direkt unter der Flosse im Bereich der stärksten Verwirbelungen des Wassers traten vereinzelt Lageveränderungen der kleineren Körner auf. Dabei wurden die bewegten Körner kurz angehoben, bevor sie in Richtung der Schlagbewegung transportiert wurden. Nach kurzer Einwirkzeit trat eine gewisse Selbststabilisierung auf. Eine signifikante Kolkbildung wurde nicht beobachtet. Dennoch können die Randbedingungen gemäß Bild 63 nachfolgend als „Bewegungsbeginn“ interpretiert werden.

Wenn bei sonst gleichen Einstellungen eine negative Phasenverschiebung gewählt wird, wobei es bei zusammenbrechendem Schub zu starker Wirbelbildung kommt, treten entsprechend große Erosionserscheinungen auf. Dies erklärt, warum es einem Lachs mit seinem Schwanz gelingt, auf der Stelle zu verharren und dabei im Grobkies zur Eiablage eine Mulde zu graben. Diese Antriebssituation käme in der schiffahrtlichen Praxis nicht vor. Sie zeigt aber, dass bei falscher Flossensteuerung starke Beanspruchungen der Sohle auftreten können.

6.6.5 Umrechnung der Standversuche auf Naturmaßstab

Um einen Schlagflächenantrieb hinsichtlich seiner Sohlbeanspruchungen mit einer herkömmlichen Schiffsschraube vergleichen zu können, wird der Versuch gemäß Bild 63 in einen entsprechenden Großversuch umgerechnet. Dabei wird so getan, als ob die Flosse ein Großmotorgüterschiff (GMS) antreibt. Dies deshalb, weil hierfür geeignete Berechnungsgrundlagen zur Sohlenbeanspruchung aus Schraubenstrahl vorliegen. Aus Gründen einer möglichst großen Modellähnlichkeit hinsichtlich Wassertiefe und Eintauchtiefe wird ein Modellmaßstab von 1:16 ($\lambda_L = 16$) gewählt, der schon bei der Konstruktion der Modellflosse beachtet wurde, damit letztere z. B. an ein Modellschiff im gleichen Maßstab eingesetzt werden könnte, denn in diesem Maßstab liegen z. B. in der DST zahlreiche Schiffsmodelle vor.

Weiterhin wird angenommen, dass der in Bild 63 untersuchte Anfahrvorgang, dem eines GMS in einem Standard-Kanalprofil mit 4,0 m Wassertiefe entspricht und dass das GMS einen Tiefgang von 2,8 m aufweist, wie er in deutschen Kanälen zulässig ist. Schließlich wird angenommen, dass die maßstäblich umgerechnete Bewegungskinematik in der Großausführung exakt dem Modellversuch entspricht. Daraus folgt, dass die Anströmverhältnisse der Flosse, insbesondere die Anströmwinkel, exakt gleich sind und dass damit auch die Sohlbeanspruchungen vergleichbar sind.

Wenn die Flosse wie im Modell auch in der Großausführung von oben ins Wasser eintaucht, hätte sie somit eine Flügeltiefe in der Natur von 2,8 m. Dieser Wert wird im Folgenden verwendet. Hierzu gehört die umgerechnete Flügeltiefe von $16 \times 0,125 = 2,0$ m, die plausibel erscheint.

Gegenüber dem Modellversuch ändert sich dadurch aber die Streckung der Flosse, und, in Anbetracht des Einflusses vom Tiefgang- zu Wassertiefenverhältnis T/h , auch deren effektive Streckung, die bei gleicher Bewegungskinematik zu einem veränderten Auftriebsanstieg an der Flosse und damit, bei gleichem Anstellwinkel der Flosse, also bei modellähnlichen Verhältnissen, zu einer geringeren Schubkraft auf die Flosse führt als im direkt gemäß Modellgesetzen umgerechneten Modellversuch. Deshalb wird im Folgenden zunächst ein fiktiver Modellversuch mit den maßstäblich verkleinerten Abmessungen des GMS-Antriebs betrachtet. Dieser wird dann auf die Großausführung hochgerechnet.

Die zugehörigen Ansätze und Berechnungen sind mit Verweis auf [2], [3] und [18] und die Randbedingungen aus Bild 63 ohne weitere Nachweise nachfolgend skizziert. Dabei wird hinsichtlich des Auftriebsanstieges der vorher skizzierte fiktive Modellversuch betrachtet, der jedoch, dies sei hier nochmals betont, um die Modellähnlichkeit nicht zu gefährden, dieselbe Bewegungskinematik aufweist wie der reale Modellversuch, dessen Flosse aber eine kleinere Streckung aufweist, die der angenommenen Großausführung entspricht. Vereinfachend

wird zusätzlich angenommen, dass die Wassertiefe im Versuchsbecken der über der Kiessohle entspricht. In Wirklichkeit ist letztere wegen der anzunehmenden, etwa einlagigen Kiesschicht, im Modellmaßstab kleiner um etwa 1,4 cm.

Streckung der Flossen in Modell und Großausführung:

$$\Lambda_{\text{Modell}} = 2 \times 0,22/0,29 = 3,52$$

$$\Lambda_{\text{Natur}} = 2 \times 2,8/(16 \times 0,125) = 2,8$$

Effektive Streckung, unter Beachtung von T/h (Näherungsformel aus Approximation der Ergebnisse von 3D-Modellrechnungen der BAW):

$$\text{eff}\Lambda = \Lambda/(1-(T/h)^{2,2})$$

$$\text{eff}\Lambda_{\text{Modell}} = 7,73$$

$$\text{eff}\Lambda_{\text{Natur}} = 5,15$$

Auftriebsanstieg $dcada$ (auf den Anstellwinkel im Bogenmaß bezogener Auftriebsbeiwert) nach Prandtl für Tragflügel [19]:

$$dcada = 2 \times \pi / (1 + 2/\text{eff}\Lambda)$$

$$dcada_{\text{Modell}} = 4,99$$

$$dcada_{\text{Natur}} = 4,52$$

Danach wäre der Auftrieb und damit der Schub der Flosse im gedachten Modellversuch mit den Längen- und Breitenverhältnissen der Großausführung um den Faktor $4,52/4,99 = 0,91$ kleiner als im hier durchgeführten Versuch gemäß Bild 63.

Da die Drücke gemäß Modellgesetz von Euler, das bei turbulenten Strömungen anzusetzen ist, in der Natur um das Quadrat des Geschwindigkeitsmaßstabes, der gemäß dem zweiten relevanten Modellgesetz von Froude der Wurzel des Längenmaßstabes, also hier dem Faktor 4, entspricht, also um den Faktor 16 größer sind als im Modell, ergibt sich unter Beachtung des Faktors der Auftriebsanstiege ein Faktor der Drücke und damit des Schubes von $16 \times 0,91 = 14,6$.

Da die Flächen der Flosse in der Natur um den Faktor $(2,8 \times 2,0)/(0,22 \times 0,125) = 204$ größer sind als im Modell, ist also der Schub in der Großausführung um den Faktor $14,6 \times 204 = 2965$ größer als in der Natur.

Bei max. 16 N mittlerer Schubkraft gemäß Bild 63, errechnet sich daraus in der Großausführung eine Schubkraft von $16 \times 2965 = 47\text{kN}$. Sie liegt in der Größenordnung üblichen Mantelpropeller bei Anfahrvorgängen, bei denen nach EAU-Empfehlungen 42 % der Motorleistung bzw. 75 % der max. Drehzahl der Schiffsschraube eingesetzt werden.

Nach den Formeln zur Schub- und Ruderkraftberechnung in [20] kann nun der Schubkraft S eine Strahlgeschwindigkeit v_0 am Austrittsquerschnitt eines angenommenen Düsenpropellers zugeordnet werden. Sie dient als Eingangswert für die Strahlausbreitungsrechnung und damit für die vergleichende Belastungsberechnung. In der nach elementaren Umformungen aus [20] für Stillwasser abgeleiteten folgenden Gleichung ist ρ die Dichte des Wassers, A_P die Propellerdiskfläche und t die Sogziffer, die für Einschrauber mit 0,2 abgeschätzt wird:

$$v_0 = (S/(\rho \times A_P \cdot (1 - t)))^{0,5}$$

Bei einem für GMS typischen Düsendurchmesser von 1,6 m ergibt sich mit der vorgenannten Formel eine Strahlgeschwindigkeit v_0 am Düsenaustritt von 5,40 m/s. Dieser Wert korrespondiert nach Berechnungen mit GBBSoft mit einer Drehzahl von 262 Umdrehungen/Minute, was etwa 73 % der Nennzahl eines typischen Propellers von 360 U/min entspricht und damit ziemlich genau der EAU-Empfehlung für die Berechnung von Anfahrvorgängen. Die oben errechnete Strahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt kann somit als typisch für Anfahrvorgänge angesehen werden.

Um nun mit GBBSoft die Strömungsgeschwindigkeit an der Sohle und damit den Steindurchmesser zu berechnen, der gerade nicht erodiert wird (zulässige Kolktaiefe in GBBSoft = 0), muss noch die Höhe der Propellerachse über der Sohle festgelegt werden. Hierbei wird, umgerechnet auf den Naturmaßstab, das Flottwasser gewählt, das sich in den Schlagflächenversuchen ergab: 0,29 m Wassertiefe im Becken, minus ca. 0,014 m Dicke der Kies-schicht, minus 0,22 m Tauchtiefe = 0,056 m im Modell, und damit $0,056 \times 16 = 0,9$ m.

Die Anwendung von GBBSoft für die oben definierten geometrischen Randbedingungen mit einer Höhenlage der Propellerachse über der Sohle von $(0,9 + 1,6/2) = 1,7$ m ergibt eine Strahlgeschwindigkeit an der Sohle von 1,60 m/s und eine zugehörige Korngröße D_{50} von 0,19 m, die gerade nicht erodiert würde.

Die hier durchgeführten Modellversuche über einem Kiesbett mit $D_{50} \approx 1,4$ cm, bei denen nur am Rand der Schüttung geringfügige Steinbewegungen auftraten, korrespondieren dagegen mit einem Steindurchmesser im Naturmaßstab von $1,4 \times 16 = 22$ cm, der in etwa dem von LMB5/40 (20 cm) entspricht. Der Schwanzflossenantrieb wie er oben entworfen wurde, der in etwa den gleichen Standschub erzeugt wie ein üblicher Düsenpropeller, würde somit unter der Annahme, dass der Versuch gemäß Bild 63 den Bewegungsbeginn definiert, etwas größere Steine erodieren als ein herkömmlicher Düsenpropeller! Die Sohlbelastungen eines solchen Schwanzflossenantriebes wären im hier betrachteten Beispiel also tatsächlich größer als die aus einem Standardpropeller. Dies ist ein nicht erwartetes Ergebnis.

Es ist aber davon auszugehen, dass der Antrieb eines GMS mit einer einzelnen Flosse aus Gründen der daraus folgenden, unangenehmen Querbewegung des Schiffes, sicherlich nicht akzeptiert würde. Vielmehr würde man 2 gegeneinander schlagende Flossen realisieren, wenn nicht eine horizontal liegende Flosse wie bei einem Wal zur Anwendung käme. Jede der beiden Flossen hätte dann nur den halben Schub aufzubringen, wobei hierfür die Periode der Schlagbewegung um den Faktor $\sqrt{2}$ vergrößert werden müsste. Dies folgt aus der Proportionalität der Schubkraft zum Quadrat der Schlaggeschwindigkeit, die wieder, bei gleichem Hub, umgekehrt proportional zur Periode ist. Entsprechend würde sich die Schlaggeschwindigkeit um den Faktor $1/\sqrt{2}$ reduzieren.

Da nun der Grenzwert des gerade noch stabilen Steindurchmessers mit der Geschwindigkeit im Quadrat ansteigt, halbiert sich bei 2 Flossen, die den gleichen Gesamtschub ergeben, der Grenzwert des Steindurchmessers gleichfalls auf die Hälfte. Er läge dann bei ca. 0,11 m und wäre damit deutlich kleiner als der Wert, der sich aus einem Düsenpropeller ergibt.

Hieraus kann geschlossen werden, dass ein Schlagflächenantrieb, der unter üblichen Betriebsbedingungen für ein GMS ausgelegt würde, nicht generell eine reduzierte Sohlbelastung erzeugt als der aus einem Propeller, dass dies aber konstruktiv erreichbar ist.

6.7 Kritische Anmerkungen zur Versuchs- und Messtechnik

Der Schlagflächenroboter, wie er für die hier durchgeführten Versuche verwendet wurde, zeigte einige Schwächen, die bei der Konzeption des Versuchsstandes noch nicht erkennbar waren. Diese Schwächen sollten bei Fortsetzung der Modelluntersuchungen vermieden werden, um stabilere und damit belastbarere quantitative Aussagen, z. B. zu Wirkungsgraden oder zu Schubbeiwerten erhalten zu können. Dies gilt insbesondere dann, wenn z.B. die Flossenform und das Bewegungsmuster optimiert werden sollen oder wenn eine Versuchskonzeption gewählt wird, die der einer Großausführung möglichst nahe kommen soll. Die wichtigsten Punkte sind nachfolgend kurz angesprochen:

- Die Antriebsmotoren und der Schlitten sind sehr schwer. Daraus resultieren große Gewichtskräfte, die zu Problemen bei allen Kraftmessung und deren Kalibrierung führten. Dies gilt insbesondere für den Schlitten und die Schubkraftmessung, denn schon kleine Neigungen des Schlittens, die statisch bei der Kalibrierung und im Betrieb bei schnellen Flossenbewegungen unvermeidbar sind, führen zu fehlerhaften Schubmessungen.
- Die Antriebsmotoren ermöglichen keine Energieaufnahme aus einer passiv angetriebenen Flosse. Wenn dies der Fall wäre, z. B. nach Literaturrecherchen bis zu 90% , könnte die elektrische Arbeit der Hub- und Pitchbewegung auch elektrisch gemessen

werden und müsste nicht indirekt über die Messgrößen Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit ermittelt werden.

- Die Steuerung der Flosse, d. h. das Nachführen eines angestrebten Bewegungsmusters, gelang bei schnellen Bewegungen nicht immer optimal. Dies ist z. B. an den nicht ganz symmetrischen Schubverläufen der Bewegung nach links und rechts zu erkennen. Auch hier hat die große Masse des Schlagflächenroboters sicherlich eine Rolle gespielt. Besser wäre die Verwendung von Servomotoren bei gleichzeitig geringer Masse, was ggf. durch Linearmotoren erreicht werden kann.
- Die Versuche mit stationärer Anströmung sollten möglichst durch Schleppversuche ersetzt werden, bei denen die Anströmung der Flosse weniger turbulent erfolgt und bei denen vor allem keine Beeinflussung durch die Kanalberandungen auftritt.
- Bei Versuchen im Stillwasser sind flosseninduzierte Strömungen zu vermeiden.

7 Ausblick

Mit den hier dokumentierten Experimenten wurden die wesentlichen Fragen, die zum Zeitpunkt des Beginns der vorliegenden Untersuchungen aus Sicht der BAW und der Verfasser des vorliegenden Berichtes einer Antragstellung für ein weitergehendes FuE-Vorhabens bei einschlägigen Forschungsträgern im Wege standen, beantwortet wie folgt:

- Es konnte gezeigt werden, dass theoretisch hergeleitete und exemplarisch experimentell nachgewiesene hohe Schubbeiwerte und Wirkungsgrade tatsächlich in der Praxis erreichbar sind.
- Dabei erwies sich das Bewegungsmuster des Schlagflächenantriebs als sehr robust hinsichtlich Schwankungen seiner wesentlichen Parameter, was den Erfolg des Antriebssystems in der Natur erklärt und eine erfolgreiche technische Anwendung möglich erscheinen lässt.
- Sowohl in Fahrt als auch unter Anfahrbedingungen können mit Schlagflächenantrieben technisch akzeptable Schubkräfte erzeugt werden, die denen herkömmlicher Schraubenantriebe entsprechen, wobei das Bewegungsmuster jedoch für Anfahr Situationen angepasst werden sollte.
- Die Belastungen der Sohle aus Schlagflächenantrieben sind bei technisch relevanter Auslegung geringer als aus Schraubenantrieben, wobei dies jedoch nur exemplarisch gezeigt wurde.

Ursprünglich vorgesehene Freifahrversuche erscheinen nach Bewertung aller vorliegenden Ergebnisse nicht mehr erforderlich zu sein. Deshalb wurde nach Abschluss des vorliegenden Berichtes, mit dem auch das BAW-FuE-Vorhaben beendet wird, Kontakt mit dem Bionik-Labor der Hochschule für Wirtschaft und Technik, Karlsruhe aufgenommen, um die Themen eines weitergehenden Forschungsantrags zu konkretisieren. Aus verkehrswasserbaulicher

Sicht erscheint er wegen der unbefriedigenden Ergebnisse hinsichtlich der Sohlbeanspruchung und der erwarteten technischen Probleme bei der Umsetzung im Naturmaßstab nicht zwingend notwendig zu sein. Das Antriebssystem hat aber hohe Wirkungsgrade, sodass der Fokus möglicher Forschungsaktivitäten auf schiffbaulichen Fragestellungen liegen sollte. Diese könnten folgende Punkte betreffen:

- Hydromechanische Optimierung des Antriebssystems z. B. hinsichtlich Flossenform (Grundriss und Profil), Elastizität der Flosse (die nach Literaturrecherchen den Wirkungsgrad steigern soll, weil sie z. B. ungenaue Bewegungsmuster dämpft) und daraus folgende passive Flossenbewegung sowie Bewegungsmuster für verschiedene Verhältnisse von Hub- zu Anströmgeschwindigkeit, je nach Einsatzspektrum,
- Elektromechanische Optimierung des Antriebs- und Steuerungssystems mit den Zielen möglichst exakter Flossenansteuerung bei gleichzeitiger Minimierung der Masse sowie Energierückgewinnung bei passiver Flossenbewegung,
- Optimierung der Flossenansteuerung für alle relevanten Fahrsituationen wie Vorfahrt, Kurvenfahrt sowie Manöver wie Stoppen in Abhängigkeit von der via Sensoren erfassten Bewegung des Schiffes im Abgleich von Soll- und Ist-Bewegungen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Weiler, C. (2012): Der Schwanzflossenantrieb als alternativer Antrieb von Booten. Bachelor-Thesis, Hochschule Karlsruhe Technik und Wirtschaft.
- [2] Söhngen, B.: FuE-Antrag "Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben", Bundesanstalt für Wasserbau, Abteilung Wasserbau im Binnenbereich, Referat Schiff/Wasserstraße, Naturuntersuchungen (W4), 01.02.2012.
- [3] Söhngen, B.: "Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben", Vorstellung eines neuen FuE – Vorhabens, Referat W4 – Schiff / Wasserstraße, Naturuntersuchungen, Bundesanstalt für Wasserbau, 20.04.2011.
- [4] [http://de.wikipedia.org/wiki/Streckung_\(Tragfläche\)](http://de.wikipedia.org/wiki/Streckung_(Tragfläche)), 05.06.2014
- [5] Anderson, J. M., Streitlien, K., Barrett, D.S., Triantafyllou, M.S (1998): Oscillating foils of high propulsive efficiency. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 360.
- [6] Söhngen, B.: "Untersuchungen zur Sohl- und Uferbeanspruchung aus Schlagflächenantrieben", Bundesanstalt für Wasserbau, Abteilung Wasserbau im Binnenbereich, Referat Schiff/Wasserstraße, Naturuntersuchungen (W4)., Netzplan-Nr.:A39530470005, Forschungskompendien Verkehrswasserbau 2012, 2013, 2014.
- [7] Ingenieurbüro Pfeffinger: Flosse, 474.11.134.0002.00, Zeichnungen Schwanzflossenantrieb, S.9, 16.02.2011, Karlsruhe.
- [8] Ingenieurbüro Pfeffinger: Flossenantrieb komplett überarbeitet, 747.11.100.0000.01, Zeichnung Schwanzflossenantrieb, Karlsruhe.

- [9] ME - Messsysteme GmbH: Datenblatt von Drehmomentsensor TS70, S.1.
- [10] ME - Messsysteme GmbH: Datenblatt von Kraftsensor KM10, S.1.
- [11] Söhngen, B., Soyeaux, R.: "Bemessung gegen Schraubenstrahlbelastung", Bundesanstalt für Wasserbau (BAW) – Kolloquium, 01.10.2004.
- [12] <http://www.google.com/patents/DE202007004633U1?cl=de>, 06.06.2014.
- [13] Yamaguchi, H., Bose, N. (1994): Oscillating foils for marine propulsion. Proceedings of the Fourth International offshore and polar engineering conference, Osaka.
- [14] Ayers, J.: In: "Neurotechnology for Biomimetic Robots": M. Nakashima, K. Ono: "Development of a Two-Joint Dolphin Robot", Massachusetts Institute of Technology, 2002.
- [15] <http://de.wikipedia.org/wiki/Boxplot>, 10.06.2014.
- [16] Ingenieurbüro Kauppert, C.Schanz: "Schwanzflossenantrieb: Auswertung der Messreihen", 16.06.2014.
- [17] <http://de.wikipedia.org/wiki/NACA-Profile>, 17.11.2014.
- [18] Söhngen, B.: Textbeitrag zum Kapitel: „Begrenzung schiffsinduzierter Belastungen“ eines geplanten FuE – Vorhabens der TU-Darmstadt: „Schwanzflossenantriebe für kleine Binnenfahrzeuge“, Stand 10.08.2009.
- [19] Prandtl, L. (1965): Führer durch die Strömungslehre, 6. Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig.
- [20] Maaß, D., Söhngen, B.: „Ruderquer- und Längskräfte für Düsenpropeller – Berechnungsansätze und Kalibrierung anhand von Modellversuchen des DST (Bericht 1889)“, BAW-interner Bericht vom September 2010.
- [21] BAW „Grundlagen zur Bemessung von Böschungs- und Sohlensicherungen an Binnenwasserstraßen – GBB“, Mitteilungsblatt Nr. 87 der Bundesanstalt für Wasserbau (BAW), Mai 2004, überarbeitet und herausgegeben als Merkblatt 2010.
- [22] PIANC 2008: "Considerations to reduce environmental impacts of vessels", PIANC-INCOM-report No. 99, 2008.
- [23] Köhler, B. und Abé, B.: "Bionischer Fisch-Roboter SMOKY", Flyer für die Hannover Messe 2009.