

Abschlussbericht

Förderkennzeichen.: 03SX202A

Vorhabensbezeichnung: Untersuchung der Druckschwankungen
höherer Ordnung am Hinterschiff unter
Berücksichtigung der Kavitation am
Propeller

Autoren: Dr. Conxita Lifante,
PD Dr.-Ing. habil. Thomas Frank

Dienststelle des Autors: ANSYS Germany GmbH
Staudenfeldweg 12
D-83624 Otterfing
Germany

Berichtsdatum: 18. Dezember 2008

Berichtsnummer: **ANSYS / TR-08-04**



Final Report

Research Project No.: 03SX202A

Project Title: Investigation of higher order pressure fluctuations and its influence on ship stern, taking into account cavitation at propeller blades

Authors: Dr. Conxita Lifante,
Dr. Thomas Frank

Performing Organisation: ANSYS Germany GmbH
Staudenfeldweg 12
D-83624 Otterfing
Germany

Publication Date: 18. Dezember 2008

Report-No.: ANSYS / TR-08-04

Berichtsblatt

| | |
|--|--|
| 1. ISBN oder ISSN | 2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Abschlussbericht |
| 3. Titel Untersuchung der Druckschwankungen höherer Ordnung am Hinterschiff unter Berücksichtigung der Kavitation am Propeller | |
| 4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Lifante, Conxita; Frank, Thomas | 5. Abschlussdatum des Vorhabens 30.06.2008 |
| | 6. Veröffentlichungsdatum 18. Dezember 2008 |
| | 7. Form der Publikation Broschüre |
| 8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) ANSYS Germany GmbH Staudenfeldweg 12 83624 Otterfing | 9. Ber. Nr. Durchführende Institution ANSYS / TR-08-04 |
| | 10. Förderkennzeichen *) 03SX202A |
| | 11. Seitenzahl 79 |
| 13. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn | 12. Literaturangaben 38 |
| | 14. Tabellen 6 |
| | 15. Abbildungen 50 |
| 16. Zusätzliche Angaben | |
| 17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) | |
| 18. Kurzfassung Der Einsatz von Kavitation an Propellern oder anderen Schiffsbauteilen führt zu einer Leistungsminderung, Kavitationserosion, Vibrationen und neben anderen Nachteilen auch zu Lärm. Experimentelle Untersuchungen derartiger kavitationsinduzierter Druckoszillationen ist sowohl zeitaufwändig als auch kostenintensiv. Daher ist es von Seiten der Schiffbauindustrie sehr wünschenswert, derartige Untersuchungen und Design-Optimierungen mit hoher Genauigkeit auf der Basis von CFD-Simulationen ausführen zu können. CFD-Simulationen helfen hier, Zeit und Kosten zu sparen und die Qualität derartiger Schiffsbaukomponenten zu verbessern. Die Beschreibung von Kavitation im Kontext einer numerischen Strömungssimulation ist jedoch eine komplexe Aufgabenstellung, die experimentelle Untersuchungen von generischen und anwendungsorientierten Testfällen und die Validierung von CFD-Modellen im Vergleich mit diesen Experimenten erfordern. Hierin bestand das wesentliche Ziel des vorliegenden Forschungsvorhabens. Das Ziel der Untersuchungen bestand in der Berechnung der kavitationsinduzierten Druckoszillationen ausgehend von den Blättern eines P1356 Fahrgastschiff-Propellers. Hierbei wurde ein in ANSYS CFX entwickeltes Kavitationsmodell eingesetzt. Dieses Kavitationsmodell wurde an drei ausgewählten Testfällen validiert: ein 2d Hydrotragflügel, ein 3d Hydrotragflügel und letztendlich die Konfiguration des P1356 Propellers. Bei den ersten beiden Fällen handelt es sich um aus der Literatur entnommene Testfälle, während die Experimente für den P1356 Propeller vom Projektpartner Schiffsbau-Versuchsanstalt, Potsdam (SVA) ausgeführt wurden. Hierfür betreibt die SVA Potsdam einen Kavitationstunnel, an die verschiedenen Experimente ausgeführt wurden. Zum Vergleich mit den CFD-Simulationen wurden transiente Drucksignale aufgenommen sowie High-Speed Video-Aufnahmen vom Kavitationsbild am Schiffspropeller gemacht. Die numerischen Untersuchungen haben den großen Einfluss einer hohen Gitterauflösung und der Turbulenzmodellierung auf das Simulationsergebnis gezeigt. Für alle drei Testfälle konnte in sorgfältigen Untersuchungen eine gute Übereinstimmung mit den Experimenten erzielt werden, womit die Genauigkeit der physikalischen Modellierung in ANSYS CFX in Schiffbau-technischen Anwendungen unter Beweis gestellt werden konnte. | |
| 19. Schlagwörter CFD, Modellierung, Mehrphasenströmung, Turbulenz, Kavitation, Validierung, Schiffbau, Tragflügel, Propeller, Rotor-Stator | |
| 20. Verlag | 21. Preis |

*) Auf das Förderkennzeichen des BMBF soll auch in der Veröffentlichung hingewiesen werden.

Document Control Sheet

| | |
|--|--|
| 1. ISBN or ISSN | 2. type of document (e.g. report, publication) Final Report |
| 3. title Investigation of higher order pressure fluctuations and its influence on ship stern, taking into account cavitation at propeller blades | |
| 4. author(s) (family name, first name(s)) Lifante, Conxita; Frank, Thomas | 5. end of project 30.06.2008 |
| | 6. publication date 18. Dezember 2008 |
| | 7. form of publication Booklet |
| 8. performing organization(s) (name, address) ANSYS Germany GmbH Staudenfeldweg 12 83624 Otterfing | 9. originator's report no. ANSYS / TR-08-04 |
| | 10. reference no. 03SX202A |
| | 11. no. of pages 79 |
| 13. sponsoring agency (name, address) Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) 53170 Bonn | 12. no. of references 38 |
| | 14. no. of tables 6 |
| | 15. no. of figures 50 |
| 16. supplementary notes | |
| 17. presented at (title, place, date) | |
| 18. abstract <p>The onset of cavitation around propellers or other ship components leads to reduction of performance, erosion, vibrations and noise among other drawbacks. Experimental investigations of the cavitation induced pressure oscillations are both very time consuming and expensive. Therefore, to be able to simulate accurately such behaviour and to optimize new designs is an important demand from the side of shipbuilding industry. CFD simulations allow to save time and costs and to improve the quality of this kind of ship components.</p> <p>However, the description of cavitation in the context of a numerical flow simulation is a complex task, which requires specific model developments, experimental investigations of generic and application-oriented testcases, and validation of the numerical results against them.</p> <p>This was exactly the goal of the current research project and the methodology applied during its execution. The aim of the investigations performed was the study of the pressure oscillations induced by cavitation taking place at the blades of a P1356 propeller. A model to deal with cavitation has been developed in ANSYS CFX. It has been validated by comparison to three different testcases: a 2D hydrofoil configuration, a 3D hydrofoil configuration and the P1356 propeller. The first two cases are well known cases, and experimental data are available in literature, while the experimental data of the propeller P1356 was provided by the project partner Schiffbau Versuchsanstalt Potsdam (SVA). SVA operates a cavitation tunnel, where different experimental studies were carried out. Transient pressure signals recorded on a transducer plate as well as high-speed video showing the cavitation pattern were used for validation purposes. In numerical simulation strong influence of the grid resolution and turbulence modelling was found in solving the strong swirling flows involved in such propeller flow configurations. A satisfactory agreement between the numerical investigations and the experimental data was obtained for all three testcases, evidencing the appropriateness of the modelling in ANSYS CFX to deal with complex marine applications.</p> | |
| 19. keywords CFD, modelling, multiphase flow, turbulence, cavitation, validation, marine applications, hydrofoil, propeller, rotor-stator | |
| 20. publisher | 21. price |

Contents

| | | |
|----------|--|----|
| 1. | Danksagung..... | 10 |
| 2. | Einleitung..... | 11 |
| 3. | Mathematisches Modell..... | 14 |
| 3.1. | Das Kavitationsmodell..... | 14 |
| 3.1.1. | Das Modell für Turbulente Druckschwankungen..... | 16 |
| 3.1.2. | Das “vollständige” Kavitationsmodell..... | 17 |
| 3.1.2.1. | Validierung..... | 19 |
| 3.2. | Turbulenzmodellierung..... | 21 |
| 3.3. | Rotor-Stator-Schnittstelle..... | 26 |
| 3.3.1. | Datenaustauschfehler und Algorithmische Verbesserungen..... | 27 |
| 4. | Validierungstestfälle & Vergleich mit Experimentellen Daten..... | 31 |
| 4.1. | Hydrotragflügel nach Le et al..... | 31 |
| 4.1.1. | Definition des Testfalls..... | 31 |
| 4.1.2. | Randbedingungen und Initialisierung..... | 33 |
| 4.1.3. | Numerische Gitternetze..... | 33 |
| 4.1.4. | Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation..... | 35 |
| 4.1.5. | Ergebnisse..... | 35 |
| 4.1.5.1. | Berechnung der Kavitation..... | 35 |
| 4.1.5.2. | Druckbeiwert..... | 38 |
| 4.1.5.3. | Auftriebsbeiwert..... | 41 |
| 4.1.5.4. | Einfluss des “vollständigen” Kavitationsmodells (Full Cavitation Model – FCM)..... | 42 |
| 4.1.6. | Diskussion..... | 44 |
| 4.2. | Testfall eines Hydrotragflügels nach Arndt..... | 45 |
| 4.2.1. | Definition des Testfalls..... | 45 |
| 4.2.2. | Randbedingungen und Initialisierung..... | 46 |
| 4.2.3. | Numerische Gitternetze..... | 47 |
| 4.2.4. | Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation..... | 49 |
| 4.2.5. | Ergebnisse..... | 49 |
| 4.2.5.1. | Auflösung der Umfangsgeschwindigkeiten im Spitzenwirbel..... | 49 |
| 4.2.5.2. | Trajektorie des Spitzenwirbels..... | 54 |
| 4.2.5.3. | Auftriebsbeiwert..... | 55 |
| 4.2.5.4. | Kavitationseinsatz..... | 55 |
| 4.2.6. | Diskussion..... | 56 |
| 4.3. | Propeller P1356..... | 56 |
| 4.3.1. | Definition des Testfalls..... | 56 |
| 4.3.2. | Randbedingungen und Initialisierung..... | 59 |
| 4.3.3. | Numerische Gitternetze..... | 59 |
| 4.3.4. | Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation..... | 62 |
| 4.3.5. | Ergebnisse..... | 63 |
| 4.3.5.1. | Transiente Drucksignale..... | 63 |
| 4.3.5.2. | Behandlung der Rotor-Stator-Schnittstelle und Berechnung der Spitzenwirbel am P1356 Propeller..... | 67 |
| 4.3.6. | Diskussion..... | 71 |
| 5. | Zusammenfassung und Schlußfolgerungen..... | 73 |

| | | |
|----|-------------------------------------|----|
| 6. | Veröffentlichungen..... | 74 |
| 7. | Formel- und Symbolverzeichnis | 75 |
| 8. | Literatur | 77 |

Figure List

| | |
|--|----|
| Abb. 1: Scharfkantige Querschnittsverengung einer Rohrströmung; Geometrie und Testfallparameter. | 19 |
| Abb 2: Abflussbeiwert über Kavitationszahl..... | 20 |
| Abb. 3: Volumetrischer Luftgehalt. $\sigma=1.871$. Links: FCM aktiviert. Rechts: FCM nicht aktiviert..... | 21 |
| Abb. 4: Gelöster Luftgehalt. $\sigma=1.871$. Links: FCM aktiviert. Rechts: FCM nicht aktiviert... | 21 |
| Abb. 5: Propeller P1356. Darstellung der Rotor-Stator-Schnittstelle und Aufteilung des Strömungsgebietes Links: Seitenansicht; Rechts: Perspektivische Ansicht. | 27 |
| Abb. 6: Zweidimensionale Mixer-Geometrie..... | 28 |
| Abb 7: Zweidimensionaler Mixer-2D. Transiente Drucksignale für verschiedene Integrationszeitschritte des CFD-Lösers. | 28 |
| Abb. 8: Zweidimensionaler Mixer-2D. Transiente Drucksignale für verschiedene Gitternetzauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle. | 29 |
| Abb. 9: Propeller P1356. Transiente Drucksignale | 30 |
| Abb. 10: Schematische Darstellung der Umströmung des plano-convexen Hydrotragflügels nach Le [2]...... | 32 |
| Abb. 11: Darstellung des CFD-Setups für die Validierungsuntersuchungen am Hydrotragflügel nach Le. | 33 |
| Abb. 12: Blockstruktur der Vernetzung des Testfalls nach Le..... | 34 |
| Abb. 13: Struktur des größten Gitternetzes (Coarse grid). | 35 |
| Abb. 14; Transienter Zyklus einer oszillierenden Kavitationsblase auf der Tragflügeloberseite bei $\alpha=4^\circ$ und $\sigma=0.5$ | 36 |
| Abb. 15: Experimentell ermittelte Kavitationslänge [4] über Kavitationszahl für verschiedene Anstellwinkel des Tragflügels. | 37 |
| Abb. 16: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=0^\circ$, $\sigma=0.4$ | 37 |
| Abb. 17: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=4^\circ$, $\sigma=0.5$ | 38 |
| Abb. 18: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=-4^\circ$, $\sigma=0.3$ | 38 |
| Abb. 19: Druckbeiwert, $\alpha=2.5^\circ$, $\sigma=0.55$ | 39 |
| Abb. 20: Druckbeiwert, $\alpha=3.5^\circ$, $\sigma=0.55$ | 39 |
| Abb. 21: Druckbeiwert, $\alpha=4.1^\circ$, $\sigma=0.81$ | 40 |
| Abb. 22: Druckbeiwert, $\alpha=5.1^\circ$, $\sigma=0.81$ | 40 |
| Abb. 23: Druckbeiwert in Abhängigkeit von der Modellierung des Terms zur Berücksichtigung von turbulenten Druckschwankungen. $\alpha=3.5^\circ$, $\sigma=0.55$ | 41 |
| Abb. 24: Auftriebsbeiwert über Anstellwinkel für verschiedene Kavitationszahlen. | 42 |
| Abb. 25: Volumetrischer Dampfgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$ | 42 |
| Abb. 26: Volumetrischer Dampfgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert. | 43 |
| Abb. 27: Volumetrischer Luftgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert..... | 44 |
| Abb. 28: Hüllkurve für den volumetrischen Dampf- und Luftgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert..... | 44 |
| Abb. 29: Schematische Darstellung des Hydrotragflügels NACA 66 ₂ -415 im Kavitationskanal. | 45 |
| Abb. 30: Elliptisches Profil des Hydrotragflügels NACA 66 ₂ -415. | 46 |
| Abb. 31: Elliptisches Profil des Hydrotragflügels NACA 66 ₂ -415. | 46 |
| Abb. 32: Blockstruktur um den Hydrotragflügel..... | 47 |

| | |
|--|----|
| Abb. 33: Auflösung des Grobgitternetzes in einem Längsschnitt durch den Kavitationskanal. | 48 |
| Abb. 34: Radiale Geschwindigkeitsprofile des Spitzenwirbels an drei verschiedenen Positionen stromab der Tragflügelspitze für $x/c_0=0.5, 1$ und 2 | 49 |
| Abb. 35: Radiale Geschwindigkeitsprofile für die drei unterschiedlich aufgelösten Gitternetze für den geringsten Abstand zur Tragflügelspitze $x/c_0=0.016$ | 50 |
| Abb. 36: Radiale Geschwindigkeitsprofile für die drei unterschiedlich aufgelösten Gitternetze für den Abstand einer Sehnenlänge zur Tragflügelspitze $x/c_0=1.0$ | 50 |
| Abb. 37: Radiale Geschwindigkeitsprofile berechnet mit verschiedenen Advektionsschemata und dem Krümmungskorrekturterm im SST-Turbulenzmodell bei $x/c_0=1$ | 51 |
| Abb. 38: Vergleich der radialen Geschwindigkeitsprofile bei der Berechnung mit den verschiedenen Turbulenzmodellen bei einem Abstand zum Tragflügel von $x/c_0=1$ | 52 |
| Abb. 39: Volumetrischer Dampfgehalt in kavitierender Strömung in der Nähe der Tragflügelspitze. $Re=5.2 \times 10^5$. $\sigma=0.58$. (a) Experimentelle Beobachtung bei $\alpha_{eff}=9.5^\circ$, (b) SST-Turbulenzmodell bei $\alpha_{eff}=12^\circ$. (c) BSL RSM-Modell bei $\alpha_{eff}=12^\circ$ | 53 |
| Abb. 40: Trajektorie des Spitzenwirbels in der x-y Koordinatenebene. | 54 |
| Abb. 41: Auftriebsbeiwert über effektivem Anstellwinkel des Tragflügels. | 54 |
| Abb. 42: Kavitationseinsatz in Abhängigkeit von Reynoldszahl und Auftriebsbeiwert. | 55 |
| Abb. 43: Schematische Darstellung des Kavitationstunnels der SVA Potsdam. | 57 |
| Abb. 44: Konfiguration des Testfalls: Geometrie des untersuchten P1356 Propellers, der Druckaufnehmerplatte und der Position der Druckaufnehmer in der CFD-Simulation. | 58 |
| Abb. 45: Details der Gitterauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle für die verschiedenen aufgelösten Gitternetze. Von oben nach unten: Gitter 1 (Rotor-Stator-Schnittstelle); Gitter 2 (Rotor-Stator-Schnittstelle), Gitter 3 (strukturiert/unstrukturierte Gittervergrößerung); Gitter 5 (Rotor-Stator-Schnittstelle). | 61 |
| Abb. 46: Transiente Drucksignale an der Position des Druckaufnehmers 2 für verschiedene Turbulenzmodelle. Oben: Grid 1; Mitte: Grid 2; Unten: Grid 3. | 64 |
| Abb. 47: Transiente Drucksignale an der Position des Druckaufnehmers 2. Testfall-Konfigurationen 3E, 4F, 5F. | 65 |
| Abb. 48: Transiente Drucksignale. Testfall-Konfiguration 5F. Oben: Druckaufnehmer 2; Mitte: Druckaufnehmer 3; Unten: Druckaufnehmer 4. | 66 |
| Abb. 49: Isoflächen konstanten Druckes ($P=47\text{KPa}$) für verschiedene Gitternetze. Oben links: Testfall-Konfiguration 1C; Oben Mitte: Testfall-Konfiguration 2D; Oben rechts: Testfall-Konfiguration 3F; Unten links: Testfall-Konfiguration 4F; Unten rechts: Testfall-Konfiguration 5F. | 69 |
| Abb. 50: Oben: Propeller P1356 im Kavitationstunnel der SVA Potsdam; Unten: Isofläche des Q^* -Kriteriums aus der CFD-Simulation, Testfall-Konfiguration 5F ($Q^*=60$). | 70 |

Table List

| | |
|--|----|
| Tabelle 1: Gitterstatistiken. | 19 |
| Tabelle 2: Gitterstatistik für den Testfall des Hydrotragflügels nach Le. | 34 |
| Tabelle 3: Gitterstatistik für die drei Gitternetze des Hydrotragflügel-Testfalls nach Arndt. | 48 |
| Tabelle 4: Aufstellung der ausgeführten CFD-Simulationen für den Arndt Testfall. | 48 |
| Tabelle 5: Gitterstatistik für den P1356 Propeller Testfall. | 62 |
| Tabelle 6: CFD-Simulationsmatrix für den P1356 Propeller Testfall. | 63 |

1. Danksagung

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) unter dem Förderkennzeichen 03SX202A gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

The underlying research project of this final report has been funded by the German Ministry of Education and Research (BMBF) under the grant No. 03SX202A. The authors of this report are fully responsible for the contents of this publication.

2. Einleitung

Equation Section 1

Kavitationseinsatz an Propellern, Hydrotragflügeln und anderen Schiffskomponenten trägt wesentlich zu Leistungsminderung, Erosion und verschlechtertem Passagier- und Besatzungskomfort auf Grund von Kavitations-induzierten Vibrationen und Lärm bei. Die Möglichkeit zur genauen Berechnung von Kavitation steht daher zunehmend im Fokus des Interesses von Schiffbauern, Werften, Schiffseignern, Klassifizierungsgesellschaften, usw. Die Amplitude der vom Schiffspropeller induzierten Druckschwankungen ist somit ein Qualitätskriterium für einen Schiffsentwurf und führt zu Abhängigkeiten in der Dimensionierung und Auslegung weiterer Schiffsstrukturen. Daher wird ihr Maximum bereits während der Designphase festgelegt. In Folge haben sich in der Vergangenheit daher schon viele Wissenschaftler mit der Frage der Kavitationsberechnung auseinander gesetzt. Bis heute ist aber eine Vielzahl der Untersuchungen experimenteller Natur. Die experimentelle Untersuchung von Propeller-induzierten Druckschwankungen und die Untersuchung des Einflusses auf das Hinterschiff sind jedoch sehr zeitaufwendig und kostenintensiv. Daher ist es aus Sicht der Schiffsbauindustrie erforderlich, die Einflüsse der Propellerströmung auf der Grundlage von CFD¹-Simulationen zu erfassen um Zeit und Kosten bei der Schiffskonstruktion einzusparen und gleichzeitig die Qualität der Schiffskonstruktionen zu verbessern.

Zusätzlich treten bei experimenteller Untersuchung auch Unsicherheiten in der Massstabsübertragung vom Modellversuch auf den 1:1-Massstab auf. Auch aus dieser Sicht ist der Einsatz von CFD für die Schiffbauindustrie vorteilhaft, da die Untersuchung des Schiffdesigns ohne größere weitere Kosten sowohl im Modellmassstab – z.B. zum Vergleich mit dem Experiment – als auch im Originalmassstab erfolgen kann. Die Auswirkungen von Designveränderungen können auch direkt am Originalmassstab des Schiffsentwurfs untersucht werden. Der starke Anstieg in Rechengeschwindigkeit und Speicherausbau von Computern/Arbeitsstationen/Cluster-Rechnern kombiniert mit dem Preisverfall bei derartigen Ausrüstungskomponenten hatte in den letzten Jahren einen starken Einfluss auf den zunehmenden Einsatz von Simulationsmethoden im Schiffsentwurf. Die Entwicklung der Computerhardware zeigt auch für die kommenden Jahre einen weiter ungebrochenen Trend zu mehr zur Verfügung stehenden Rechenleistung. Und so können immer mehr physikalische Teilphänomene der Simulation durch CFD-Methoden zugänglich gemacht werden und die erreichbare Auflösung und Genauigkeit der CFD-Simulationen nimmt auf Grund immer feinerer zu untersuchender Gitternetze immer mehr zu.

Die numerische Berechnung von Kavitation ist eine relative komplexe Aufgabenstellung, die der Entwicklung spezifischer Mehrphasenmodelle, der experimentellen Untersuchung von grundlegenden und anwendungsorientierten Testfällen und des CFD-Experiment-Vergleichs bedarf, um die Kavitationsmodelle konsequent weiter zu entwickeln.

Kavitation wird verursacht, wenn der locale Druck in einer Strömung unter den Sättigungsdruck des Fluids absinkt und somit lokal die Bildung von Dampfblasen einsetzt. Dieser lokale Druckabfall kann durch das geometrische Design verursacht werden, dass auf

¹ CFD – Computational Fluid Dynamics

Grund der Umströmungsverhältnisse zu derartigen lokalen Druckverteilungen führt. Eine weitere Möglichkeit ist die sogenannte Turbulenz-induzierte Kavitation, wobei im Kern eines turbulenten Wirbels mit hoher Umfangsgeschwindigkeit auf Grund von Zentrifugaleffekten ein geringer Druck entsteht, der zu lokaler Kavitation führen kann. Ein Beispiel für Turbulenz-induzierte Kavitation ist die Spitzenwirbelkavitation an Propellerflügeln. Für diese Art der Kavitationsentstehung ist daher auch die akkurate Wiedergabe der Designgeometrie in der CFD-Simulation und eine genaue Turbulenzmodellierung die Voraussetzung für die genaue Vorhersage von Strömungs- und Kavitations-induzierten Druckschwankungen. Auf Grund der hohen Umdrehungsgeschwindigkeiten der Propeller sind alle hier betrachteten Propellerumströmungen auf Grund der dadurch auftretenden hohen Reynoldszahlen turbulente Strömungen. Der Turbulenzmodellierung kommt daher in den folgenden Untersuchungen ebenfalls eine bedeutende Rolle zu.

In den Anfängen der CFD-Simulation war die Turbulenzmodellierung mit einem k- ϵ Zweigleichungs-Turbulenzmodell mit logarithmischen Wandfunktionen der Berechnungsstandard. Es ist jedoch bekannt, dass diese Vorgehensweise einige Nachteile aufweist. Dies führte in der Vergangenheit zur Weiterentwicklung von Turbulenzmodellen, von denen in ANSYS CFX heute bevorzugt das SST-Turbulenzmodell für äußere Aero- und Hydrodynamik eingesetzt wird. Es besteht in einer Kombination von k- ϵ und k- ω Modellen in Kombination mit einem modifizierten Turbulenzviskositätsansatz. Mit dem Einsatz sogenannter automatischer Wandfunktionen kann die Genauigkeit von CFD-Simulationen insbesondere auf fein aufgelösten Gitternetzen erhöht werden.

Das SST-Turbulenzmodell wurde in den vorliegenden Untersuchungen als Standardmodell eingesetzt. Es ist jedoch wie andere Zweigleichungs-Turbulenzmodelle auch ein isotroper Ansatz für die Turbulenzmodellierung. Daher ist es i.d.R. ungeeignet um Turbulenz in Strömungen mit stark gekrümmten Stromlinien und starkem Drall der Strömung zu berechnen. Daher wurden zusätzlich auch sogenannte Reynoldsspannungs-Turbulenzmodelle eingesetzt und deren Ergebnisse analysiert. Diese Modelle lösen 6 unabhängige Differentialgleichungen für die 6 Komponenten des Reynolds'schen Spannungstensors. Diese Art der Turbulenzsimulation erhöht zunächst den notwendigen numerischen Aufwand und Speicherverbrauch der CFD-Simulation. In vielen Fällen kann jedoch auch eine deutlich erhöhte der Genauigkeit der Strömungsberechnung hiermit erzielt werden. Schließlich wurden die genauesten numerischen Simulationen mit skalenauflösenden Turbulenzmodellen wie der Detached Eddy Simulation (DES) und der Scale-adaptive Simulation (SAS) ausgeführt, die in der Lage sind, große turbulente Strukturen der Strömung direkt aufzulösen, während die isotrope, kleinskalige Turbulenz modelliert wird.

In ANSYS CFX wurde ein Kavitationsmodell entwickelt und implementiert, dass in Folge gegenüber experimentellen Daten validiert wurde. Zu diesem Zweck wurden die folgenden Testfälle ausgewählt:

- 2D Testfall eines plano-convexen Hydrotragflügels, an dem überwiegend Schichtkavitation beobachtet wurde.
- 3D Testfall der Strömung über einen NACA 66₂-415 Hydrotragflügel. Hierbei tritt an der Tragflügelspitze ein Spitzenwirbel mit hohen radialen Geschwindigkeitsgradienten auf, die zu Spitzenwirbelkavitation führen.

- Vereinfachter Testfall eines aus Rotor und Stator in einer Kammer bestehenden Mixers, an dem grundsätzliche Eigenschaften und die Genauigkeit des Rotor-Stator-Interfaces in ANSYS CFX untersucht wurden

Auf der Grundlage der an den vorangehend aufgeführten Testfällen gewonnenen Erkenntnissen konnte schließlich der abschließende Testfall effizient untersucht werden:

- Industrieller Demonstrations-Testfall einer Propellerumströmung eines Passagierschiffpropellers vom Typ P1356.

Besondere Aufmerksamkeit wurde während der Laufzeit des Projektes der Zweiphasenmodellierung des Kavitationsvorgangs, der Analyse turbulenter Druckschwankungen, dem Einfluss von gelösten nicht-kondensierbaren Gasen auf die Kavitation (sogenannte Gaskavitation) und der mit den verfügbaren numerischen Algorithmen erzielbaren Genauigkeit von Rotor-Stator-Simulationen an bewegten Bauteilen wie z.B. Propellern gewidmet.

In allen untersuchten Testfällen wurden die CFD-Simulationen unter weitestgehend möglicher Beachtung der sogenannten Best Practice Guidelines ausgeführt, wobei durch den Einsatz von hierarchisch verfeinerten Gitternetzen und der Erzielung von Gitternetz-unabhängigen numerischen Lösungen eine Quantifizierung und Separierung von numerischem und Modellfehler möglich ist. Die CFD-Ergebnisse wurden mit den Literaturdaten bzw. mit den experimentellen Ergebnissen von den Versuchsständen der SVA Potsdam verglichen, die für die untersuchten Testfälle in der Mehrheit eine gute Übereinstimmung von CFD-Simulationsergebnis und Experiment erbrachten.

3. Mathematisches Modell

Equation Section 2

3.1. Das Kavitationsmodell

Das in ANSYS CFX entwickelte und implementierte Kavitationsmodell basiert auf der Rayleigh-Plesset-Gleichung, die das Wachstum einer einzelnen Dampfblase in einem Fluid beschreibt. Die Produktion von Dampf auf Grund des Kavitationsvorganges wird durch entsprechende Quellterme in der Kontinuitätsgleichung beschrieben. Die Fluidströmung wird hierbei in einem bzgl. der Geschwindigkeiten beider Phasen homogenen Ansatz beschrieben, in dem angenommen wird, dass sich beide Phasen mit demselben Geschwindigkeitsfeld bewegen (keine Schlupfgeschwindigkeit der Dampfblasen).

Die herrschenden Transport- und Erhaltungsgleichungen sind dann:

Kontinuitätsgleichung für jede Phase:

$$\frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha)}{\partial t} + \frac{\partial(r_\alpha \rho_\alpha u_i)}{\partial x_i} = \dot{S}_\alpha \quad (2.1)$$

Impulserhaltungsgleichung:

$$\frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho_m r_\alpha g_i + \frac{\partial(\tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

wobei r_α , u_i , ρ_α , \dot{S}_α , g_i , τ_{ij} und P für den Volumengehalt der jeweiligen Phase, die karthesischen Geschwindigkeitskomponenten, die Phasendichte, die Rate des Massenaustausches zwischen beiden Phasen, die Komponenten des Gravitationsvektors, den Spannungstensor und den Druck stehen. Der Index m bezieht sich auf Gemischeigenschaften des Fluids, während der Index α sich auf die jeweilige Phase bezieht. Aus Gründen des Volumenerhaltes gilt:

$$\sum_{\alpha=1}^N r_\alpha = 1 \quad (2.3)$$

wobei $N = 2$ die Anzahl der Phasen ist.

Ferner gilt aus Gründen des Massenerhaltes für die Massenaustauschterme an der Phasengrenzfläche:

$$\sum_{\alpha=1}^N \dot{S}_\alpha = 0 \quad (2.4)$$

Somit gilt für die Massenaustauschterme in dem Fall, wenn in einer kavitierenden Strömung nur zwei Phasen (Dampf und Flüssigkeit) präsent sind:

$$\dot{S}_v = -\dot{S}_l = \dot{S}_{lv} \quad (2.5)$$

Die Gleichung zur Berechnung dieser Massenaustauschterme kann aus der Rayleigh-Plesset-Gleichung hergeleitet werden, die in ihrer vollständigen Form wie folgt geschrieben werden kann:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_l R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_l} \quad (2.6)$$

wobei R_B den Blasenradius einer Kavitationsblase, σ die Oberflächenspannung und P_v den Druck innerhalb der Kavitationsblase repräsentieren. Für letzteren wird angenommen, dass er äquivalent dem Dampfdruck ist. Nach Vernachlässigung von Termen höherer Ordnung reduziert sich diese Gleichung zu:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.7)$$

Die Änderungsrate der in der Kavitationsblase eingeschlossenen Masse errechnet sich somit aus:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_v \frac{dV_B}{dt} = \rho_v 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.8)$$

Unter der Annahme, dass sich N_B Kavitationsblasen pro Einheitsvolumen in der Strömung befinden, kann der volumetrische Dampfgehalt wie folgt ausgedrückt werden:

$$r_v = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (2.9)$$

Somit erhalten wir den Ausdruck für den summarisch auftretenden Massenaustauschterm auf Grund von Kavitation pro Einheitsvolumen:

$$\dot{S}_{lv} = \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} \quad (2.10)$$

Diese Beziehung wurde unter der Annahme von Blasenwachstum auf Grund von Verdampfung hergeleitet. man kann sie jedoch dahingehend verallgemeinern, dass der Fall der Kondensation durch einen empirischen Vorfaktor (F) in der folgenden Art berücksichtigt wird:

$$\dot{S}_{lv} = F \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P|}{\rho_l}} \text{sign}(P_v - P) \quad (2.11)$$

der für den Fall von Verdampfung und Kondensation unterschiedliche Werte annehmen kann und somit auch dem Fakt Rechnung tragen kann, dass beide Vorgänge mit unterschiedlicher Geschwindigkeit ablaufen können. Normaler Weise erfolgt der Kondensationsvorgang bei Kavitation um ein mehrfaches langsamer als der Verdampfungsvorgang.

Obwohl damit das Modell schon für den Verdampfungs- und Kondensationsvorgang modifiziert wurde, ist eine weitere Modifikation für den Verdampfungsvorgang erforderlich. Verdampfung bei Kavitation setzt zunächst an sogenannten Keimpartikeln in der Strömung

ein. Wenn der Dampfgehalt in der Strömung zunimmt, muss die lokale Keimanzahldichte entsprechend abnehmen, da sich im Bilanzgebiet zunehmend weniger Flüssigkeit befindet. Daher wird in obiger Beziehung r_v für den Verdampfungsvorgang durch den Term $r_{nuc}(1-r_v)$ ersetzt. Die endgültige Form des Kavitationsmodells ergibt sich somit zu:

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} & \text{if } P < P_v \\ F_{cond} \frac{3r_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} & \text{if } P > P_v \end{cases} \quad (2.12)$$

In dieser endgültigen Formulierung wurden die folgenden Modellparameter verwendet: $R_B = 10^{-6} m$, $r_{nuc} = 5 \times 10^{-4}$, $F_{vap} = 50$, $F_{cond} = 0.01$.

3.1.1. Das Modell für Turbulente Druckschwankungen

Wie bereits erwähnt übt die Fluidturbulenz in vielen Fällen einen maßgeblichen Einfluss auf die Kavitation aus. Turbulente Druckschwankungen können einem lokalen Druckabfall unter den Dampfdruck und somit zu Kavitation führen. Vom Gesichtspunkt einer maximal zu erzielenden Simulationsgenauigkeit wäre es anstrengenswert, diese turbulenten Druckschwankungen sowohl räumlich als auch zeitlich in der CFD-Simulation aufzulösen. In den meisten technischen Anwendungsfällen ist dies jedoch wegen des extrem hohen numerischen Berechnungsaufwandes einer Direkten Numerischen Simulation (DNS) oder einer LES²-artigen skalenauflösenden Turbulenzmodellierung mit den heutigen Rechenkapazitäten nicht möglich. Ein alternativer Ansatz, den anfachen Einfluss turbulenter Druckschwankungen auf die Kavitation zu berücksichtigen, besteht darin, diese turbulenten Druckschwankungen in eine Beziehung zur kinetischen Turbulenzenergie zu setzen. In diesem Fall ist der minimale lokal auftretende Druck proportional zum zeitlich gemittelten Druck minus dem statistischen Maximum der auftretenden turbulenten Druckschwankungen:

$$P_v - P = P_{sat} - (\bar{P} - P'_{turb}) \quad (2.13)$$

wobei

$$P'_{turb} = 0.39 \rho k \quad (2.14)$$

Damit erhalten wir die Rayleigh-Plesset-Gleichung (2.7) für die Berechnung des Blasenwachstums auf Grund von Kavitation in der Form:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_{sat} - P + P'_{turb}}{\rho_l}} \quad (2.15)$$

Diese Vorgehensweise hat sich in Validierungsuntersuchungen als physikalisch nicht immer realistisch gezeigt, weshalb an dem Modell eine weitere Modifikation vorgenommen wurde.

² LES – Large Eddy Simulation

Da die kinetische Turbulenzenergie an das lokale Vorhandensein der fluiden Phase gebunden ist, erscheint es physikalisch richtiger, den zu den turbulenten Druckschwankungen im Verhältnis stehenden Term mit dem Volumengehalt der fluiden Phase, Wasser in diesem Fall, zu gewichten. Aus diesem Grund wurde die Gleichung (2.14) wie folgt verändert:

$$P'_{turb} = 0.39(1 - r_v)\rho k \quad (2.16)$$

Dieser Term wird somit zu Null wenn das betrachtete Bilanzgebiet vollständig mit Dampfblasen, also der gasförmigen Phase, angefüllt ist.

3.1.2. Das “vollständige” Kavitationsmodell

Die im vorangegangenen Abschnitt gegebene Formulierung des Kavitationsmodells erlaubt die Modellierung des Verdampfungs- und Kondensationsvorgangs bei Kavitation zwischen einer Flüssigkeit und der korrespondierenden Dampfphase. Die Modelle auf der Basis der Rayleigh-Plesset-Gleichung berücksichtigen hierbei als treibende Kraft für den Kavitationsvorgang den Druckunterschied zwischen dem lokalen Druck und dem Dampf- oder Sättigungsdruck der Flüssigkeit.

In realen Anwendungen treten Fluide jedoch nicht als absolut reine Flüssigkeiten auf. Vielmehr enthalten sie zum einen Verunreinigungen, z.B. Keimpartikel. Zum anderen enthalten reale Fluide aber auch einen gewissen Anteil an gelösten nicht-kondensierbaren Gasen, wie z.B. Luft. Deren Präsenz beeinflusst insbesondere den Einsatz der Kavitation, der für reale Fluide mit gelösten Gasen bereits bei höherem lokalem Druck und somit früher eintreten kann. Die genaue Modellierung dieses physikalischen Desorptionsvorgangs ist somit in manchen Anwendungsfällen im Sinne der erzielbaren Genauigkeit erforderlich, um eine Konstruktion und Optimierung von Schiffsbauteilen auf der Grundlage von CFD-Simulationen zu gewährleisten.

Die Modellierung des Desorptions- und Absorptionsvorganges von gelöster Luft in Wasser kann auf ähnliche Weise erfolgen [18][19], wie das mit der Rayleigh-Plesset-Gleichung für den Verdampfungs- und Kondensationsvorgang erfolgte. D.h. es wird eine ähnliche Gleichung für den Massenaustauschterm auf Grund von Desorption und Absorption hergeleitet, nur dass in diesem Fall die treibende Kraft der Druckunterschied zwischen dem lokalen Druck und dem Gleichgewichtsdruck ist.

das hier in ANSYS CFX implementierte Modell berücksichtigt hierfür eine 3-Phasen-Strömung, die zunächst aus einer flüssigen Phase mit zwei Fluidkomponenten, der reinen Flüssigkeit und dem Massenanteil der gelösten Luft, besteht. Die beiden anderen Phasen sind gasförmig und repräsentieren den Dampf der fluiden Phase und die aus Lösung ausgetretene gasförmige Luft. Das bedeutet, dass wir in diesem Fall das Modell mit zwei Phasen von Blasen formulieren.

Der Massenaustausch zwischen der Flüssigkeit und deren Dampfphase wird nun in gewohnter Weise auf der Basis der bereits bekannten Rayleigh-Plesset-Gleichung modelliert. Der Massenaustausch zwischen der flüssigen Phase und der darin enthaltenen gelösten Luft und der aus der Lösung ausgetretenen gasförmigen Luft wird nun durch das „vollständige“ Kavitationsmodell berücksichtigt, das die Lösung der folgenden Transportgleichung voraussetzt:

$$\frac{\partial}{\partial t} (r_L \rho_w Y_{DA}) + \nabla \bullet ((r_L \rho_w \mathbf{u} Y_{DA}) - \rho_w D_w (\nabla Y_{DA})) = S_{DA} \quad (2.17)$$

wobei Y_{DA} der Massenanteil des gelösten nicht-kondensierbaren Gases in der Flüssigkeit und S_{DA} der Massenquellterm in obiger Gleichung ist. Letzterer läßt sich darstellen als:

$$S_{DA} = R'_{abs} - R'_{des} \quad (2.18)$$

wobei R'_{abs} und R'_{des} die Massentransferraten für den Absorptions- und Desorptionsprozess sind:

$$R'_{abs} = C_a \rho_A (P - P_{equil}) (f_{g,l,lim} - Y_{DA} \frac{\rho_w r_L}{\rho}) \frac{\rho_A r_A}{\rho} \quad (2.19)$$

$$R'_{des} = C_d \rho_A (P_{equil} - P) (1.0 - \frac{\rho_A r_A}{\rho}) Y_{DA} \frac{\rho_w r_L}{\rho} \quad (2.20)$$

Wie bereits erwähnt ist hier der den Prozess treibende Term die Druckdifferenz zwischen dem Druckfeld der fluiden Phase und dem Gleichgewichtsdruck. $f_{g,l,lim}$ repräsentiert die maximale Löslichkeit des nicht-kondensierbaren Gases in der Flüssigkeit und übernimmt in obigem Modell die Rolle eines Limiters für den Massenaustausch. C_a und C_d sind Modellparameter, die entsprechend der Art der verwendeten Flüssigkeit kalibriert werden müssen. Für die Löslichkeit von Luft in Wasser bei Normalbedingungen beträgt ihr Wert 0.1 bzw. 2.0.

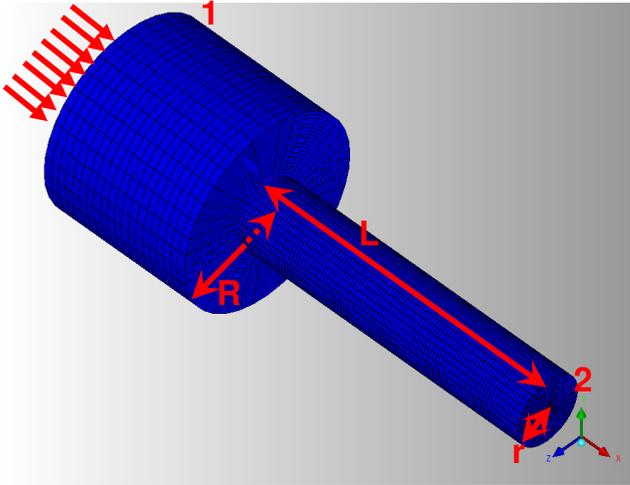
Zusätzlich müssen für das Modell der Gleichgewichtsdruck und die maximale Löslichkeit als Modellparameter möglichst genau bereitgestellt werden, was im Fall realer Fluide nicht unbedingt eine einfache Aufgabe darstellt (z.B. für die Löslichkeit von Luft in Hydraulikölen, Kraftstoffen oder anderen Flüssigkeiten, auf die das Gaskavitationsmodell auch angewendet wird). Die Berechnung des Gleichgewichtsdruckes wurde im vorliegenden Fall auf der Grundlage des Henry'schen Gesetzes [21] vorgenommen. Es berechnet den Gleichgewichtsdruck auf der Basis des Massenanteiles oder molaren Anteiles des vorhandenen nicht-kondensierbaren Gases:

$$P_G = H_{DA} X_{DA} \quad (2.21)$$

Literaturreferenz [22] enthält eine Sammlung von Modellparametern für eine gewisse Anzahl von realen Flüssigkeiten, darunter auch Wasser mit gelöster Luft.

3.1.2.1. Validierung

Zur Validierung des “vollständigen” Kavitationsmodells wurde ein aus der Literatur verfügbarer Testfall untersucht [18][19]. Dieser beschreibt eine Rohrströmung mit plötzlicher Querschnittsverengung.



| | |
|------------------|------------------------------------|
| D/d | 2.88 |
| L/d | 5 |
| P ₁ | variabel |
| P ₂ | 0.95 bar |
| r _{A1} | 0.124 |
| Y _{DA1} | 1.5x10 ⁻⁵ |
| Re | 5x10 ³ :10 ⁴ |

Abb. 1: Scharfkantige Querschnittsverengung einer Rohrströmung; Geometrie und Testfallparameter.

Der Druck am Austrittsquerschnitt der Geometrie ist auf 0.9 bar fixiert, während der Druck am Eintrittsquerschnitt variiert wird, um unterschiedliche Differenzdrücke zu untersuchen (und somit unterschiedliche Kavitationszahlen zu realisieren). Der Volumengehalt der gasförmigen Luft am Eintrittsquerschnitt beträgt 0.124 und der Massenanteil der gelösten Luft in der fluiden Phase ist 1.5x10⁻⁵.

Entsprechend den Best Practice Guidelines wurden vier hierarchisch verfeinerte Gitternetze in der vorliegenden Untersuchung eingesetzt. Die Detailinformationen sind in folgender Tabelle enthalten:

| Grid | Nodes |
|------|--------|
| 1 | 2800 |
| 2 | 11200 |
| 3 | 44800 |
| 4 | 179200 |

Tabelle 1: Gitterstatistiken.

Die Turbulenz der Strömung wurde im vorliegenden Fall mittels des Standard-k-ε-Modells vorgenommen, um einen möglichst direkten Vergleich zu den Daten aus der Literatur ziehen zu können und weitere Modelleinflüsse ausschließen zu können. Als Vergleichskenngröße wurde des weiteren der sogenannte Abflussbeiwert (*Discharge Coefficient*) herangezogen, der das Verhältnis des sich real einstellenden Massenstromes zum aus der Bernoulli-Gleichung berechneten idealen Massenstrom angibt.

$$C_d = \frac{\text{mass flow}}{\text{ideal mass flow}} = \frac{\dot{m}}{A_2 \sqrt{2\rho_w(P_1 - P_2) \left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)}} \quad (2.22)$$

Der numerisch berechnete Abflussbeiwert kann mit der aus experimentellen Daten abgeleiteten Korrelation nach Nurick [20] verglichen werden. Für die hier betrachtete Strömungsgeometrie nimmt diese die folgende Form an:

$$C_d = 0.62 \sqrt{\frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2}} = 0.62 \sqrt{\sigma} \quad (2.23)$$

Die Ergebnisse dieses Vergleichs sind in Abb. 2 zusammengefasst. Es kann beobachtet werden, dass für fast alle untersuchten Kavitationszahlen die Übereinstimmung recht gut ist. Hier ergeben sich jedoch für Kavitationszahlen größer als 1.4 leicht größere Differenzen und eine Gitterabhängigkeit wird stärker sichtbar. Die Ursache wurde auf die verwendete k-ε Turbulenzmodellierung zurückgeführt, da unter Verwendung des SST-Turbulenzmodells die Simulationsergebnisse auf dem Gitternetz 3 wiederum sehr gut mit der Korrelation nach Nurick übereinstimmen.

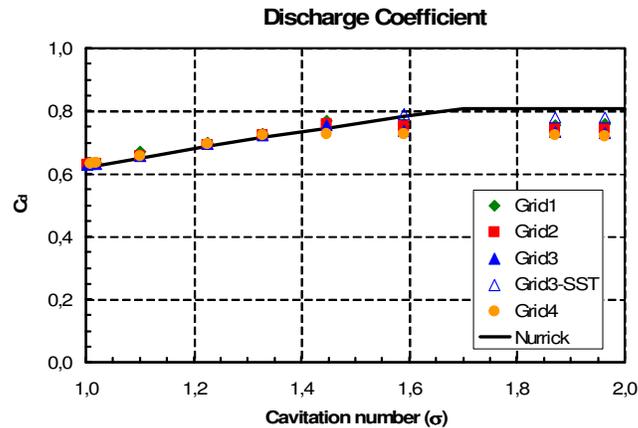


Abb 2: Abflussbeiwert über Kavitationszahl.

Als ein weiteres qualitative Ergebnis werden im Folgenden einige Bilder beigefügt, die einer Kavitationszahl von $\sigma=1.871$ entsprechen. Die Ergebnisse auf der linken Seite entsprechen einer Berechnung mit dem „vollständigen“ Kavitationsmodell, während die Ergebnisse zur Rechten nur die Kavitation auf Grund von Verdampfung und Kondensation berücksichtigen. In Abb. 3 (links) kann man sehen, dass sich direkt hinter der Querschnittsverengung eine Ansammlung von gasförmiger Luft bildet. Dies erfolgt nicht nur als ein Effekt der Strömungsrezirkulation, sondern auch auf Grund des Ausgasungseffektes von gelöster Luft. Gleiches lässt sich in Abb. 4 beobachten.

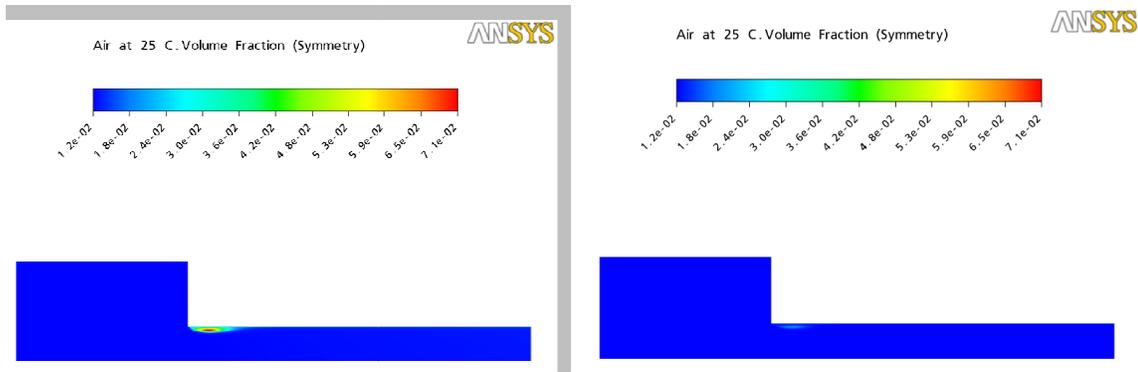


Abb. 3: Volumetrischer Luftgehalt. $\sigma=1.871$. Links: FCM³ aktiviert. Rechts: FCM nicht aktiviert.

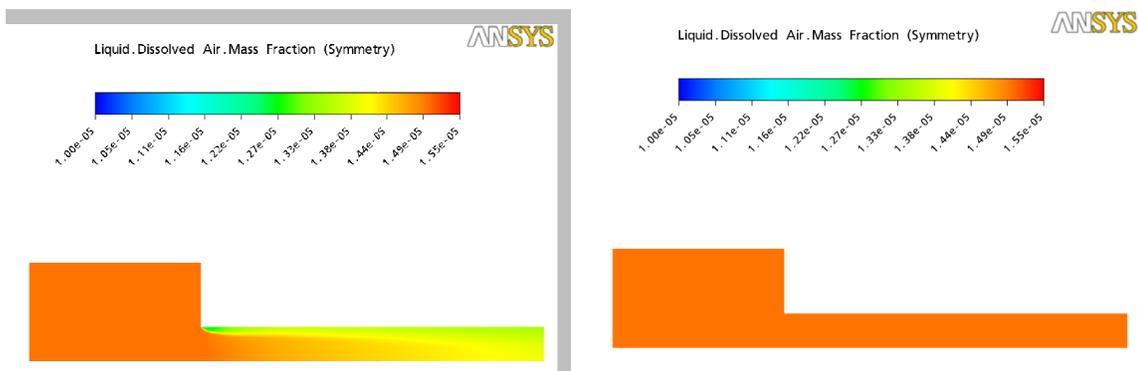


Abb. 4: Gelöster Luftgehalt. $\sigma=1.871$. Links: FCM aktiviert. Rechts: FCM nicht aktiviert.

Damit sind die Ergebnisse im Vergleich zu diesem Literaturtestfall sehr zufriedenstellend und gute Übereinstimmung (zu den Experimenten, aber auch zur Implementation der ursprünglichen Autoren des Modells) kann konstatiert werden.

3.2. Turbulenzmodellierung

Die meisten der in Natur und Technik anzutreffenden Strömungen sind turbulente Strömungen. Ihrer Natur nach sind sie stets dreidimensional, instationär und bestehen aus turbulenten Wirbeln mit einer Vielzahl von verschiedenen Längenskalen. Dies macht die Beschreibung und Berechnung turbulenter Strömungen aufwändig und kompliziert. Es wird heute weithin angenommen, dass die Navier-Stokes-Gleichungen in ihrer ungemittelten, instationären Form zwar turbulente Strömungen mit all ihren Details beschreiben, der erforderliche Lösungsprozess aber charakteristische Längenskalen einbeziehen müsste, die weit unter der Gittermaschenweite heutzutage erreichbarer numerischer Gitternetze liegt. Der für eine derartige Direkte Numerische Simulation (DNS) erforderliche Rechenaufwand liegt jenseits des heute technisch erreichbaren für industrielle Anwendungsfälle.

Daher wurden von der Wissenschaft in der Vergangenheit große Anstrengungen unternommen, um die wesentlichen Effekte turbulenter Strömungen in gegenüber der DNS

³ FCM – Full Cavitation Model / „vollständiges“ Kavitationsmodell

vereinfachten Turbulenzmodellen abzubilden. Die Palette der entwickelten Turbulenzmodelle reicht von einfachen Eingleichungsmodellen bis hin zu LES-Methoden, die die auf dem numerischen Gitternetz auflösbaren Wirbellängenskalen berechnen und die isotrope kleinskalige Turbulenz mit Längenskalen unterhalb der Gitterlängenskala modellieren. Eine Hauptklasse von Turbulenzmodellen sind die Wirbelviskositätsmodelle. Diese Wirbelviskositätsmodelle sind statistische Modelle und berücksichtigen den Einfluss der Turbulenz auf die mittleren Strömungskenngrößen über eine Wirbelviskosität, die auf einem charakteristischen Wirbellängen- und -zeitmaß basiert. Zu deren Herleitung werden die Hauptvariablen als Summe aus dem statistischen Mittelwert und einer zeitlich variierenden turbulenten Schwankungsgröße dargestellt:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (2.24)$$

Wenn man diese auch als Reynolds-Dekomposition bekannte Zerlegung in die Navier-Stokes-Gleichungen (2.1)-(2.2) einsetzt und anschließend eine zeitliche Mittelung dieser Gleichungen vornimmt, so erhält man die sogenannten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS):

$$\frac{\partial(\rho_m \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \rho_m r_{\alpha} g_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \rho_m \overline{u_i' u_j'}) + S_{M_i} \quad (2.25)$$

Die Verwendung von RANS-Gleichungen in der CFD-Simulation reduziert gegenüber einer DNS den numerischen Berechnungsaufwand deutlich und wird heute als Standardverfahren in der ingenieurtechnischen Praxis eingesetzt. Die ausgeführte Mittelungsprozedur bringt jedoch zusätzliche unbekannte Terme in den RANS-Gleichungen hervor, die einer weiteren Modellierung bedürfen. Von ihrem Charakter her handelt es sich dabei um zusätzliche Beiträge zum Spannungstensor auf der rechten Seite der Gleichungen, weshalb man sie auch als Reynolds-Spannungen bezeichnet. Diese Terme sind nicht direkt zu berechnen, ohne nicht auf neue unbekannte Variablen zu stoßen (z.B. mit der Herleitung der Reynolds-Spannungs-Transportgleichungen), weshalb man sie i.A. einer Modellierung unterzieht. Hierbei stellt man zusätzliche Gleichungen oder Beziehungen zu ihrer Berechnung auf, wobei man sie zu den mittleren Strömungsgrößen in Beziehung setzt. Die Wirbelviskositätsmodelle nehmen daher an, dass die Reynoldsspannungen zu den Gradienten der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und der Wirbelviskosität in Form der Gradienten-Diffusions-Hypothese ins Verhältnis gesetzt werden können:

$$\overline{\rho_m u_i' u_j'} = \frac{2}{3} \rho_m k \delta_{ij} + \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{u}_j \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \bar{u}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{u}_j \right) \quad (2.26)$$

wobei μ_t für die Wirbelviskosität steht und aus geeigneten Beziehungen berechnet werden muss. In dieser Arbeit werden dafür überwiegend Zweigleichungs-Turbulenzmodelle verwendet. Diese stellen einen guten Kompromiss zwischen numerischem Aufwand und dabei erzielbarer Genauigkeit dar. Im Rahmen dieser Modelle müssen zwei zusätzliche Differentialgleichungen (k - ϵ oder k - ω) gelöst werden. Die Turbulenzviskosität wird dann als ein Produkt aus einer charakteristischen turbulenten Geschwindigkeit und einem turbulenten Längenmaß modelliert. Das turbulente Geschwindigkeitsmaß wird aus der kinetischen Turbulenzenergie (k) berechnet, während das turbulente Längenmaß entweder aus der

Dissipation der kinetischen Turbulenzenergie (ε) oder mittels der turbulenten Wirbelfrequenz (ω) berechnet werden kann.

Ein Vertreter der Zweigleichungs-Turbulenzmodelle ist das SST-Modell (Shear Stress Transport Model). Das SST-Modell [5][23] basiert auf der Kombination von zwei zuvor entwickelten Turbulenzmodellen, dem weit verbreiteten k - ε -Modell (Jones and Launder, [26]) und dem k - ω -Modell in der Formulierung nach Wilcox [24][25]. Die hybride Formulierung des SST-Modells basiert demnach auf der k -Gleichung und einer speziellen Form der ω -Gleichung, die es durch den sich ändernden Wert eines Blending-Faktors F_1 erlaubt, zwischen der Formulierung einer ω -Gleichung ($F_1=1$) und der Formulierung einer ε -Gleichung ($F_1=0$) umzuschalten.

Die beiden Gleichungen haben dann die folgende Form:

$$\frac{\partial(\rho_m k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m \bar{u}_j k_i)}{\partial x_j} = P_k - \beta' \rho_m k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.27)$$

und

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_m \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = & \gamma \frac{1}{v_t} P_k - \beta \rho_m \omega^2 + \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + (1 - F_1) \rho_m \frac{2\sigma_{\omega^2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.28)$$

Der Term P_k repräsentiert hier den Produktionsterm für die kinetische Turbulenzenergie:

$$P_k = \min \left[\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \rho_m k \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, 10 \varepsilon \right] \quad (2.29)$$

Wobei die Blending-Funktion die folgende Form annimmt:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho_m \sigma_{\omega^2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\} \quad (2.30)$$

mit $CD_{k\omega} = \max \left[2\rho_m \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right]$, und $\beta' = 0.0$.

Die Turbulenzviskosität kann dann wie folgt berechnet werden:

$$\mu_t = \rho_m \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega s F_2)}, \text{ mit } s = \sqrt{S_{ij} S_{ji}}, a_1 = 0.31 \text{ und } F_2 = \tanh \left[\left(\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right) \right].$$

Um sich von Krümmungs- oder Rotationseffekten des betrachteten Gesamtsystems unabhängig zu machen, wurden nun noch Korrekturen zu dem Modell hinzugefügt. Eine

dieser Korrekturen stammt von Spalart und Shur [27], und basiert auf dem Wert von $s/\bar{\omega}$ ($\bar{\omega}$ ist die Wirbeldicke). Ein Faktor der eine Korrektur der Wirbelgröße einführt, wird eingeführt. Für das SST-Turbulenzmodell beträgt dieser Korrekturfaktor f_r für den Produktionsterm nach Langtry and Menter [37]:

$$f_r = \max \left[\min \left(\frac{(1+c_{r1})2r^*}{1+r^*} \{1-c_{r3} \tan^{-1}(c_{r2}\tilde{r})\} - c_{r1}, 1.25 \right), 0.0 \right] \quad (2.31)$$

wobei

$$r^* = \frac{s}{\sqrt{2\tilde{\omega}_{ij}\tilde{\omega}_{ij}}};$$

$$\tilde{r} = \omega_{ij}^{RC} \left(\frac{2\tilde{\omega}_{ik}}{\tilde{\omega}_G} \right) D^{-1/2};$$

$$\omega_{ij}^{RC} = S_{jk} \left(\frac{DS_{ij}}{Dt} + [\varepsilon_{i\min}S_{jn} + \varepsilon_{j\min}S_{in}] \Omega_m \right) D^{-1};$$

$$\tilde{\omega}_{ij} = 0.5 \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \varepsilon_{mji} \Omega_m; \tilde{\omega}_G = (\tilde{\omega}_{12}^2 + \tilde{\omega}_{13}^2 + \tilde{\omega}_{23}^2)^{1/2};$$

ε_{mno} ist hier das Permutationssymbol, Ω_m ist die Rotationsgeschwindigkeit des Gesamtsystems, $D = \max(s^2, c_{r4}, \omega^2)$, $c_{r1}=1.0$, $c_{r2}=2.0$, $c_{r3}=1.0$, $c_{r4}=0.09$.

Wenn der Reynolds'sche Spannungstensor genauer berechnet werden soll oder die Grundannahme der Zweigleichungs-Turbulenzmodelle von isotroper Turbulenz verletzt ist, so kann man auf sogenannte Reynoldsspannungs-Turbulenzmodelle zurückgreifen. Diese verwenden Transportgleichungen zur Bestimmung der 6 unabhängigen Komponenten des Reynolds'schen Spannungstensors und zur Schließung des Gleichungssystems entweder eine Gleichung für die turbulente Dissipationsrate oder die turbulente Wirbelfrequenz. Bei algebraischen Reynoldsspannungs-Turbulenzmodellen (RSM-Modelle) werden anstelle der Transportgleichungen in Form von partiellen Differentialgleichungen lediglich algebraische Beziehungen für die Komponenten des Reynoldsspannungstensors eingesetzt. Der numerische Aufwand der differentiellen RSM-Modelle ist demnach deutlich größer. In der vorliegenden Arbeit wurde ein ω -basiertes, differentielles RSM-Modell verwendet, das sogenannte BSL RSM-Modell. In diesem Fall kann die modellierte Gleichung zur Berechnung der Reynoldsspannungen wie folgt geschrieben werden:

$$\frac{\partial(\rho\tau_{ij})}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_k\rho\tau_{ij})}{\partial x_k} = -\rho P_{ij} + \frac{2}{3}\beta'\rho\omega k\delta_{ij} - \rho\Pi_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma^*} \right) \frac{\partial\tau_{ij}}{\partial x_k} \right) \quad (2.32)$$

Und die dazu korrespondierende ω -Gleichung liest sich wie folgt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_k \rho\omega)}{\partial x_k} &= \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_2 \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2.33)$$

Auch dieses Modell arbeitet mit einem Überblenden zwischen einem ω -basierten und einem ε -basierten Modell. Im ersten Fall werden die folgenden Modellparameter verwendet:

$$\sigma_1^* = 2.0, \quad \sigma_1 = 2.0, \quad \beta_1 = 0.075, \quad \alpha_1 = 0.553$$

Während im zweiten Fall die Modellparameter die folgenden Werte annehmen:

$$\sigma_2^* = 1.0, \quad \sigma_2 = 0.856, \quad \beta_2 = 0.0828, \quad \alpha_2 = 0.44.$$

Das Überblenden erfolgt in ähnlicher Weise wie für das SST-Modell bereits beschrieben durch Verwendung einer geglätteten linearen Interpolation zwischen den beiden Teilmodellen [13].

Die Druck-Spannungs-Korrelation ist dann gegeben durch:

$$\Pi_{ij} = \beta' C_1 \omega \left(\tau_{ij} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - \hat{\alpha} \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \hat{\beta} \left(D_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \hat{\gamma} k \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (2.34)$$

Wobei der Produktionstensor wie folgt berechnet wird:

$$P_{ij} = \tau_{ik} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_k} + \tau_{jk} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k}; \quad P = \frac{1}{2} P_{kk} \quad (2.35)$$

und der Tensor D_{ij} :

$$D_{ij} = \tau_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_j} + \tau_{jk} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \quad (2.36)$$

Somit kann die Wirbelviskosität berechnet werden als:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.37)$$

Die innerhalb von ANSYS CFX für die Modellberechnung verwendeten Modellparameter lauten:

$$\begin{aligned} \beta' &= 0.09, \quad \hat{\alpha} = (8 + C_2)/11, \quad \hat{\beta} = (8C_2 - 2)/11, \\ \hat{\gamma} &= (60C_2 - 4)/55, \quad C_1 = 1.8, \quad C_2 = 0.52 \end{aligned}$$

In Ergänzung zu diesen auf dem Wirbelviskositätsansatz basierenden Modellen kann eine Klasse von als Large-Eddy-Simulation (LES, Grobstruktursimulation) bekannten Modellen verwendet werden. Diese basieren auf einer Filterung der Navier-Stokes-Gleichung und einer daraus abgeleiteten Dekomposition der Strömungsgrößen in einen Grobstruktur- und einen Feinstrukturanteil. Der resultierende numerische Aufwand dieser Methode ist wie eingangs bereits erwähnt deutlich höher und ist für viele technisch relevante Aufgabenstellungen heute noch nicht zu leisten. Hinsichtlich des numerischen Aufwandes zwischen der LES und den Zweigleichungs-Turbulenzmodellen befindet sich die sogenannte Scale-Adaptive Simulation

(SAS). Hierunter versteht man ein erst jüngst von Menter et al. entwickeltes Turbulenzmodellierungsverfahren, das auf einer verbesserten URANS-Formulierung basiert und die Auflösung des turbulenten Wirbelspektrums in Bereichen von Strömungsinstabilität gestattet, ohne das gesamte Strömungsgebiet einer LES-Behandlung unterziehen zu müssen. Hierzu basiert das SAS-Turbulenzmodell [15] auf dem von Karman Längenmaßstab. In Abhängigkeit hiervon adaptiert sich das Modell zu einer LES-artigen Formulierung in Bereichen instationärer Strömungsinstabilität und kehrt zu einer RANS-Formulierung in Bereichen stabiler Strömungsbedingungen zurück.

Wie in den folgenden Abschnitten anhand der untersuchten Testfälle gezeigt wird, hat die Wahl des Turbulenzmodells mitunter einen durchaus gravierenden Einfluss auf die erzielten Ergebnisse, weshalb der Modellvalidierung mit dem detaillierten Vergleich zu experimentellen Daten erhöhte Bedeutung zukommt.

3.3. Rotor-Stator-Schnittstelle

In Turbomaschinen-Anwendungen besteht die Geometrie für die Strömungsberechnung typischerweise aus einem rotierenden und einem statischen Teil der Gesamtgeometrie. Für derartige Strömungssimulationen, wie sie z.B. auch für den hier behandelten Testfall des Passagierschiff-Propellers P1356 erforderlich ist, stellt ANSYS CFX die sogenannte Rotor-Stator-Schnittstelle zur Verfügung. Hierbei wird das Strömungsgebiet entlang einer festzulegenden Oberfläche in einen rotierenden und einen im Raum statisch angeordneten Bereich des Gesamtströmungsgebietes geteilt. Da der rotierende Bereich entlang der gewählten Fläche „gleiten“ muss, wählt man hierfür eine Zylinderoberfläche, die den gesamten rotierenden Bereich der Strömungsberandung – hier den Schiffspropeller – einschließt. Jeder andere Rotationskörper ist als Schnittstelle denk- und realisierbar. Die herrschenden Transportgleichungen werden dann in jedem der zwei Teilgebiete während einer Unteriteration eines Zeitschrittes einer transienten Simulation zunächst unabhängig voneinander gelöst und dann die Daten an der Rotor-Stator-Schnittstelle ausgetauscht um zu einer Lösung des Gesamtgleichungssystems zu gelangen.

Dieser Datenaustausch erfolgt an der als Austauschfläche definierten Rotor-Stator-Schnittstelle, an der die Transportflüsse diskretisiert und ausgetauscht werden. Die Behandlung der Flüsse erfolgt vollständig implizit um das Konvergenzverhalten der Lösung des Gesamtgleichungssystems nicht negativ zu beeinträchtigen. Die an der Austauschfläche behandelten Größen sind die advektiven und diffusiven Flüsse, Druck und Druckgradient für die Impulsbilanz.

Wenn die Gitternetze auf beiden Seiten der Kopplungsschnittstelle zum Zeitpunkt des Datenaustausches nicht exakt übereinstimmen, so ist die Berechnung von geometrie-/gitternetzabhängigen Wichtungsfaktoren für die anteilige Berechnung der Austauschgrößen für jede teilweise überlappende Gitternetzfläche erforderlich. Diese Wichtungsfaktoren basieren somit auf dem Flächenanteil einer Gitterzelle auf der einen Seite der Kopplungsschnittstelle die sich mit jeweils einem Teil einer Gitterzelle auf der anderen Seite der Kopplungsschnittstelle teilweise überlappt.

Für den Fall des P1356 Propellers wurde diese Vernetzungs- und Berechnungsstrategie angewandt. In diesem Fall rotiert nur der Propeller mit einer konstanten Drehzahl, während

der übrige Teil der Geometrie statisch mit dem Raum verbunden ist. Die verwendete Rotor-Stator-Schnittstelle für diesen Fall ist in Abb. 5 gezeigt. Eine annähernd zylindrische Oberfläche mit leicht konischen Stirnflächen wurde hier für den Einschluss des Propellers gewählt, wobei die Form auch von der Hexaedervernetzung im übrigen Strömungsraum beeinflusst wurde. Der Datenaustausch zwischen Rotor- und Stator-Domain wird an der im Bild gelb dargestellten Oberfläche realisiert.

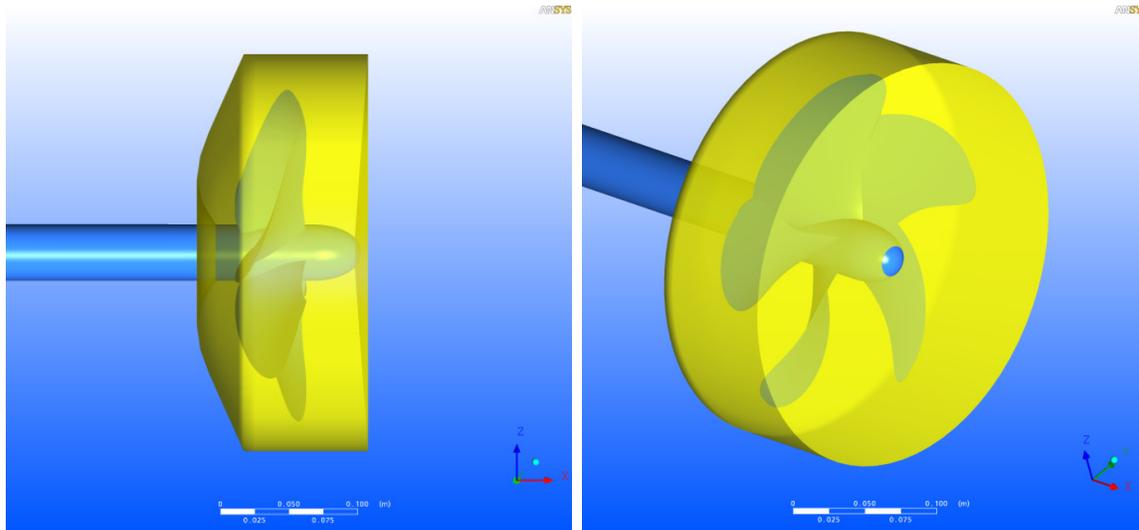


Abb. 5: Propeller P1356. Darstellung der Rotor-Stator-Schnittstelle und Aufteilung des Strömungsgebietes Links: Seitenansicht; Rechts: Perspektivische Ansicht.

3.3.1. Datenaustauschfehler und Algorithmische Verbesserungen

Wie im Folgenden noch ausführlicher diskutiert wird, war für den Propeller-Testfall eine der beobachteten und mit dem Experiment verglichenen Größen die transienten Druckschwankungen an fünf Positionen von Druckaufnehmern auf einer über dem Propeller angeordneten Druckaufnehmerplatte. Diese Werte wurden zur Bewertung der Qualität, der numerischen und Modellfehler der CFD-Simulation verwendet.

Bei der CFD-Untersuchung wurde festgestellt, dass bei bestimmten Gitteranordnungen von Rotor- und Stator-Gitternetz unphysikalische Oszillationen dieser Drucktransienten auftraten. Da der Testfall des P1356 Propellers im Kavitationstunnel der SVA sehr aufwändig zu vernetzen war, große Gitternetze erforderte und entsprechend lange Rechenzeiten aufwies, ließ sich dieser auf den Datenaustausch an der Rotor-Stator-Schnittstelle zurückgeführte Fehler nicht geeignet analysieren. Zu diesem Zweck wurde daher eine weitaus einfachere Testkonfiguration erzeugt. Dieser vereinfachte Testfall besteht aus einem zweidimensionalen Mischer (oder stark abstrahierten „Propeller“) mit vier Rotorblättern, der in der Mitte einer quadratischen Box um seine Achse rotiert. Zur Störung der Strömung sind die seitlichen Wände der Box eingekerbt. Die Geometrie des vereinfachten Testfalls ist in Abb. 6 zu sehen.

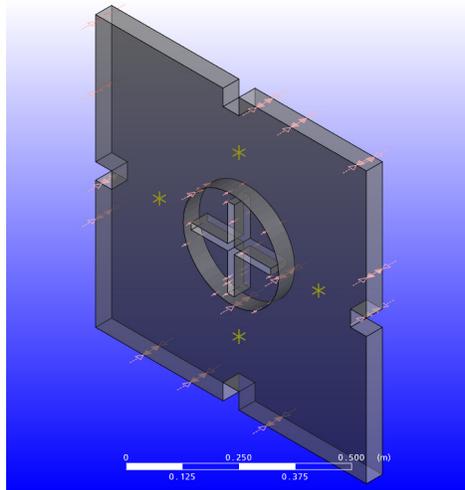


Abb. 6: Zweidimensionale Mixer-Geometrie.

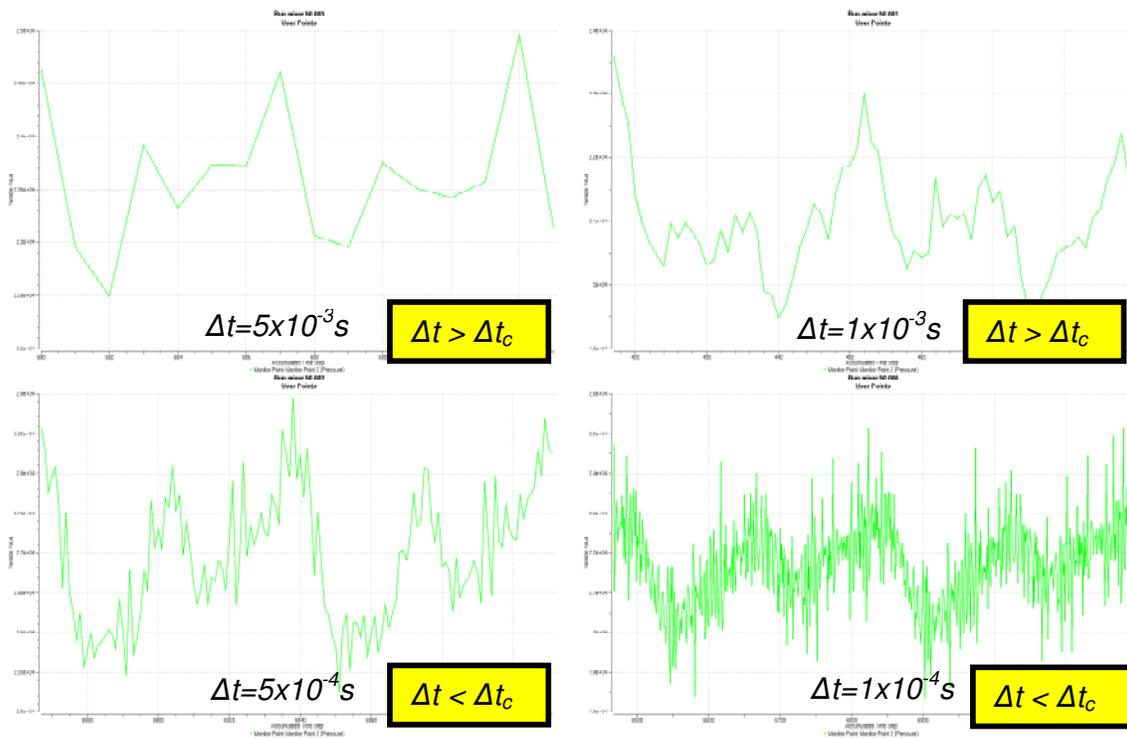


Abb 7: Zweidimensionaler Mixer-2D. Transiente Drucksignale für verschiedene Integrationszeitschritte des CFD-Lösers.

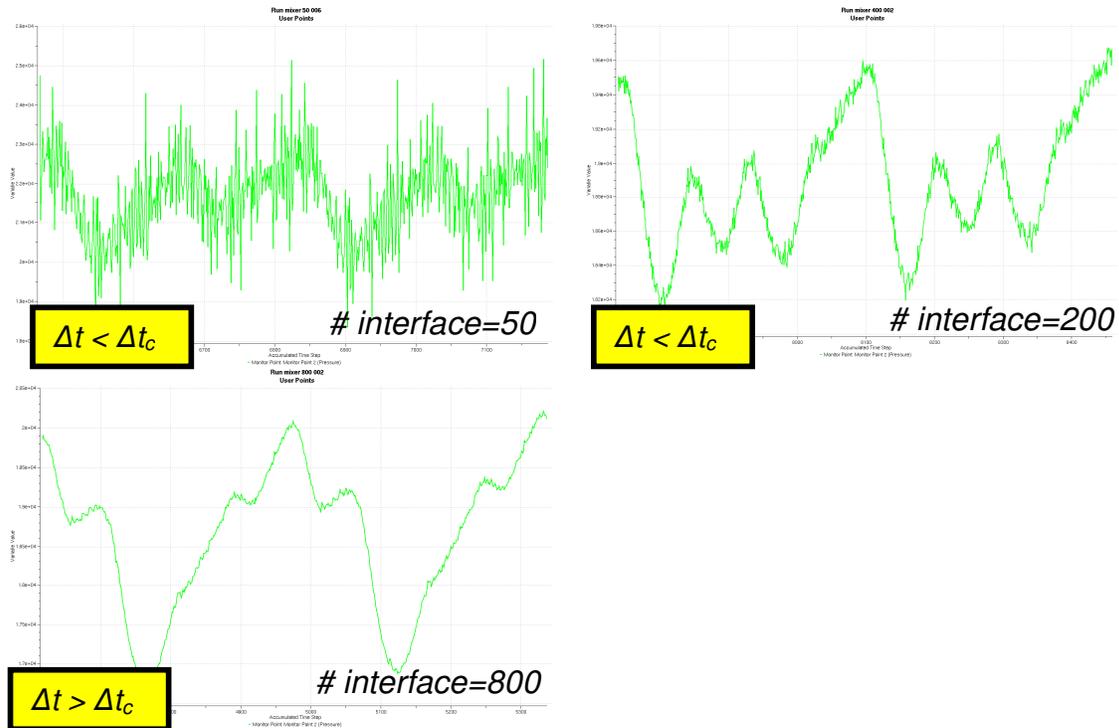


Abb. 8: Zweidimensionaler Mixer-2D. Transiente Drucksignale für verschiedene Gitternetzauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle.

Serien von verschiedenen CFD-Simulationen wurden für diese vereinfachte Testfallgeometrie ausgeführt, wobei zum Einen der Integrationszeitschritt variiert wurde und zum anderen durch Neuvernetzung die Gitternetzauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle systematisch verfeinert wurde.

Nimmt man eine reguläre Diskretisierung an der Rotor-Stator-Schnittstelle an, so korrespondiert der „kritische“ Integrationszeitschritt, bei dem die unphysikalischen Druckoszillationen erstmalig beobachtet werden können, genau der rotatorischen Vorwärtsbewegung des Mixers um eine Zelle der Interface-Diskretisierung pro Zeitschritt. Dies bedeutet:

$$\Delta t_c [s] * n [s^{-1}] * 2\pi [rad] = 2\pi [rad] / \# cells \quad (2.38)$$

$$\Delta t_c [s] = 1 / (\# cells * n [s^{-1}]) \quad (2.39)$$

Wenn $\Delta t < \Delta t_c$, so traten in der CFD-Lösung die Druckoszillationen auf (Abb 7 und Abb. 8). Die Ursache konnte auf die numerische Behandlung der Austauschgrößen an der Rotor-Stator-Schnittstelle zurückgeführt werden. Durch eine Veränderung dieses numerischen Algorithmus zur Berechnung der Austauschgrößen konnte der beobachtete Effekt unphysikalischer Druckoszillationen eliminiert werden (Abb. 9).

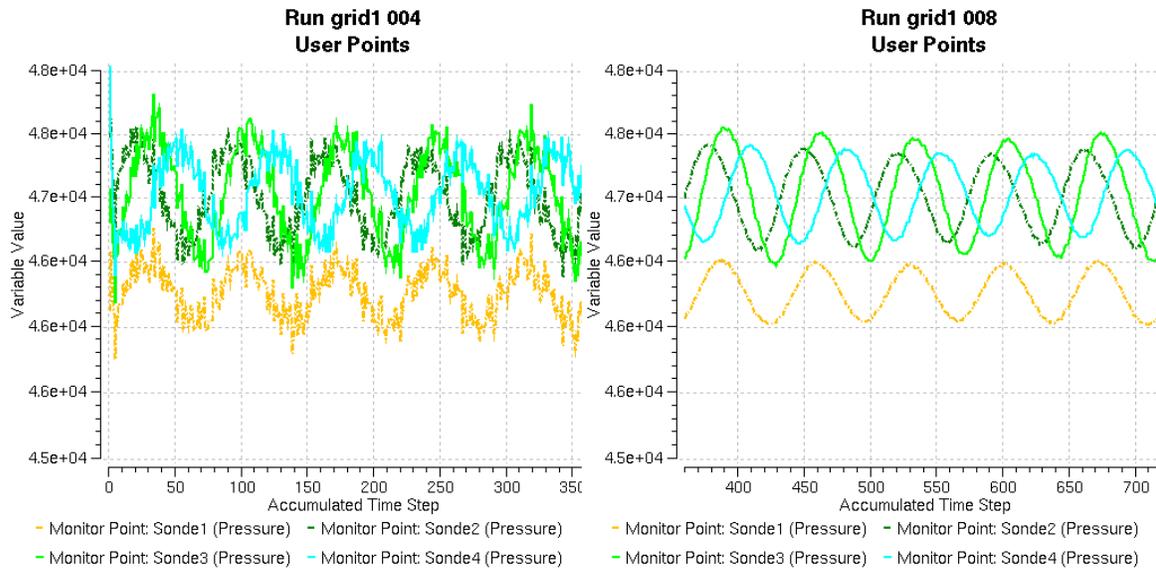


Abb. 9: Propeller P1356. Transiente Drucksignale

4. Validierungstestfälle & Vergleich mit Experimentellen Daten.

Equation Section 3

Das Ziel dieses Forschungsvorhabens besteht darin, ein tieferes Verständnis der Strömungsverhältnisse um Propeller und Hinterschiff und den Ursprung von Druckoszillationen zu erhalten. Dabei ist die genaue Berechnung der Propellerkavitation von erster Bedeutung und ist untrennbar mit der Berechnung der grobskaligen turbulenten Strukturen am Propeller verbunden. Daher wurde zunächst ein Schwerpunkt auf die Untersuchung der Wechselwirkung von Kavitations- und Turbulenzmodellierung in CFD-Testfällen gelegt.

Drei Testfälle wurden eingehend untersucht. Der erste Testfall ist ein kavitierender, zweidimensionaler, plano-convexer Hydrotragflügel, an dem stationäre und transiente Schichtkavitation beobachtet werden konnte. Bei dem zweiten Testfall handelt es sich um eine dreidimensionale Konfiguration der Strömung um einen NACA 66₂-415 Hydrotragflügel. Damit verkörpert dieser Testfall in gewisser Hinsicht eine vereinfachte Strömung ähnlich dem angestrebten Propeller-Testfall, bei dem sowohl die Form des Propellerblattes vereinfacht ist als auch auf die Rotation der Geometrie zunächst noch verzichtet wird. An diesem Tragflügel kann jedoch die Ausbildung von Turbulenz-induzierter Spitzenwirbelkavitation eingehend untersucht werden. Der dritte Testfall behandelt die Strömung um den P1356 Propeller selbst. Hierbei wurde von der ANSYS Germany der testfall des skalierten Propellers im Kavitationskanal der SVA Potsdam unter Verwendung der Druckaufnehmerplatte analysiert. Eine CFD-Simulation des Propellers und dessen Interaktion mit dem Modell eines Hinterschiffes wurde dann im Anschluss durch die SVA Potsdam vorgenommen.

In allen Testfällen wurden die CFD-Simulationen in weitgehender Übereinstimmung mit den CFD Best Practice Guidelines [BPG, 6] ausgeführt und in Folge der Gitternetzzeinfluß und verschiedene Turbulenzmodelle untersucht. Die erzielten CFD-Ergebnisse wurden mit den zur Verfügung stehenden experimentellen Daten verglichen, wobei in den ersten beiden Testfällen Literaturdaten verwendet wurden, während im dritten Testfall die Daten vom Kavitationstunnel der SVA Potsdam zur Verfügung standen, die aus Aufzeichnungen transienter Drucksignale und Videos von stroboskopischen Beobachtungen von Kavitationsbildern am rotierenden Propeller bestanden. Wie im Weiteren gezeigt wird, konnte für alle drei untersuchten Testfälle eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung des CFD-Modells mit den experimentellen Daten erzielt werden, die die Eignung und Genauigkeit des CFD-Softwarepaketes ANSYS CFX für diese Anwendungen in der Schiffstechnik unter Beweis stellen.

4.1. Hydrotragflügel nach Le et al.

4.1.1. Definition des Testfalls

Eine schematische Darstellung der experimentellen Versuchsanordnung von Le [2] ist in Abb. 10 gegeben. Im Originalexperiment befand sich der Tragflügel 20cm getaucht unter

einer freien Wasseroberfläche. Die Oberseite ist flach, während die Unterseite die Krümmung eines Kreisbogens mit 26cm Radius beschreibt. Die maximale Dicke des Tragflügels beträgt somit 20mm. Die Vorderkante ist abgerundet mit einem Radius von 1mm, so dass die Profilhöhe (c_0) 196mm lang ist (Abb. 10). Die verfügbaren Experimente schließen die Untersuchung bei verschiedenen Anstellwinkeln (-8° bis 8°), verschiedenen Kavitationszahlen und verschiedenen Reynoldszahlen (von 10^6 bis 2×10^6 , was Einströmgeschwindigkeiten von 5 m/s bis 10 m/s entspricht) ein. Details können der Originalpublikation von Le [2] entnommen werden.

Die Kavitationszahl, die neben der Reynoldszahl die Umströmung des Tragflügels hauptsächlich charakterisiert, ist wie folgt definiert:

$$\sigma = \frac{P - P_v}{0.5 \rho v_{in}^2} \quad (3.1)$$

Für die Validierungsuntersuchungen mit ANSYS CFX wurden einzelne Testfall-Konfigurationen aus den von Le untersuchten Parameterbereichen ausgewählt.

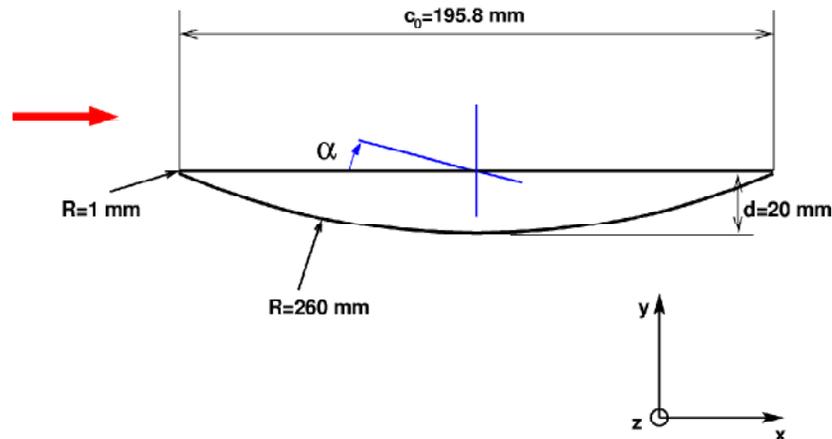


Abb. 10: Schematische Darstellung der Umströmung des plano-convexen Hydrotragflügels nach Le [2].

Die in der CFD-Simulation für den Testfall umgesetzte Strömungskonfiguration ist in Abb. 11 gegeben. Im Unterschied zu den experimentellen Strömungsbedingungen wurde hier der Hydrotragflügel in einem zweidimensionalen und von festen Wänden berandeten Strömungskanal untersucht, wodurch die Berechnung einer Strömung mit freier Wasseroberfläche vermieden werden konnte, was die CFD-Simulation nur unnötig und ohne zusätzlichen Erkenntnisgewinn kompliziert hätte.

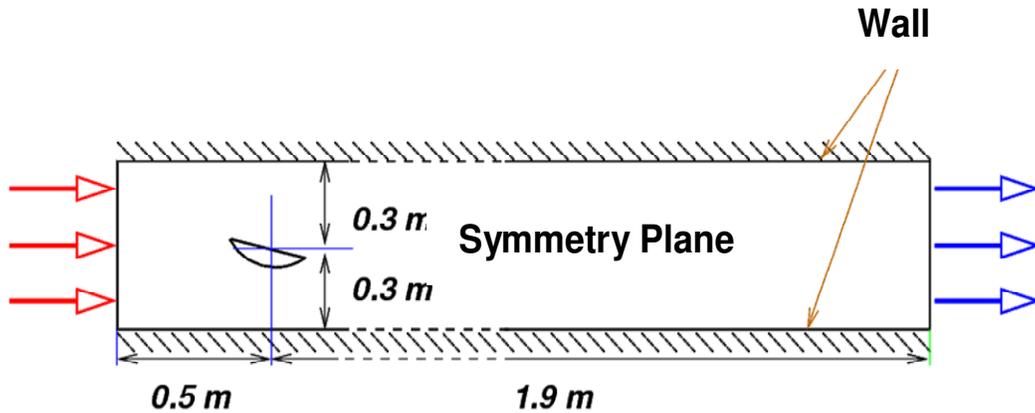


Abb. 11: Darstellung des CFD-Setups für die Validierungsuntersuchungen am Hydrotragflügel nach Le.

4.1.2. Randbedingungen und Initialisierung

Die folgenden Randbedingungen wurden für den Testfall verwendet:

- Einströmrandbedingungen mit einer auf der Reynoldszahl basierenden Fluidgeschwindigkeit.

$$v_{in} = \frac{Re \mu}{\rho L} \quad (3.2)$$

- Ausströmrandbedingungen mit einem vorgegebenen statischen Druck am Ausströmrand, basierend auf der Kavitationszahl, dem Dampfdruck und der Einströmgeschwindigkeit.

$$p_{out} = p_v + \sigma_n \left(\frac{\rho}{2} v_{in}^2 \right) \quad (3.3)$$

- Haftrandbedingungen für die Wände des Strömungskanals und die Oberfläche des Tragflügels. Die automatischen Wandrandbedingungen von CFX wurden für die turbulenten Wandrandbedingungen in Abhängigkeit des Wertes von y^+ in der wandnächsten Gitterzelle verwendet.

4.1.3. Numerische Gitternetze

Die Diskretisierung des Strömungsgebietes wurde mit dem Gittergenerator ANSYS ICEM CFD Hexa [33] vorgenommen. Abb. 12 zeigt die Blockstruktur die bei der Generierung der Hexaedergitternetze zur Anwendung kam. Durch die Erzeugung von skalierbaren Gitternetzen kann dabei garantiert werden, dass sich Längen-zu-Breiten-Seitenverhältnisse von Gitterzellen (Aspect ratio) und Gitterwinkel hinsichtlich der Qualitätskriterien im akzeptablen Bereich befinden und auch bei hierarchischer Gitterverfeinerung nicht verschlechtern. Zur Anwendung der BPG's wurden drei hierarchisch verfeinerte Gitternetze generiert, auf denen die Simulationen ausgeführt wurden. Der Verfeinerungsfaktor in jeder

der zwei Raumrichtungen betrug dabei jeweils 2, während der minimale Gitterwinkel auf allen Gitternetzen annähernd konstant bei 40° lag. Ein weiteres Qualitätskriterium für Gitternetze ist der wandnächste Gitterabstand in dimensionsloser Form, insbesondere im Fall von turbulenten Strömungen. In allen drei Fällen ist dieser dimensionslose Wandabstand klein genug um eine hinreichende Auflösung der turbulenten Grenzschichten erwarten zu können. Der dimensionslose Wandabstand wird wie folgt berechnet:

$$\Delta y = L\sqrt{80} \operatorname{Re}_L^{-13/14} \Delta y^+ \quad (3.4)$$

| Gitternetz | Coarse | Medium | Fine |
|---|--------|---------|---------|
| # Knoten | 56,452 | 224,264 | 893,986 |
| # Elemente | 27,840 | 111,360 | 445,440 |
| Minimaler Gitterwinkel | 41 | 38 | 43 |
| Wandabstand der 1. Gitterzelle, y [μm] | 10 | 5 | 2.5 |
| Mittleres y^+ | 4 | 2 | 1 |

Tabelle 2: Gitterstatistik für den Testfall des Hydrotragflügels nach Le.

Das Gitternetz wurde für die verschiedenen Testfallkonfigurationen nicht nur hierarchisch verfeinert, sondern auch der Anstellwinkel des Tragflügels gegen die Anströmung wurde variiert. In diesem Fall wurden basierend auf derselben Blockstruktur aus Abb. 12 Gitternetze mit einem entsprechend um den Anstellwinkel rotierten Tragflügel generiert.

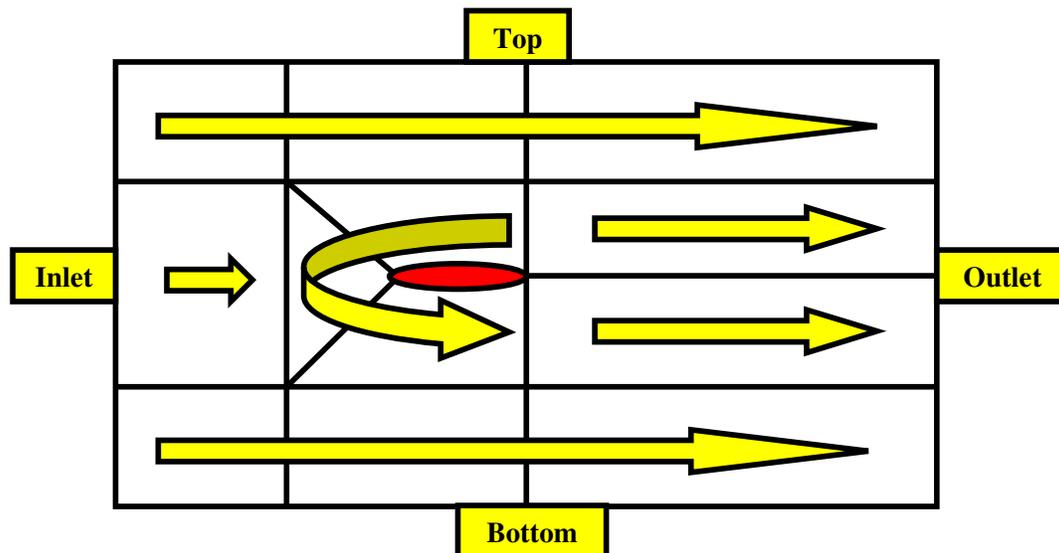


Abb. 12: Blockstruktur der Vernetzung des Testfalls nach Le.

Die hauptsächlichlichen Gittercharakteristiken sind in Tabelle 2 noch einmal zusammengefasst. Ein Beispiel einer Vernetzung mit der größten Gitternetzstufe ist repräsentativ für eine der untersuchten Testfallkonfigurationen in Abb. 13 gezeigt.

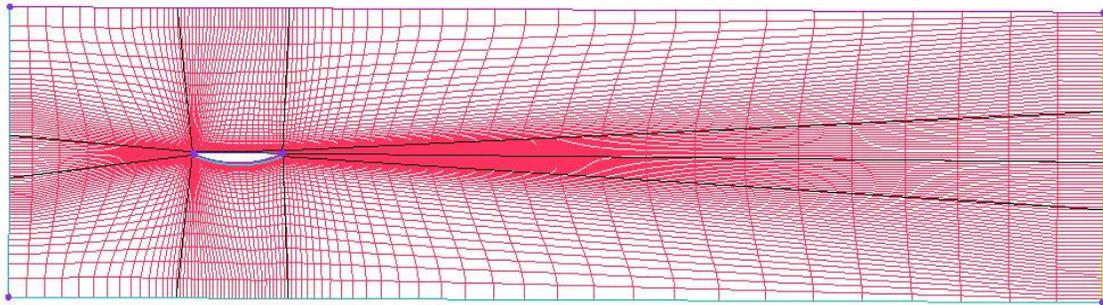


Abb. 13: Struktur des größten Gitternetzes (Coarse grid).

4.1.4. Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation

Für die einmal generierten Gitternetze wurde zunächst eine stationäre CFD-Simulation ausgeführt. Dabei erwies sich jedoch, dass einige der untersuchten Konfigurationen ein transientes Strömungsverhalten aufweisen. Dies betrifft insbesondere Konfigurationen mit geringerer Kavitationszahl und bei größeren Anstellwinkeln. In diesen Fällen wird die Kavitationsblase an der Tragflügeloberfläche instationär und beginnt zu oszillieren. Somit mussten für diese Fälle transiente CFD-Simulationen mit ANSYS CFX ausgeführt werden. Hierfür wurde das Setup von ANSYS CFX überarbeitet und eine arithmetische Mittelwertbildung der transienten Ergebnisse wurde dem Setup hinzugefügt. In die Mittelung einbezogene Daten waren in diesem Fall der Druck, die Fluidgeschwindigkeit und der volumetrische Gasgehalt, um diese mit den experimentellen Daten, die ja auch Mittelwerte über eine Vielzahl von Messungen darstellen, vergleichen zu können.

4.1.5. Ergebnisse

4.1.5.1. Berechnung der Kavitation

Das beschriebene oszillatorische Verhalten der Tragflügelumströmung kann in Abb. 14 für einen ausgewählten Fall beobachtet werden, wobei hier der Anstellwinkel $\alpha=4^\circ$ betrug und eine Kavitationszahl von $\sigma=0.5$ gewählt wurde.

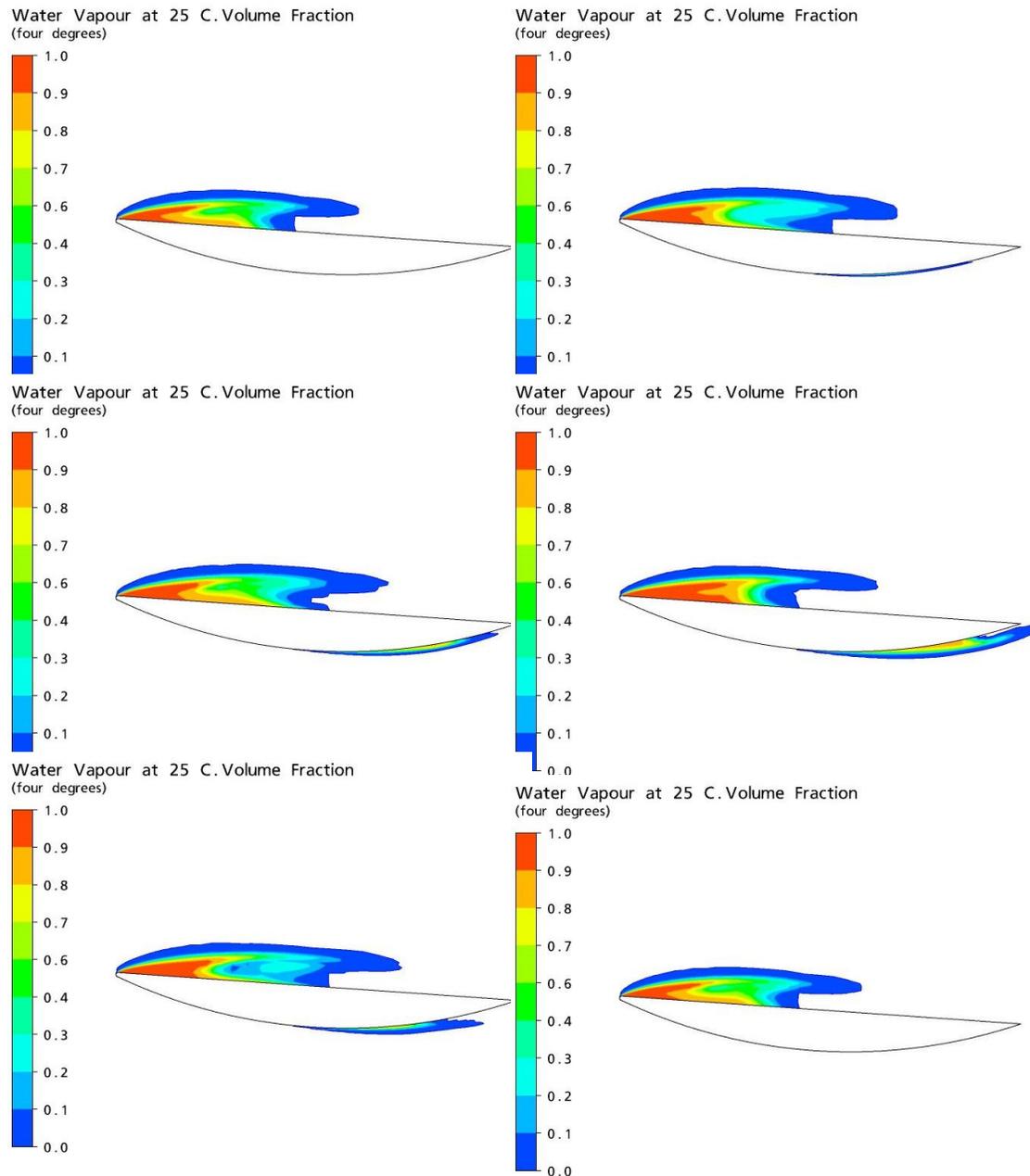


Abb. 14; Transienter Zyklus einer oszillierenden Kavitationsblase auf der Tragflügeloberseite bei $\alpha=4^\circ$ und $\sigma=0.5$.

Um das Kavitationsverhalten des Tragflügels für verschiedene Parameterkombinationen besser analysieren zu können, wurde im Experiment und in der CFD-Simulation die Ausdehnung der Kavitationsblase an der Tragflügel-Oberseite gemessen. Der Einfluss der Kavitationszahl und des Anstellwinkels auf diese gemessene Länge wurde dann systematisch untersucht. Wie aus den experimentellen Befunden in Abb. 15 [4] zu entnehmen ist, nimmt die Kavitationslänge mit größer werdender Kavitationszahl ab. In gleicher Weise wird das Kavitationsgebiet und die Kavitationslänge an der Oberfläche des Tragflügels größer wenn der Anstellwinkel des Tragflügels zunimmt.

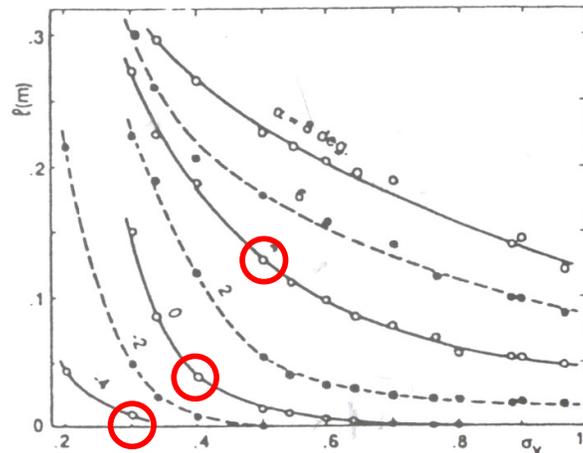


Fig. 5 Cavity length versus cavitation number

Abb. 15: Experimentell ermittelte Kavitationslänge [4] über Kavitationszahl für verschiedene Anstellwinkel des Tragflügels.

Aus dieser experimentellen Testmatrix wurden drei repräsentative Ergebnisse ausgewählt um sie in Folge mit Ergebnissen von CFD-Simulationen zu vergleichen. Die Ergebnisse sind in den Abb. 16, Abb. 17, und Abb. 18 dargestellt, die entsprechend Testfallbedingungen von $\alpha=0^\circ$ bei $\sigma=0.4$, $\alpha=4^\circ$ bei $\sigma=0.5$ und $\alpha=-4^\circ$ bei $\sigma=0.3$ entsprechen. Für den ersten Testfall sind kleine Kavitationsgebiete an beiden Ober- und Unterseite des Tragflügels zu erkennen. Der zweite Testfall zeigt nur ein größeres Kavitationsgebiet an der Oberseite des Tragflügels. Im dritten Fall bei negativem Anstellwinkel des Tragflügels bildet sich hingegen eine sehr große Kavitationsblase an der Unterseite des Tragflügels aus und es gibt keinerlei Kavitation mehr an der Oberseite.

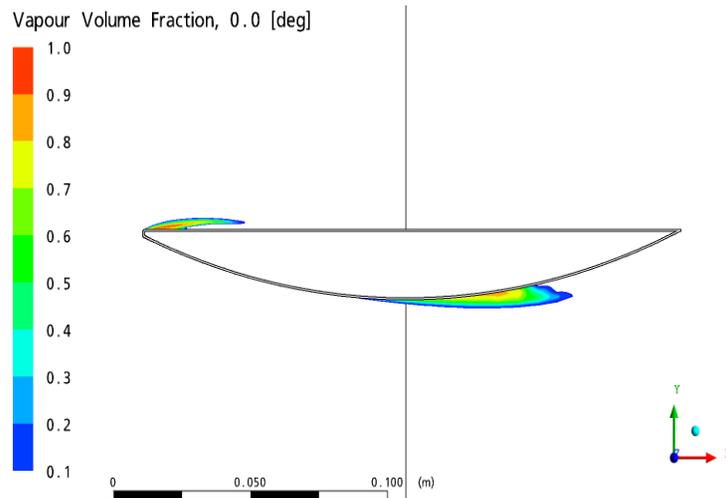


Abb. 16: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=0^\circ$, $\sigma=0.4$.

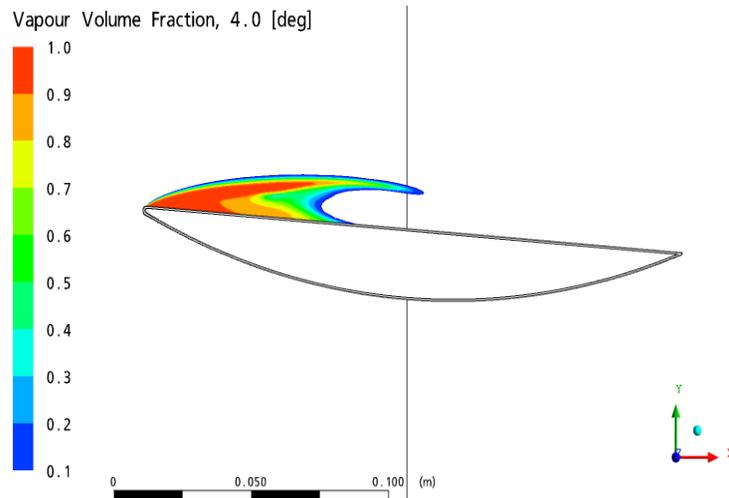


Abb. 17: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=4^\circ$, $\sigma=0.5$.

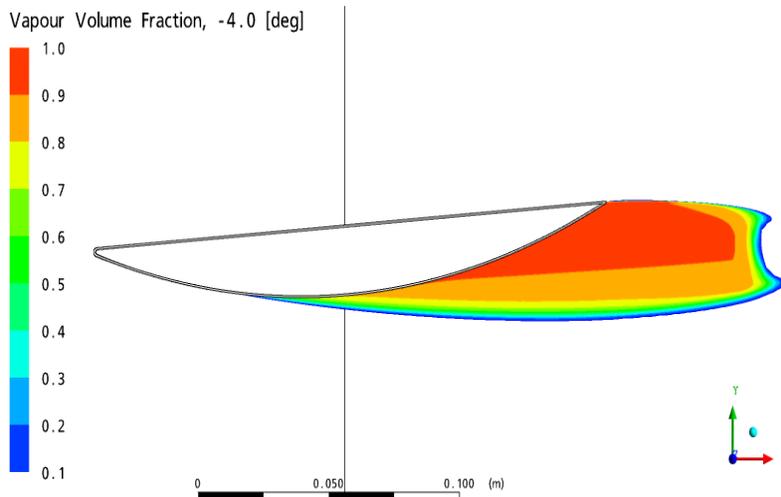


Abb. 18: Volumengehalt des Dampfes in der CFD-Simulation, $\alpha=-4^\circ$, $\sigma=0.3$.

4.1.5.2. Druckbeiwert

Kavitation wird verursacht, wenn der lokale Druck in der Strömung bedingt durch die Strömungsverhältnisse unter den Sättigungsdruck absinkt. Dies kann nicht nur durch die direkte Beobachtung von sich bildenden Gebieten mit Dampfblasenansammlungen detektiert werden, sondern auch durch direkte Druckmessungen an der Oberfläche des Tragflügels und den Vergleich dieser Messwerte mit dem CFD-Ergebnis. Ein entsprechender dimensionsloser Druckbeiwert kann hierfür wie folgt definiert werden:

$$c_p = \frac{2 \cdot p_{stat}}{\rho_l u_\infty^2} \quad (3.5)$$

In den Abb. 19 bis Abb. 22 sind die auf den mittleren Gitternetzen erzielten Druckbeiwerte gegenüber den gemessenen Druckbeiwerten entsprechend aufgetragen. Die gezeigten Kurven

entsprechen Anstellwinkeln des Tragflügels von $\alpha=2.5^\circ$, 3.5° , 4.1° und 5.1° während die Kavitationszahl bei $\sigma=0.55$ liegt für die ersten beiden Diagramme und in den beiden folgenden Abbildungen bei $\sigma=0.81$ lag. In dem Bereich, wo der Druckbeiwert kleinere Werte als die herrschende Kavitationszahl annimmt, tritt jeweils Verdampfung auf Grund von Kavitation ein. Im Vergleich von Abb. 19 und Abb. 20 kann festgestellt werden, dass mit einer Zunahme des Anstellwinkels sich auch die Kavitationslänge vergrößert. Der gleiche Effekt kann in den Abb. 21 und Abb. 22 beobachtet werden. Hier fällt jedoch die absolute Länge der Kavitationsblase kürzer aus, da die Kavitationszahl höher ist als in den ersten beiden Fällen. Vergleicht man die CFD-Ergebnisse mit den experimentellen werten, so kann für die ersten drei Fälle eine gute Übereinstimmung festgestellt werden, während für den größten Anstellwinkel des Tragflügels von $\alpha=5.1^\circ$ erste Abweichungen zwischen CFD-Ergebnis und Experiment auftreten und die Kavitationslänge tendenziell zu kurz berechnet wird.

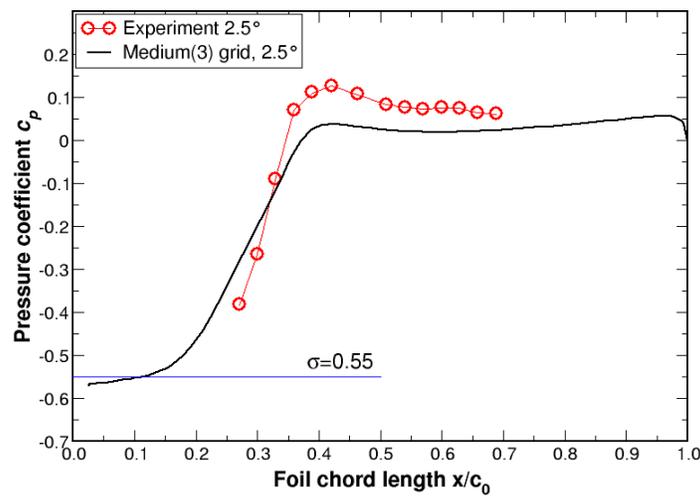


Abb. 19: Druckbeiwert, $\alpha=2.5^\circ$, $\sigma=0.55$.

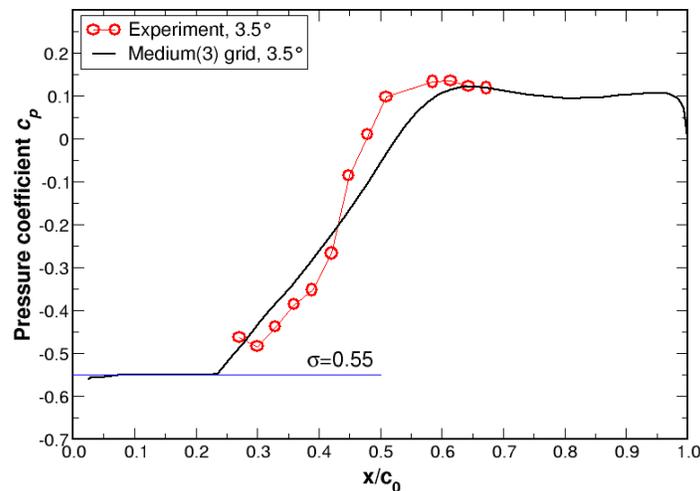


Abb. 20: Druckbeiwert, $\alpha=3.5^\circ$, $\sigma=0.55$.

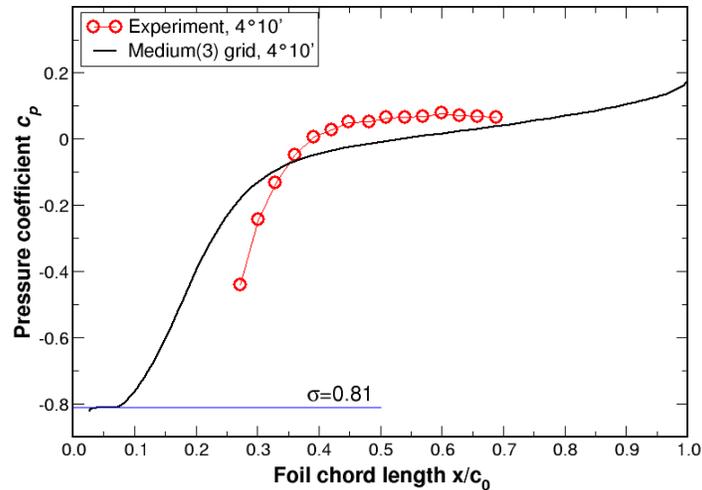


Abb. 21: Druckbeiwert, $\alpha=4.1^\circ$, $\sigma=0.81$.

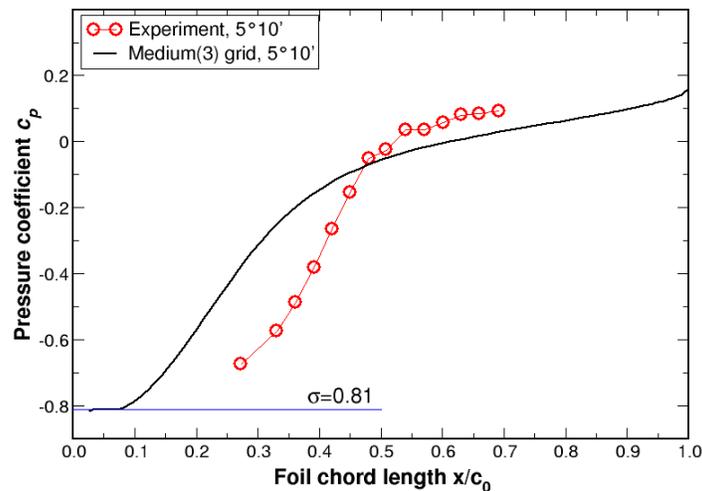


Abb. 22: Druckbeiwert, $\alpha=5.1^\circ$, $\sigma=0.81$.

Der eingeführte Druckbeiwert kann des Weiteren dazu verwendet werden, um den Einfluss des Modells für turbulente Druckschwankungen entsprechend den Gleichungen (2.14) und (2.15) auf die Kavitation zu untersuchen. In Abb. 23 werden die entsprechenden Ergebnisse für c_p von drei Simulationsrechnungen mit den experimentellen Daten verglichen. Das Diagramm zeigt zum einen Ergebnisse, die mit dem Original der Rayleigh-Plesset-Gleichung berechnet wurden. Weitere Ergebnisse verwenden eine Modifikation der Gleichung entsprechend Gleichung (2.14), und schließlich wurde für die dritte Simulation die Modifikation entsprechend Gleichung (2.16) verwendet. Wie bereits in Abschnitt 3.1.1 erwähnt, kann man aus der Abb. 23 erkennen, dass die zuletzt angegebene Modifikation der Rayleigh-Plesset-Gleichung zu recht realistischen Ergebnissen führt, auch wenn die beobachtbaren Unterschiede im gegebenen Fall nicht sehr stark ausgeprägt sind. Weitere Untersuchungen sind hier eventl. notwendig, wofür die entsprechenden Modifikationen im physikalischen Pre-Processor von ANSYS CFX zur Verfügung stehen.

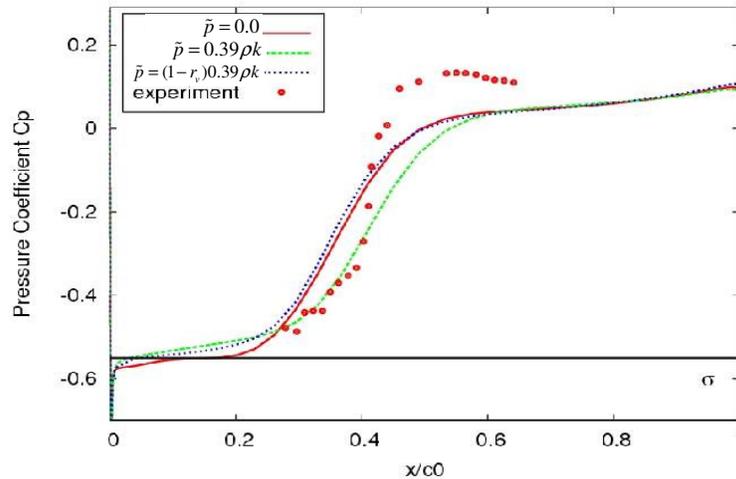


Abb. 23: Druckbeiwert in Abhängigkeit von der Modellierung des Terms zur Berücksichtigung von turbulenten Druckschwankungen. $\alpha=3.5^\circ$, $\sigma=0.55$.

4.1.5.3. Auftriebsbeiwert

Für die ausgewählten Konfigurationen wurden auch globale Werte mit experimentellen Daten verglichen. Dies betrifft z.B. den Auftriebsbeiwert, der wie folgt definiert ist:

$$c_L = \frac{2 \cdot F_L}{\rho_l \cdot u_\infty^2 \cdot A_{blade}} \quad (3.6)$$

wobei F_L die summarische Auftriebskraft auf den Tragflügel ist, A_{blade} ist die Oberfläche des Tragflügels und u_∞ ist die Anströmgeschwindigkeit für den Tragflügel im Fernfeld. Abb. 24 zeigt den Wert des Auftriebsbeiwertes für verschiedene Anstellwinkel und Kavitationszahlen. Unter Bedingungen, bei denen keine Kavitation auftritt, ist diese Beziehung überwiegend linear. Demgegenüber ändert sich diese Beziehung grundlegend, sobald Kavitation am Tragflügel einsetzt, d.h. bei kleiner werdenden Kavitationszahlen und höheren Anstellwinkeln, bei denen Kavitation einsetzt.

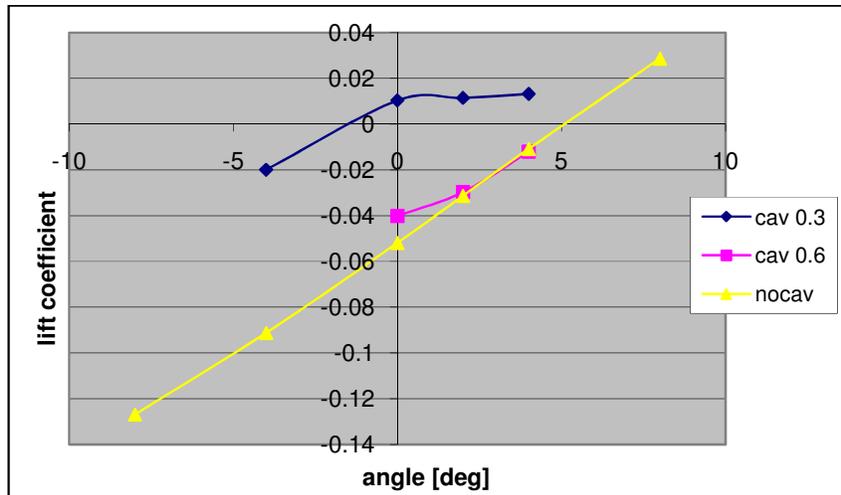


Abb. 24: Auftriebsbeiwert über Anstellwinkel für verschiedene Kavitationszahlen.

4.1.5.4. Einfluss des “vollständigen” Kavitationsmodells (Full Cavitation Model – FCM)

Wenn man die Abb. 16, Abb. 17, und Abb. 18 nochmals betrachtet und die berechneten Kavitationslängen analysiert und mit den experimentellen Werten aus Abb. 15 vergleicht, kann man feststellen, dass im Allgemeinen vom CFD-Modell diese Kavitationslänge eher zu gering berechnet wird. Für den Fall von $\alpha=0^\circ$; $\sigma=0.4$ beträgt dieses numerische Ergebnis nur ca. 40% der Sehnenlänge des Tragflügels gegenüber den 60% aus dem Experiment. Ein ähnliches Ergebnis erhält man in der dritten untersuchten Konfiguration bei $\alpha=-4^\circ$; $\sigma=0.3$, wo in der CFD-Simulation an der Oberseite des Tragflügels keine Kavitation festgestellt werden kann, während im Experiment ca. eine Dampfblase mit einer Ausdehnung von 5% der Sehnenlänge beobachtet wurden.

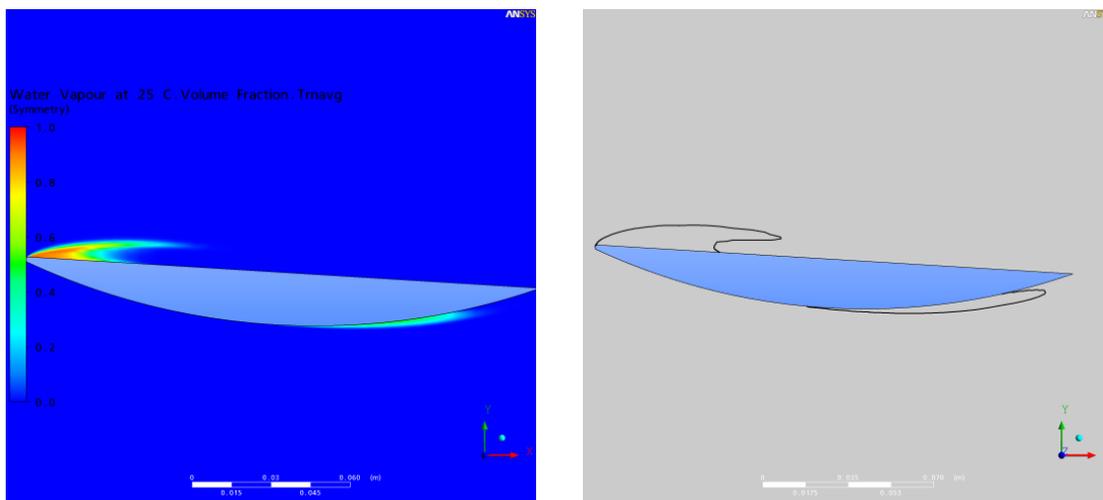


Abb. 25: Volumetrischer Dampfgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$.

Daher wurde der Testfall noch ein weiteres Mal untersucht, wobei in dieser Simulationsreihe die Anwesenheit von nicht-kondensierbaren, in der Flüssigkeit gelösten Gasen (Luft)

angenommen wurde und das FCM aktiviert wurde. Die untersuchte Konfiguration entspricht einem Anstellwinkel von $\alpha=3.2^\circ$ und einer Kavitationszahl von $\sigma=0.5$. Die drei in dieser Simulation berücksichtigten Phasen sind Wasser mit gelöster Luft, Dampf und gasförmige Luft. Aus den experimentellen Befunden wird für diesen Fall eine Kavitationsblase an der Tragflügel-Oberseite mit einer Ausdehnung von 40% der Sehnenlänge des Tragflügels erwartet.

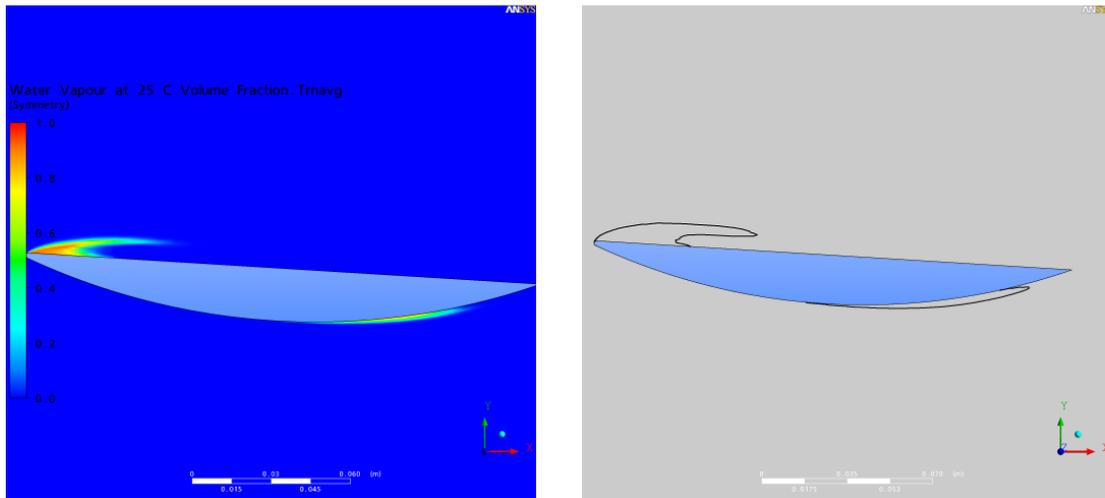


Abb. 26: Volumetrischer Dampfgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert.

Zuerst wurde der Testfall mit dem Standard-Kavitationsmodell mit Wasser und Wasserdampf als einzige beiden Phasen simuliert. Die berechnete Wasserdampfverteilung ist in Abb. 25 dargestellt. Wie in vorangegangenen Fällen ist die Kavitationslänge viel kürzer als im Experiment und liegt ca. bei 20% der Sehnenlänge.

Dann wurde das FCM aktiviert und die Strömung mit einer Drei-Phasen-Strömung berechnet wie zuvor diskutiert. Die resultierende Wasserdampf-Verteilung ist in Abb. 26 zu sehen. Das Gebiet an der Tragflügel-Oberseite, das von Wasserdampf bedeckt ist, ist in dieser CFD-Simulation sogar noch weiter reduziert. Wenn wir in unserer Betrachtung jedoch zu Abb. 27 übergehen, so ist zu sehen, dass für diese Konfiguration ebenfalls eine Kavitationsblase von gasförmiger Luft berechnet wird. Wenn wir weiter in Betracht ziehen, dass es in der visuellen Beobachtung im Experiment nicht möglich ist, zwischen Wasserdampf- und Luftblasen zu unterscheiden, und wir daher die beiden Gasgebiete in der Darstellung überlagern, so kommen wir zur Darstellung der Kavitationsblase auf der Tragflügel-Oberseite aus Abb. 28. Aus dieser Abbildung sehen wir, dass die Kavitationslänge des summarischen Gasgehalts in etwa 40% der Sehnenlänge des Tragflügels beträgt, was in recht guter Übereinstimmung mit dem experimentellen Wert ist.

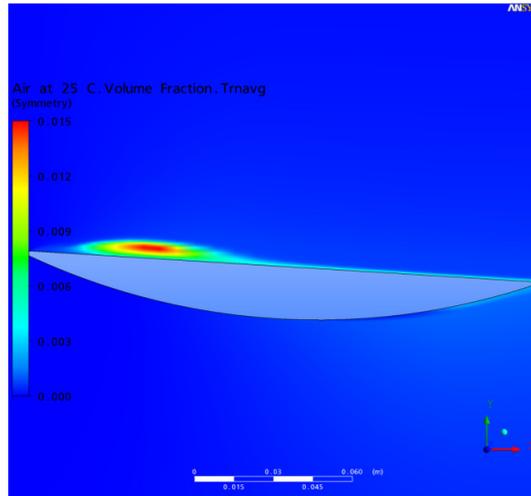


Abb. 27: Volumetrischer Luftgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert

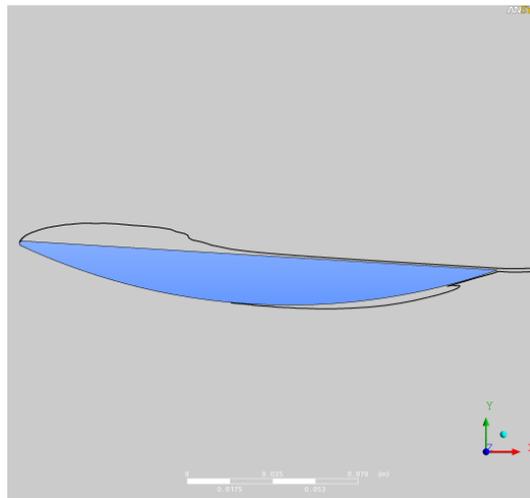


Abb. 28: Hüllkurve für den volumetrischen Dampf- und Luftgehalt. $\alpha=3.2^\circ$, $\sigma=0.55$, FCM aktiviert.

4.1.6. Diskussion

In der vorliegenden Untersuchung wurde zur Validierung des Kavitationsmodells in ANSYS CFX ein aus der Literatur gut bekannter Testfall nach Le [2] untersucht. Für diesen Testfall eines plano-convexen Hydrotragflügels wurden die CFD-Simulationsergebnisse mit den experimentellen Daten aus der Literatur verglichen. Für verschiedene Kavitationszahlen und Anstellwinkel ist sowohl Schichtkavitation an der Tragflügel-Oberseite als auch –Unterseite in Abhängigkeit von den Strömungsbedingungen zu erkennen.

Für die CFD-Simulationen wurden drei hierarchisch verfeinerte Gitternetze generiert, die vergleichbar gute Gitterqualität unabhängig vom Verfeinerungsgrad aufwiesen. Die Kavitationslänge, der Druckbeiwert und der Auftriebsbeiwert wurden als Zielgrößen zum Vergleich mit den experimentellen Daten herangezogen. Die CFD-Ergebnisse stimmen für die untersuchten Testfall-Konfigurationen recht gut mit den experimentellen Daten überein.

Für die eingeführten Modifikationen zum Standard-Rayleigh-Plesset Kavitations-Modell konnte keine eindeutige Aussage gefunden werden. Die Einführung einer Modifikation hinsichtlich der Berücksichtigung von turbulenten Druckschwankungen hat in den CFD-Simulationen zu keiner signifikanten Verbesserung der Simulationsergebnisse geführt. Demgegenüber konnte unter Verwendung des FCM-Modells zur Berücksichtigung von in Wasser gelöster Luft (Gaskavitation) ein deutlich verbessertes Simulationsergebnis erzielt werden, was sich in einem verbesserten CFD-Experiment-Vergleich für die berechnete Kavitationslänge an der Tragflügel-Oberseite zeigte.

4.2. Testfall eines Hydrotragflügels nach Arndt

4.2.1. Definition des Testfalls

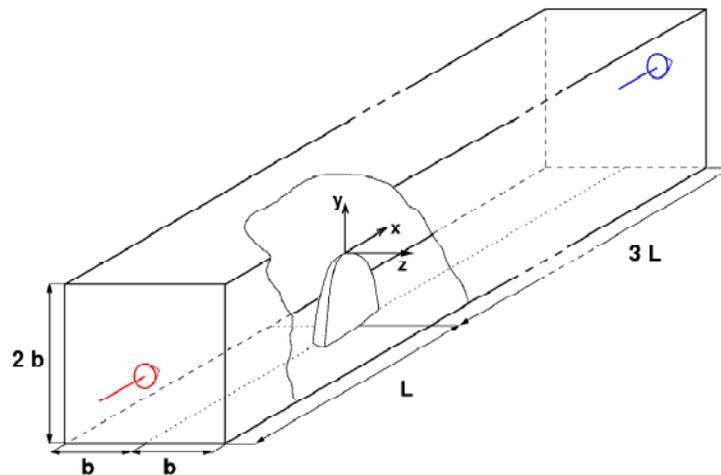


Abb. 29: Schematische Darstellung des Hydrotragflügels NACA 66₂-415 im Kavitationskanal.

Als ein weiterer Testfall wurde in einem zweiten Schritt eine dreidimensionale Umströmung eines NACA 66₂-415 Hydrotragflügels mit elliptischer Planform untersucht. In diesem Testfall setzt Spitzenwirbelkavitation ein, die von den hohen Umfangsgeschwindigkeiten in dem sich an der Spitze des Tragflügels ablösenden Spitzenwirbel induziert sind. Die stark verdrehte Wirbelströmung erzeugt einen Druckabfall unterhalb des Dampfdrucks, der zu Kavitation nicht nur an der Oberfläche der Spitze des Tragflügels sondern sogar über eine signifikante Lauflänge im Kern des Spitzenwirbels führt.

Der im Originalexperiment [1][7] verwendete Testkörper ist ein Hydrotragflügel mit elliptischer Planform mit einer Sehnenlänge von 81mm, einer halben Spannweite von 95mm und einer Mittellinie von 0.8. Abb. 29 zeigt die schematische Darstellung der experimentellen Versuchsanordnung im Kavitationskanal, die für die CFD-Simulation exakt nachgebildet wurde. Die Abb. 30 und Abb. 31 zeigen die Details der Form des Tragflügels.

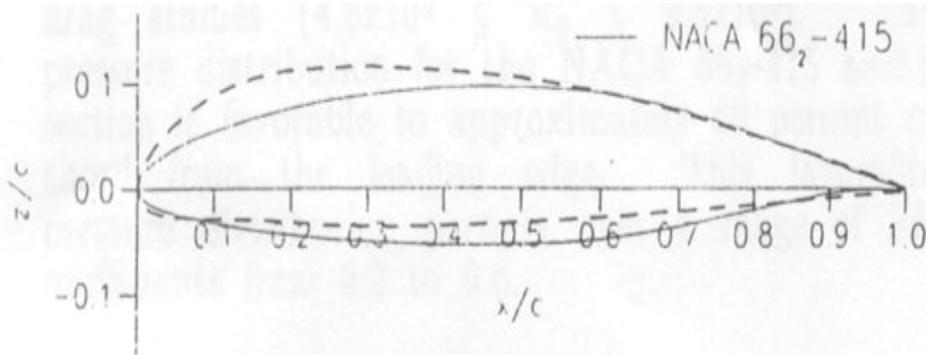


Abb. 30: Elliptisches Profil des Hydrotragflügels NACA 66₂-415.

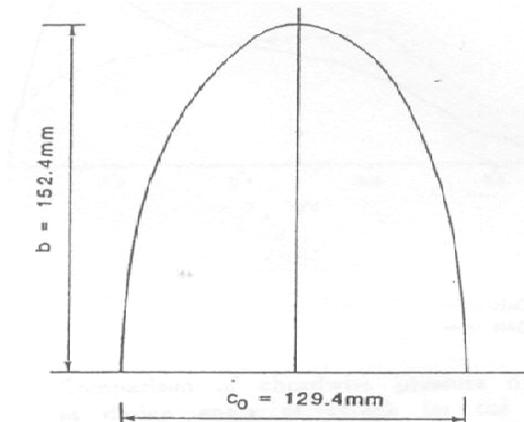


Abb. 31: Elliptisches Profil des Hydrotragflügels NACA 66₂-415.

Wie im vorangegangenen Testfall wurden auch hier verschiedene Konfigurationen dieses Testfalls unter Änderung des Anstellwinkels und der die Anströmung charakterisierenden Reynoldszahl untersucht. In den CFD-Simulationen wurden darüber hinaus verschiedene Turbulenzmodelle (SST, SST mit Krümmungskorrekturterm, BSL RSM) eingesetzt, um den Einfluss der Turbulenzmodellierung in diesem Fall einer stark verdrallten Strömung zu untersuchen.

In Übereinstimmung mit der Original-Publikation von Arndt wurde ein effektiver Anstellwinkel wie folgt definiert $\alpha_{eff} = \alpha - \alpha_0$, wobei hier α_0 für den Winkel steht, bei dem kein Auftrieb herrscht. Dieser wurde nach einer Parameterstudie mit $\alpha_0=2.5^\circ$ bestimmt.

4.2.2. Randbedingungen und Initialisierung

Die Randbedingungen sind analog den im vorhergehenden Testfall eingesetzten, d.h.:

- Einströmrandbedingungen mit einer auf der Reynoldszahl basierenden Anströmgeschwindigkeit:

$$v_{in} = \frac{Re \mu}{\rho L} \quad (3.7)$$

- Abströmrandbedingungen mit einem vorgegebenen statischen Druck, der aus der Kavitationszahl, dem Dampfdruck und der Anströmgeschwindigkeit wie folgt errechnet wird:

$$p_{out} = p_v + \sigma_n \left(\frac{\rho}{2} v_{in}^2 \right) \quad (3.8)$$

- Haftrandbedingungen an den festen Wänden des Kavitationstunnels und der Oberfläche des Hydrotragflügels. In gleicher Weise wie zuvor wurde die automatische Wandbehandlung von ANSYS CFX bei der Bestimmung der turbulenten Wandrandbedingungen in Abhängigkeit vom dimensionslosen Wandabstand y^+ der wandnächsten Gitterzelle eingesetzt.

4.2.3. Numerische Gitternetze

Für den vorliegenden Testfall wurde ebenfalls der ANSYS ICEM CFD Gittergenerator verwendet, um das Strömungsgebiet zu diskretisieren. Hierzu wurde zunächst eine geeignete Blockstruktur entworfen, um eine entsprechende oberflächennahe Gitterverfeinerung mit weitgehender Auflösung der Grenzschichten zu erreichen und um einen möglichst glatten Übergang zwischen diesen fein aufgelösten Bereichen und dem eher grob aufgelösten Fernfeld der Strömung zu erzielen.

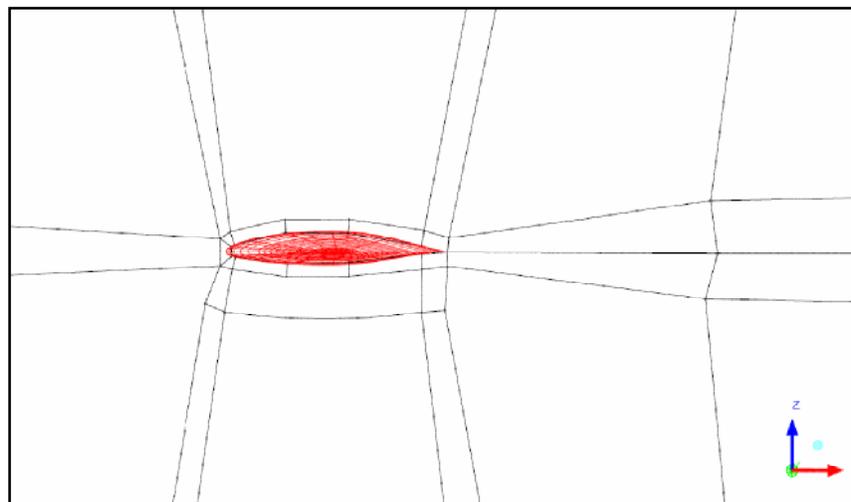


Abb. 32: Blockstruktur um den Hydrotragflügel.

Die resultierende Blockstruktur ist in Abb. 32 gezeigt, während das mit dieser Blockstruktur erzielte Grobgitternetz in einem Längsschnitt durch den Kavitationskanal in Abb. 33 zu sehen ist. Die entworfene Gitterblockstruktur garantiert skalierbare Gitternetze mit einem von der Auflösung unabhängigen minimalen Gitterwinkel von über 20° . Wie im vorangegangenen Testfall wurde eine Gitterverfeinerungsstudie durchgeführt, wobei drei hierarchisch verfeinerte Gitternetze mit einem Verfeinerungsfaktor bzgl. der Anzahl der Gitterelemente in jeder Raumrichtung von $\sqrt[3]{4}$ verwendet wurden. Zur Bewertung kamen dieselben Qualitätskriterien zum Einsatz: minimaler Gitterwinkel, Aspect Ratio und dimensionsloser Wandabstand der wandnächsten Gitterzelle (berechnet wie in Gleichung (3.4)). Die

resultierenden Gitterqualitätskenngrößen und Gitterstatistiken sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

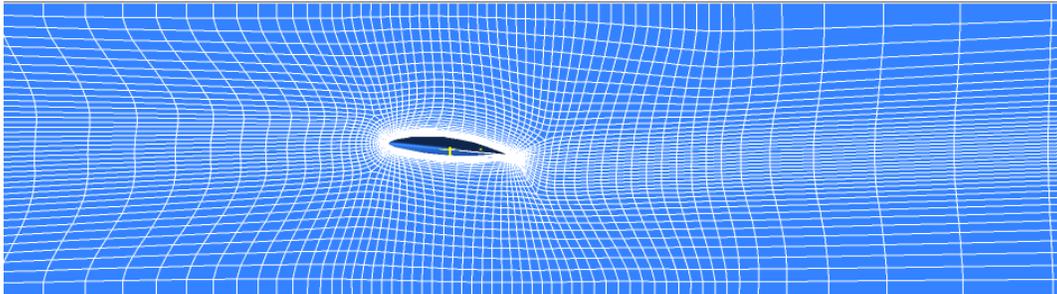


Abb. 33: Auflösung des Grobgitternetzes in einem Längsschnitt durch den Kavitationskanal.

| Gitternetz | Coarse | Medium | Fine |
|---------------------------------------|---------|-----------|-----------|
| # Knoten | 358.519 | 1.394.862 | 5.442.459 |
| # Elemente | 341.596 | 1.352.603 | 5.337.217 |
| Minimaler Gitterwinkel | 20.9 | 20.7 | 20.1 |
| Wandabstand der 1. Gitterzelle y [µm] | 30 | 15 | 7.5 |
| Mittelwert y^+ | 14.3 | 7.1 | 3.6 |

Tabelle 3: Gitterstatistik für die drei Gitternetze des Hydrotragflügel-Testfalls nach Arndt.

| Test name | Grid | Turbulence Model |
|-----------|--------|------------------|
| 1A | Coarse | SST |
| 1B | Coarse | SST+High Res |
| 1C | Coarse | SST+High Res+CC |
| 1D | Coarse | BSL-RSM |
| 2A | Medium | SST |
| 2B | Medium | SST+High Res |
| 2C | Medium | SST+High Res+CC |
| 2D | Medium | BSL-RSM |
| 3A | Fine | SST |
| 3B | Fine | SST+High Res |
| 3C | Fine | SST+High Res+CC |

Tabelle 4: Aufstellung der ausgeführten CFD-Simulationen für den Arndt Testfall.

4.2.4. Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation

Für den Testfall nach Arndt wurde eine ganze Serie von CFD-Simulationen ausgeführt, um zum einen den Einfluss der Gitterauflösung und des Weiteren den Einfluss der gewählten Turbulenzmodellierung zu untersuchen. Insbesondere letzterer Untersuchung wurde besondere Aufmerksamkeit zugewendet, da für eine erfolgreiche Berechnung der Spitzenwirbelkavitation als Turbulenz-induziertem Kavitationsphänomen eine sehr genaue Auflösung des Spitzenwirbels, dessen Umfangsgeschwindigkeiten und des Druckminimums innerhalb des Spitzenwirbels erforderlich ist. Zusätzlich zum Standard-SST-Turbulenzmodell wurde daher auch das sogenannte High-Resolution-Advektionsschema (im Gegensatz zum Standard-Upwind-Schema) für die Lösung der Turbulenzgleichungen, der Krümmungskorrekturterm für das SST-Turbulenzmodell [37] und das BSL-RSM-Turbulenzmodell eingesetzt. Ein Überblick über die ausgeführte Matrix von CFD-Simulationen ist in Tabelle 4 gegeben.

4.2.5. Ergebnisse

4.2.5.1. Auflösung der Umfangsgeschwindigkeiten im Spitzenwirbel

Als Zielgröße zur Bewertung der Qualität der numerischen Lösung des CFD-Verfahrens wurden radiale Geschwindigkeitsprofile bei verschiedenen Abständen stromab der Spitze des Tragflügels herangezogen, die aus Messungen in der Publikation von Arndt [1][7] zur Verfügung stehen. Insbesondere in sehr kurzem Abstand zur Tragflügelspitze ist an diesen Positionen ein sehr intensiver Spitzenwirbel mit einer hohen Umfangskomponente der Fluidgeschwindigkeit und einem steilen Geschwindigkeitsgradienten über den Wirbelkern zu beobachten. Mit zunehmendem Abstand zur Tragflügelspitze setzt dann eine turbulente Dissipation des Spitzenwirbels ein, der mit einer recht schnellen Abnahme der Umfangsgeschwindigkeiten und einer Verflachung des Geschwindigkeitsgradienten einhergeht. Dieses Strömungsverhalten kann aus

Abb. 34 entnommen werden, wo die Geschwindigkeitsprofile der Umfangsgeschwindigkeiten über den Querschnitt des Spitzenwirbels für drei verschiedene Abstände zur Tragflügelspitze aufgetragen sind (0.5-, 1.0- und 2.0-fache Sehnenlänge des Tragflügels).

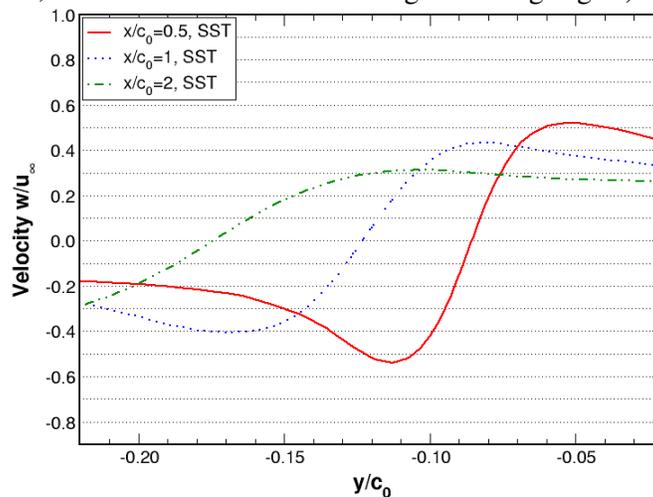


Abb. 34: Radiale Geschwindigkeitsprofile des Spitzenwirbels an drei verschiedenen Positionen stromab der Tragflügelspitze für $x/c_0=0.5$, 1 und 2.

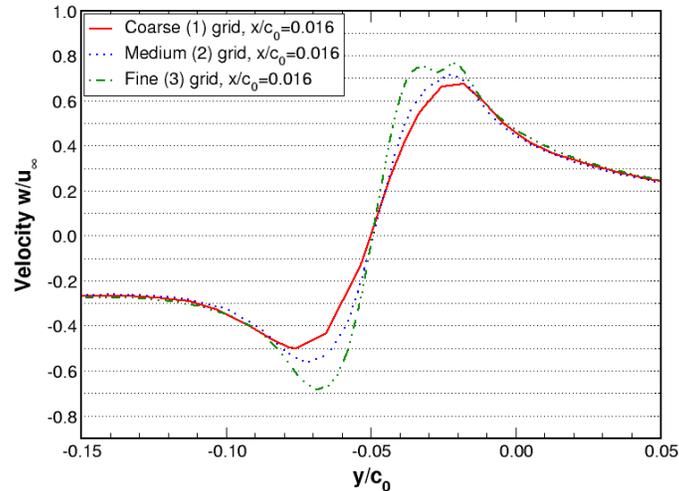


Abb. 35: Radiale Geschwindigkeitsprofile für die drei unterschiedlich aufgelösten Gitternetze für den geringsten Abstand zur Tragflügelspitze $x/c_0=0.016$.

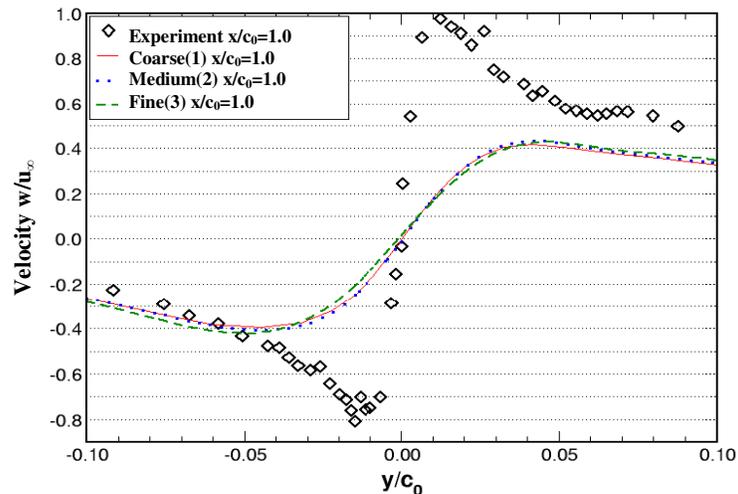


Abb. 36: Radiale Geschwindigkeitsprofile für die drei unterschiedlich aufgelösten Gitternetze für den Abstand einer Sehnenlänge zur Tragflügelspitze $x/c_0=1.0$.

Die durchgeführte Gitterverfeinerung erlaubt ebenfalls die Analyse des räumlichen Diskretisierungsfehlers des eingesetzten numerischen Lösungsverfahrens. Im Ergebnis kann festgestellt werden, ob das CFD-Verfahren und die eingesetzten mathematisch-physikalischen Modelle letztendlich zu einer von der Gitterauflösung unabhängigen Lösung führen, was eine Grundvoraussetzung für weitere Verbesserungen von CFD-Modellen darstellt. Für diese Analyse wurden die radialen Geschwindigkeitsprofile auf den drei eingesetzten Gitternetzen an zwei verschiedenen Abstandspositionen vergleichend ausgewertet (siehe Abb. 35 und Abb. 36). Kleinere Abweichungen in den Geschwindigkeitsprofilen treten in diesem Fall selbst auf dem feinsten Gitternetz noch auf, was anzeigt, dass mit der gegebenen Maschenweite noch keine gitterunabhängige Lösung erzielt werden konnte. Die Änderungen in der CFD-Lösung werden jedoch beim Übergang vom groben auf das mittlere und letztlich auf das feine Gitternetz immer geringer, so dass eine Gitterkonvergenz bei weiterer Verfeinerung prognostiziert werden kann. Gravierender

sind jedoch die hier festzustellenden Abweichungen zwischen der CFD-Lösung unter Verwendung des Standard-SST-Turbulenzmodells zu den experimentellen Daten (Abb. 36). Diese Abweichungen werden um so gravierender, je weiter wir uns mit dem Auswertequerschnitt von der Tragflügelspitze entfernen, da die Gitternetze hier recht schnell in axialer Richtung gröber werden und somit die gröbere Gitterauflösung zu einer unphysikalischen numerischen Dissipation des Spitzenwirbels beiträgt. Während somit der steile Geschwindigkeitsgradient der Umfangsgeschwindigkeiten des Spitzenwirbels bei $x/c_0=0.016$ noch recht gut aufgelöst werden kann, werden die berechneten Geschwindigkeitsprofile schon bei $x/c_0=1.0$ (Abb. 36) schnell deutlich flacher als in den experimentellen Daten zu beobachten ist.

Ein weiterer Grund für das beobachtete Ergebnis der zunächst ausgeführten CFD-Simulationen ist der starke Drall des Geschwindigkeitsfeldes in der näheren Umgebung der Spitze des Tragflügels. Um zu einer Verbesserung der CFD-Ergebnisse zu gelangen kann man verschiedene Veränderungen am CFD-Lösungsverfahren und an der gewählten mathematisch-physikalischen Modellierung vornehmen. Zum einen werden aus Stabilitätsgründen die Turbulenzmodell-Transportgleichungen in ANSYS CFX standardmäßig mit einem Upwind-Advektionsschema von 1. Ordnung Genauigkeit gelöst. Ein Schritt in Richtung einer höheren Berechnungsgenauigkeit ist somit die Verwendung eines Advektionsschemas höherer Ordnung (High Resolution Advection Scheme) auch für diese Modellgleichungen, was für das hydrodynamische System aus Impulstransport- und Druckgleichungen standardmäßig der Fall ist. Diese Maßnahme trägt zu einer Reduktion numerischer Diffusion in der Lösung der Turbulenzmodellgleichungen bei. Wie jedoch aus Abb. 37 zu sehen ist, ist diese Maßnahme noch nicht ausreichend, um die Genauigkeit der CFD-Lösung im Vergleich mit den Messdaten ausreichend zu verbessern.

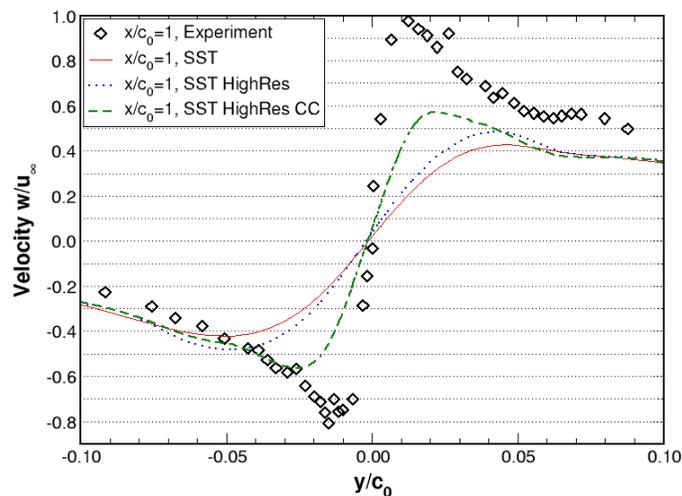


Abb. 37: Radiale Geschwindigkeitsprofile berechnet mit verschiedenen Advektionsschemata und dem Krümmungskorrekturterm im SST-Turbulenzmodell bei $x/c_0=1$.

Des Weiteren ist jedoch bekannt, dass herkömmliche Zweigleichungs-Turbulenzmodelle insbesondere bei stark verdrallten Strömungen und bei Strömungen mit starker Krümmung der Stromlinien im Allgemeinen Schwächen offenbaren. In einem weiteren Schritt wurde daher das Standard-SST-Turbulenzmodell um den in Abschnitt 2.1 dargestellten Krümmungskorrekturterm erweitert und die Berechnung auf dem feinsten Gitternetz

wiederholt. Die so erzielten Ergebnisse sind in Abb. 37 und in Abb. 38 miteinander verglichen und es kann festgestellt werden, dass durch diese Maßnahmen bereits eine deutliche Verbesserung der numerischen Ergebnisse in die Richtung der experimentell bestimmten Umfangsgeschwindigkeiten am Messort $x/c_0=1.0$ erzielt werden konnte.

Ein weiterer Schritt zu einer Verbesserung der CFD-Ergebnisse besteht in der Aufhebung der für die vorliegende stark verdrallte Strömung nicht zutreffenden Annahme isotroper Turbulenz, die allen auf dem Wirbelviskositätsansatz basierenden Zweigleichungs-Turbulenzmodellen inhärent zu Grunde liegt, somit also auch dem SST-Turbulenzmodell. Zu diesem Zweck wurde die Turbulenzmodellierung in der CFD-Simulation auf das BSL Reynoldsspannungs-Turbulenzmodell (BSL RSM) geändert. Mit diesem Turbulenzmodell werden nicht zwei Turbulenzmodellgleichungen sondern insgesamt sechs Differentialgleichungen für alle sechs unabhängigen Komponenten des Reynolds'schen Spannungstensors gelöst. Der numerische Berechnungsaufwand und Speicherverbrauch für diese CFD-Simulation ist zwar somit erhöht, wie aus der Analyse der Ergebnisse in Abb. 38 jedoch hervorgeht, ist die Verbesserung in den erzielten CFD-Ergebnissen jedoch bereits auf dem mittleren der drei Gitternetze substantiell und führt mit dem BSL RSM-Modell zu einem deutlich verbesserten CFD-Experiment-Vergleich und zu einem vergleichbar steil verlaufenden Geschwindigkeitsgradienten in der CFD-Lösung.

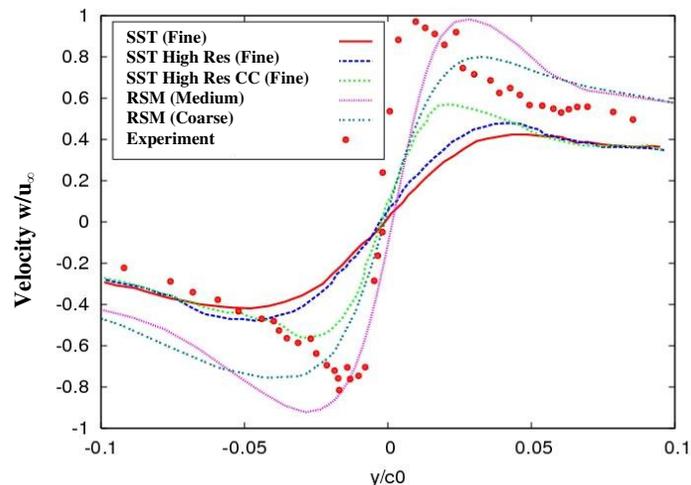


Abb. 38: Vergleich der radialen Geschwindigkeitsprofile bei der Berechnung mit den verschiedenen Turbulenzmodellen bei einem Abstand zum Tragflügel von $x/c_0=1$.

Führt man nun auf der Grundlage der bisher einphasig analysierten Strömungsfelder eine CFD-Simulation der kavitierenden Strömung aus, so kann der Einfluss der Turbulenzmodellierung auf das Kavitationsverhalten des Tragflügels ebenfalls sehr deutlich an dem berechneten volumetrischen Dampfgehalt in der Umgebung der Tragflügelspitze beobachtet werden. Zu diesem Zweck wurden Kavitationsberechnungen mit dem Mehrphasenmodell von ANSYS CFX mit dem SST- und dem BSL RSM-Turbulenzmodell ausgeführt. Während die SST-Lösung auf Grund der stärkeren Dissipation des Spitzenwirbels zu einem schnellen Abklingen der Kavitation im Spitzenwirbel führt, kann die Kavitation im Spitzenwirbel mit dem BSL RSM-Modell über einen größeren Abstand zum Tragflügel aus der CFD-Simulation heraus visualisiert werden (Abb. 39). In beiden Fällen ist darüber hinaus ein Großteil der Tragflügeloberfläche von Schichtkavitation bedeckt.

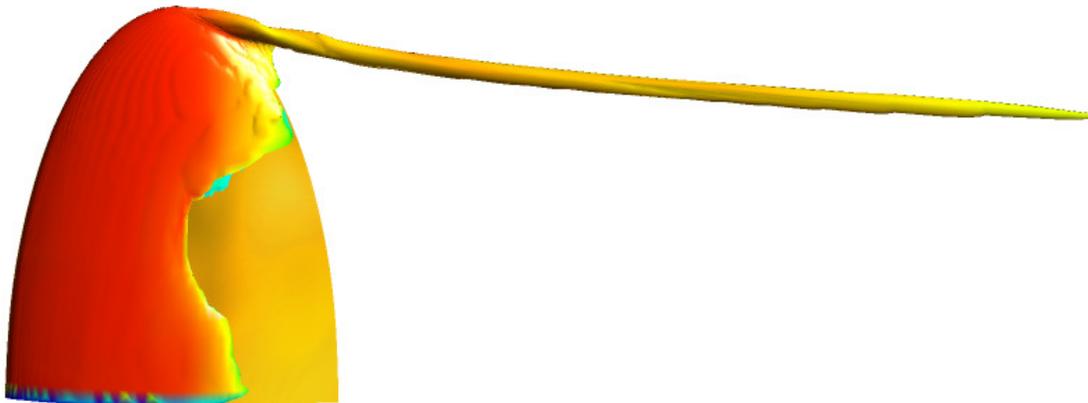
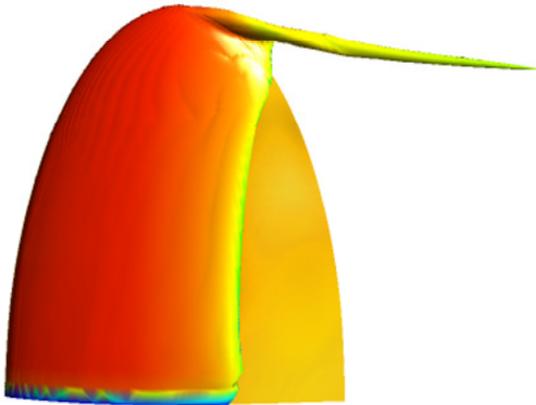


Abb. 39: Volumetrischer Dampfgehalt in kavitierender Strömung in der Nähe der Tragflügelspitze. $Re=5.2 \times 10^5$. $\sigma=0.58$. (a) Experimentelle Beobachtung bei $\alpha_{\text{eff}}=9.5^\circ$, (b) SST-Turbulenzmodell bei $\alpha_{\text{eff}}=12^\circ$. (c) BSL RSM-Modell bei $\alpha_{\text{eff}}=12^\circ$.

4.2.5.2. Trajektorie des Spitzenwirbels

In einem weiteren Vergleich zu den experimentellen Daten wurde die Trajektorie des Spitzenwirbels analysiert. Es kann anhand der CFD-Simulationen gezeigt werden, dass die Trajektorie des Spitzenwirbels im Strömungsgebiet hinter dem Tragflügel nicht sehr stark vom Anstellwinkel oder der gewählten Reynoldszahl abhängig ist. Dies kann auch aus den in Abb. 40 gezeigten Daten entnommen werden, wo die Spitzenwirbel-Trajektorien für zwei Strömungskonfigurationen bei $\alpha_{eff}=8.1^\circ$, $Re=9.2 \times 10^5$ und $\alpha_{eff}=11.6^\circ$, $Re=5.2 \times 10^5$ mit den experimentellen Daten von Arndt verglichen worden sind. Die Übereinstimmung der Lage des Spitzenwirbels im Raum zwischen CFD-Simulation und Experiment ist als sehr gut zu bewerten.

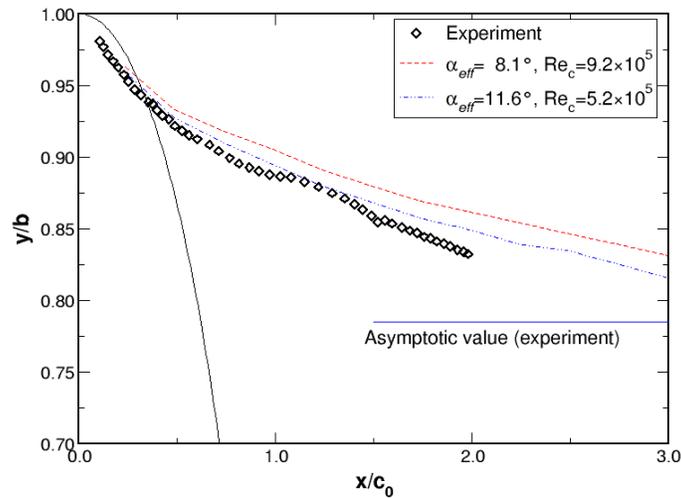


Abb. 40: Trajektorie des Spitzenwirbels in der x-y Koordinatenebene.

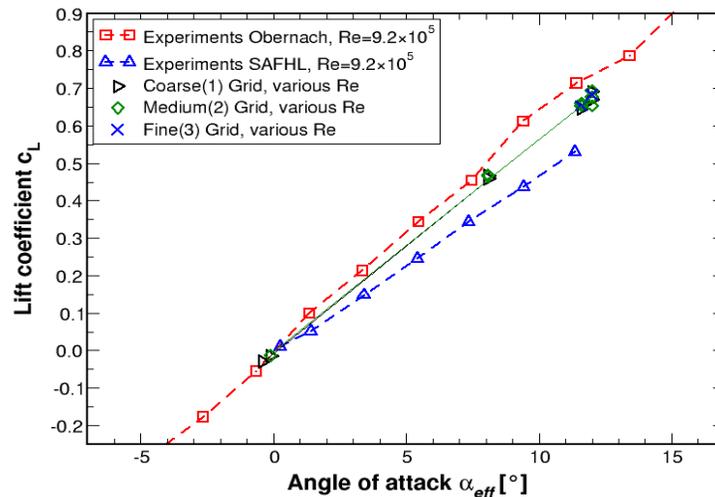


Abb. 41: Auftriebsbeiwert über effektivem Anstellwinkel des Tragflügels.

4.2.5.3. Auftriebsbeiwert

Zusätzlich zu den Vergleichen für die Geschwindigkeitsprofile und die Trajektorie des Spitzenwirbels wurde der Auftriebsbeiwert des Tragflügels entsprechend Gleichung (3.6) analysiert. Abb. 41 zeigt die Abhängigkeit des Auftriebsbeiwertes vom effektiven Anstellwinkel des Tragflügels. Dieser wurde für verschiedene Reynoldszahlen und auf unterschiedlich aufgelösten Gitternetzen berechnet. Die Ergebnisse der CFD-Simulationen liegen aber in dem Diagramm schließlich zwischen den experimentellen Ergebnissen von Obernach [16] und der SAFL [7] und somit dürfte hier die experimentelle Unsicherheit für die Bestimmung des Auftriebsbeiwertes größer sein, als der numerische und Modellfehler der CFD-Simulationen.

4.2.5.4. Kavitationseinsatz

Des Weiteren wurde die Abhängigkeit des Kavitationseinsatzes von Reynoldszahl und dem Auftriebsbeiwert untersucht. In der Literatur kann man hierfür die folgende Korrelation finden, die diese drei Parameter der Tragflügelumströmung miteinander ins Verhältnis setzt:

$$\sigma_i = 0.063 c_l^2 Re^{0.4} \quad (3.9)$$

Die CFD-Ergebnisse auf den drei verwendeten hierarchischen Gitternetzen wurden entsprechend analysiert und mit den experimentellen Daten verglichen. Für die weniger dicht vorliegenden CFD-Ergebnisse wurden Regressionskurven berechnet und mit in das Diagramm übernommen, um die Tendenz in den Ergebnissen besser mit den Experimenten anhand von Gleichung (3.9) vergleichen zu können. Abb. 42 zeigt, dass auf den ersten beiden Gitternetzen der Anstieg der Regressionsgeraden hinter dem Anstieg der experimentellen Werte zurückbleibt, jedoch in der Tendenz mit zunehmender Gitterverfeinerung der Anstieg zunimmt. Das einzige auf Grund des hohen numerischen Aufwandes berechnete CFD-Ergebnis auf dem feinsten Gitternetz befindet sich dann in sehr guter Übereinstimmung mit den Experimenten.

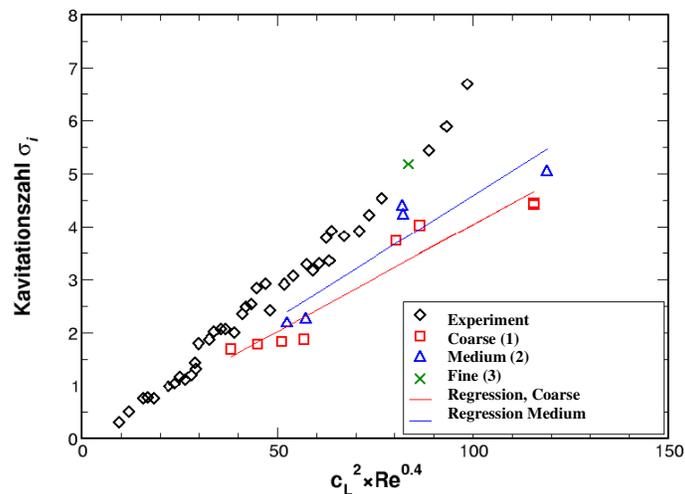


Abb. 42: Kavitationseinsatz in Abhängigkeit von Reynoldszahl und Auftriebsbeiwert.

4.2.6. Diskussion

Der zweite untersuchte Testfall basiert auf einer Veröffentlichung von Arndt [1]. Der Hauptgegenstand der Untersuchung für diesen Testfall bestand in der Untersuchung des Spitzenwirbels an einem Hydrotragflügel und in der Untersuchung der Spitzenwirbelkavitation. Im Laufe der Untersuchungen wurden Gitternetze, CFD-Simulationsverfahren und Turbulenzmodelle identifiziert, die für die Ausbildung des Spitzenwirbels, die hohen Geschwindigkeitsgradienten im Wirbelkern, die Trajektorie des Spitzenwirbels im Strömungsgebiet und für den Kavitationseinsatz zu einer sehr guten Übereinstimmung mit dem Experiment führen. Die besten Ergebnisse wurden zum einen in der Kombination von SST-Turbulenzmodell mit einer High Resolution Advection Scheme Diskretisierung und dem Krümmungskorrekturterm im SST-Modell und zum anderen mit dem BSL RSM-Turbulenzmodell erzielt. Letzteres benötigt jedoch für die damit erzielbaren sehr guten Ergebnisse auch einen deutlich höheren numerischen Aufwand und hat einen höheren Speicherbedarf. Diese Nachteile werden jedoch auch dadurch wieder zum Teil kompensiert, dass die verbesserten CFD-Ergebnisse bereits bei geringerer räumlicher Auflösung der Gitternetze erzielt werden konnten. Mit dem BSL RSM-Turbulenzmodell kann der anisotrope Charakter der Spitzenwirbelströmung und der dreidimensionalen Umströmung des Tragflügels in Summe deutlich genauer wiedergegeben werden, was sich in einer höheren Genauigkeit der CFD-Simulation niederschlägt.

4.3. Propeller P1356

4.3.1. Definition des Testfalls

Die in diesem dritten Testfall untersuchte Strömung ist die Umströmung eines Propellers eines Passagierschiffes mit der Bezeichnung P1356. Dieser Testfall wurde von ANSYS Germany mittels CFD-Simulation und von der SVA Potsdam an dem dort vorhandenen Kavitationsversuchsstand experimentell untersucht. Die Experimente wurden an einem skalierten Modell des Originalpropellers ausgeführt und für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse ohne die Schwierigkeit von Skalierungseffekten wurden die CFD-Simulationen im selben geometrischen Maßstab ausgeführt. Dies stellt jedoch keine Einschränkung des CFD-Verfahrens dar. Die CFD-Simulationen sind bei gleichem numerischem Aufwand auch am 1:1 Maßstab ausführbar. Im Ergebnis wurden die experimentellen Daten zur Validierung der CFD-Simulationen mit ANSYS CFX herangezogen.

Der Propeller im untersuchten Versuchsmaßstab besteht aus 5 Propellerflügeln und hat einen Durchmesser von $D=0.25$ m. Der untersuchte Testfall ist des Weiteren durch eine Propellerdrehzahl von $n=28$ s⁻¹, eine Fortschrittszahl von $J=0.6$ und eine Kavitationszahl von $\sigma_n=1.816$ charakterisiert.

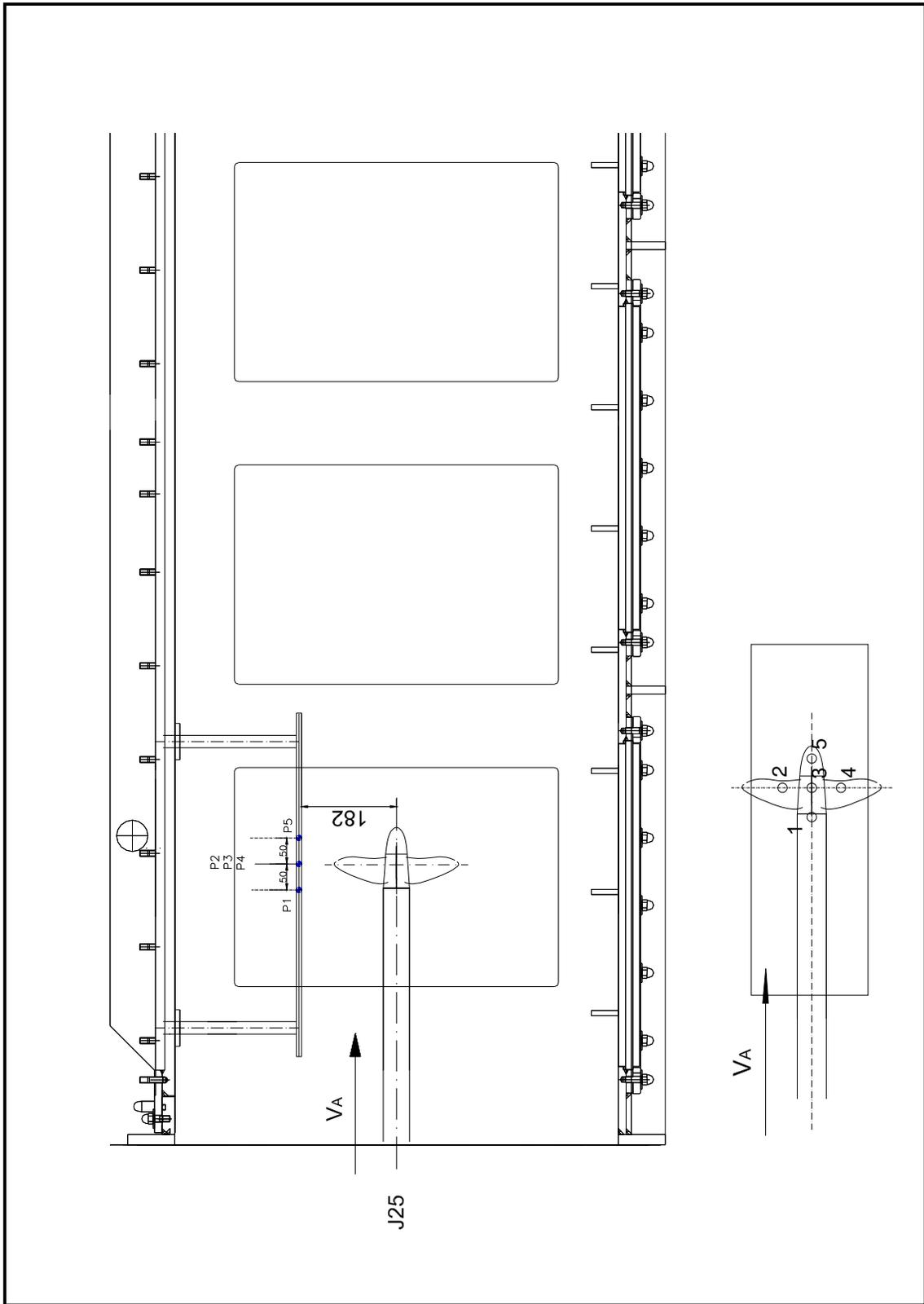


Abb. 43: Schematische Darstellung des Kavitationstunnels der SVA Potsdam.

Der Propeller wurde im Kavitationstunnel in Wechselwirkung mit einer 18cm über dem Propeller montierten Druckaufnehmerplatte untersucht, auf der 4 Druckaufnehmer in einer regelmäßigen Anordnung, wie in Abb. 43 gezeigt, angeordnet sind. Diese Anordnung von Druckaufnehmern diente der Aufzeichnung von transienten Drucksignalen in Abhängigkeit von der Propellerstellung und den Umströmungsverhältnissen (Druck- und Turbulenz-induzierte Kavitation), wobei die Druckaufnehmerplatte als eine starke Abstraktion der Geometrie eines Schiffsrumpfes diente. In weiteren Versuchen wurde die Druckaufnehmerplatte dann auch durch das Modell der realen Geometrie eines Passagierschiffes ersetzt und die Untersuchungen wiederholt. Die aufgezeichneten transienten Drucksignale wurden wiederum zur Validierung des eingesetzten CFD-Verfahrens und der verwendeten mathematisch-physikalischen Modelle eingesetzt. Eine schematische Darstellung des Kavitationstunnels der SVA Potsdam findet sich in Abb. 43, während die daraus abgeleitete Geometriedarstellung für die CFD-Simulation einschließlich des Propellers, der Druckaufnehmerplatte und der sogenannten Monitorpunkte an den Positionen der Druckaufnehmer in Abb. 44 dargestellt ist.

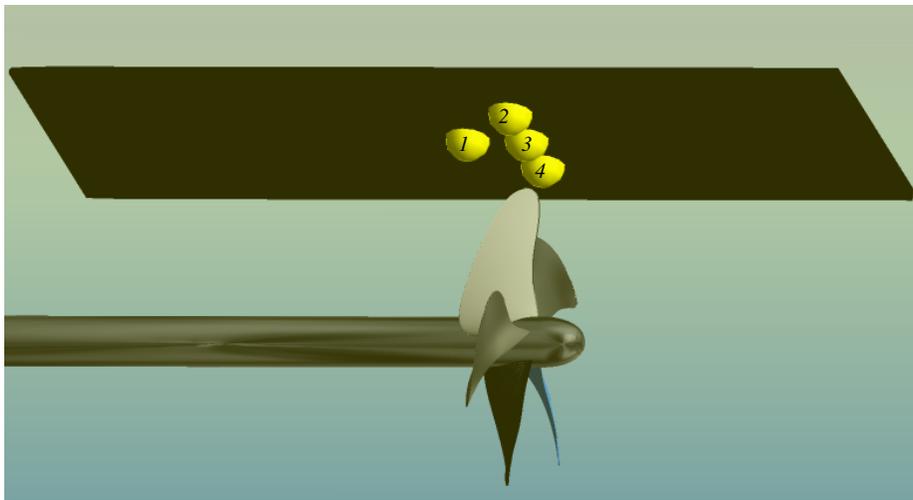


Abb. 44: Konfiguration des Testfalls: Geometrie des untersuchten P1356 Propellers, der Druckaufnehmerplatte und der Position der Druckaufnehmer in der CFD-Simulation.

Der innere Querschnitt des Kavitationstunnels der SVA Potsdam beträgt $850 \times 850 \text{ mm}^2$, die maximal erreichbare Strömungsgeschwindigkeit ist 7.5 m/s , der maximal messbare Schub des verwendeten Dynamometers beträgt 3000 N und das maximal messbare Drehmoment ist 150 Nm .

Die experimentellen Daten wurden erhoben, nachdem der Propeller über einen langen Zeitraum betrieben wurde, um eine Unabhängigkeit der gemessenen Größen vom Anfangszustand der Strömung im Kavitationstunnel zu gewährleisten. Dann wurden die Daten für 10 aufeinanderfolgende Propellerumläufe aufgezeichnet, wofür Stereo-PIV-Messungen [31] verwendet wurden. Die für das PIV-Meßverfahren verwendete Kamera hatte eine Auflösung von 1024×1024 Pixel mit möglichen Bildfrequenzen zwischen 60 und 2000 Bildern/s in der höchsten möglichen Auflösung und bis zu 120000 Bildern/s in der niedrigsten Auflösungsstufe. Die Aufnahmetechnik im vorliegenden Testfall wurde auf 6000 Bilder/s mit einer Auflösung von 512×512 Pixeln festgelegt. Für die Drucksignalmessungen wurden miniaturisierte Druckaufnehmer vom Typ XPM5 und mit einem anpassbaren Messbereich von 0-2 bar bis zu 0-350 bar [32] verwendet. Für eine höhere

Datenzuverlässigkeit, eine klarere Darstellung der Ergebnisse und einen besseren Vergleich mit den CFD-Simulationen wurden jeweils die Daten von 10 Propellerumläufen statistisch gemittelt.

4.3.2. Randbedingungen und Initialisierung

Auf Grund der Rotationsbewegung des Propellers wurden die CFD-Simulationen für diesen Testfall transient ausgeführt. Die Simulationen wurden für eine Einphasenströmung mit Wasser als Fluid unter Normalbedingungen ausgeführt. Das High Resolution Advektionsschema wurde wiederum für die Diskretisierung der konvektiven Terme in den Transportgleichungen des hydrodynamischen Systems verwendet, während die transienten Terme der Transportgleichungen mit einem impliziten Eulerverfahren 2. Ordnung diskretisiert wurden.

Für den Testfall wurden des Weiteren die folgenden Randbedingungen verwendet:

- Einströmrandbedingungen mit einer Anströmgeschwindigkeit, die auf der Grundlage der Fortschrittzahl, der Propellerdrehzahl und dem Propellerdurchmesser berechnet wird:

$$v_{in} = JnD \quad (3.10)$$

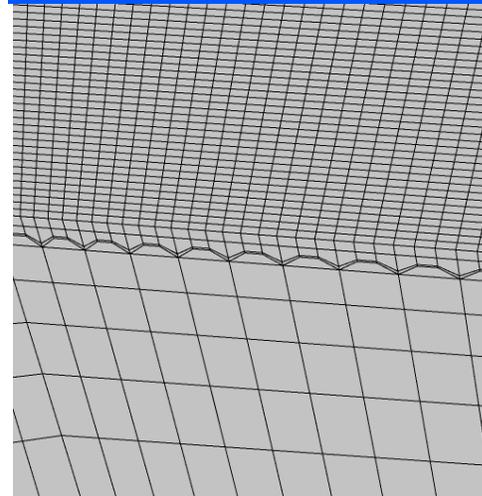
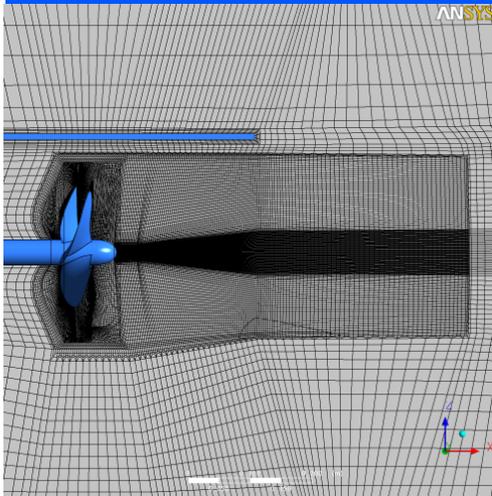
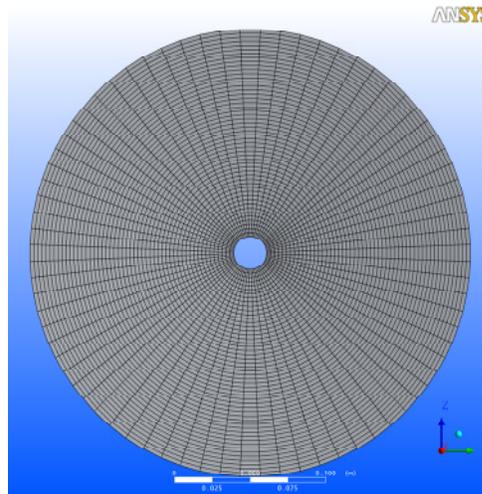
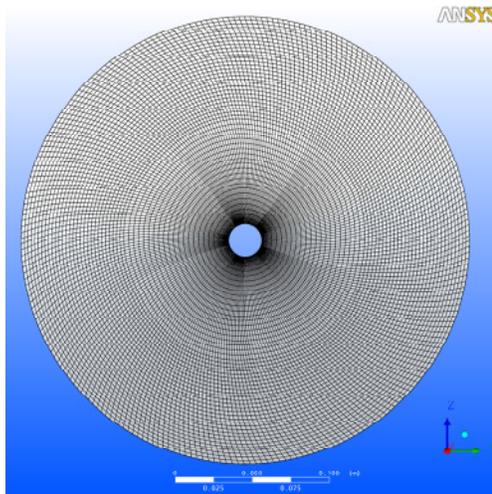
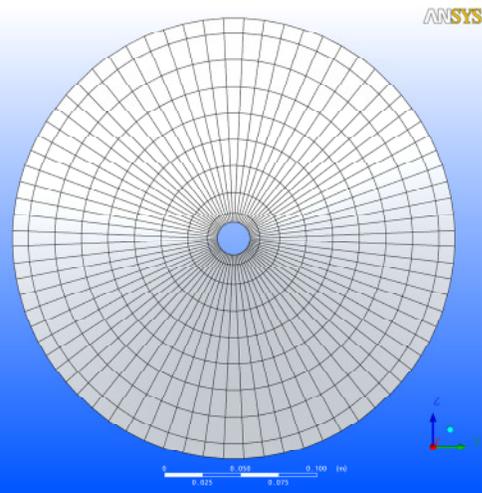
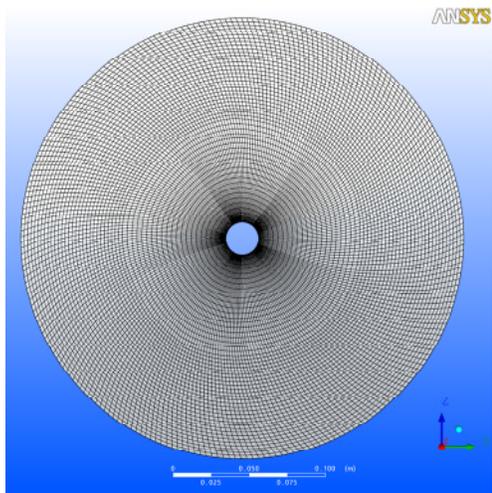
- Ausströmrandbedingungen mit einem vorgegebenen statischen Druck, der aus der Kavitationszahl, dem Sättigungsdruck, der Propellerdrehzahl und dem Propellerdurchmesser berechnet wird:

$$p_{out} = p_v + \sigma_n \left(\frac{\rho}{2} n^2 D^2 \right) \quad (3.11)$$

- Hafttrandbedingungen mit automatischen Wandfunktionen von ANSYS CFX an allen festen Berandungen des Kavitationstunnels und der Oberflächen innerhalb des Strömungsgebietes.

4.3.3. Numerische Gitternetze

Das Strömungsgebiet wurde mit Hilfe des Gittergenerators ANSYS ICEM CFD [33] diskretisiert. Hierfür wurde das Strömungsgebiet in zwei Teilgebiete aufgeteilt: zum einen in ein Teilgebiet in der näheren Umgebung des rotierenden Propellers (rotierender Bereich) und zum anderen in den übrigen Bereich des Strömungsgebietes, den statischen Bereich. ANSYS CFX ist so in der Lage, diese beiden Bereiche des Strömungsgebietes entweder im rotierenden oder im statischen (mit dem Raum fest verbundenen) Bezugssystem zu berechnen. Die Verbindung zwischen beiden Teilbereichen des Strömungsgebietes erfolgt über den Datenaustausch an der Rotor-Stator-Schnittstelle unter Verwendung von sogenannten General Grid Interfaces, einer Gitterschnittstelle in ANSYS CFX für nicht konforme Gitternetze.



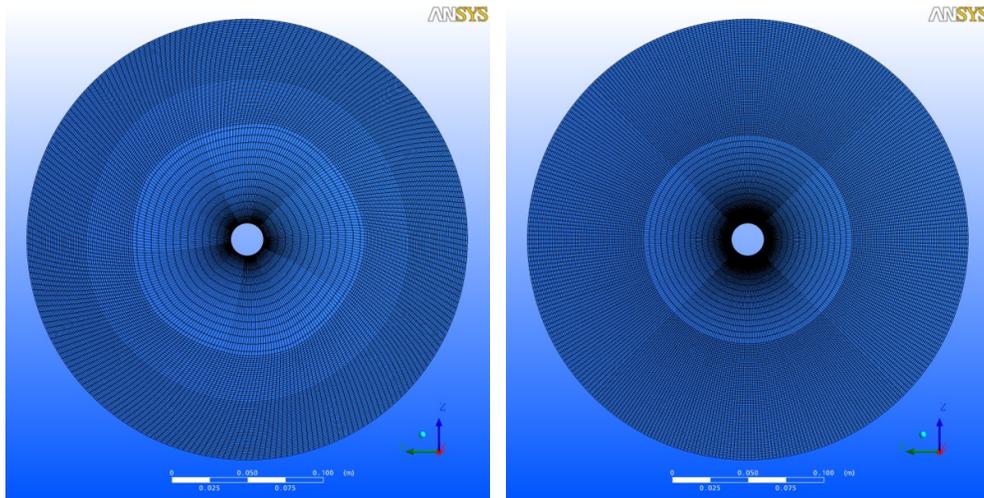


Abb. 45: Details der Gitterauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle für die verschieden aufgelösten Gitternetze. Von oben nach unten: Gitter 1 (Rotor-Stator-Schnittstelle); Gitter 2 (Rotor-Stator-Schnittstelle), Gitter 3 (strukturiert/unstrukturierte Gittervergrößerung); Gitter 5 (Rotor-Stator-Schnittstelle).

Auf diese Weise werden der Propeller und ein kleiner Abschnitt der Propellernabe/-welle im rotierenden Bezugssystem (Rotor) berechnet, während der übrige Teil des Strömungsgebietes einschließlich der Druckaufnehmerplatte im ruhenden Bezugssystem (Stator) berechnet wird. Wie im Weiteren näher analysiert und diskutiert wird, kommt dabei der Gitterauflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle eine besondere Bedeutung für die Erzielung von genauen und zuverlässigen CFD-Simulationsergebnissen zu und bedarf der besonderen Aufmerksamkeit bei der Gittergenerierung.

Für den vorliegenden Testfall wurden insgesamt fünf Gitternetze mit zunehmender Gitterverfeinerung konstruiert (siehe hierzu auch Abb. 45). Alle erzeugten Gitternetze sind im Wesentlichen Hexaedernetze, lediglich in Gitter 4 und 5 wurde eine spezielle Vernetzungstechnik zur Vergrößerung der Gitterauflösung im Fernfeld verwendet, die eine Schicht von Prismen/Tetraedern rund um den fein aufgelösten Gitterbereich verwendet. Das erste erzeugte Gitternetz beinhaltet ca. 1.4 Millionen Gitterknoten. Auf Grund der starken Krümmung der Propellerflügel beträgt der minimale Gitterwinkel ca. 9.25° . Aber auf Grund der Verwendung einer Blockstruktur, die die Erzeugung von skalierbaren Gitternetzen gestattet, bleibt dieser minimale Gitterwinkel auch bei fortschreitender Gitterverfeinerung erhalten und ist somit akzeptabel. Die Gitterqualität bleibt somit auch bei Gitterverfeinerung konstant erhalten. Bei der Analyse der ersten Simulationsergebnisse wurde bereits festgestellt, dass der Vernetzung an der Rotor-Stator-Schnittstelle eine besondere Bedeutung zukommt und dass der Statorbereich in diesem ersten Gitternetz zu grob vernetzt wurde.

Daher bestand ein zweiter Schritt in der Generierung von Gitter 2 mit einem in radialer Richtung verfeinerten Statorbereich, um an der Rotor-Stator-Schnittstelle nach Möglichkeit eine in etwa gleiche räumliche Auflösung auf beiden Seiten des Interfaces zu erreichen. Auch nach dieser Verfeinerung in radialer Richtung ist die Auflösung in weiten Bereichen des Stators immer noch relativ grob. Eine Verfeinerung des Statorbereichs in Umfangsrichtung des Propellers würde jedoch in einer strukturierten Hexaedervernetzung zu einer Ausbreitung der Verfeinerung über den gesamten Statorbereich zur Folge haben. Die Konsequenz wäre

ein extremer Anstieg der Gesamtgitterknotenanzahl, was zu einem nicht zu bewältigenden sehr hohen Rechenaufwand führen würde.

Daher wurde Gitter 3 mit einer speziellen und in der Version 11.0 des ANSYS ICEM CFD Gittergenerators erstmalig eingeführte Vernetzungstechnik [35] erzeugt, die diesen Nachteil einer strukturierten Vernetzung vermeidet. Diese Vernetzungstechnik gestattet die Verwendung einer auf drei Zellschichten beschränkten Schicht von unstrukturierten Gitterelementen um einen glatten Übergang von einem sehr engmaschig vernetzten/verfeinerten Bereich auf einen eher grob vernetzten Gitterbereich im Fernfeld der Umströmung eines Körpers – in diesem Fall des Propellers – zu erzielen (Abb. 45). Auf diese Weise ist es möglich, den räumlich fein aufgelösten Bereich des Statorgitternetzes direkt auf den Bereich stromab des Propellers zu beschränken, wo diese hohe Gitterauflösung auf Grund der sich axial ausbreitenden Blattspitzenwirbel auch benötigt wird. Auf diese Weise wird auch ohne Nebenwirkungen eine homogene Vernetzung auf beiden Seiten der Rotor-Stator-Schnittstelle ermöglicht.

Das 4. Gitternetz verwendet dieselbe Vernetzungstechnik, wurde nur dahingehend verändert, dass die Gitterknoten im Statorbereich stärker in dem Gebiet konzentriert wurden, in dem sich nach den vorausgegangenen CFD-Simulationen die axiale Ausbreitung der Blattspitzenwirbel ausgehend vom Propeller abzeichnete. Das schließlich verwendete Gitter 5 ist eine nochmalige Verfeinerung des vorhergehenden Gitternetzes mit einer gleichzeitigen weiteren axialen stromab gerichteten Ausdehnung des engmaschig vernetzten Bereichs des Statorgitternetzes. Die statistischen Angaben zu den fünf verwendeten Gitternetzen sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

| | Gitterknoten im Gebiet des Rotors | Gitterknoten im Gebiet des Stators | Minimaler Gitterwinkel |
|--------------|--|---|-------------------------------|
| Grid1 | 1.159.050 | 270.460 | 9.25° |
| Grid2 | 1.159.050 | 605.620 | 9.25° |
| Grid3 | 1.159.050 | 3.117.222 | 9.25° |
| Grid4 | 1.196.825 | 3.847.814 | 9.00° |
| Grid5 | 1.627.550 | 8.464.877 | 9.90° |

Tabelle 5: Gitterstatistik für den P1356 Propeller Testfall.

4.3.4. Allgemeines Vorgehen bei der CFD-Simulation

Um den hauptsächlichen Einfluss von Gitternetzauflösung und Turbulenzmodellierung auf das CFD-Simulationsergebnis zu untersuchen, wurde eine ganze Serie von verschiedenen Konfigurationen des Testfalls untersucht. Die untersuchten Gitter-Turbulenzmodell-Kombinationen sind in Tabelle 6 angegeben. Neben den wirbelviskositätsbasierenden URANS Turbulenzmodellen wurden auf den dafür hinreichend fein aufgelösten Gitternetzen auch skalenauflösende Turbulenzmodelle wie SAS-SST und DES eingesetzt, um eine möglichst genaue Berechnung der vom Propeller ablösenden Wirbelstrukturen zu erzielen.

| Testname | Gitter | Turbulenzmodell |
|-----------|--------|-----------------|
| <i>1A</i> | 1 | SST |
| <i>1B</i> | 1 | SST+CC |
| <i>1C</i> | 1 | BSL-RSM |
| <i>2A</i> | 2 | SST |
| <i>2B</i> | 2 | SST+CC |
| <i>2C</i> | 2 | BSL-RSM |
| <i>2D</i> | 2 | EARSM |
| <i>3A</i> | 3 | SST |
| <i>3B</i> | 3 | SST+CC |
| <i>3C</i> | 3 | BSL-RSM |
| <i>3D</i> | 3 | EARSM |
| <i>3E</i> | 3 | SAS-SST |
| <i>4E</i> | 4 | SAS-SST |
| <i>4F</i> | 4 | DES |
| <i>5F</i> | 5 | DES |

Tabelle 6: CFD-Simulationsmatrix für den P1356 Propeller Testfall.

4.3.5. Ergebnisse

Für die Bewertung der CFD-Ergebnisse wurden zwei hauptsächliche Zielgrößen herangezogen, um den Einfluss der Gitternetzauflösung und der verwendeten Turbulenzmodelle zu bewerten. Dies sind sowohl die transienten, Ensemble-gemittelten Drucksignale wie sie im Experiment von den Druckaufnehmern an der Druckaufnehmerplatte über dem Propeller aufgezeichnet wurden, als auch die sich von den Propellerflügeln ablösenden Spitzenwirbel und deren stromab im Experiment mit stroboskopischer Videoaufzeichnung beobachteten Struktur. Die Drucksignaldaten können direkt mit CFD-Ergebnissen und den daraus gewonnenen Drucksignalen an den Positionen der korrespondierenden Monitorpunkte verglichen werden (Abb. 46, Abb. 47, Abb. 48). Die Wirbelstrukturen aus der Videoaufzeichnung der Experimente an der SVA Potsdam wurden mit der Visualisierung von Isoflächen konstanten Drucks aus der CFD-Simulation verglichen, die die Wirbelstrukturen auf Grund des im Wirbelkern minimalen Druckes sehr gut wiedergeben können und gut mit dem Videomaterial vergleichbar sind (Abb. 49, Abb. 50).

4.3.5.1. Transiente Drucksignale

Der Einfluß der Turbulenzmodellierung auf die an der Druckaufnehmerplatte aufgezeichneten transienten Drucksignale ist aus Abb. 46 erkenntlich. In der oberen Abbildung ist das resultierende Drucksignal des Druckaufnehmers 2 für die Testfall-Konfigurationen *1A/1B/1C* dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass auch in diesem Fall mit dem BSL RSM Turbulenzmodell die bessere Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Drucksignale sowohl in Bezug auf Amplitude als auch auf die Frequenz erzielt werden kann. Die beobachtbaren Differenzen zwischen experimentellen Daten und den Ergebnissen des SST-Turbulenzmodells ohne und mit Krümmungskorrekturterm sind durchweg größer, wie auch anhand der im Testfall nach Arndt für die

Spitzenwirbelberechnung erzielten Ergebnisse zu erwarten war, da es sich bei der Propellerströmung ebenfalls um eine Strömung mit starkem Drall und Anisotropie der Turbulenz handelt.

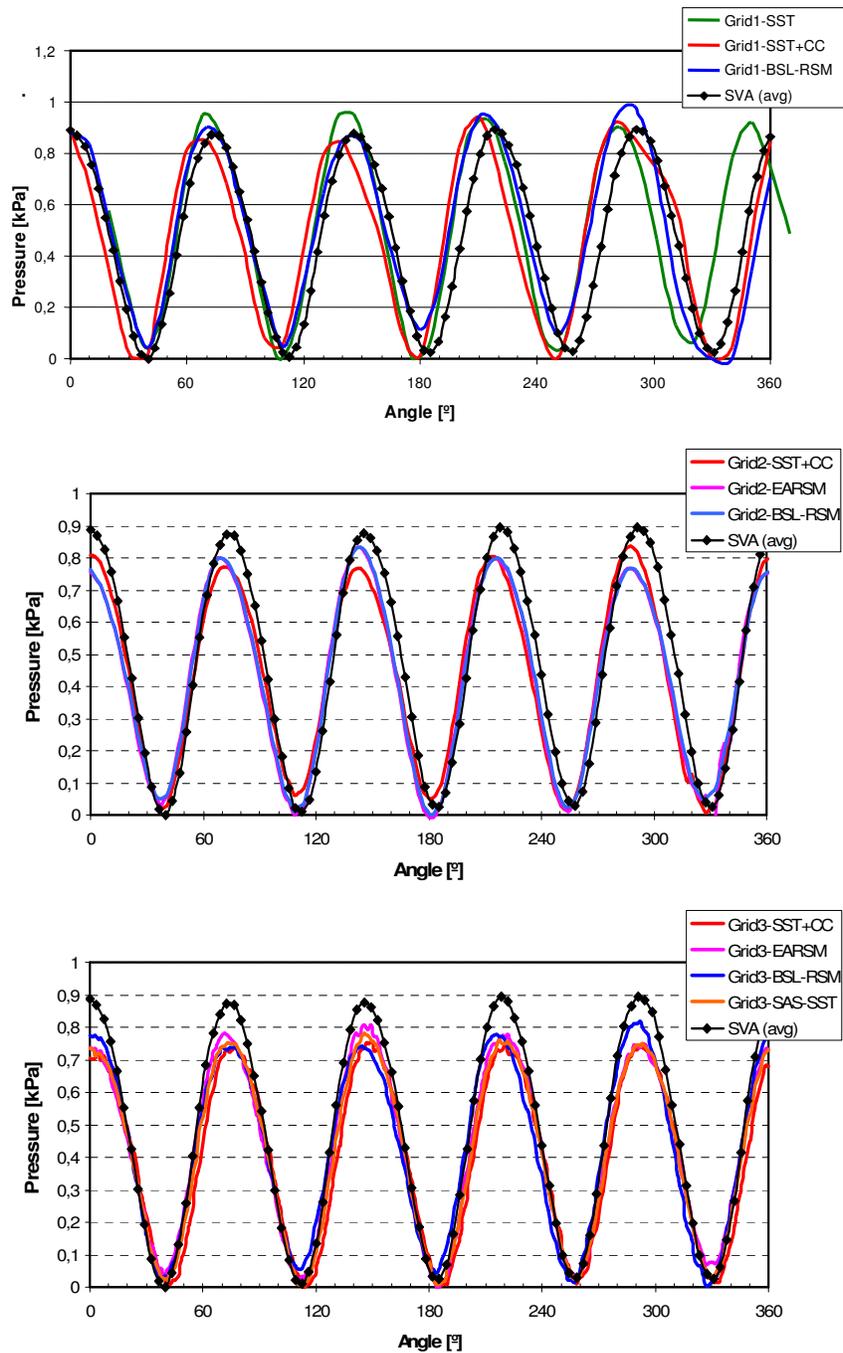


Abb. 46: Transiente Drucksignale an der Position des Druckaufnehmers 2 für verschiedene Turbulenzmodelle. Oben: Grid 1; Mitte: Grid 2; Unten: Grid 3.

Die mittlere Abbildung in Abb. 46 zeigt die transienten Drucksignale der Testfall-Konfigurationen 2B/2C/2. Die Abbildung zeigt, dass mit dem Explicite Algebraic Reynolds Stress Model (EARSM) annähernd die gleiche Genauigkeit wie mit dem differentiellen Reynoldsspannungs-Turbulenzmodell erzielt werden konnte.

Die Ergebnisse in der unteren Abbildung zeigen schließlich die Ergebnisse der Testfall-Konfigurationen 3B/3C/3D/3E. Hier lassen sich kaum noch Unterschiede zwischen den einzelnen berechneten Drucktransienten ausmachen. Der Einfluss der Gitternetzauflösung kann dann in Abb. 47 beobachtet werden. Wiederum wurden die Druckaufnehmerdaten von dem Druckaufnehmer 2 verglichen mit den CFD-Ergebnissen aus den Testfall-Konfigurationen 3E/4F/5F. Hierbei konnte kein signifikanter Unterschied in den Ergebnissen des dritten und vierten Gitternetzes festgestellt werden, liegt doch die Anzahl der Gitterelemente beider Gitternetze in der gleichen Größenordnung, die Auflösung des Rotor-Teilgebietes ist identisch und lediglich die Auflösung im Statorbereich wurde für Gitternetz 4 verändert. Wenn man jedoch diese Ergebnisse vergleicht mit den CFD-Ergebnissen auf dem Gitternetz mit 8.5 Millionen Gitterknoten (Gitter 5), so kann man feststellen, dass mit diesem Schritt nochmals eine Verbesserung der CFD-Simulationsergebnisse einhergeht und die transienten Drucksignale auf diesem extrem fein aufgelösten Gitternetz nun auch die Amplitude der gemessenen Drucktransienten sehr genau vorhersagen können. Dabei enthält das Gitter 5 fast die doppelte Anzahl von Gitterknoten wie Gitter 4.

wegen der Übersichtlichkeit der Darstellung werden hier nicht alle Ergebnisse für die anderen Positionen von Druckaufnehmern im Detail diskutiert. Die für die Druckaufnehmerposition 2 gezeigten Ergebnisse sind durchaus repräsentativ für die qualitativen Trends und quantitativen Aussagen. So beschränken wir uns hier auf den Ergebnissvergleich für die Testfall-Konfiguration 5F (Gitter 5, CFD-Simulation mit DES Turbulenzmodell), der in Abb. 48 gezeigt wird. Es ist erkennbar, dass die Übereinstimmung der Drucksignale für die Druckaufnehmer-Positionen 2 und 4 in etwa gleich gut ist, während für die Druckaufnehmer-Position 3 etwas größere Differenzen in der Signalamplitude auftreten.

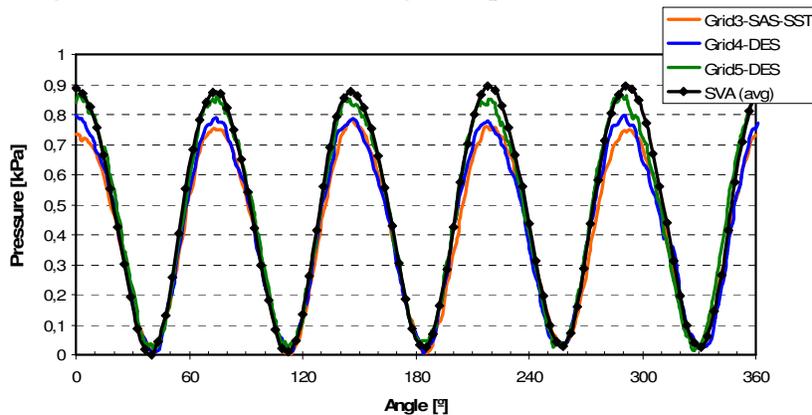
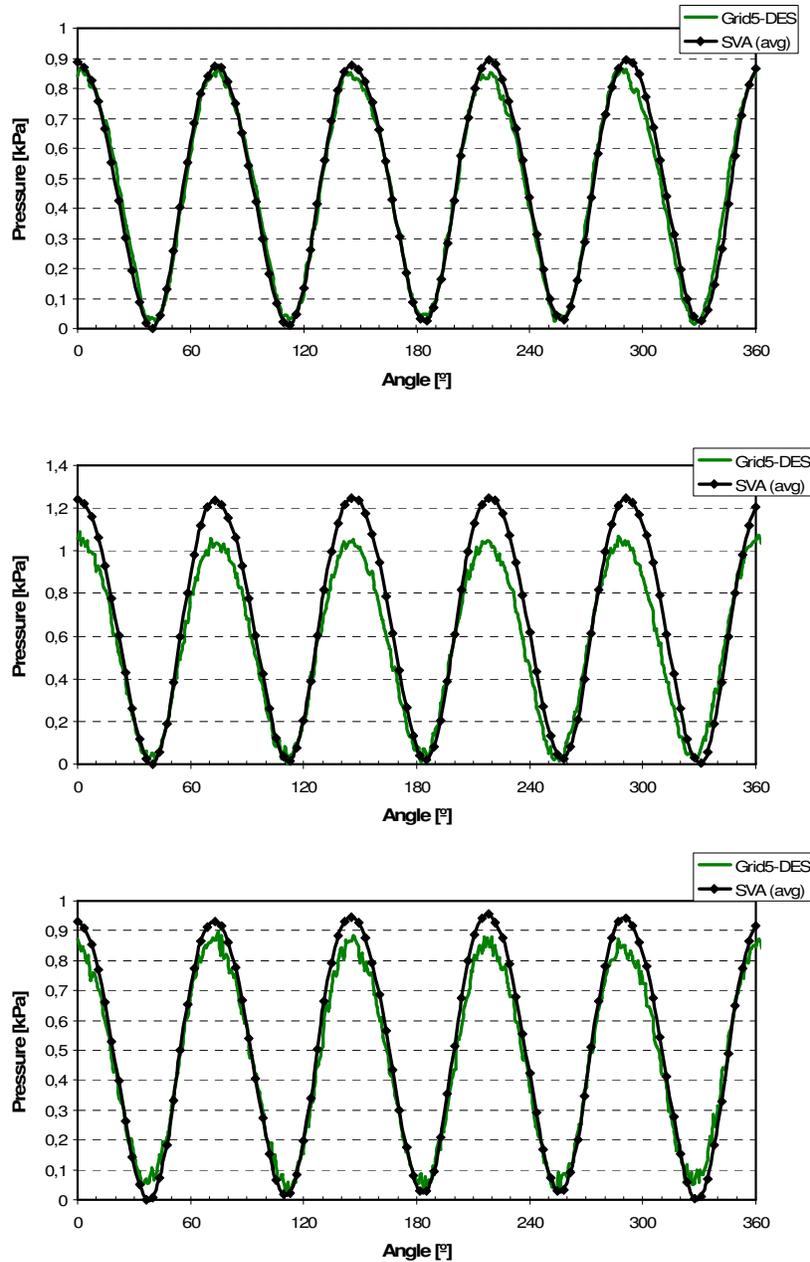


Abb. 47: Transiente Drucksignale an der Position des Druckaufnehmers 2. Testfall-Konfigurationen 3E, 4F, 5F.



**Abb. 48: Transiente Drucksignale. Testfall-Konfiguration 5F.
 Oben: Druckaufnehmer 2; Mitte: Druckaufnehmer 3; Unten: Druckaufnehmer 4.**

Die genaue Berechnung des Druckfeldes führt im Gegenzug auch zu einer genauen Berechnung von Turbulenz-induzierten Druckschwankungen, die maßgeblich zu einem Einsatz von Kavitation auf Grund der Unterschreitung des lokalen Dampfdruckes beitragen. Aus den Untersuchungen heraus wurde festgestellt, dass es für eine Berechnung der Spitzenwirbelkavitation am P1356 Propeller notwendig erscheint, auf dem feinst aufgelösten 5. Gitternetz mit einem skalenauflösenden Turbulenzmodell wie SAS-SST oder DES zu arbeiten, um die gemessenen Druckschwankungen auch in Bezug auf deren Amplitude

korrekt berechnen zu können. Weiteren Einblick und Untermauerung dieser Feststellung liefern die folgenden Untersuchungen, die weitere maßgebliche Unterschiede in den auf Gitter 3 bis 5 berechneten Strömungs- und Wirbelstrukturen offenlegen, wenngleich zunächst der Unterschied in den berechneten Drucksignaltransienten auf diesen drei Gitternetzen nicht derart voneinander unterschiedlich erscheint.

4.3.5.2. Behandlung der Rotor-Stator-Schnittstelle und Berechnung der Spitzenwirbel am P1356 Propeller

Das Ziel der CFD-Simulationen für eine Strömungskonfiguration wie den P1356 Propeller ist die Berechnung der kavitierenden Strömung, die Identifikation von kavitationsgefährdeten Baugruppen und die Vorhersage von Propeller- und Kavitations-induzierten Druckschwankungen am Hinterschiff. Da es sich bei der Spitzenwirbelkavitation um ein Turbulenz-induziertes Kavitationsphänomen handelt, galt in der folgenden Untersuchung die besondere Aufmerksamkeit der korrekten Berechnung der turbulenten Wirbelstrukturen, die als Spitzenwirbel von den Propellerflügeln ablösen. Hierzu wurde die Strömungs- und Wirbelstruktur genauer analysiert, indem Isoflächen konstanten Druckes und von Turbulenzkriterien visualisiert und anschließend mit der auf Grund der Kavitation auch visuell in stroboskopischen Videoaufzeichnungen beobachtbaren Wirbelstruktur im Experiment an der SVA Potsdam verglichen.

In Abb. 49 sind derartige Isoflächen konstanten Drucks für die CFD-Simulationen auf den fünf verschiedenen Gitternetzen miteinander verglichen. Die gezeigten Ergebnisse entsprechen jeweils dem als am genauesten eingeschätzten CFD-Berechnungsergebnis und dem dabei verwendeten Turbulenzmodell. Die Abbildungen beziehen sich also auf CFD-Simulationen mit dem BSL-RSM-Turbulenzmodell auf den Gitternetzen 1-3 und dem DES-Turbulenzmodell auf den Gitternetzen 4-5. Das dargestellte Teilgebiet der Strömung umfasst den Rotor einschließlich der Propellerflügel und die davon stromabwärts gelegenen Teile des Statorgebietes. Die schwarz dargestellten Gitterlinien repräsentieren jeweils die Diskretisierung der Rotor-Stator-Schnittstelle aus der Blickrichtung des Rotors (also das Rotor-Gitternetz am Interface).

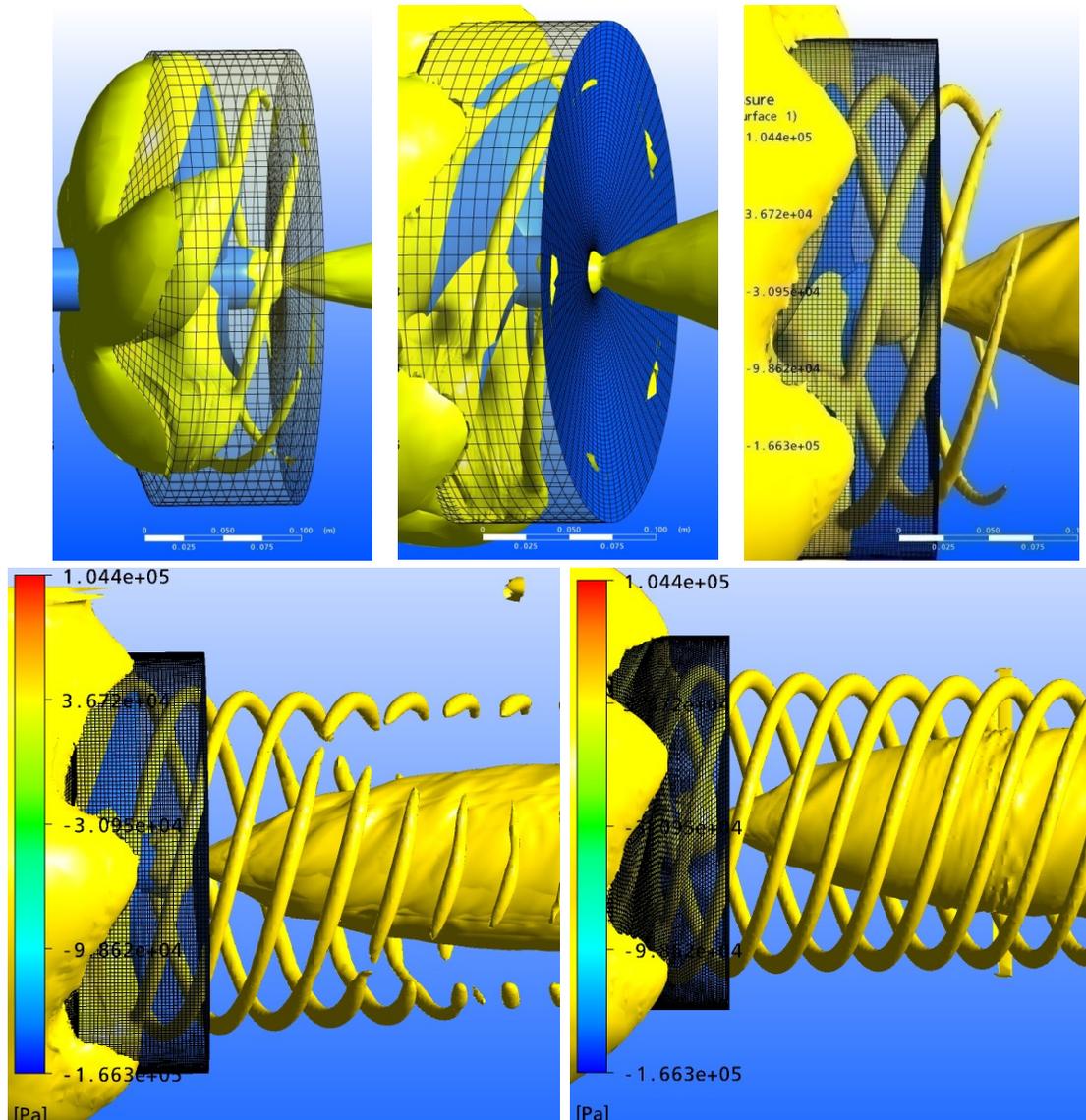
Aus den resultierenden Wirbelstrukturen kann man klar erkennen, dass das erste Gitternetz eine deutlich zu unterschiedliche Diskretisierung an der Rotor-Stator-Schnittstelle verwendete. Dies führt zu einem zu signifikanten Informationsverlust auf Grund der am Interface stattfindenden Dateninterpolation auf eine gröbere Gitterstruktur im Stator. Dies wird insbesondere dadurch ersichtlich, dass die von den Propellerflügeln ablösenden Wirbelstrukturen direkt an der Rotor-Stator-Schnittstelle plötzlich verloren gehen. Die lokalen Druckminima in den Wirbelkernen der Spitzenwirbel können auf dem hier verwendeten Stator-Gitternetz nicht mehr aufgelöst werden.

Das zweite Gitternetz ist gegenüber dem ersten Gitternetz in radialer Richtung auf der Statorseite verfeinert, um eine ähnlichere räumliche Auflösung auf beiden Seiten der Rotor-Stator-Schnittstelle zu erhalten. Auf eine Verfeinerung in Umfangsrichtung wurde aus den genannten Gründen der Ausbreitung von Gitterverfeinerung in einer vollständig strukturierten Hexaeder-Vernetzung zunächst noch verzichtet. Im Ergebnis kann eine leichte Verbesserung des Berechnungsergebnisses beobachtet werden, wenngleich die Spitzenwirbel

auch hier bereits nach einer nur kurzen Distanz auf der Statorseite dissipieren. Die so erzielbare Verbesserung ist noch keinesfalls ausreichend, um die Wirbelstrukturen stromab der Rotor-Stator-Schnittstelle verfolgen zu können. Eine höhere und vor allem in allen drei Raumrichtungen homogenere Gitterauflösung ist hierzu auf der Statorseite erforderlich. Aus diesem Grund wurde zu dem in Abschnitt 4.3.3 beschriebenen neuen Vernetzungsalgorithmus übergegangen.

Die CFD-Simulation auf dem so generierten dritten Gitternetz zeigt in diesem Sinne einen wesentlichen Fortschritt. Die Länge der im Statorbereich verfolgbar konstanten Druckes sind um einiges länger geworden und überqueren die Rotor-Stator-Schnittstelle nun ohne erkennbaren Verlust an Druckinformation und ohne Diskontinuitäten. Im direkten Vergleich mit den an der Versuchsanlage beobachtbaren Wirbelstrukturen erfolgt die Dissipation der Spitzenwirbel jedoch auch hier immer noch zu schnell. Um diesen Defekt weiter zu korrigieren wurde bei der Generierung von Gitter 4 eine Umverteilung von Gitterknoten und damit Aufkonzentration im äußeren Bereich des stromab gelegenen zylindrischen Propellernachlaufs vorgenommen, also in genau dem Bereich, in dem sich die Spitzenwirbel stromab ausbreiten. Die Gesamtanzahl der Knoten wurde dabei weitgehend konstant gehalten. Die auf dem Gitter 4 erzielten CFD-Resultate sind in Folge ebenfalls verbessert, insbesondere was die Lauflänge angeht, über die die Spitzenwirbel im Nachlauf verfolgt werden können. Allerdings traten auf Grund der eher orthogonal strukturierten Gitternetze in einiger Entfernung vom Rotor „Lücken“ in den spiralig verlaufenden Wirbelstrukturen auf, die auf eine lokal in den „Ecken“ der orthogonalen Gitterstruktur des Statornetzes auftretende größere Maschenweite und damit einsetzende numerische Dissipation der Spitzenwirbel zurückgeführt werden kann.

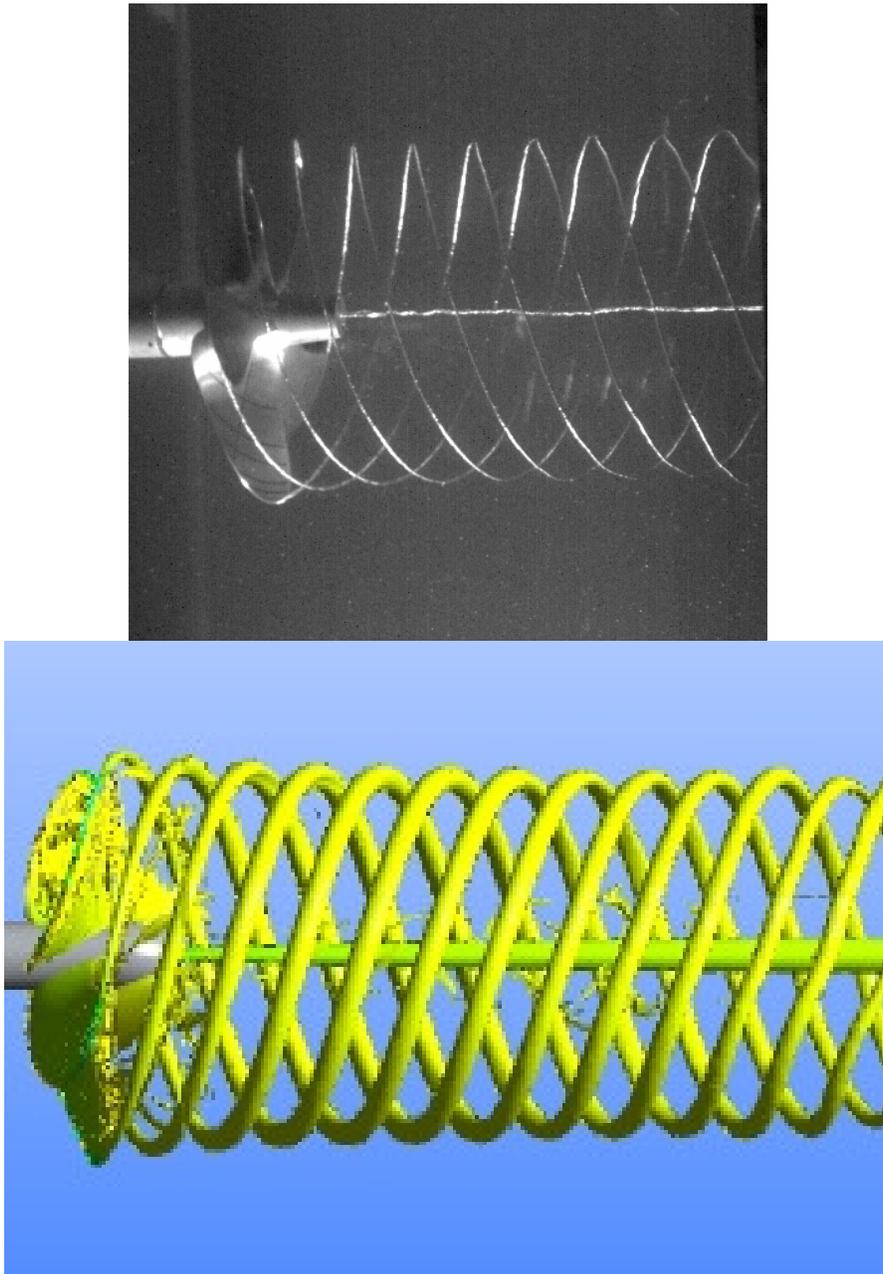
Dieses Defizit von Gitter 4 wurde schliesslich mit dem fünften Gitternetz behoben, indem der zylindrisch vernetzte Bereich hinter dem Rotor über eine größere Lauflänge von einigen Rotordurchmessern in unveränderter Auflösung auch im Statorbereich realisiert wurde. Im Ergebnis wurde eine sehr gute Reproduktion der Wirbelstrukturen in der CFD-Simulation auf diesem Gitternetz erreicht, die sich in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Videobeobachtungen befindet. Die die Spitzenwirbel visualisierenden Isoflächen konstanten Druckes reproduzieren nun sehr genau die am Kavitationstunnel der SVA Potsdam zu beobachtenden Wirbelstrukturen hinter dem P1356 Propeller.



**Abb. 49: Isoflächen konstanten Druckes ($P=47\text{KPa}$) für verschiedene Gitternetze.
 Oben links: Testfall-Konfiguration 1C; Oben Mitte: Testfall-Konfiguration 2D;
 Oben rechts: Testfall-Konfiguration 3F; Unten links: Testfall-Konfiguration 4F;
 Unten rechts: Testfall-Konfiguration 5F.**

Da die direkte Berechnung von Kavitation in einer direkten Beziehung zur genauen Berechnung von lokalen turbulenten Druck- und Geschwindigkeitsfeldern steht, ist die Visualisierung von Turbulenzkenngrößen ebenfalls hilfreich, um die von der CFD-Simulation aufgelöste Strömungsstruktur zu verstehen. Hierzu wurde u.a. das sogenannte Q-Kriterium herangezogen. Es ist eine auf den Geschwindigkeitsgradienten basierende Strömungsinvariante, die die Wirbelintensität und Scherrate einbezieht. Mathematisch ist das in der Grobstruktursimulation (LES) häufig verwendete Q-Kriterium wie folgt definiert:

$$Q = \Omega^2 - S^2 = \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 - \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (3.12)$$



**Abb. 50: Oben: Propeller P1356 im Kavitationstunnel der SVA Potsdam;
Unten: Isofläche des Q^* -Kriteriums aus der CFD-Simulation,
Testfall-Konfiguration 5F ($Q^*=60$).**

Dieser Q-Wert hat zunächst die physikalische Einheit von $[s^{-2}]$. Um im Sinne der Vergleichbarkeit von Ergebnissen und der Massstabsübertragung eher mit einer dimensionslosen Größe zu arbeiten, kann diese Größe jedoch mit einem charakteristischen Zeitmaß oder einer charakteristischen Frequenz entdimensioniert werden. Im gegebenen Fall

der Propellerumströmung ist dies natürlicher Weise die Rotationsfrequenz oder Drehzahl des Propellers (n).

$$Q^* = Q/n^2 \quad (3.13)$$

In Abb. 50 ist nunmehr abschließend ein qualitativer Vergleich zwischen einer Momentaufnahme des P1356 Propellers im Kavitationstunnel der SVA Potsdam (oben) und dem Ergebnis der CFD-Simulation mit denselben charakterisierenden Strömungsparametern als Isofläche des Q^* -Kriteriums dargestellt. Die Simulation wurde auf Gitter 5 mit dem DES-Turbulenzmodell ausgeführt. Es kann festgestellt werden, dass auf Grund des verbesserten CFD-Simulationsverfahrens eine sehr gute Übereinstimmung in Bezug auf die turbulente Wirbelstruktur der Strömung hinter dem P1356 Propeller erzielt werden kann.

4.3.6. Diskussion

In diesem Testfall wurde mit Hilfe der CFD-Simulation unter Verwendung von ANSYS CFX die Strömung um den Propeller eines Passagierschiffes (P1356) untersucht. Derartige detaillierte Strömungsuntersuchungen sind von großem Interesse für die Schiffbauindustrie und in der Regel – zumindest an der Großausführung im Originalmaßstab – sehr kostenaufwändig oder sogar unmöglich, wenn sie experimentell vorgenommen werden müssten.

Der Hauptgegenstand der Untersuchungen richtete sich auf die Untersuchung des Gittereinflusses und der Turbulenzmodellierung auf die vom Propeller verursachten transienten Druckoszillationen am Hinterschiff und auf die turbulenten Wirbelstrukturen stromab des Propellers.

Zum Zwecke der Untersuchung wurde eine CFD-Simulationsmatrix mit verschiedenen Gitternetzen und Turbulenzmodellen aufgestellt und systematisch untersucht. Beide Variationsgrößen haben einen deutlichen Effekt auf das Simulationsergebnis gezeigt. Insbesondere der Abstimmung der räumlichen Auflösung an der Rotor-Stator-Schnittstelle mit dem verwendeten Integrationszeitmass und der Drehzahl des Propellers kommt höchste Bedeutung für die Genauigkeit des Simulationsergebnisses zu. In Bezug auf die exakte Berechnung der turbulenten Wirbelstrukturen konnte mit dem BSL-RSM-Turbulenzmodell und dem skalenauflösenden DES-Verfahren die besten Ergebnisse erzielt werden.

Die CFD-Simulationsergebnisse wurden mit den experimentellen Befunden vom Kavitationstunnel-Experiment an der SVA Potsdam verglichen. Zur Vermeidung von Skalierungseffekten und Problemen/Unsicherheiten in der Massstabsübertragung wurden die CFD-Simulationen ebenfalls am Modellmassstab des Experiments durchgeführt, was jedoch keinerlei Einschränkung des CFD-Verfahrens darstellt (also auch jederzeit mit gleichem numerischem Aufwand am Originalmassstab hätte ausgeführt werden können). Mit der auf dem finalen 5. Gitternetz erzielten Ergebnis der DES-Simulation konnte eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen erzielt werden.

Die Informationen, die aus den hier diskutierten einphasigen Simulationsrechnungen erhalten werden konnten, geben Grund zu der Vermutung, dass für eine Mehrphasensimulation mit dem Ziel der tatsächlichen Berechnung der Spitzenwirbelkavitation am Propeller und im

Propellernachlauf sogar noch weit feiner aufgelöste Gitternetze zum Einsatz kommen müssten. In der DES-Simulation auf Gitter 5 wurde in den Wirbelkernen der aufgelösten Spitzenwirbel tatsächlich noch nicht der Sättigungsdruck von Wasser bei gegebenem Systemdruck erreicht. Direkt auf der Oberfläche des Propellers gibt es dagegen im Bereich der Spitzenwirbelablösung durchaus kleinere Gebiete, wo das der Fall ist und wo demnach ein Kavitationsmodell auch das Einsetzen der Kavitation vorhersagen würde. Die Strukturen der Spitzenwirbel im Propellernachlauf sind aber zum einen derart geometrisch klein und zum anderen sind die Geschwindigkeitsgradienten auf engem Raum sehr groß, so dass sie mit den heute zur Verfügung stehenden numerischen und rechentechnischen Mitteln nur in der gezeigten Weise aufgelöst werden können. In der Realität kommt des Weiteren der Gaskavitation, d.h. der Freisetzung von gelösten Gasen aus der fluiden Phase eine nicht zu unterschätzende Bedeutung für das Auftreten der mit Gasblasen angefüllten Wirbelkerne zu, so dass der Sättigungsdruck innerhalb der Wirbelkerne noch nicht einmal unbedingt erreicht sein muss. Die Ursache der Gasblasenbildung im Experiment zweifelsfrei voneinander zu unterscheiden ist jedoch nicht möglich.

Es muss jedoch in diesem Zusammenhang auch gesagt werden, dass die entwickelte CFD-Simulations-Methode unter Verwendung von SAS-SST und DES-Verfahren für die Turbulenzmodellierung mit großem Erkenntnisgewinn eingesetzt werden kann, um auch auf der Grundlage von einphasigen Simulationen und bei Bewertung der in den berechneten Strömungsfeldern auftretenden Druckminima an bestehenden Propeller- und Schiffsentwürfen durch Kavitation in ihrer Funktion gefährdete Bereiche bereits auf Grund von CFD-Simulationen zu erkennen und alternative Designs zu entwickeln und zu bewerten.

5. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

In ANSYS CFX wurde ein Modell zur Berechnung von Kavitation entwickelt. Es basiert auf dem homogenen Mehrphasenansatz und auf einer Beschreibung der Blasendynamik der Einzelblase durch die Rayleigh-Plesset-Gleichung für den Blasenradius. Das Modell steht auf Grund des eingehenden lokalen Druckes in enger Wechselwirkung mit der vorgenommenen Turbulenzmodellierung für die fluide Phase. In einer Modellerweiterung wurden die in der Strömung auftretenden turbulenten Druckschwankungen mit der kinetischen Turbulenzenergie in Beziehung gebracht. Als ein weiterer Schritt wurde ein Modell zur Berechnung sogenannter Gaskavitation entwickelt, das das Vorhandensein von gelösten nicht-kondensierbaren Gasen in der Flüssigkeit berücksichtigt, das sogenannte „vollständige“ Kavitationsmodell.

Für den Fall der Strömungsberechnung um den rotierenden Propeller wurde speziell der Datenaustausch an der Rotor-Stator-Schnittstelle untersucht und der dafür eingesetzte Algorithmus weiter optimiert und in seiner Genauigkeit verbessert. Zunächst wurden wegen des erforderlichen rechentechnischen Aufwandes die Untersuchungen an einer vereinfachten Modellgeometrie vorgenommen, bevor die dabei gewonnenen Erkenntnisse auf die Geometrie des im Kavitationstunnel rotierenden P1356 Propellers übertragen wurden.

Zur Modellvalidierung wurde ein zweidimensionaler plano-convexer Hydrotragflügel nach Le, ein dreidimensionaler elliptischer Hydrotragflügel nach Arndt und ein Modell eines P1356 Schiffspropellers mittels CFD-Simulation mit ANSYS CFX untersucht. Die schrittweise Steigerung im Komplexitätsgrad der untersuchten Testfälle erlaubte die eingehendere Untersuchung von Teilphänomenen und die Validierung von isolierten Teilmodellen.

In allen untersuchten Testfällen lag der Schwerpunkt der Untersuchungen zunächst auf einer Separation von numerischem und Modellfehler durch die Erzielung von gitterunabhängigen CFD-Lösungen durch konsequente hierarchische Verfeinerung der zu Grunde gelegten Gitternetze. Des Weiteren wurde dann in Folge neben dem Studium und der Bestimmung von Modellparametern der Einfluss der Turbulenzmodellierung auf die Berechnung von Kavitation untersucht. Für alle drei untersuchten Testfälle konnte mit der entwickelten und konsequent angewandten CFD-Methodologie eine gute bis sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten erzielt werden.

Hinsichtlich der mit dem CFD-Verfahren für den P1356 Propeller-Testfall berechneten Druckfluktuationen an dem abstrahierten Rumpf des Hinterschiffes (im vereinfachten SVA-Experiment repräsentiert durch die Druckaufnehmerplatte) konnte mit dem feinstaufgelösten Gitternetz und dem skalenauflösenden DES-Turbulenzmodell ein sehr zufriedenstellendes Simulationsergebnis erzielt werden, das sich in guter Übereinstimmung mit den Messungen befindet. Dies eröffnet für viele reale Anwendungen in der Schiffsbautechnik neue Perspektiven in der Anwendung von CFD-Simulationen, insbesondere für die Untersuchung von Kavitation an Propellern und Ruderanlagen und deren Wechselwirkung mit dem Schiffsdesign des Hinterschiffes, sowohl im Modell- als auch im realen Massstab.

6. Veröffentlichungen

- Jebauer S., “Numerische Simulation kavitierender Strömungen”, Diploma Thesis, TU Dresden, pp. 1-79 (2006).
- M. Kuntz, Th. Frank. "CFD Simulation of Cavitating Flows over Hydrofoils" *24th CADFEM & ANSYS CFX Users Conference* 25.-27. Oktober 2006, Schwabenlandhalle Stuttgart/Fellbach, Germany.
- Lifante, C., Frank, T., Kuntz, M, 2007, „Extension and Validation of the CFX Cavitation Model for Sheet and Tip Vortex Cavitation on Hydrofoils”, *5th Joint FZR & ANSYS Workshop "Multiphase Flows: Simulation, Experiment and Application"*, Dresden.
- Frank, T., Lifante, C., Rieck, K, 2007, „CFD Simulation of Cloud and Tip Vortex Cavitation on Hydrofoils”, *Proceedings of the International Conference on Multiphase Flow*. ICMF 07, Leipzig.
- Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2007, “Investigations of Pressure Fluctuations caused by Turbulent and Cavitating Flow around a P1356 Ship Propeller“, *Proceedings of the ANSYS Conference & 25 CADFEM Users Meeting*. ACUM07. Dresden.
- Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2008, “Investigation of Pressure Fluctuations caused by Turbulent and Cavitating Flow around a P1356 Ship Propeller”. *Proceedings of the NAFEMS Seminar: Simulation komplexer Strömungsvorgänge (CFD)*”. Wiesbaden, Germany.
- Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2008, “Investigation of Pressure Fluctuations caused by Turbulent and Cavitating Flow around a P1356 Ship Propeller”. *Proceedings of the Marine CFD 2008*. Southampton, UK.
- Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2007, “Investigations of Pressure Fluctuations caused by Turbulent and Cavitating Flow around a P1356 Ship Propeller“, *Proceedings of the ANSYS Conference & 3 CADFEM Austria Users Meeting*. 2008. Wien. Austria.
- Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2008, “On influence of turbulence modeling on cavitation prediction for flow around P1356 ship propeller”. *Proceedings of the 27th International Conference on OFFSHORE MECHANICS AND ARCTIC ENGINEERING (OMAE 2008)*, June 15-20, 2008. Estoril, Portugal.

7. Formel- und Symbolverzeichnis

| | |
|-------------------------------|--|
| D | Propellerdurchmesser |
| n | Rotationsfrequenz / Drehzahl |
| J | Fortschrittszahl |
| σ_n | Kavitationszahl |
| r | Volumengehalt der jeweiligen Phase |
| u_i | Geschwindigkeitskomponente (m s^{-1}) |
| \dot{S} | Massenübergangsrate ($\text{Kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$) |
| g_i | Schwerkraft (m s^{-2}) |
| P | Druck (N m^{-2}) |
| c_p | Druckbeiwert |
| c_L | Auftriebsbeiwert |
| A | Fläche |
| F | Kraft |
| L | Characteristisches Längenmaß |
| Re | Reynoldszahl |
| P_k | Produktionsterm der kinetischen Turbulenzenergie |
| F_{vap} | Beiwert für den Verdampfungsvorgang |
| F_{cond} | Beiwert für den Kondensationsvorgang |
| \bar{u}_i | Mittlere Geschwindigkeit (m s^{-1}) |
| u_i' | Schwankungsgeschwindigkeit (m s^{-1}) |
| k | Kinetische Turbulenzenergie ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$) |
| Ω | Wirbelstärke |
| S | Scherrate |
| v_{in} | Einströmgeschwindigkeit |
| p_{out} | Druck am Ausströmrand |
| Q | Q-Kriterium |
| Q^* | Dimensionloses Q-Kriterium |
| <i>Griechische Buchstaben</i> | |
| ε | Dissipation der kinetischen Turbulenzenergie ($\text{m}^2 \text{s}^{-3}$) |
| ω | Wirbelfrequenz (s^{-1}) |
| ρ_a | Dichte (Kg m^{-3}) |
| τ_{ij} | Spannungstensor (Kg m s^{-2}) |
| σ | Oberflächenspannung ($\text{m}^3 \text{s}^{-2}$) |
| α | Anstellwinkel |
| α_0 | Auftriebsfreier Anstellwinkel |
| <i>Indizes</i> | |
| m | Gemischparameter |
| v | Dampf |
| l | Flüssigkeit |

| | |
|------------|-----------------|
| α | Phase |
| <i>sat</i> | Sättigung |
| <i>in</i> | Inlet |
| <i>out</i> | Outlet |
| <i>eff</i> | Effektive Größe |
| L | Auftrieb |
| <i>nuc</i> | Nuclei |

8. Literatur

- [1] Arndt, R.E.A., Dugue, C., “Recent Advances in Tip Vortex Cavitation Research”, Proc.The International Symposium on Propulsors and Cavitation, Hamburg, Deutschland, 22.-25. Juni, 1992.
- [2] Franc J.P., “Partial Cavity Instabilities and Re-Entrant Jet”, Keynote Lecture 002, Proc. 4th International Symposium on Cavitation, Pasadena, Kalifornien, U.S.A., 20.-23. June 2001.
- [3] Jebauer S., “Numerische Simulation kavitierender Strömungen”, Diploma Thesis, TU Dresden, pp. 1-79 (2006).
- [4] Le Q., Franc J.P. und Michel J.M., Partial Cavities: “Global Behavior and Mean Pressure Distribution”, Journal of Fluids Engineering, Vol. 115-2, S. 243-249 .1993.
- [5] Menter F., “Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications”, AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605 (1994).
- [6] Menter F., “CFD Best Practice Guidelines for CFD Code Validation for Reactor Safety Applications”, ECORA Project, pp. 1-47 (2002).
- [7] Arndt, R.E.A. and Arakeri, V.H., Higuchi, H., 1991, “Some observations of tip-vortex cavitation“, J. Fluid Mechanics, Vol. 229, pp. 269-289
- [8] Maines, B.H. and Arndt, R.E.A., 1997, “Tip Vortex Formation and Cavitation“, J. Fluids Eng., Vol. 119-2, pp. 413-419
- [9] Abbot, I.H. and Doenhoff, A.E. von, 1959, “Theory of Wing Sections”, Dover
- [10] Maines, B.H., 1995, “Tip Vortex Formation and Cavitation“, Dissertation, University of Minnesota, U.S.A.
- [11] B., Takacs, T., Willemsen, S., 2001, “CFD Best Practice Guidelines for CFD Code Validation for Reactor-Safety Applications”, European Commision, ECORA
- [12] Casey, M., Wintergerste, T., 2000, “Best Practice Guidelines, ERCOFTAC Special Interest Group on Quality and Trust in Industrial CFD”, Fluid Dynamics Laboratory Sulzer Innotec, 94 p.
- [13] Wilcox, D.C., “Multiscale model for turbulent flows”, In AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986.
- [14] Menter, F.R., “Multiscale model for turbulent flows”, In 24th Fluid Dynamics Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1993.
- [15] Menter, F.R., and Egorov, Y. “A Scale-Adaptive Simulation Model using Two-Equation

- Models”, AIAA paper 2005-1095, Reno/NV, 2005.
- [16] Kjedsen, M. Arndt, R.E.A., Effertz, M. “Spectral Characteristics of Sheet/Cloud Cavitation”. *Journal of Fluids Engineering*. Vol 122. 2000. pp 481-487
- [17] Menter, F., Hemstrom, B., Henriksson, M., Karlsson, R., Latrobe, A., Martin, A., Muhlbauer, P., Scheuerer, M., Smith, B., Takacs, T., Willemsen, S., 2001, “CFD Best Practice Guidelines for CFD Code Validation for Reactor-Safety Applications”, European Commission. ECORA,
- [18] Yang H.Q., Singhal A.K., Megahed M. “*The Full Cavitation Model*”. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Lecture Series 2005-04, May 2005
- [19] Singhal A.K., Athavale M.M., Li H., Jiang Y. “*Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model*”. *Journal of Fluids Engineering*. 2002. Vol. 124, pp. 617-624
- [20] Nurick, W.H. “*Orifice Cavitation and its Effect on Spray Mixing*”. *Journal of Fluids Engineering*. Vol 98. pp 681-687.
- [21] http://www.engineeringtoolbox.com/air-solubility-water-d_639.html
- [22] <http://www.mpch-mainz.mpg.de/~sander/res/henry.html>
- [23] Menter, F.R., Rumsey, C.L., “Assesment of Two-Equation Turbulence Models for Transonic Flows”, AIAA 94-2343, Proc. 25th Fluid Dynamics Conference, Colorado Springs, Colorado, U.S.A., 20.-23. Juni 1994
- [24] Wilcox, D.C., 1988, “Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models”, AIAA J., Vol. 26, S. 1299-1310
- [25] Wilcox, D.C., 2000, “Turbulence Modelling for CFD”, DCW Industries
- [26] Jones, W. P.; Launder, B. E. The Calculation of Low-Reynolds- Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence. *International Journal for Heat and Mass Transfer* 1973,16, 1119.
- [27] Spalart, P.R., Shur, M.L., 1997, „On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature”, *Aerospace Science and Technology*, Vol. 1-5, S. 297-302
- [28] Frank, T., Lifante, C., Rieck, K, 2007, „CFD Simulation of Cloud and Tip Vortex Cavitation on Hydrofoils”, *Proceedings of the International Conference on Multiphase Flow*. ICMF 07, Leipzig.
- [29] Lifante, C., Frank, T., Rieck, K, 2007, “Investigations of Pressure Fluctuations caused by Turbulent and Cavitating Flow around a P1356 Ship Propeller“, *Proceedings of the ANSYS Conference & 25 CADFEM Users Meeting*. ACUM07. Dresden.

- [30] Lifante, C., Frank, T., Kuntz, M, 2007, „Extension and Validation of the CFX Cavitation Model for Sheet and Tip Vortex Cavitation on Hydrofoils”, *5th Joint FZR & ANSYS Workshop "Multiphase Flows: Simulation, Experiment and Application"*, Dresden.
- [31] Anschau, P. Mach, K-P., Rieck, K. 2007, „Stereo PIV measurements for CFD Validation“. *Proceedings of the ANSYS Conference & 25 CADFEM Users Meeting. ACUM07*. Dresden.
- [32] www.sensoren.de/drucksensoren.htm
- [33] ANSYS Inc., 2007, ICEM-CFD 12.0 “Users Manual”
- [34] ANSYS Inc., 2007, ANSYS CFX 12.0 “Users Manual”.
- [35] Schneiders, R., Schindler, R., Weiler, F., 1996, “Generation of Hexahedral Element Meshes”. *Proceedings of the 5th International Meshing Roundtable*, Pittsburgh, USA.
- [36] Wilcox, D.C., 1988, “Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models”, *AIAA J.*, Vol. 26, S. 1299-1310
- [37] Langtry, R., Menter, F., 2005, “Transition Modeling for General Applications in Aeronautics”, *AIAA*, paper 2005-522
- [38] Wilcox, D.C., 1986, “Multiscale model for turbulent flows”, In *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting*. American Institute of Aeronautics and Astronautics,