

Schlussbericht

zu dem IGF-Vorhaben

Entwicklung eines Blattkettenantriebs für Schubboote und andere Binnenschiffe

der Forschungsstelle(n)

Entwicklungszentrum für Schiffstechnik und Transportsysteme e.V., Duisburg

Das IGF-Vorhaben 16818 N der Forschungsvereinigung Schiffstechnik wurde über die



im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Duisburg, 28.03.2014

Ort, Datum

Dr.-Ing. Rupert Henn

Name und Unterschrift des/der Projektleiter(s)
an der/den Forschungsstelle(n)

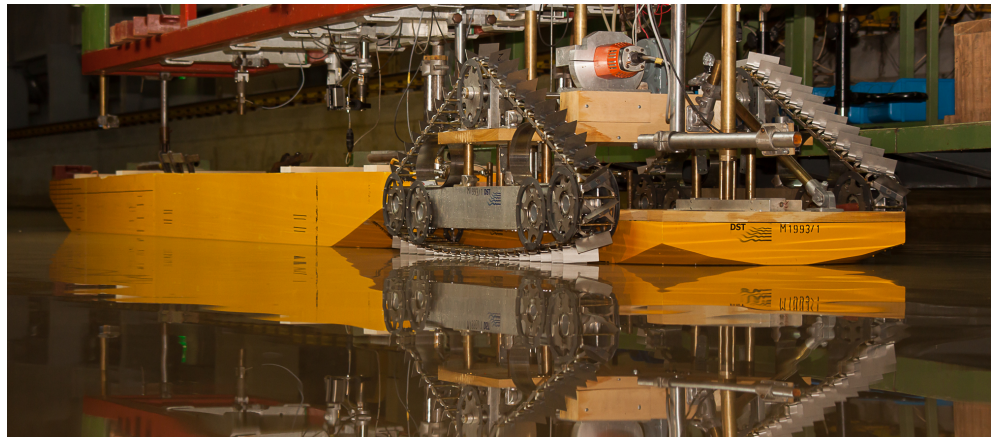
A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Rupert Henn', is written over a horizontal line.

AiF – Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V.

Blattkettenantrieb

Entwicklung eines Blattkettenantriebs für Schubboote und andere
Binnenschiffe

Bericht 2109 - 28. März 2014



von
Dipl.-Ing. B. Friedhoff
Dr.-Ing. R. Henn
Dipl.-Ing. S. List

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	1
2	Einführung	3
3	Vorversuche	7
3.1	Versuchsaufbau	7
3.2	Messungen	8
3.3	PIV-Messungen	9
3.4	Numerische Untersuchungen zur Validierung	14
4	Stationäre Freifahrtversuche	45
4.1	Messungen	45
4.2	PIV	52
4.3	Auswertung und Analyse	56
5	Entwurf	61
5.1	Auslegung der Blattkette	62
5.2	Schubboot	63
5.3	Schiffsformoptimierung mit numerischen Verfahren	63
6	Modellversuche	73
6.1	Modelle	73
6.2	Widerstandsversuche	76
6.3	Propulsionsversuche	78
6.4	Stoppversuche	85
7	Diskussion und Ausblick	87
7.1	Ergebnistransfer	89
	Literaturverzeichnis	91

Abbildungsverzeichnis

3.1	Messkopf Minilab SD-12	7
3.2	Kalibriertarget	10
3.3	Skizze des Particle Image Velocimetry (PIV) Aufbaus im Umlauftank	12
3.4	Exemplarische Partikelbilder und das dazugehörige Vektorfeld	13
3.5	Schematische Darstellung des Lösungsgebietes	16
3.6	Blockstrukturiertes Gitter mit Verfeinerung der freien Wasseroberfläche	17
3.7	Hybridgitter ohne freie Oberfläche mit Verfeinerung im Zu- bzw. Nachstrom	18
3.8	Hybridgitter ohne freie Oberfläche mit Verfeinerung im Kantenabstrom	19
3.9	Grenzschichtauflösung Platte	19
3.10	Blockstruktur mit lokaler Verfeinerung	20
3.11	Konfiguration LG A	21
3.12	Konfiguration LG B	21
3.13	Konfiguration LG C	21
3.14	Konfiguration LG D	22
3.15	Verformte Wasseroberfläche bei $V_{str} = 0,5 \text{ m/s}$	22
3.16	Verformte Wasseroberfläche bei $V_{str} = 1,0 \text{ m/s}$	23
3.17	Verformte Wasseroberfläche bei $V_{str} = 1,5 \text{ m/s}$	23
3.18	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{str} = 0,5 \text{ m/s}$	24
3.19	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{str} = 1,0 \text{ m/s}$	25
3.20	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{str} = 1,5 \text{ m/s}$	25
3.21	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy-Ebene - $V_{str} = 0,5 \text{ m/s}$	25
3.22	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy-Ebene - $V_{str} = 1,0 \text{ m/s}$	26
3.23	Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy-Ebene - $V_{str} = 1,5 \text{ m/s}$	26
3.24	Verformung der Wasseroberfläche für LG A und LG B (Contourplot)	26
3.25	Verformung der Wasseroberfläche für LG A und LG B (Schnitt bei $y = 0 \text{ m}$)	27
3.26	Verformung der Wasseroberfläche – Tauchtiefe=0,1 m Abstand=0,6 m	27
3.27	Verformung der Wasseroberfläche – Tauchtiefe=0,2 m Abstand=0,6 m	28
3.28	Wasseroberfläche BF 5 - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m	28
3.29	Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m	29
3.30	Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,6 m	30
3.31	Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,1 m Plattenabstand=0,6 m	30
3.32	Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m	31
3.33	Geschwindigkeitsfeld in xy-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,6 m	31
3.34	Konvergenzverhalten - Gemittelte Residuen	33
3.35	Konvergenzverhalten - Widerstand der Platte	33
3.36	y^+ Werte grobes Gitter - oben Vorderseite - unten Hinterseite	35

3.37	y^+ Werte feines Gitter - oben Vorderseite - unten Hinterseite	36
3.38	Geschwindigkeitsfeld - CFD	39
3.39	Geschwindigkeitsfeld - PIV	39
3.40	Vergleich Messung (blau) - CFD (rot) - Isolinie $V_X=0$	39
3.41	Vergleich Messung (rot) - Standard Turbulenzmodelle - Isolinie $V_X = 0$. . .	41
3.42	Vergleich Messung (rot) - Reynolds Stress Modelle - Isolinie $V_X = 0$	42
3.43	Vergleich Messung (blau) - DES Turbulenzmodell (rot) - Isolinie $V_X = 0$. .	43
3.44	Geschwindigkeitsfeld - CFD - DES Turbulenzmodell	44
3.45	Geschwindigkeitsfeld - PIV	44
4.1	2 Blätter im Lichtschnitt des Lasers	48
4.2	2 Blätter mit 25 % Perforation	48
4.3	5 Blätter, abwechselnd geschlossen und 25 % perforiert	49
4.4	5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 100 mm)	49
4.5	5 Blätter (Abstand 500 mm, Anstellwinkel $\pm 30^\circ$)	50
4.6	5 Blätter (Abstand 300 mm, Eintauchung 50 mm)	50
4.7	5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 100 mm, Anstellwinkel 10°) . . .	51
4.8	5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 50 mm, Anstellwinkel 30°)	51
4.9	5 Blätter mit Bordwand (Abstand 500 mm, Eintauchung 50 mm, Anstellwinkel 30°)	52
4.10	PIV-Aufbau im Schlepptank	53
4.11	Fotos Kamera mit Spiegel sowie Anordnung mit Lichtschnitt	54
4.12	Farbverlaufsplots der Strömungsgeschwindigkeiten bei fünf Blättern.	55
4.13	Farbverlaufsplot der Wirbelintensitäten an einem einzelnen Blatt.	55
4.14	Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ	57
4.15	Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ (Eintauchung 50 mm)	58
4.16	Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ (Eintauchung 100 mm)	58
4.17	Beiwert ϑ mit Bordwand (Eintauchung 50 mm)	58
4.18	Beiwert ϑ mit Bordwand (Eintauchung 100 mm)	59
5.1	Lösungsgebiet seitlich unbegrenzt	65
5.2	Lösungsgebiet Trapezprofil	65
5.3	Hybride Gitterstruktur	66
5.4	Schnitt Trapezprofil	66
5.5	Konvergenz RMS	67
5.6	Konvergenz F_X Schubboot	67
5.7	Wassertiefe 4,0 m	68
5.8	Wassertiefe 1,0 m	68
5.9	Wasseroberfläche - Verband	69
5.10	Wasseroberfläche - Koppelstelle	69
5.11	Auslenkung aus der Ruhewasserlinie dz - Berechnungsfall 5	69
5.12	Druckbeiwerte Verband - BF 4	70
5.13	Druckbeiwerte Schubboot - BF 4	70
5.14	Geschwindigkeitsverteilung - BF 3	70
5.15	Stromlinien - BF 4	70

5.16	Spantenriss des Schubboots	71
5.17	Spantenriss des Schubleichters	72
6.1	Aufbau der Blattkette	75
6.2	Gesamtwiderstand der Großausführung bei $h=1\text{ m}$	77
6.3	Gesamtwiderstand der Großausführung bei $h=4\text{ m}$	77
6.4	Einzel fahrendes Schubboot beim Propulsionsversuch	79
6.5	Schubverband mit einem Leichter beim Propulsionsversuch	79
6.6	Schubverband mit zwei Leichtern beim Propulsionsversuch	80
6.7	Geringe Spritzerentwicklung im Betrieb	80
6.8	Leermoment des Blattkettenantriebs als Funktion der Antriebsdrehzahl	82
6.9	Propulsionsleistung und Wirkungsgrad SB+SL ($T = 0,8\text{m}$), $h = 4\text{ m}$	82
6.10	Propulsionsleistung und Wirkungsgrad SB+SL ($T = 2,5\text{m}$), $h = 4\text{ m}$	83
6.11	Propulsionsleistung und Wirkungsgrad SB+SL ($T = 0,8\text{m}$), $h = 1\text{ m}$	83
6.12	Propulsionsleistung und Wirkungsgrad SB+2 SL ($T = 2,8\text{m}$), $h = 4\text{ m}$	84
6.13	Propulsionsleistung und Wirkungsgrad SB+2 SL ($T = 0,8\text{m}$), $h = 4\text{ m}$	84
6.14	Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit beim Stoppen (Abschaltung)	85
6.15	Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit beim Stoppen (Rückwärtslauf)	86

Tabellenverzeichnis

3.1 Übersicht über die durchgeführten Messungen im Rahmen der Vorversuche .	9
3.2 Übersicht der numerischen Voruntersuchungen	21
3.3 Übersicht der Berechnungsfälle zur Validierung	32
3.4 Vergleich der Widerstandsbeiwerte Numerik versus Experiment	34
3.5 Vergleich Widerstandsbeiwerte in Abhängigkeit von Gitterauflösung	37
3.6 Vergleich Widerstandsbeiwerte in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell	40
4.1 Übersicht über die Variationen bei den Freifahrtversuchen	46
5.1 Zulässige Hauptabmessungen auf der Elbe	61
5.2 Ausgewählte Berechnungsfälle CFD-Optimierung	67
6.1 Hauptabmessungen (Maße in der Großausführung)	73
6.2 Übersicht über die Widerstandsversuche (Maße in der Großausführung) . . .	76
6.3 Übersicht über die Propulsionsversuche (Maße in der Großausführung) . . .	78

1 Zusammenfassung

Trotz langjähriger Forschungsarbeit sind die Propellerantriebe von Binnenschiffen bei Fahrt auf extrem flachen Wasser sehr ineffizient. Die für Europa prognostizierte Klimaveränderungen lassen in naher Zukunft regelmäßige Trockenperioden mit extremen Niedrigwasserverhältnissen erwarten. Auf anderen unregulierten Flussläufen, wie z. B. der Elbe, treten Niedrigwasserperioden schon lange auf.

Deshalb wurde ein neuartiger Antrieb entwickelt, der auch in flachem Wasser effizient arbeitet. Abgeleitet vom Prinzip des Schaufelrades wurde der Blattkettenantrieb entwickelt: An einer Kette laufen Blätter entgegen der Fahrtrichtung durch das Wasser und außerhalb des Wassers wieder nach vorne zurück. Im Gegensatz zum Schaufelrad ist der Anteil der Längsbewegung der Blätter im Gesamtumlauf sehr viel größer. Durch das Verringern der Ein- und Austauschvorgänge der einzelnen Blätter können somit hydrodynamische Verluste verringert werden.

Die Entwicklung des Antriebs sollte nach ursprünglicher Planung durch numerische Methoden getragen werden. Der Vergleich von numerischen Strömungssimulationen mit Validierungsversuchen zeigte aber, dass die heute verfügbaren numerischen Verfahren nicht in der Lage sind, die komplexen Strömungsverhältnisse um die Blätter mit den dominierenden viskosen Effekten ausreichend genau zu berechnen.

Die geplanten numerischen Berechnungen mussten deshalb durch experimentelle Untersuchungen ersetzt werden. Diese wurden sehr aufwendig und erfolgreich durchgeführt und gaben einen detaillierten Einblick in die Strömungsverhältnisse. Ein erstes Ergebnis der Versuche ist ein Auslegungsverfahren, das es erlaubt in wenigen Schritten eine Blattkette für ein spezifisches Schiff zu dimensionieren.

Im letzten Bearbeitungsschritt wurde Modellversuche mit einem Schubverband in unterschiedlichen Konfigurationen durchgeführt. Mit dem dazu gebauten Funktionsmodell eines Blattkettenantriebs konnte nachgewiesen werden, dass der Antrieb den erforderlichen Schub für einen ein- und zweispurigen Schubverband liefert. Das Stoppvermögen liegt deutlich über den Anforderungen der RheinSchUO. Das entwickelte Auslegungsverfahren für die Blattkette kam hierbei zum Einsatz und brachte genau die erwarteten Schubwerte.

Allerdings hatte das Funktionsmodell des Blattkettenantriebs einige mechanische Schwierigkeiten: Die Kette hatte eine sehr schwach gedämpfte Resonanzfrequenz, die genau im Arbeitsbereich lag. Außerdem war das Leermoment des Modellantriebs sehr hoch,

so dass keine zuverlässige Aussage über die Antriebsleistung und damit über den Wirkungsgrad des Antriebs gemacht werden kann. Insofern wurde das Ziel des Forschungsvorhabens nicht vollständig erreicht.

Aufgrund der bisher erreichten positiven Ergebnisse und vorhandener Lösungsansätze für eine Verbesserung bzw. Neukonstruktion der Antriebsmechanik wird angestrebt die Forschung am Blattkettenantrieb fortzuführen.

Das IGF-Vorhaben Nr. 16818 N der Forschungsvereinigung Schiffstechnik wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

2 Einführung

Die für Europa prognostizierten Klimaveränderungen lassen in naher Zukunft regelmäßige Trockenperioden mit extremen Niedrigwasserverhältnissen vor allem in den natürlichen, unregulierten Flussläufen erwarten [13]. Die Anfänge dieser Veränderungen lassen sich bereits in den Wasserstandsstatistiken der letzten Jahre für den Rhein feststellen. Von diesen Folgen des Klimawandels ist vor allem die Binnenschifffahrt unmittelbar betroffen. Auf anderen, unregulierten Flüssen, wie z. B. der Elbe, stellen Niedrigwasserperioden sogar schon lange ein Hindernis für die Binnenschifffahrt dar. Die resultierenden Folgen für sämtliche Waren-, Güter- und vor allem Rohstoffströme, welche das Binnenschiff zumindest in einem Teilabschnitt der Transportkette als Verkehrsträger einsetzen, und damit auch für die vernetzten Industriezweige sind jedoch wesentlich weitreichender. Da aus zahlreichen Gründen eine Regelung der Wasserstände in den verbliebenen nicht regulierten Flüssen nicht realisierbar ist, kommt einer Anpassung der Fahrzeuge an die veränderten Umweltbedingungen eine hohe Priorität zu.

Mit den vorhandenen Wasserfahrzeugen ist der Schifffahrtsbetrieb bei niedrigen Wasserständen nur sehr eingeschränkt möglich. Grundsätzlich ist die Menge, die transportiert werden kann, direkt abhängig von der Wassertiefe und der sich daraus ergebenden maximal möglichen Abladetiefe beziehungsweise Verdrängung der Schiffe. Trotzdem kann auch bei verminderter Abladung ein wirtschaftlicher Transport erfolgen, wenn der Leistungsbedarf zum Antrieb der Schiffe entsprechend der Transportkapazität sinkt.

Bei den in der Binnenschifffahrt im Einsatz befindlichen Propellerantrieben ergibt sich im tiefen Wasser eine gute Zuströmung zum Propeller. Mit abnehmender Wassertiefe vergrößert sich die Versperrungswirkung des Rumpfes. Die Zuströmung zum Propeller – und infolgedessen der Propulsionsgütegrad – verschlechtern sich deutlich. Gleichzeitig müssen die Propeller, damit das Schiff bei geringem Tiefgang überhaupt fahren kann und ihr Durchmesser nicht zu klein wird, sehr hoch angeordnet werden. Sie liegen teilweise so hoch, dass die Blattspitzen über der Ruhewasserlinie liegen. Um das Ansaugen von Luft durch die Propeller weitgehend zu vermeiden, werden die Hinterschiffe von Binnenschiffen meist mit Zustromtunneln und ähnlichen Maßnahmen sehr aufwendig gestaltet, was oft zu einer geduldeten Erhöhung des Rumpfwiderstands führt. Ein Teil der Propulsionsleistung wird dann alleine dazu aufgebracht, um Wasser hochzupumpen. Es wurden zwar im Laufe der Jahrzehnte zahlreiche Detaillösungen entwickelt, welche die Propulsion in einem gewissen Umfang verbessern können, jedoch ist deren Wirkung prinzipbedingt eingeschränkt und die Effizienz der Propellerantriebe bei sehr geringem Flottwasser immer noch unbefriedigend [3],[7],[8].

Die besten Anpassungsmöglichkeiten an wechselnde Wasserstände bieten Schubverbände. Die geschobenen Leichter können dem Wasserstand entsprechend abgeladen werden und ihre Zahl – in Grenzen – so angepasst werden, dass ein wirtschaftlicher Betrieb aufrecht erhalten werden kann. Das Schubboot fährt dagegen mit seiner kaum veränderlichen Verdrängung bei konstantem Tiefgang. Mit Schubbooten, die durch ein angepasstes Propulsionsorgan und deutlich verringertem Tiefgang auch bei extrem niedrigen Wasserständen effizient arbeiten können, könnte der wirtschaftliche Betrieb daher auch in den prognostizierten Niedrigwasserperioden aufrecht erhalten werden.

Moderne Schubboote haben bereits einen geringen Tiefgang, durch den sie grundsätzlich auch bei relativ niedrigen Wasserständen einsatzfähig sind. Allerdings wird dadurch auch der Durchmesser der Propeller begrenzt. Selbst beim Einsatz von Düsenpropellern wird es schwierig die erforderliche Vortriebsleistung umzusetzen: Die resultierende hohe Flächenbelastung kann im Zusammenspiel mit dem geringen hydrostatischen Druck zu Kavitation führen. Besonders bei Rückwärtsschub besteht auch die Gefahr der Ventilation und damit des Einbruchs des Propellerschubs. Das sicherheitsrelevante Stoppvermögen wird signifikant verschlechtert. Die hohen Geschwindigkeiten im Propellerabstrom können zudem in extrem geringem Flottwasser zu einer starken Erosion am Gewässerboden führen. Bei intensiver Erosionswirkung, aufgrund großer Fahrleistung bei langen Niedrigwasserperioden, führt dies zu erhöhtem Wartungsaufwand für die Wasserstraße.

Die Effizienz des gesamten Verkehrsträgers bleibt somit trotz aller Gegenmaßnahmen bei geringem Flottwasser weit hinter seinem Potential zurück, so dass nach Alternativen zu suchen ist. Hier bietet sich der Wechsel von einem durch Auftriebskräfte wirkenden zu einem durch Widerstandskräfte wirkenden Antrieb an, ähnlich dem früher vielfach eingesetzten Schaufelrad.

Der in diesem Forschungsprojekt untersuchte Blattkettenantrieb leitet sich vom Schaufelrad ab. Das Schaufelrad ist ein Antrieb, der fast unabhängig von der Wassertiefe mit einem hohen Wirkungsgrad arbeitet und lange Zeit erfolgreich eingesetzt wurde. Dass er in der Binnenschifffahrt fast vollständig durch den Propellerantrieb verdrängt wurde, hat hauptsächlich zwei Gründe: Zum einen passt die Arbeitsdrehzahl des Schaufelrads nicht zum Drehzahlbereich von Dieselmotoren. Hier war immer der Einsatz eines Untersetzungsgetriebes notwendig. Zum anderen waren Schaufelräder immer sehr wartungsintensiv. Mit dem Verschwinden des Schaufelrads aus der Binnenschifffahrt wurde auch die Forschungstätigkeit hierzu in den 1960er Jahren eingestellt [10],[5],[4]. Der mögliche Einsatz moderner Techniken wurden entsprechend auch nicht mehr untersucht. So wäre es heutzutage denkbar, den Antrieb diesel-elektrisch mit einem Nabenmotor zu realisieren und damit das Drehzahlproblem zu lösen. Durch den Einsatz moderner Werkstoffe ließe sich auch die Wartungsanfälligkeit verringern.

Das Schaufelrad ist ein Antrieb der nach dem Widerstandsprinzip arbeitet. Die Blätter werden entgegen der Fahrtrichtung bewegt und erfahren dabei einen Widerstand, der gleichzeitig die Vortriebskraft für das Schiff ist. Der theoretische Grenzwirkungsgrad für einen Widerstandsantrieb ist 1, nämlich dann, wenn auf die Blätter nur Kräfte in Fortbewegungsrichtung wirken. Beim Schaufelrad entstehen die hydrodynamischen Verluste

beim Ein- und Austauschen der Blätter. Selbst bei Anwendung einer Exzentersteuerung lassen sich Spritzer nicht vermeiden. Außerdem wirken auf die Blätter senkrechte Reibungskräfte beim Ein- und Austauschen. Aus dieser Erkenntnis leitet sich das Grundprinzip des Blattkettenantriebs ab: An einer umlaufenden Kette sind Blätter befestigt, die im Wasser eingetaucht entgegen der Fahrtrichtung laufen und über Wasser wieder nach vorne bewegt werden. Die hydrodynamischen Verluste beim Ein- und Austauschen der Blätter werden verringert, indem der Anteil der Bewegung in Längsrichtung am gesamten Umlauf vergrößert wird. Außerdem kann auf eine aufwendige Ansteuerung der Blätter verzichtet und so der Bau- und Wartungsaufwand gegenüber dem Schaufelrad verringert werden.

In diesem Forschungsprojekt wurden zuerst die hydrodynamischen Eigenschaften dieses neuartigen Antriebs grundlegend untersucht. Dabei wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, bei denen das Strömungsfeld um die Blätter herum detailliert mit PIV-Verfahren aufgemessen wurde. Gleichzeitig wurde die Umströmung der Blätter mit CFD-Verfahren untersucht. Ein erstes Ergebnis aus diesen Untersuchungen ist ein Auslegungsverfahren für den Blattkettenantrieb. Im nächsten Arbeitsschritt wurden ein Funktionsmodell des Blattkettenantriebs gebaut und im Modellversuch untersucht. Der Blattkettenantrieb wurde in einem eigens dafür entworfenen Schubboot installiert und mit verschiedenen Leichterkonfigurationen auf extrem flachen und mäßig tiefem Wasser untersucht.

3 Vorversuche

Es war vorgesehen, dass der Entwurfsprozess des Blattkettenantriebs im Wesentlichen von numerischen Berechnungen (CFD) getragen wird. Um sicher zu gehen, dass die numerischen Untersuchungen verlässliche Ergebnisse lieferten, wurden Vorversuche durchgeführt. Diese sollten alleine der Validierung der CFD-Verfahren dienen. In den Vorversuchen wurden ein oder zwei senkrecht zur Strömung eintauchende rechteckige Platten getestet. Mittels eines PIV-Verfahrens wurde die lokale, instationäre Umströmung der Platten aufgemessen. Außerdem wurden die auf die Blätter wirkenden Kräfte gemessen. Aufgrund der erwarteten, komplexen Wechselwirkung der Strömung um die einzelnen Blätter, sollte die CFD-Validierung eine gute Übereinstimmung sowohl der integralen Größen (Kräfte und Momente) als auch der Strömungsdetails zwischen Messung und Berechnung gewährleisten.

3.1 Versuchsaufbau

Die Vorversuche wurden im Umlauftank des Instituts für Schiffstechnik, Meerestechnik und Transportsysteme (ISMT) an der Universität Duisburg-Essen durchgeführt. Die Breite des Messkanals beträgt 1,46 m. Die Wassertiefe kann mittels eines verfahrbaren Bodens von 0 bis 0,686 m eingestellt werden. Die Strömungsgeschwindigkeiten erreichen bis zu 1,5 m/s. Diese wurden während der Versuche mit einer Ultraschallsonde des Typs Sensordata Minilab SD-12 gemessen. Der Messkopf dieses Sensors ist in Abbildung 3.1 abgebildet.

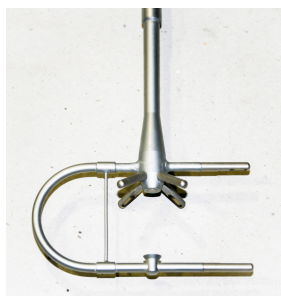


Abb. 3.1: Messkopf des verwendeten Geschwindigkeitssensors Minilab SD-12 für drei Komponenten nach dem Laufzeitprinzip.

Die hier verwendeten Platten waren eben und rechteckig bei einer Breite von 0,5 m. Die Eintauchtiefe wurde variiert. Die Platten wurden senkrecht zur Anströmrichtung montiert. Dabei wurden mit einer Messwaage die auf eine Platte wirkenden Kräfte und Momente gemessen.

In der ersten Versuchsreihe wurde eine einzelne Platte untersucht. Eintauchtiefe und Anströmgeschwindigkeit wurden variiert. In der zweiten Versuchsreihe wurde eine zweite, identische Platte (mit teilweise abweichender Eintauchtiefe und variiertem Abstand) vor bzw. hinter der gemessenen Platte in die Strömung gestellt, ohne dass die auf sie wirkenden Kräfte und Momente gemessen wurden. Damit konnte die Wechselwirkung zwischen zwei Platten sowohl an der vorderen als auch an der hinteren erfasst werden. Die Abmessungen und Geschwindigkeiten wurden so gewählt, dass sie maßstäblich den erwarteten Größen eines realen Blattkettenantriebs entsprechen. Bei der Bewertung der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass dieser Versuchsaufbau eine gewisse Unsicherheit bezüglich der realen Eintauchtiefe mit sich bringt. Die Ursache hierfür liegt in der Position der freien Oberfläche, die bei Umlauftanks trotz verschiedener Gegenmaßnahmen immer eine gewisse Abhängigkeit sowohl von der Strömungsgeschwindigkeit als auch von der Wirkung eines Versuchsaufbaus aufweist.

3.2 Messungen

Die Tabelle 3.1 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Messungen und die dabei variierten Parameter. Viele der Konfigurationen wurden mehrfach gemessen. Dies diente außer zur Kontrolle der Reproduzierbarkeit auch dazu, mit dem stationären PIV-Aufbau und der Kraftmesswaage sowohl am vorderen als auch am hinteren Blatt zu messen.

Tab. 3.1: Übersicht über die durchgeführten Messungen im Rahmen der Vorversuche

V_{str} m/s	Eintauchung Hauptblatt m	Abstand 2. Blatt m (positiv: da- vor)	Eintauchung 2. Blatt m	Kraft (1. Blatt) N
0,409	0,10	–	–	4,36
0,406	0,10	-1,036	0,10	4,24
0,412	0,10	-0,763	0,10	4,44
0,802	0,10	-0,763	0,10	17,15
0,792	0,10	-1,023	0,10	16,66
0,796	0,10	–	–	16,77
0,362	0,10	0,990	0,25	0,24
0,405	0,10	0,995	0,10	2,55
0,793	0,10	0,995	0,10	8,50
0,397	0,05	–	–	2,00
0,393	0,05	0,995	0,10	1,44
0,819	0,05	0,995	0,10	5,53
0,789	0,10	0,995	0,05	11,79
0,387	0,15	–	–	6,49
0,802	0,15	–	–	27,58
1,088	0,15	–	–	50,79

3.3 PIV-Messungen

3.3.1 Verfahren

Neben den integralen Kräften an den Schaufeln wurde das komplexe Strömungsfeld in der Symmetrieebene mit der so genannten Particle Image Velocimetry (PIV) aufgemessen. Bei diesem Verfahren wird die Bewegung von Tracer- oder Seeding-Partikeln in einem Lichtschnitt, der von einem gepulsten Laser aufgespannt wird, innerhalb eines definierten Zeitraums zur quantitativen Erfassung von Strömungsfeldern genutzt. Das an den Partikeln gestreute Licht wird jeweils in den nur wenige Nanosekunden andauernden Pulsen des Lasers mit einer oder mehreren Digitalkamera(s) aufgezeichnet. Eine Kalibrierung des Bildausschnitts mit Aufnahmen eines so genannten Kalibriertarget mit exakt positionierten Markierungen (Abb. 3.2) erlaubt eine Umrechnung der in Bildpunkten ausgewerteten Partikelbewegung in reale Längeneinheiten. Mit dem zeitlichen Abstand zwischen den Lichtpulsen können so die zugehörigen Geschwindigkeitskomponenten berechnet werden. Dies geschieht nicht für einzelne Partikel, sondern mittels einer Kreuzkorrelation für Teilgebiete wählbarer Größe innerhalb der Abbildung. Aus jedem Doppelbild resultieren daher Vektorfelder der Geschwindigkeiten auf einem festen Raster. Zwei Rohbilder und das dazugehörige, hier extrem grob aufgelöste Vektorfeld zeigt Abbildung 3.4 auf Seite 13.

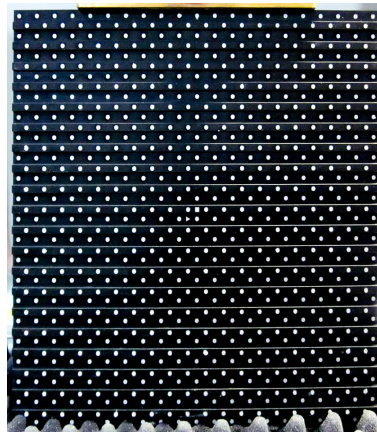


Abb. 3.2: Kalibriertarget mit beidseits Markierungen auf zwei Ebenen für die Kalibrierung verschiedener PIV-Anordnungen.

Die Verwendung von mehreren Kameras, die den gleichen Ausschnitt aus unterschiedlichen Perspektiven erfassen, in sogenannten Stereo- oder 3C-PIV-Anordnungen, erlaubt anhand der endlichen Dicke des Lichtschnitts und der scheinbaren Verschiebung der Partikel aus verschiedenen Blickwinkeln (Parallaxe) auch die Erfassung der Geschwindigkeitskomponenten normal zur Lichtschnittebene. Hierbei sind jedoch bei gleichzeitig erhöhter Unsicherheit der Messergebnisse die Anforderungen an den optischen Zugang, die Pulsenergie des Lasers und eine exakte Kalibrierung deutlich höher als in einem klassischen 2C-Aufbau. Besonders die weitgehend entfallende Verzerrung des Bildes beim rechtwinkligen Strahlengang zwischen Luft, Glas und Wasser mit jeweils unterschiedlichen Brechungseigenschaften begünstigt Messungen, bei denen die Strömung nicht dreidimensional aufgelöst wird.

Neben einer sorgfältigen Kalibrierung besitzen die Auswahl und die Verteilung der Seeding-Partikel höchste Bedeutung für die Qualität der Messungen. Hier muss zwischen optimalem Kontrast der Rohbilder und minimaler Beeinflussung der Strömung abgewogen werden. Große Partikel streuen mehr Licht während kleine Partikel der Strömung besser folgen. Neben der Größe muss mit Blick auf die Dichte und die Streuung auch das Material der Partikel sorgfältig ausgewählt werden. Bei PIV-Anwendungen in Wasser werden häufig Partikel aus Polyamid oder hohle, teilweise silberbeschichtete Glaskugeln genutzt, welche mit einer Dichte von mehr als 1000 kg/m^3 unterschiedlich schnell absinken.

Besteht das Risiko, dass Luftblasen den Lichtschnitt passieren, kann dies aufgrund der sehr starken Streuung oder in Fällen einer Totalreflektion zu Schäden an den Sensoren der Kameras führen. Auch Reflektionen an der freien Wasseroberfläche oder am Modell können so intensiv sein, dass sie zumindest die Erfassung der Signale der Partikel in einem Teil des Bildes erschweren. In diesen Fällen kann die Verwendung fluoreszierender Partikel Vorteile bieten. Mit einem Fluoreszenzfarbstoff wie Rhodamin-B dotierte Partikel emittieren bei Anregung mit dem grünen Licht des Lasers entsprechend einer Wellenlän-

ge von 532 nm oranges Licht mit einer Wellenlänge von etwa 600 nm. Bei Verwendung eines entsprechenden Farbfilters können die unerwünschten grünen Reflektionen unterdrückt werden und man erhält auch in schwierigen Situationen kontrastreiche Rohbilder. Ein weiterer Vorteil dieser Fluoreszenzpartikel ist die gleichmäßige Emission des Lichts in alle Richtungen. Im Gegensatz dazu ist die Intensität des gestreuten Lichts an nicht fluoreszierenden Partikeln sehr stark von dem Winkel zwischen Blick- und Beleuchtungsrichtung abhängig.

Besonders bei PIV-Anwendungen mit großen Volumina zu seedenden Wassers rücken jedoch zwei Nachteile der fluoreszierenden Partikel in den Vordergrund. Zum einen sind die kommerziell erhältlichen Partikel extrem kostenintensiv. Zum anderen sind die Fluoreszenzfarbstoffe mit günstigen Eigenschaften für die Anregung mit Licht der Wellenlänge 532 nm als potentiell krebserregend und wassergefährdend eingestuft. Auch geringe Mengen des so dotierten Wassers dürfen nicht ungereinigt über die Kanalisation entsorgt werden.

3.3.2 Aufbau

Das am DST eingesetzte PIV-System des Instituts für Schiffstechnik, Meerestechnik und Transportsysteme der Universität Duisburg-Essen arbeitet mit einer nominellen Frequenz von 100 Hz und beinhaltet neben dem Laser zwei Hochgeschwindigkeitskameras mit Objektiven und verschiedenen Filtern. Weitere Details des Systems enthält die folgende Aufstellung:

Laser InnoLas SpitLight PIV Compact 100: Frequenzverdoppelter Nd:YAG-Laser mit zwei Diodengepumpten Kavitäten, einer Pulsenergie von 60 mJ bei 532 nm und einer Frequenz von 100 Hz.

Kameras Zwei VisionResearch Phantom v9.1 CMOS Kameras mit je 2 MP und 6 GB integriertem Speicher. Mit einer Farbtiefe von 14 bit erlauben diese Kameras auch bei schwierigen Belichtungssituationen hinreichend kontrastreiche Aufnahmen. Die Datenübertragung erfolgt mittels Gigabit-Ethernet.

Optisches Zubehör Nikkor 50 mm/f1.8 Objektive mit verschiedenen optischen Filtern sowie Scheimpflugadapter für die Fokussierung auf eine relativ zum Sensor gekippte Bildebene.

Steuerung und Datenaufzeichnung HighSpeed Controller für flexible externe und interne Triggeroptionen und PC mit der Software LaVision DaVis 7.2.

Postprocessing Die finale Auswertung der Daten erfolgt mit LaVision DaVis 8.1.

Da das primäre Ziel dieser Versuchsreihe die Schaffung von Validierungsdaten für die einzusetzenden CFD-Verfahren war, wurde ein für PIV-Messungen günstiger Versuchsaufbau gewählt, der gleichzeitig die relevanten Charakteristika des Strömungsproblems abbildet. Der Umlauftank ermöglicht eine stationäre Anordnung von PIV-System und dem

Modelleinbau, so dass die aufgemessenen Vektorfelder statistisch ausgewertet und gemittelt werden können. Um auch die Strömung im Nahfeld der Platten aufmessen zu können, wurde die Quergeschwindigkeit nicht berücksichtigt und ein zweidimensionaler Aufbau mit nur einer Kamera und Anordnung des Lichtschnitts in der Symmetrieebene gewählt. Da der Tank nur seitlich der Messstelle Fenster besitzt, musste das Laserlicht mit einem auf dem Tankboden montierten, eigens für diesen Versuch gefertigten, Oberflächenspiegel umgelenkt werden. Die Lichtschnittoptik, die den Strahl in eine Ebene auffächert, wurde direkt am Laserkopf neben dem seitlichen Beobachtungsfenster montiert. Abb. 3.3 zeigt den entsprechenden Aufbau mit dem gepulsten Laser und einer Hochgeschwindigkeits-Kamera neben dem Tank.

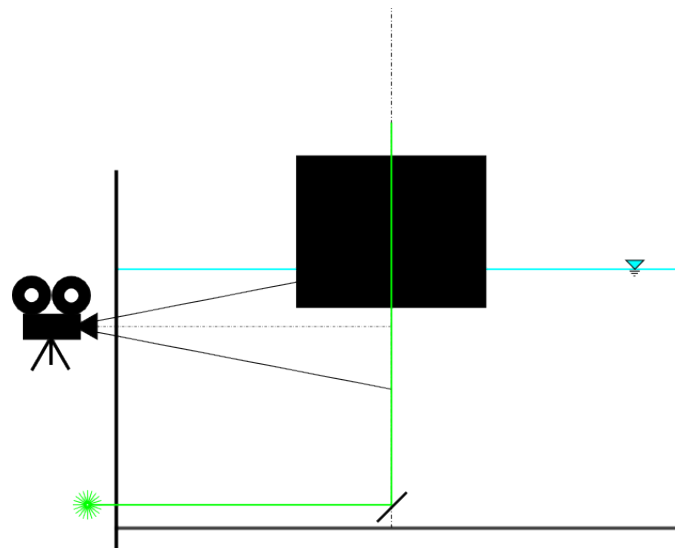


Abb. 3.3: Querschnitt des Tanks mit einem Blatt im Lichtschnitt des PIV-Aufbaus (Blick gegen die Strömungsrichtung).

Die für die Messung bei geringen Tauchtiefen notwendige Nähe des Bildausschnitts zur Wasseroberfläche und der vom Tankboden senkrecht nach oben führende Strahlengang des Lasers bringen schon bei moderaten Strömungsgeschwindigkeiten ein erhebliches Risiko von intensiven Reflektionen an Modell, Luftblasen und der freien Oberfläche mit sich. Aus diesem Grund wurden die Versuche mit selbstgefertigten fluoreszierenden Partikeln durchgeführt. Die in geringer Konzentration mit dem Fluoreszenzfarbstoff Rhodamin-B dotierten Partikel aus Epoxidharz emittieren bei Anregung mit monochromatischem Laserlicht einer Wellenlänge von 532 nm (grün) einen Großteil der Energie mit einer Wellenlänge von 625 nm (orange). Mit einem optischen Hochpassfilter kann so der Kamerasensor vor grünen Reflektionen geschützt werden. Das Wasser des Umlauftanks wurde nach den Versuchen aufwändig gefiltert und die kontaminierte Restmenge fachgerecht entsorgt. Die Platten wurden zur Minimierung der Reflektionen matt schwarz lackiert.

3.3.3 Ergebnisse

Die Aufzeichnung der Vektorfelder erfolgte in einem Bildausschnitt von etwa 200 mm Höhe und 300 mm Breite mit einer Doppelbild-Frequenz von 100 Hz. Die zeitlich aufgelösten Auswertungen bestätigten die ausgeprägten instationären Strömungsverhältnisse mit stochastischer Ausbildung von kleinen und großen Wirbeln. Da sich in den CFD-Simulationen mit Reynolds-gemittelten Verfahren jedoch ein stationärer Zustand einstellt, wurden die PIV-Daten für die Validierung der CFD-Ergebnisse für jede Konfiguration über ein Messintervall von 9 Sekunden gemittelt. Die nachstehende Abbildung zeigt ein entsprechendes Vektorfeld überlagert mit einem exemplarischen Partikelbild. Weitere Ergebnisse sind im Zusammenhang mit der CFD-Validierung im entsprechenden Kapitel 3.4 dargestellt.

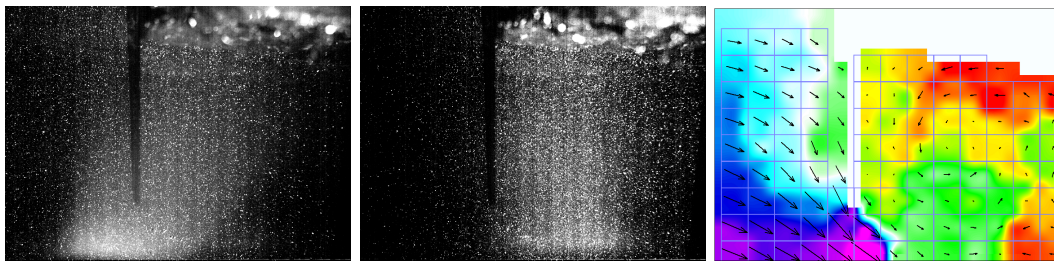


Abb. 3.4: Exemplarische Partikelbilder einer Messung aufgenommen in einem Abstand von 3 ms und das dazugehörige Vektorfeld. Die unterschiedliche Ausleuchtung ist verursacht durch die Intensitätsverteilung der beiden Kavitäten des Lasers. Der Farbverlauf zeigt die horizontale Geschwindigkeitskomponente. Darüberhinaus sind die Grenzen der Teilgebiete zur Bestimmung der Vektoren dargestellt.

3.4 Numerische Untersuchungen zur Validierung

3.4.1 Aufgabenstellung

Zur Auslegung und zum Entwurf von Blattkettenantrieben für die Fahrt durch das Wasser, liegen wenig Informationen vor. Umso wichtiger ist es, die Strömungsverhältnisse und Wechselwirkung zwischen den einzelnen Blättern des Antriebes sichtbar zu machen. Prinzipiell geeignet scheinen neben den oben beschriebenen PIV-Versuchen, auch numerische Berechnungen des Geschwindigkeits- und Druckfeldes zu sein. Diese Verfahren werden erfolgreich beim Schiffsentwurf eingesetzt und haben die Optimierung von Schiffsformen durch die Sichtbarmachung physikalischer Phänomene effizienter gemacht.

Ausgehend von den positiven Erfahrungen in der Entwurfsphase von Schiffen soll geprüft werden, ob die numerischen Verfahren geeignet sind, den Entwurfsprozess der Blattkettenantriebe zu begleiten. Vorrangiges Ziel dieser CFD-Untersuchungen ist es, die Strömungsverhältnisse an den Blättern des Schaufelrades für definierte Blattabstände, Tauchtiefen und Geschwindigkeiten sichtbar zu machen. Die Verfahren müssen so ausgewählt werden, dass der zeitliche Aufwand für Preprocessing und Berechnung die Untersuchung einer Vielzahl unterschiedlicher Betriebszustände in der Entwurfsphase ermöglicht. Der Aufwand für die Berechnung sollte in jedem Falle geringer sein als der Aufwand von Modellbau und Versuchsdurchführung.

Hinsichtlich der Modellbildung für die numerischen Untersuchungen kann man davon ausgehen, dass sich an den Blättern der Schaufelräder ein ähnliches Strömungsbild, wie an einer quer angeströmten Platte ausbildet. Für die Validierung der eingesetzten CFD-Verfahren werden die Kräfte und das Geschwindigkeitsfeld an angeströmten Platten numerisch und experimentell ermittelt. Die Untersuchungen werden mit teilgetauchten Platten unter Berücksichtigung der Verformung der Wasseroberfläche durchgeführt. Neben der zu berechnenden Widerstandskraft der Platten ist die Ausbildung der Strömung hinter den Platten von besonderem Interesse. Die Umströmung der ersten Platte hat einen wesentlichen Einfluss auf die Umströmung der hintereinander angeordneten Platten. Durch die zu erwartende Kantenablösung am unteren und seitlichen Plattenrand bildet sich ein Totwassergebiet hinter den quer angeströmten Platten aus. Es ist zu untersuchen, ob die eingesetzten Verfahren die Lage und Ausprägung des Totwassergebietes und die zu erwartenden Schichtenströmungen hinreichend genau wiedergeben. Führen die numerischen Untersuchungen mit dem standardmäßig im DST eingesetzten Turbulenzmodell nicht zu der, für die Auslegung der Blätter erforderlichen Genauigkeit, muss der Einsatz von alternativen Turbulenzmodellen geprüft werden. Die Ausbildung des Geschwindigkeitsfeldes im Bereich der angeströmten Platten wird mit den oben beschriebenen PIV-Messungen validiert.

Eine erfolgreiche qualitative und quantitative Validierung ist Grundvoraussetzung für den erfolgreichen Einsatz der CFD-Methoden zur Unterstützung des Entwurfs der Blätter am Schaufelrad.

3.4.2 Lösungsweg

Verfahren

Für die Berechnung inkompressibler, reibungsbehafteter und turbulenter Strömungen werden im DST die Programmpakete ANSYS CFX, ANSYS Fluent und das Open Source Paket OpenFOAM angewandt. Alle Verfahren sind sogenannte RANSE-Löser (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) die, die Strömungen im Fluid mit den Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls beschreiben. Reale Strömungen sind durch räumliche und zeitliche Schwankungen des Druckes und der Geschwindigkeit gekennzeichnet. Deren Auflösung ist nur möglich, wenn alle auftretenden Turbulenzballen ebenfalls räumlich und zeitlich komplett beschrieben werden können. Da die direkte numerische Simulation (DNS), also die vollständige räumliche und zeitliche Auflösung der turbulenten Wirbel, für technisch relevante Problemstellungen aktuell nicht möglich ist, müssen statistische Modelle zur Beschreibung der turbulenten Erscheinungen eingesetzt werden. Bei diesen Verfahren wird die turbulente Strömung durch einen gemittelten und einen Schwankungswert für die Feldgrößen (Druck und Geschwindigkeit) modelliert. Standardmäßig wird im DST das $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell [12] eingesetzt. Im Rahmen dieses Projektes wurden weitere Turbulenzmodelle auf ihre Eignung zur Wiedergabe der Strömungsverhältnisse im Lösungsgebiet getestet. Die Parameter der eingesetzten Turbulenzmodelle sollen, soweit möglich, zielführend variiert werden. Die Berechnung der Zwei-Phasenströmung zur Ermittlung der Verformung der freien Wasseroberfläche erfolgt mit der Volume-of-Fluid (VOF) Methode.

Durch die angewandten Löser werden die Erhaltungsgleichungen nach der Finite-Volumen-Methode diskretisiert. Ausführlich werden die angewandten Verfahren in [1] beschrieben.

Für das Finite-Volumen-Verfahren muss das gesamte Lösungsgebiet in eine Vielzahl von Volumina unterteilt werden und dabei die Geometrie eindeutig beschreiben. Für die hier durchgeführten Untersuchungen wurden unterschiedliche Ansätze der Strukturierung der Lösungsgebiete verfolgt. Die Erzeugung der blockstrukturierten bzw. unstrukturierten Volumengitter wurde mit den Programmpaketen ANSYS-IcemCFD und ANSYS-TGrid realisiert.

Randbedingungen

Neben der geometrischen Beschreibung des Problems durch randangepasste Gitter, müssen an den Grenzen des Lösungsgebietes entsprechend der erforderlichen Modellierung, Bedingungen vorgegeben werden, die die Physik hinreichend beschreiben. Hierbei wird unterschieden zwischen Begrenzungen, die durch das System festgelegt werden, wie zum Beispiel die vorhandene Geometrie (Platte, Kanal) und Begrenzungen, die die Unendlichkeit reduzieren (Anfang und Ende des Kanals, obere Begrenzung). An allen Rändern müssen Bedingungen definiert werden. Das können Werte der Lösung im Definitionsbereich

sein (Dirichlet-Bedingungen) oder auch Anforderungen an die Ableitungen der Werte in Normalenrichtung zum Rand (Neumann-Bedingungen). Die geometrischen Grenzen, an denen die Randbedingungen gesetzt werden, sind so anzuordnen, dass die Zellenanzahl nicht unnötig maximiert wird und es zu keinen ungewünschten Wechselwirkungen mit den frei gewählten Grenzen (nicht geometrisch erforderlich) kommt. Die Abbildung 3.5 zeigt schematisch das modellierte Lösungsgebiet mit den gewählten Randbedingungen. Die verformte Wasseroberfläche ist beispielhaft dargestellt und wird nicht als Randbedingung vorgegeben. Im Ruhezustand wird der Level der Wasseroberfläche durch die Vorgabe der Volume Fraction für die beiden Phasen (Wasser und Luft) definiert. Die Verformung der Wasseroberfläche stellt sich erst durch die Umströmung der Platte als Ergebnis der Berechnung ein.

INLET Der Einströmrand ist eine Dirichlet-Randbedingung, an dem eine homogene Anströmung vorgegeben wird, mit der die Platte angeströmt werden soll. Die Richtung der Geschwindigkeit ist normal zur Inlet-Fläche. Weitere Parameter, wie die Intensität der Turbulenz, können am Inlet definiert werden, um die Strömung im Lösungsgebiet gezielt zu beeinflussen.

OUTLET Als Ausströmrand wird die stromabwärts senkrecht zur Mittellängsachse liegende Fläche definiert. Die Änderung des Druckes wird an dieser Fläche zu Null gesetzt. Die hier verwendete OPENING-Randbedingung ermöglicht ein ungehindertes Ein- bzw. Ausströmen des Fluids. Dadurch kann die Stabilität der Rechnung verbessert werden.

PLATTE Reibungsbehaftete Wand, an der die Haftbedingung erfüllt ist (WALL NO SLIP).

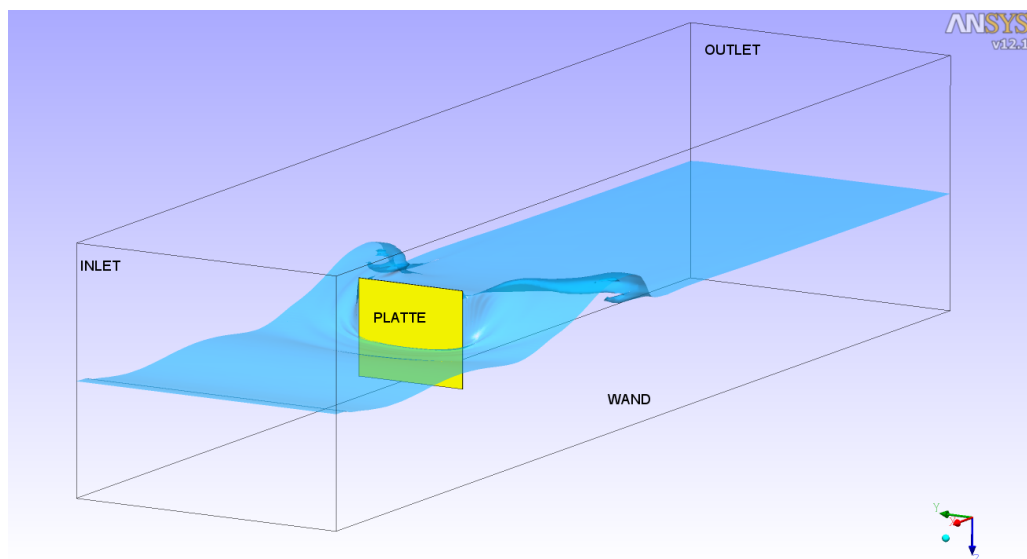


Abb. 3.5: Schematische Darstellung des Lösungsgebietes

WAND Die seitlichen Begrenzungen der Messstrecke werden als reibungsbehaftete Wände definiert, an denen die Haftbedingung erfüllt ist (WALL NO SLIP).

TOP Die obere, physikalisch nicht vorhandene Begrenzung des Lösungsgebietes wird als OPENING Bedingung definiert, dadurch kann die Luft in diesem Bereich ungehindert ein- bzw. ausströmen.

Gittergenerierung

Für alle Finite-Volumen-Verfahren muss das Berechnungsgebiet in endlich viele Volumenelemente aufgeteilt werden. Diese Aufteilung kann unstrukturiert mit Tetraederelementen und blockstrukturiert mit Hexaedern realisiert werden. Bezüglich der Rechenzeit und Auflösung der freien Wasseroberfläche liegen die Vorteile klar bei blockstrukturierten Gittern.

Für die Berechnungen wurden unterschiedliche Strukturen und Gitterauflösungen gewählt, um mögliche Abhängigkeiten von der Diskretisierung auszuschließen. Bei allen Gittern wurden die Bereiche, in denen hohe Gradienten im Strömungsfeld zu erwarten sind, feiner vernetzt. Das betrifft insbesondere den Bereich der freien Wasseroberfläche, die Ränder der Platte und den Abstrom der Plattenkanten.

Die folgenden Abbildungen zeigen beispielhaft Gitterstrukturen für die Berechnungen mit und ohne Verformung der Wasseroberfläche (Abbildung 3.6 bis 3.8).

Die Verfeinerungen im Lösungsgebiet wurden so gewählt, dass Bereiche in denen mit hohen Gradienten der Feldgrößen in der Strömung zu rechnen ist, die notwendige räumliche Auflösung durch die Zellenanzahl dahingehend variiert, dass diese Gradienten erfasst

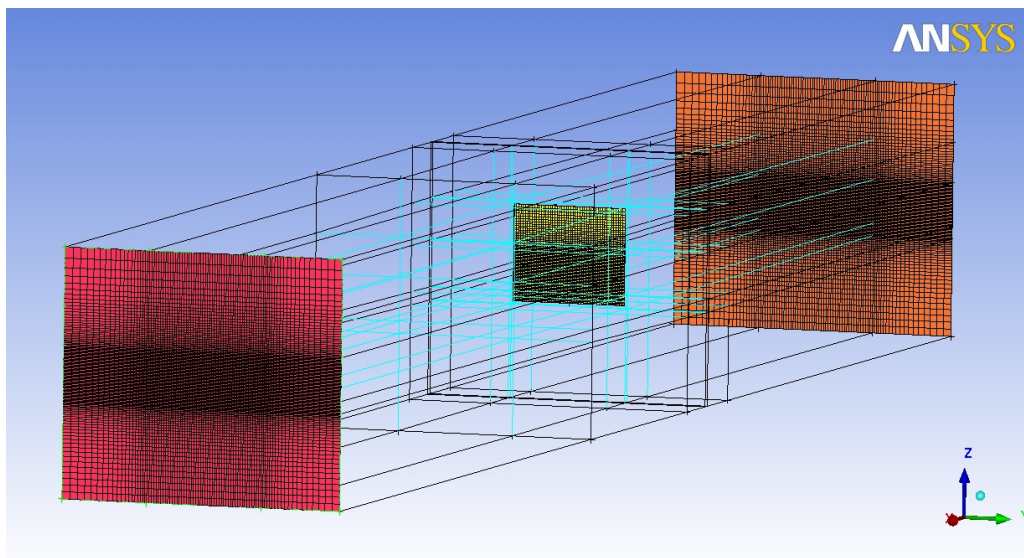


Abb. 3.6: Blockstrukturiertes Gitter mit Verfeinerung der freien Wasseroberfläche

werden. Der Vorlauf vor der Platte (Entfernung zum Inlet) und der Nachlauf (Abstand zum Outlet) wurden so positioniert, dass kein Einfluss auf die Lösung zu erwarten ist.

Die Abbildungen 3.7 bis 3.8 zeigen die Gittervarianten, bestehend aus je zwei gekoppelten Gittern, für Berechnungen mit hoch aufgelösten Berechnungsgebieten zur Erfassung der auftretenden Turbulenzen im Fluid. Blau hervorgehoben wurde der fein aufgelöste Gitterbereich. Die Platte ist gelb dargestellt. Auf die Ausnutzung der Symmetrie wurde hier verzichtet.

Für alle Berechnungsgitter gilt, dass um die gesamte Platte ein so genanntes O-Grid erzeugt wurde. Dadurch konnte eine homogene Grenzschichtauflösung an der Platte erreicht werden (Abbildung 3.9). Zur Variation der Y^+ Werte für die gewählten Turbulenzmodelle wurde der Wandabstand verändert.

Für die instationären Untersuchungen wurden neben der Verfeinerung in der Grenzschicht der Platte und Bereichen potentieller Ablösezone, auch die Bereiche verfeinert, in denen die Scherströmung sich vermutlich ausbildet.

Für das eingesetzte DES-Turbulenzmodell (Detached Eddy Simulation) werden besondere Anforderungen an das Berechnungsgitter gestellt. Da Turbulenz nicht symmetrisch ist, kann die Symmetrie der Geometrie nicht ausgenutzt werden, daraus folgt eine Verdopplung der Volumenzellen. Das Lösungsgebiet muss in allen 3 Dimensionen sehr fein

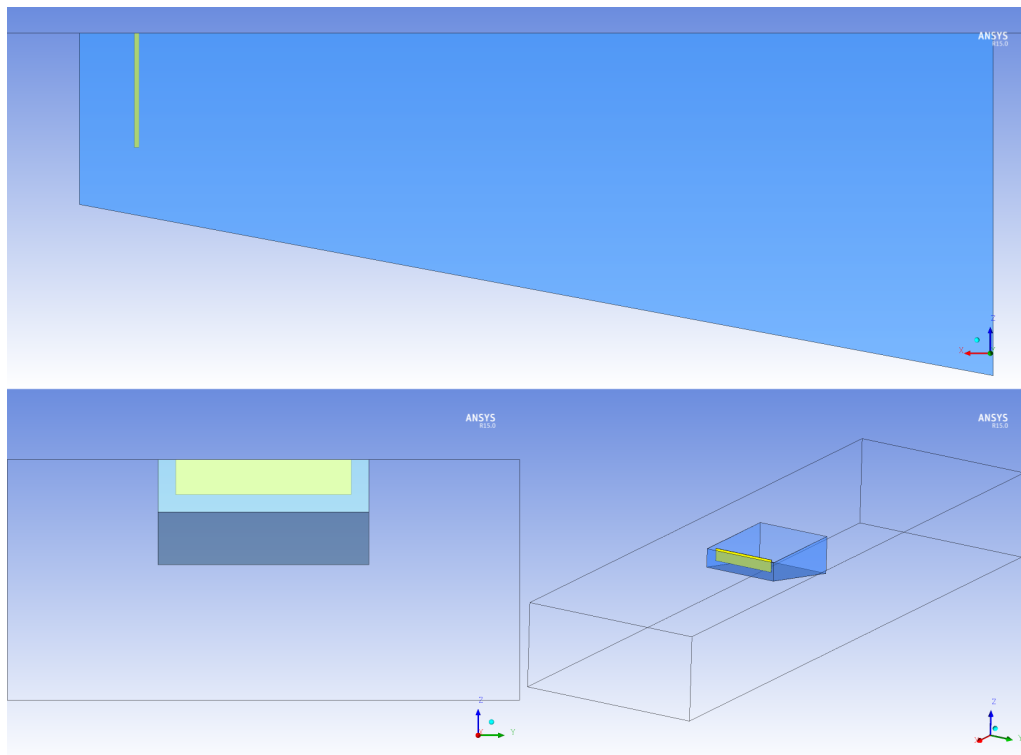


Abb. 3.7: Hybridgitter ohne freie Oberfläche mit Verfeinerung im Zu- bzw. Nachstrom

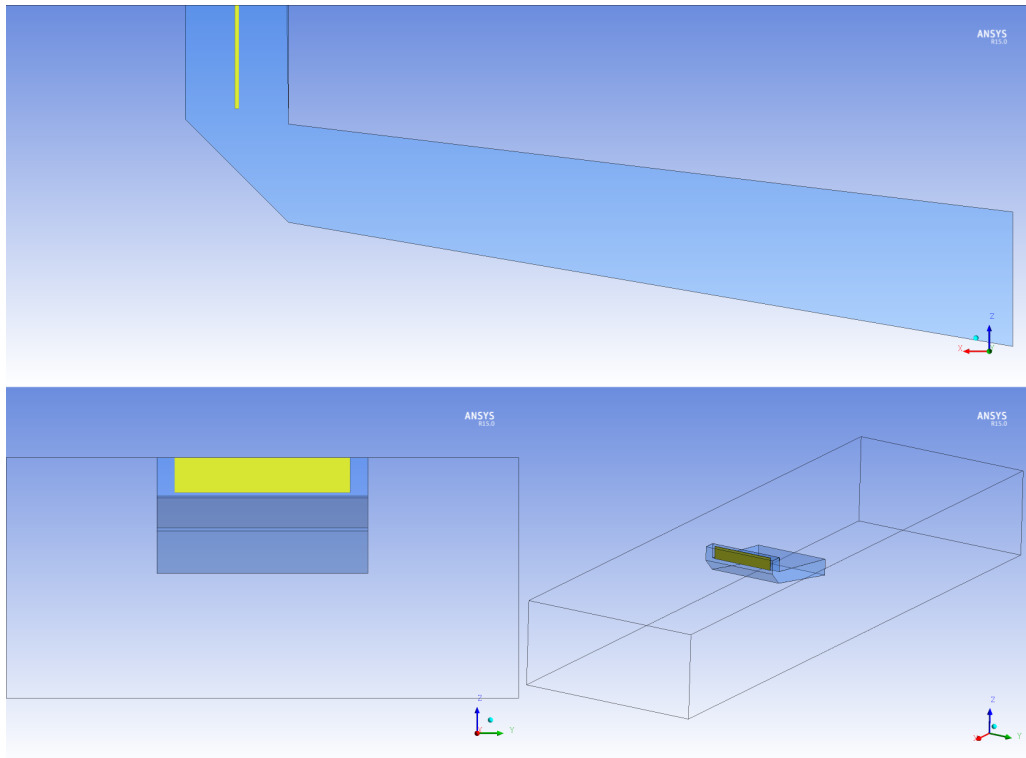


Abb. 3.8: Hybridgitter ohne freie Oberfläche mit Verfeinerung im Kantenabstrom

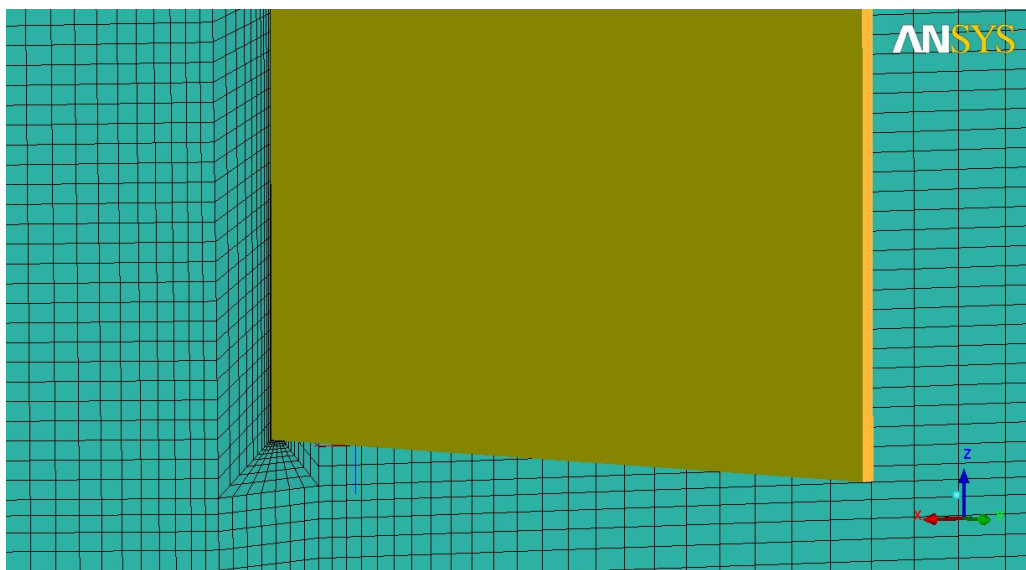


Abb. 3.9: Grenzschichtauflösung Platte

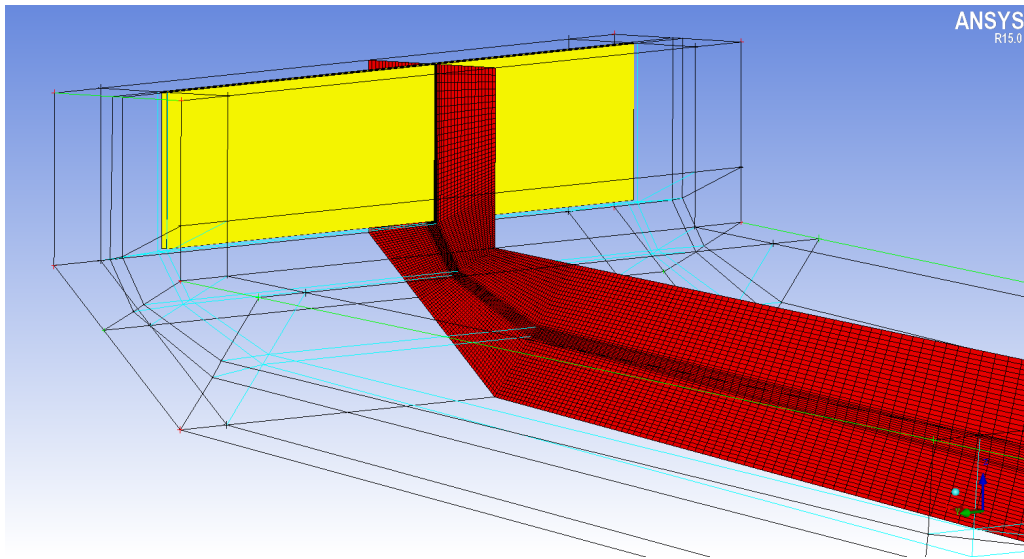


Abb. 3.10: Blockstruktur mit lokaler Verfeinerung

aufgelöst werden, damit die sogenannten „Large Eddy“ erfasst werden können. Das heißt, dass nicht nur die Grenzschicht senkrecht zur Wand hinreichend aufgelöst wird (10-15 Schichten), sondern auch quer zur Strömungsrichtung die Anzahl der Zellen so gewählt werden muss, dass das DES-Modell angewandt werden kann. Damit sich diese Verfeinerungen nicht bis an die Ränder des Lösungsgebietes ausdehnen und damit die Zellanzahl erheblich steigern, wurden Hybridgitter eingesetzt, die eine N:1-Kopplung der Knotenpunkte erlauben. Die Abbildung 3.10 zeigt die Blockstruktur des inneren Gitters für die Berechnungen mit dem DES-Turbulenzmodell.

3.4.3 Berechnungsfälle

Numerische Voruntersuchungen

In einer ersten Berechnungsreihe im Vorfeld der experimentellen Untersuchungen, wurden mit unterschiedlichen Konfigurationen Berechnungen durchgeführt, die eine prinzipielle Eignung der Verfahren klären sollte. Dabei wurden Parameter wie die Anströmgeschwindigkeit, die Anzahl der Platten, deren Abstand voneinander und die Tauchtiefe der Platten variiert. Die notwendige Ausdehnung des Lösungsgebietes (Abstand zwischen Inlet und erster Platte) wurde untersucht, um einen Einfluss auf das Ergebnis auszuschließen. Die Tabelle 3.2 zeigt eine Übersicht der untersuchten Konfigurationen.

Die Abbildungen 3.12 bis 3.14 skizzieren das Lösungsgebiet und die Hauptparameter der oben aufgeführten Berechnungsfälle aus den Voruntersuchungen schematisch.

Die erste numerische Versuchsreihe wurde unter Berücksichtigung der Verformung der freien Wasseroberfläche durchgeführt. Die turbulenten Erscheinungen werden in allen

Tab. 3.2: Übersicht der numerischen Voruntersuchungen

LG	V_{str} m/s	Tauchtiefe m	Vorlauf m	Nachlauf m	Plattenanzahl [-]	Abstand m
A	0,50	0,2	2,0	4,0	1	–
A	1,00	0,2	2,0	4,0	1	–
A	1,50	0,2	2,0	4,0	1	–
B	1,00	0,2	6,0	4,0	1	–
C	1,00	0,2	2,0	4,0	2	0,30
D	1,00	0,2	2,0	4,0	2	0,60
D	1,00	0,1	2,0	4,0	2	0,60

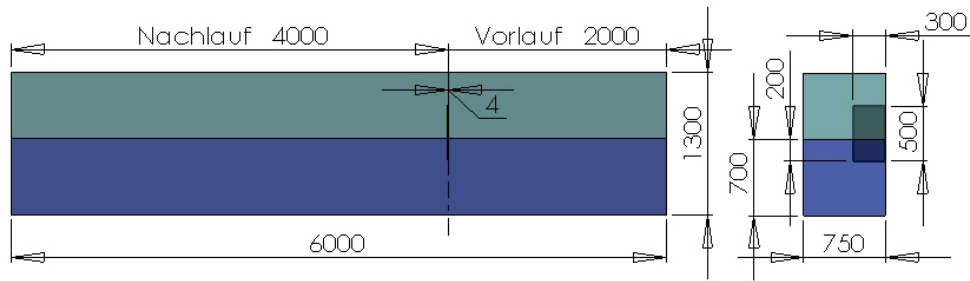


Abb. 3.11: Konfiguration LG A

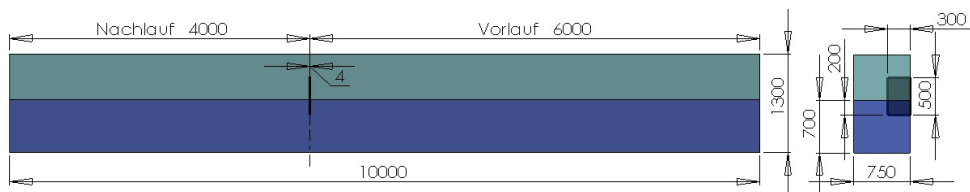


Abb. 3.12: Konfiguration LG B

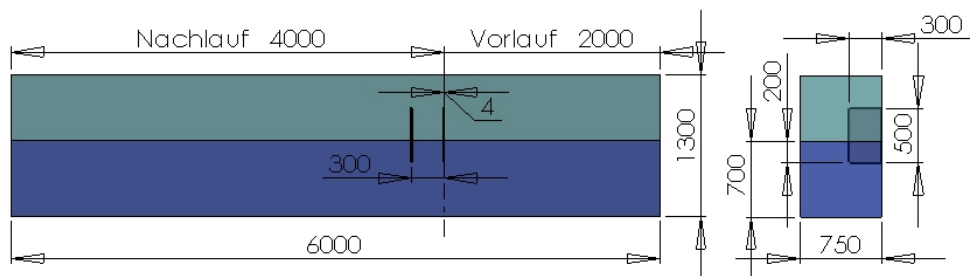


Abb. 3.13: Konfiguration LG C

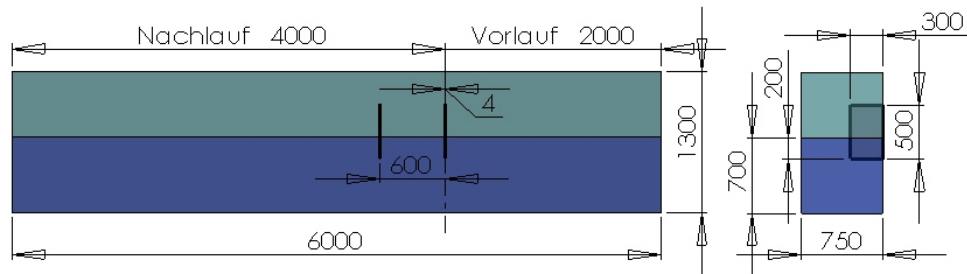


Abb. 3.14: Konfiguration LG D

Berechnungsfällen dieser Reihe unter Anwendung des $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodells simuliert.

Die Berechnungen lieferten auf Basis der qualitativen Auswertung und ohne quantitative Überprüfung plausible Ergebnisse. Die Strömung um die Platten stellte sich wie erwartet ein. Die Abbildungen 3.15 bis 3.17 zeigen die Veränderung der Wasseroberfläche dz , infolge der Anströmung der Platte (grau transparent) mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten.

Die Darstellung des Geschwindigkeitsfeldes in einer Schnittebene parallel zur Strömung mittig in der Plattenebene lässt den Eindruck entstehen, dass die Störung im Strömungsgebiet mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit reduziert wird. Höhere Geschwindigkeiten erhöhen auch das Verhältnis $V_{\text{lokal}}/V_{\text{str}}$ im Bereich der Kantenumströmung.

Die Abbildungen 3.18 bis 3.20 zeigen das Verhältnis der lokalen Geschwindigkeiten zur Anströmgeschwindigkeit und die Richtung der Geschwindigkeit als Vektor. Für alle 3 Berechnungsfälle gilt, dass das Verhältnis von lokaler Geschwindigkeit zur Anströmgeschwindigkeit $V_{\text{lokal}}/V_{\text{str}}$ im Maximum bei 1,5 liegt.

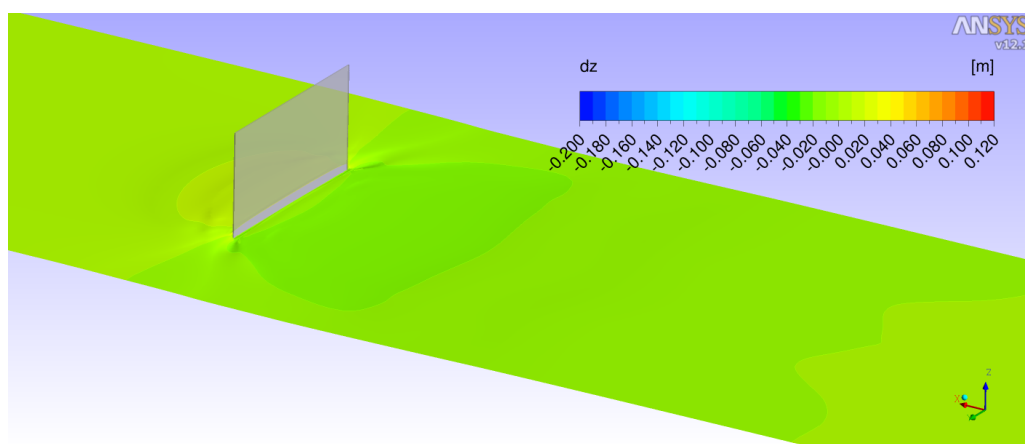


Abb. 3.15: Verformte Wasseroberfläche bei $V_{\text{str}} = 0,5 \text{ m/s}$

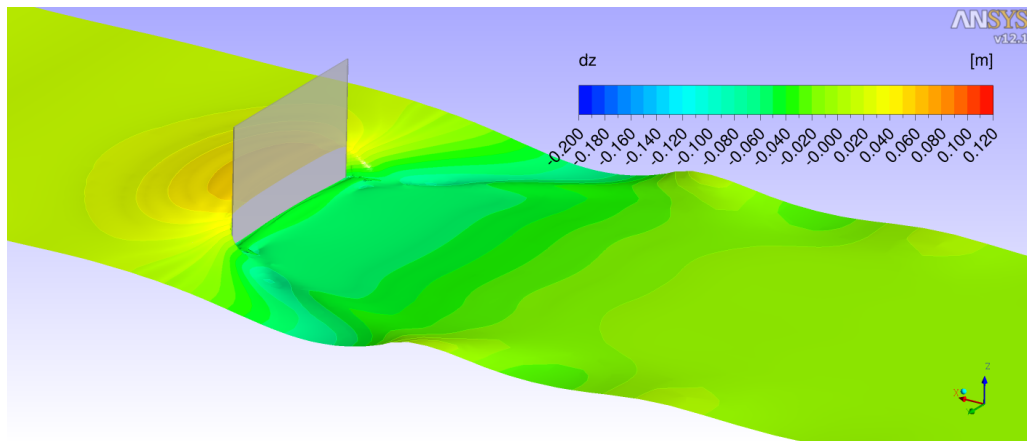


Abb. 3.16: Verformte Wasseroberfläche bei $V_{str} = 1,0$ m/s

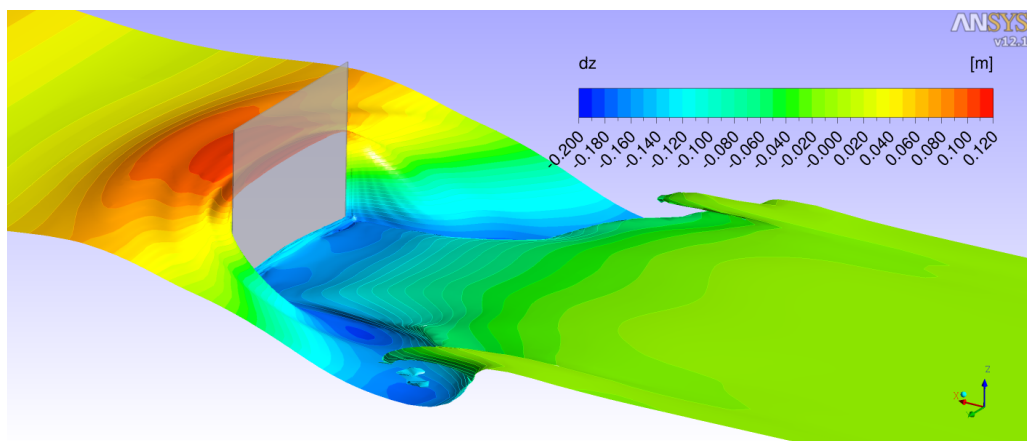


Abb. 3.17: Verformte Wasseroberfläche bei $V_{str} = 1,5$ m/s

Die blau dargestellten Bereiche innerhalb des Wassers markieren die Bereiche, in denen die Geschwindigkeit nahe Null ist und die Grenze zum Vorzeichenwechsel der Geschwindigkeit im Fluid. Dieser Bereich ist bei allen Rechnungen nur wenig unterhalb der Plattenkante in Z-Richtung positioniert.

Die Abbildungen 3.21 bis 3.23 zeigen die lokalen Geschwindigkeiten normiert mit der Anströmgeschwindigkeit V_{str} und den Betrag der Geschwindigkeiten in der Z-Ebene auf der Höhe der unteren Plattenkante. Wie zu erwarten, ist die Ausdehnung und Lage des Totwassergebietes wesentlich von der Anströmgeschwindigkeit beeinflusst.

Die Länge des Lösungsgebietes (Abstand zwischen Inlet und Outlet) ist wesentlich für die Anzahl der Berechnungsknoten. Ziel ist es, die Berechnungszeit durch eine möglichst geringe Anzahl von Volumenelementen zu beschleunigen, ohne die Genauigkeit der Berechnung zu gefährden.

Um den Einfluss der Länge des Vorlaufes auf die Ergebnisse bewerten zu können, wurden Berechnungen bei einer Anströmgeschwindigkeit von 1,0 m/s mit unterschiedlichem Vorlauf verglichen. Der kurze Vorlauf hat bis 1 m vor der Platte noch Auswirkungen auf die Lösung. Ab einem Meter vor der Platte sind bei der Ausbildung des Strömungsfeldes im untersuchten Bereich kaum Unterschiede zu erkennen. Im Nachlauf der Platte sind keine Unterschiede vorhanden. Die weiteren Berechnungen wurden mit dem verkürzten Vorlauf durchgeführt. Die Abbildungen 3.24 und 3.25 zeigen, dass qualitativ und quantitativ im interessierenden Bereich keine Unterschiede vorhanden sind.

In Abbildung 3.25 ist der Schnitt durch die verformte Wasseroberfläche im kurzen Berechnungsgebiet (LG A) mit grünem Zeichen markiert. Die Ergebnisse aus der Berechnung mit langem Vorlauf (LG B) wurden rot markiert. Es ist zu beachten, dass Vor- und Rücklauf im Vergleich zum Contourplot in Abbildung 3.24 spiegelverkehrt dargestellt wurden.

Beispielhaft sind in den folgenden Abbildungen einige Berechnungen mit unterschiedlicher Plattentauchung und -abständen dargestellt.

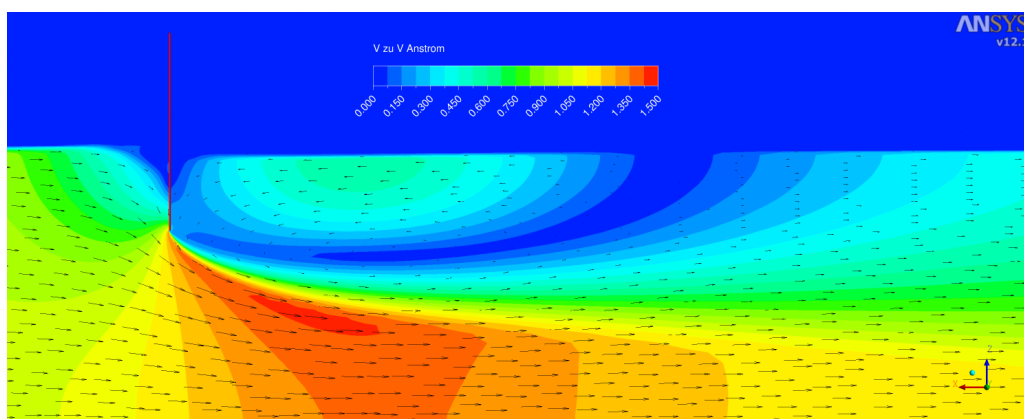


Abb. 3.18: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{str} = 0,5$ m/s

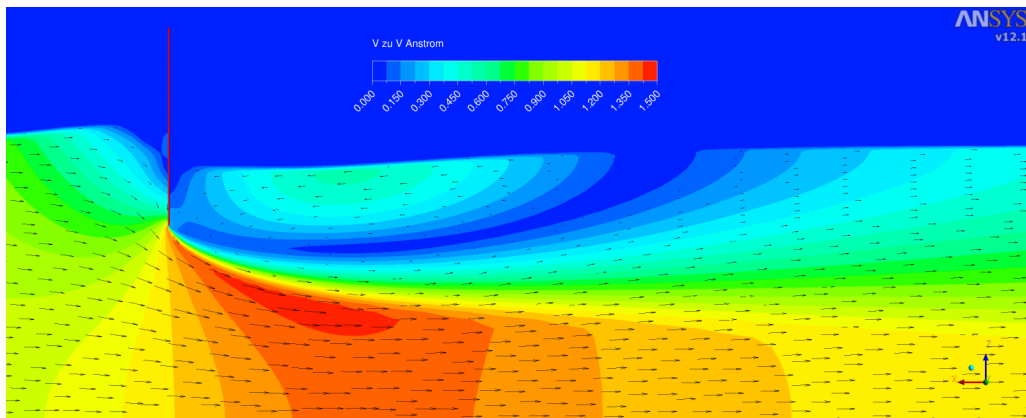


Abb. 3.19: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{\text{str}} = 1,0 \text{ m/s}$

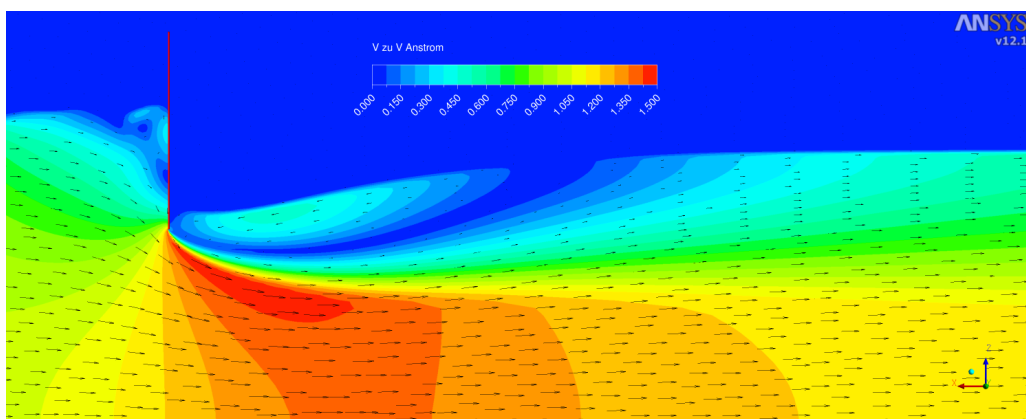


Abb. 3.20: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xz-Ebene - $V_{\text{str}} = 1,5 \text{ m/s}$

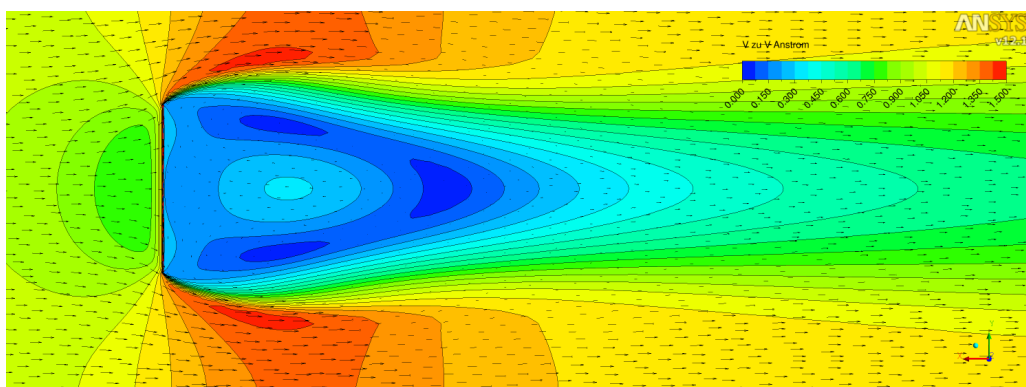


Abb. 3.21: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy-Ebene - $V_{\text{str}} = 0,5 \text{ m/s}$

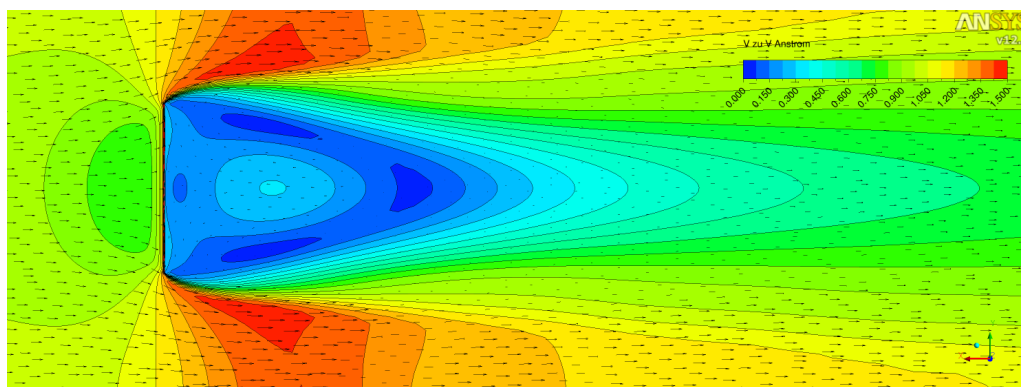


Abb. 3.22: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy -Ebene - $V_{str} = 1,0$ m/s

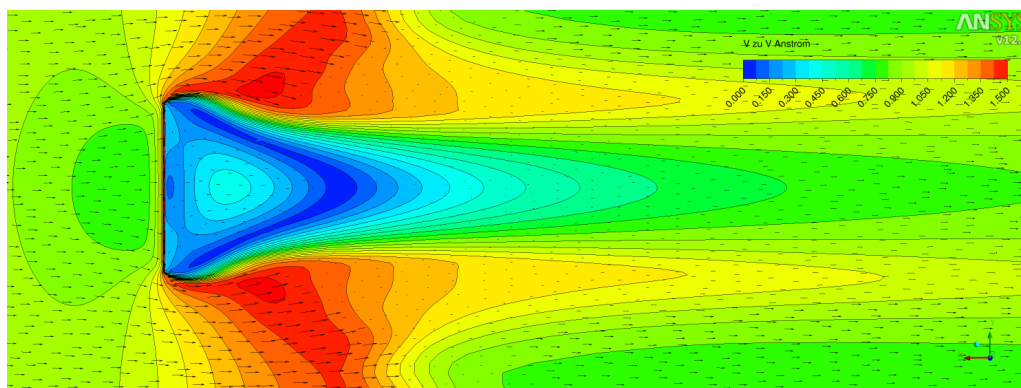


Abb. 3.23: Geschwindigkeitsfeld und Richtung - xy -Ebene - $V_{str} = 1,5$ m/s

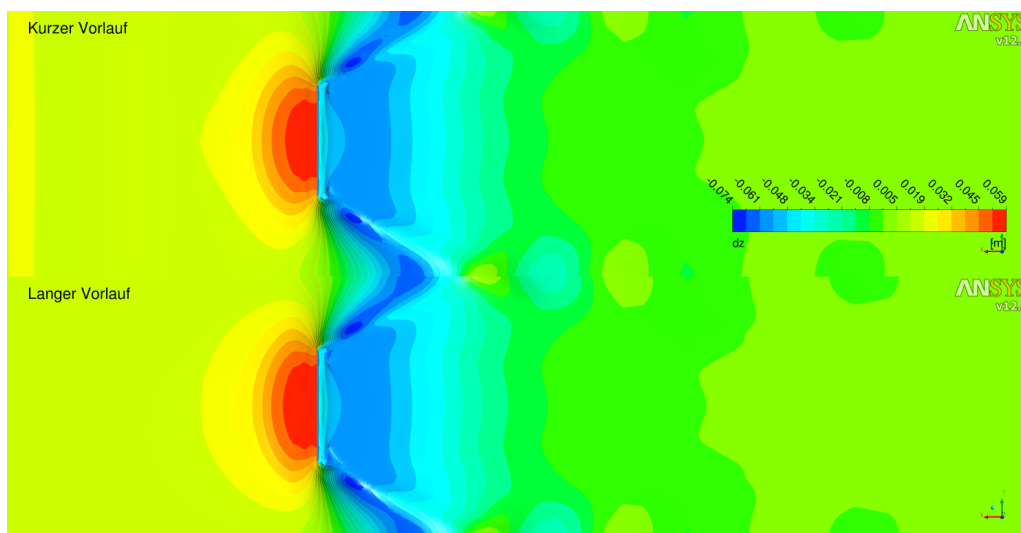


Abb. 3.24: Verformung der Wasseroberfläche für LG A und LG B (Contourplot)

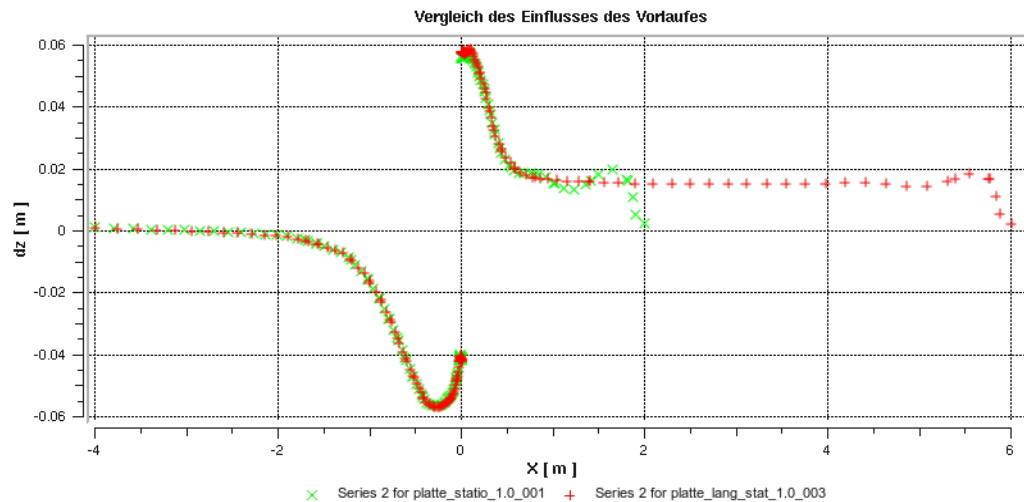


Abb. 3.25: Verformung der Wasseroberfläche für LG A und LG B (Schnitt in der xz-Ebene bei $y = 0$ m)

Die Abbildungen 3.26 und 3.27 zeigen den Einfluss der Tauchtiefe auf die Verformung der Wasseroberfläche bei einem Plattenabstand von 0,6 m. In der Abbildung 3.28 wurde die Tauchtiefe von 0,2 m beibehalten und der Abstand zwischen den Platten auf 0,3 m verringert. Die Platten sind transparent dargestellt.

Das Geschwindigkeitsfeld als Betrag und Vektor in einem xz-Schnitt gibt einen Einblick in die Veränderung der Strömungsverhältnisse im Umfeld der teilgetauchten Platten. Für den Entwurfsprozess ist neben den quantitativen Kraftgrößen auch die qualitative Bewertung der Strömung an den Platten wichtig. In den Abbildungen 3.29 bis 3.31

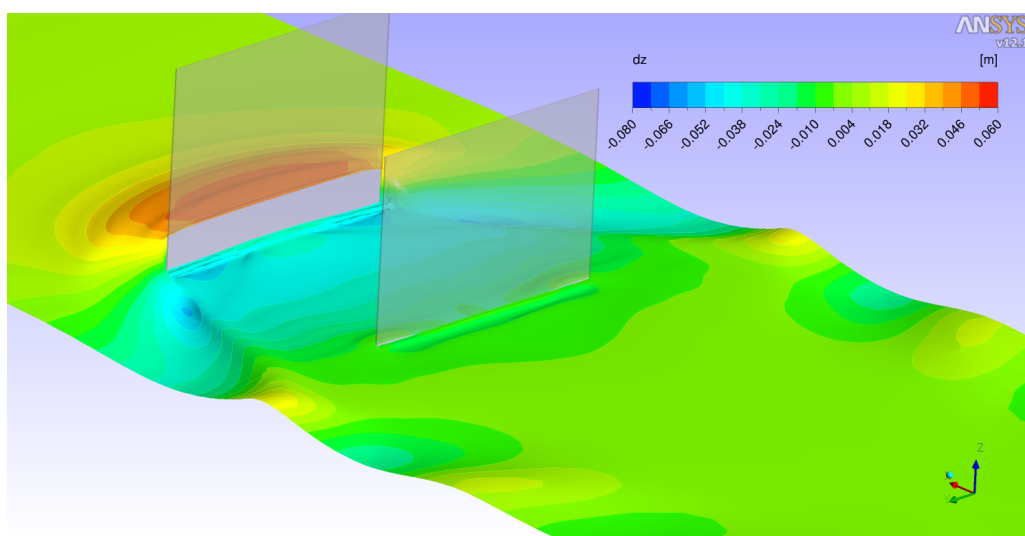


Abb. 3.26: Verformung der Wasseroberfläche – Tauchtiefe=0,1 m Abstand=0,6 m

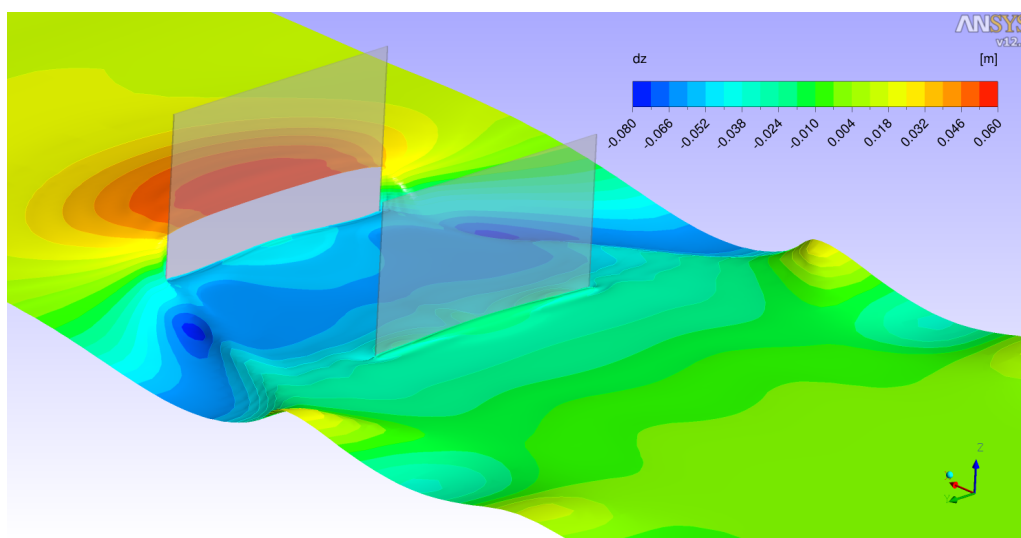


Abb. 3.27: Verformung der Wasseroberfläche – Tauchtiefe=0,2 m Abstand=0,6 m

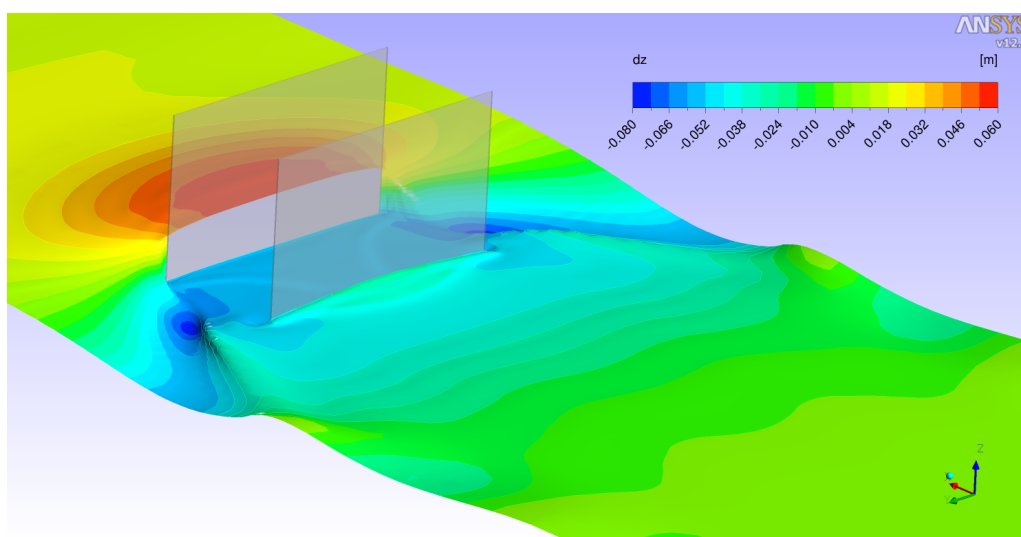


Abb. 3.28: Wasseroberfläche BF 5 - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m

ist die xz -Ebene für drei Berechnungsfälle mit unterschiedlichem Plattenabstand und Tauchtiefe dargestellt. Die Tauchtiefe hat einen wesentlichen Einfluss auf die induzierten Zusatzgeschwindigkeiten.

Für die qualitative Bewertung der Plattenumströmung können in frei wählbaren Ebenen alle berechneten Feldgrößen dargestellt werden. Die Abbildungen 3.32 und 3.33 zeigen das Geschwindigkeitsfeld in Betrag und Richtung in einem horizontalen Schnitt (xy -Ebene) in einer Höhe von 0,1 m (Halber "Tiefgang").

Numerische Modellierung der Versuche im Umlauftank

Für die quantitative Validierung der Berechnungen wurden nach Festlegung der konkreten Versuchsanordnung im Umlauftank der Universität Duisburg weitere numerische Untersuchungen mit definierten Tauchtiefen und gemessenen Anströmgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Versuchsparameter sind in der Tabelle 3.3 für diese Berechnungsreihe aufgeführt. Sie sind identisch mit den Parametern der Modellversuche im Umlauftank.

Der geometrische Aufbau des Lösungsgebietes für die RANSE-Berechnungen erfolgte in Analogie zum Versuchsaufbau und ist in der Abbildung 3.5 auf Seite 16 schematisch dargestellt. Die Abstände für Inlet, Outlet und die obere Begrenzung des Lösungsgebietes wurden so gewählt, dass kein Einfluss auf die Berechnungsergebnisse zu erwarten ist.

Alle Untersuchungen wurden als Zweiphasenberechnungen für die Ermittlung der Verformung der Wasseroberfläche mit dem $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell durchgeführt. Dieses Turbulenzmodell wird im DST erfolgreich für die Optimierung von Schiffen eingesetzt. Um eine hohe Genauigkeit der Ergebnisse der Berechnung zu erhalten, sollte bei diesem

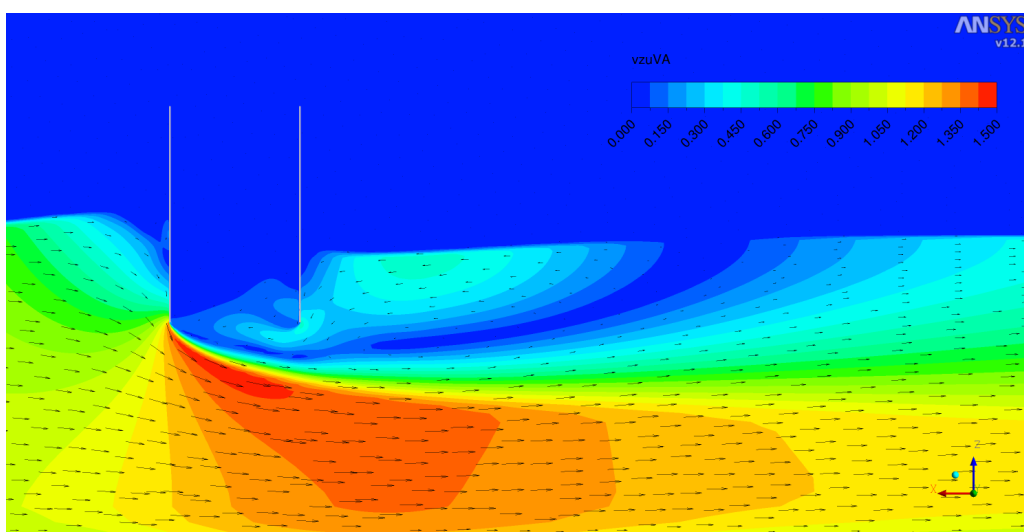


Abb. 3.29: Geschwindigkeitsfeld in xz -Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m

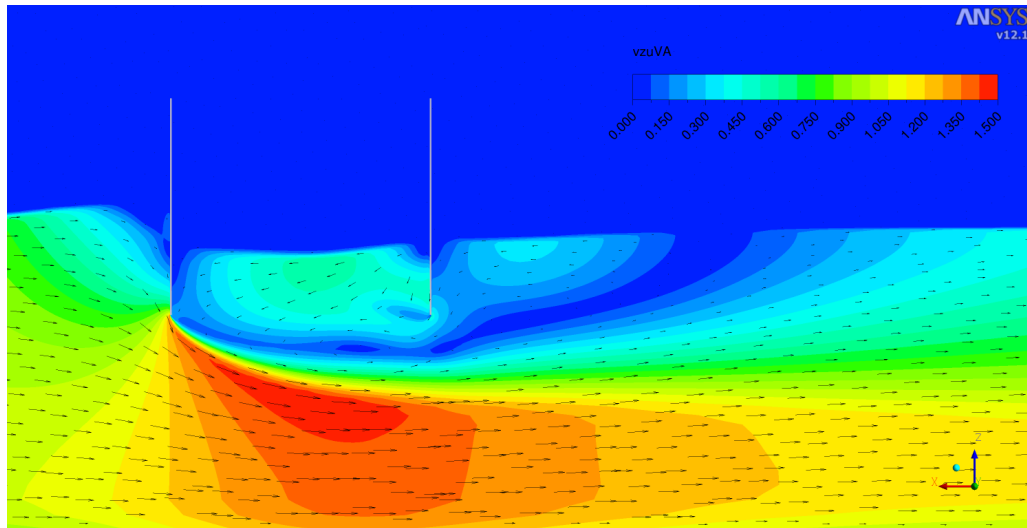


Abb. 3.30: Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,6 m

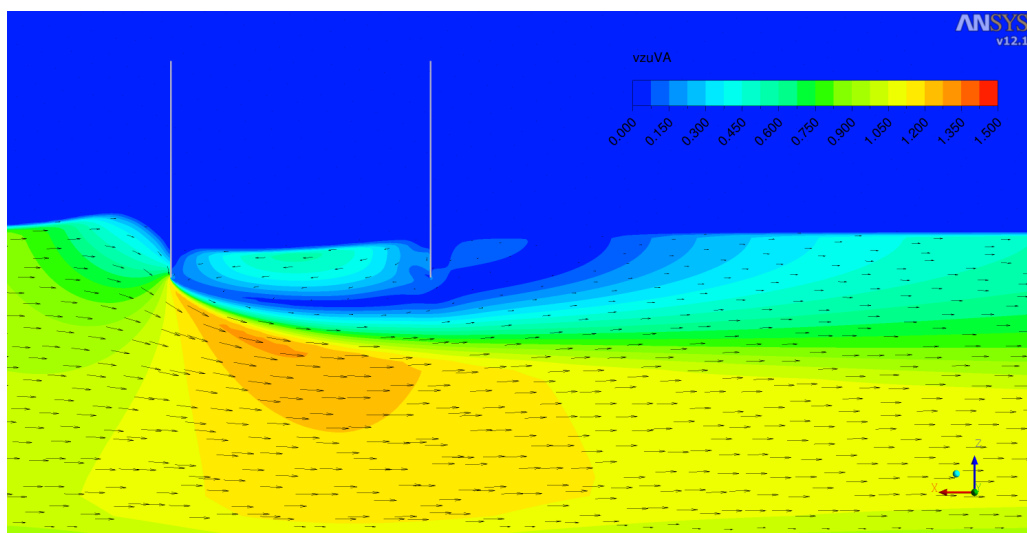


Abb. 3.31: Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,1 m Plattenabstand=0,6 m

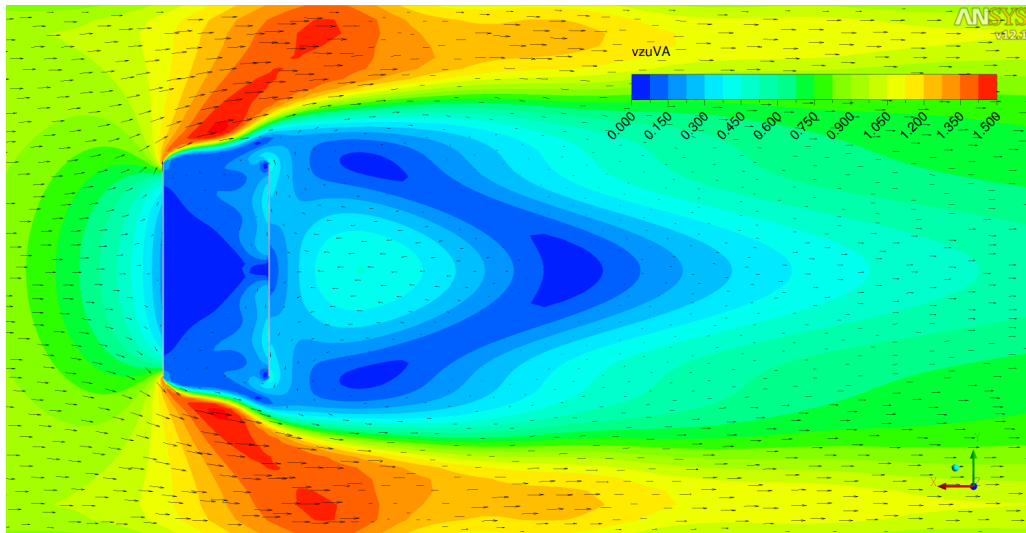


Abb. 3.32: Geschwindigkeitsfeld in xz-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,3 m

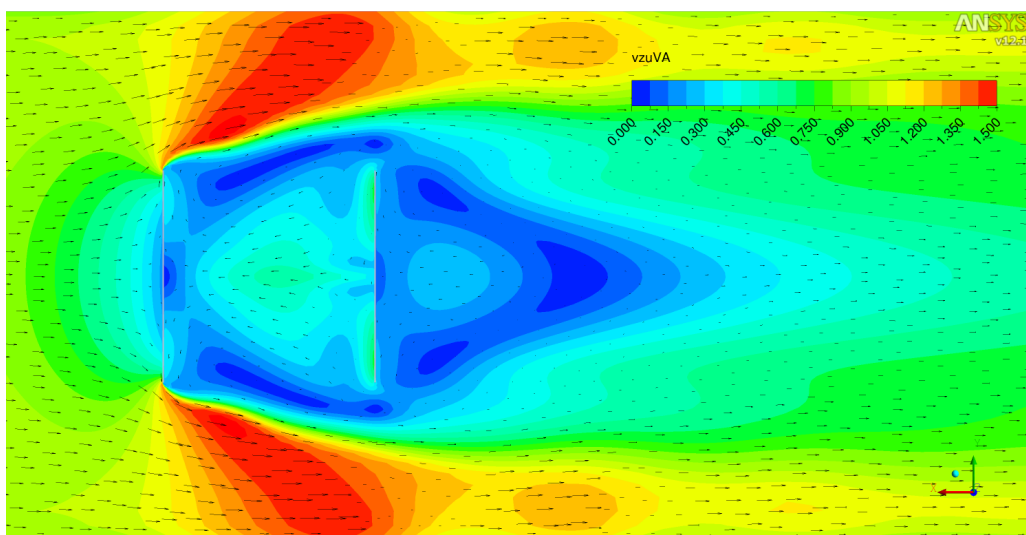


Abb. 3.33: Geschwindigkeitsfeld in xy-Ebene - Tauchtiefe=0,2 m Plattenabstand=0,6 m

Tab. 3.3: Übersicht der Berechnungsfälle zur Validierung

MessNr	V_{str}	Eintauchung Hauptblatt	Abstand 2. Blatt	Eintauchung 2. Blatt
	m/s	m	m (positiv: davor)	m
002	0,409	0,1	–	–
001	0,406	0,1	-1,036	0,1
003	0,412	0,1	-0,763	0,1
005	0,792	0,1	-1,023	0,1
006	0,796	0,1	–	–
007	0,405	0,1	0,799	0,1
009	0,405	0,1	0,995	0,1
010	0,793	0,1	0,995	0,1
011	0,397	0,05	–	–
012	0,393	0,05	0,995	0,1
013	0,819	0,05	0,995	0,05
015	0,789	0,10	0,995	0,1
016	0,387	0,15	–	–
018	1,088	0,15	–	–

Turbulenzmodell der Bereich der Grenzschicht mit mindestens 10 Zellen, vorzugsweise Hexaeder oder Prismen, gefüllt werden. Dieses Kriterium konnte mit dem Standardgitter (grobe Auflösung) weitestgehend erfüllt werden.

Ziel einer jeden numerischen Berechnung ist es, der exakten Lösung der physikalischen Problemstellung ausreichend nah zu kommen. Auf Grund der diskreten Form ist es aber nicht möglich, den Fehler zu Null werden zu lassen. Es müssen Abbruchkriterien definiert werden, deren Einhaltung ein ausreichend genaues Ergebnis liefern. Als Abbruchkriterium für dieses Projekt wurden Werte, die kleiner 10^{-5} sind, für die gemittelten Residuen gewählt (Abbildung 3.34).

Für ausreichende Konvergenz der Lösung ist es aber unabdingbar, auch weitere Größen der Lösung zu beobachten. Für dieses Projekt wurde das Verhalten des Plattenwiderstandes hinsichtlich der Konvergenz betrachtet. Die Lösung konvergiert, wenn sich der Wert für die Kraft an der Platte auf einen festen Wert einpegelt (Abbildung 3.35).

Aus der Integration des Druckes an den Platten in Anströmrichtung kann der Widerstand ermittelt und mit den Werten aus den Modelluntersuchungen im Umlauftank verglichen werden. Im Unterschied zur längs angeströmten Platte ergibt sich die Gesamtkraft entgegen der Strömungsrichtung F_x überwiegend aus dem druckbedingten Widerstandsanteil F_{Px} . Der Reibungswiderstand F_{Vx} ist wie erwartet vernachlässigbar gering ($F_{Vx} \sim 0$).

$$F_x = F_{Px} + F_{Vx} \quad (3.1)$$

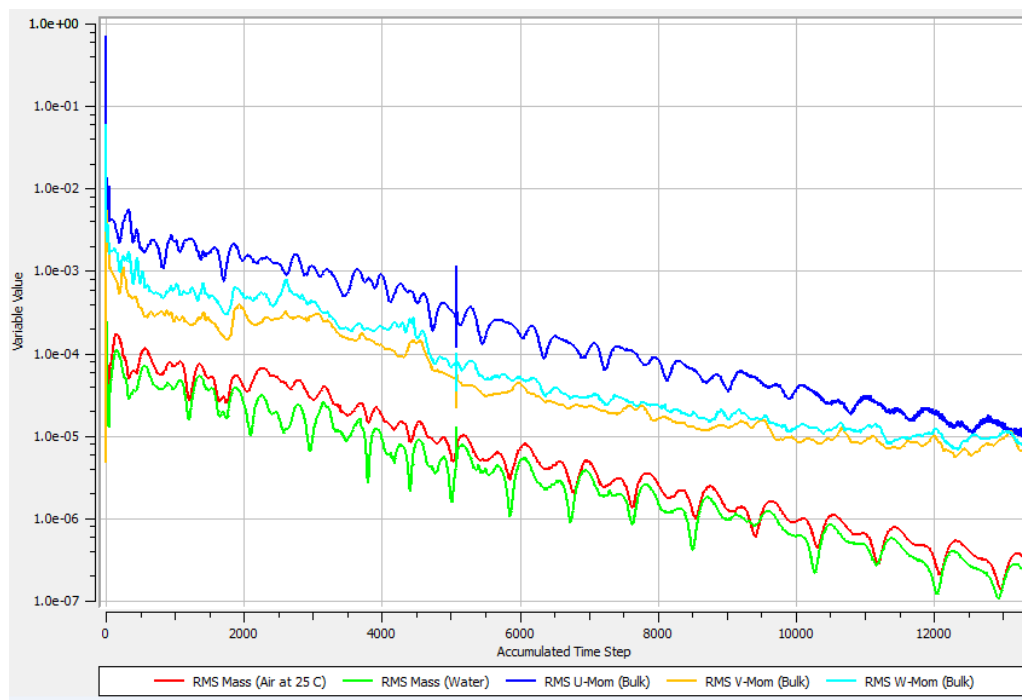


Abb. 3.34: Konvergenzverhalten - Gemittelte Residuen

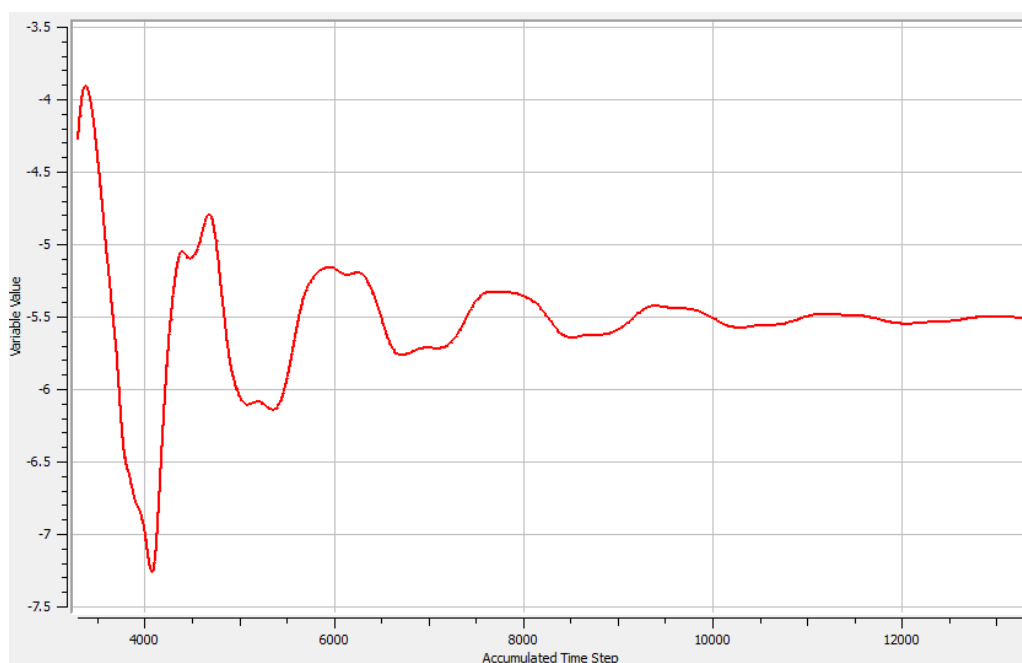


Abb. 3.35: Konvergenzverhalten - Widerstand der Platte

Für die Gegenüberstellung von Messergebnissen und den integralen Größen (Widerstandskraft) aus den CFD-Berechnungen wird der Widerstandsbeiwert der angeströmten Platte ermittelt.

$$C_W = \frac{F_X}{\frac{\rho}{2} A_x V^2} \quad (3.2)$$

Die Fläche A_x entspricht der benetzten Oberfläche der Platte im Wasser die mit der Geschwindigkeit des Wassers von V angeströmt wird. In der Literatur [9] findet man Widerstandsbeiwerte der quer angeströmten Rechteckplatte für Reynoldszahlen $Re > 10^4$ in Abhängigkeit vom Seitenverhältnis (l/b) von 1, $18 \leq C_W \leq 1,98$. Jedoch gelten diese Widerstandsbeiwerte für voll getauchte Platten. In der Tabelle 3.4 sind für ausgewählte Konfigurationen die an den Platten wirkenden Kräfte gegenübergestellt.

Bei den experimentellen Untersuchungen mit 2 Platten wurde die Kraft F_X jeweils nur an einer Platte gemessen. Die sogenannte aktive Platte (Messplatte) ist in Tabelle 3.4 gekennzeichnet.

Der Vergleich der dimensionslosen Beiwerte der Kräfte an den Platten zeigt erhebliche Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Werten. Aus diesem Grund wurden weitere Gittervariationen untersucht, die eine Abhängigkeit der numerischen Lösung von der Anzahl der Berechnungsknoten und von der Gitterauflösung im Grenzschichtbereich der Platte ausschließen sollen.

Für die Anwendung des $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodells sollen die y^+ Werte idealerweise nahe 1 liegen. Diese Forderung konnte mit dem Standardgitter im Kantenbereich der

Tab. 3.4: Vergleich der Widerstandsbeiwerte Numerik versus Experiment

MessNr	V_{str} m/s	l/b -	Messplatte -	$C_{W_{Mess}}$ -	$C_{W_{CFD}}$ -	Abweichung %
002	0,409	5	1	1,04	1,28	33
001	0,406	5	1	1,03	1,33	30
003	0,412	5	1	1,04	1,28	23
005	0,792	5	1	1,06	1,75	64
006	0,796	5	1	1,06	1,75	66
009	0,405	5	2	0,62	0,50	-19
010	0,793	5	2	0,54	0,44	-18
011	0,397	10	1	1,02	1,16	14
012	0,393	10	2	0,75	0,64	-14
013	0,819	10	2	0,66	0,69	5
015	0,789	5	2	0,76	0,77	2
016	0,387	3,33	1	1,16	1,68	45
018	1,088	3,33	1	1,14	1,74	52

Platten nicht immer realisiert werden. Die y^+ Werte stiegen lokal auf Werte kleiner 12 an, was im CFX-Solver zum Einschalten der Wandfunktion in diesen Bereichen führt.

Die Abbildung 3.36 zeigt die Verteilung der y^+ Werte an der der Strömung zu- bzw. abgewandten Seite der Platte. Die Kantenumströmung der Platte führt zu Maximalwerten in diesen Bereichen. Der durchschnittliche y^+ Wert für den mit Wasser benetzten Teil der Platte liegt bei einem Wert von $y^+ \approx 5$.

Um den Einfluss von partiellen Gitterverfeinerungen zum Erreichen der gewünschten y^+ Werte nahe 1 auszuschließen, wurden Berechnungen, mit im Nahbereich der Platte, hochaufgelösten Gitterstrukturen durchgeführt. Die Gitterauflösung wurde so verändert, dass durch die Auswahl des Wandabstandes, der ersten Zelle auf der Platte, der y^+ Wert wie gewünscht variiert. Die Wachstumsrate der folgenden Zellen konnte bei 1,3 gehalten werden.

Die erforderliche erhöhte Auflösung im Nahbereich der Platte führt zu einer deutlichen Erhöhung der Gesamtanzahl der Berechnungsknoten im Lösungsgebiet. Der numerische Aufwand zum Erreichen einer konvergierenden Lösung steigt erheblich an.

Für weitere Untersuchungen mit einer Vielzahl von Blättern am Kettenantrieb ist eine hohe Anzahl von Berechnungsknoten (pro Blatt ca. 4 Mio Knoten) nicht realisierbar,

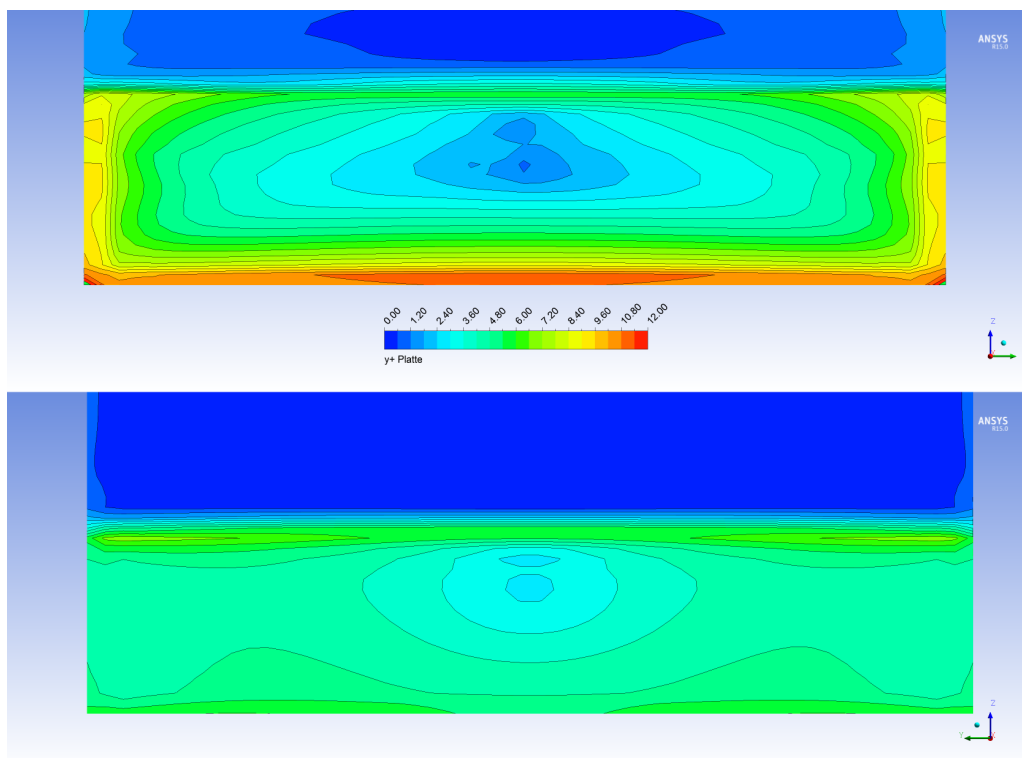


Abb. 3.36: y^+ Werte grobes Gitter - oben Vorderseite - unten Hinterseite

da die erforderlichen Rechenkapazitäten zeitlich keine komplexen Optimierungsberechnungen mit einer Vielzahl von Varianten zulassen. Das Ziel dieser Untersuchungen muss sein, mit überschaubarem Rechenaufwand und damit verbunden mit einer akzeptablen Anzahl von Gitterknoten pro Blatt und Nahbereich, ausreichend genaue Ergebnisse zu erzielen.

Die Berechnungen mit kleineren y^+ Werten auf der Platte sollen zeigen, ob sich durch die Variation der y^+ Werte im Bereich von 0,2 bis 12 eine veränderte Lösung ergibt und der erhöhte Rechenaufwand eine zukünftige Alternative darstellt.

Die Abbildung 3.37 zeigt, dass durch eine sehr feine Auflösung an der Grenzschicht der Platte y^+ Werte erreicht werden können, die eine erfolgreiche Anwendung des $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodells ermöglichen sollten. Der durchschnittliche y^+ Wert über den eingetauchten Teil der umströmten Platte liegt bei $y^+ \approx 0,03$. Der Maximalwert im Bereich der Kanten liegt ebenfalls deutlich unter dem geforderten Wert von $y^+ \approx 1$.

Die Knotenanzahl, die erreichten y^+ Werte und die Ergebnisse dieser Berechnungen im Vergleich zum Experiment sind in der Tabelle 3.5 zusammengefasst.

Eine Auswertung dieser Berechnungen ergab, dass trotz der extremen Verfeinerung der Volumengitter im Wandbereich keine Verbesserungen im Vergleich zu den experimen-

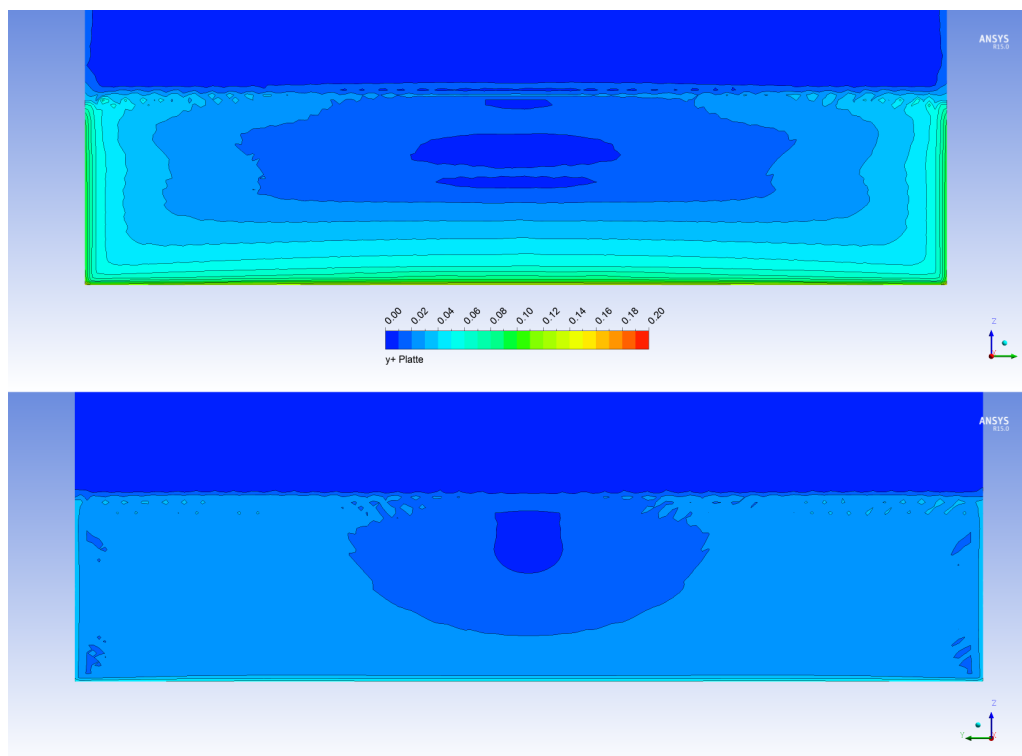


Abb. 3.37: y^+ Werte feines Gitter - oben Vorderseite - unten Hinterseite

Tab. 3.5: Vergleich Widerstandsbeiwerte in Abhängigkeit von Gitterauflösung

Gitter- auflö- sung	Anzahl Knoten	max. $y+$ Wert	mittlerer $y+$ Wert	CW_{Mess}	CW_{CFD}	Abweichung
grob	1.370.000	12	5	1,03	1,275	33 %
mittel	2.870.000	3	0,5	1,03	1,280	34 %
fein	5.460.000	0,2	0,03	1,03	1,297	36 %

tellen Untersuchungen zu erreichen sind. Die Abweichungen wurden mit zunehmender Knotenanzahl und somit auch mit kleineren $y+$ Werten sogar etwas größer.

Da sich bei allen 3 Berechnungen ein stabiler Wert für den Plattenwiderstand einstellte, die Rechnung konvergierte und die Ergebnisse für den Plattenwiderstand sehr nah beieinander liegen, kann man jedoch davon ausgehen, dass die Ergebnisse numerisch exakt sind. Der Unterschied zu den Experimenten kann sich also nur durch eine nicht ausreichende Modellierung der Physik erklären lassen.

Die Umströmung der Platte ist geprägt durch starke Turbulenzen. Eine mögliche Ursache für die Abweichungen der Kraftgrößen vom Experiment und die fehlerhafte Berechnung der Ausbildung des Strömungsfeldes hinter den Platten kann sein, dass das gewählte Turbulenzmodell, trotz sehr guter Erfahrungen bei der Berechnung der Umströmung von Schiffen, nicht vollständig alle Erscheinungen der Umströmung einer quer angestellten Platte modelliert.

Untersuchungen zum Einfluss des Turbulenzmodells auf das Ergebnis

Strömungen, die in der Praxis für ingenieurtechnische Aufgaben untersucht werden, sind in der Regel turbulente Strömungen. Sie sind gekennzeichnet durch Schwankungen der Feldgrößen in Raum und Zeit. Die Bandbreite der auftretenden Schwankungen ist sehr groß. Es existieren sowohl sehr kleine als auch große Turbulenzballen, deren zeitliche Änderung sehr schnell aber auch langsam sein kann.

Um die Turbulenz vollständig zu erfassen, müssen die Schwankungen räumlich und zeitlich aufgelöst werden. Dabei ist zu beachten, dass die räumlichen Schwankungen dreidimensional sind.

Mit einer direkten numerischen Simulation (DNS), also der numerischen Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ohne Turbulenzmodellierung, ist es möglich sehr genaue Berechnungsergebnisse unter Einbeziehung der Turbulenz zu erhalten. Auftretende Fehler ergeben sich dann nicht mehr durch Modellbildungen, sondern ausschließlich durch die numerische Diskretisierung.

Für numerische Untersuchungen zur vollständigen Auflösung der Turbulenz mittels DNS ergeben sich folgende Anforderungen:

- Berechnung muss transient ausgeführt werden
- sehr kleiner Zeitschritt Δt zur Erfassung hochfrequenter Schwankungen
- 3-dimensionale Auflösung des Berechnungsgitters
- sehr kleine Zellen in allen drei Dimensionen

Aus diesen Anforderungen ergibt sich, dass für praxisrelevante Strömungen, also Strömungen mit hoher Reynoldszahl, zur Zeit und in naher Zukunft noch keine direkte numerische Simulation (DNS) unter Anwendung der strömungsmechanischen Grundgleichungen (Navier-Stokes-Gleichungen und Kontinuitätsgleichung) möglich ist. Weitere Details zur Anwendung der DNS in der numerischen Strömungsmechanik werden durch [2] beschrieben.

Auf Grund der oben beschriebenen Anforderungen an die räumliche und zeitliche Auflösung der Berechnungsgitter und Methoden und dem damit verbundenen Rechenaufwand werden die turbulenten Erscheinungen in der Regel stark vereinfacht modelliert.

Eine Methode ist die Anwendung der RANS-Simulation, bei denen die mittleren Feldgrößen durch die Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Equation (RANSE) berechnet werden. Die turbulenten Erscheinungen werden bei diesem Verfahren durch sogenannte Turbulenzmodelle simuliert. Diese Verfahren sind weit verbreitet und werden durch die meisten CFD-Programme erfolgreich für ingenieurtechnische Aufgaben eingesetzt.

Als geeignetes Modell zur Beschreibung der Wirkung der Turbulenz auf die Strömung hat sich neben dem k - ϵ -Modell [11], das von Menter [12] beschriebene k - ω -SST-Turbulenzmodell durchgesetzt. Der Vergleich der Versuchsergebnisse mit den numerischen Berechnungen (Abschnitt 3.4.3) lässt jedoch vermuten, dass das k - ω -SST-Modell nicht alle turbulenten Auswirkungen auf die Strömung für den Fall der quer angeströmten Platte mit starker Kantenablösung erfasst.

Die Abbildungen 3.38 und 3.39 zeigen beispielhaft einen Vergleich der berechneten und gemessenen Geschwindigkeitsfelder in Betrag und Richtung. Es zeigt sich, dass die Strömungsverhältnisse an der Vorderseite der ersten Platte relativ gut ermittelt werden.

Es ist aber auch deutlich erkennbar, dass insbesondere in den durch die Platte abgeschatteten Bereichen die numerisch berechnete Strömung wesentlich vom gemessenen Strömungsfeld abweicht. Insbesondere die korrekte Ermittlung des Nachlaufes der Platten ist für eine weitere Anwendung der numerischen Methoden zur Optimierung des Abstandes, der Ausrichtung und Länge der in Serie angeordneten Blätter wichtig.

Durch die numerische Berechnung wird eine relativ homogene Verteilung der Geschwindigkeiten ermittelt, welche nicht der realen Strömung entspricht, wie die PIV-Messungen zeigen. Hieraus lassen sich auch die großen Abweichungen der Kräfte auf den Platten erklären. Mit unterschiedlichen Strömungsfeldern ist auch ein Unterschied in der Druckverteilung auf den Platten verbunden, deren Integration in Strömungsrichtung den Widerstand ergibt.

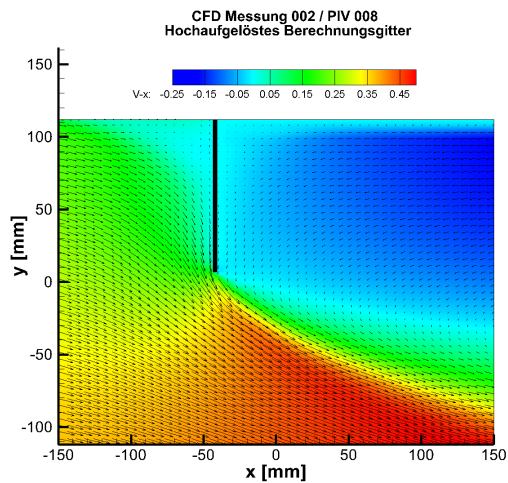


Abb. 3.38: Geschwindigkeitsfeld - CFD

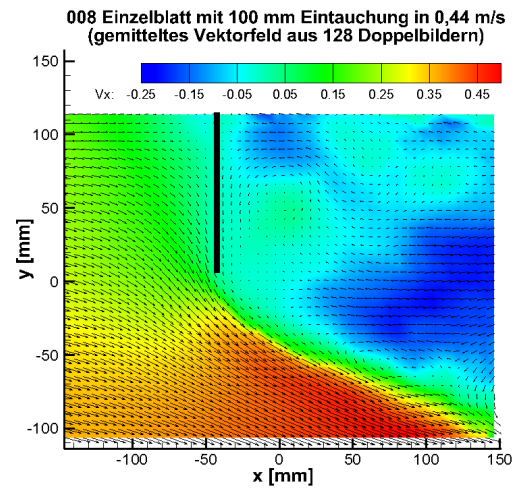


Abb. 3.39: Geschwindigkeitsfeld - PIV

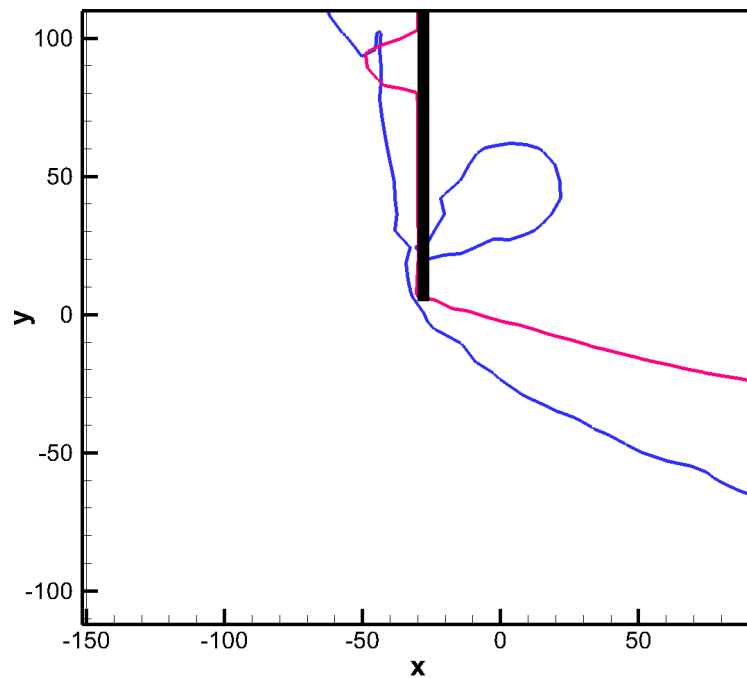


Abb. 3.40: Vergleich Messung (blau) - CFD (rot) - Isolinie $V_x=0$

Bei den Auswertungen der Berechnungen mit dem $k\text{-}\omega$ -SST-Turbulenzmodell hat sich gezeigt, dass die Abgrenzung des Rückstromgebietes, gekennzeichnet durch eine Isolinie mit einer Geschwindigkeit der Hauptströmung nahe Null, deutlich zu flach ausgeprägt ist (Abbildung 3.40 rote Linie). Für die weitere Auswertung der untersuchten Turbulenzmodelle wurde die Ausprägung dieser Isolinie als erstes Bewertungskriterium genutzt.

Da die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen unter Anwendung des $k\text{-}\omega$ -SST-Modells keine ausreichende Genauigkeit erzielten, wurden weitere Turbulenzmodelle hinsichtlich ihrer Anwendbarkeit in diesem Projekt untersucht.

In praktischen Anwendungen werden zur Turbulenzmodellierung überwiegend 2-Gleichungsmodelle eingesetzt. Insbesondere das $k\text{-}\omega$ -SST- und das $k\text{-}\epsilon$ -Turbulenzmodell haben sich als Standard für den Einsatz im Entwurfsprozess mit CFD-Verfahren durchgesetzt. Es hat sich jedoch auch gezeigt, dass kein Turbulenzmodell für alle auftretenden Strömungszustände in der Natur geeignet ist. Die verschiedenen Modelle liefern noch keine gleichbleibend genaue Approximation der turbulenten Erscheinungen für die unterschiedlichsten Strömungszustände. Neben den Zwei-Gleichungsmodellen mit unterschiedlichen Parametern, wurden Ein-Gleichungsmodelle und sogenannte Reynolds Stress Modelle (RSM) hinsichtlich der Auswirkung auf die Plattenumströmung untersucht.

Der Vergleich der Ergebnisse dieser Berechnungen mit den Messergebnissen in Tabelle 3.6 zeigt eine deutliche Abweichung der Kraftbeiwerte gegenüber den gemessenen Kennwerten. Die errechneten Widerstandsbeiwerte differieren leicht in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell, aber die Abweichung zum Experiment ist eindeutig. In diesem Zusammenhang muss auf die Schwierigkeiten bei der genauen Erfassung der Widerstandsbeiwerte im Umlauftank hingewiesen werden (siehe Abschnitt 3.3.2).

Tab. 3.6: Vergleich Widerstandsbeiwerte in Abhängigkeit vom Turbulenzmodell

Turbulenzmodell	Bemerkung	CW_{Mess}	CW_{CFD}	Abweichung
Eddy-Viscosity		1,03	1,188	24 %
$k\text{-}\omega$ -SST 1	Standard	1,03	1,231	29 %
$k\text{-}\omega$ -SST 2	TII 10%	1,03	1,240	30 %
$k\text{-}\omega$ -SST 3	CC 1.25	1,03	1,228	28 %
$k\text{-}\omega$ -SST 4	THR	1,03	1,225	28 %
$k\text{-}\epsilon$ 1	Standard	1,03	1,225	28 %
$k\text{-}\epsilon$ 2	THR	1,03	1,242	30 %
$k\text{-}\epsilon$ 2	CC 1.25	1,03	1,223	28 %
RSM - Baseline		1,03	1,207	26 %
RSM - SSG		1,03	1,199	25 %
RSM - LRR		1,03	1,199	25 %
RSM - Omega Based		1,03	1,198	25 %

Die Ausdehnung des Rückstromgebietes, gekennzeichnet durch eine Isolinie mit $V_X \approx 0$, ist in Abbildung 3.41 für die weit verbreiteten Turbulenzmodelle $k-\omega$ -SST (blau) und $k-\epsilon$ -Turbulenzmodell (grün) mit unterschiedlichen Parametern aufgetragen. Für beide Modelle wurden die Turbulenzintensität (TII), die Curvature Correction (CC) und Ordnung der Turbulenz (HR) variiert.

Es zeigt sich, dass die gewählten Parameter bei beiden Verfahren einen Einfluss auf die Modellierung der turbulenten Erscheinungen haben. Jedoch reicht die Variation nicht aus, die reale Strömung hinter der Platte ausreichend genau für die Auslegung von Blattketten wiederzugeben. Direkt hinter der Platte unterscheiden sich die Ergebnisse kaum. Im Fernfeld ist jedoch zu erkennen, dass die $V_X = 0$ Isolinen des $k-\epsilon$ -Turbulenzmodell (grün) etwas näher an der gemessenen Isolinie liegen. Das gilt insbesondere für die Isolinie (grün solid) mit den Standardeinstellungen des Turbulenzmodells.

Für beide Zweigleichungsmodelle gilt, dass die Änderung der Turbulenzintensität am Inlet keinen wesentlichen Einfluss auf die Ausbildung der Strömung hatte.

Ein Nachteil der Wirbelviskositätsmodelle ist, dass sie relativ unempfindlich sind in Bezug auf Stromlinienkrümmung und Rotation. Um dieses Verhalten zu beeinflussen, wurde eine sogenannte Curvature Correction (CC) eingeführt. Die Variation dieses Parameters erbrachte nicht den gewünschten Effekt für die Modellierung der turbulenten Erscheinungen. Nähere Erläuterungen zu den Turbulenzmodellen und deren Parametern sind in [1] zu finden.

Neben den Wirbelviskositätsmodellen zu denen das $k-\omega$ -SST und $k-\epsilon$ -Turbulenzmodell gehören, werden gegenwärtig auch die etwas komplexeren Reynolds-Spannungs-Modelle (RSM) eingesetzt. Diese Modelle werden in der Praxis auf Grund des hohen Rechenaufwandes wenig eingesetzt, sollen aber für spezielle Anwendungen eine höhere Genauigkeit versprechen [2]. Die Abbildung 3.42 zeigt die Ergebnisse der Berechnungen mit ausgewählten Varianten der Reynolds-Spannungs-Modelle.

In Ansys CFX sind Standard Reynolds Stress Modelle und ω -basierte Modelle implementiert. Die Standard Modelle (LRR und SSG) wurden in diesem Projekt mit den

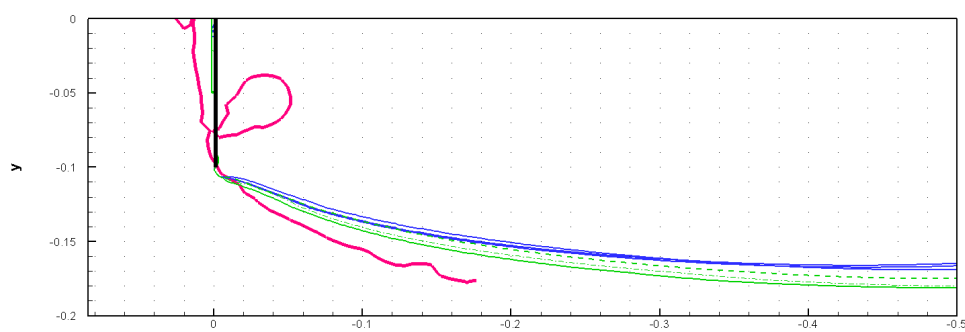


Abb. 3.41: Vergleich Messung (rot) - Standard Turbulenzmodelle - Isolinie $V_X = 0$

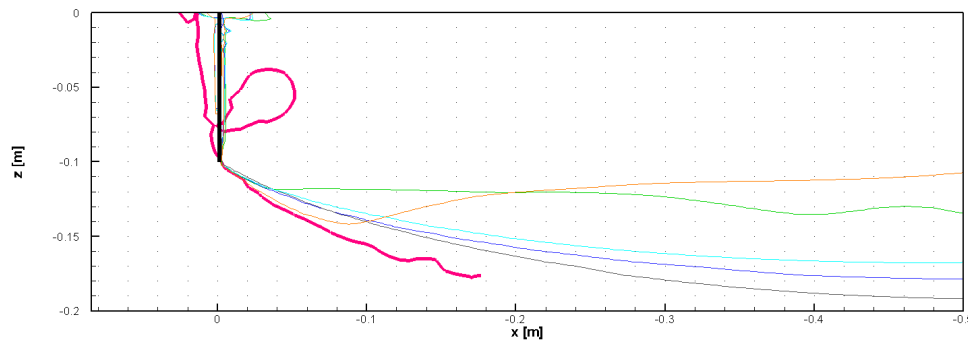


Abb. 3.42: Vergleich Messung (rot) - Reynolds Stress Modelle - Isolinie $V_x = 0$

vordefinierten Parametern genutzt. Des Weiteren wurden Berechnungen mit zwei ω -basierten RSM durchgeführt, mit dem Omega Reynolds Stress Modell und dem Baseline Reynolds Stress Modell (BSL). Der Vorteil der ω basierten Modelle liegt darin, dass die Genauigkeit der Berechnung der Strömung in Wandnähe höher ist. Die Reynolds Stress Modelle (RSM) werden ausführlich im CFX-Handbuch [1] beschrieben.

In Abbildung 3.42 ist zu erkennen, dass auch die RS-Modelle die Strömung nicht real wiedergeben. Im Nahbereich hinter der Platte wird die Isolinie $V_x = 0$ durch das Standard Reynolds Stress Modell LRR (Orange Isolinie) ganz gut getroffen. Aber im Fernfeld, dessen genaue Berechnung wichtig ist für die korrekte Ermittlung der Kräfte auf die Folgeblätter, versagt auch dieses Modell.

Berechnungen mit sehr stark verfeinertem Lösungsgitter haben gezeigt, dass die Ergebnisse durch sehr feine Gitterauflösung bei den Reynolds Stress Modellen zu einer höheren Genauigkeit führen. Der Rechenaufwand für die verfeinerten Gitter ist jedoch so hoch, dass mit der vorhandenen Rechnerkapazität keine Optimierung von in Reihe angeordneten Blättern möglich ist.

Alle bisher durchgeführten numerischen Berechnungen an der quer angeströmten Platte zeigen eine starke Homogenität des Strömungsfeldes hinter der Platte (Abb. 3.38). Dies steht im Widerspruch zu den PIV Messungen. Die Visualisierung des realen Strömungsfeldes zeigt, dass der Bereich des Rückstromgebietes durch Inhomogenitäten geprägt ist (Abb. 3.39).

Die Computertechnik ist ein innovatives Feld, welches in ständiger Entwicklung ist, die Leistungsfähigkeit der Rechner wächst ständig und damit verbunden auch die Möglichkeiten komplexere numerische Berechnungen durchzuführen. Jedoch wird es auch in naher Zukunft nicht möglich sein, die in Strömungen auftretenden Turbulenzen, auf Grund der oben beschriebenen Rahmenbedingungen, direkt (DNS) zu berechnen.

Es gibt jedoch auch Verfahren zur Turbulenzmodellierung, deren Anwendung gegenwärtig noch recht aufwendig ist, bei denen eine praxisrelevante Einbindung in den Optimierungsprozess durchaus realisierbar erscheint.

Um den zeitlichen Aufwand und die Möglichkeiten komplexerer Turbulenzmodellierungen für Untersuchungen dieser Art abzuschätzen, wurden beispielhaft Berechnungen mit dem Detached Eddy Simulation Models (DES) durchgeführt.

Das DES-Modell ist ein Ansatz, der die klassischen RANS-Turbulenzmodelle mit der Large-Eddy-Simulation (LES) kombiniert. Laut CFX-Handbuch ist dieses Verfahren besonders geeignet für nicht aerodynamische Hindernisse, wie Gebäude, also auch für quer angeströmte Platten. Bei der DES müssen nur die großen turbulenten Strukturen in Raum und Zeit aufgelöst werden. Abgesehen davon, dass bei DES-Gittern die Symmetrie der Geometrie nicht ausgenutzt werden kann, ist der Gitteraufwand nicht viel größer als bei einer normalen RANS-Rechnung. Die erforderliche zeitliche Auflösung der großen Wirbel führt jedoch zu einer hohen Rechnerbelastung [1].

Die Berechnung mit dem DES-Turbulenzmodell ergab für den über die Zeit gemittelten Widerstandsbeiwert $CW_{CFD} = 1,145$. Die Abweichung gegenüber der Messung im Umlauftank reduzierte sich auf 20%.

Die Abbildung 3.43 zeigt das die Isolinie $V_x = 0$ sehr nahe bei einander liegen. Das Rückstromgebiet wird leicht zu groß berechnet. In der Gegenüberstellung der Contourplots (Abbildung 3.44 und 3.45) aus DES-Berechnung und PIV-Messung ist die Wirkung der veränderten Turbulenzmodellierung deutlich erkennbar. Das Strömungsfeld im Nachstrom der Platte ist stark inhomogen. Zahlreiche Wirbel sind im Grenzbereich des Rückstromgebietes erkennbar. Die Geschwindigkeiten entgegen der Hauptströmungsrichtung sind bei der numerischen Untersuchung etwas ausgeprägter.

Die Berechnungen mit dem DES-Modell wurden als transiente Berechnung ausgeführt. Der Zeitschritt musste sehr klein gewählt werden. Dadurch erhöhte sich der numerische Aufwand erheblich. Für eine Optimierung der Blattketten ist dieses Verfahren durch die große Rechenzeit aktuell noch nicht einsetzbar. Insbesondere auch unter dem Aspekt,

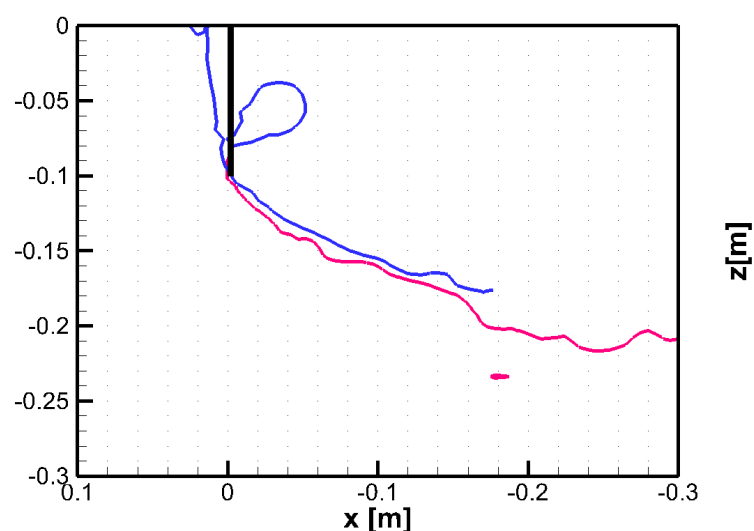


Abb. 3.43: Vergleich Messung (blau) - DES Turbulenzmodell (rot) - Isolinie $V_x = 0$

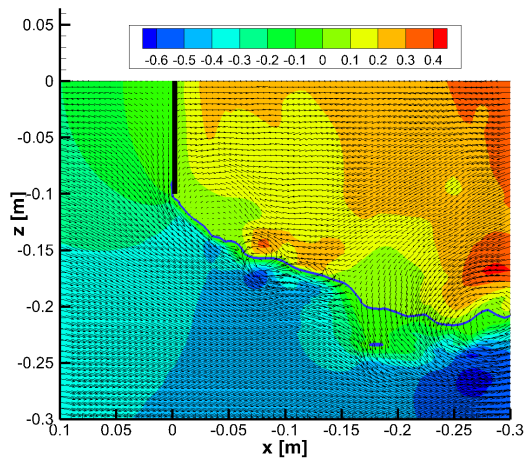


Abb. 3.44: Geschwindigkeitsfeld - CFD - DES
Turbulenzmodell

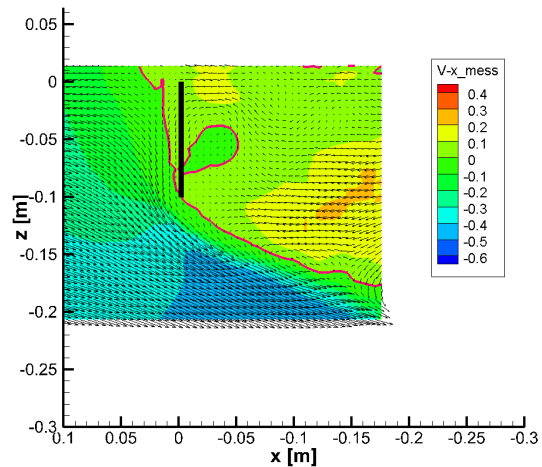


Abb. 3.45: Geschwindigkeitsfeld - PIV

dass ein komplettes Blattkettenmodell mit einer seriellen Anordnung von Ketten gerechnet werden soll. Die turbulenten Erscheinungen wurden durch das DES-Modell besser modelliert als mit den Standard Turbulenzmodellen. Eine weitere zeitnahe Steigerung der Rechenleistung kann zu einem sinnvollen Einsatz des DES-Turbulenzmodells für spezielle Strömungszustände führen.

3.4.4 Bewertung der CFD-Ergebnisse

Die CFD-Untersuchungen haben gezeigt, dass die Modellierung turbulenter Strömungen ein komplexes Thema ist. Die herkömmlichen Turbulenzmodelle konnten die Strömungszustände an den Blattketten nicht real wiedergeben.

Die Kräfte an der ersten und den folgenden Platten konnten bei keiner Turbulenzmodellierung in Übereinstimmung mit der Messung gebracht werden. Auch wenn berechtigte Zweifel an der Genauigkeit der Messung des Widerstandsbeiwertes im Umlauftank bestehen, kann davon ausgegangen werden, dass auf Grund der unkorrekten numerischen Ermittlung des Strömungsfeldes hinter der ersten Platte, die integralen Größen an den Folgeplatten nicht mit der notwendigen Genauigkeit berechnet werden.

Mit sehr hohem numerischen Aufwand in Raum und Zeit können für das hier berechnete Strömungsproblem, der quer angeströmten Platte, unter Anwendung des DES-Turbulenzmodells, Ergebnisse erzielt werden, die zufriedenstellend sind. Der Einsatz dieser Turbulenzmodelle ist jedoch mit der aktuellen Computertechnik nur punktuell möglich. Eine numerische Optimierung übersteigt gegenwärtig den experimentellen Aufwand.

4 Stationäre Freifahrtversuche

Nachdem sich gezeigt hatte, dass die numerischen Nachrechnungen der Validierungsversuche zu ungenau waren, wurden die weiteren Untersuchungen experimentell durchgeführt. Angelehnt an einen Freifahrtversuch wurden bis zu 5 hintereinander angeordnete Blätter durch das Wasser gezogen und die auf sie wirkenden Kräfte gemessen. Zusätzlich wurde das Strömungsfeld zwischen den Blättern mit einem Stereo PIV-Aufbau gemessen.

Diese Versuchsanordnung eignet sich nicht dazu, den Wirkungsgrad des Antriebs zu bestimmen, da aufgrund der fehlenden Ein- und Austauschvorgänge keine Verluste auftreten. Ziel der Versuche war es, die günstigste Konfiguration der Blätter zu bestimmen. Die Untersuchung des eigentlichen Antriebs erfolgte nachfolgend im Propulsionsversuch.

4.1 Messungen

In den Vorversuchen wurden starke Wechselwirkungen zwischen den beiden eingesetzten Blättern beobachtet. Dabei zeigte sich, dass bei zu geringem Abstand das hintere Blatt durch die Rückströmung im Nachstromwirbel des vorderen Blatts sogar eine Bremswirkung hatte. Es wurden deshalb viele Varianten untersucht mit dem Ziel, die Wechselwirkung der Blätter gering zu halten und eine gute Anströmung für alle Blätter zu erzielen.

Alle Blätter waren 400 mm breit. Die Eintauchtiefe und der Abstand der Blätter wurden variiert. Dabei wurden nicht nur alle Blätter gleichmäßig eingetaucht. Es wurden auch abgestufte Anordnungen untersucht bei dem jedes nachfolgende Blatt etwas tiefer eingetaucht war als das vorhergehende.

Weiterhin wurden perforierte Blätter eingesetzt, mit der Idee, dass durch eine teilweise Durchströmung des vorhergehenden Blattes eine bessere Anströmung des nachfolgenden Blattes erreicht würde. Des Weiteren beschreiben Inoue et al. [6] sogar einen Anstieg des Widerstandsbeiwerts angestellter Einzelflächen mit Perforation. Es wurden in verschiedenen Konfigurationen gemischte vollständig geschlossene Blätter und solche mit 25 % und 50 % Perforation untersucht.

Dann wurden die Blätter teilweise schräg angestellt. Dabei wurde der Winkel um die vertikale Achse variiert und die Blätter alle gleich oder abwechselnd angestellt. Die Blätter wurden dabei auch seitlich versetzt angeordnet.

Schließlich wurde bei einigen Konfigurationen auch der Einfluss der Schiffsaußenhaut untersucht.

Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die in den Freifahrtversuchen untersuchten Variationen. Innerhalb jeder Variation wurden die Geschwindigkeiten von 0,4 ... 1,6m/s untersucht.

Tab. 4.1: Übersicht über die Variationen bei den Freifahrtversuchen

Blattzahl	Abstand mm	Tauchung mm	Perforation %	Wandabstand mm	Anstellwinkel °
2	500	50	0		0
2	750	50	0		0
2	1000	50	0		0
2	1500	50	0		0
2	1500	100	0		0
2	1000	100	0		0
2	750	100	0		0
2	500	100	0		0
2	500	50/100	0		0
2	750	50/100	0		0
2	300	100	25		0
2	300	150	25		0
2	500	150	25		0
2	500	100	25		0
2	500	100	50		0
2	500	150	50		0
2	300	150	50		0
2	300	100	50		0
3	1000	50	0		0
3	1000	50	0		30
5	500	50	0		0
5	500	100	0		0
5	500	100	0		0
5	750	100	0		0
5	750	50	0		0
5	1000	50	0		0
5	1000	100	0		0
5	1000	50...90	0		0
5	1000	100...140	0		0
5	1000	30...70	0		0
5	500	30...70	0		0
5	500	50...90	0		0
5	500	100...140	0		0
5	500	50...130	0		0
5	300	100	0		0
5	300	50	0		0
5	300	50	0/25/0/25/0		0
5	300	100	0/25/0/25/0		0
5	500	100	0		10
5	500	50	0		10
5	300	50	0		10
5	300	100	0		10
5	300	100	0		10/-10

Blattzahl	Abstand mm	Tauchung mm	Perforation %	Wandabstand mm	Anstellwinkel °
5	500	50	0		10/-10
5	500	100	0		10/-10
5	500	100	0		20
5	500	50	0		20
5	300	50	0		20
5	300	100	0		20
5	300	100	0		30
5	300	50	0		30
5	500	50	0		30
5	500	100	0		30
5	750	100	0		30
5	750	50	0		30
5	500	50	0	100	30
5	500	100	0	100	30
5	500	100	0	100	30/-30
5	500	50	0	100	30/-30
5	300	50	0	100	30/-30
5	300	100	0	100	30/-30
5	300	100	0	9	30/-30
5	300	50	0	9	30/-30
5	300	50	0	9	30
5	300	50	0	9	-30
5	300	100	0	9	-30
5	300	100	0	9	30
5	500	100	0	9	30
5	500	50	0	9	30
5	500	50	0	9	20
5	500	100	0	9	20
5	500	100	0	9	0
5	500	50	0	9	0
5	1000	50	0	9	0
5	1000	50	0	9	30

Die folgenden Abbildungen 4.1 – 4.9 zeigen beispielhaft einige untersuchte Varianten im Modellversuch.

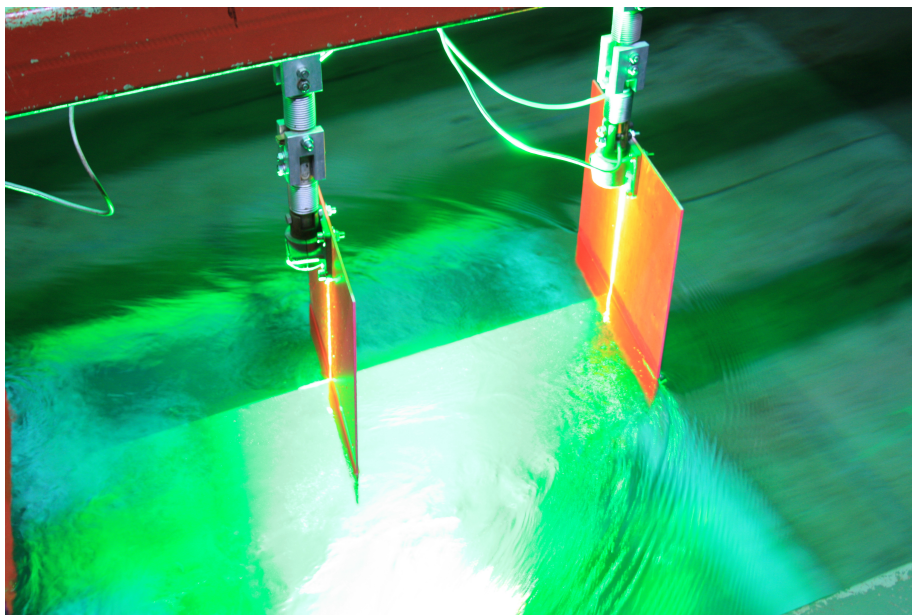


Abb. 4.1: 2 Blätter befinden sich über der PIV-Messstelle. Gut zu erkennen ist der Lichtschnitt, der durch den Laserstrahl aufgespannt wird. Das grüne Laserlicht regt die mit Rhodamin B beschichteten Blätter zum fluoreszieren an und ist als orange-farbener Lichtstreifen sichtbar. (Fahrtrichtung von links nach rechts)



Abb. 4.2: 2 Blätter mit 25 % Perforation; deutlich ist die Durchstömung des vorderen Blatts zu erkennen. (Fahrtrichtung von links nach rechts)

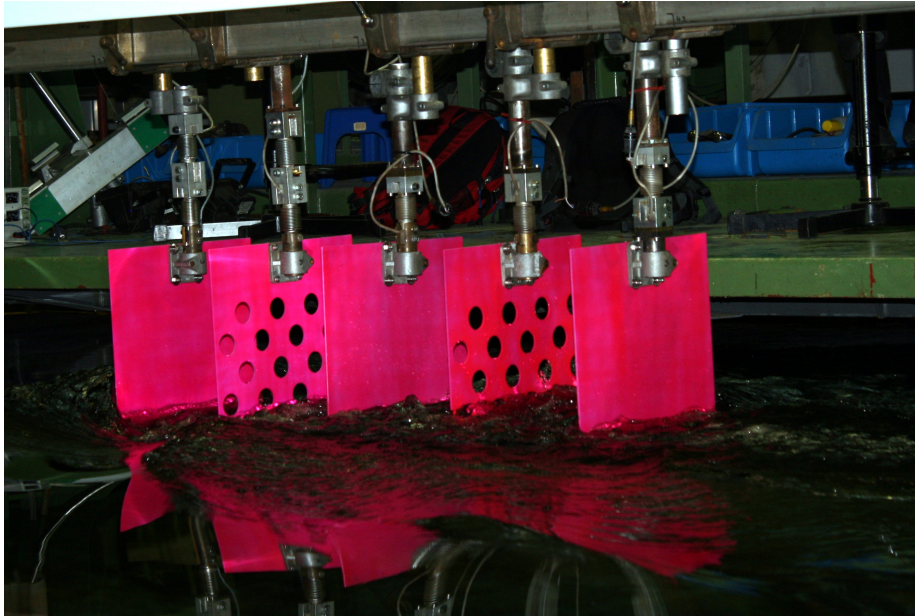


Abb. 4.3: 5 Blätter, abwechselnd geschlossen und 25 % perforiert (Eintauchung 50 mm, Abstand 300 mm); die Stauwelle vor dem zweiten Blatt ist so klein, dass es fast gar nicht eintaucht. Dagegen ist beim vierten Blatt die untere Lochreihe eingetaucht. (Fahrtrichtung von rechts nach links)

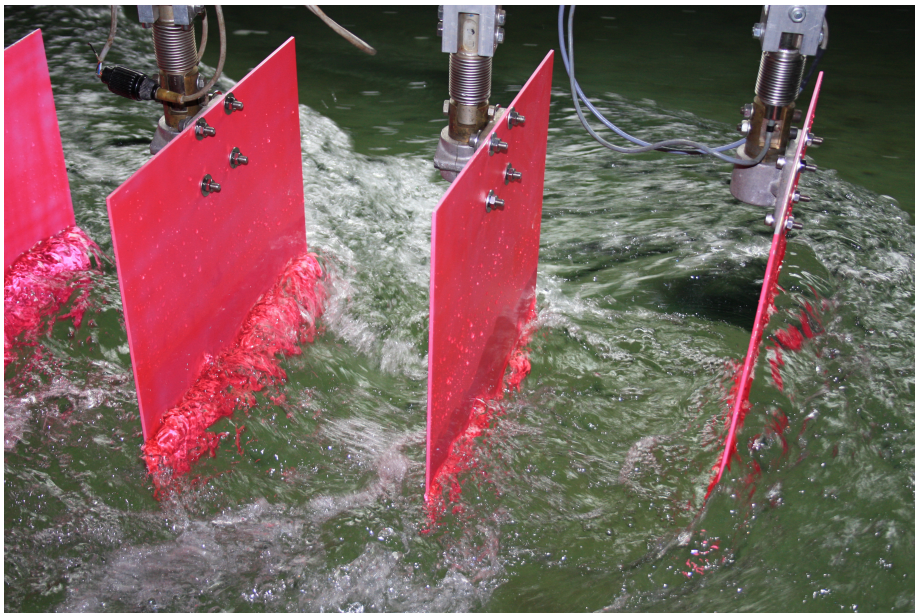


Abb. 4.4: 5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 100 mm); die Stauwelle vor dem zweiten Blatt ist deutlich kleiner als bei den anderen Blättern – entsprechend kleiner ist auch die Kraft. (Fahrtrichtung von links nach rechts)

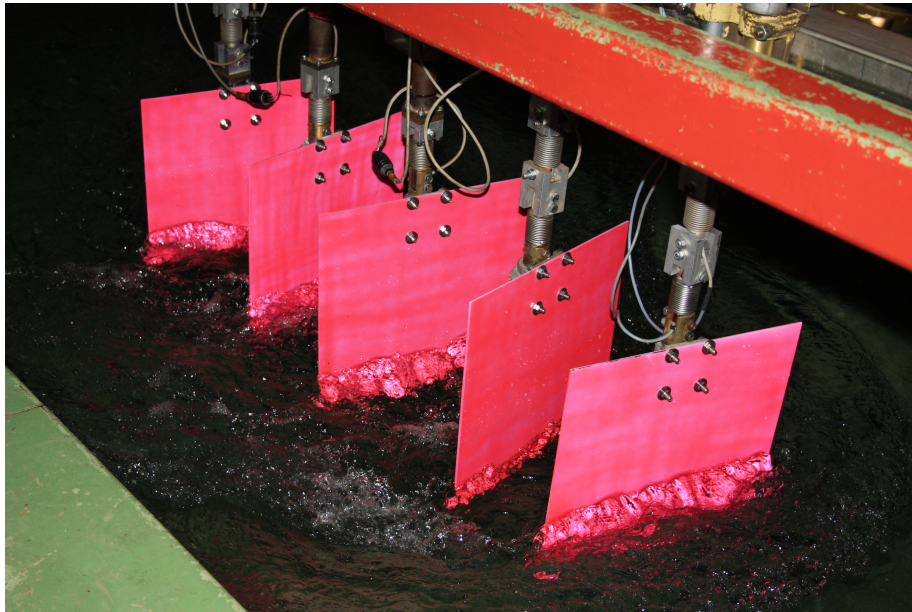


Abb. 4.5: 5 Blätter (Abstand 500 mm, Anstellwinkel $\pm 30^\circ$); das wechselseitige Anstellen der Blätter bringt höhere Kräfte als die Anordnung senkrecht zur Anströmung, allerdings geringere als die gleichgerichtete Anstellung. (Fahrtrichtung von links nach rechts)

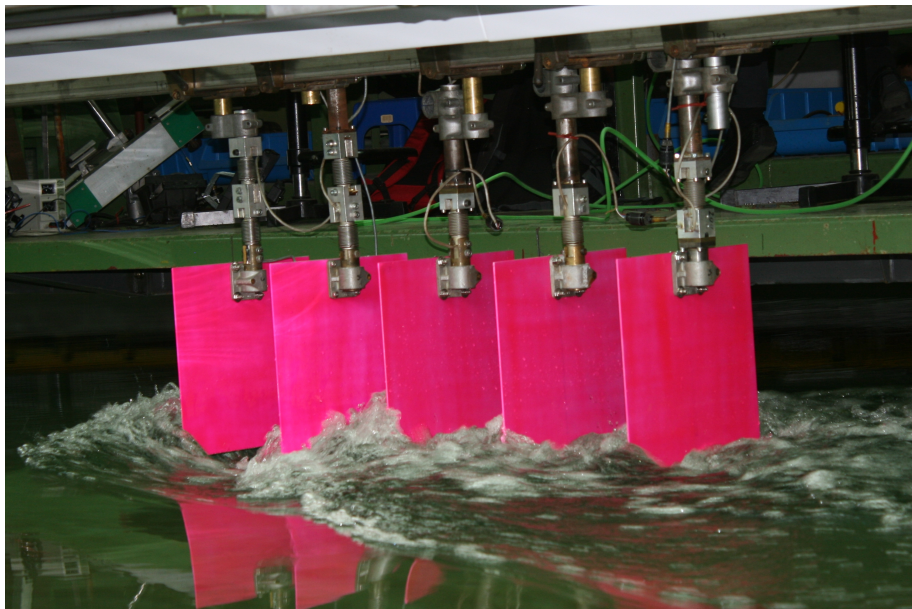


Abb. 4.6: 5 Blätter (Abstand 300 mm, Eintauchung 50 mm); (Fahrtrichtung von rechts nach links)



Abb. 4.7: 5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 100 mm, Anstellwinkel 10°); (Fahrtrichtung von rechts nach links)



Abb. 4.8: 5 Blätter (Abstand 500 mm, Eintauchung 50 mm, Anstellwinkel 30°); (Fahrtrichtung von rechts nach links)

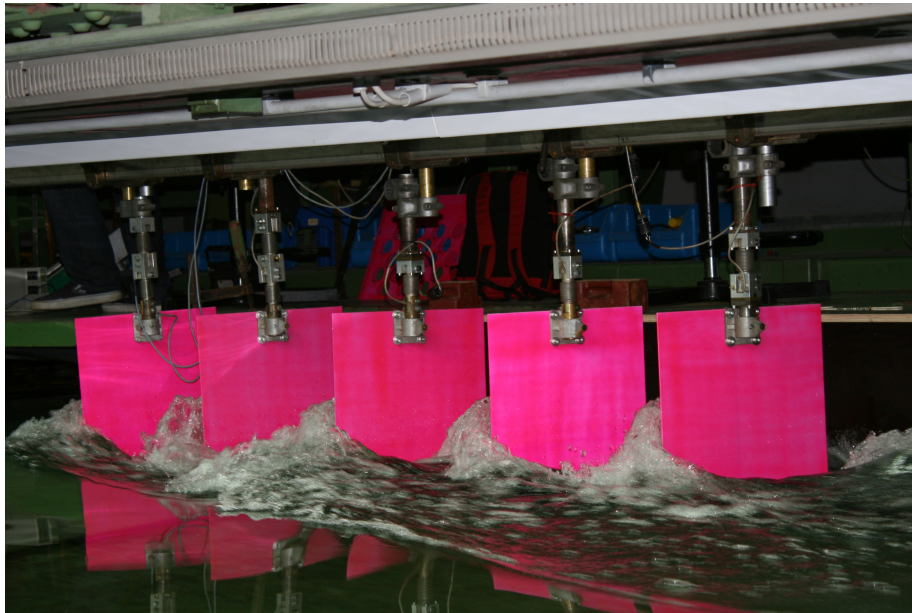


Abb. 4.9: 5 Blätter mit Bordwand (Abstand 500 mm, Eintauchung 50 mm, Anstellwinkel 30°); die Bordwand befindet sich rechts von (hinter) den Blättern, dementsprechend bilden sich rechts der Blätter keine Wellen. (Fahrtrichtung von rechts nach links)

4.2 PIV

4.2.1 Aufbau

Im Gegensatz zu den Vorversuchen im Umlauftank (siehe Kapitel 3.3.2 auf Seite 11) diente diese Versuchsreihe nicht mehr der Validierung von CFD-Verfahren. So sollten nun Freiheitsgrade wie eine Perforation, die Anzahl der Blätter, der Abstand, die Tauchung oder auch der Anstellwinkel systematisch variiert werden. Dies wäre im zuvor genutzten Umlauftank aufgrund der beschränkten Abmessungen, der nicht exakt reproduzierbaren Strömungsgeschwindigkeit und der nicht hinreichend genau justierbaren Tauchtiefe nicht zielführend gewesen. Der Einsatz des großen Schlepptanks des DST bietet für die zu messenden Kräfte entsprechend wertvolle Vorteile. Für die PIV-Messungen waren hierdurch jedoch zahlreiche zusätzliche Herausforderungen zu bewältigen.

Positionierung Das PIV-System kann nur stationär zum Tank positioniert werden, während das Modell den Aufbau passiert. Eine statistische Auswertung und Mittelung der Vektorfelder ist also nur sehr eingeschränkt und mit hohem Aufwand möglich.

Seeding Durch das große Volumen des Schlepptanks und mangels einer Möglichkeit, das Wasser hinreichend gründlich zu reinigen, entfällt die Option mit fluoreszierenden Tracern zu arbeiten. Zudem müssen erhebliche Mengen der Partikel vor nahezu jeder Versuchsfahrt großflächig und gleichmäßig im Tank verteilt werden.

Im Umlauftank werden sie systembedingt dauerhaft in der Schwebelage gehalten und gleichmäßig durchmischt.

Reflektionen Ohne Fluoreszenzpartikel und entsprechende optische Filter ist mit starken Reflektionen am Modell und der freien Oberfläche zu rechnen.

Optischer Zugang Ohne aufwändige Einbauten im Schlepptank, beispielsweise für die Anordnung von einer oder mehreren Kameras, ist die Messstrecke nur vom Beobachtungstunnel unterhalb der Fahrspur zugänglich.

Stereo-PIV Eine Vernachlässigung der Querströmung ist zumindest bei den angestellten Schaufeln nicht mehr zulässig. Darüber hinaus ist bei gegebenem optischen Zugang ein Aufbau mit nur einer Kamera mit lotrechtem Blickwinkel auf den Lichtschnitt nicht realisierbar.

Lasersicherheit Das vom Beobachtungstunnel eingebrachte Laserlicht kann nicht ohne Beeinflussung des Zugangs für den Schleppwagen und die zu untersuchenden Platten lokal abgeschirmt werden. Die Halle mit dem großen Schlepptank besitzt insgesamt 15 Zugangstüren, die während der Emissionsphase des Lasers gegen unbefugtes Betreten gesichert werden müssen.

Nach gründlicher Abwägung verschiedener Optionen wurde ein Aufbau mit senkrechtem Strahlengang der Kameras durch das Fenster des Beobachtungstunnels und zwei beidseits des Lichtschnitts angeordneten Spiegeln oberhalb des Fensters gewählt. Der entsprechende Aufbau ist in Abbildung 4.10 und 4.11 dargestellt.

Zur Minimierung des störenden Einflusses der Reflektionen an den Blättern wurden diese mit einer fluoreszierenden Tagesleuchtfarbe lackiert (siehe Abbildung 4.1 auf Seite 48) und die Objektive mit Bandpassfiltern für 532 nm versehen. Aufgrund der Reflektionen

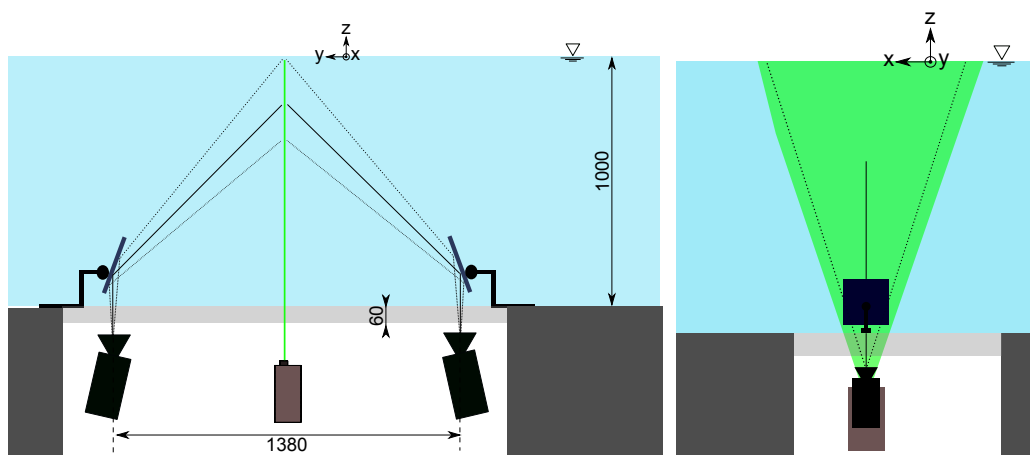


Abb. 4.10: Anordnung der PIV-Komponenten im Fototunnel unterhalb der Fahrspur mit Spiegeln oberhalb der senkrecht zum Fenster des Beobachtungstunnels ausgerichteten Kameras. Um die Fokusebene auf den Lichtschnitt zu legen, sind die Kameras mit Scheimpflugadaptoren relativ zu den Objektiven verschwenkt.

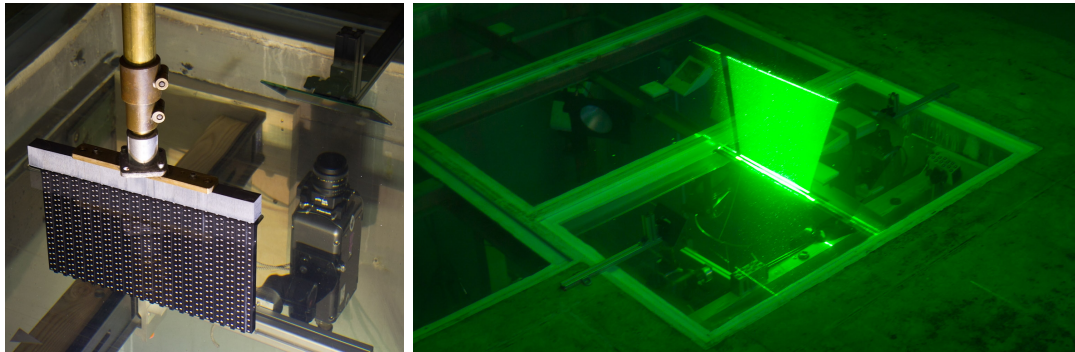


Abb. 4.11: Das linke Foto zeigt die Anordnung von Spiegel und Kamera mit dem Kalibriertarget, das die Position des Messbereichs im Lichtschnitt zeigt. Das rechte Foto zeigt den gesamten Aufbau bei emittierendem Laser.

an der freien Oberfläche und an Lufteinschlüssen bei höheren Geschwindigkeiten musste bei den meisten Messungen die Pulsenergie des Lasers reduziert werden. Verhältnismäßig große Partikel aus Polyamid mit etwa $100\ \mu\text{m}$ lieferten dennoch ein relativ kontrastreiches Partikelbild.

4.2.2 Ergebnisse

Da bei diesem Aufbau der Schleppwagen mit den Blättern den stationären PIV-Aufbau passierte, war eine Mittelung der Vektorfelder über einen längeren Zeitraum, wie bei den Validierungs-Versuchen vorgenommen, nicht möglich. Die ausgewerteten PIV-Ergebnisse konnten dennoch sehr gut die instationären Strömungsverhältnisse veranschaulichen und so zum Verständnis der gemessenen Unterschiede zwischen einzelnen Konfigurationen beitragen. Sehr deutlich zeigt sich in den nachstehend aufgeführten Beispielen, wie tiefreichend die Strömung auch bei sehr geringen Eintauchtiefen beeinflusst wird.

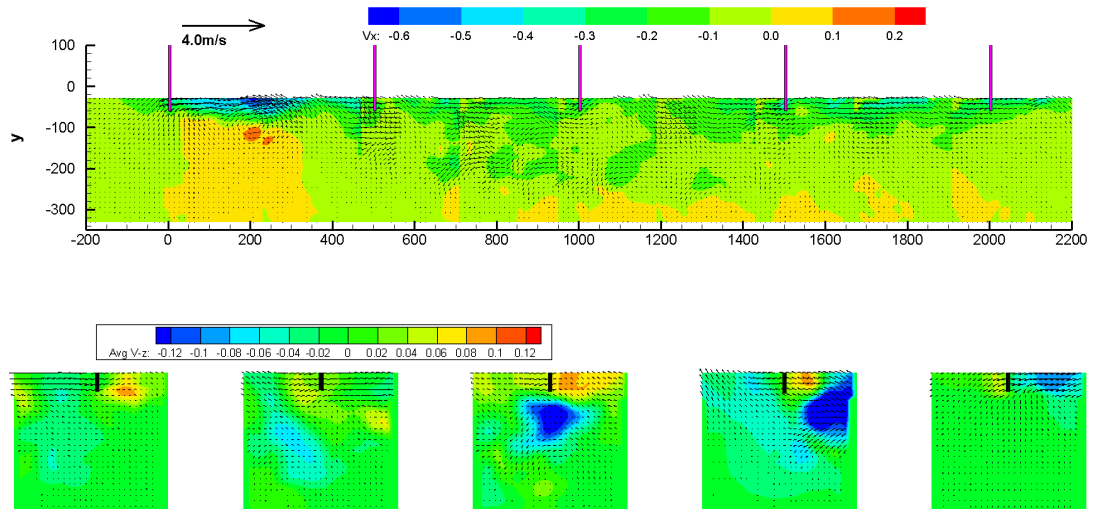


Abb. 4.12: Exemplarische Farbverlaufsplots der Geschwindigkeitskomponente in Fahrtrichtung (oben) sowie quer zur Fahrtrichtung bei fünf Blättern, die jeweils mit 10° um die Hochachse angestellt sind (unten).

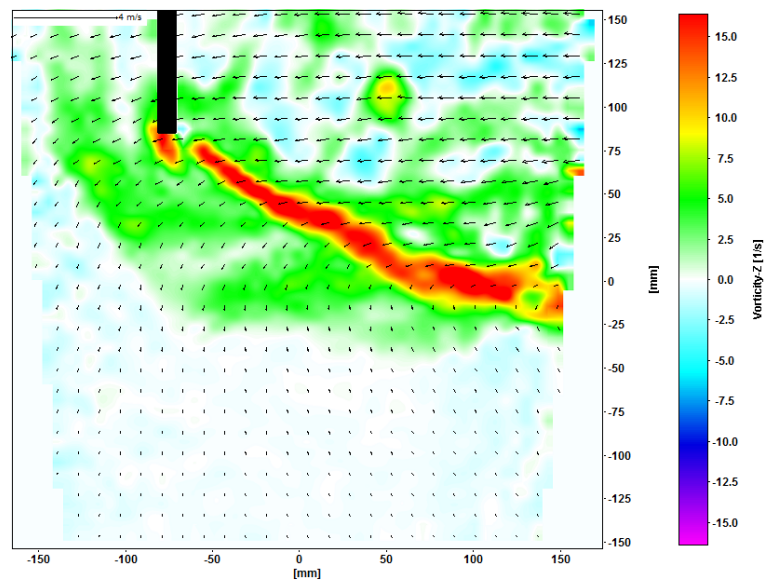


Abb. 4.13: Farbverlaufsplot der Wirbelintensitäten an einem einzelnen Blatt.

4.3 Auswertung und Analyse

Das größte zu erwartende hydrodynamische Problem beim Blattkettenantrieb ist die Abschattung der Blätter. Das vordere Blatt in den Freifahrtversuchen – dies ist am Schiff das letzte Blatt am Heck – wird ungestört angeströmt, während die anderen Blätter im Strömungsschatten der vorlaufenden liegen. In den Vorversuchen wurde bereits deutlich, wie stark die Abschattung sein kann: Wenn das zweite Blatt in den Nachstromwirbel des ersten Blattes gerät, kann es sogar dazu führen, dass das zweite Blatt von hinten angeströmt wird und somit eine Bremskraft erzeugt. Erwartungsgemäß ist die Abschattung immer kleiner, je größer der Blattabstand ist. Außerdem nimmt die Abschattungswirkung mit kleiner werdender Eintauchtiefe ab.

Im Sinne des Schiffsentwurfs ist der Blattkettenantrieb ein Antriebssystem, dessen Wirkungsgrad größer als bei anderen Antriebssystemen sein muss, um wettbewerbsfähig zu sein. Mit dieser Versuchsanordnung kann der Wirkungsgrad aber noch nicht bestimmt werden, weil nur durch den Umlauf am Band und die dabei unvermeidlichen Ein- und Austauschvorgänge Verluste auftreten. In der untersuchten Anordnung wird zunächst nur verlustfrei Schub erzeugt. Zur Bestimmung des Wirkungsgrades dienen die Propulsionsversuche.

Um die verschiedenen Varianten bewerten zu können, wird der Schub auf einen Baulängen bezogenen Beiwert ϑ zurückgeführt:

$$\vartheta = \frac{\sum_{n=1}^N T_n}{\rho A_x V^2 (N\sigma)}$$

Hierin sind T_n die Einzelschübe der N Blätter, A_x die in x -Richtung projizierte Fläche, V die Geschwindigkeit und σ der Blattabstand.

Die Koeffizienten ϑ sind in geringem Maße geschwindigkeitsabhängig. Deshalb werden im die im untersuchten Geschwindigkeitsbereich $V = 0,4 \dots 1,6 \text{ m/s}$ gemittelten Beiwerte

$$\overline{\vartheta} = \overline{\vartheta(V)}$$

verwendet. Im Folgenden wird zur Vereinfachung der Schreibweise der Überstrich weggelassen, und das Symbol ϑ für den gemittelten Beiwert verwendet.

Der Beiwert ϑ drückt letztendlich aus, wie viel Schub pro Baulänge erzeugt werden kann.

In folgenden Abbildungen 4.14 – 4.18 sind für ausgewählte Varianten die Beiwerte ϑ über dem Blattabstand aufgetragen.

Abbildung 4.14 zeigt ϑ für senkrecht eingetauchte Blätter mit zwei Eintauchtiefen 50 mm und 100 mm. Es ist zunächst zu sehen, dass der Beiwert mit größer werdendem Blattabstand σ abnimmt. Dies erscheint zunächst verwunderlich, da die Vorversuche mit zwei Blättern gezeigt haben, dass bei geringem Abstand das zweite Blatt einer besonderen

Abschattung unterliegt und durch den Einfluss des Nachstromwirbels des ersten Blattes sogar einen negativen Schub erzeugt. Dies ist auch der Fall bei mehr als zwei Blättern. Allerdings zeigt sich, dass die ungünstige Anströmung und die negative Kraftwirkung nur für das zweite Blatt gilt. Die nachfolgenden Blätter erzeugen deutlich größere und fast konstante Schübe verglichen mit dem zweiten Blatt. Trotz der Verluste am zweiten Blatt, ist es günstiger die Blätter eng anzuordnen.

Ebenso wurde bei den Vorversuchen mit zwei Blättern festgestellt, dass die abschattende Wirkung des ersten Blattes mit der Eintauchtiefe zunimmt. Dies zeigt sich auch darin, dass die Beiwerte bei größerer Eintauchtiefe kleiner sind. Die Abnahme ist allerdings unterproportional, so dass sich eine größere absolute Gesamtkraft erreichen lässt, wenn die Blätter tiefer eingetaucht werden.

Der Beiwert ϑ lässt sich vergrößern, wenn die Blätter nicht senkrecht zur Anströmrichtung angeordnet sind, sondern schräg angestellt werden. Dies zeigen die Abbildungen 4.15 und 4.16. Auch hier gilt, dass es günstiger ist, die Blätter enger zu stellen und tiefer einzutauchen. Versuche mit wechselnd ($\pm 30^\circ$) angestellten Blättern zeigen allerdings keine Verbesserung.

Einen großen Einfluss auf den Gesamtschub besitzt die seitliche Begrenzung des Strömungsfeldes durch die Schiffsaußenhaut (Bordwand). In Abb. 4.18 sind die Beiwerte ϑ für verschiedene Konfigurationen zu sehen. In allen Fällen beträgt die Eintauchung 50 mm und die Blätter sind um 30° angestellt. Befindet sich eine Bordwand dicht neben der Blattkette sinken die Kraftbeiwerte deutlich. Bei größerem Abstand liegt der Wert zwischen dem offenen und dicht begrenzten Fall. Dies gilt sowohl für eine Eintauchung von 50 mm als auch für 100 mm (s. Abb. 4.18).

Es werden hier nicht alle untersuchten Varianten im Detail dargestellt, weil sie keine Vorteile bringen und eine weitere Untersuchung nicht vielversprechend erscheint:

- Bei der Verwendung der perforierten Blätter zeigt sich zwar eine deutlich geringere Abschattung des zweiten Blattes, der Verlust in der Gesamtkraft wiegt diesen

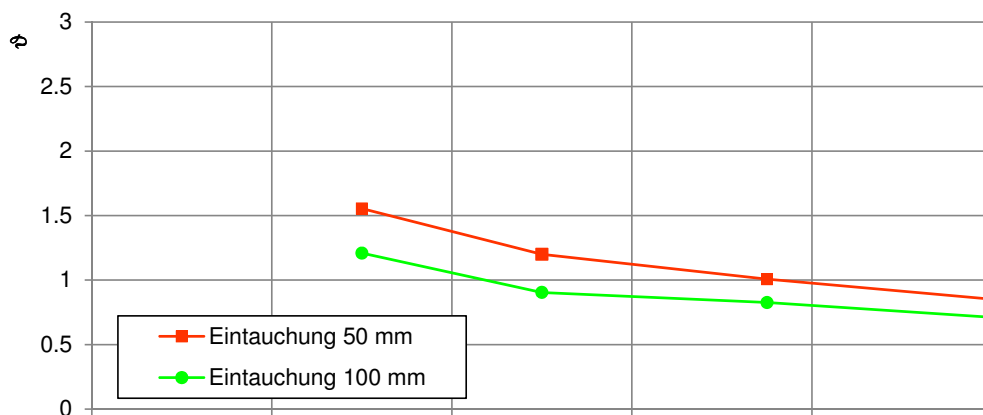


Abb. 4.14: Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ

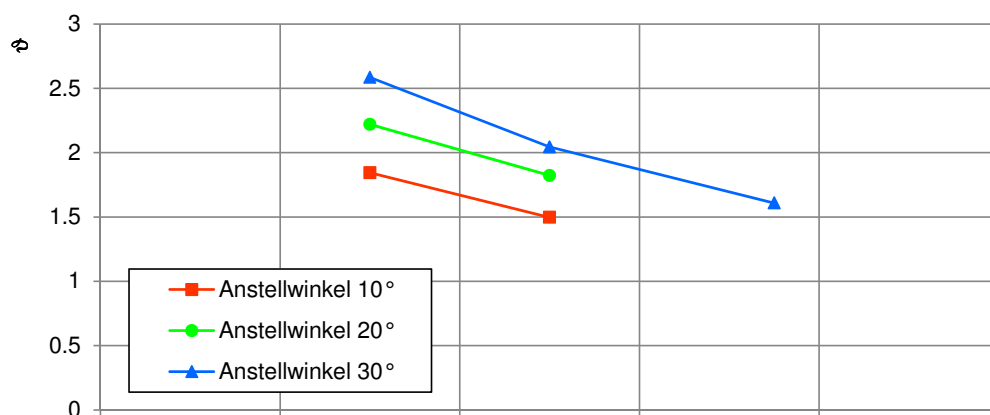


Abb. 4.15: Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ , die Eintauchung beträgt hier 50 mm.

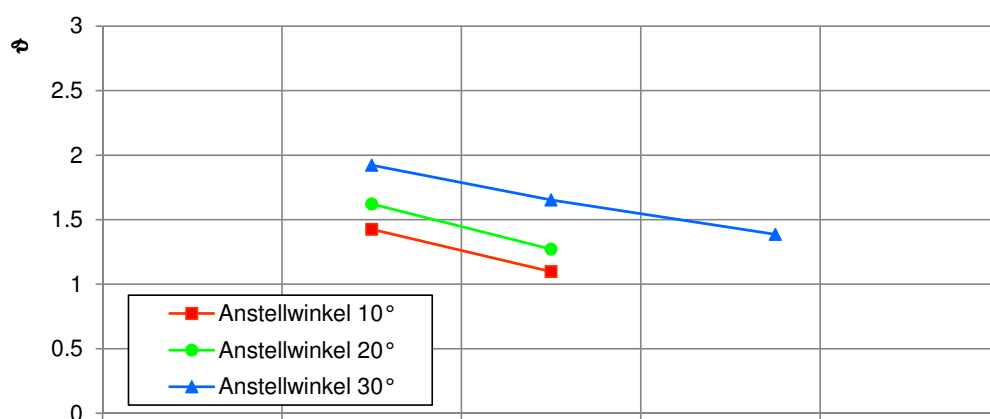


Abb. 4.16: Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ , die Eintauchung beträgt hier 100 mm.

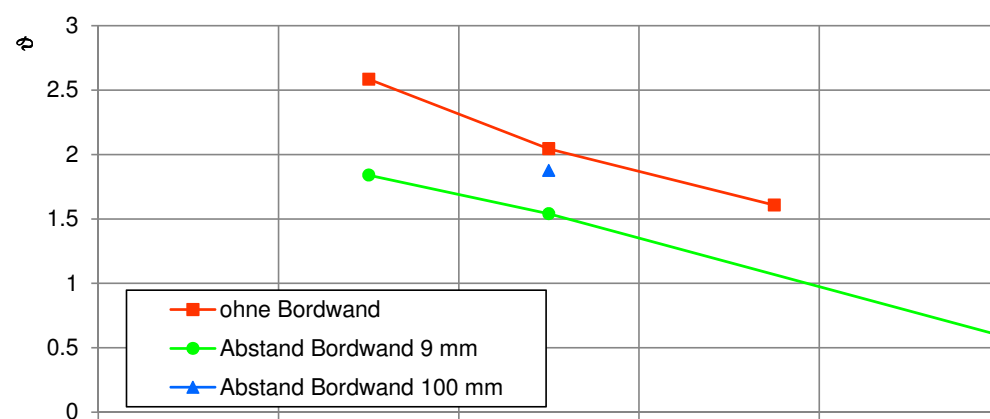


Abb. 4.17: Beiwert ϑ als Funktion des Abstands σ , die Eintauchung beträgt hier 50 mm.

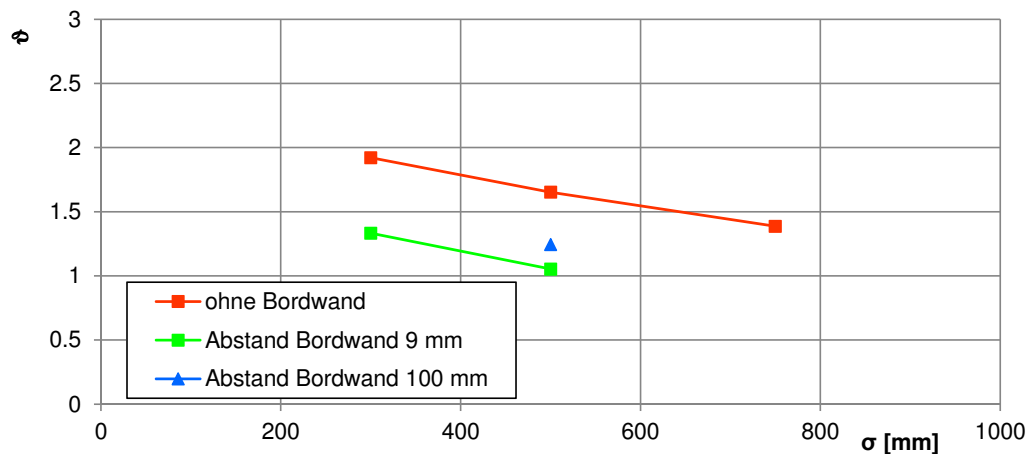


Abb. 4.18: Beiwert φ als Funktion des Abstands σ , die Eintauchung beträgt hier 100 mm.

Vorteil aber nicht auf. Das gilt sowohl für den Einsatz von nur perforierten Blättern, als auch bei der Mischung mit geschlossenen Blättern.

- Der abwechselnde seitliche Versatz der Blätter bringt keinen Gewinn, bezogen auf die projizierte Fläche.
- Eine nach hinten zunehmende Eintauchung der Blätter bringt auch keine Vorteile gegenüber der konstanten Eintauchung.

Es zeigt sich also, dass es bei gleicher Anströmfläche günstiger ist, mehrere Blätter hintereinander anzuordnen. Die Abschattung spielt nur beim zweiten Blatt eine bedeutende Rolle. In der Summenwirkung aller Blätter ist dies aber akzeptabel. Mit einem Blattkettenantrieb lässt sich also bei gleicher eingetauchter Querschnittsfläche eine höhere Kraft aufbringen als mit einem Schaufelrad. Es ist hierbei zu bemerken, dass die Blätter hier eben waren. Es ist zu erwarten, dass bei gekrümmten Blättern – wie sie beim Schaufelrad üblich sind – auch bei dem Blattkettenantrieb noch größere Kräfte zu erreichen sind.

Weiterhin sollten die Blätter schräg angestellt werden. Nach den vorliegenden Versuchen erscheint ein Winkel von 30° als vorteilhaft. Dies kann auch eine Option für das konventionelle Schaufelrad sein. Entsprechende Untersuchungen hierzu sind nicht bekannt.

Die Schiffsaußenhaut (Bordwand) hat einen negativen Einfluss. Beim Entwurf eines passenden Rumpfes erscheint es geboten, eine möglichst freie seitliche Zuströmung zu ermöglichen. Insofern scheint eine Rundspantform, bzw. ein großer Kimmradius günstig zu sein.

5 Entwurf

Im Rahmen dieses Forschungsprojekts sollte der Blattkettenantrieb auf einem Schubboot installiert werden. Das Schubboot wurde mit einem sehr geringen Tiefgang entworfen, so dass es auf jedem Gewässer auch bei extremen Niedrigwasserständen eingesetzt werden kann.

Als beispielhaftes Einsatzgebiet wurde die Elbe gewählt, weil hier von allen schiffbaren Gewässern in Deutschland die größten Probleme mit Niedrigwasserständen herrschen. Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die zulässigen Hauptabmessungen von Schiffen auf der Elbe.

Tab. 5.1: Zulässige Hauptabmessungen auf der Elbe

Flusskilometer	Länge [m]	Breite [m]	Fahrrinnentiefe [m]
Talfahrt			
0,0 – 607,5	137	11,45	
56,6 – 264,1	110	18,00	
264,1 – 344,5	145	22,90	
344,5 – 454,8	145	22,90	
	165	18,00	> 2,20
454,8 – 607,5	190	24,00	
Bergfahrt			
607,5 – 0,0	137	11,45	
607,5 – 454,8	190	24,00	
454,8 – 264,1	110	22,90	
	137	19,70	
	172	11,45	
	172	19,70	> 2,00
	190	11,45	> 2,00

Damit und mit weiteren praktischen Überlegungen ergaben sich folgende Randbedingungen für den Entwurf des Schubbootes:

- Zusammen mit einem Leichter sollte die Länge 110 m nicht überschreiten, damit wurde $L = 20 \dots 30\text{m}$.
- Der Tiefgang sollte auch das Fahren bei extremen Niedrigwasser erlauben, also $T = 0,8\text{m}$.

- Die Breite des Rumpfs sollte gleich der des Schubleichters sein. Die Blattketten ragen dann seitlich hinaus und werden frei angeströmt, also $B_{\text{Rumpf}} = 11,45\text{m}$.
- Der Schub sollte ausreichen, um einen Leichter bei $T = 2,5\text{m}$ zu schieben, damit wird $T_{\text{Antrieb}} = 150 \dots 200\text{kN}$. Die Widerstandswerte für Leichter im flachen Wasser sind aus vorangegangene Untersuchungen am DST bekannt.

5.1 Auslegung der Blattkette

Mit den in den Freifahrtversuchen erarbeiteten Ergebnissen kann ein Blattkettenantrieb hinsichtlich des erzeugten Schubs, der Geometrie und der Umlaufgeschwindigkeit ausgelegt werden.

Zuerst wird die Eintauchung, der Anstellwinkel und der Blattabstand σ gewählt. Aus den Diagrammen 4.14 – 4.18 kann dann für die gewählte Konfiguration der Beiwert ϑ abgelesen werden. Mit dem geforderten Schub T ergibt sich dann

$$A_x V^2(N\sigma) = \frac{T}{\rho \vartheta}$$

In dem Produkt $A_x V^2(N\sigma)$ können jetzt die Blattbreite B_{Blatt} , die Umlaufgeschwindigkeit relativ zum Wasser und die Blattanzahl passend gewählt werden.

Hierbei muss ein gewisser Kompromiss gefunden werden. Die Blätter sollen möglichst schmal sein, damit die gesamte Schiffsbreite nicht zu groß wird. Die Eintauchtiefe ist durch den Tiefgang beschränkt. Außerdem wird beim größer werdender Eintauchtiefe der Beiwert ϑ kleiner. Die Umlaufgeschwindigkeit soll möglichst klein sein, um Spritzerverluste beim Ein- und Austauchen der Blätter und die mechanischen Verluste in den Antriebsrollen und Kettengliedern klein zu halten.

In dem konkreten Entwurf wurden hier angenommen, bzw. waren gegeben:

$$\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\sigma = 0,75 B_{\text{Blatt}}$$

$$T = \frac{150}{2} \text{kN}$$

Es wird dann

$$A_x V^2(N\sigma) = 37,5 \frac{\text{m}^5}{\text{s}^2}$$

Es wird schließlich folgende Kombination für die Blattketten ausgewählt:

- Anstellwinkel = 30°
- Blattanzahl $N = 14$

- $\sigma = 1,125 \text{ m}$
- Eintauchung $T_{\text{Blatt}} = 0,5 \text{ m}$
- Blattbreite $B_{\text{Blatt}} = 1,5 \text{ m}$
- $V = 2,7 \text{ m/s}$

Es ist hierbei zu beachten das die Umlaufgeschwindigkeit V relativ zum Wasser angegeben ist. Die absolute Umlaufgeschwindigkeit ergibt sich zu $V + V_{\text{Schiff}}$.

5.2 Schubboot

Der Rumpf des Schubboots wird an die Eigenschaften des Blattkettenantriebs angepasst. Im Gegensatz zu Schubbooten mit konventionellem Propellerantrieb wird hier kein Spiegelheck gewählt, da keine Propeller gegen Lufteinbruch abgeschirmt werden müssen. Außerdem fehlt die Übergeschwindigkeit durch den Propellerstrahl, der zu einem sauberen Strömungsabriss führen würde. Stattdessen wird der ein Pontonheck gewählt, das einerseits einen besseren Abstrom gewährleistet und andererseits so füllig ist, das die erforderliche Verdrängung erreicht wird. Das Schubboot hat ebenfalls einen Pontonbug, der gleichermaßen ausreichend Verdrängung gewährleistet und einen günstigen Übergang zum Schubleichter darstellt.

5.3 Schiffsformoptimierung mit numerischen Verfahren

5.3.1 Aufgabenstellung

Die Optimierung der Schiffsform mit CFD-Verfahren ist ein wichtiger Bestandteil im Entwurfsprozess moderner Schiffe. Ausgehend von einer Entwurfsaufgabe werden die Hauptabmessungen und die Schiffsform festgelegt und mit CAD-Methoden erfasst. Die Umströmung der so entwickelten Schiffsform, wird anschließend mit numerischen Methoden für unterschiedliche Betriebszustände berechnet und bewertet. Abhängig von der Qualität des Erstentwurfes, wird mit lokalen Formänderungen eine Vielzahl von Optimierungszyklen durchlaufen. Ziel ist es, die für die entsprechende Aufgabenstellung geeignete Form zu erhalten. Der Schwerpunkt der Optimierung kann dabei auf einer homogenen Druckverteilung liegen ode auch auf besondere Anforderungen der Zuströmung zum gewählten Propulsionsorgan.

Der Blattkettenantrieb soll an einem Schubboot installiert werden. Hierfür soll die Form des Schubbootes für unterschiedliche Betriebszustände optimiert werden. Die Hauptaufgabe eines Schubbootes ist der Transport von Ladung durch vorgelagerte Leichter. Aus diesem Grund ist eine Optimierung der Schiffsform nur als Verband sinnvoll. Als Basis der Optimierung wurde ein einspuriger Verband, bestehend aus Leichter und Schubboot

ausgewählt. Für die Untersuchungen werden die Schiffsgeschwindigkeit, die Wassertiefe, die Tiefgänge und das Profil des Fahrwassers variiert.

Für definierte Betriebszustände sollen die Druckverteilung an der Außenhaut des Schubbootes, die Verformung der freien Wasseroberfläche, infolge der Fahrt des Schiffes durch das Wasser und die Geschwindigkeitskomponenten im Nahfeld des Schiffes ermittelt werden. Die vollständig geometrisch aufgelöste Modellierung des Blattkettenantriebes ist auf Grund der Komplexität nicht möglich (Abschnitt 3.4).

Eine Modellierung der Wirkung der einzelnen Blattketten durch implementierte Volumenkraften ist denkbar. Die Wirkung dieser Kräfte hat aber keinen Einfluss auf die Schiffsform, da die Antriebe sich vollständig neben dem Schubboot befinden und nur geringe Übergeschwindigkeiten erzeugt werden. Aus diesem Grund kann auf die Modellierung bei der Schiffsformoptimierung verzichtet werden.

5.3.2 Lösungsweg

Verfahren

Für die Optimierung und qualitative Bewertung eines Schiffsentwurfes haben sich zwei CFD-Verfahren etabliert. Das sind zum einen die Potentialströmungsberechnungen für die reibungs- und rotationsfreie Schiffsumströmung und zum anderen die viskosen Verfahren auf Basis der RANS-Gleichungen für die Berechnung der viskosen turbulenten und inkompressiblen Umströmung eines Körpers. Potentiallöser werden erfolgreich für die Vorschiffsoptimierung eingesetzt, sind aber nicht in der Lage die durch Reibung und Ablösung geprägte Hinterschiffsumströmung zu berechnen.

Da es sich bei der Umströmung des hinter dem Leichter liegenden Schubbootes um ein rein viskoses Problem handelt, wird für diese Untersuchungen der RANSE-Löser von ANSYS CFX in Verbindung mit dem $k-\omega$ -SST-Turbulenzmodell [12] eingesetzt. Dabei handelt es sich um die gleichen Verfahren wie sie auch für die Berechnungen an der quer angeströmten Platte angewandt wurden (Abschnitt 3.4.2).

Randbedingungen

Wie schon in Abschnitt 3.4.2 ausgeführt müssen die Ränder des Lösungsgebietes eindeutig geometrisch und physikalisch definiert sein. Die Grenzen und Randbedingungen sind für die beiden Gewässerprofile in Abbildung 5.1 für das seitlich unbegrenzte Fahrwasser und in Abbildung 5.2 für das trapezförmige Gewässerprofil dargestellt. Für beide Lösungsgebiete konnte die Symmetrie der Geometrie ausgenutzt werden. Die Randbedingungen unterscheiden sich nicht wesentlich von den in Abschnitt 3.4.2 beschriebenen Bedingungen. Zusätzlich müssen Bedingungen am Boden und an der Symmetrieebene definiert werden. Bei den Berechnungen mit dem Trapezprofil wird die seitliche Begrenzung nicht als reibungsfreie Wand definiert, sondern als Boden mit Relativgeschwindigkeit V_{Schiff} .

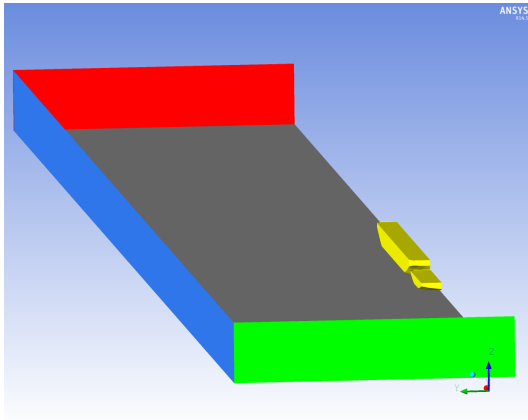


Abb. 5.1: Lösungsgebiet seitlich unbegrenzt

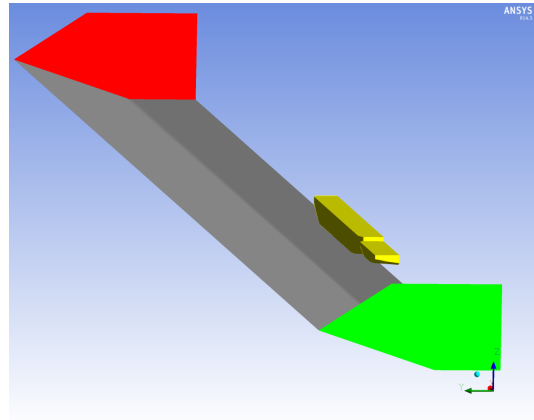


Abb. 5.2: Lösungsgebiet Trapezprofil

INLET (rot) Am Einströmrand wird die Schiffsgeschwindigkeit als homogene Verteilung normal zur Inlet-Fläche vorgegeben. Da hier ein Wert vorgegeben wird handelt es sich um eine Dirichlet-Randbedingung.

OUTLET (grün) Die stromabwärts senkrecht zur Mittellängsachse liegende Fläche wird als Ausströmrand definiert. Die Änderung des Druckes wird an dieser Fläche zu Null gesetzt. Die hier verwendete OPENING-Randbedingung ermöglicht ein ungehindertes Ein- bzw. Ausströmen des Fluids. Dadurch kann die Stabilität der Rechnung verbessert werden.

SCHUBVERBAND (gelb) Das Schubboot und der Leichter werden als reibungsbehaftete Wände definiert, an denen die Haftbedingung erfüllt ist (WALL NO SLIP).

WAND (blau) Die seitlichen Begrenzungen der Messstrecke werden als reibungsfreie Wände definiert, um die seitliche Unbegrenztheit des Lösungsgebietes zu realisieren. Es werden Geschwindigkeiten direkt auf der Wand und parallel zur Wand zugelassen.

BODEN (grau) Der Gewässerboden wird als reibungsbehaftete Wand definiert, an denen die Haftbedingung erfüllt ist (WALL NO SLIP). Um die Relativgeschwindigkeit zwischen Schiff und Gewässerboden zu realisieren, wird diese Wand als bewegte Wand mit Schiffsgeschwindigkeit definiert.

TOP Die obere, physikalisch nicht vorhandene Begrenzung des Lösungsgebietes wird als OPENING Bedingung definiert, dadurch kann die Luft in diesem Bereich ungehindert ein- bzw. ausströmen.

SYM An der so definierten Fläche treten keine Geschwindigkeiten normal zur Wand auf und die Gradienten aller Variablen sind Null.

Gittergenerierung

Die Gittergenerierung erfolgte mit den Programmpaketen ANSYS IcemCFD und ANSYS TGrid. Auf der Basis der gelieferten Geometrien wurden Berechnungsgitter für das Lösungsgebiet erzeugt.

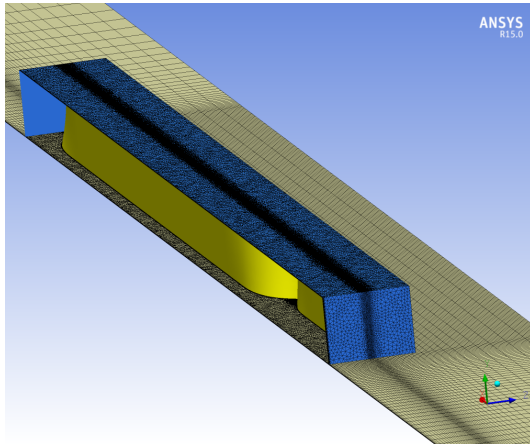


Abb. 5.3: Hybride Gitterstruktur

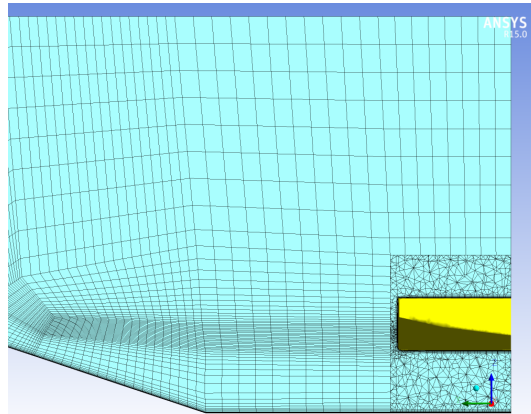


Abb. 5.4: Schnitt Trapezprofil

Der Nahbereich um den Schubverband wurde als Tetraedergitter in Verbindung mit einer ausreichenden Anzahl von Prismen zur Auflösung der Grenzschicht ausgeführt. Das Fernfeld wurde blockstrukturiert mit Hexaederelementen vernetzt (Abbildung 5.3). Beide Gitterbereiche wurden mit einem General Grid Interface (GGI) gekoppelt, bei den keine 1:1 Knotenzuordnung zwischen den Teilgittern bestehen muss. Die Feldgrößen werden in diesem Bereich über die benachbarten Knoten interpoliert.

Diese Art der Vernetzung reduziert den Aufwand für die Gittergenerierung ohne die Zellenanzahl durch die unstrukturierte Vernetzung zu maximieren. Das Nahfeld ist in Abbildung 5.3 für einen Berechnungsfall beispielhaft blau markiert. Bei allen Berechnungen wurde der Bereich der Ruhewasserlinie feiner vernetzt, um die Verformung der freien Wasseroberfläche hinreichend genau zu berechnen. Am Gewässerboden wurden ebenfalls Prismenschichten zur Auflösung der Grenzschicht eingefügt. Im Fernfeld (Blockstrukturiertes Gitter) wurde der Bereich der Grenzschicht am Gewässerboden mit 10-15 Zellen und einer Wandstandswachstumsrate von 1,3 gefüllt.

Konvergenzverhalten

Bei einer Gitterverfeinerung bei denen die Größe der einzelnen Volumenelemente nahe Null ist, strebt auch das Ergebnis der numerischen Berechnung gegen die exakte Lösung. Bei einer erfolgreichen numerischen Berechnung wird der Fehler der Berechnung immer kleiner.

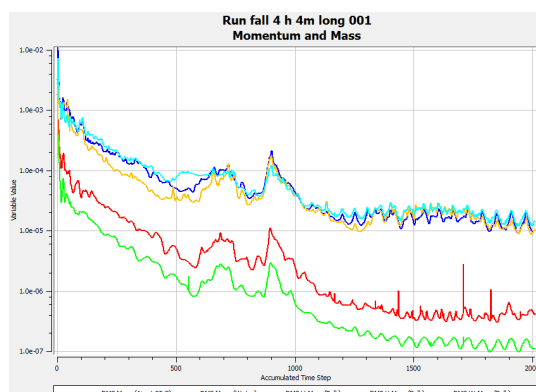


Abb. 5.5: Konvergenz RMS

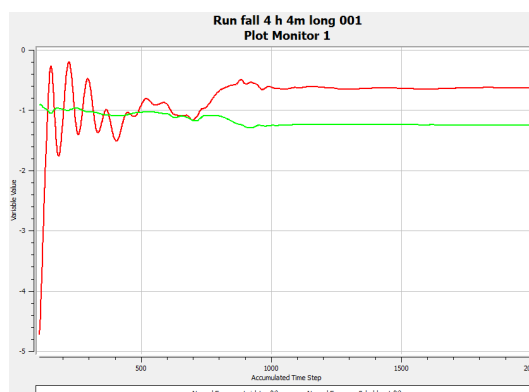


Abb. 5.6: Konvergenz F_x Schubboot

Als Abbruchkriterium werden gemittelte Residuen die mindestens kleiner 10^{-4} sind, gefordert. Kleinere Fehler wären wünschenswert, konnten aber bei den Berechnungen mit freier Oberfläche nicht immer erreicht werden (Abbildung 5.5). Aus diesem Grund wurde eine weitere Kraftgröße zur Bewertung der Konvergenz beobachtet. Alle Berechnungen wurden solange durchgeführt bis sich ein weitestgehend konstanter Wert für die Widerstandskraft am Schubboot einstellte (Abbildung 5.6).

Auswahl Berechnungsfälle

Für die Optimierung des Schubbootes in Verbindung mit einem einspurigen Leichter müssen Berechnungsfälle ausgewählt werden, die typische Betriebszustände und Einsatzgebiete eines solchen Verbandes darstellen. Es wurden Tiefgänge, Schiffsgeschwindigkeiten, Wassertiefen und das Gewässerprofil variiert. Die aus diesen Kombinationen abgeleiteten Berechnungsfälle sind in Tabelle 5.2 zusammengefasst.

Tab. 5.2: Ausgewählte Berechnungsfälle CFD-Optimierung

Berechnungsfall	Tiefgang Schubboot	Tiefgang Leichter	V_{Schiff}	Wassertiefe	Gewässer
-	[m]	[m]	[km/h]	[m]	-
BF 1	0,8	0,8	6,0	1,0	unbegrenzt
BF 2	0,8	0,8	7,9	1,0	unbegrenzt
BF 3	0,8	2,5	10,0	4,0	Trapez
BF 4	0,8	2,5	13,0	4,0	unbegrenzt
BF 5	0,8	2,5	15,0	4,0	unbegrenzt

Alle Berechnungen wurden im Modellmasstab $\lambda = 16, 15$ durchgeführt. Die dynamische Schwimmlagenänderung in Folge der Fahrt des Verbandes durch das Wasser fand keine Berücksichtigung. Das Schubboot und der Leichter sind fest eingespannt.

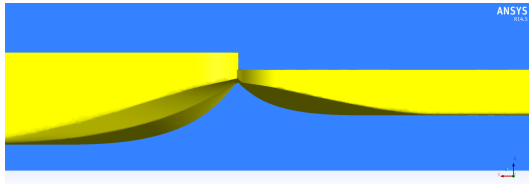


Abb. 5.7: Wassertiefe 4,0 m

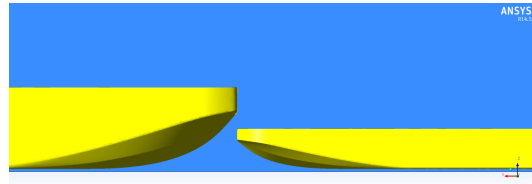


Abb. 5.8: Wassertiefe 1,0 m

Die Abbildungen 5.7 und 5.8 zeigen schematisch die Betriebszustände für unterschiedlichen Wassertiefen. Die extreme Flachwassersituation (Wassertiefe = 1,0 m), die ein typisches Einsatzgebiet des Blattkettenantriebes markiert, ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

5.3.3 Ergebnisse CFD-Optimierung

Für die Bewertung der Qualität eines Entwurfes können folgende Informationen aus den numerischen Berechnungen herangezogen werden.

- Verformung der Wasseroberfläche
- Druckverteilung an der Außenhaut des Schiffes
- Geschwindigkeit in Betrag und Richtung im Nahfeld des Schiffes

Die Feldgrößen Geschwindigkeit und Druck werden für jeden Punkt des Lösungsgebietes ermittelt. Es müssen geeignete Bereiche ausgewählt werden, in denen die Ergebnisse für die Bewertung der Güte der Schiffsform dargestellt werden.

Verformung der Wasseroberfläche

Bei der Auswertung der Verformung der Wasseroberfläche lag der Schwerpunkt auf der Ausbildung von Wellentälern und Bergen im Bereich der Koppelstelle zwischen Leichter und Schubboot. Die Form des Leichters ist vorgegeben und soll nicht modifiziert werden. Die Abbildungen 5.9 und 5.10 zeigen das Wellenbild am Verband und im Bereich der Koppelstelle für den Berechnungsfall 5. In der 3-dimensionalen Darstellung des Wellenbildes an der Koppelstelle sind keine ungewünschten Wellentäler zu erkennen.

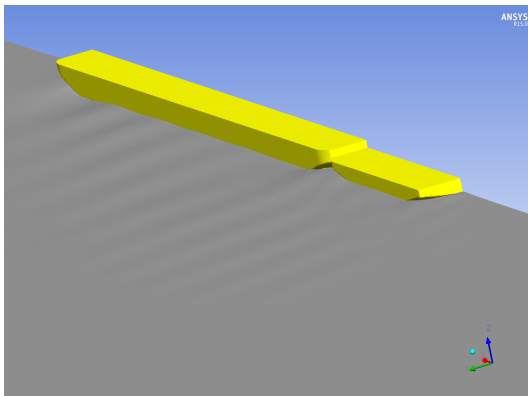


Abb. 5.9: Wasseroberfläche - Verband

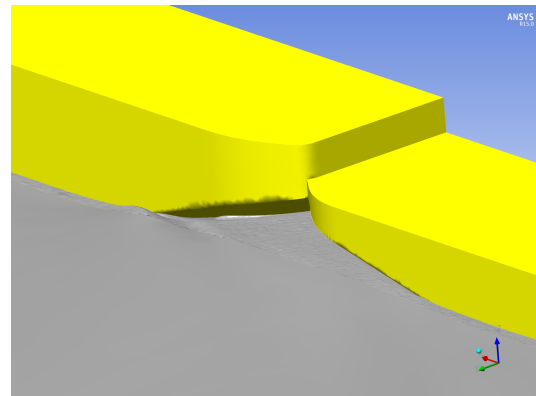


Abb. 5.10: Wasseroberfläche - Koppelstelle

Die Abbildung 5.11 zeigt beispielhaft die Auslenkung der Wasseroberfläche aus der Ruhewasserlinie mit L_{PP} normiert. Die größten Auslenkungen sind wie erwartet an der vorderen Schulter des Leichters zu beobachten. Dieser ist aber nicht Gegenstand der Optimierung.

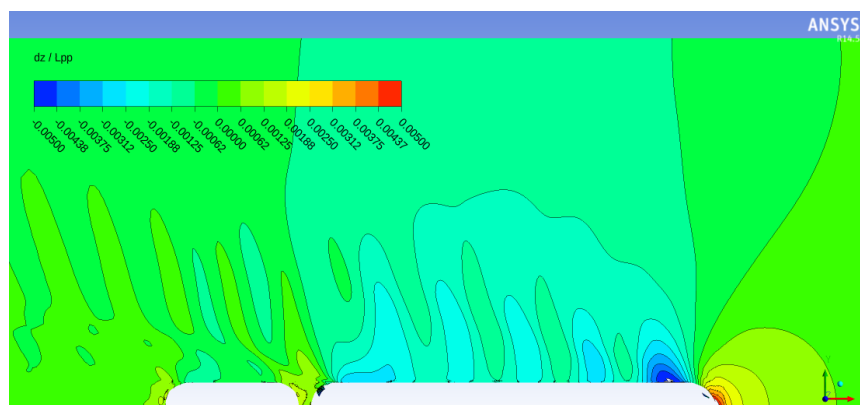


Abb. 5.11: Auslenkung aus der Ruhewasserlinie dz - Berechnungsfall 5

Am Schubboot (hintere Schulter) und an der Koppelstelle treten bei allen Berechnungsfällen keine extremen Verformungen der Wasseroberfläche auf, so dass kein negativer Einfluss auf die Zuströmung zu den Blattketten zu erwarten ist.

Druckverteilung an der Außenhaut

Ein qualitativ guter Entwurf zeichnet sich insbesondere durch eine homogene Druckverteilung am Rumpf aus. Druckgradienten müssen soweit möglich vermieden werden, da sie mit Widerstandserhöhungen verbunden sind. Bei allen Berechnungsfällen zeigten sich bei der optimierten Variante keine extremen Inhomogenitäten.

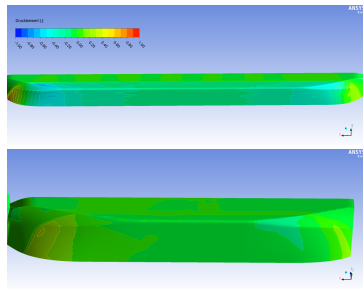


Abb. 5.12: Druckbeiwerte Verband - BF 4

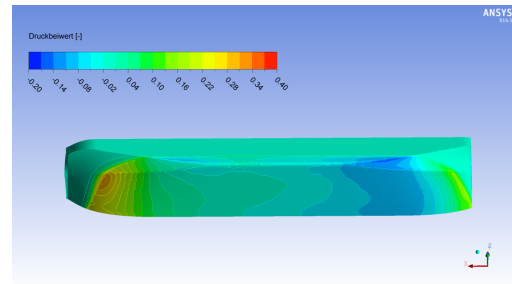


Abb. 5.13: Druckbeiwerte Schubboot - BF 4

Das Unterdruckgebiet an der hinteren Schulter des Schubbootes läßt sich nicht verhindern. Es wurde jedoch durch geeignete Maßnahmen soweit reduziert, dass es im Vergleich zu den Unterdruckgebieten am Leichter vernachlässigbar gering ist.

Geschwindigkeitsfeld im Nahfeld

Die Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung im Nahfeld des Schubbootes in Betrag und Richtung ist ein wichtiges Kriterium zur Bewertung der Zuströmung zum Blattkettenantrieb. Bei allen Berechnungsfällen bildeten sich keine Wirbel in diesem Bereich aus. Die so berechneten Geschwindigkeiten im Bereich der Blattketten sind hilfreich bei der Auslegung der Antriebe.

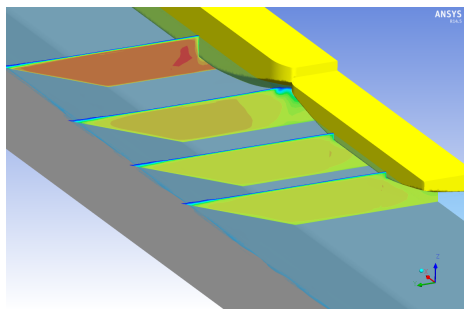


Abb. 5.14: Geschwindigkeitsverteilung - BF 3

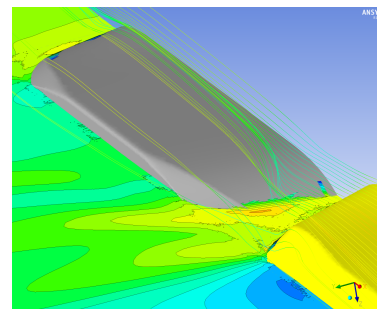


Abb. 5.15: Stromlinien - BF 4

Die Stromlinien zeigen eine ungestörte Strömung im Bereich der Blattkettenantriebe. In der Koppelstelle sind wie zu erwarten Unstetigkeiten zu erkennen, die sich aber nicht auf die Zuströmung der Blattketten auswirkt.

5.3.4 Schiffslinien

Die Abbildungen 5.16 und 5.17 zeigen die endgültig gefundenen Spantenrisse von Schubboot und Leichter, die in dieser Form auch im Modellversuch eingesetzt wurden.

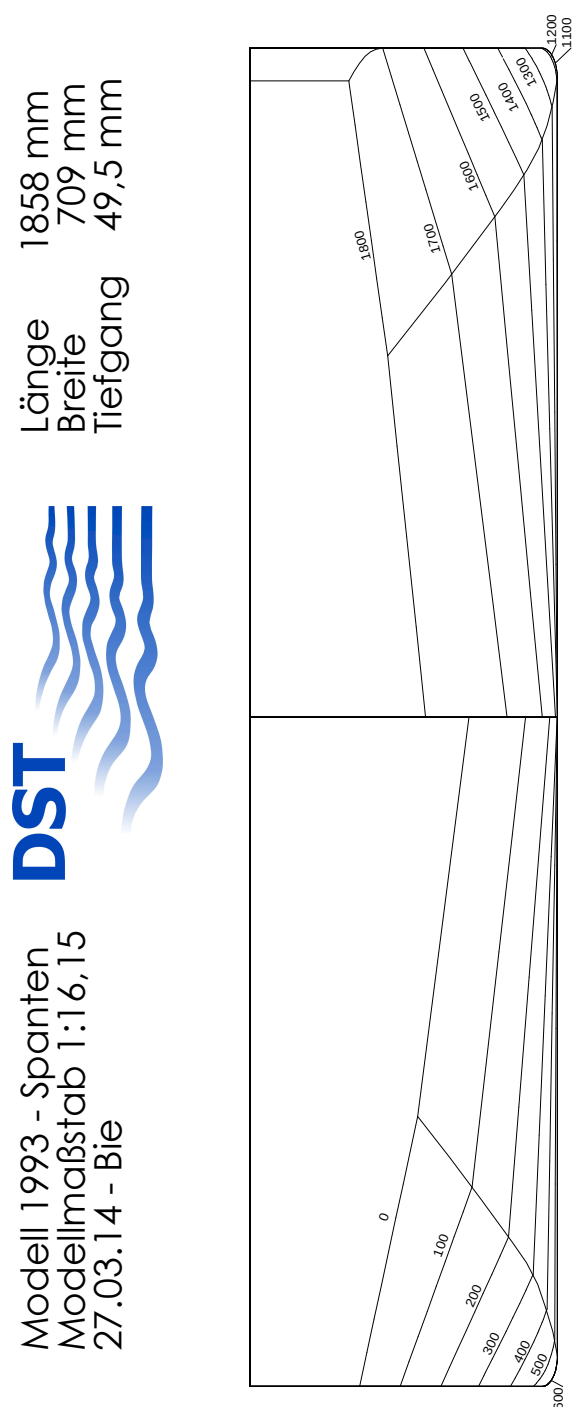


Abb. 5.16: Spantenriss des Schubboots

Länge 5506 mm
Breite 709 mm
Tiefgang 170 mm



Modell 1998 - Spanten
Modellmaßstab 1:16,15
27.03.14 - Bie

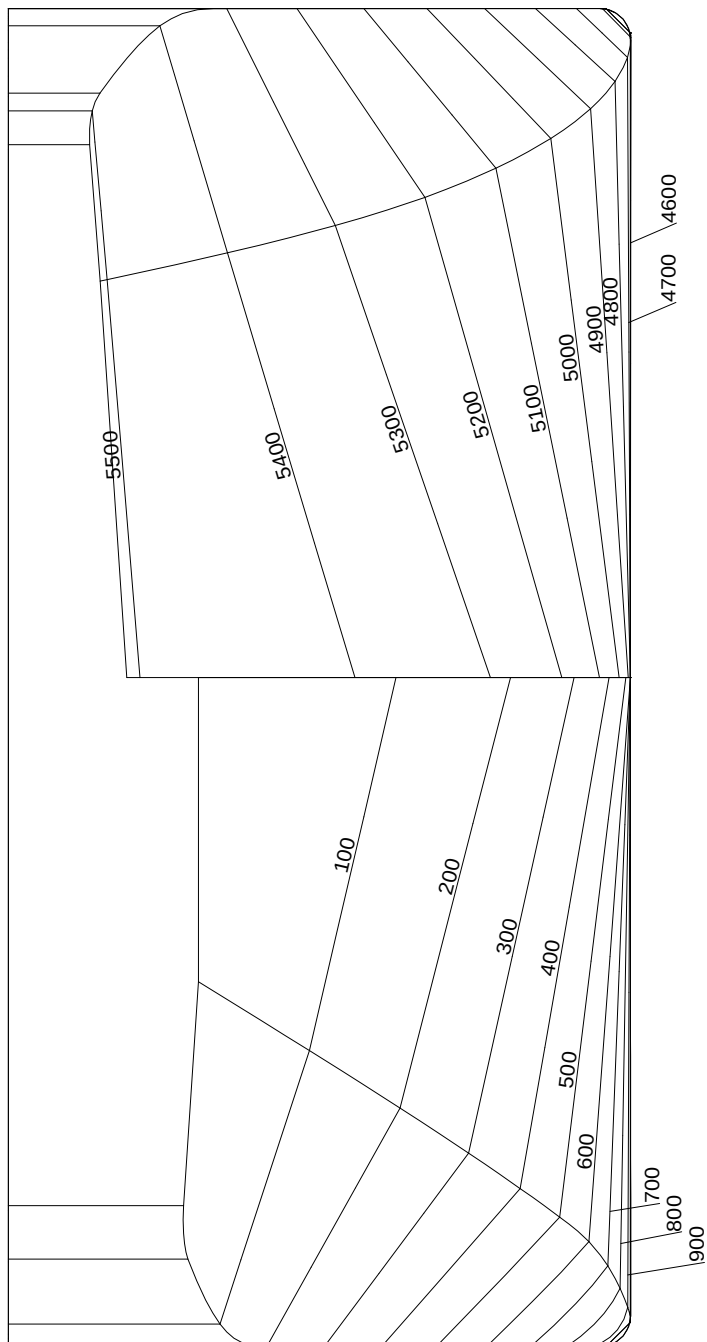


Abb. 5.17: Spantenriss des Schubleichters

6 Modellversuche

Die Widerstands- und Propulsionsversuche wurden mit dem Schubboot alleine, einem einspurigen und einem zweisepurigen Verband auf zwei verschiedenen Wassertiefen durchgeführt. Der Tiefgang des Schubboots betrug 0,8 m (in der Großausführung). Im flachen Wasser – entsprechend einer Wassertiefe von 1 m – wurden die Leichter auf einen Tiefgang von 0,8 m (in der Großausführung) abgeladen. Das Schubboot wäre durchaus in der Lage gewesen, tiefer abgeladene Leichter zu schieben, allerdings wäre dann aufgrund der Absenkung und der sich ergebenden Grundberührung die Geschwindigkeit sehr stark begrenzt gewesen. Im tiefen Wasser – entsprechend einer Wassertiefe von 4 m – wurden die Leichter auf einen Tiefgang von 2,5 m im einspurigen und 2,8 m im zweisepurigen Verband abgeladen. Obwohl das Schubboot für diese Konfiguration nicht ausgelegt war, konnte nachgewiesen werden, dass der Antrieb auch dafür ausreichend Schub liefern kann.

Die Versuche wurden im großen Schlepptank des DST durchgeführt. Der Maßstabsfaktor betrug 16,15.

In der Tabelle 6.1 sind die Hauptabmessungen für das Schubboot und jeweils einen Leichter bei den untersuchten Tiefgängen aufgeführt.

Tab. 6.1: Hauptabmessungen (Maße in der Großausführung)

	Einheit	Schubboot	Leichter	Leichter	Leichter
T	m	0,8	0,8	2,5	2,8
L_{wL}	m	28,50	80,86	83,32	83,92
B	m	11,45	11,45	11,45	11,45
$B_{üA}$	m	15	11,45	11,45	11,45
S_{wett}	m ²	324,7	960,9	1252,7	1310,9
∇	m ³	202	652,9	2124,5	2396,8

6.1 Modelle

6.1.1 Schubboot und Antrieb

Der Rumpf des Schubboot-Modells wurde aus Holz gebaut. Auf dem Rumpf wurde eine höhenverstellbare Plattform installiert, die den Antrieb trägt. An dieser Plattform waren wiederum die Blattketten befestigt. Die ursprüngliche Idee, die Antriebsplattform vom

Rumpf in Längsrichtung entkoppelt zu lagern, um den Schub messen zu können, musste aufgegeben werden, da die Eigenschwingungen, die der Antrieb hervorgerufen hat, im Vergleich zum Schub zu groß waren.

Der Antriebsstrang bestand aus dem Antriebsmotor, einem Winkelgetriebe mit einer Übersetzung von 1:1 und einem Getriebe mit einer Untersetzung von 10:1. Durch das zweite Getriebe, das sich ungefähr in der Mitte der Plattform befand, ging eine Welle zu den antreibenden Kettenrädern nach außen. Zwischen dem Untersetzungsgetriebe und den Antriebsrädern waren rechts und links Drehmomentensensoren mit integrierter Drehzahlmessung installiert. Damit konnte die an den Antriebsrädern anliegende Leistung direkt gemessen werden, ohne dass Verlustmomente in den Getrieben berücksichtigt werden mussten.

Der Blattkettenantrieb bestand aus einer Kette mit vier Doppellaufträgern und einem Antriebsrad (s. Abb. 6.1). Die Laufträger waren kugellagert an einem Tragbalken montiert. Dabei waren das vorderste und das hinterste Laufrad höher angeordnet als die beiden mittleren, so dass die Kettenblätter langsam und möglichst senkrecht in das Wasser eintauchen konnten. Der vertikale Abstand des Tragbalkens von der Plattform konnte eingestellt werden. Darüber wurde die Kettenspannung reguliert. Die Kette war somit statisch gespannt. Zur Dämpfung der Kettenschwingung wurden später an jedem Tragbalken zwei Dämpfungsbleche befestigt. Die Eintauchung der Kette wurde durch die vertikale Verschiebung der Antriebsplattform eingestellt.

Jede Blattkette bestand aus 46 Kettensegmenten die durch Edelstahl-Achsen verbunden waren. Die Kettensegmente wurden aus Edelstahlblech lasergeschnitten und anschließend in einer Matrix geformt. Das Blatt wurde auch aus Edelstahlblech hergestellt. Die Blätter wurden mittig auf den Kettensegmenten mit einer zentralen Schraube befestigt. Mittels vorgeschchnittener Löcher und Fixierstifte konnten die Anstellwinkel der Blätter zwischen -45° und 45° in 15° -Schritten eingestellt werden.

Durch den aufwendigen Messaufbau und durch die Modellausführung des Blattkettenantriebs war das Modell schwerer als die Konstruktionsverdrängung, so dass es im Propulsionsversuch am Schleppwagen aufgehängt werden musste. Dazu wurde im Schwerpunkt an einer Öse im Modell ein Stahlseil befestigt, das über eine Umlenkrolle lief und an dem Gegengewichte angehängt waren. So konnte das Modell weiterhin frei trimmen und tauchen. Da es durch das Restkraftmessglied in Längsrichtung sowieso an den Schleppwagen gekoppelt war, bestand in dieser Hinsicht keine Einschränkung.

6.1.2 Leichter

Die Leichtermodelle waren aus Holz und GfK gefertigt und hatten ein so geringes Eigengewicht, dass sie auch bei einem Tiefgang von 49,5 mm ($\cong 0,8$ m in der Großausführung) eingesetzt werden konnten.

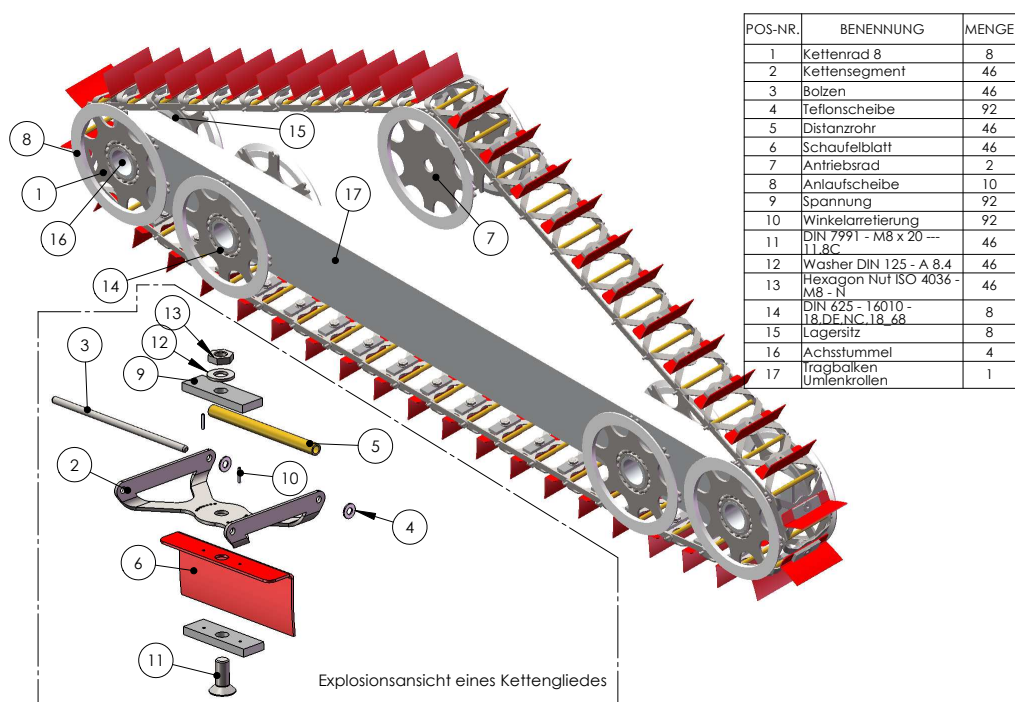


Abb. 6.1: Aufbau der Blattkette

Die Leichter wurden starr an das Schubboot gekoppelt. In der Koppelstelle waren Kraftmessglieder installiert, mit denen die Längskräfte zwischen Schubboot und Leichter gemessen wurden.

6.2 Widerstandsversuche

Bei den Widerstandsversuchen war die Antriebsplattform auf dem Schubboot nicht montiert. Im Gegensatz zu den Propulsionsversuchen war das Eigengewicht des Modells damit kleiner als die Verdrängung, so dass das Modell nicht aufgehängt werden musste.

Bei den Widerstandsversuchen mit dem Schubboot alleine wurde die Längskraft im Schubboot gemessen. Das Schubboot war in Querrichtung geführt.

Bei den Widerstandsversuchen mit den Schubverbänden wurde zusätzlich zur Längskraft im Schubboot die Längskraft zwischen Schubboot und Leichter(n) gemessen. Das Schubboot war hinten und der Leichter vorn in Querrichtung geführt.

Tabelle 6.2 gibt einen Überblick über die Kombinationen von Wassertiefe und Tiefgang, die untersucht wurden.

Die Abbildungen 6.2 und 6.3 zeigen den Gesamtwiderstand in der Großausführung für die untersuchten Verbände auf flachen Wasser ($h = 1\text{m}$) und mäßig tiefem Wasser ($h = 4\text{m}$). Die ermittelten Werte entsprechen den schon für die Auslegung des Blattkettenantriebs erwarteten Werte, die aus vorangegangenen Untersuchungen am DST geschätzt worden sind.

Tab. 6.2: Übersicht über die Widerstandsversuche (Maße in der Großausführung)

Wassertiefe	Schubboot	1 Leichter	2 Leichter	Versuchs-Nr.
h	T	T	T	
m	m	m	m	
1	0,8	-	-	13.031
1	0,8	0,8	-	13.030
1	-	0,8	-	13.029
1	0,8	-	0,8	13.127
4	0,8	-	-	13.024
4	-	0,8	-	13.028
4	0,8	0,8	-	13.025
4	-	2,5	-	13.027
4	0,8	2,5	-	13.026
4	0,8	-	0,8	13.128
4	0,8	-	2,8	13.129

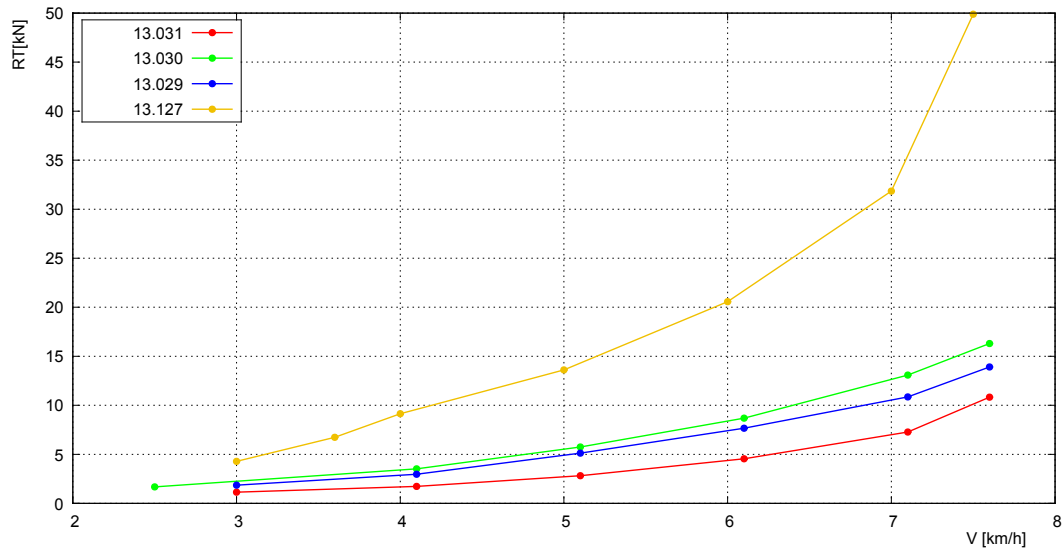


Abb. 6.2: Gesamtwiderstand der Großausführung als Funktion der Geschwindigkeit bei $h = 1$ m

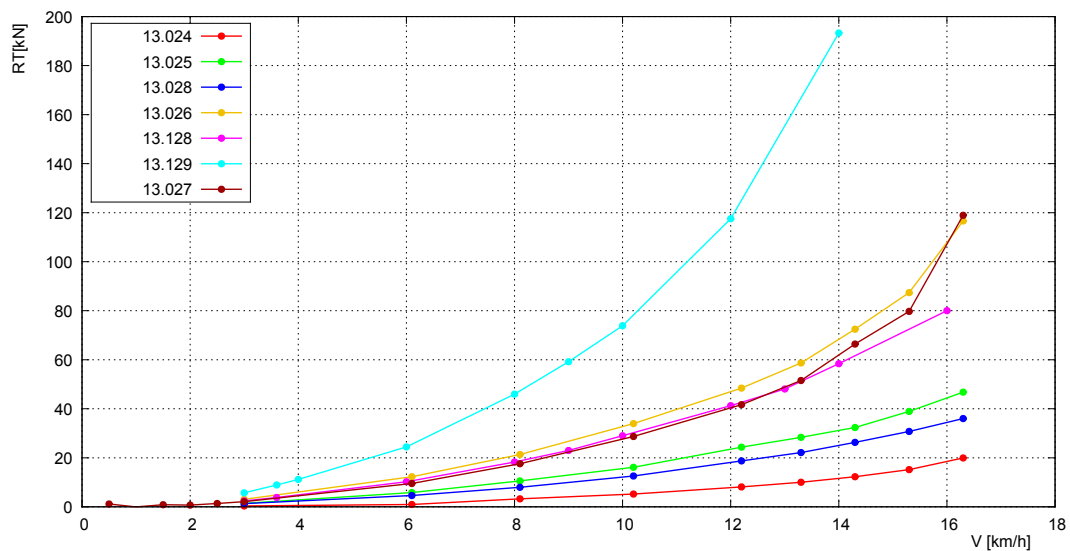


Abb. 6.3: Gesamtwiderstand der Großausführung als Funktion der Geschwindigkeit bei $h = 4$ m

6.3 Propulsionsversuche

Bei den Propulsionsversuchen war die Antriebseinheit fest auf dem Schubboot montiert. Das Gesamtgewicht des Schubboots war dadurch größer als die Verdrängung auf Konstruktionswasserlinie ($T = 0,8\text{m}$). Das Schubboot musste deswegen aufgehängt werden. Die Propulsionsversuche wurde nach dem englischen Verfahren durchgeführt. Das Schubboot war über das Restkraftmessglied in Längsrichtung an den Schleppwagen gekoppelt. Der Schleppwagen fuhr dann mit der jeweils zu untersuchenden Geschwindigkeit. Die Drehzahl des Antriebs wurde so variiert, dass 3 Punkte gemessen werden konnte: einer deutlich unterhalb, einer deutlich oberhalb und einer sehr nahe beim Selbstpropulsionspunkt.

6.3.1 Auswertung

Die Auswertung erfolgte dann analog zum Propulsionsversuch mit einem konventionellen Propeller. Mit der gemessenen Restkraft X und dem Reibungsabzug

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V_M^2 S_M (C_{F0M} - C_{F0S})$$

ergibt sich die Drehzahl im Selbstpropulsionspunkt implizit zu

$$X(n_{SPP}) + F_D = 0$$

Damit ergibt sich das Drehmoment im Selbstpropulsionspunkt aus der Interpolation

$$Q_M = Q_{M, \text{stb}}(n_{SPP}) + Q_{M, \text{bb}}(n_{SPP})$$

Tab. 6.3: Übersicht über die Propulsionsversuche (Maße in der Großausführung)

Wassertiefe h m	Schubboot T m	1 Leichter T m	2 Leichter T m	Versuchs-Nr.
1	0,8	-	-	13.059
1	0,8	0,8	-	13.061
1	0,8	-	0,8	13.123
4	0,8	-	-	13.054/13.055
4	0,8	0,8	-	13.056/13.057
4	0,8	2,5	-	13.058
4	0,8	-	0,8	13.122
4	0,8	-	2,8	13.121

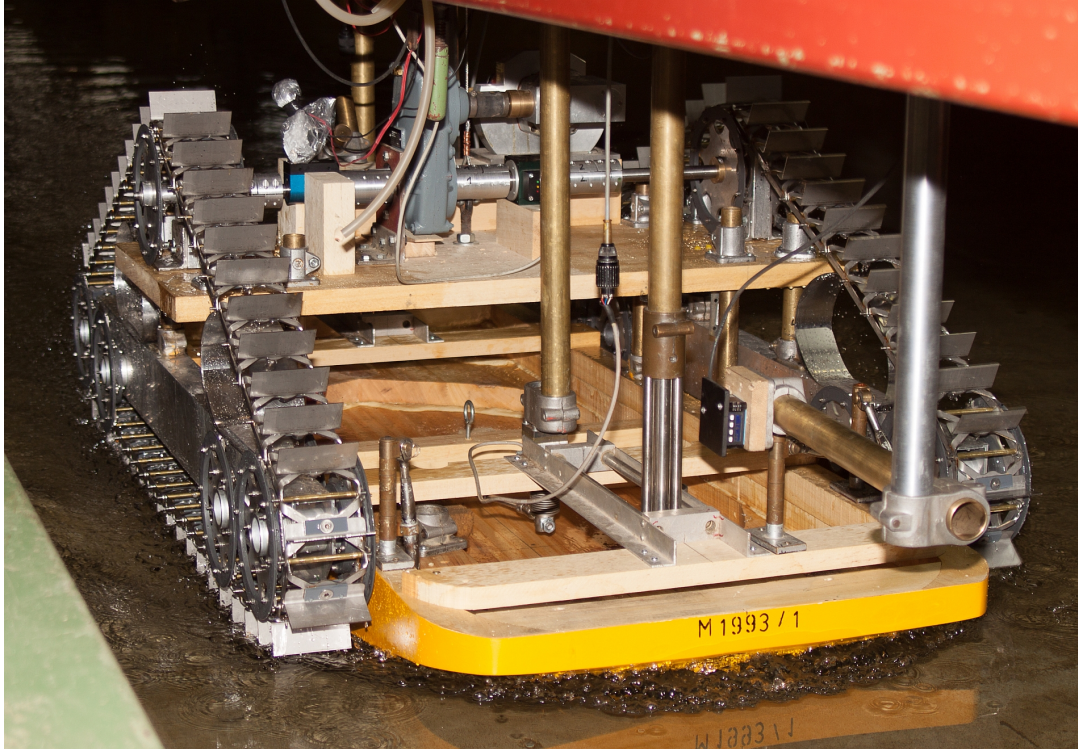


Abb. 6.4: Einzel fahrendes Schubboot beim Propulsionsversuch



Abb. 6.5: Schubverband mit einem Leichter beim Propulsionsversuch ($h=1\text{ m}$, $T_{\text{Leichter}}=0,8\text{ m}$)



Abb. 6.6: Schubverband zwei Leichtern beim Propulsionsversuch ($h = 1\text{m}$, $T_{\text{Leichter}} = 2,8\text{m}$)



Abb. 6.7: Die geringe Spritzerentwicklung beim Betrieb der Blattkette deutet auf geringe hydrodynamische Verluste hin.

und damit die Antriebsleistung

$$P_{M,D} = 2\pi n_{SPP} Q_M$$

Dies ist die erforderliche Modellleistung, einschließlich der Leistungsverluste im Modellantrieb. Die erforderliche Leistung in der Großausführung ergibt sich zu

$$P_{DS} = (P_{DM} - P_{0M})^{\frac{7}{2}} + P_{0S}$$

P_{0M} ist die Verlustleistung im Modellantrieb, P_{0S} ist die Verlustleistung im Antrieb in der Großausführung. Da über P_{0S} in diesem Stadium keine Aussage getroffen werden kann, sollte im ersten Schritt der hydrodynamische Propulsionswirkungsgrad im Modell ermittelt werden:

$$\eta = P_E/P_D = \frac{R_T}{2\pi n(Q_D - Q_0)}$$

Das Antriebsmoment Q_D kann im Modellversuch gemessen werden. Allerdings zeigt sich schon bei der Bestimmung des Leermoments im Modellantrieb ein großes Problem. Die Abbildung 6.8 zeigt das Leermoment, also das Moment, das aufgebracht werden muss, wenn sich der Antrieb in Luft ohne hydrodynamische Last dreht, als Funktion der Drehzahl. Deutlich zu erkennen ist ein starker Anstieg des Moments bei einer Drehzahl von ca. 1,1 Hz. Hier liegt eine Resonanzfrequenz der Kette, die nur sehr schwach gedämpft ist. Die Kette führt im Drehzahlbereich 0,9 . . . 1,6 Hz starke Schwingungen – verbunden mit einem hohen Leermoment – aus. Das Leermoment ist dabei größer als das Moment, das durch die hydrodynamischen Lasten aufzubringen ist.

Eine belastbare Aussage über die hydrodynamisch bedingte Leistung ist damit nicht möglich. Die Abbildungen 6.9 bis 6.13 zeigen die trotz dieser Schwierigkeiten ausgewerteten Propulsionsversuche. Während die gemessenen Antriebsleistungen P_D durchweg plausibel sind, schwanken die um das Leermoment korrigierten Werte extrem. Damit schwanken ebenfalls die so ermittelten Wirkungsgrade zwischen 8% und 83%.

Es muss damit festgestellt werden, dass mit dem im Rahmen dieses Projekts konstruierten Funktionsmodell des Blattkettenantriebs nur die grundsätzliche Funktion nachgewiesen und gezeigt werden konnte, dass dieser Antrieb auch den geforderten Schub erzeugen kann. Das Auslegungsverfahren aus Abschnitt 5.1 wurde hier bereits erfolgreich angewendet. Um eine Aussage über den Wirkungsgrad des Antriebs treffen zu können, ist aber eine andere Konstruktion nötig, die im Arbeitsbereich keine Schwingungsneigung hat. Außerdem muss sie sehr leichtgängig ist, damit das Leermoment um mindestens eine Größenordnung kleiner ist als das Moment aus den hydrodynamischen Lasten.

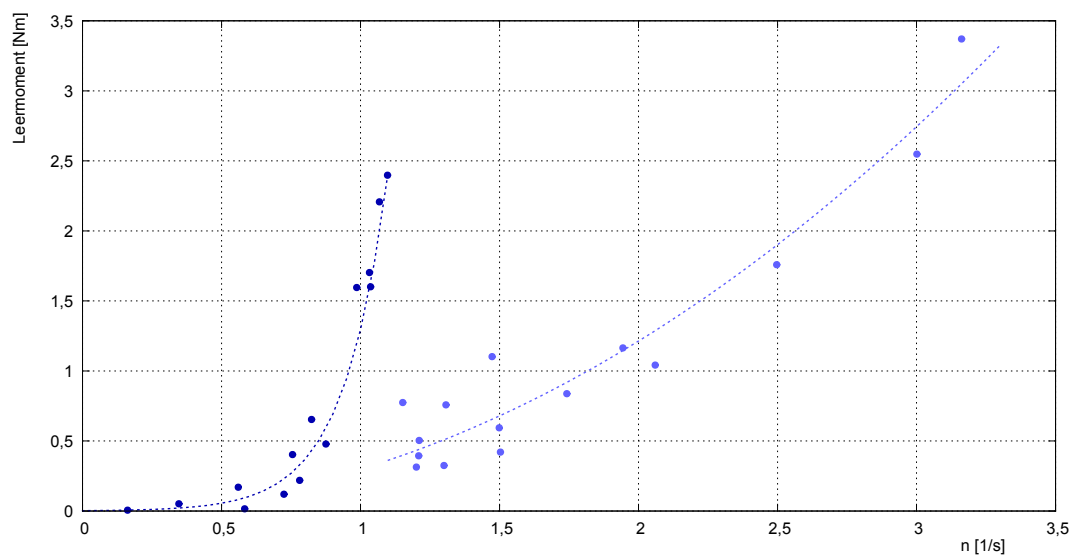


Abb. 6.8: Leermoment des Blattkettenantriebs als Funktion der Antriebsdrehzahl

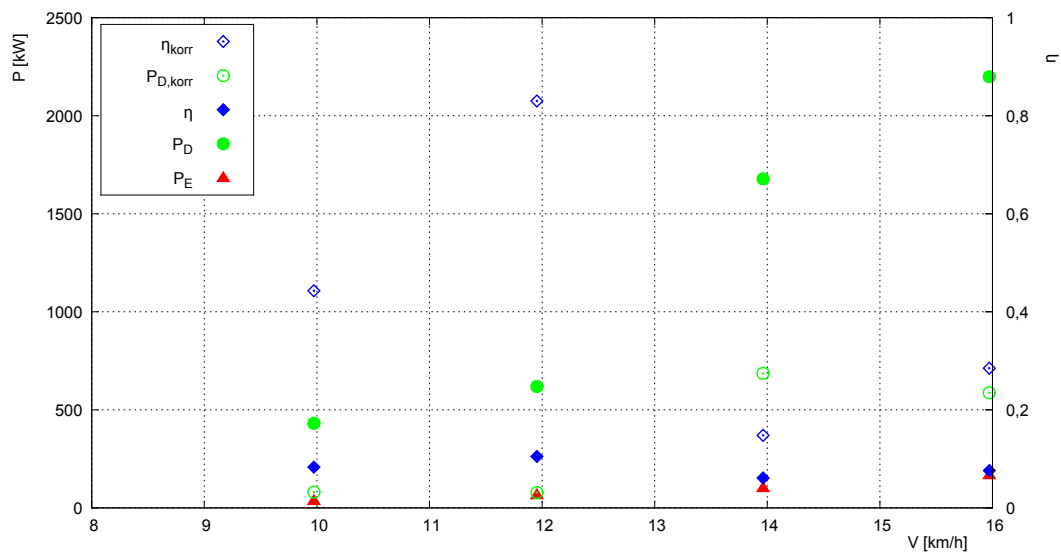


Abb. 6.9: Propulsionsleistung und Wirkungsgrad für den Schubverband bestehend aus Schubboot und einem Schubleichter ($T = 0,8\text{m}$), $h = 4\text{ m}$

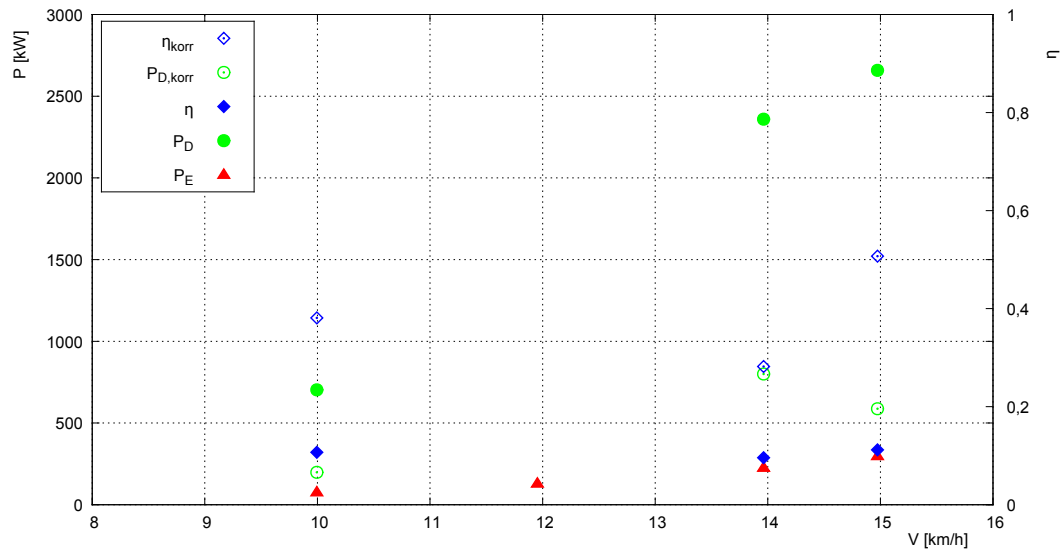


Abb. 6.10: Propulsionsleistung und Wirkungsgrad für den Schubverband bestehend aus Schubboot und einem Schubleichter ($T = 2,5\text{m}$, $h = 4\text{m}$)

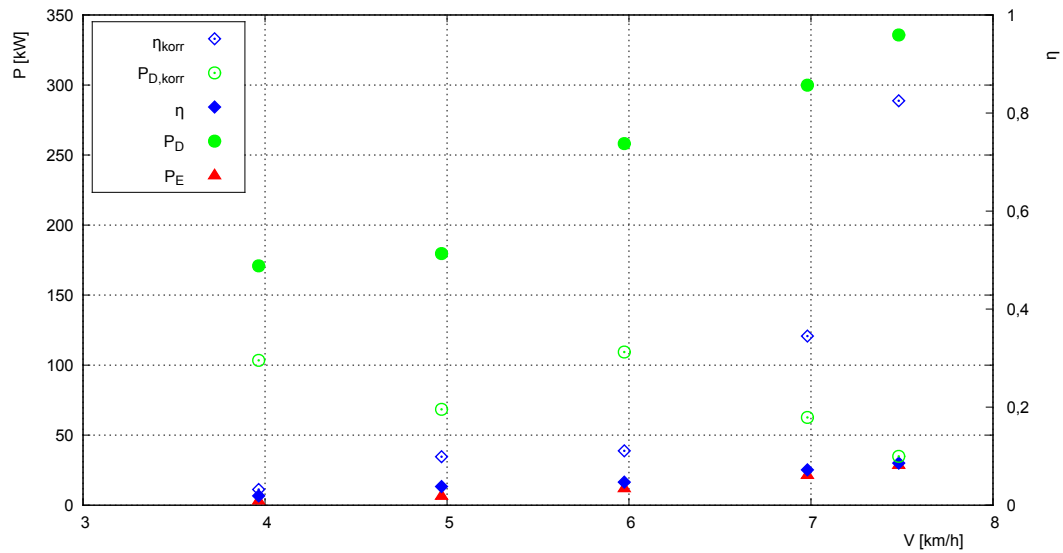


Abb. 6.11: Propulsionsleistung und Wirkungsgrad für den Schubverband bestehend aus Schubboot und einem Schubleichter ($T = 0,8\text{m}$, $h = 1\text{m}$)

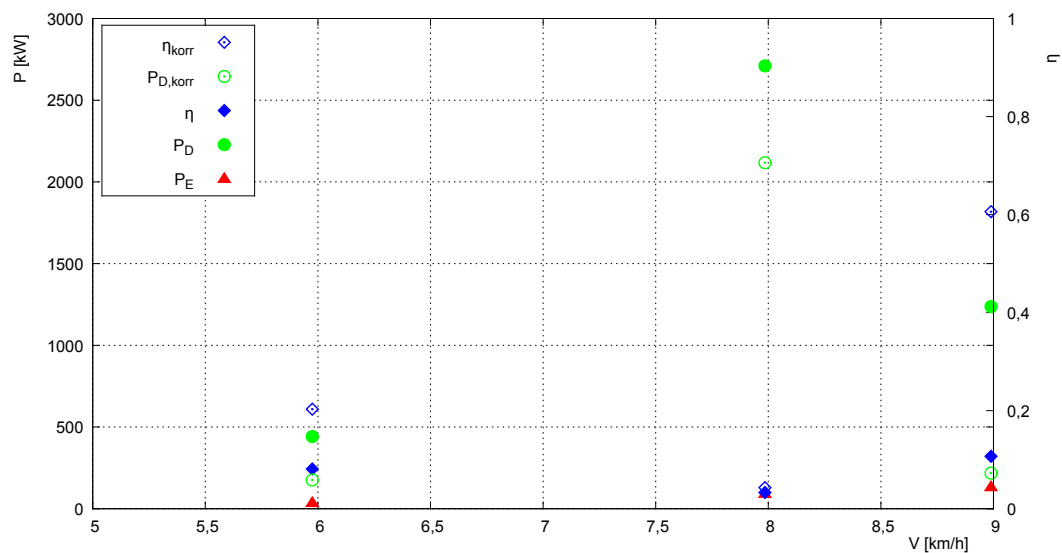


Abb. 6.12: Propulsionsleistung und Wirkungsgrad für den Schubverband bestehend aus Schubboot und zwei Schubleichtern ($T = 2,8\text{m}$, $h = 4\text{ m}$)

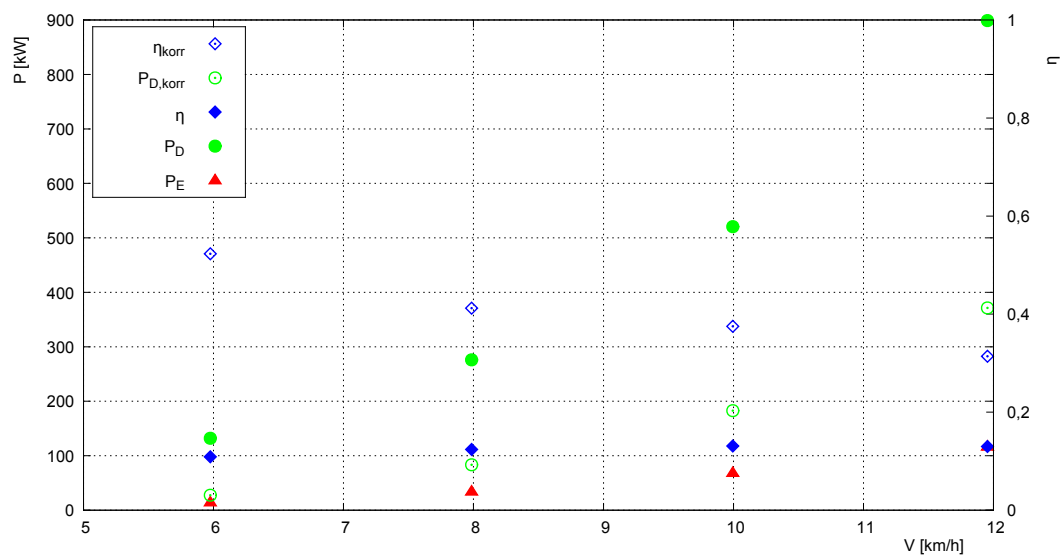


Abb. 6.13: Propulsionsleistung und Wirkungsgrad für den Schubverband bestehend aus Schubboot und zwei Schubleichtern ($T = 0,8\text{m}$, $h = 4\text{ m}$)

6.4 Stoppversuche

Es wurden Stoppversuche sowohl mit stehender als auch mit rückwärts laufender Blattkette durchgeführt. Damit sollte nachgewiesen werden, dass ein Schubverband mit Blattkettenantrieb, den Anforderungen der RheinSchUO hinsichtlich des Stoppvermögens entspricht.

Bei den Stoppversuchen wurde das Schiff mit eigenem Antrieb auf die Dienstgeschwindigkeit (6 km/h) beschleunigt. Das Restkraftmessglied war dabei entfernt, so dass sich das Schiff in Längsrichtung bewegen konnte. Mit einem Distanzlaser wurde die Relativposition des Schiffs zum Schleppwagen gemessen. Die Steuerung des Schleppwagens erfolgte durch eine Regelelektronik, so dass der Schleppwagen immer die gleich Relativposition zum Schiff eingehalten hat – der Schleppwagen folgte also dem Schiff.

Zu einem definierten Zeitpunkt wurde der Antrieb abgestellt (s. Abb. 6.14). Durch den Widerstand von Rumpf und Blattkette wurde das Schiff abgebremst. Dabei wurde beobachtet, dass kleine Abweichungen in der Relativposition zwischen Schleppwagen und Schiff und die damit verbundene Schrägstellung des Seils, mit dem das Schubboot aufgehängt war, zu sehr kleinen Längskräften führten. Diese kleinen Längskräfte waren bei sehr kleinen Geschwindigkeiten kurz vor dem absoluten Stillstand aber ausreichend, um das Schiff voran zu treiben, so dass ein absoluter Stillstand nicht erreicht wurde. Das asymptotische Stoppverhalten wurde somit nicht durch die Hydrodynamik bestimmt, sondern durch die Regelabweichung der Schleppwagensteuerung.

In einem zweiten Versuch (s. Abb. 6.15) wurde der Antrieb zu einem definierten Zeitpunkt nicht einfach abgeschaltet, sondern gestoppt und in rückläufiger Richtung wieder angeschaltet. Der Schleppwagen wurde wiederum automatisch nachgeführt. Die Bremskraft des rückwärts laufenden Antriebs war in diesem Fall so groß, dass der Stillstand sehr schnell erreicht wurde. Der Schubverband erreicht nach 150 m (in der Großausführung) den Stillstand und übererfüllt damit die Anforderungen der RheinSchUO deutlich.

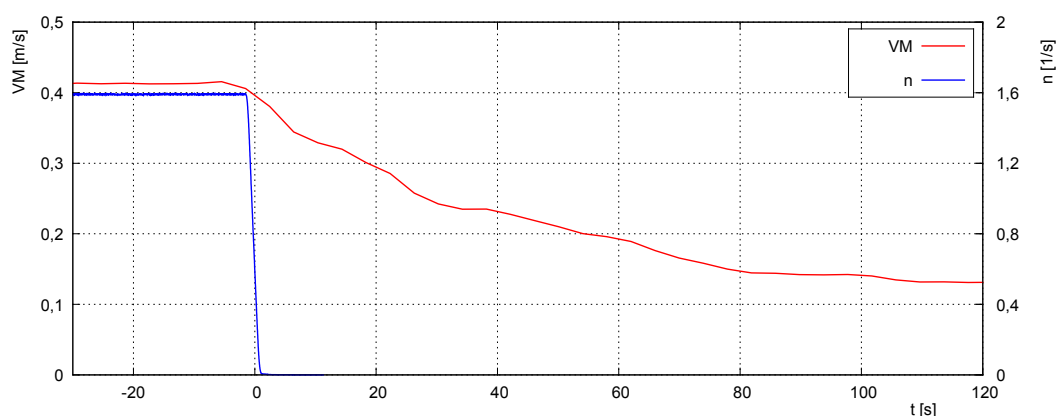


Abb. 6.14: Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit beim Stoppen. Der Antrieb wird bei $t = 0$ abgeschaltet.

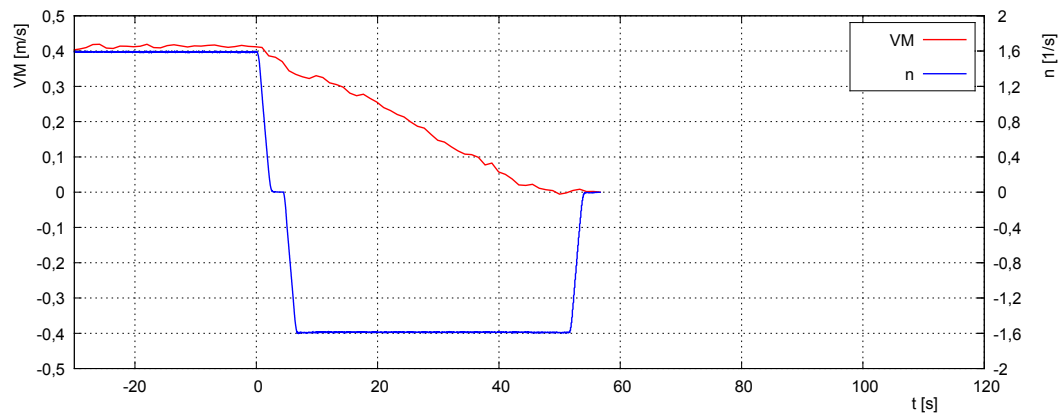


Abb. 6.15: Zeitlicher Verlauf der Geschwindigkeit beim Stoppen. Der Antrieb wird bei $t = 0$ abgeschaltet und dann wieder im Rückwärtslauf angeschaltet.

7 Diskussion und Ausblick

Die anfänglich durchgeführten Validierungsversuche sollten nur dazu dienen, die für den Einsatz geplanten CFD-Verfahren zu kalibrieren. Dabei stellte sich aber bald heraus, dass die CFD-Berechnungen keine verwendbaren Ergebnisse lieferten. Das berechnete Strömungsfeld zeigte keine gute Übereinstimmung mit den Messungen. Dies ist in diesem Fall besonders wichtig, weil die hintereinander angeordneten Blätter miteinander wechselwirken. Die nachfolgenden Blätter liegen im mit Wirbeln durchsetzten Nachstromfeld der voranstehenden Blätter. Das bei den Versuchen eingesetzte PIV-Verfahren hat bei der Aufklärung dieses Sachverhalts große Dienste geleistet.

Aber selbst die integralen Größen (Kräfte und Momente) für ein einzelnes Blatt konnten mit den numerischen Methoden nicht mit ausreichender Genauigkeit berechnet werden. Dies liegt hauptsächlich in den verwendeten Turbulenzmodellen der RANSE-Verfahren begründet. Eine genauere Berechnung erscheint möglich beim Einsatz von LES-Verfahren. Allerdings ist der Rechenaufwand (CPU-Zeit) hierbei für einen Einsatz im Entwurfsprozess zu groß.

In der weiteren Bearbeitung des Projekts mussten deshalb die vorgesehenen numerischen Untersuchungen durch experimentelle ersetzt werden. Dabei wurde eine große Anzahl an Varianten untersucht: Blattabstand, -eintauchtiefe, -anstellwinkel und -perforation wurden in vielfachen Kombinationen variiert. Zum Vergleich wurde ein volumenbezogener Kraftbeiwert definiert. Hierbei wurde zwei wesentliche Erkenntnisse gewonnen:

Erstens stellt die Abschattung der hintereinander angeordneten Blätter keine großes Problem dar. Zwar ist das zweite Blatt in der Reihe sehr schlecht angeströmt und trägt kaum zum Vortrieb bei, alle nachfolgenden Blätter dagegen schon. Diese Erkenntnis könnte auch für eine evtl. Weiterentwicklung des Schaufelrads interessant sein, da hier meist nur zwei Blätter gleichzeitig eingetaucht sind.

Es zeigte sich, dass viele der untersuchten Varianten keinen Vorteil gegenüber der einfachen Anordnung hintereinander bringen. Werden die Blätter um die Hochachse gedreht, erzeugen sie eine deutlich größeren Schub. Die induzierte Querströmung reduziert den ungünstigen Einfluss des vom nächsten Blatt bereits entgegen der Fahrtrichtung beschleunigten Wassers. Wenn die Querkräfte konstruktiv beherrschbar sind, kann der Antrieb dadurch kompakter gebaut werden.

Aus den experimentellen Untersuchungen wurde ein Auslegungsverfahren abgeleitet. Für einen erforderlichen Schub, können Blattanzahl, -abstand und -größe sowie die Umlaufgeschwindigkeit bestimmt werden. Dies wurde für das beispielhaft untersuchte Schub-

boot gemacht. In den Modellversuche wurde dann bestätigt, dass der entworfene Antrieb genau den erwarteten Schub erzeugt hat.

Mit dem untersuchten Modellantrieb konnte gezeigt werden, dass der Blattkettenantrieb sowohl im extrem flachen Wasser als auch im tiefen Wasser eingesetzt werden kann. Das Schubboot war in der Lage einen zweispurigen Verband mit einer Verdrängung von 4600 m^3 (in der Großausführung) anzutreiben. Allerdings war die Antriebskette kaum gedämpft und hatte eine Resonanzfrequenz, die im Arbeitsbereich des Antriebs lag. Außerdem hatte der Antrieb ein sehr großes Leermoment in der Größenordnung des Nutzmoments. Dadurch war eine zuverlässige Aussage über die hydrodynamische Momente, bzw. die hydrodynamische Antriebsleistung nicht möglich. Damit entfällt auch die Möglichkeit einer Prognose für den Wirkungsgrad der Großausführung.

Im Rahmen dieses Vorhaben, konnten viele hydrodynamische Fragestellungen, die dieses Antriebskonzept betreffen, beantwortet werden. Allerdings fehlt eine Aussage über den Wirkungsgrad. Um diese Entwicklung zu einem Abschluss zu bringen, sollte in einem anschließenden Forschungsprojekt eine Antriebskonstruktion entwickelt werden, die keines der hier festgestellten Probleme aufweist. Der Antrieb darf in dem eingesetzten Drehzahlbereich keine Schwingungsneigung haben. Gleichzeitig sollte er sehr leichtgängig sein, um die mechanischen Verluste so gering wie möglich zu halten. Im Gegensatz zu dem hier verwendeten Funktionsmodell, sollte die zu entwickelnde Konstruktion konkret für den Einsatz in der Binnenschifffahrt ausgelegt sein, auch besonders hinsichtlich der Antriebsmaschinen und der Wartbarkeit im Schiffsbetrieb. Nach jetzigem Wissensstand, erscheint es sinnvoll statt einer Kette ein armiertes Band zu verwenden. Entsprechende System werden in anderen Technologiebereichen bereits erfolgreich angewendet und könnten für diesen Zweck adaptiert werden.

Eine weitere Anforderung kam aus dem Projektbegleitenden Ausschuss: Die Schiffbreite sollte auf 11,45 m beschränkt werden, um das Einsatzgebiet zu vergrößern (Schleusenbreite) und eine Schiff mit dem Blattkettenantrieb erfolgreich am Markt anbieten zu können. Der im Projekt gewählte Entwurf hatte eine Breite von 15 m, um Stabilitätsproblemen zu begegnen. Die Verringerung der Breite bei Beibehaltung der Querstabilität ist in eine weitere Aufgabe, die in einem anschließenden Projekt gelöst werden muss.

7.1 Ergebnistransfer

7.1.1 Nutzen für KMU

Der neu entwickelte Blattkettenantrieb kann für die Binnenschifffahrt zu einem Antrieb werden, dessen Vorteile besonders auf Gewässern mit extrem geringer bis mäßiger Wassertiefe genutzt werden. So kann ein mit einem Blattkettenantrieb ausgerüstetes Schiff eine Transportleistung zuverlässiger anbieten, weil die Ausfallzeiten durch Niedrigwasser deutlich weniger werden. Bei extremen Niedrigwasser ist ein so ausgerüstetes Schiff konkurrenzlos, bei moderatem Niedrigwasser sehr wahrscheinlich deutlich effizienter als ein konventionelles, propellergetriebenes Schiff. Davon würden sowohl Werften und Zulieferer beim Bau profitieren als auch die Schiffsbetreiber, Verloader und Spediteure.

Es konnte nachgewiesen werden, dass das Antriebskonzept funktioniert. Einzig die Bestimmung des Wirkungsgrades konnte nicht erbracht werden. Es wird deshalb eine Fortsetzung der Forschung angestrebt, damit für die potentiellen Nutzern ein Nachweis über die Effizienz und auch eine Abschätzung über den Bau- und Wartungsaufwand dargestellt werden kann.

7.1.2 Veröffentlichungen

Ein zusammenfassender Bericht wird auf den Internetseiten des DST veröffentlicht. Weiterhin sind Veröffentlichungen in den Zeitschriften „Ship Technology Research“ und „Binnenschifffahrt“ vorbereitet.

7.1.3 Schutzrechte

Für den in diesem Vorhaben entwickelten Blattkettenantrieb werden keine Schutzrechte beantragt.

7.1.4 Transferkonzept

Zeitraum	Maßnahme	Ziel/Bemerkung
Projektende (November 2013)	Letzte Sitzung der Projektbegleitenden Ausschusses	Information der Mitglieder des Projektbegleitenden Ausschuss über die erreichten Forschungsergebnisse und Planung der Fortsetzung der Forschung
Anfang 2014	Abschlussbericht	Die Zusammenstellung und Dokumentation der Projektergebnisse erfolgt hiermit.
März 2014	Vortrag im Wissenschaftlich-Technischen Ausschuss (WTA) des DST	Präsentation der Projektergebnisse gegenüber Vertretern von Binnenschiffverkehrsunternehmen, Repräsentanten von Werften, Zulieferern und Ingenieurbüros, der Wasser und Schifffahrtsverwaltung sowie von Wissenschaft und Forschung
II/2014	Veröffentlichung in der Zeitschrift „Schip Technology Research“	Information des Fachpublikums, insbesondere im Fachgebiet Hydrodynamik
II/2014	Veröffentlichung in der Zeitschrift „Binnenschifffahrt“	Information des Fachpublikums aus dem Bereich der Schifffahrtspraxis
II/2014	Beantragung eines Anschlussvorhabens	Mit den Erfahrungen aus dem abgeschlossenen Vorhaben und unter der Einbeziehung des Know-Hows von Industriepartnern, sollen die offen gebliebenen Fragen beantwortet werden und der Einsatz des Antriebs in der Praxis vorbereitet werden.
Ende 2014	Vortrag beim Verein für europäische Binnenschifffahrt und Wasserstraßen (VBW), Fachausschuss Binnenschiffe	Präsentation und Diskussion von Zwischenergebnissen bzw. Ergebnissen gegenüber Vertretern von Binnenschiffverkehrsunternehmen, Repräsentanten von Werften, Zulieferbetrieben und Ingenieurbüros sowie Klassifikationsgesellschaften und der Berufsgenossenschaft

Literaturverzeichnis

- [1] ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 14.5. ANSYS Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg PA 15317. 2012.
- [2] Ferziger, J. H. und Peric, M. *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [3] Guesnet, Thomas. *INBAT - Innovative Schubverbände zum wirtschaftlichen Einsatz auf flachen Wasserstraßen (INBAT - INnovative BArge Trains for effective Transport on shallow water)*. Technischer Bericht 1652. Duisburg: Entwicklungszentrum für Schiffstechnik und Transportsysteme e.V., 2005.
- [4] Helm, K. *Untersuchung eines schnelllaufenden Schaufelrades als Antriebsorgan für flachgehende Binnenschiffe*. Technischer Bericht 424. Duisburg: Versuchsanstalt für Binnenschiffbau, 1967.
- [5] Helm, K. *Weitere Modellversuche mit einem schnelllaufenden Süberkrübrad*. Technischer Bericht 248. Duisburg: Versuchsanstalt für Binnenschiffbau, 1962.
- [6] Inoue, Satoru, Watanabe, Shuuyou, Fujiishi, Akio und Nagamatsu, Kimiaki. „Resistance of two perforated plates placed obliquely to a current“. In: *Fisheries Engineering* 36 (1999), Seiten 137–145.
- [7] Jiang, T., List, S. und Lochte-Holtgreven, H. *Numerische und experimentelle Untersuchungen der Umströmung flachgehender, getunnelter Binnenschiffe unter Einbeziehung der Propellerwirkung*. Technischer Bericht. Duisburg: Entwicklungszentrum für Schiffstechnik und Transportsysteme e.V., 2003.
- [8] Jiang, Tao, List, Sven und Lochte-Holtgreven, Hermann. *Numerische, experimentelle und technisch-wirtschaftliche Untersuchungen zur Entwurfoptimierung und Wettbewerbssteigerung von Binnenschiffen - Teilprojekt: Numerische und experimentelle Untersuchungen der Umströmung flachgehender, getunnelter Binnenschiffe unter Einbeziehung der Propellerwirkung*. Technischer Bericht 1686. Bundesministerium für Bildung und Forschung fürderkennzeichen: 18 S 0195. Duisburg: Versuchsanstalt für Binnenschiffbau e.V., Mai 2005.
- [9] Jirka, Gerhard H. *Einführung in die Hydromechanik*. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2007.
- [10] Krappinger O. und Müller, M. *Berechnungsunterlagen für Schaufelräder*. Technischer Bericht. Institut für Schiffbau der Universität Hamburg, 1959.
- [11] Launder, B. E. und Spalding, D. B. *The Numerical Computation of Turbulent Flows*. Computer Methods in Applied Mechanics und Engineering 3 (2), 1974, Seiten 269–289.

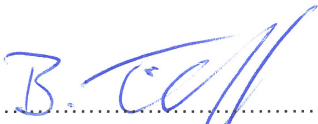
- [12] Menter, F. R. „Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications (MENTER)“. In: *AIAA Journal* 32(8) (1994), Seiten 1598–1605.
- [13] Thill, C. „Effects of climate change on the operation of inland waterway vessels“. In: Wien, 2009.

Blattkettenantrieb
Entwicklung eines Blattkettenantriebs für Schubboote und andere Binnenschiffe

Duisburg, im März 2014

Fachbereich Schiffshydrodynamik

Bearbeiter:

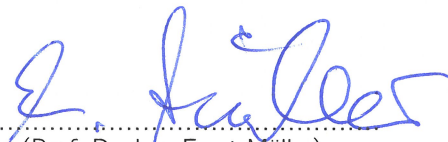

.....
(Dipl.-Ing. Benjamin Friedhoff)


.....
(Dipl.-Ing. Sven List)

Bearbeiter und Projektleiter:


.....
(Dr.-Ing. Rupert Henn)

DST – Entwicklungszentrum für
Schiffstechnik und Transportsysteme e.V.


.....
(Prof. Dr.-Ing. Ernst Müller)