

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
INSTITUT FÜR ENERGIETECHNIK MW7

LEHRSTUHL FÜR FLUIDMECHANIK
ABTEILUNG HYDRAULISCHE MASCHINEN

**Experimentelle und numerische Untersuchung
der Strömung in einer Turbine
für ein Wellenkraftwerk**

Jochen Keller

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. W. H. Prolifke, Ph.D. (CCNY)

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. R. Schilling
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil B. Stoffel,
Technische Universität Darmstadt

Die Dissertation wurde am 16.9.2003 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 14.05.2004 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am ehemaligen Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, jetzigen Lehrstuhl für Fluidmechanik der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Rudolf Schilling, der mir die Anregung zu dieser Arbeit gab und es mir ermöglichte, diese Dissertation anzufertigen.

Weiterhin danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. B. Stoffel für das große Interesse, das er dieser Arbeit mit der Übernahme des Koreferats entgegenbrachte sowie Herrn Univ.-Prof. W. Prolifke, der freundlicherweise den Prüfungsvorsitz übernahm und für eine reibungslose Durchführung des Promotionsverfahrens sorgte.

Herzlichen Dank schulde ich dem Laborleiter des Lehrstuhls, Herrn Dr.-Ing. W. Knapp. Seine fachliche und tatkräftige Unterstützung während meiner gesamten Zeit am Lehrstuhl waren mir eine große Hilfe.

Ferner möchte ich allen Kollegen des Lehrstuhls für Fluidmechanik für die kollegiale Zusammenarbeit und das gute Arbeitsklima danken, wovon einige namentlich genannt werden sollen. Herrn Dr.-Ing. W. Rohne und Herrn Dipl.-Ing. C. Böhm danke ich für ihre Mithilfe am Wave Dragon Projekt. Herrn Dipl.-Ing. J. Einzinger danke ich für seine Unterstützung bei der Netzgenerierung und der Durchführung einiger Berechnungen. Herrn Dipl.-Ing. S. Riemann und Herrn Dipl.-Ing. W. Pastushenko danke ich für ihre freundschaftliche Unterstützung.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse beruhen auf Messungen an einer umfangreichen Meßanlage, deren Modifikation und Wiederinbetriebnahme einen enormen Aufwand erforderte. Den Mitarbeitern der Werkstatt des Lehrstuhls, den Herren Th. Siewert, D. Dier und K. Zentner, zolle ich für ihre erbrachten Leistungen Hochachtung.

München, August 2004

Jochen Keller

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen	IV
Zusammenfassung	VIII
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	6
3 Versuchs- und Meßtechnik	12
3.1 Versuchsstand	12
3.2 Beschreibung der Versuchsturbinen	14
3.2.1 Zylinderschütz-Turbine	14
3.2.2 Heber-Turbine	16
3.3 Beschreibung der Laufradgeometrien	18
3.4 Geometriegenerierung und CAM-Fertigung	20
4 Experimentelle Untersuchungen	22
4.1 Kennfelduntersuchungen	22
4.1.1 Meßunsicherheit	24
4.1.2 Ergebnisse	24
4.1.3 Diskussion der Ergebnisse und Skalierung auf Prototyp- Maßstab 4.0:1	28
4.2 Transientes Betriebsverhalten	31
4.2.1 Konstruktive Maßnahmen zur Durchführung der Versuche . .	31
4.2.2 Weitere Maßnahmen zur Durchführung der Versuche	32

4.2.3	Untersuchung des Anfahrvorgangs	34
4.2.3.1	Meßprogramm	34
4.2.3.2	Ergebnisse	34
4.2.3.3	Modellierung eines Anfahrvorgangs	38
4.2.3.4	Umrechnung auf den 1:1-Prototypen	41
4.2.4	Untersuchung des Abschaltvorgangs	43
4.2.4.1	Meßprogramm	43
4.2.4.2	Ergebnisse	44
4.2.4.3	Modellierung eines Abfahrvorgangs	46
4.2.4.4	Umrechnung auf den 1:1-Prototypen	49
5	Numerische Untersuchungen	50
5.1	Modellierung	51
5.1.1	Geometrieaufbereitung und Netzgenerierung	51
5.1.1.1	Zulauf	51
5.1.1.2	Leitrad	52
5.1.1.3	Lauftrad	52
5.1.1.4	Saugrohr	54
5.1.2	Randbedingungen	54
5.1.3	Turbulenzmodelle	55
5.2	Berechnung des Kennfelds	56
5.2.1	Zulauf und Spirale	58
5.2.2	Leitrad	59
5.2.3	Lauftrad	63
5.2.4	Saugrohr	68
5.2.5	Globales Strömungsbild	68
5.2.6	Diskussion	71
6	Bewertung und Ausblick	82
	Literaturverzeichnis	84

Verwendete Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

A	$[m^2]$	Fläche
AR	$[-]$	Flächenverhältnis
b	$[m]$	Breite
c	$[m/s]$	Geschwindigkeit
c	$[-]$	Beiwert
c_p	$[-]$	Beiwert des Druckrückgewinns
D	$[m]$	Durchmesser
E	$[J]$	Energie
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
h	$[m]$	Höhe
H	$[m]$	Fallhöhe, Höhe
l	$[m]$	Länge
L	$[m]$	Länge
M	$[Nm]$	Drehmoment
n	$[min^{-1}]$	Drehzahl
n_1'	$[min^{-1}]$	Einheitsdrehzahl
n_q	$[min^{-1}]$	spezifische Drehzahl
N	$[-]$	Nabenverhältnis
p	$[Pa]$	Druck
P	$[W]$	Leistung
Q	$[m^3/s]$	Volumenstrom
Q_1'	$[m^3/s]$	Einheitsdurchfluß
r	$[m]$	Radius
t	$[s]$	Zeit, Zeitpunkt
t	$[m]$	Teilung

u	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit
V	$[m^3]$	Volumen, Spiralvolumen
w	$[m/s]$	Relativgeschwindigkeit
x	$[m]$	kartesische Koordinate
y	$[m]$	kartesische Koordinate
z	$[m]$	kartesische Koordinate
α	$[^\circ]$	Winkel der Absolutgeschwindigkeit
α	$[^\circ]$	Anstellwinkel
α	$[s^{-2}]$	Winkelbeschleunigung
β	$[^\circ]$	Winkel der Relativgeschwindigkeit
γ	$[^\circ]$	Leitschaufelwinkel
Δ	$[-]$	Differenz
ζ	$[-]$	Verlustbeiwert
η	$[-]$	Wirkungsgrad, Gütegrad
ϑ	$[K]$	Temperatur
Θ	$[kg \cdot m^2]$	Trägheitsmoment
ν	$[m^2/s]$	kinematische Viskosität
π	$[-]$	Kreiszahl
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
σ	$[N/mm^2]$	Zugfestigkeit
φ	$[^\circ]$	Laufschaukelwinkel
Ψ	$[-]$	Druckzahl
ω	$[s^{-1}]$	Winkelgeschwindigkeit

Abkürzungen

BÖ	Belüftungsöffnung
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
ERCFTAC	European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion
<i>FLM</i>	Lehrstuhl Fluidmechanik, TU München
IEC	International Electrotechnical Commission
NS3D	Dreidimensionale Navier-Stokes Strömungsrechnung
Q3D	Quasi-3D Euler-Verfahren
<i>Re</i>	Reynolds-Zahl
TES	Turbinen-Entwicklungs-System
<i>VKAB</i>	Veterankraft AB

Indices

<i>a</i>	Auftriebs-
<i>äq</i>	äquivalent
<i>aus</i>	Austritts-
<i>ax</i>	Axial-
<i>b</i>	barometrisch
<i>D</i>	Durchgangs-
<i>ein</i>	Eintritts-
<i>geo</i>	geodätisch
<i>h</i>	hydraulisch
<i>id</i>	ideal, ideel
<i>m</i>	gemittelt
<i>m</i>	Meridian-
<i>max</i>	Maximal-
<i>N</i>	Netto-
<i>opt</i>	Optimal-
<i>p</i>	Druck-
<i>r</i>	Radial-
<i>ref</i>	Referenz-
<i>stat</i>	stationär

t	Total-
th	theoretisch
u	Umfangs-
v	Verlust-
w	Widerstands-
W	Wellen
z	Axial-
∞	unendlich

Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Strömung im Modell einer Turbine für ein Wellenkraftwerk mit der spezifischen Drehzahl $n_q = 258 \text{min}^{-1}$ experimentell und numerisch untersucht.

Der experimentelle Teil dokumentiert das Betriebsverhalten zweier eigens für das Kraftwerk entworfener Laufräder in Kombination mit zwei relativ unkonventionellen Zulaufgeometrien. Die Kennfelduntersuchungen zeigen für alle Kombinationen aus Laufradgeometrie und Zulaufanordnung ein gutes Leistungsverhalten. Als wesentlicher Unterschied zeigt sich, daß der 3-Flügler einen etwas niedrigeren Spitzenwirkungsgrad aufweist, jedoch in Überlast eine bessere Drallumsetzung als der 4-Flügler besitzt. Die Verwendung des Heber-Zulaufs führt im wesentlichen zu einer Verringerung des hydraulischen Wirkungsgrades um ca. 2% im Verhältnis zum Zylinderschutz-Zulauf, was auf den verlängerten Strömungsweg und die engeren Querschnitte zurückgeführt werden kann. Ferner wurde das Verhalten der Heber-Turbine beim transienten Vorgang des Anfahrens und Abschaltens untersucht. Nach Bestimmung der wesentlichen Einflußparameter konnte das transiente Verhalten im Modell- und im Prototypmaßstab simuliert werden. Zum Anfahren eines Prototyps der Heber-Turbine wird eine Zeit von ca. 8s benötigt, zur Beendigung des Stoppvorgangs eine Zeit von 2s. Dem Modell sind bestmögliche Randbedingungen zugrunde gelegt, so daß die berechneten Zeiten Minimalwerte darstellen.

Die numerischen Untersuchungen wurden am Modell der Heber-Turbine in Kombination mit dem 3-flügligen Laufrad vorgenommen. Das Betriebsverhalten wurde im selben Kennfeldbereich wie im experimentellen Fall untersucht. Es zeigt sich, daß das Verhalten qualitativ richtig wiedergegeben wird. Das Laufrad muß jedoch um $\Delta\varphi = +4^\circ$ weiter geöffnet werden, um den Bestpunkt zu erreichen, der zudem zu einer etwas kleineren Einheitsdrehzahl und einem größeren Einheitsdurchfluß verschoben ist. Der Optimalzusammenhang zwischen Laufschaufelwinkel φ und Leitschaufelwinkel γ wird nicht wiedergegeben. Durch Vergleich der Auftriebscharakteristik des Leitradgitterverbands mit dem simulierten Auftriebsverhalten eines Leitschaufelprofilprofils unendlicher Breite konnte festgestellt werden, daß der Drallaufbau durch das Leitrad unterbewertet wird. Basierend auf dieser simulierten Auftriebscharakteristik wird eine Methode vorgestellt, mit der sich die Betriebspunkte korrigieren lassen, so daß diese mit dem experimentell ermittelten Werten übereinstimmen.

Kapitel 1

Einleitung

Der drastische Anstieg der Erdölpreise, der den Aufschwung der europäischen Wirtschaft erschwert, zeigt deutlich die strukturelle Energieversorgungsschwäche der Europäischen Union (EU) auf. Wie im sogenannten Grünbuch [13] dargelegt, steigt die Abhängigkeit der EU von externen Energielieferanten ständig. Zur Zeit deckt sie 50% ihres Bedarfs aus dem Import. Dieser Prozentsatz wird, wenn nichts unternommen wird, in den kommenden 20 bis 30 Jahren auf über 70% steigen. Da jedoch die Maßnahmen zur Drosselung des Verbrauchs folgenlos blieben und so der Gesamtenergieverbrauch der Union jährlich um 1 bis 2% steigt, müssen geeignete und nachhaltige Schritte unternommen werden, um die Versorgungssicherheit und die wirtschaftliche Prosperität der EU zu gewährleisten.

Die Grundzüge einer langfristigen energiepolitischen Strategie beinhalten folgende Punkte: Zum einen soll angestrebt werden, durch Besteuerung eine Änderung des Verbraucherverhaltens zu erzielen. Weiterhin ist geplant, Maßnahmen zur Diversifizierung der Energieversorgung zu ergreifen. Geologische Studien zeigen, daß in 50 Jahren nahezu alle Erdöl- und Erdgasressourcen erschöpft sein werden. So erscheint es zwingend, den Anteil der fossilen Energieträger am Energieaufkommen der Union von derzeit rund 80% drastisch zu verringern. Um außerdem den Beschlüssen der Klimaschutz-Konferenz von Kyoto (1997) Rechnung zu tragen, auf der sich die Staaten der EU zur Reduzierung der Emissionen bestimmter Treibhausgase bereit erklärt haben, gewinnt die Erzeugung von Strom aus regenerativen Quellen zunehmend an Bedeutung. Geplant ist, deren Anteil an der Energiebilanz von derzeit 6 auf 12% im Jahr 2010 zu steigern. Die genannten ehrgeizigen Ziele können nur durch den Einsatz finanzieller Maßnahmen erreicht werden. Zur Förderung der Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der nicht-nuklearen und vor allem auch regenerativen Energien wurde von der EU das Programm Joule-Thermie entwickelt. Dieses verfügt derzeit über einen Gesamtetat von über 1 Milliarde €. Geförderte Projekte haben jeweils eine Laufzeit von 4 Jahren. Seit Anfang 1999 erfährt das Wellenkraftwerk *Wave Dragon* Unterstützung durch das Joule-Thermie-Programm.

Der *Wave Dragon* ist ein schwimmendes Wellenkraftwerk zur Nutzung der potentiellen und kinetischen Energie der Wellen, um hieraus mit Hilfe von Wasserturbinen

Strom zu erzeugen. Dieser Kraftwerkstyp wurde 1987 von dem dänischen Ingenieur Erik Friis-Madsen erfunden und steht unter patentrechtlichem Schutz. Abbildung 1.1 zeigt in einer Schnittdarstellung die wesentlichen Funktionselemente, eine Draufsicht zeigt Abbildung 1.2.

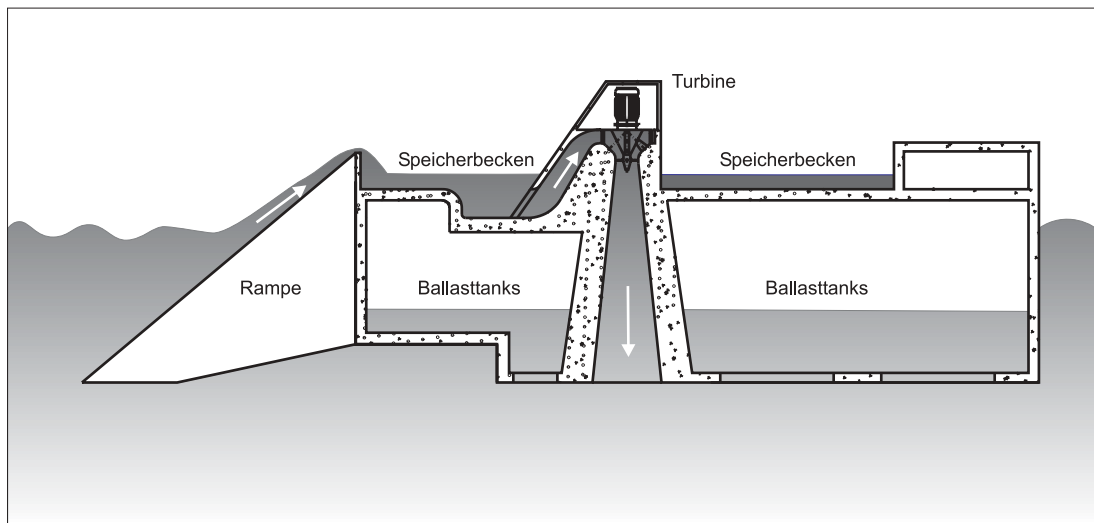


Abbildung 1.1: Prinzipskizze des Wave Dragons - Schnittdarstellung

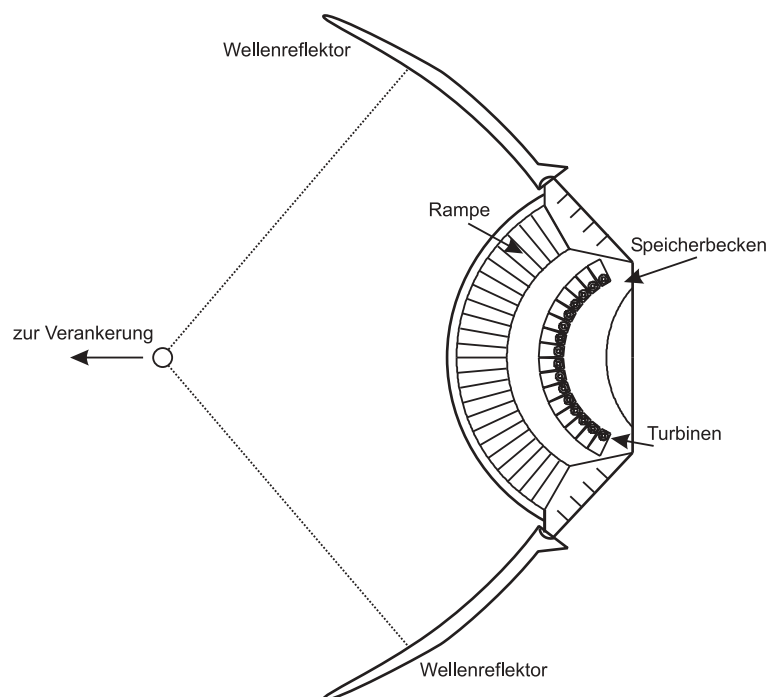


Abbildung 1.2: Prinzipskizze des Wave Dragons - Draufsicht

Zwei Wellenreflektoren bündeln die ankommenden Wellen in Richtung der Zulauf-rampe. Mit Hilfe dieser doppelt gekrümmten Rampe wird die kinetische Energie der Wellen in potentielle Energie gewandelt. Das Wasser wird in einem Becken oberhalb des mittleren Wasserspiegels gespeichert. Mittels mehrerer im Becken befindlicher

Wasserturbinen wird die potentielle Energie des Wassers in mechanische Energie und letztlich in Strom gewandelt. Um Wankbewegungen zu dämpfen und um in der Lage zu sein, die Eintauchtiefe des *Wave Dragons* dem jeweiligen Wellengang anzupassen, befinden sich im Rumpf des Kraftwerks druckluftgefüllte Kammern. Der komplette Stahlbetonkörper ist über Taue am Grund befestigt und liegt beweglich im Wasser, so daß die Öffnung der Reflektoren sich stets entgegen der Hauptströmung ausrichtet. Die Gesamtbreite des 1:1-Prototyps des Kraftwerks beträgt ca. $150m$, die Gesamtlänge bei geöffneten Auslegern ca. $260m$ bei einem Gesamtgewicht von 21750 Tonnen. Die Länge der Wellenreflektoren beträgt $126m$. Das Sammelbecken besitzt ein Fassungsvermögen von insgesamt $5000m^3$. Nach umfangreichen Testläufen sollen Kraftwerkparcs von bis zu 200 Einheiten nordwestlich der dänischen Küste verankert werden. Mit einer elektrischen Leistung von $4MW$ pro Einheit liegt die Gesamtleistung des Kraftwerkparcs in der Größenordnung eines konventionellen Steinkohlekraftwerks.

Zur Wandlung der potentiellen Energie des Wassers erscheinen Niederdruckturbinen am geeignetsten. Turbinen dieser Bauart werden seit mehreren Jahrzehnten in Laufwasserkraftwerken eingesetzt und erreichen einen hohen Grad an Wirtschaftlichkeit und Verlässlichkeit. Die Betriebsbedingungen in einem Wellenkraftwerk unterscheiden sich jedoch gravierend von denen eines herkömmlichen Laufwasserkraftwerks:

- Mit dem Be- und Entlüften der Ballasttanks ändert sich die zur Verfügung stehende Fallhöhe im Bereich von $H = 0.4 - 3.0m$. Die Fallhöhe befindet sich somit nicht nur im unteren Bereich der Erfahrungswerte bestehender Anlagen, der Fallhöhenbereich ist außerdem extrem weit.
- Die stochastische Verteilung der ankommenden Wellen und der daraus resultierende zeitlich schwankende Wasserstand im Speicherbecken führen dazu, daß der Zufluß zu den Turbinen schnell regelbar sein muß, um einen optimalen Gesamtertrag an Energie zu erhalten.
- Da außerdem ein Betrieb des Wellenkraftwerks ohne Wartungsarbeiten erwünscht ist, sollen die Turbinen möglichst robust konstruiert sein. So ist beispielsweise geplant, die Turbinen nicht reguliert, d.h. mit feststehenden Leit- und Laufschaufeln, auszuführen.

Da Laufwasserturbinen im allgemeinen nicht für derartige Betriebsbedingungen ausgelegt werden, wurden die Turbinen speziell für die Anforderungen des *Wave Dragons* entwickelt. Ausgehend vom projektierten Nenn-Betriebspunkt, wurden zwei Laufräder entworfen. Ein 3-flügliges Laufrad wurde vom Lehrstuhl für Fluidmechanik, TU München, (*FLM*) entworfen, ein 4-flügliges Laufrad von der in Stockholm, Schweden, ansässigen Firma *Veterankraft AB (VKAB)*. Der Entwurf des Turbinengehäuses, des Leitrades und des Saugrohres stammt ebenfalls von *VKAB*. Aus Kostengründen wurde beschlossen, den 3-Flügler ebenfalls im *VKAB*-Turbinengehäuse zu betreiben.

Entsprechend dem bisherigen Projektstand soll der *Wave Dragon* mit einer Anzahl Turbinen bestückt sein, welche je nach Wasserstand im Becken einzeln zugeschaltet werden können. Parameterstudien und Simulationen (HOLMÉN [24] und KNAPP [35], [36], [37], [38]) zeigen, daß ein häufiges An- und Abfahren der Turbinen notwendig ist, um die gesamte Stromerzeugung zu optimieren. Da die Umfangserstreckung der Leitschaufeln nicht ausreicht, den Leitapparat zu schließen und der Leitapparat des *Wave Dragons* mit feststehenden Leitschaufeln ausgerüstet werden soll, mußten alternative Konzepte entwickelt werden, um den Zustrom zur Turbine regeln zu können.

Das von *VKAB* entwickelte Konzept wurde in Anlehnung an eine bestehende Rohrturbinenanlage entworfen. Ein um die Stützbeschaufelung plaziertes Zylinderschütz dient zur Regelung des Zustroms. Durch Heben des Schützes strömt Wasser zum Laufrad. Das hervorgerufene Drehmoment beschleunigt das Laufrad, bis die Turbine bei Nenndrehzahl an das Stromnetz geschaltet wird. Durch Schließen des Schützes wird der Zustrom zum Laufrad unterbrochen. Der Generator wird vom Stromnetz getrennt und das Laufrad läuft aus.

Das am *FLM* entwickelte Konzept verwendet das Prinzip der Heberturbine und wurde mittels modernster CFD-Methoden entworfen. Zwischen Oberwasser und Spirale befindet sich ein S-Krümmter, während das Laufrad oberhalb des maximalen Oberwasserspiegels angeordnet ist. Die Turbine wird durch Evakuieren der Luft in der Spirale gestartet und durch Lufteinblasen gestoppt.

Der Vorteil der Zylinderschütz- gegenüber der Hebergeometrie ist der erwartete höhere Gesamtwirkungsgrad aufgrund des kürzeren Strömungsweges sowie die kürzeren Zeiten für das An- und Abfahren der Turbine. Der Nachteil des *VKAB*-Designs ist jedoch, daß es mehr bewegte Teile besitzt und somit störungsanfälliger ist. Außerdem ist die Zugänglichkeit bei eventuell anfallenden Wartungsarbeiten dadurch erschwert, daß das Laufrad und das Zylinderschütz unterhalb des minimalen Wasserstandes im Becken plazierte sind.

Da die Geometrien beider Turbineneinläufe recht unkonventionell sind und vorab keine genauen Aussagen bezüglich des Leistungsverhaltens der Laufräder in Kombination mit den Zulaufgeometrien gemacht werden konnten, wurde beschlossen, Modelle beider Turbinendesigns im Maßstab 1:3.53 zu fertigen und im Experiment zu untersuchen.

Aufgabenstellung und Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit soll das Betriebsverhalten beider Laufräder in Kombination mit beiden Zulaufgeometrien experimentell ermittelt werden. Hierzu muß der bestehende Niederdruckversuchsstand zum Einbau der Turbinen umgerüstet und die Datenerfassung an die neuen Gegebenheiten angepasst werden. Die am Lehrstuhl entwickelte 3-Flügler-Laufradgeometrie muß ferner für die CAM-Fertigung aufbereitet werden.

Weiterhin soll der transiente Start- und Stoppvorgang der Heber-Turbine experimentell untersucht werden. Dazu sind die konstruktiven Änderungen im Aufbau zu planen und auszuführen. Aus den experimentellen Ergebnissen sind die wesentlichen Einflußparameter zu bestimmen, um die entsprechenden Zeiten der transienten Vorgänge beim Prototypen des *Wave Dragons* berechnen zu können.

Anhand numerischer Kennfeldrechnungen des 3-Flüglers in Kombination mit der Heber-Zulaufgeometrie soll ein Vergleich zu den experimentell ermittelten Daten durchgeführt werden. Die Strömungslösung soll in vergleichbarer Weise zum experimentellen Vorgehen analysiert werden. Die aus ähnlichen Problemstellungen bekannten Diskrepanzen zwischen der numerischen Strömungslösung und den experimentell ermittelten Daten sind im Detail zu untersuchen, um hieraus Erkenntnisse hinsichtlich der Ursachen der Fehlberechnung zu gewinnen.

Kapitel 2

Stand des Wissens

Die Wellenenergie ist eine indirekte Nutzung der Sonnen- und Windenergie. Obwohl die globale Wellenenergie nur ca. 0.02% der insgesamt eingestrahlteten Sonnenenergie beträgt, besitzen die Meereswellen unter allen erneuerbaren Energiequellen die höchste Energiedichte. Wie vom Weltenergieerat berechnet, besteht die Möglichkeit, bis zu $2TW$ an Energie aus den Weltmeeren zu gewinnen, siehe EU-Grünbuch [13]. Dies entspricht ungefähr dem Doppelten der gegenwärtigen weltweiten Stromproduktion. Wellenenergie stellt somit ein enormes Potential dar, der Nutzbarmachung durch Kraftwerke sind jedoch Grenzen gesetzt. Die Wellenenergie ist nicht gleich über der Erde verteilt, sondern konzentriert sich in Küstennähe nahe den Polkappen, wie beispielsweise vor der Westküste von Irland, Feuerland und Neuseeland. Eine weitere Eigenschaft der Wellenenergie ist, daß sie un stetig und von den aktuellen Seegangverhältnissen am Einsatzort abhängig ist. Die Energieerzeugung ist somit im Gegensatz zu herkömmlichen Kraftwerken nach statistischen Gesichtspunkten zu ermitteln, siehe GRAW [18]. Ferner gestaltet sich die Netzeinspeisung besonders bei Kraftwerken auf freier See nach wie vor schwierig. Ein weiterer Punkt ist die Gefährdung des Kraftwerks durch sehr große Wellen. Um eine Havarie zu vermeiden, muß das Kraftwerk entweder in eine weniger energiereiche Wasserschicht abgesenkt oder das Bauwerk auf die größte zu erwartende Welle ausgelegt werden, siehe GREENHOW [19]. Da außerdem Seewasser ein äußerst aggressives Fluid ist, erfordert dies den Einsatz von korrosionsfesten und entsprechend teuren Materialien. Dazu kommen Bewuchsprobleme an den dem Seewasser ausgesetzten Flächen.

Schon 1799 wurde das erste Patent auf die Nutzung der Wellenenergie an GIRARD vergeben. Mittels eines Schwimmers sollte die Wellenbewegung auf einen Hebel übertragen werden, um hiermit Pumpen zu betreiben. Zwischen 1855 und 1973 wurden weitere 340 Patente ausgestellt. In Folge der Ölkrise 1973 wurde zunehmend in Forschung und Entwicklung zur Nutzung von Wellenenergie investiert. Mehrere Forschungsprogramme mit staatlicher Unterstützung wurden eingeleitet, vor allem in Japan, Norwegen und Großbritannien. Diese Programme führten zu einem beträchtlichen Fortschritt, jedoch kam es nur zum Bau von Prototypen, so daß, wie GRAW [18] ausführt, die Projekte kommerziell fehlschlagen. Die Ursachen lagen im Wesent-

lichen darin, daß versucht wurde, die maximale Wellenenergie zu nutzen. Aufgrund der enormen Kosten für die Entwicklung und Fertigung blieben diese Projekte für die industrielle Verwertung unattraktiv. Außerdem sind zum Bau von Wellenkraftwerken Kenntnisse in den Bereichen Ozeanographie, Maschinenbau, insbesondere Fluidmechanik und Bauingenieurwesen gefordert, so daß die Herausforderungen bei den früheren Projekten nicht bewältigt werden konnten, siehe THORPE [81], [82]. Im Folgenden soll ein Überblick über die wichtigsten Entwicklungen und vielversprechendsten Projekte auf dem Sektor der Wellenenergie in Europa aufgezeigt werden.

Zu den ersten europäischen Wellenkraftwerken gehörte 1986 der *Toftestallen-TAPCHAN* nahe Bergen, Norwegen [18]. Hierbei handelt es sich um ein an der Küste gebautes Kraftwerk, bei dem die Wellen entlang eines trompetenförmigen, aufsteigenden Kanals (*TAPCHAN* = tapered channel = konisch verlaufender Kanal) in ein erhöhtes Becken laufen. Die potentielle Energie des Wassers wird mit Wasserturbinen abgebaut. Die aufgetretenen Betriebsprobleme sind auf Erdbeben nach starken Regenfällen und vom Meer in das Becken hineingetragene Felsbrocken zurückzuführen.

Eines der ersten europäischen OWC (OWC = oscillating water column) wurde im Mai 1991 auf der Isle of Islay, Schottland, von der Firma *Wavegen* [86] errichtet. Dabei wurde versucht, eine möglichst preiswerte Anlage unter größtmöglicher Ausnutzung der vorhandenen örtlichen Gegebenheiten sowie unter Einsatz konventioneller, bereits ausreichend erprobter Materialien und Technik aufzubauen. Kernstück der Anlage ist eine Kammer mit einer unter dem Wasserspiegel liegenden Öffnung. Die Wellenbewegung des umgebenden, offenen Meeres wird durch Druckwellen in eine Wellenbewegung innerhalb der Kammer übertragen. Diese versetzt die Luftsäule oberhalb des Wassers mit der Frequenz der Wellen in Bewegung. Die Strömungsenergie wird mit Wells-Turbinen abgebaut. Abbildung 2.1 zeigt die Funktionsweise eines OWC-Wellenkraftwerks.

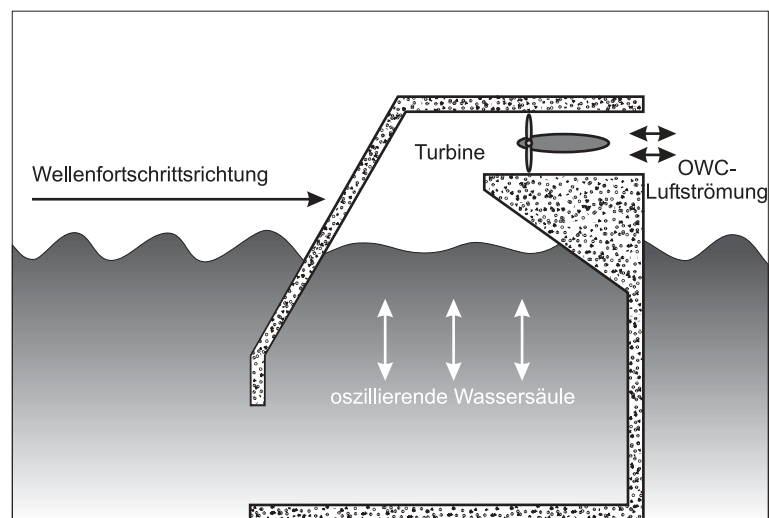


Abbildung 2.1: Funktionsweise eines OWC

Ein zweites, größeres OWC (*LIMPET*) [21] in unmittelbarer Nähe des ersten Pro-

totyps wurde im Jahr 2000 fertiggestellt und befindet sich mit einer Nennleistung von $500kW$ in Betrieb.

Ein weiterer OWC-Wellenenergiewandler ist das von der britischen Firma *Wavegen* entworfene Kraftwerk *ART-OSPREE* [86]. Hierbei handelt es sich um einen OWC-Typ, der in Küstennähe auf dem Meeresboden verankert wird. Das Wellenkraftwerk wurde im August 1995 bereits während der Installation durch einen für die Jahreszeit außergewöhnlichen Sturm zerstört. Der Prototyp des Nachfolgemodells soll 2004 verankert werden.

Ein von der dänischen Forschungsstiftung *Danish Energy Agency (DEA)* gefördertes Projekt ist das OWC-Kraftwerk *Swan DK3* [85]. Die Wasserströmung wird in einen L-förmigen Kanal geleitet. Dabei wird die Wellenbewegung in eine Luftbewegung umgesetzt, die eine Wells-Turbine antreibt. Neuartig an diesem Konzept ist, daß es sich um ein schwimmendes Kraftwerk handelt, das sich somit dem Seegang anpaßt. Zur Kontrolle der Eintauchtiefe befinden sich Ballasttanks im Rumpf. Ein Prototyp des Kraftwerks im Maßstab 1:25 wurde 2001 im Dänischen Hydraulischen Institut (*DHI*) erprobt.

Ein weiterer Wellenkraftwerkstyp ist die nach ihrem Erfinder benannte *Salter-Duck* [65], [64]. Bei diesem Entwurf handelt es sich um eine Reihe von Klappen, die zusammen eine quer zur Wellenrichtung schwimmende Mole bilden. Die Klappen wippen an ihrem freien Ende mit den Wellen auf und ab und sind an ihrem festen Ende auf einer gemeinsamen Achse gelagert. Die Relativbewegung zwischen den Klappen und der festen Achse wird dazu benutzt, eine Flüssigkeit druckzubeaufschlagen. Das ursprüngliche Kraftwerk ist als reines Offshore-Kraftwerk geplant und kann, da modular aufgebaut, in beliebigen Längen und jeder Leistungsklasse ausgeführt werden. Jedoch kam das Projekt nie über ein Versuchsstadium hinaus und wurde aufgrund politischer Entscheidungen 1987 aufgegeben.

Als reines Offshore-Kraftwerk wurde die dänische *Wavepower*-Boje [18] geplant. Hierbei handelt es sich um ein kombiniertes Bojen-Kolben-System. Wird der verwendete Schwimmkörper emporgehoben, strafft er ein Seil und hebt einen Kolben hoch. Dadurch wird Wasser in eine Kolbenpumpe eingesogen. Befindet sich der Schwimmkörper wieder in einem Wellental, fällt der Kolben durch sein Eigengewicht herunter, und das Wasser tritt durch Ventile wieder aus, die an der Oberseite der Basisplattform installiert sind. Das durchströmende Wasser treibt eine Turbine an. Entwickelt wurde zunächst eine $45kW$ -Boje, die im Jahr 1985 $3km$ entfernt vom dänischen Hafen Hanstholm bei einer Wassertiefe von $30m$ installiert wurde. Jedoch havarierte sie schon nach einmonatiger Betriebszeit.

Nach der Havarie der $45kW$ -Boje entschloß sich *Wavepower*, zunächst eine kleinere Boje zu entwickeln. Im Juli 1994 wurde eine neue, kleinere Pilotanlage mit einer Leistung von etwa $2kW$ nördlich des Hanstholmer Hafens bei einer Wassertiefe von $25m$ installiert. Verändert wurden vor allem die Abmessungen und die Werkstoffe. Außerdem sind in die Basis Dämpfungskammern integriert, durch die eine Speicherung der Energie während zweier Wellenperioden erfolgt. Das System arbeitete bis

Mitte September 1994 problemlos, als der Bojenkörper aufgrund von Löchern in den Schweißnähten sank.

Seit 1998 wird von der britischen Firma *Ocean Power Delivery* ein weiterer, kostengünstiger und robuster Wellenenergiewandler namens *Pelamis* [51], [88] geplant. Die Anlage besteht aus mehreren über Gelenke verbundenen, langgestreckten Zylindern. Diese liegen halb eingetaucht auf der Wasseroberfläche, so daß die einzelnen Elemente durch die Wellenbewegung gehoben und gesenkt werden und somit Druck auf die Gelenkstellen ausüben. Die Gelenke beinhalten hydraulische Puffer, die unter Druck Öl in Hydraulik-Zylinder leiten und einen elektrischen Generator antreiben. Der von mehreren Gelenkverbindungen und auch mehreren dieser Wasserschlangen erzeugte Strom kann über ein Seekabel in das Verbundnetz eingespeist werden. Eine typische Anlage soll ca. 150m lang sein, einen Durchmesser von 3.5m aufweisen und eine Anschlußleistung von 750kW besitzen. Gegenüber großen Wellen verhält sich das Wellenkraftwerk steif. Es kann den großen vertikalen Bewegungen nicht folgen und wird von den Wellen überspült. Da der Wellenenergiewandler einen relativ kleinen Querschnitt hat, wird dieser dabei nur mit geringen Kräften beaufschlagt.

Archimedes Wave Swing (AWS) [3], [55] heißt ein erfolgversprechendes Projekt, dessen Entwicklung der niederländische Stromkonzern *NUON* unterstützt. Kern des Systems ist eine rund 35m hohe Boje, die aus zwei Teilen besteht. Der obere Teil, der Floater, bewegt sich mit der Welle auf und ab. Währenddessen ist der untere Teil, das Basement, auf einer Plattform befestigt und bleibt in seiner Position. Der Innenraum des Systems ist mit Luft gefüllt und funktioniert wie eine Feder. Das Gewicht des Floaters und der Druck im Innenraum sind so aufeinander abgestimmt, daß die Bewegung mit der Frequenz der Wellen einhergehen kann. Die Bewegungsenergie des Floaters wird im Inneren über einen speziellen Generator in elektrische Energie gewandelt. Das System funktioniert ab einer Wellenhöhe von 2.5m und kann daher in Küstennähe eingesetzt werden. Der Strom wird über ein Kabel zum Festland transportiert und in das Stromnetz eingespeist. Die Anlage besitzt eine Leistung von 2MW und arbeitet selbständig. Bisher jedoch ist das AWS-System nicht über den Prototyp-Status hinausgekommen.

Das *WavePlane* [87] ist ein schwimmendes Wellenkraftwerk. Die Bewegung von Meereswellen wird mittels einer Anzahl von Röhren in eine Rotationsströmung überführt, die eine Kaplan Halbspiral-Turbine antreibt. Der Strömungsweg der Röhren ist so konstruiert, daß die komplette Welle absorbiert und das Laufrad kontinuierlich beaufschlagt wird. Zur Kontrolle der Eintauchtiefe des Kraftwerks befinden sich eine Anzahl von Ballast- und Ausgleichtanks im Rumpf des Kraftwerks. In der Zeit von November 2002 bis zum April 2003 wurden Prototyp-Untersuchungen vor der Küste Japans mit Erfolg durchgeführt.

Der Status des dänischen Wellenenergie-Programmes nach 2 Jahren Laufzeit wird von MEYER ET AL. [45] beschrieben. Die neun vielversprechendsten Konzepte werden im 1:1-Maßstab hinsichtlich des Materialaufwands, der installierten Leistung und des Strompreises zur Amortisierung des Projektes miteinander verglichen. Die Ergebnisse zeigen eine große Streubreite. Das OWC-System *Swan DK3* erweist sich

als kostengünstigste Variante, was den Materialaufwand und die Gestehungskosten betrifft. Der *Wave Dragon* ist zwar das materialintensivste und teuerste Projekt, jedoch liegt die Leistungsdichte der Turbinen weit oberhalb der der anderen Projekte.

Die Methoden zur Untersuchung von Strömungsphänomenen haben sich in den letzten 10 bis 15 Jahren grundlegend gewandelt. Waren früher Modellversuche und Strömungsmessungen die hauptsächlich verwendeten Verfahren, so finden heute die numerischen Methoden, auch bezeichnet als CFD (Computational Fluid Dynamics), breite Anwendung. Bedingt durch den raschen Fortschritt im Bereich der Rechenleistung von Computern, entwickelte sich CFD zu einer Technologie, mit deren Hilfe sowohl Aufgaben im Grundlagenbereich als auch in der Technik bewältigt werden können. Jedoch sind experimentelle Methoden noch immer unumgänglich zur Validierung bzw. Verifizierung und Kalibrierung numerisch berechneter Ergebnisse. Während die Vorhersage von Strömungen in Turbinen und Kreiselpumpen im Bestpunkt eine hohe Zuverlässigkeit erreicht, weisen die Ergebnisse einer numerischen Berechnung von Teil- und Überlastphänomenen noch immer Diskrepanzen zu den experimentellen Daten auf.

SICK ET AL. [73] und KECK ET AL. [33] vergleichen numerische mit experimentell gewonnenen Ergebnisse der Untersuchung einer Modell Francis Turbine mit $n_q = 115 \text{min}^{-1}$. Das Kennfeld, bestehend aus 14 Betriebspunkten, zeigt eine gute Übereinstimmung. Nur in Teillast treten geringe Abweichungen auf. Der hydraulische Wirkungsgrad wird jedoch um 3% zu niedrig vorhergesagt.

JOŠT ET AL. [30] führt eine numerische Berechnung der Kennfelder zweier Kaplan Turbinen durch, wobei eine sehr gute Übereinstimmung mit Messungen erzielen.

Die Berechnung der Strömung durch eine Rohrturbine mit $n_q = 200 \text{min}^{-1}$ sowie ein Vergleich zu den experimentell gefunden Werten wird auch von QIAN ET AL. [53] durchgeführt. Alle wesentlichen Strömungsphänomene werden abgebildet.

SABOURIN ET AL. [63] führt eine Machbarkeitsstudie zur numerischen Berechnung einer komplett modellierten Kaplan Turbine durch. Das Augenmerk wird auf die korrekte Vorhersage des Kavitationsverhaltens und der Verluste in Abhängigkeit von der Netzfeinheit gelegt.

Ein Vergleich von numerisch berechneten mit experimentell ermittelten Kennlinien wird auch von DRTINA ET AL. [11] vorgestellt. Die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt wird gut getroffen, nur die teillastinduzierte Ablösung an der Nabe wird nicht wiedergegeben. Die Propellerkurven zeigen eine gute Übereinstimmung, Abweichungen sind vor allem bei großen Leitradöffnungen zu erkennen. Der hydraulische Wirkungsgrad wird um ca. 3% zu niedrig berechnet.

KAECHELE ET AL. [31] vergleicht verschiedene Möglichkeiten zur numerischen Berechnung der Kopplung unterschiedlicher Bezugssysteme anhand einer Pumpe mit $n_q = 26 \text{min}^{-1}$. Der Vergleich mit experimentell ermittelten Werten zeigt, daß die Stage-Kopplung am effizientesten ist, was Rechenzeit und Genauigkeit anbelangt.

Ebenso zeigt ASCHENBRENNER ET AL. [4] den Vergleich numerischer Lösungen mit Messungen in zwei Betriebspunkten einer Vollspiral-Kaplan Turbine mit $n_q = 127 \text{min}^{-1}$. Die Ergebnisse im Optimalpunkt zeigen, daß die Geschwindigkeitsverteilung vor dem Laufrad getroffen wird, nach dem Laufrad jedoch Diskrepanzen auftreten. Die Fallhöhe wird um ca. 1% überschätzt. Die Untersuchung des Teillast-Betriebspunktes zeigt, daß die Euler-Höhe und der Druckrückgewinn im Saugrohr stark unterschätzt werden. Dies wird auf die Berechnung nur eines einzelnen Leitradkanals zurückgeführt.

VU ET AL. [84] berechnet das Kennfeld einer Francis Turbine der spezifischen Drehzahl $n_q = 60 \text{min}^{-1}$ mit nachfolgendem Ellenbogensaugrohr. Die Propellerkurve durch den Optimalpunkt wird gut wiedergegeben. Diskrepanzen ergeben sich vornehmlich in Teil- und Überlast.

Der Vergleich experimenteller Daten mit Simulationsergebnissen der Strömung durch eine Francis und eine Kaplan Turbine wird von NILSSON ET AL. [47] vorgestellt. Die Ergebnisse weisen einen hohen Grad an Übereinstimmung auf. Nur in Nabennähe ergeben sich Unstimmigkeiten. Dies wird auf die stationäre Berechnung von instationären Strömungsphänomenen, wie Ablösung und Rezirkulation, zurückgeführt.

Ähnliche Ergebnisse findet auch GEHRER ET AL. [17] bei der Untersuchung einer Rohrturbine mit $n_q = 191 \text{min}^{-1}$. Die numerisch berechneten und experimentell ermittelten Propellerkurven durch den Bestpunkt weisen die gleichen Charakteristiken auf. Unstimmigkeiten werden vor allem in Teil- und Überlast beobachtet. Die Geschwindigkeitsverteilung am Saugrohraustritt wird unzureichend wiedergegeben.

Wesentliche Strömungsphänomene sind instationärer Natur und können somit nur durch eine instationäre Berechnung des Strömungsfeldes korrekt erfaßt werden. RUPRECHT ET AL. [60], [61], [62] zeigt eine instationäre Berechnung der Strömung in einer komplett modellierten Francis Turbine mit $n_q = 115 \text{min}^{-1}$ anhand der Ergebnisse von fünf Betriebspunktrechnungen.

Ebenso werden instationäre Simulationen der Strömung durch eine Kaplan Turbine mit $n_q = 182 \text{min}^{-1}$ von SKODA ET AL. [76] vorgestellt und mit experimentell ermittelten Werten verglichen. Die Simulationen belegen den deutlichen Einfluß des Saugrohres auf die Energieumsetzung in der Turbine. Die Geschwindigkeitsverteilung am Laufradaustritt und der Druckrückgewinn im Saugrohr werden zutreffend berechnet.

Kapitel 3

Versuchs- und Meßtechnik

3.1 Versuchsstand

Alle experimentellen Untersuchungen wurden am Niederdruckversuchsstand (NDVS) im Labor des Lehrstuhls für Fluidmechanik der Technischen Universität München durchgeführt. Der Versuchsstand gestattet die Untersuchung von Turbinen bei einer maximalen Fallhöhe von $H \approx 3.7m$ und einem maximalen Volumenstrom von $Q \approx 1.2m^3/s$. Das Verhalten der freien Wasserspiegel an Ober- und Unterwasser wird realitätsnah abgebildet. Abb. 3.1 zeigt eine Ansicht des Versuchsstandes mit eingebauter Rohrturbine. Eine Beschreibung des Aufbaus des NDVS sowie der einzelnen Komponenten findet sich bei ROHNE [59] und SCHNEIDER [72].

Hinsichtlich des Umbaus des NDVS auf die *Wave Dragon* Turbine wurden einige Änderungen am Versuchsstand und an der Meßtechnik vorgenommen, die im Folgenden erläutert werden.

Zur Erfassung des Wellendrehmoments wurde ein berührungslos messender Drehmomentflansch T10F der Firma *HBM* verwendet. Dieser zeichnet sich durch eine kurze Bauweise und eine extrem hohe Genauigkeitsklasse von 0.1% aus. Durch den lagerlosen Aufbau und die berührungslose Speisespannungs- und Meßwertübertragung arbeitet der Meßflansch nahezu wartungsfrei. Der Drehmomentmeßflansch besteht aus zwei getrennten Teilen, dem Rotor und dem Stator. Der Rotor setzt sich zusammen aus dem Meßkörper und dem Adapterflansch. Auf dem Meßkörper sind Dehnungsmeißstreifen (DMS) appliziert. Die Signale werden von einem teilbaren Antennenring gesendet bzw. empfangen. Die integrierte Drehzahlmessung erfolgt optisch nach dem Prinzip der Infrarot-Durchlichtschranken.

Weiterhin wurde der 80kW-Generator durch einen kleineren 30kW-Generator ersetzt. Hierdurch wurden Notabschaltungen des Umrichters bei plötzlichem Lastwechsel gänzlich vermieden. Die Einstellung des Drehzahl-Sollwerts der Turbinenwelle wurde vollständig vom Auswertungs- und Steuerungsrechner getrennt. Die Einstellung der Sollzahl erfolgt manuell direkt am Umrichter.

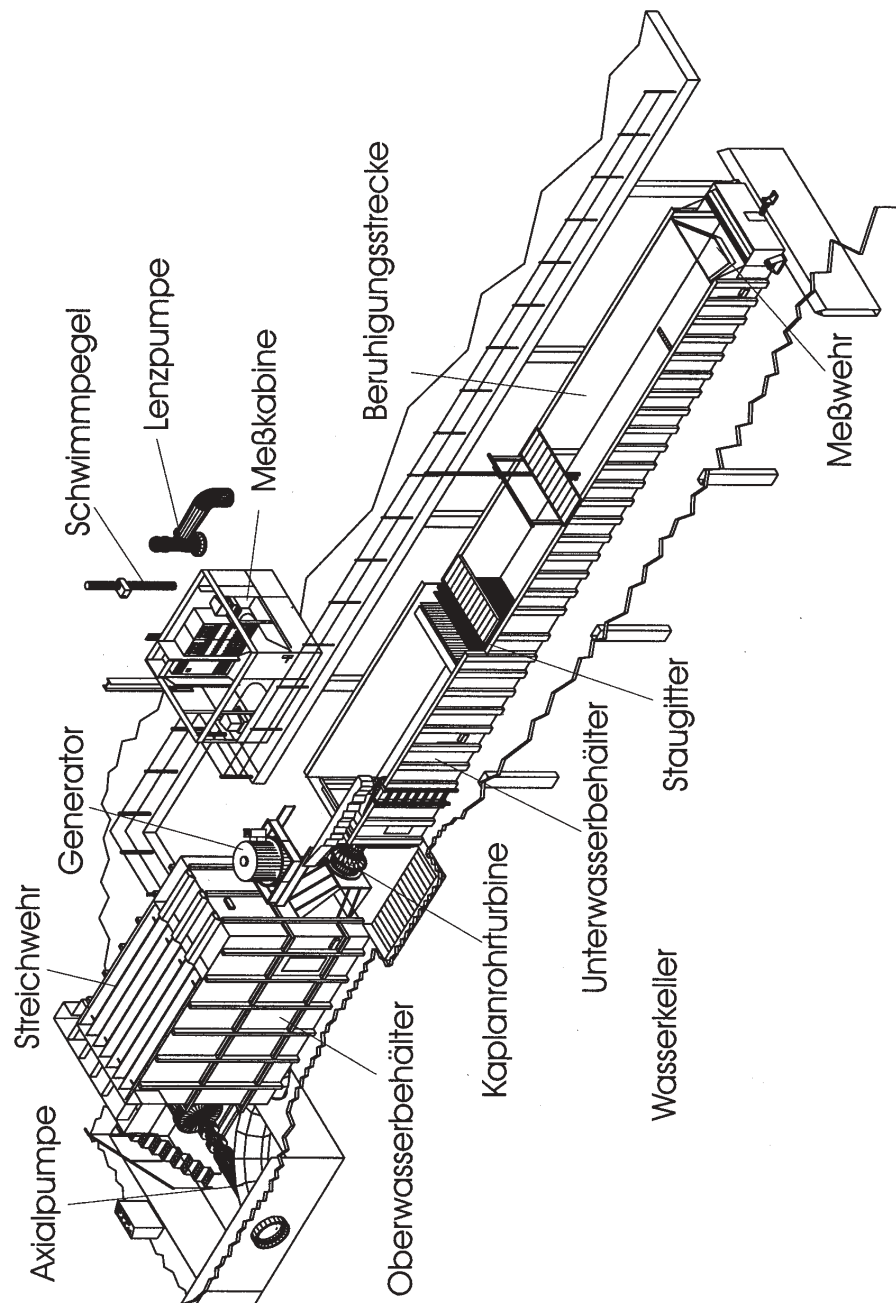


Abbildung 3.1: 3D-Ansicht des Niederdruckversuchsstandes

Zur Auswertung der Meßsignale dient ein Rechner, der über die RS232-Schnittstelle mit dem Analog-Digital-Wandler kommuniziert. Weiterhin wurde ein Software-Programm für die Umrechnung der Signale in Meßgrößen, die graphische Darstellung des zeitlichen Verhaltens sowie die Speicherung von gemittelten Werten geschrieben. Die Trennung von Sollwerteneinstellung und Meßdatenauswertung beschleunigt die Datenrate um den Faktor 12.

3.2 Beschreibung der Versuchsturbinen

3.2.1 Zylinderschütz-Turbine

Da die Modelluntersuchungen im Wesentlichen zur Bestimmung des hydraulischen Verhaltens der Zylinderschütz-Turbine dienen, wurde nur die hydraulische Kontur der Turbine nachgebildet, nicht aber das Schütz selbst. Abb. 3.2 zeigt einen Schnitt durch die von *VKAB* entworfene *Wave Dragon* Modellturbine und den NDVS.

Aufgrund der Besonderheit, daß die *Wave Dragon* Turbine eine vertikal stehende Welle und ein gerades, konisches Saugrohr besitzt, mußte ein neuer Wasserzugang geschaffen werden. Hierzu wurde an der Vorderseite des Oberwassertanks eine ca. $1.8m \times 0.6m$ große Öffnung geschaffen und ein Flansch eingeschweißt. Die Schweißnähte wurden geglättet und aus Rostschutzgründen lackiert.

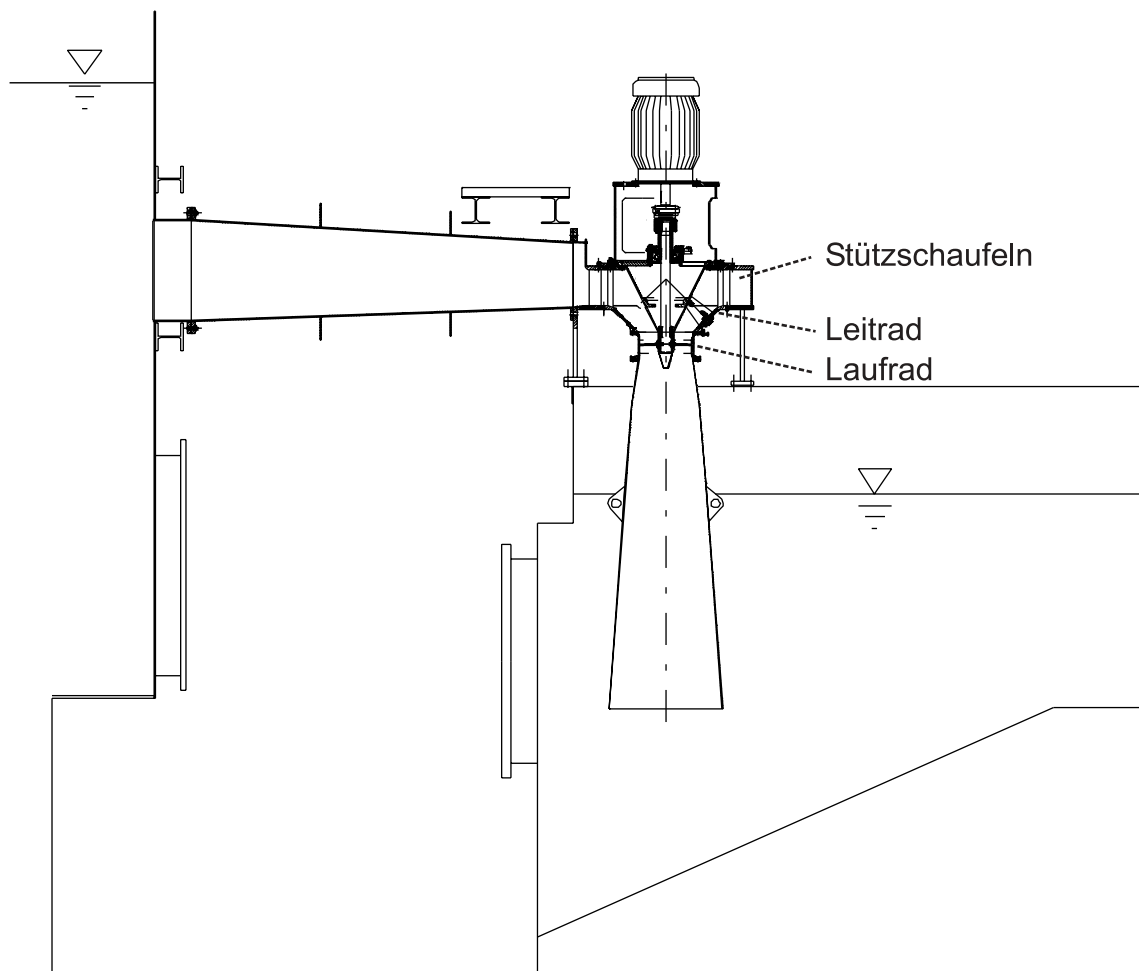


Abbildung 3.2: Schnittdarstellung der *Wave Dragon* Zylinderschütz-Turbine im NDVS

Das am Oberwassertank angeflanschte gerade Zulaufstück dient der Überbrückung

zur Spirale und wird nur in den Modellversuchen verwendet. Zur Vermeidung von Ablösungen verzängt sich das gerade Zulaufstück in der Höhe und beschleunigt so die Strömung.

Die Spirale hat die Funktion, die Strömung in axiale Richtung umzulenken und gleichmäßig den Leitschaufeln zuzuführen. Aus Stabilitätsgründen befindet sich mittig im Zulauf zur Spirale ein 80mm langer und 30mm breiter Pfeiler mit strömungsgünstig gestalteter Zuströmseite. Die Spirale besitzt im Zulauf eine vorspringende, beidseitig der Symmetrielinie gekrümmte Stufe, um ein Zuströmverhalten ähnlich dem der Turbine des Prototyps zu simulieren. Die Spiraltiefe am Eintritt ist $b_{\text{Spirale}} = 1800\text{mm}$, die Höhe der Spirale $h_{\text{Spirale}} \approx 241\text{mm}$. Da die Leitschaufeln nur einen geringen Drall aufbauen müssen, wurde die Spirale symmetrisch entworfen. Im Spiralboden und der Spiraldecke befinden sich zwei zentrische Flansche, mit denen das Aggregat aus Lauf- und Leitrad befestigt werden kann. Abb. 3.3 zeigt die Spirale der Zylinderschütz-Turbine in einer Draufsicht.

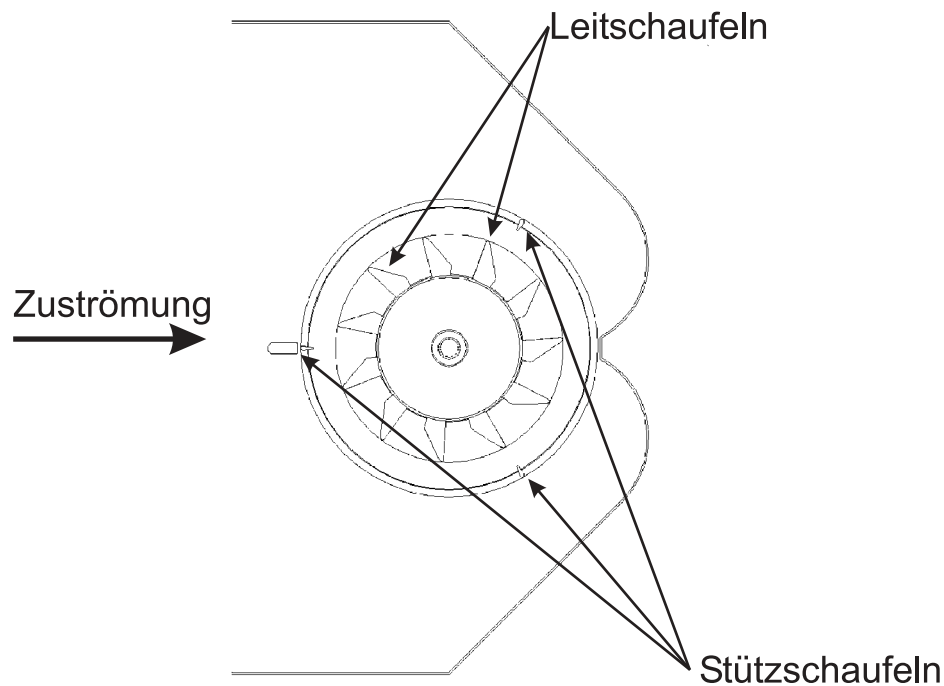


Abbildung 3.3: Spirale der Wave Dragon Zylinderschütz-Turbine - Draufsicht

Das Wasserführungsschild ist zur Stabilisierung mit 4 hydraulisch günstig gestalteten Stützschaufeln mit dem Leitradgehäuse verbunden. Die Zuströmung zum Leit- und Lauftrad erfolgt ähnlich der einer Rohrturbine. Das Leitrad besitzt 11 Leitschaufeln, die im Winkel von 45° zur Maschinenachse angeordnet sind. Das Leitradgehäuse sowie das Wasserführungsschild sind zur Realisierung eines einfachen konstruktiven Aufbaus konisch ausgeführt. Die Leitschaufeln sind fliegend gelagert und können

separat von außen eingestellt werden. Zur Einstellung eines bestimmten Leitschaufelwinkels sind an den Zapfenachsen Skalen mit Nonii montiert.

Die Turbinenwelle ist lauftradseitig mit Hilfe eines wassergeschmierten Gummilagers, generatorseitig mit einer Kombination aus Rillenkugellager und Axial-Pendelrollenlager zur Aufnahme des Axialschubs gelagert. Zwischen Kugellager und Generator befinden sich die Drehmoment-Meßwelle und eine Kupplung zum Ausgleich etwaiger Winkel- und Axialspieltoleranzen. Der Generator wird über einen zylindrischen, mit Fenstern versehenen Flanschträger zentriert.

Das Laufrad besitzt einen Außendurchmesser von $D = 340\text{mm}$ und ein Nabenverhältnis von $N = 0.35$. Das Laufradgehäuse ist zylindrisch ausgeführt. Zur Untersuchung verschiedener Laufräder und Laufschaufelgeometrien wurden Naben für ein drei- und vierflügliges Laufrad gefertigt. Die Laufschaufeln werden durch speziell angefertigte Muttern gehalten. Zur Justierung des Laufschaufelwinkels befinden sich auf der Nabe und den Laufschaufeln eingravierte Markierungen.

Das gerade, konische Saugrohr besitzt ein Flächenverhältnis von $AR = 4.7$ bei einer Gesamtlänge von $L/D = 6.7$. Im Vergleich mit verschiedenen Saugrohren von Wasserkraftanlagen mit hoher Schnellläufigkeit weist das verwendete Saugrohr ein größeres Längenverhältnis auf, siehe KECK [32]. Der Flächenverlauf des Saugrohres ähnelt jedoch den von SCHNEIDER [72] dokumentierten Flächenverläufen von Saugrohren neuerer Rohrturbinen.

Das Saugrohr kann bspw. zur Einstellung des Laufschaufelwinkels durch Lösen der Schrauben am Flansch einfach und schnell demontiert werden.

Zur Bestimmung des Druckverlustes im Oberwasserflansch und im geraden Zulaufstück wurden am Eintritt zur Spirale vor der vorspringenden Stufe sieben Bohrungen mit $\varnothing = 2\text{mm}$ eingebracht und mit Nippeln und Schläuchen versehen. Zur Mittelung des Druckverlustes wurden die einzelnen Schläuche zu einer Sammelleitung verbunden und einem Steigrohr mit Millimeterskala zugeführt. Der Differenzdruck läßt sich aus der Höhendifferenz des Meniskus im Steigrohr zum Wasserstand im Oberwassertank ermitteln.

3.2.2 Heber-Turbine

Das vom Lehrstuhl favorisierte Prinzip des Heberturbinenzulaufs kommt mit einem Minimum an bewegten Teilen aus, so daß die Turbine für raue Betriebsbedingungen bei einem geringen Aufwand an Wartungsarbeiten geeignet erscheint. Aufgrund des längeren und engeren Strömungsweges werden jedoch höhere Verluste erwartet. Die Verluste können durch Verwendung größerer Querschnitte reduziert werden, jedoch erhöht dies ebenso die Zeiten zum An- und Abfahren der Maschinen, da mehr Luft evakuiert bzw. eingeblasen werden muß. Bei der Konstruktion des Turbinenzulaufs mußte somit ein Kompromiß zwischen diesen gegenläufigen Anforderungen getroffen werden.

Um die Kosten für die Turbinenentwicklung in einem bezahlbaren Rahmen zu halten, wurde beschlossen, möglichst viele Komponenten aus dem *VKAB*-Entwurf zu übernehmen. Hierzu gehören unter anderem die Geometrie von Leitrad, Nabe und Saugrohr sowie die Kontur von Leit- und Laufradgehäuse und des Wasserführungsschildes.

Zur Entwicklung einer optimalen Geometrie wurde die Strömung mittels modernster numerischer Methoden nachgerechnet. Hierzu wurde die Geometrie vom Eintritt S-Krümmers bis zur Eintrittsebene zum Laufrad, jedoch ohne die Leitschaufeln unter Verwendung der CAD-Software Pro/ENGINEER [52] konstruiert. Die Vernetzung erfolgte mittels des kommerziellen Netzgenerators ICEM CFD [26]. Zur Lösung des Strömungsfeldes wurde der 3D Navier-Stokes Code CFX-TASCflow [9], [8] verwendet. Zur Beurteilung der verschiedenen Geometrien wurden folgende Kriterien herangezogen:

- Ablösungsfreie Strömung im gesamten Regime,
- Minimaler Druckverlust Δp_v ,
- Gleichförmigkeit von Axialgeschwindigkeit c_{ax} , Umfangsgeschwindigkeit c_u , Totaldruck p_t und Strömungswinkel α in der Eintrittsebene des Laufrades.

Verschiedene Geometrien wurden entsprechend den oben genannten Kriterien untersucht und sukzessive verbessert. Die optimale Geometrie ist in Abb. 3.4 und 3.5 dargestellt.

Ebenso wie bei der *VKAB*-Modellturbinen wird das gerade Zulaufstück zur Überbrückung zum Oberwassertank verwendet. Im Anschluß daran befindet sich der S-Krümmers, dessen durchströmte Fläche sich sowohl in der Breite als auch in der Höhe verjüngt. Der Übergang vom S-Krümmers zur Spirale wurde zur Reduzierung von Verlusten tangential gestaltet. Die Spirale ist ebenso wie das *VKAB*-Design symmetrisch ausgeführt. Der Abstand der Spiralkontur zur Maschinenachse verkleinert sich stetig bis zum Sporn. Verglichen mit dem *VKAB*-Design befindet sich der Sporn näher zur Maschinenachse, so daß er bis ins Leitradgehäuse hineinragt. Um das Volumen an zu evakuierender Luft gering zu halten, wurde die Spiralhöhe um ca. 20% auf $h_{Spirale} = 190\text{mm}$ verringert. Aus Stabilitätsgründen befindet sich mittig im Zulauf zur Spirale ein 80mm langer und 20mm breiter Pfeiler mit strömungsgünstig gestalteter Zuströmseite. Die Flanschgeometrie zum Leitradgehäuse wurde entsprechend der *VKAB*-Spirale konstruiert.

Zur Bestimmung des Druckverlustes im S-Krümmers wurden am Eintritt des S-Krümmers bzw. am Eintritt zur Spirale 10 bzw. 12 Bohrungen mit $\varnothing = 2\text{mm}$ gleichmäßig um den Umfang verteilt und mit Nippeln und Schläuchen versehen. Zur Mittelung des Druckverlustes wurden die Schläuche an einem Meßquerschnitt zu jeweils einer Sammelleitung verbunden und je einem Steigrohr mit Millimeterskala zugeführt. Der Differenzdruck läßt sich aus der Höhendifferenz des Meniskus in den Steigrohren zum Wasserstand im Oberwassertank ermitteln.

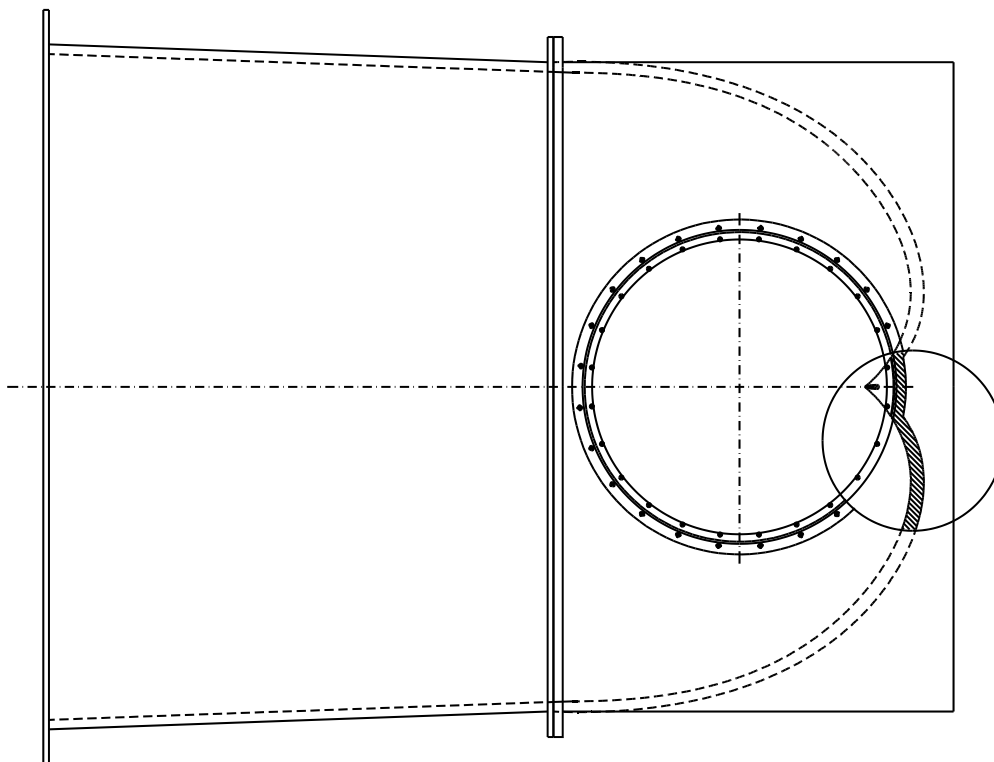


Abbildung 3.4: Spirale der Wave Dragon Heberturbine - Draufsicht

3.3 Beschreibung der Laufradgeometrien

Für den Laufradentwurf wurden folgende Daten zugrunde gelegt:

- Laufraddurchmesser $D = 1.2m$,
- Fallhöhe $H = 3.5m$,
- Volumenstrom $Q = 7.0m^3/s$,
- Drehzahl $n = 250min^{-1}$.

Ausgehend von diesen Grunddaten wurden zwei Laufradentwürfe entwickelt. Ein 3-flügliges Laufrad wurde am Lehrstuhl für Fluidmechanik (*FLM*) entworfen, ein 4-flügliges Laufrad von Veterankraft AB (*VKAB*). Die Geometrie der Laufschaufel des 4-Flüglers entstammt einer von *VKAB* untersuchten Rohrturbinenanlage und wurde den neuen Gegebenheiten wie Fallhöhe, Durchfluß sowie Durchmesser und Drehzahl angepaßt. Zu den charakteristischen Merkmalen der *VKAB*-Schaufel gehört, daß die Skelettlinie des Schaufelblattes sehr kurz ist und daß die Schaufeldrehachse am Außendurchmesser außerhalb des Schaufelmaterials verläuft, so daß die Schaufel zur Saugseite gebogen erscheint. Die Schaufelhinterkante steht senkrecht zur Skelettlinie.

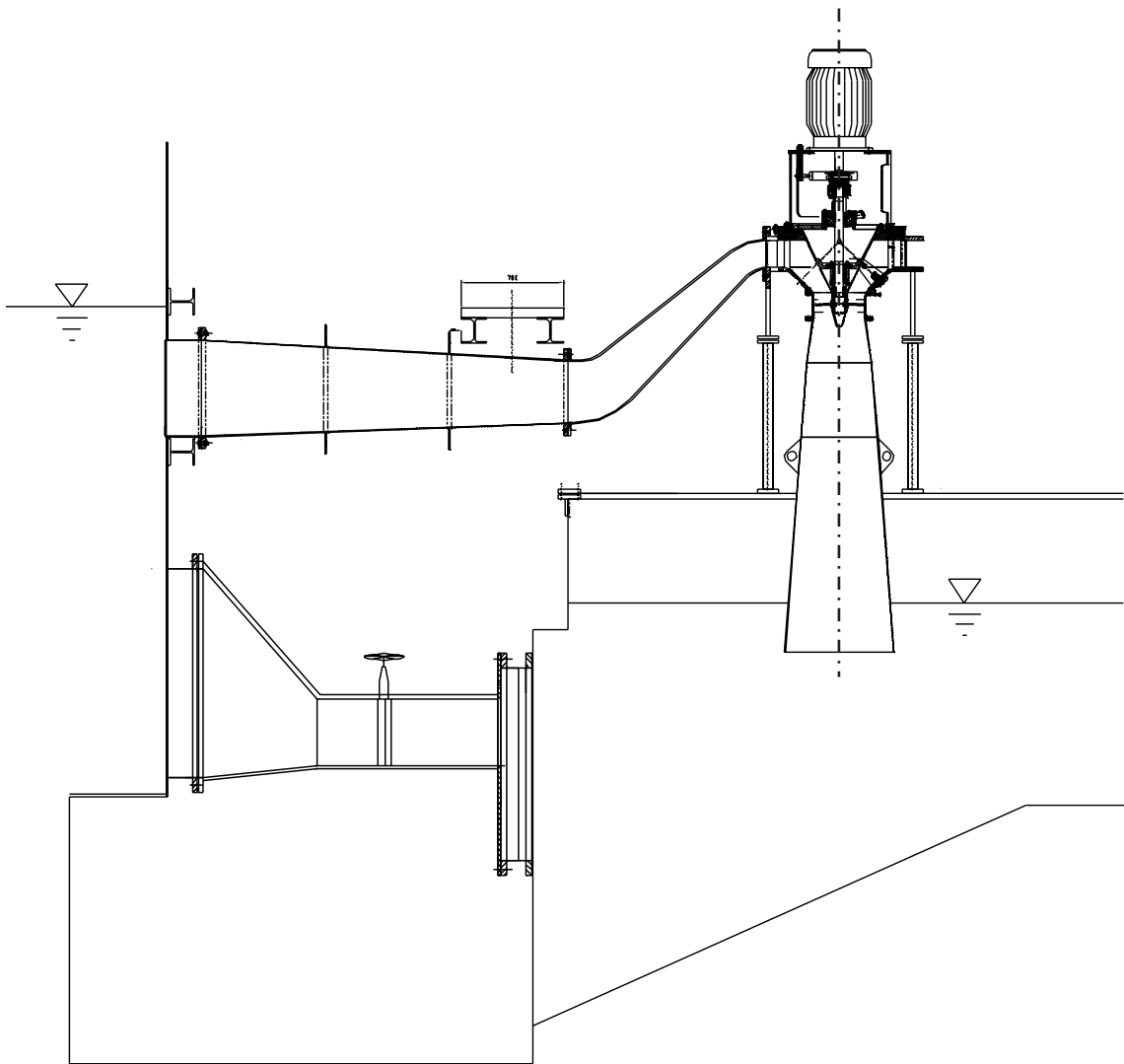


Abbildung 3.5: Schnittdarstellung der Wave Dragon Heberturbine im NDVS

Die maximale Dicke der Schaufel beträgt am Außenradius nur ca. 3mm . Die Laufschaufelgeometrie wurde von VKAB in Form von Parameterdaten zur Verfügung gestellt, aus denen sich das Schaufelmodell erstellen läßt.

Die zum Zeitpunkt der Schaufelentwicklung durchgeführten Untersuchungen zur Geometrie der Wave Dragon Zulauframpe zeigten, daß aufgrund des verbesserten Rampenprofils mehr Wasser ins Speicherbecken gelangt. Das Hauptziel des Alternativentwurfs lag somit darin, den Wirkungsgrad bei Volumenströmen oberhalb des Auslegungspunktes zu erhöhen. Erfahrungswerte zeigten außerdem, daß für den gewählten Betriebspunkt ein 3-flügliges Laufrad besser geeignet erscheint.

Der Schaufelentwurf wurde mit Hilfe des lehrstuhleigenen Softwarepaketes Turbinen-Entwicklungs-System TES, siehe RICHTER ET AL. [57], das aus dem Ventilatoren-Entwicklungssystem [56] abgeleitet wurde, durchgeführt. Das Entwicklungssystem

ist für Laufräder als auch Stufen geeignet und ermöglicht sowohl den kompletten Entwurfsprozeß als auch die Vernetzung der Strömungskanäle, die Simulation der Strömung mit einer Anzahl schnellrechnerischer CFD-Codes sowie die Auswertung unter strömungsmaschinen-spezifischen Gesichtspunkten. Über eine Benutzerschnittstelle lassen sich Schaufel-Parameterdaten wie bspw. Sehnenlänge, Wölbungsrücklage oder Staffelungswinkel entlang von Zylinderschnitten sowie Betriebspunkt-daten wie Durchfluß und Drehzahl definieren. Die einzelnen Zylinderschnitte werden anschließend zu einer dreidimensionalen Schaufelgeometrie zusammengesetzt. Das Modell kann in einer Volumendarstellung kontrolliert werden. Die weitgehend automatisierte Netzgenerierung erfolgt in einem weiteren Schritt. Der Betriebspunkt wird mit Hilfe einer schnellen Strömungsberechnung z.B. eines Q3D Euler Verfahrens bestimmt. Eine wesentlich genauere, jedoch auch zeitaufwendigere Vorhersage der Strömung läßt sich mit Hilfe eines 3D Navier-Stokes Codes treffen. Auf Grundlage dieses Ergebnisses kann die Schaufelgeometrie hinsichtlich beispielsweise der Schaufeldruckverteilung, des Dralls vor und nach der Schaufel sowie des Wirkungsgrades beurteilt werden. Das vorgestellte Vorgehen wird während des Entwurfsprozesses so lange wiederholt, bis ein bestmögliches Resultat erzielt wird. Zur CAD-Erzeugung des Schaufelmodells können Punkte auf der Oberfläche der Schaufel erzeugt und über eine Datenschnittstelle exportiert werden.

Die mit Hilfe des Entwicklungs-Systems entworfene, optimale 3-Flügler-Geometrie besitzt eine längere Skelettlinie als der *VKAB*-Entwurf. Ebenso ist die Verwindung stärker ausgeprägt. Die Schaufelachse verläuft über ihre gesamte Länge innerhalb der Schaufel.

3.4 Generierung des Geometriemodells und CAM-Fertigung der Laufschaufeln

Aus den entlang von Zylinderschnitten gegebenen Oberflächenpunkten wurde mit Hilfe der CAD-Software *Pro/ENGINEER* ein dreidimensionales Schaufelblatt erzeugt. Die Geometrie des Schaufelfußes wurde von *VKAB* entworfen. Der Übergang vom Schaufelblatt zur Kalotte des Schaufelfußes wurde mit konstantem Radius konstruiert. Dies hat zum einen den Vorteil, daß Kerbspannungen vermieden werden und zum anderen den fertigungstechnischen Vorzug, daß nur ein Fräswerkzeug benutzt wird.

Die Schaufeln wurden aus einer seewasserresistenten Aluminiumbronze Cu-Al10Fe5Ni4 mit einer Zugfestigkeit von $\sigma \approx 700\text{N/mm}^2$ auf der CNC-Fräsmaschine in der Werkstatt des Lehrstuhls gefertigt.

Die Bestimmung eines Kennfeldausschnittes erfordert, daß die Laufschaufeln über einen bestimmten Bereich verstellbar sein müssen. Für den *VKAB*-4-Flügler wurde der Winkelbereich von $\varphi_{min} = 28^\circ$ bis $\varphi_{max} = 34^\circ$ gewählt, für den *FLM*-3-Flügler von $\varphi_{min} = 24^\circ$ bis $\varphi_{max} = 32^\circ$. Da das Laufradgehäuse zylindrisch ist, wurden die

Laufschaufeln beim jeweiligen minimalen Öffnungswinkel auf eine Spaltweite von $s = 0.1mm$ außen abgedreht. Bei Öffnen des Laufrades entsteht somit ein zur Nase und Hinterkante der Schaufeln größer werdender Spalt. Am Innenradius ragen beide Laufschaufeln bis in den zylindrischen Teil der Nabe hinein. Deshalb wurden die Laufschaufeln im Nabenbereich beim maximalen Öffnungswinkel zurückgeschnitten. Beim Schließen der Schaufeln ergibt sich hierdurch ein zur Hinterkante und zur Nase hin größer werdender Spalt. Tabelle 3.1 gibt für beide Laufräder die maximalen Spaltweiten bei Extremstellung der Laufschaufeln an.

Tabelle 3.1: Maximale Spaltweiten s_{max}

4-Flügler (<i>VKAB</i>)	$\varphi_{min} = 28^\circ$: $s_{max} = 1.03mm$
	$\varphi_{max} = 34^\circ$: $s_{max} = 9.21mm$
3-Flügler (<i>FLM</i>)	$\varphi_{min} = 24^\circ$: $s_{max} = 5.86mm$
	$\varphi_{max} = 32^\circ$: $s_{max} = 4.04mm$

Kapitel 4

Experimentelle Untersuchungen

4.1 Kennfelduntersuchungen

Ziel der Kennfelduntersuchungen ist es, die Betriebscharakteristik beider Laufräder in Kombination mit beiden Zulaufgeometrien zu untersuchen. Folgendes Meßprogramm wurde hierzu durchgeführt:

- Untersuchung des hydraulischen Verhaltens des *VKAB*-4-Flüglers in Verbindung mit dem Zylinderschütz-Zulauf,
- Untersuchung des hydraulischen Verhaltens des *FLM*-3-Flüglers in Verbindung mit dem Zylinderschütz-Zulauf,
- Untersuchung des hydraulischen Verhaltens des *VKAB*-4-Flüglers in Verbindung mit dem Heber-Zulauf,
- Untersuchung des hydraulischen Verhaltens des *FLM*-3-Flüglers in Verbindung mit dem Heber-Zulauf.

Zur Ermittlung der Kennfelder wurden folgende Betriebspunktparameter variiert .

- Laufschaufelwinkel 3-Flügler: $\varphi = 24^\circ - 32^\circ$; 4-Flügler: $\varphi = 28^\circ - 34^\circ$,
- Leitschaufelwinkel $\gamma = 4^\circ - 36^\circ$,
- Drehzahl $n = 600\text{min}^{-1} - 1430\text{min}^{-1}$.

Die geodätische Höhendifferenz zwischen Oberwasser- und Unterwasser wurde bei allen Kennfelduntersuchungen auf einen Wert von $H_{geo} \approx 3\text{m}$ eingestellt.

Folgende Meßgrößen müssen zur Bestimmung des hydraulischen Verhaltens der Laufräder gemessen bzw. bestimmt werden:

- Drehzahl n [min^{-1}],
- Wellendrehmoment M [Nm],
- Geodätische Fallhöhe H_{geo} [m],
- Verlusthöhe im geraden Zulaufstück $\Delta H_{v,Z}$ [m],
- Volumenstrom Q [m^3/s],
- Wassertemperatur ϑ [$^{\circ}C$].

Da das gerade Zulaufstück nur zur Überbrückung vom Oberwassertank zur Turbine dient und somit nicht der eigentlichen Turbine zugerechnet werden darf, muß die in diesem Bauteil auftretende Verlusthöhe von der Fallhöhe abgezogen werden. Aus den Druckverlustmessungen im geraden Zulaufstück aller Betriebspunkte wurde eine Verlustfunktion $H_{v,ein} = f(Q^2)$ bestimmt. Dieses Vorgehen eliminiert die zufälligen Fehler bei der Einzelbestimmung.

Die Verlusthöhe am Saugrohraustritt $H_{v,aus}$ wird nach IEC [28] wie folgt berechnet

$$H_{v,aus} = \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{A_{aus}} \right)^2, \quad (4.1)$$

wobei A_{aus} der Saugrohraustrittsquerschnitt bedeutet. Damit läßt sich die Nettofallhöhe H der Turbine bestimmen:

$$H = H_{geo} - H_{v,ein} - H_{v,aus}. \quad (4.2)$$

Die Dichte des Wassers ρ_{Wasser} läßt sich aus seiner Temperatur ϑ ermitteln. Zur Bestimmung des Nettodrehmomentes M müssen die drehzahlabhängigen Reibungsverluste im Lager zwischen Laufrad und Drehmomentmeßwelle $M_v = f(n)$ bekannt sein. Das Nettodrehmoment ergibt sich aus der Addition des gemessenen Wellendrehmomentes M_W und der Reibungsverluste:

$$M = M_W + M_v. \quad (4.3)$$

Zusammen mit der Wellenleistung P

$$P = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot M \quad (4.4)$$

läßt sich der Wirkungsgrad η wie folgt berechnen:

$$\eta = \frac{P}{\rho_{Wasser} \cdot g \cdot Q \cdot H}. \quad (4.5)$$

4.1.1 Meßunsicherheit

Bei der Implementierung der *Wave Dragon* Modellturbine in den Niederdruckversuchsstand wurden die meisten Meßgrößen in der üblichen Weise bestimmt. Dies gilt für den Volumenstrom, die Fallhöhe sowie die Drehzahl. Erklärungen zur Ermittlung der jeweiligen relativen Meßunsicherheiten können ROHNE [59] entnommen werden. Für die Drehmomenterfassung wird die Meßunsicherheit laut Hersteller auf 0.2% des Skalenendwertes angegeben. Bei der Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades ergibt sich anhand des quadratischen Fehlerfortpflanzungsgesetzes eine wahrscheinliche Gesamtunsicherheit von:

$$\frac{\Delta\eta}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\Delta M}{M}\right)^2 + \left(\frac{\Delta n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 + \left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2} \approx 0.004. \quad (4.6)$$

Die Bestimmung des Druckverlustes in den einzelnen durchströmten Bauteilen wurde mittels Druckbohrungen und Steigrohren durchgeführt. Die Ablesegenauigkeit ist stark abhängig von den schwankenden Betriebszuständen und liegt bei ca. 2mm. Da aus den Einzelergebnissen der Druckverlustmessungen eine volumenstromabhängige Verlustfunktion bestimmt wird, heben sich die zufälligen Ableseunsicherheiten bei der Einzelbestimmung weg.

4.1.2 Ergebnisse

Zur Ermittlung der Druckverlustbeiwerte im Zulauf werden die Totaldruckdifferenzen Δp_t zwischen Oberwasser und Ende des geraden Zulaufstückes bzw. Ein- und Austritt des S-Krümmers berechnet. Hierzu wird der mittlere statische Druck im Strömungsquerschnitt anhand der Höhendifferenz ΔH zwischen dem Oberwasserpegel und dem Meniskus im Steigrohr sowie die Differenz der mittleren kinetischen Energien zwischen den Schnitten entsprechend Gleichung 4.7 berechnet. Aus der Auswertung dieser Differenz in allen Betriebspunkten läßt sich jeweils eine volumenstromabhängige Funktion ermitteln und die Druckverlustbeiwerte ζ_v bestimmen.

$$\Delta p_v = \rho_{Wasser} \cdot g \cdot \Delta H + \frac{\rho_{Wasser}}{2} (\overline{c_{ein}^2} - \overline{c_{aus}^2}) \Rightarrow f(Q^2) = \zeta \cdot \frac{\rho_{Wasser}}{2} \cdot \overline{c_{aus}^2} \quad (4.7)$$

Die experimentell ermittelten Druckverlustbeiwerte können Tabelle 4.1 entnommen werden.

Da die Druckverlustbeiwerte auf die jeweilige kinetische Energie am Austritt des Bauteils bezogen sind, ergibt sich für den Druckverlustbeiwert des S-Krümmers ein niedrigerer Zahlenwert.

Tabelle 4.1: Experimentell ermittelte Druckverlustbeiwerte im Zulauf zur Heber-Turbine

	ζ_v
Oberwasserflansch + gerades Zulaufstück	0.221
S-Krümmmer	0.08463

Das Betriebsverhalten einer Turbine wird mit Hilfe des Kennfeldes beschrieben. Im sogenannten Muscheldiagramm wird die Abhängigkeit des Durchflusses von Fallhöhe und Drehzahl der Turbine erfaßt. Es enthält Linien konstanten Laufschaufelwinkels sowie Kurven konstanten Wirkungsgrades, die sog. Muschelkurven. Zu jedem Betriebspunkt der Turbine läßt sich im Kennfeld der bestmögliche Wirkungsgrad ablesen. Das Kennfeld gestattet somit die Beurteilung des Leistungsverhaltens einer Turbine und dient ebenso dem Vergleich verschiedener Turbinendesigns.

Zur Erstellung des Muscheldiagramms werden die Betriebspunktdaten mittels der Ähnlichkeitstheorie in Betriebspunktdaten einer Einheitsturbine mit dem Einheitsdurchmesser $D_1 = 1m$ und der Einheitsfallhöhe $H_1 = 1m$ umgerechnet. Diese dimensionsbehafteten Einheitswerte n_1' und Q_1' sind wie folgt definiert:

$$n_1' = n \cdot \frac{D}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{H_1 = 1m}}{D_1 = 1m} \quad [min^{-1}], \quad (4.8)$$

$$Q_1' = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \cdot \frac{(D_1 = 1m)^2 \cdot \sqrt{H_1 = 1m}}{1} \quad [m^3/s]. \quad (4.9)$$

Die einzelnen Größen sind in den Standardeinheiten einzusetzen.

Das grundsätzliche Vorgehen zur Erstellung des Kennfeldes kann RAABE [54] und MOSONYI [46] entnommen werden. Die Abbildungen 4.1, 4.2, 4.3 und 4.4 zeigen die Kennfelder aus den hydraulischen Untersuchungen der zwei Laufradgeometrien in Kombination mit den zwei Zulaufkonstruktionen.

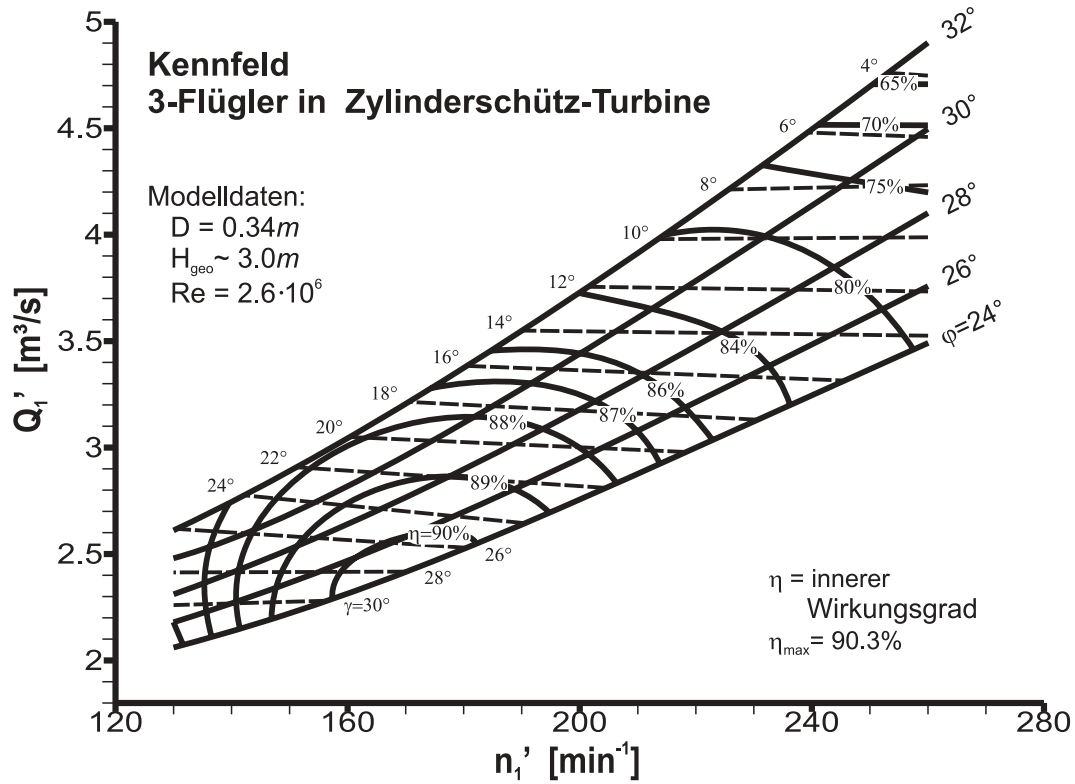


Abbildung 4.1: Kennfeld des Wave Dragon 3-Flüglers in Verbindung mit dem Zylinderschütz-Zulauf

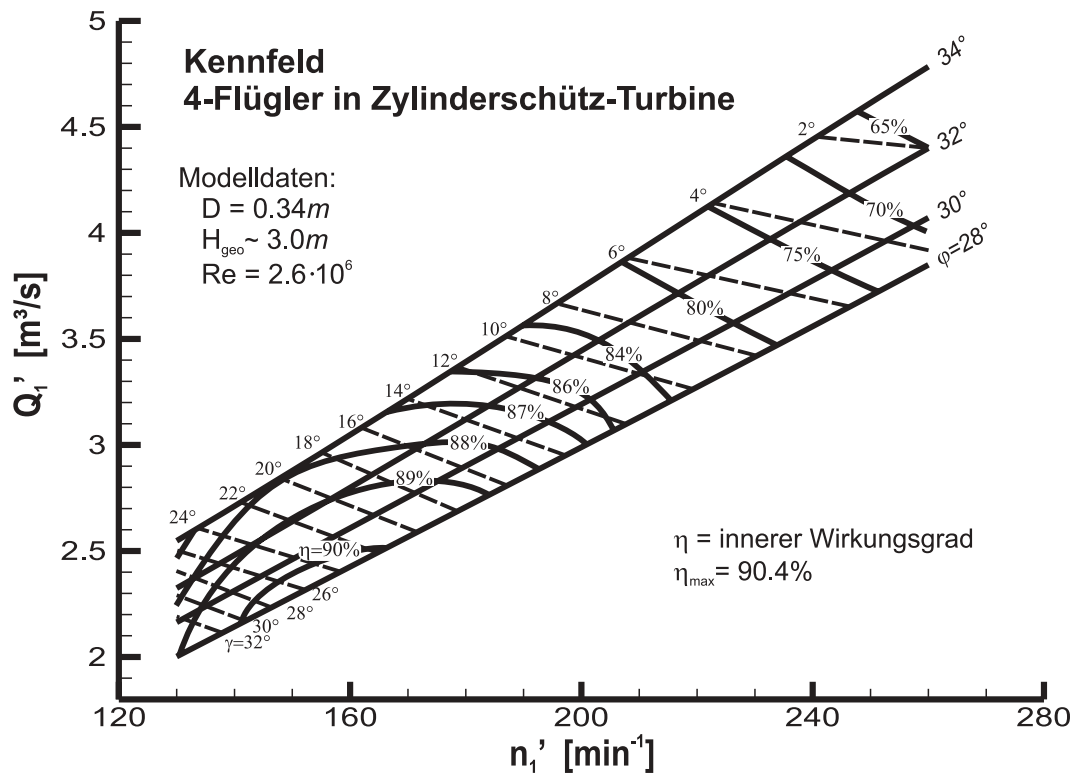


Abbildung 4.2: Kennfeld des Wave Dragon 4-Flüglers in Verbindung mit dem Zylinderschütz-Zulauf

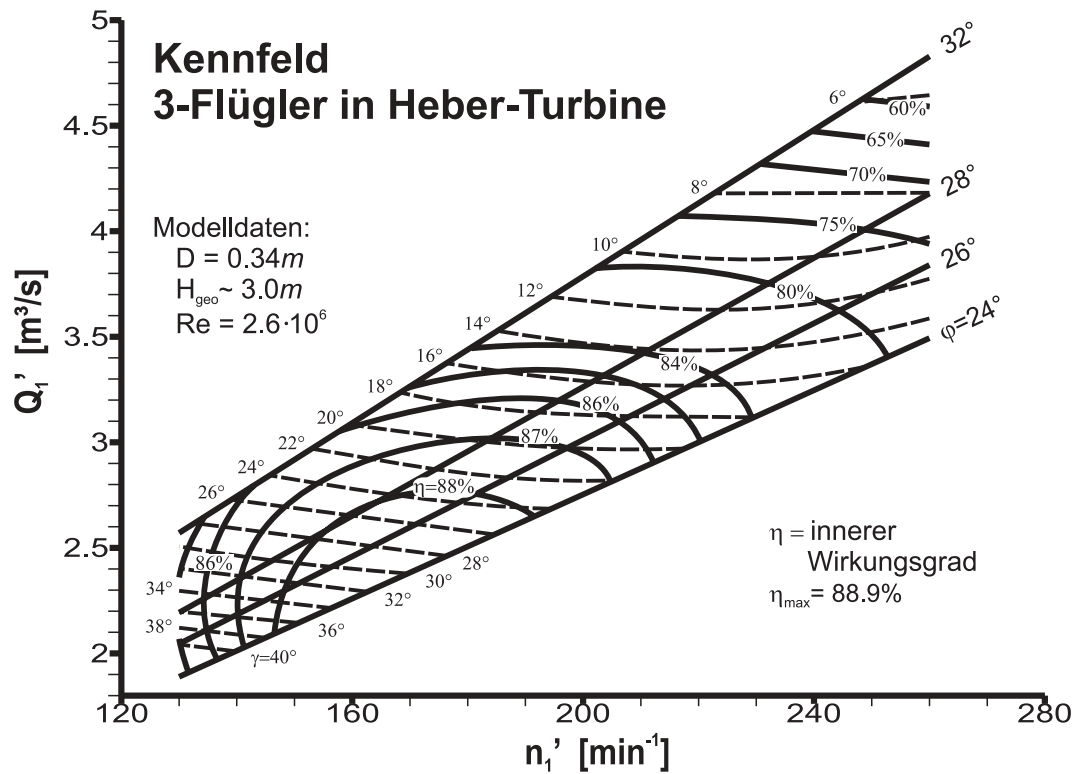


Abbildung 4.3: Kennfeld des Wave Dragon 3-Flüglers in Verbindung mit dem Heber-Zulauf

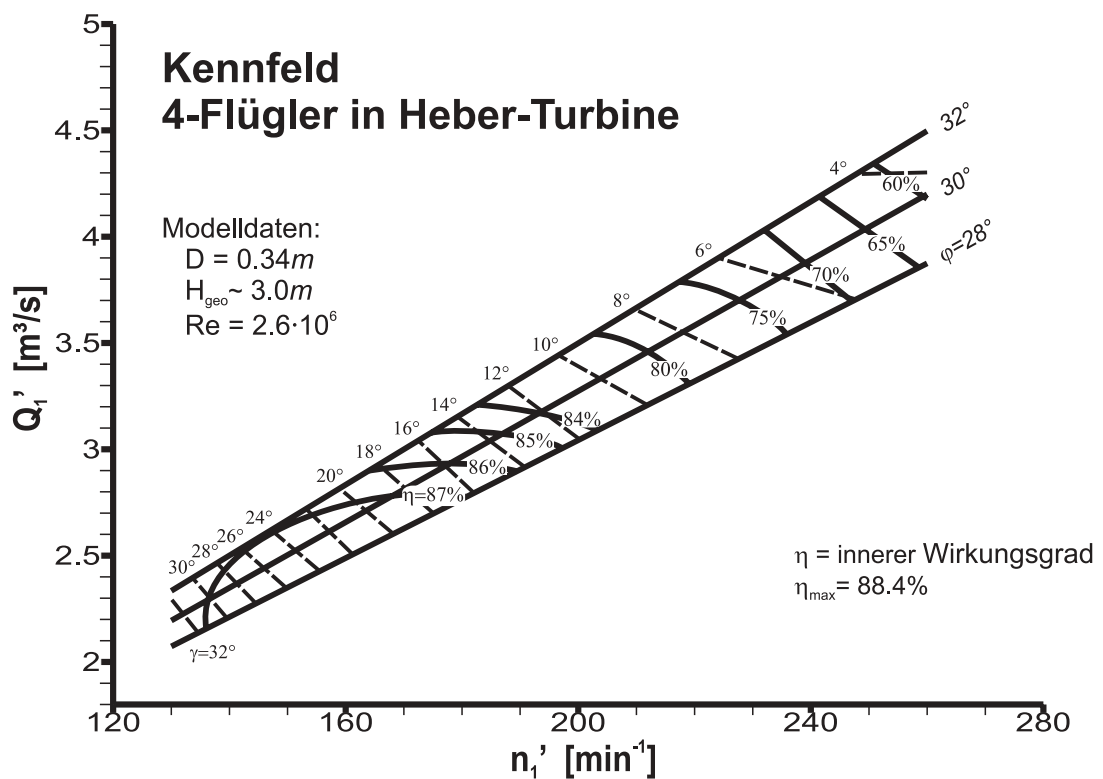


Abbildung 4.4: Kennfeld des Wave Dragon 4-Flüglers in Verbindung mit dem Heber-Zulauf

Tabelle 4.2: Zusammenstellung der Optimaldaten von 3- und 4-Flügler

	Zylinderschütz-Zulauf		Heber-Zulauf	
	3-Fl.	4-Fl.	3-Fl.	4-Fl.
n_1' [min^{-1}]	170	155	170	155
Q_1' [m^3/s]	2.41	2.30	2.35	2.40
η_{opt} [%]	90.3	90.4	88.9	88.4
φ_{opt} [°]	24	28	24	28
$\Delta\gamma_{opt}$ [°]	27	27	31	24

Die Kennfelduntersuchungen zeigen für alle Kombinationen aus Laufradgeometrie und Zulaufanordnung ein gutes Leistungsverhalten. Als wesentlicher Unterschied ergibt sich, daß der 3-Flügler in Überlast eine bessere Drallumsetzung als der 4-Flügler besitzt. Dieses Verhalten könnte sich bei einer weiteren Verbesserung des Rampenprofils des 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* hinsichtlich des erzielbaren Gesamtstromertrags als vorteilhaft erweisen.

Die Verwendung des Heber-Zulaufs führt im Wesentlichen zu einer Verringerung des hydraulischen Wirkungsgrades um $\approx 2\%$ aufgrund des verlängerten Strömungsweges und der engeren Querschnitte. Der Verlauf der Propellerkurven wird jedoch nicht beeinflusst, woraus geschlossen werden kann, daß im betrachteten Kennfeldausschnitt die Zuströmgeometrie auf die Laufradcharakteristik keine Auswirkung hat.

4.1.3 Diskussion der Ergebnisse und Skalierung auf Prototyp-Maßstab 4.0:1

Die Turbinen des 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* besitzen entsprechend des bisherigen Projektstands keine einstellbaren Lauf- und Leitschaufeln. Leit- und Laufrad werden mit einer Winkeleinstellung gefertigt, die sich aus Simulationen der Betriebscharakteristik des 1:1-Prototypen als Optimalkonfiguration ergibt. Die Simulationen ([24], [36], [37], [38]) berücksichtigen sowohl den Betriebspunkt, die erwarteten Zeiten zum An- und Abfahren der Turbinen als auch den Wasserstand im Oberwasserbecken und das herrschende Wellenklima. Tabelle 4.3 zeigt das Ergebnis einer solchen Simulation für die Zylinderschütz-Turbine. Da zum derzeitigen Stand des Projektes noch nicht entschieden ist, ob die Turbinen mit variabler oder konstanter Drehzahl gefahren werden sollen, wurden Simulationen für beide Betriebsarten durchgeführt.

Die Wellenhöhe H_s , die mittlere Periode der Wellen T_m und deren energetische Anteil sind Ergebnisse aus den Wellensimulationen von JACOBSEN ET AL. [29] und MADSEN ET AL. [43] und dienen als Eingabeparameter für die Simulation der Betriebscharakteristik. Die folgenden Spalten enthalten zu den jeweiligen Leit-/Laufradkonfigurationen den durchschnittlichen Wirkungsgrad bei einem gewissen

Wellenklima. Die erzielte Turbinenleistung wird hierzu auf die Gesamtleistung der Wellen zwischen den Reflektorarmen des *Wave Dragons* bezogen, siehe KNAPP [38]. Die zwei untersten Zeilen enthalten den energetisch gewichteten, jährlichen Durchschnittswert des Wirkungsgrades basierend auf der erwarteten Wahrscheinlichkeitsverteilung der ankommenden Wellen sowie die jährliche Gesamtstromproduktion.

Da nur Betriebspunkte nahe dem Optimum verwendet wurden, unterscheiden sich die Ergebnisse der einzelnen Simulationen nur wenig. Aus Tabelle 4.3 ist jedoch ersichtlich, daß sich mit einer Betriebsweise bei variabler Drehzahl jährlich bis zu 13% mehr Strom erzeugen läßt.

Tabelle 4.3: Durchschnittlicher Gesamtwirkungsgrad und jährliche Stromerzeugung für verschiedene Leit-Laufradkombinationen in der Zylinderschütz-Turbine nach [38]

Seegang		Energetischer Anteil	VKAB	FLM	VKAB	FLM
H_s [m]	T_m [s]		1.35m $n=176min^{-1}$ $\varphi=28^\circ, \gamma=22^\circ$	1.35m $n=187min^{-1}$ $\varphi=26^\circ, \gamma=16^\circ$	1.35m n var $\varphi=28^\circ, \gamma=22^\circ$	1.35m n var $\varphi=26^\circ, \gamma=20^\circ$
1.0	5.0	6.3%	3.76	4.13	6.35	6.16
2.0	6.4	22.9%	5.95	6.11	7.99	7.91
3.0	7.3	30.5%	6.28	6.30	6.69	6.76
4.0	8.1	25.8%	5.94	5.90	5.99	6.03
5.0	8.8	14.6%	5.78	5.77	5.88	5.94
η_{WD} gemittelt, gewichtet [%]			5.89	5.94	6.67	6.68
Jährl. Stromproduktion [Gwh]			2.02	2.04	2.29	2.30

Aus den gemessenen Bremskurven lassen sich $Q-H$ und $\eta-H$ -Kennlinien im 1:1-Maßstab des Prototyps berechnen. Da zum derzeitigen Projektstand noch nicht entschieden wurde, ob die Turbinen mit fester oder variabler Drehzahl gefahren werden, wurden Umrechnungen für beide Betriebsweisen durchgeführt. Abbildung 4.5 zeigt exemplarisch für die optimale Leit-Laufradkonfiguration das Betriebsverhalten der *Wave Dragon* 1:1-Zylinderschütz-Turbine bei konstanter Turbinendrehzahl, Abbildung 4.6 bei drehzahlvariablem Betrieb. Der Gesamtwirkungsgrad wurde anhand der Aufwertungsformel nach ACKERET [68] auf die der Fallhöhe entsprechenden *Reynolds*-Zahl aufgewertet. Die Dichte von Salzwasser wurde zu $\rho_{Salzwasser} = 1030 \frac{kg}{m^3}$ angenommen.

In beiden Fällen besitzt der 3-Flügler einen geringeren Maximalwirkungsgrad, hat jedoch über den gesamten Betriebsbereich einen bis zu 15% höheren Durchfluß. Bei drehzahlvariablem Betrieb wird die Turbine jedoch nur in einem Betriebspunkt gefahren. Hieraus folgt die stärkere Fallhöhenabhängigkeit des Volumenstroms im Vergleich zum Betrieb mit konstanter Drehzahl. Der Wirkungsgrad ändert sich nur entsprechend der *Reynolds*-Zahl, die von der sich ändernden Fallhöhe abhängt.

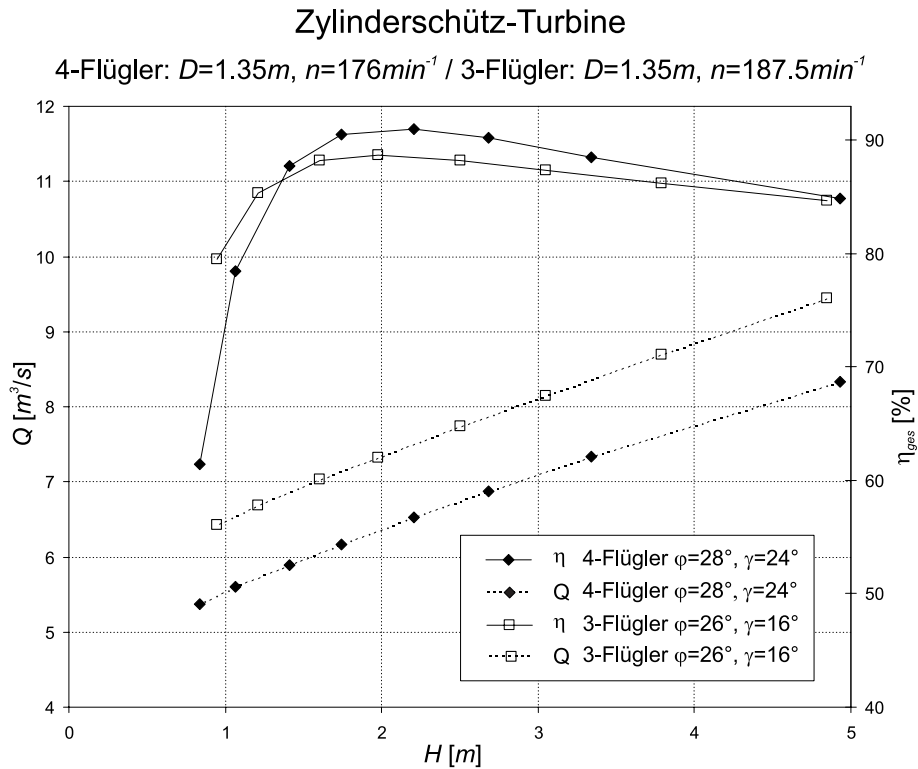


Abbildung 4.5: Kennlinien für die Optimalconfiguration bei konstanter Drehzahl und unter Verwendung des Zylinderschütz-Zulaufs

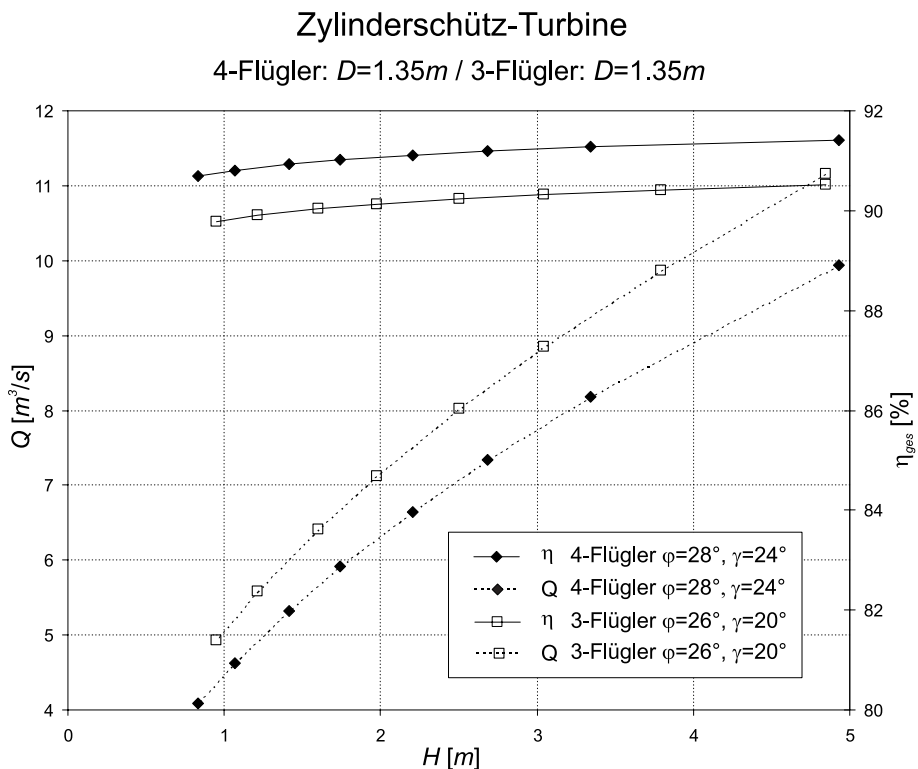


Abbildung 4.6: Kennlinien für die Optimalconfiguration bei variabler Drehzahl und unter Verwendung des Zylinderschütz-Zulaufs

4.2 Transientes Betriebsverhalten der Heber-Versuchsturbine

Dem aktuellen Projektstand nach werden auf dem 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* eine Anzahl von Turbinen installiert sein, die je nach Wasserstand im Speicherbecken zu- und abgeschaltet werden können. Parameterstudien und Simulationen von KNAPP [37], [38] zeigen, daß ein häufiges An- und Abfahren der Turbinen notwendig ist, um die gesamte Stromerzeugung zu optimieren. Dazu sind kurze An- und Abfahrzeiten notwendig. Zum Verständnis dieser transienten Vorgänge wurden Untersuchungen am Modell der Heber-Turbine durchgeführt. Aus diesen Tests lassen sich Orientierungswerte für die Dauer der instationären Vorgänge beim 1:1-Prototypen ableiten sowie Einflußparameter zur Beschleunigung dieser Vorgänge bestimmen.

4.2.1 Konstruktive Maßnahmen zur Durchführung der Versuche

Der Abfahrvorgang der Heber-Versuchsturbine wird durch eine Belüftung des Spiralgehäuses eingeleitet. Hierzu mußten geeignete Zugangsöffnungen geschaffen werden. Da vorab nicht geklärt werden konnte, ob das Anbringen der Belüftungsöffnung auf der Spiraldecke oder an der Oberseite des S-Krümmers vorteilhafter ist, wurde beschlossen, beide Möglichkeiten zu untersuchen. Zwei Flansche mit einer lichten Weite von 100mm wurden gefertigt und in das Gehäuse eingeschweißt. Um die hydraulische Kontur nicht zu verändern, wurden die Schweißnähte geglättet und aus Rostschutzgründen lackiert. Passende Verschlüsse wurden gefertigt, zur Abdichtung dienen O-Ringe.

Ein Flansch wurde auf die Oberseite des S-Krümmers unterhalb der oberen Krümmung ca. 400mm entfernt von der Seitenwand angebracht. Der zweite Flansch wurde auf der Spiraldecke ca. 200mm entfernt vom Spiraleintritt und 300mm entfernt von der Seitenwand eingeschweißt. Abbildung 4.7 zeigt die Anordnung der Belüftungsflansche auf der Turbine.

Der Anfahrvorgang der Heber-Versuchsturbine erfolgt durch Evakuierung der Luft im Turbinengehäuse. Zwei Möglichkeiten zur Entlüftung wurden geschaffen, siehe Abbildung 4.8:

- Langsames Evakuieren mit Hilfe einer $\frac{1}{2}$ "-Bohrung und eines $\frac{1}{2}$ "-Kugelhahns verbunden mit einer Vakuumpumpe,
- Schnelles Entlüften mit Hilfe eines Vakuumbehälters. Für das schnelle Entlüften wurde der Behälter ca. 1m entfernt von der Spirale angeordnet und mittels einer 2"-Saugleitung und eines 2"-Kugelhahns mit dem oberen

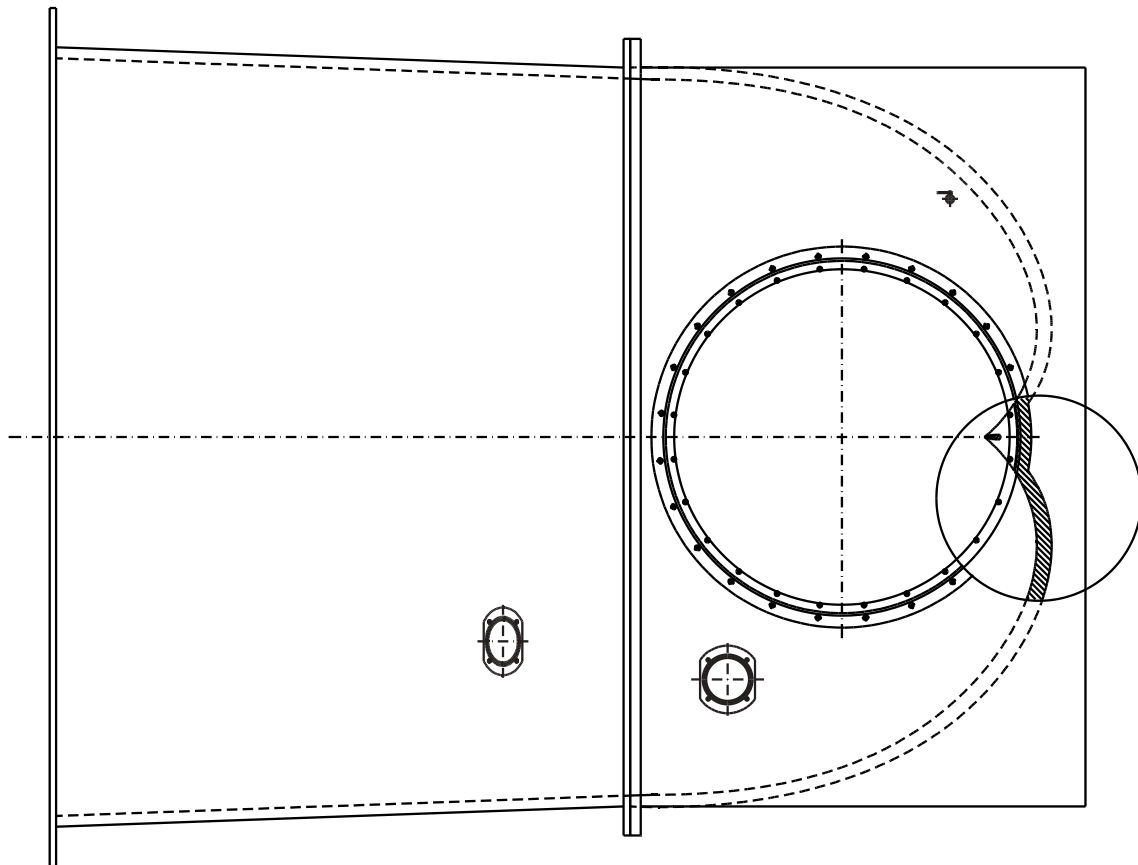


Abbildung 4.7: Anordnung der Belüftungsflansche - Draufsicht

Lüftungsflansch verbunden. Der Behälter besitzt ein Fassungsvermögen von $1.8m^3$ und wurde auf einen Druck von $0.55bar$ evakuiert.

Das Saugrohr der Rohrturbine wurde durch einen elektrisch regelbaren Schieber und ein zylindrisches Zulaufrohr zum Unterwasser ersetzt. Das Laufrad wurde aus Sicherheitsgründen ebenfalls demontiert. Durch diese Maßnahme konnte das Unterwasser ohne den Betrieb der *Wave Dragon* Turbine geflutet werden.

4.2.2 Weitere Maßnahmen zur Durchführung der Versuche

Zur detaillierten Beschreibung der instationären Vorgänge werden zu den in Kapitel 4.1 aufgeführten Meßwerte weitere Größen benötigt. Diese wurden zum vorhandenen Datenerfassungsprogramm hinzugefügt.

- Wasserstand in der Spirale

Nahe dem Spiraleintritt wurden in Boden und Decke der Spirale zwei Bohrungen mit $\varnothing = 2mm$ eingebracht, mit Nippeln und Schläuchen versehen und einem Differenzdruckaufnehmer zugeführt.

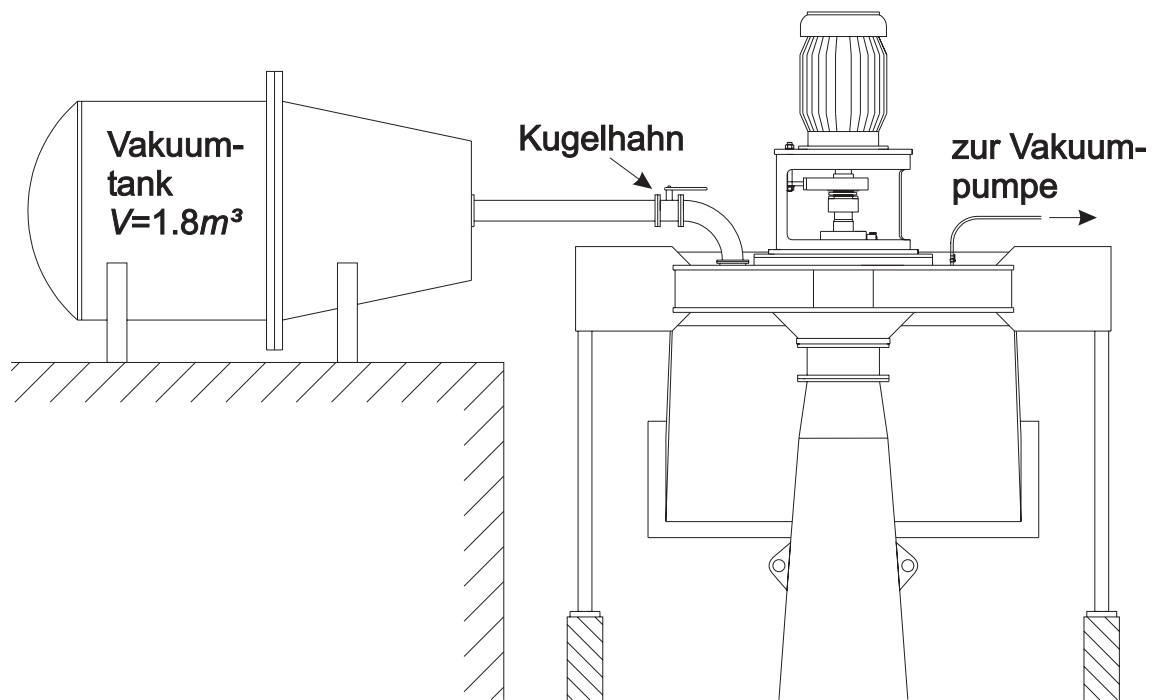


Abbildung 4.8: Aufbau zur Realisierung der Anfahrversuche - Seitenansicht

- Volumenstrom

Für die Kennfelduntersuchungen wird der Volumenstrom mit einem Stechpegel und einem Trapezwehr am Ende des Beruhigungskanals gemessen. Jedoch eignet sich diese Meßmethode aufgrund ihrer langen Ansprechzeit nicht zur Erfassung kurzer, instationärer Vorgänge. Weiterhin führt die Verwendung des Bypasses zur Falschmessung des Durchflusses durch die Turbine. Aus diesen Gründen wurde eine Prandtl-Sonde in die Mitte des geraden Zulaufstückes implementiert und mit Hilfe des Meßwehrs kalibriert.

- Zeitpunkt des Beginnes des instationären Vorgangs

Um die exakte Dauer des instationären Vorgangs bestimmen zu können, wurden Schalter an den Belüftungsflanschen und am Kugelhahn zum Vakuumentank installiert. Der Schaltzeitpunkt wurde zur Datenerfassung hinzugefügt.

Die ersten Untersuchungen zeigten, daß der An- und Abfahrvorgang der Turbine nur wenige Sekunden benötigt, das Datenerfassungsprogramm jedoch zu träge ist, um die zeitliche Abfolge aller Meßgrößen korrekt reproduzieren zu können. Aus diesem Grund wurde das Programm überarbeitet, so daß die Datenrate auf ca. 3.5Hz gesteigert werden konnte.

4.2.3 Untersuchung des Anfahrvorgangs

4.2.3.1 Meßprogramm

Das Meßprogramm besteht aus ca. 45 Versuchen mit einer Kombination aus folgenden Parametern:

- Entlüftungsmethode: Langsames Entlüften mit Vakuumpumpe,
Schnelles Entlüften mit Vakuumbehälter.
- Betriebspunkt: 3-Flügler, R26G16 mit n_{opt} ,
3-Flügler, R26G20 mit n_{opt} .
- Anfahr-Strategie: Umrichter bei n_{opt} zugeschaltet,
Umrichter in Stand-by-Modus (Fangmodus),
Lauftrad dreht mit Solldrehzahl n_{opt} ,
Lauftrad steht, bis maximales Drehmoment erreicht ist.

Für die Anfahruntersuchungen wurden diejenigen Betriebspunkte ausgewählt, die sich anhand der Simulationen [38] am geeignetsten erwiesen. Die Nenndrehzahl n_{opt} ergab sich aus dem Optimalzusammenhang für die jeweilige Leit-Laufschaukelkombination und der erwarteten Fallhöhe.

Vor jedem Anfahrvorgang wurde darauf geachtet, daß der Wasserstand im Ober- und Unterwassertank stationär ist, und daß das Saugrohr in das Unterwasser eintaucht. Hierzu wurde der Öffnungsgrad des Bypass-Schiebers und des Stauwehres sowie die Drehzahl der Speisepumpe variiert. Nach Beginn des Anfahrvorgangs wird das Wasser aus dem Oberwassertank zusätzlich durch die Turbine geleitet, was dazu führt, daß der Wasserstand im Oberwassertank stark abfällt, dafür im Unterwassertank rasch ansteigt. Durch schnelles Regulieren der Speisepumpe, des Öffnungsgrades des Bypass-Schiebers und des Stauwehres konnte der Wasserspiegel in beiden Tanks auf konstantem Niveau gehalten werden.

Der Kugelhahn zum Vakuumtank bzw. zur Vakuumpumpe wurde geschlossen, sobald Wasser mit der Luft mitgerissen wurde.

4.2.3.2 Ergebnisse

Da der Anfahrvorgang der Heber-Versuchsturbine ein relativ komplexer Vorgang ist, wird der Sachverhalt am besten anhand eines vereinfachten zeitlicher Ablaufs veranschaulicht. Abbildung 4.9 zeigt einen idealisierten zeitlichen Ablauf des Anfahrvorgangs mit Zuschaltung des Umrichters bei n_{opt} . Alle Größen sind auf ihren Maximalwert normiert. Der Laufschaukelwinkel ist auf $\varphi = 26^\circ$, der Leitschaukelwinkel auf $\gamma = 16^\circ$ eingestellt. Der Umrichter wird bei Erreichen der Solldrehzahl zu geschaltet. Zur Entlüftung des Turbinengehäuses wird der Vakuumbehälter verwendet.

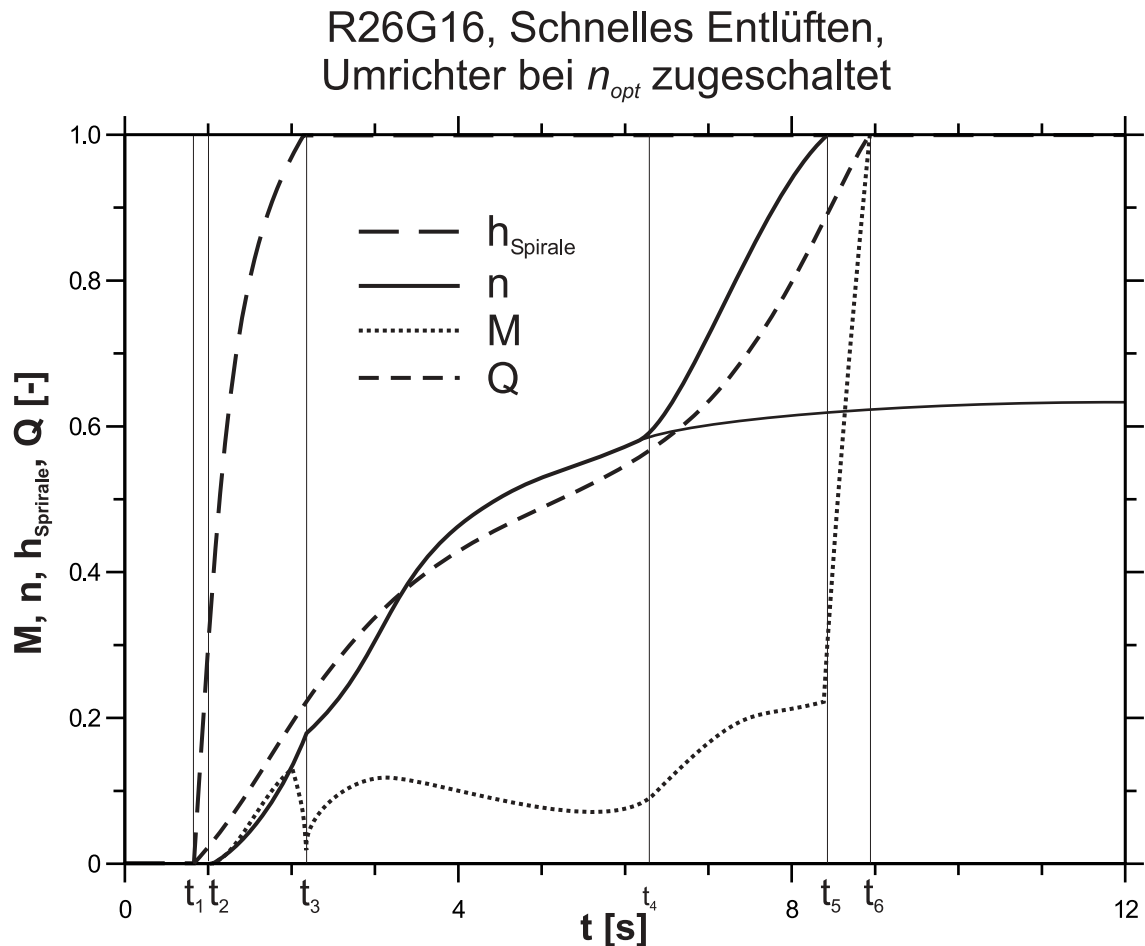


Abbildung 4.9: Normierter und vereinfachter, zeitlicher Ablauf des Anfahrvorgangs mit Zuschaltung des Umrichters

Der Anfahrvorgang beginnt mit der Öffnung des Kugelhahns $t = 0$ s. Die Luft wird aus dem Turbinengehäuse gesaugt, was zu einem Anstieg des Wasserstandes in S-Krümmen und Saugrohr führt. $t = t_1$ markiert den Zeitpunkt, bei dem die Spirale geflutet wird. Bei einem Wasserstand von ca. 30% der Spiralhöhe beginnt sich das Laufrad zu drehen, es wird ein Beschleunigungsmoment erzeugt, $t = t_2$. Während der Zeit Δt_{2-3} wird die Spirale nahezu komplett evakuiert. Die Fallhöhe ergibt sich aus der Höhendifferenz zwischen Spiraldecke und Laufrad zu $H \approx 0.5$ m. Zwischen den Zeitpunkten $t = t_2$ und $t = t_4$ wird das Laufrad auf die dieser Fallhöhe entsprechende Durchgangsdrehzahl beschleunigt, der weitere Verlauf ist mit einer dünnen ausgezogenen Linie angedeutet. Während des Zeitabschnitts Δt_{4-6} wird die verbliebene Luft über das Saugrohr ausgestoßen, was zu einem sukzessiven Anstieg der Fallhöhe führt. Die rotierenden Maschinenteile beschleunigen, bis der Umrichter bei Nenndrehzahl zugeschaltet wird ($t = t_5$). Der Anfahrvorgang wird als abgeschlossen betrachtet, wenn die gesamte Luft ausgetrieben bzw. das volle Drehmoment und der Nennvolumenstrom erreicht ist, $t = t_6$.

Wird der Anfahrvorgang mit dem Umrichter im Stand-by-Modus durchgeführt, er-

folgt der Anstieg des Wasserstandes in der Spirale etwas schneller, Δt_{1-3} , da das aufgrund des erzeugten Kontrollstroms in den Wicklungen des Generators langsamer drehende Laufrad eher in der Lage ist, das Wasser in der Spirale zu halten, siehe Abbildung 4.10. Verglichen mit dem Anfahrvorgang bei zugeschaltetem Umrichter dauert es nur geringfügig länger, bis die Wassersäule beschleunigt, die Luft durch das Saugrohr ausgetrieben und das volle Drehmoment erreicht ist, $t = t_6$.

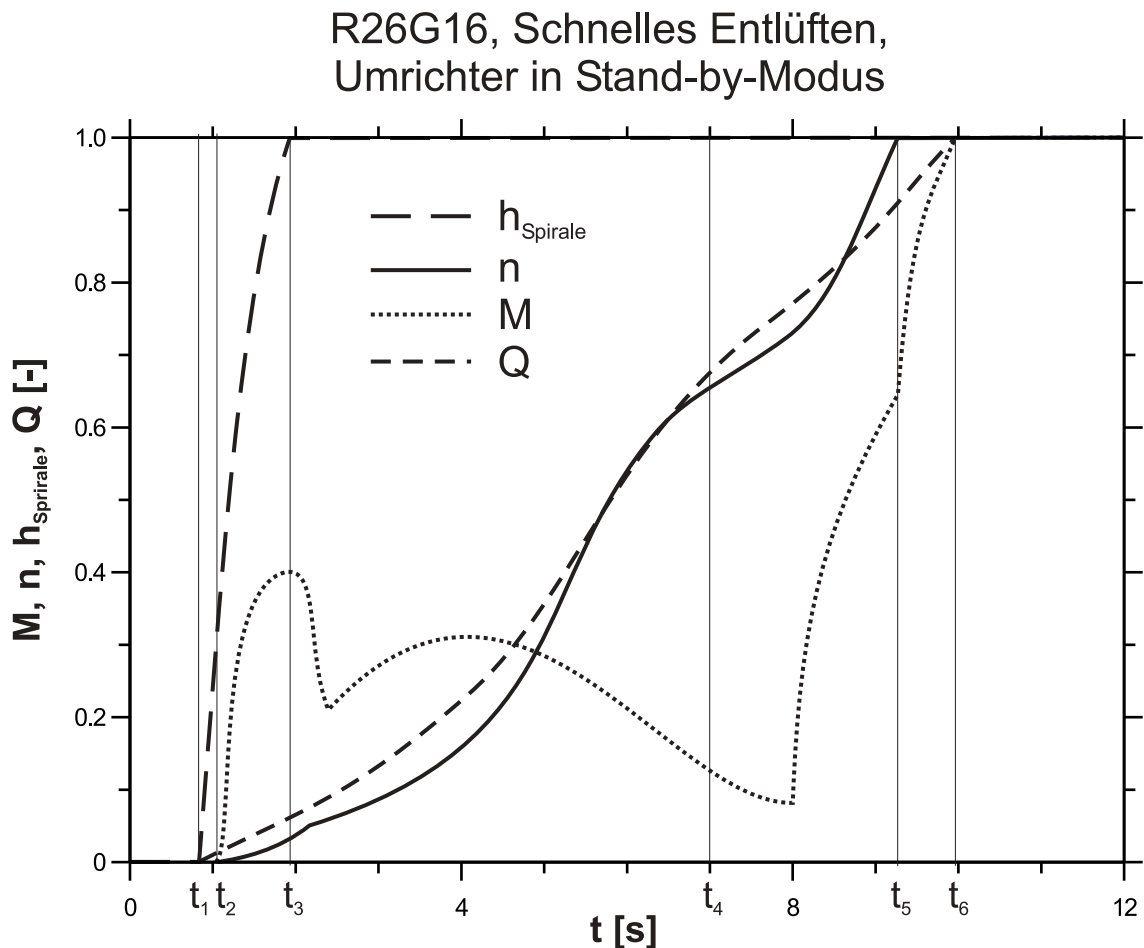


Abbildung 4.10: Vereinfachter und normierter zeitlicher Ablauf des Anfahrvorgangs mit Umrichter in Stand-by-Modus

Ferner wurden Versuche durchgeführt, bei denen das Laufrad während des gesamten Anfahrvorgangs auf Nenndrehzahl gehalten wurde. In diesem Fall jedoch beanspruchte das Füllen der Spirale weit mehr Zeit, da das Wasser durch das schnell drehende Laufrad fortwährend in das Saugrohr abfließt. Der zeitliche Gesamtaufwand bis zum Abschluß des Anfahrvorgangs ist etwa 40% höher als im obigen ersten Fall. Hierdurch strömt eine erheblich größere Menge an Wasser ungenutzt durch die Turbine.

Darüber hinaus wurden Versuche mit einer Anfahr-Strategie durchgeführt, bei der das Laufrad bis zum Erreichen des Maximaldrehmomentes im Stillstand gehalten

wird. Anschließend wird das Laufrad auf Nenndrehzahl beschleunigt. In diesem Fall füllt sich die Spirale verhältnismäßig schnell, jedoch dauert das Austreiben der verbliebenen Luft über das Saugrohr relativ lange (15s), da der durch das stehende Laufrad durchtretende Volumenstrom verhältnismäßig gering ist. Das Beschleunigen des Laufrades nach Erreichen des Maximaldrehmoments benötigt weitere zwei Sekunden.

Die Untersuchungen des Anfahrvorgangs bei langsamer Entlüftung mittels Vakuumpumpe dienen im Wesentlichen dem Verständnis des Prozesses. Weiterhin wurde hierbei die minimale Füllstandshöhe in der Spirale bestimmt, ab der das Laufrad beschleunigt und der Prozeß selbständig vonstatten geht. Die Untersuchungen des Anfahrvorgangs bei Einstellung des zweiten Betriebspunktes führten zu vergleichbaren Ergebnissen.

Aus den Untersuchungen des Anfahrvorgangs lassen sich folgende grundlegende Erkenntnisse ableiten:

- Ab einem Füllungsgrad von $h_{Spirale} \approx 30\%$ beginnt sich das Laufrad zu drehen, $t = t_2$. Der Anfahrvorgang verläuft nunmehr selbständig und die noch in der Spirale befindliche Luft wird über das Saugrohr ausgetrieben.
- Der Zeitabschnitt bis zur vollständigen Flutung der Spirale Δt_{0-3} sollte durch Verwendung einer effektiven Entlüftung so kurz wie möglich gehalten werden.
- Je länger es dauert, bis die Spirale vollständig gefüllt ist, um so länger dauert das Erreichen der Nenndrehzahl.
- Der Einfluß des Trägheitsmomentes der rotierenden Maschinenteile ist größer als der der Fluidmassen.
- Die Zeit zum Beschleunigen der Fluidmassen und der rotierenden Maschinenteile kann aus den jeweiligen Trägheitsmomenten und der treibenden Kraft, d.h. Fallhöhe und Drehmoment errechnet werden. Während der ersten Phase des Vorgangs ergibt sich die Fallhöhe aus der Höhendifferenz zwischen Spiraldecke und Laufrad.
- Der Anstieg des Beschleunigungsmomentes, siehe Abbildung 4.9, $t = t_4$, scheint darauf zu beruhen, daß sich die geschlossene Luftsäule im Saugrohr in Bläschen zerteilt und sich somit eine geschlossene, bläschenbehaftete Wassersäule ausbildet. Das weitere Austreiben der Bläschen führt zu einem sukzessiven Anstieg der Fallhöhe. Dieser Zeitpunkt, $t = t_4$, ist dann erreicht, wenn die Menge an durchgeflossenem Wasser etwa zweimal so hoch ist wie das Luftvolumen im Saugrohr.
- Je mehr Luft durch das Saugrohr ausgetrieben werden muß, um so länger dauert das Erreichen der Nennleistung.
- Die hierfür benötigte Zeit ist eine Funktion des Volumenstroms.

- Die Gesamtmenge an durchgeflossenem Wasser nach Abschluß des Anfahrvorgangs ist etwa sechsmal so hoch wie das Luftvolumen im Saugrohr.

4.2.3.3 Modellierung eines Anfahrvorgangs

Zur systematischen Beschreibung des Anfahrvorgangs ist eine Aufspaltung in zwei getrennte Prozesse hilfreich: das Beschleunigen der rotierenden Maschinenteile und das Austreiben der Luft. Jedoch darf nicht vernachlässigt werden, daß beide Vorgänge simultan ablaufen und sich gegenseitig beeinflussen.

Das Beschleunigen der rotierenden Maschinenteile kann mit Hilfe des dynamischen Grundgesetzes der Rotation beschrieben werden:

$$M = \Theta \cdot \alpha = \Theta \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (4.10)$$

mit dem Trägheitsmoment der rotierenden Maschinenteile Θ , der Winkelbeschleunigung α und der Winkelgeschwindigkeit ω .

Aus den Modelluntersuchungen ergibt sich ein exponentielles Verhalten des Drehmomentes entsprechend

$$M(t) = M_{max} \cdot e^{-\frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_D} \cdot t} \quad (4.11)$$

mit dem maximalen Drehmoment bei Nulldrehzahl M_{max} , der Durchgangsdrehzahl n_D und der Zeit t . Eingesetzt in Gleichung 4.10 resultiert daraus:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M(t)}{\Theta} = \frac{M_{max}}{\Theta} \cdot e^{-\frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_D} \cdot t} \quad (4.12)$$

Eine Integration von 4.12 ergibt:

$$\omega(t) = \frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \int e^{-\frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_D} \cdot t} \cdot dt \quad (4.13)$$

und

$$\omega(t) = \frac{\pi}{30} \cdot n = -\frac{\pi}{30} \cdot n_D \cdot e^{-\frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_D} \cdot t} + C. \quad (4.14)$$

Die Integrationskonstante C läßt sich mit den Randbedingungen

$$\begin{aligned} t = 0 &\rightarrow n = 0 \\ t \Rightarrow \infty &\rightarrow n = n_D \end{aligned}$$

zu $C = n_D$ bestimmen. Es ergibt sich für das Beschleunigungsverhalten der rotierenden Maschinenteile:

$$n = n_D \cdot \left[1 - e^{-\frac{M_{max}}{\Theta} \cdot \frac{30}{\pi \cdot n_D} \cdot t} \right]. \quad (4.15)$$

Der zweite, den Anfahrvorgang bestimmende Prozeß ist das Austreiben der Luft über das Saugrohr. Die hierfür benötigte Zeit ist eine Funktion des Volumenstroms. Dieser läßt sich aus dem Einheitsdurchfluß Q_1' berechnen:

$$Q = Q_1' \cdot D^2 \cdot \sqrt{H_{\ddot{a}q}}. \quad (4.16)$$

Da die Änderung der Fallhöhe während des Anfahrvorgangs nicht direkt bestimmt werden kann, werden folgende Annahmen zur Bestimmung einer äquivalenten Fallhöhe $H_{\ddot{a}q}$ getroffen: Nach vollständiger Flutung der Spirale wird die restliche Luft über das Saugrohr ausgetrieben. Die mittlere Dichte $\rho_m(t)$ des Fluides im Saugrohr erhöht sich linear von ρ_{Luft} auf ρ_{Wasser} innerhalb des Zeitabschnittes Δt_{3-6} , siehe Abbildung 4.9. Mit der Kenntnis der mittleren Dichte des Fluides, der Höhendifferenz zwischen Laufrad und Unterwasserstand $H_{Saugrohr}$ und der Höhendifferenz zwischen Spiraldecke und Laufrad $H_{Spirale}$ kann die äquivalente Fallhöhe mit berechnet werden:

$$\frac{\rho_m(t)}{\rho_{Wasser}} \cdot H_{Saugrohr} + H_{Spirale} = H_{\ddot{a}q}(t). \quad (4.17)$$

Um von der Laufraddrehzahl auf den Volumenstrom zu schließen, ist eine Umrechnung in die Einheitsgrößen notwendig. Die Korrelation zwischen Einheitsdurchfluß Q_1' und Einheitsdrehzahl n_1' kann den Kennfeldmessungen entnommen werden.

Zur Berechnung eines theoretischen Anfahrvorgangs ist ein iteratives Vorgehen nötig, da die Übergänge im Verhalten von Drehzahl und Drehmoment nicht im Voraus bestimmt werden können und an das durchgesetzte Wasservolumen angepaßt werden müssen. Dieses läßt sich aus einer Integration des Volumenstroms über der Zeit bestimmen. Abbildung 4.11 zeigt den berechneten theoretischen Zeitverlauf des Anfahrvorgangs der Heber-Versuchsturbine. Alle Größen sind auf ihren Maximalwert bezogen.

Die Berechnung basiert auf folgenden Annahmen und Voraussetzungen:

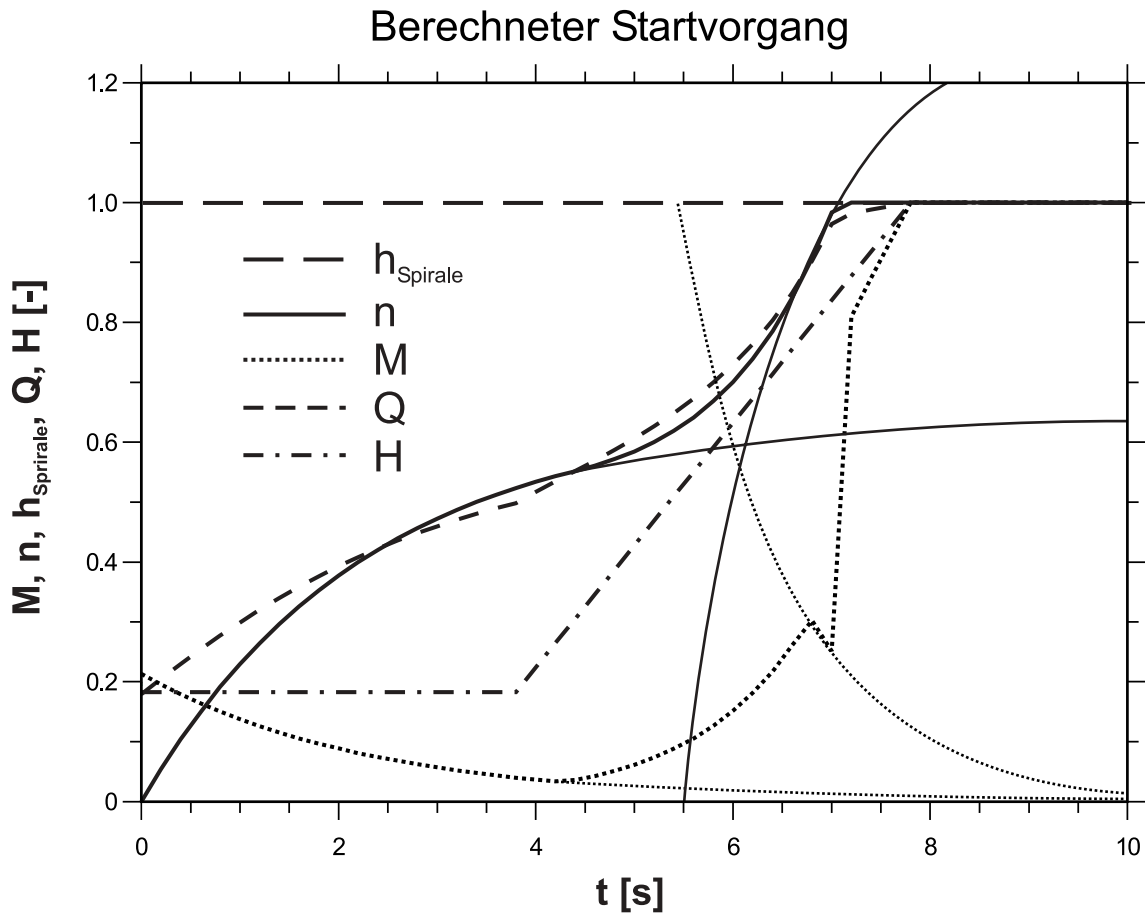


Abbildung 4.11: Berechneter Anfahrvorgang für das Modell der Heber-Turbine

- Das Entlüftungssystem ist in der Lage, die Spirale vollständig und sofort nach Öffnen des Hahns zu evakuieren.
- Die geodätische Fallhöhe H_{geo} ist konstant und die Eintritts- und Austrittsverluste werden vernachlässigt, womit sich $H_N = H_{geo} = 2.4m$ ergibt.
- Der Einheitswert der Durchgangsdrehzahl läßt sich im Experiment zu $n_{D1}' = 380 \text{min}^{-1}$ bestimmen.
- Der funktionale Zusammenhang zwischen maximalem Drehmoment und Fallhöhe ergibt sich aus Messungen bei festgebremstem Laufrad und variierender Fallhöhe.
- Das Trägheitsmoment der rotierenden Maschinenteile läßt sich aus den Einzelträgheitsmomenten von Laufrad, Welle und Generator zu $\Theta = 0.65 \text{kg m}^2$ bestimmen.

Unmittelbar nach Öffnung des Ventils wird die gesamte Spirale vollständig geflutet, und das Laufrad beginnt zu beschleunigen. Die dünne, ausgezogene Linie zeigt das

Verhalten von Drehmoment und Drehzahl bei konstanter Fallhöhe von $H_N = 0.5m$. Das Drehmoment beginnt zu steigen, sobald die durchflossene Wassermenge doppelt so hoch ist wie das Luftvolumen im Saugrohr. Der Volumenstrom durch das Saugrohr reißt die verbliebene Luft mit, was zu einem Ansteigen der äquivalenten Fallhöhe führt.

Die Erhöhung des Beschleunigungsmomentes führt zu einem weiteren Anstieg der Drehzahl und folglich zu einer Erhöhung des Volumenstroms. Nach etwa 7 Sekunden ist die Nenndrehzahl erreicht. Zum Zeitpunkt $t = 8s$ ist die gesamte Luft aus dem Saugrohr ausgetrieben und das volle Drehmoment erreicht.

Energetische Analyse

Die zum Anfahrvorgang benötigte potentielle Energie ergibt sich zu:

$$E_l = \rho_{Wasser} \cdot g \cdot H \cdot V. \quad (4.18)$$

mit der Volumenmenge an durchgeflossenem Wasser V . Diese läßt sich im modellierten Fall zu $E_l = 71.6kJ$ berechnen. Eine Energieabgabe in Form von Strom während des Anfahrvorgangs kann stattfinden, sobald die Nenndrehzahl erreicht ist. Das jedoch das gesamte Drehmoment noch nicht zur Verfügung steht, wird eine geringere Energie im Vergleich zum stationären Betrieb abgegeben.

$$E_p = \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot \int_{t(n=n_n)}^{t(M=M_n)} M(t) \cdot dt \quad (4.19)$$

Für den vorliegenden Fall läßt sich die Energieabgabe zu $E_p = 6.5kJ$ ermitteln.

4.2.3.4 Umrechnung auf den 1:1-Prototypen

Entsprechend den Gleichungen 4.13 bis 4.17 wurde ein theoretischer Anfahrvorgang für den geometrisch ähnlichen 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* bei den Winkeleinstellungen von $\varphi = 26^\circ$ und $\gamma = 16^\circ$ berechnet, siehe Abbildung 4.12. Alle Größen wurden auf ihren Maximalwert bezogen.

Die Berechnung basiert auf folgenden Annahmen:

- Der Laufraddurchmesser ist $D = 1.35m$, die Nenndrehzahl ist $n = 187.5min^{-1}$.
- Das Trägheitsmoment der rotierenden Maschinenteile wird mit Hilfe von Herstellerangaben [80] zu $\Theta = 280kgm^2$ angenommen.
- Die rotierenden Maschinenteile können ungehindert beschleunigen.
- Das Entlüftungssystem ist in der Lage, die Spirale vollständig und sofort nach Öffnen des Hahns zu evakuieren.

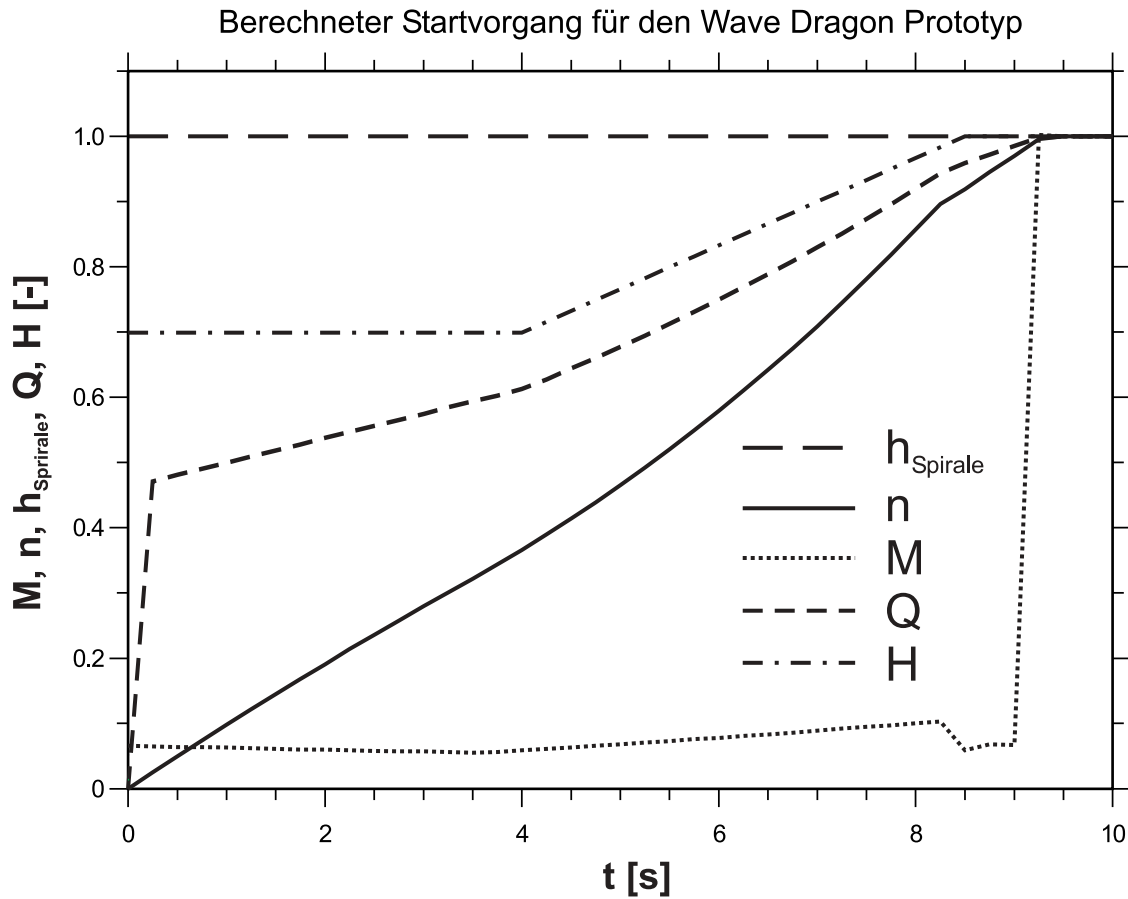


Abbildung 4.12: Berechneter Anfahrvorgang für den 1:1-Prototypen der Heber-Turbine

- Der Wasserstand im Oberwasserbecken ist $0.5m$ unterhalb des Spiralbodens.
- Die geodätische Fallhöhe H_{geo} ist konstant, die Eintritts- und Austrittsverluste werden vernachlässigt, somit ergibt sich $H_N = H_{geo} = 2.5m$.
- Die Luftmenge, die über das Saugrohr ausgetrieben wird, wird zu $V_{Luft} = 7.3m^3$ angenommen.

Die Berechnung gelangt zu einer erstaunlich kurzen Dauer des Anfahrvorgangs der Prototyp-Turbinen von $\Delta t \approx 9.5s$. Hierfür können im Wesentlichen drei Gründe genannt werden:

- Das Beschleunigen des Laufrads auf Nenndrehzahl geht relativ schnell vonstatten. Dies läßt sich zurückführen auf das verhältnismäßig große Beschleunigungsmomentes zu Beginn des Anfahrvorgangs aufgrund des hohen Abstandes zwischen Spiraldecke und Laufrad.
- Der hohe Volumenstrom schon zu Beginn des Anfahrvorgangs führt zu einem schnellen Austreiben der Luft über das Saugrohr. Weiterhin ist die im Saugrohr befindliche Luftmenge relativ klein. Dies führt dazu, daß die Luft schon ausgetrieben ist, bevor das Laufrad die Nenndrehzahl erreicht.

- Die in der idealisierten Berechnung nicht berücksichtigte Zeit zur Entlüftung des Turbinengehäuses muß bei Verwendung eines Evakuierungssystems mit eingerechnet werden.

Energetische Analyse

Mit Hilfe der Gleichung 4.18 läßt sich die zum Anfahrvorgang der Heber-Turbine des Prototyps benötigte Energie zu $E_l = 1292kWs$ berechnen. Da die Luft schon vollständig ausgetrieben ist bzw. das volle Drehmoment erreicht ist, bevor die Turbine bei Erreichen der Nenndrehzahl gebremst wird, wird während des Anfahrvorgangs keine Energie erzeugt.

In HOEVEL [25] werden Abschätzungen für die Zeiten zur Beendigung des Anfahrvorgangs der Heber-Turbine im 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* bei verschiedenen Betriebspunkten in Abhängigkeit von Fallhöhe und Beckenwasserstand berechnet. Die Gesamtzeit errechnet sich aus der Summe der Einzelzeiten für die Evakuierung des Turbinengehäuses bis zum Erreichen einer kritischen Füllhöhe in der Spirale T_s , für die Beschleunigung der Wassermassen bzw. der rotierenden Maschinenteile T_W bzw. T_{ma} zuzüglich einer Reaktionszeit von $1s$ zu

$$T_{Anfahr} = T_s + T_W + T_{ma} + 1s. \quad (4.20)$$

Im direkten Vergleich gelangt die Berechnung von HOEVEL zu einer Zeit von $T_{Start} = 4.8s$. Zieht man jedoch in Betracht, daß in der Berechnung die Reaktions- und Evakuierungszeit von ca. $2.3s$ mit einberechnet ist, ergibt sich eine weit höhere Differenz zum Ergebnis der Simulationen von $\Delta t = 9.5s$. Dies liegt im Wesentlichen darin, daß die Beschleunigungszeit des Laufrads um den Faktor 8 unterschätzt wird. Den Berechnungen von HOEVEL liegen geringfügig unterschiedliche Werte für Drehzahl und Durchfluß zugrunde. Dies beeinflusst die Ergebnisse jedoch nur minimal.

HOEVEL gibt weiterhin Gesamtzeiten für den Fall an, daß das Laufrad auf Nenndrehzahl gehalten wird, während die Turbine nicht wasserbeaufschlagt ist. Die experimentellen Ergebnisse zeigen hingegen, daß ein Zuschalten der Heber-Turbine bei stehendem Laufrad und anschließendem ungehindertem Beschleunigen bedeutend vorteilhafter ist.

4.2.4 Untersuchung des Abschaltvorgangs

4.2.4.1 Meßprogramm

50 Untersuchungen des Abfahrvorgangs des Modells der Heber-Turbine wurden durchgeführt. Hierbei wurden folgende Parameter variiert.

- Betriebspunkte: 3-Flügler, R26G16 mit $n = 370\text{min}^{-1}$,
3-Flügler, R26G16 mit $n = 1050\text{min}^{-1}$,
3-Flügler, R26G20 mit $n = 730\text{min}^{-1}$.
- Wasserstand im Oberwassertank: 10 Positionen zwischen 0mm bis 450mm
unterhalb Spiralboden.
- Position der Belüftungsöffnung: am S-Krümmen,
an Spirale.

Für die Abfahruntersuchungen wurden diejenigen Betriebspunkte ausgewählt, die sich anhand der Simulationen [38] am geeignetsten erwiesen. Die Drehzahl n ergab sich zum einen aus dem Optimalzusammenhang für die verwendete Leit-Laufschaufelkombination und der Sollfallhöhe, zum anderen zur Abdeckung eines gewissen Volumenstrombereichs.

Vor jedem Abfahrvorgang wurde darauf geachtet, daß der Wasserstand im Ober- und Unterwassertank stationär ist. Hierzu wurden der Öffnungsgrad des Bypass-Schiebers und des Stauwehres und die Drehzahl der Speisepumpe variiert. Nach Beendigung des Abfahrvorgangs strömt das Wasser ausschließlich durch den Bypass, was dazu führt, daß der Wasserstand im Oberwassertank stark ansteigt, dafür im Unterwassertank rasch abfällt. Durch schnelles Regulieren der Speisepumpe und des Öffnungsgrades des Stauwehres konnte der Wasserspiegel in beiden Tanks auf konstantem Niveau gehalten werden.

4.2.4.2 Ergebnisse

Abbildung 4.13 zeigt einen vereinfachten zeitlichen Ablauf eines typischen Abfahrvorgangs. Alle Größen sind auf ihren Maximalwert normiert.

Der Prozeß beginnt bei $t = 0\text{s}$ mit dem Öffnen des Belüftungsverschlusses. Aufgrund des geringeren statischen Drucks im Turbinengehäuse strömt sogleich Luft ins Innere, $t = t_1$, und verteilt sich innerhalb des gesamten Spiralgehäuses. Dies führt zu einer Trennung der Wassersäule und somit zu einem Anstieg des Drehmoments aufgrund der kurzzeitig angestiegenen Fallhöhe, $t = t_2$. Die Wassersäule stromauf der Belüftungsöffnung wird abgebremst und strömt zurück ins Oberwasser, während das in der Spirale sich befindliche Wasser noch durch die Turbine strömt. Die Spirale ist zum Zeitpunkt $t = t_3$ vollständig entleert. Sobald kurz darauf das Wasser das Laufrad passiert hat, fällt das Drehmoment auf Null zurück und das Laufrad läuft aus, $t = t_4$. Zum Zeitpunkt $t = t_5$ kommt das Laufrad zum Stillstand. Da der Generator mit Hilfe eines 4-Quadranten-Umrichters gefahren wird, muß die Turbine auch bei Stillstand nicht vom Netz getrennt werden. Da der Volumenstrom als entscheidendes Kriterium beim Abfahrvorgang erachtet wird, gilt der Vorgang zum Zeitpunkt $t = t_3$ als abgeschlossen.

Bei hohen Volumenströmen findet die Belüftung des Turbinengehäuses hauptsächlich auf der Seite statt, auf der sich die Belüftungsöffnung befindet.

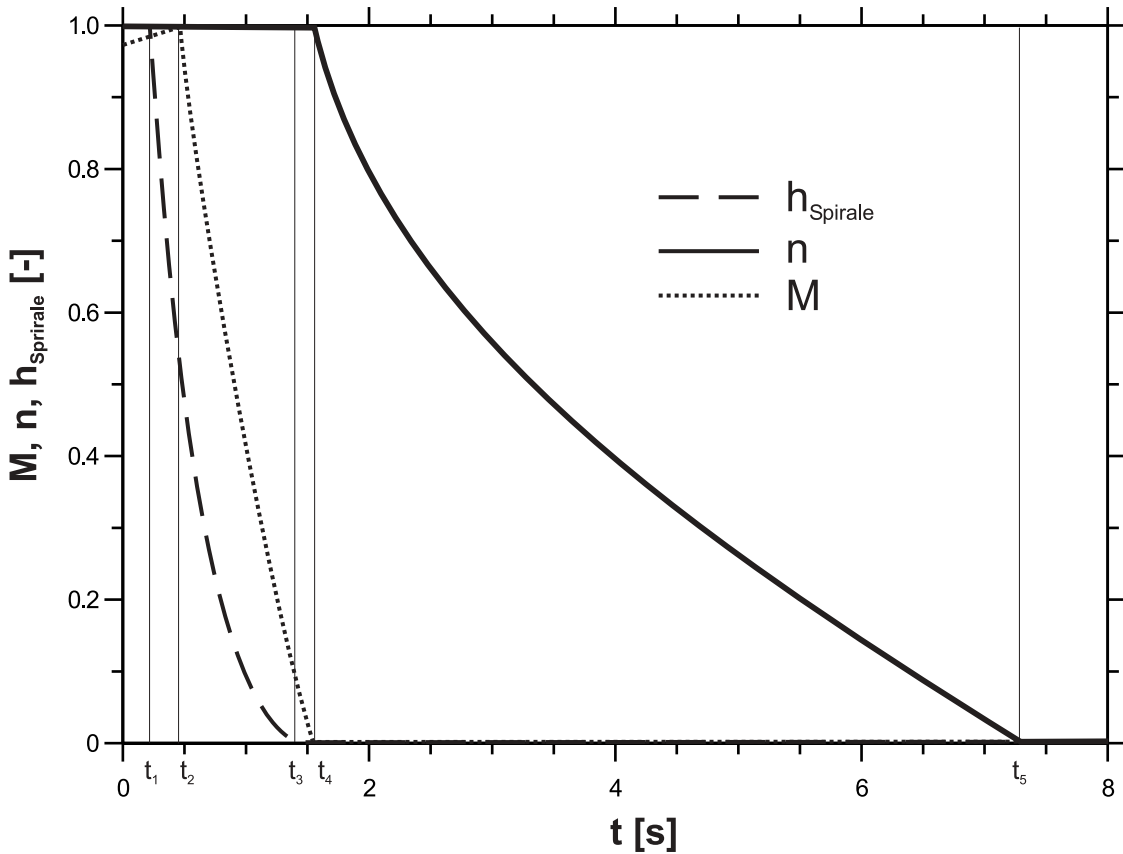


Abbildung 4.13: Vereinfachter und normierter zeitlicher Ablauf des Abfahrvorgangs

Der Wasserstand in der Spirale fällt nicht gleichmäßig ab. Obwohl das Drehmoment bereits auf etwa Null zurückgefallen ist und das Laufrad auszulaufen beginnt, strömt noch etwas Wasser durch das Laufrad. Als wesentlicher Grund für dieses Verhalten wird die zu geringe lichte Weite der Belüftungsöffnung angesehen.

Bezüglich der Position der Belüftungsöffnung konnte kein Unterschied festgestellt werden. Ebenso ergibt die unterschiedliche Einstellung des Lauf- und Leitschaufelwinkels keinen prinzipiellen Unterschied im Abfahrverhalten.

Offensichtlich hängt die Dauer des Abfahrvorgangs vom Durchfluß Q und dem statischen Druck p am Ort der Belüftungsöffnung ab. Die Druckdifferenz $p - p_b = \Delta p$ kann näherungsweise aus der kinetischen Energie an der Belüftungsöffnung und der aus der Höhendifferenz zwischen Oberwasserspiegel und Belüftungsöffnung gebildeten Fallhöhe ΔH mit Hilfe des statischen Drucks an der Belüftungsöffnung p , des Umgebungsdrucks p_b , der Dichte von Wasser ρ_{Wasser} und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit an der Belüftungsöffnung $\overline{c_{B\ddot{O}}}$ berechnet werden:

$$p - p_b = \Delta p = -\frac{\rho_{Wasser}}{2} \cdot \overline{c_{B\ddot{O}}}^2 - \rho_{Wasser} \cdot g \cdot \Delta H. \quad (4.21)$$

Eine Druckdifferenz von $\Delta p = 0\text{bar}$ entspricht einem Gleichdruck zwischen Umgebung und dem statischen Druck an der Belüftungsöffnung. Aufgrund einer fehlenden

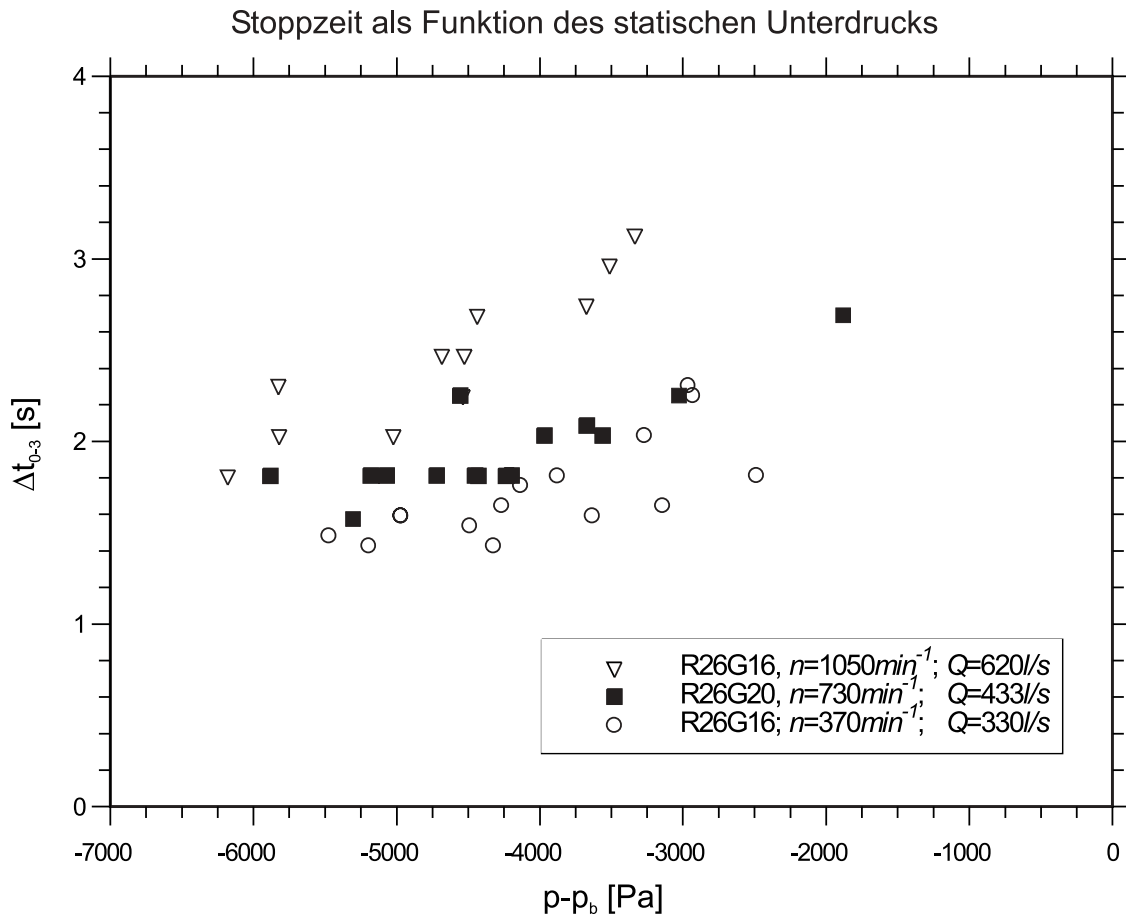


Abbildung 4.14: Zeit zur Beendigung des Abfahrvorganges als Funktion des statischen Drucks in der Spirale

Saugwirkung benötigt der Abfahrvorgang in diesem Fall eine theoretisch unendlich lange Zeit. Je geringer der statische Druck in der Turbine ist, um so schneller geht der Abfahrvorgang vonstatten. Abbildung 4.14 macht diesen Sachverhalt deutlich.

4.2.4.3 Modellierung eines Abfahrvorgangs

Zur Modellierung des Vorganges ist eine Aufgliederung in die Belüftung des Turbinengehäuses und das Abbremsen der Fluidsäule hilfreich.

Der bei der Belüftung des Turbinengehäuses auftretende Druckverlust läßt sich abschätzen zu

$$\Delta p_v = \zeta \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot \frac{Q_{Luft}^2}{A_{BÖ}^2} \quad (4.22)$$

mit dem Druckverlustbeiwert ζ , welcher nach IDELCHIK [27] zu $\zeta = 2.91$ abgeschätzt werden kann, der Dichte von Luft ρ_{Luft} , dem einströmenden Luftvolumenstrom

Q_{Luft} und der Fläche der Belüftungsöffnung $A_{BÖ}$. Bei einer gegebenen Druckdifferenz Δp kann somit der Luftvolumenstrom Q_{Luft} berechnet werden zu:

$$Q_{Luft} = \sqrt{\Delta p \cdot \frac{2 \cdot A_{BÖ}^2}{\rho_{Luft} \cdot \zeta}}. \quad (4.23)$$

Hierbei wird die Druckdifferenz Δp während des Vorgangs näherungsweise als konstant angesehen. Das bis zum Abschluß des Abfahrvorgangs eingenommene Luftvolumen läßt sich aus der Geometrie der Turbine zu $V_L = 0.364m^3$ ermitteln. Durch Umstellen der Gleichung 4.23 kann die zur Belüftung benötigte Zeit abgeschätzt werden:

$$t_{Bel} = \frac{V_L}{Q_{Luft}} = \frac{V_L}{A_{BÖ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{Luft} \cdot \zeta}}}. \quad (4.24)$$

Der zweite, den Abfahrvorgang bestimmende Prozeß ist das Abbremsen der stromaufgelegenen Wassersäule. Nach HOLMÉN [23] kann die hierfür benötigte Zeit folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$t_{Br} = \frac{Q \cdot \rho_{Wasser}}{\Delta p} \cdot \sum \frac{L_i}{A_i}. \quad (4.25)$$

Hierbei ist A_i die durchströmte Fläche bei einer Stromweglänge von L_i . Beide Vorgänge, das Abbremsen der Wassersäule und die Belüftung, finden zur gleichen Zeit statt und benötigen die Energie aus der Druckdifferenz Δp . Nach HOLMÉN [23] können die mit Hilfe der Gleichungen 4.24 und 4.25 berechneten Zeiten zur einer Gesamtzeit addiert werden.

$$\Delta t_{0-3} = t_{Br} + t_{Bel} \quad (4.26)$$

Abbildung 4.15 zeigt die Ergebnisse mit den gemessenen Zeiten zur Beendigung des Abfahrvorgangs im Vergleich zu den Ergebnissen aus der Berechnung.

Für Betriebspunkte mit geringem Volumenstrom ist die Übereinstimmung gut. Abweichungen ergeben sich vorwiegend bei Betriebspunkten mit hohem Volumenstrom. Offensichtlich wird hier Luft mit der Strömung mitgerissen und über das Saugrohr ausgetrieben. Dies führt dazu, daß ein größeres Volumen an Luft als eigentlich benötigt in das Turbinengehäuse gesaugt werden muß und somit der Abschluß des Abfahrvorgangs länger dauert. Hieraus läßt sich schließen, daß das Modell nur gilt, wenn die Belüftungsöffnung ein gewisses Maß nicht unterschreitet. Bei einer zu kleinen Öffnung wird die Wassersäule nicht getrennt und die Turbine wird von einem Zwei-Phasen-Gemisch durchströmt, was einen geringen Gesamtwirkungsgrad zur

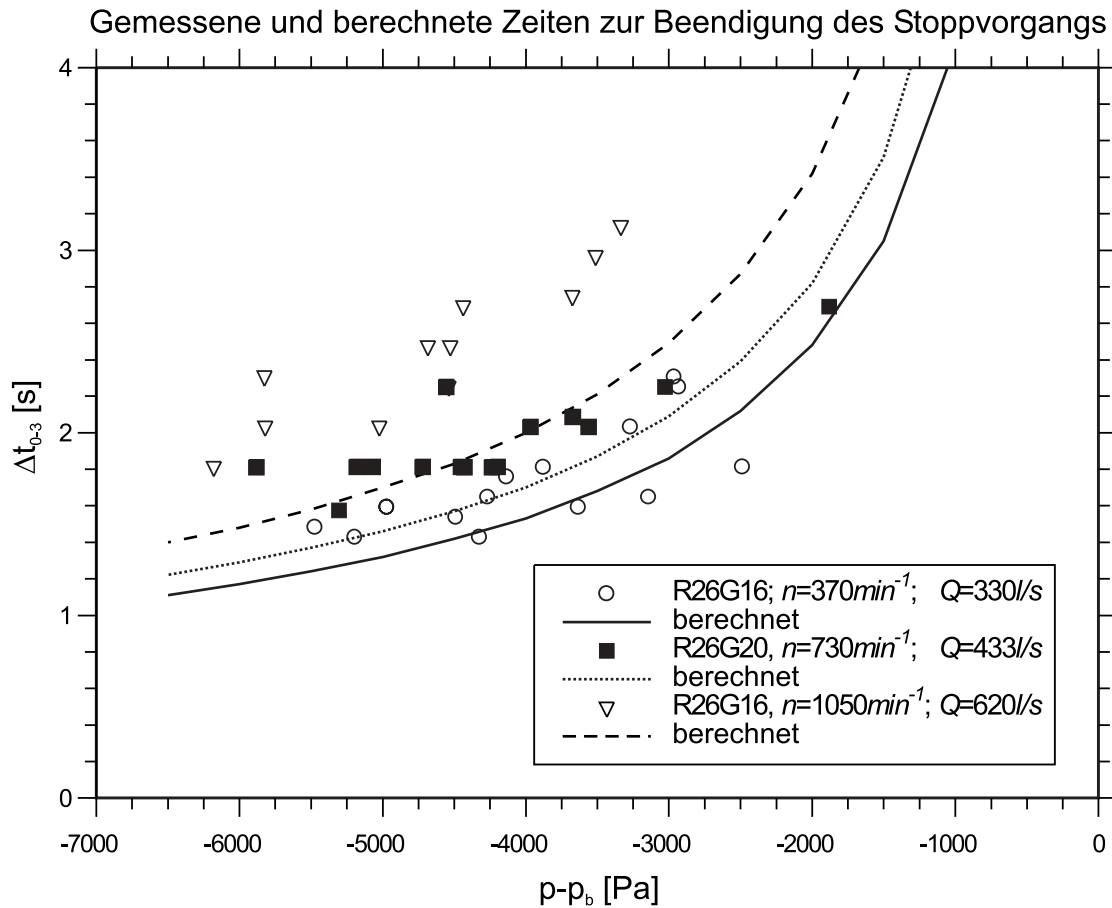


Abbildung 4.15: Gemessene und berechnete Zeiten zur Beendigung des Abfahrvorgangs

Folge hat. Andererseits kann durch Vergrößerung der lichten Weite der Belüftungsöffnung die Dauer des Abfahrvorgangs wesentlich reduziert werden.

Energetische Analyse

Zur Abschätzung des Verlustes an potentieller Energie wird angenommen, daß das Drehmoment im Zeitabschnitt Δt_{2-4} linear von M_{stat} auf Null abfällt. Die nach Beginn des Abfahrvorgangs noch erzeugte Energie kann somit folgendermaßen ermittelt werden:

$$E_{Stoppvorgang} = E(\Delta t_{0-4}) = M_{stat} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{stat} \cdot \left(\Delta t_{0-2} + \frac{1}{2} \cdot \Delta t_{2-4} \right). \quad (4.27)$$

wobei das Drehmoment M_{stat} und die Drehzahl n_{stat} die stationären Werte vor Beginn des Abfahrvorgangs sind. Mit der Approximation $\Delta t_{0-2} = \frac{1}{3} \cdot \Delta t_{2-4}$ läßt sich Gleichung 4.27 wie folgt schreiben:

$$E_{Stoppvorgang} = \frac{2}{3} \cdot M_{stat} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{stat} \cdot \Delta t_{0-4}. \quad (4.28)$$

Die Wassermenge, die noch durch die Turbine fließt, nachdem das Moment auf Null gefallen ist, wird als verschwindend gering betrachtet. Der hieraus resultierende Energieverlust wird somit vernachlässigt.

4.2.4.4 Umrechnung auf den 1:1-Prototypen

Entsprechend den in Kapitel 4.2.4.3 vorgestellten Gleichungen kann für den 1:1-Prototypen des *Wave Dragons* die Dauer des Abfahrvorgangs ermittelt werden. Zur Berechnung wird eine Leit-Laufschaufelkombination gewählt, die sich bei den Simulationen [38] als die am besten geeignete erwies, d.h. $\gamma = 16^\circ$, $\varphi = 26^\circ$. Der Laufraddurchmesser beträgt $D = 1.35m$, die Nenndrehzahl $n = 187.5min^{-1}$. Der Durchmesser der Belüftungsöffnung wird maßstabsgetreu vergrößert. Die Werte von Durchfluß und Fallhöhe können aus den Kennfeldmessungen in Kapitel 4.1 ermittelt werden.

Tabelle 4.4: Berechnete Zeiten für den 1:1-Prototypen zur Beendigung des Abfahrvorgangs

$H[m]$	$Q[m^3/s]$	$\Delta t_{Stopp,min}[s]$	$\Delta t_{Stopp,max}[s]$
3.791	8.80	1.36	2.87
3.047	8.29	1.33	2.80
2.503	7.89	1.31	2.74
1.978	7.47	1.29	2.68
1.602	7.15	1.27	2.63
1.211	6.79	1.26	2.58
0.948	6.54	1.24	2.54

Das derzeit aktuelle Design des 1:1-Prototypen erlaubt einen maximalen bzw. minimalen Wasserspiegel im Becken von $0.5m$ bzw. $1.9m$ unterhalb des Spiralbodens. Hieraus resultieren die Werte für die minimale und maximale Zeit $\Delta t_{Stopp,max}$ bzw. $\Delta t_{Stopp,min}$. Da ein Abschalten der Heber-Turbine überwiegend vorgenommen wird, wenn der Wasserspiegel im Becken sinkt, tendiert die Zeit zur Beendigung des Abfahrvorgangs zu den kleineren Werten.

Die während des Abfahrvorgangs produzierte Energie läßt sich anhand der Gleichung 4.28 abschätzen. Diese liegt je nach Wasserstand und Durchfluß im Bereich von $E_{Stoppvorgang} = 100kWs - 530kWs$.

Kapitel 5

Numerische Untersuchungen

Zum Vergleich der Ergebnisse aus den experimentellen Kennfelduntersuchungen mit denen aus einer numerischen Simulationen wurde die Strömung in der *Wave Dragon*-Turbine mit Hilfe von 3D Navier-Stokes Verfahren untersucht. Das gewählte Rechengebiet zur numerischen Untersuchung umfaßt die Heber-Turbine in Kombination mit dem dreiflügligen Laufrad.

Die numerischen Berechnungen erfolgten mit dem kommerziellen Strömungssimulationsprogramm CFX-TASCflow [9] sowie dem am Lehrstuhl für Fluidmechanik entwickelten Code NS3D [75]. Bei beiden Programmen handelt es sich um CFD-Programme zur Lösung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen. Beide Programme basieren auf eine Finite-Volumen-Methode. Dabei werden die physikalischen Größen, wie z.B. Impuls- oder Massenfluß, an einem Kontrollvolumen bilanziert. Die Flüsse werden an den Kontrollvolumen-Oberflächen durch Formfunktionen aus den Werten der umliegenden Knoten errechnet. Der Einfluß der Turbulenz auf das Strömungsfeld wird mit Hilfe von statistischen Turbulenzmodellen beschrieben.

Eine besondere Rolle spielt hierbei die Approximation der konvektiven Terme. Die Verfahren zeichnen sich durch unterschiedliche Robustheit und Abbruchfehler aus. Im praktischen Anwendungsfall wird die Berechnung mit einer stabilen Approximation 1. Ordnung begonnen und sukzessive die Ordnung erhöht. Bei Berechnungen mit dem Solver CFX-TASCflow werden als letzte Stufe die konvektiven Terme mit dem sogenannten MLPS¹ approximiert, was bei Zuschaltung der sogenannten PAC-Terme² einen Abbruchfehler zweiter Ordnung ergibt. Im Falle des Solvers NS3D werden die konvektiven Terme mit dem sog. MINMOD-Verfahren angenähert, was ebenfalls einen Abbruchfehler zweiter Ordnung ergibt. Alle Berechnungen wurden mit einem Abbruchkriterium von $< 10^{-4}$ für das maximale Residuum durchgeführt.

Bei der finiten Aproximation werden die Differentiale in Differenzenausdrücke und somit die Differentialgleichungen in ein System linearer algebraischer Gleichungen

¹Modified linear profile scheme

²Physical advection correction

überführt. Die numerische Lösung erfolgt auf einem definierten Rechengebiet, das mit Hilfe eines Netzgenerators in finite Volumen aufgeteilt wird. Im Folgenden werden das Strömungsgebiet und dessen Vernetzung sowie die verwendeten Geometrie- und Randbedingungen zur numerischen Berechnung des Kennfelds beschrieben.

5.1 Modellierung

5.1.1 Geometrieaufbereitung und Netzgenerierung

Das Berechnungsgebiet erstreckt sich vom Zulauf des S-Krümmers bis zum Saugrohraustritt. Aufgrund der vorhandenen Möglichkeiten zur Vernetzung der durchströmten Bereiche, wird das insgesamt vorgegebene Strömungsgebiet in folgende Teilgebiete gegliedert:

- Zulauf,
- Leitrad,
- Laufrad,
- Saugrohr.

Die generierten Netze wurden entsprechend den ERCOFTAC-Richtlinien [12] geprüft, um sicherzustellen, daß die Randverdichtung aller Zellen dem y^+ -Kriterium genügt.

5.1.1.1 Zulauf

Um eine von der Eintrittsrandbedingung abhängige Lösung zu vermeiden, wurde der Zulauf entsprechend der Geometrie des geraden Zulaufstücks um das ca. 1.5-fache des hydraulischen Durchmessers verlängert. Der Zulauf zur Turbine umfaßt das gerade Zulaufstück, den S-Krümmers sowie die Spirale. Das Volumenmodell wurde mit Hilfe der CAD-Software Pro/ENGINEER [52] erzeugt. Der Pfeiler im Zulauf zur Spirale sowie die Stützschaufeln wurden ebenfalls modelliert. Die Austrittsfläche des Zulaufs wurde so gewählt, daß sowohl der Nachlauf des Sporns abgebildet wird, als auch eine genügend lange Zuströmung zu den Leitschaufeln gewährleistet ist. Über eine Schnittstelle wurde die Geometrie zur Vernetzung an den kommerziellen Netzgenerator ICEM CFD [26] übergeben.

Um die Strömung um die Stützschaufeln ausreichend genau abbilden und die Qualität der schaufelnahen Zellen erhöhen zu können, wurden O-Netze um die Stützschaufeln erzeugt. Für die restliche Geometrie wurden H-Netze verwendet. Das in Abbildung 5.1 im Meridianschnitt dargestellte Rechenetz besitzt 104115 Punkte.

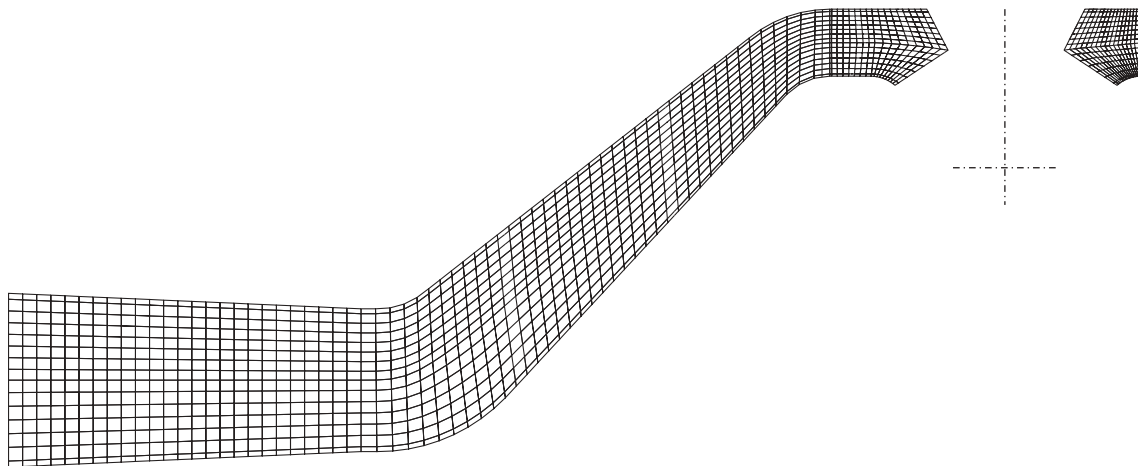


Abbildung 5.1: Mittelschnitt des Rechnernetzes des Zulaufs

5.1.1.2 Leitrad

Die Leitschaufelgeometrie wurde von *VKAB* als Satz von Schaufelparametern zur Verfügung gestellt. Das Volumenmodell der Leitschaufel sowie das Modell des gesamten Leitschaufelkanals wurden mit Pro/ENGINEER erstellt. Das Modell wurde so konstruiert, daß der Leitschaufelwinkel einstellbar ist. Die Leitkanaleintrittsfläche liegt auf der Zulaufaustrittsfläche. Der Leitkanalaustritt wurde so gewählt, daß die Fläche senkrecht auf den Gehäusekanten steht und in der Mitte zwischen Leitrad und Laufrad liegt. Entsprechend der oben beschriebenen Vorgehensweise wurde die Geometrie eines Leitschaufelkanals nach ICEM CFD portiert und vernetzt. Um die Netzqualität an der stumpfen Schaufelhinterkante zu verbessern, wurde ein Multiblocknetz verwendet. Das Netz wurde in Richtung der Schaufeloberfläche sowie zur Vorder- und Hinterkante der Schaufeln hin verdichtet. Die Spalte zum Leitradgehäuse sowie zum Wasserführungsschild wurden nicht modelliert. Da vermutet wurde, daß die Zuströmung zum Leitrad stark ungleichförmig erfolgt, wurde für die Kennfeldrechnungen das gesamte Leitrad bestehend aus 11 Leitschaufeln, d.h. 11 Leitschaufelkanälen, modelliert. Es wurden Leitradnetze für die Leitschaufelwinkelstellungen $\gamma = 0^\circ, 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24^\circ, 28^\circ, 33^\circ$ und 36° erzeugt. Die Gesamtpunktzahl jedes Leitradnetzes beläuft sich auf 124740 Punkte, d.h. ein Kanal ist mit 11340 Punkten vernetzt. Abbildung 5.2 zeigt eine 3D-Ansicht des gesamten Leitrades bei einem Leitradwinkel $\gamma = 16^\circ$.

5.1.1.3 Laufrad

Mit Hilfe der Werkzeuge für die Geometriaufbereitung und die Netzgenerierung des am Lehrstuhl entwickelten Softwarepakets TES wurde ein Einblock-H-Netz eines Laufradkanals erzeugt. Die Laufradeintrittsfläche ist identisch mit der Leitradaustrittsfläche. Die Laufradaustrittsfläche steht senkrecht zur Maschinenachse und

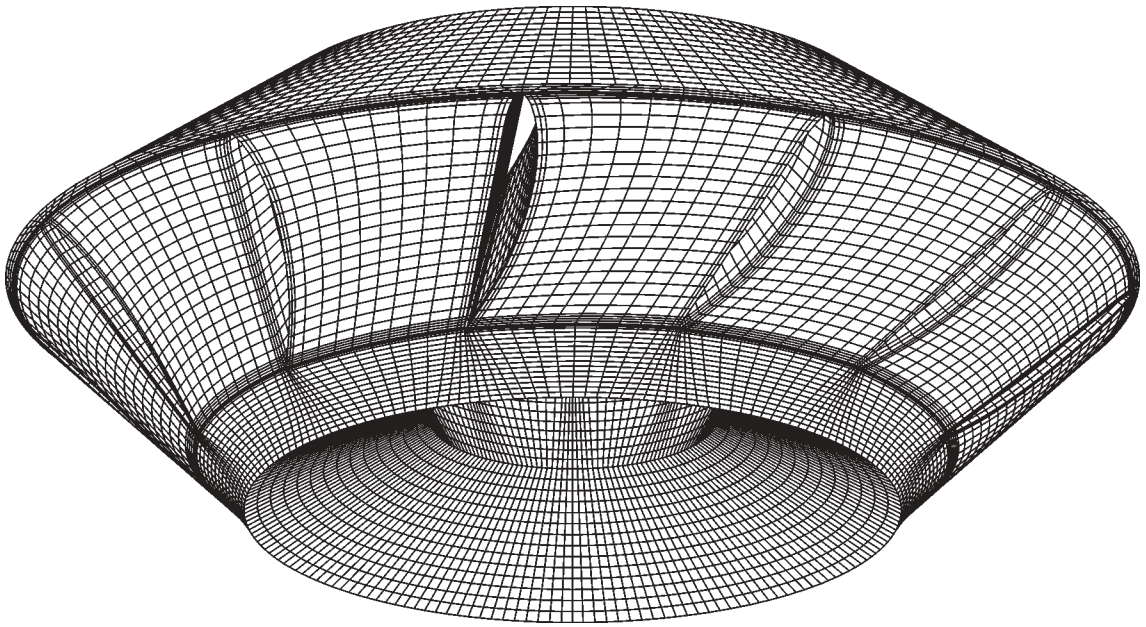


Abbildung 5.2: 3D-Ansicht des vernetzten Leitapparates bei $\gamma = 16^\circ$

verläuft durch die Abschlußfläche des Nabenendkörpers. Die Hinterkante der Laufschaufel ist spitz modelliert. Die Spalte zwischen Schaufel und Nabe sowie Schaufel und Gehäuse sind nicht vernetzt. Insgesamt wurden Laufradnetze für die Laufschaufelwinkelstellungen $\varphi = 24^\circ, 26^\circ, 28^\circ$ und 36° erzeugt. Abbildung 5.3 zeigt die konforme Abbildung des Laufradnetzes am äußersten Radius bei einem Schaufelwinkel $\varphi = 28^\circ$.

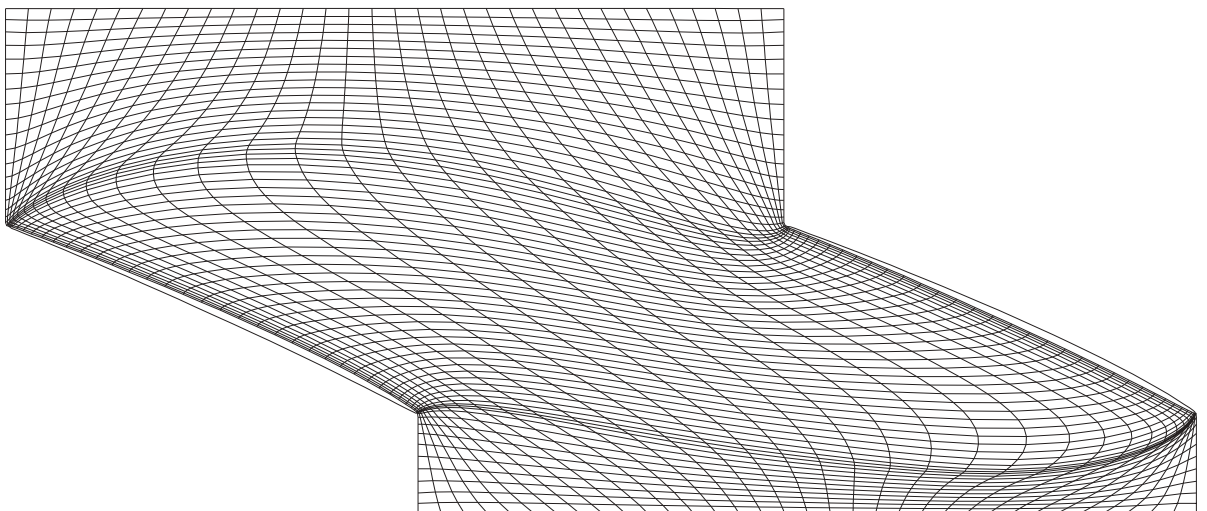


Abbildung 5.3: Konforme Abbildung des Rechenetz eines Laufschaufelkanals bei $\varphi = 28^\circ$

5.1.1.4 Saugrohr

Das Saugrohrnetz für die Kennfeldrechnungen wurde ebenfalls mit ICEM CFD erstellt, während die Geometrie hierzu mit Pro/ENGINEER erzeugt wurde. Die Eintrittsebene zum Saugrohr entspricht der Austrittsebene des Laufrades. Die Austrittsebene des Saugrohrnetzes endet bündig mit der Saugrohrkontur. Um die Qualität des Saugrohrnetzes verbessern und die Abschlußfläche des Nabenendkörpers korrekt abbilden zu können, wird ein O-Netz verwendet. Der restliche Körper ist mit vier H-Netz-Blöcken vernetzt. Das Saugrohrnetz enthält insgesamt 132100 Knoten. Abb. 5.4 zeigt den Meridianschnitt des Saugrohr-Rechennetzes.

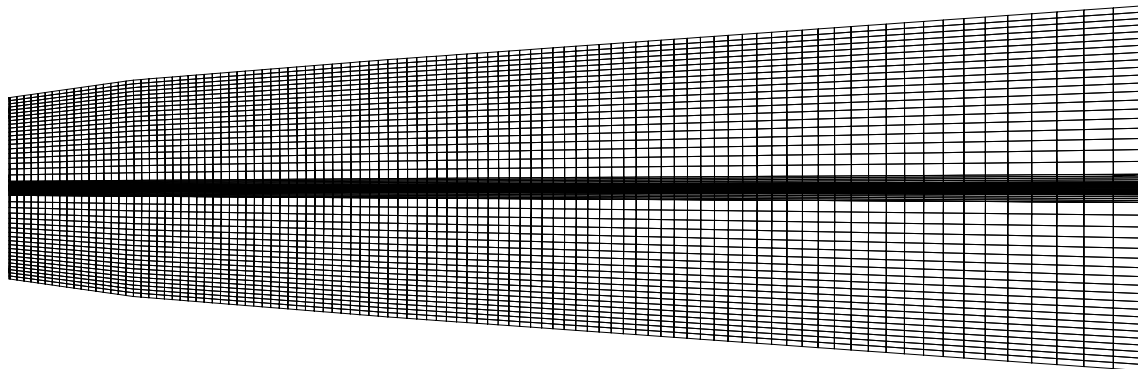


Abbildung 5.4: Meridianschnitt des Rechennetzes des Saugrohres

5.1.2 Randbedingungen

Die von den Solvern CFX-TASCflow und NS3D gelösten Gleichungen sind vom elliptischen Typ, so daß an jeder Berandung der Geometrie und des Berechnungsgebietes Randbedingungen definiert werden müssen. Für die vorliegenden Problemfälle werden folgende Randbedingungen verwendet:

- Wandrandbedingung,
- Eintrittsrandbedingung,
- Austrittsrandbedingung,
- Periodisches Interface,
- Kopplung der Bezugssysteme.

Wandrandbedingung

An den benetzten Wänden gilt die Haftbedingung für hydraulisch glatte Wände. Die Wandschubspannungen werden mit Hilfe von Wandfunktionen bestimmt. Diese basieren auf der Annahme eines logarithmischen Geschwindigkeitsprofils in Wandnähe. Für die Berechnung des Strömungsfeldes werden folgende Wandrandbedingungen definiert:

- Stehende Wände für den kompletten Zulauf, alle Leitrad- und Saugrohrflächen, das Laufradgehäuse sowie das Wasserführungsschild,
- Rotierende Wände für die Laufradbeschaufelung und die gesamte Nabe.

Eintrittsrandbedingung

Bei Berechnungen mit CFX-TASCflow wird an der Eintrittsfläche der Massenstrom sowie dessen Richtung vorgeschrieben. Bei Berechnungen mit NS3D wird der Zuströmvektor in Zylinderkoordinaten angegeben. Für das Turbulenzmodell beider Solver werden noch Werte für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipationsrate ϵ bzw. den Turbulenzgrad Tu und die charakteristische Länge L definiert.

Austrittsrandbedingung

An der Austrittsfläche wird der mittlere statische Druck vorgegeben. Bei allen Berechnungen wird dieser zu $\overline{p_{aus}} = 0 \text{ bar}$ gesetzt.

Periodische Randbedingung

Alle periodischen Ränder des Rechengitters, wie sie beispielsweise im Leitrad, Laufrad und Saugrohr vorkommen, werden mit Hilfe periodischer Randbedingungen verknüpft. Dies erlaubt die Berechnung nur eines teilungsperiodischen Ausschnittes des Gesamtproblems.

Kopplung der Bezugssysteme

Da die Berechnung der Stufe in unterschiedlichen Bezugssystemen erfolgt, müssen diese durch eine geeignete Randbedingung gekoppelt werden. Entsprechend den Erkenntnissen von KAECELE ET AL. [31] wird nur die Stage-Kopplung verwendet. Hierbei werden die Strömungsgrößen auf der Abströmfläche des stromauf liegenden Bauteils in Umfangsrichtung gemittelt und in geeigneter Weise über das Interface übergeben. Die Schichtung in radialer Richtung bleibt erhalten, siehe z.B. RIEDEL [58].

5.1.3 Turbulenzmodelle

Die Bestimmung der in den zeitlich gemittelten Impulsgleichungen enthaltenen Reynoldsspannungen erfolgt mit Hilfe von Modellansätzen, die das komplexe Verhalten der Turbulenz näherungsweise beschreiben. Dabei muß stets auf empirische

Informationen zurückgegriffen werden, die in die Ansätze einzuarbeiten sind. Dies führt zu Modellen unterschiedlicher Genauigkeit und Wirtschaftlichkeit.

Die Untersuchungen von ROHNE [59] und OTTO ET AL. [49] bezüglich des Einflusses verschiedener Turbulenzmodelle auf die Energieumsetzung in einer Rohrturbine bzw. Unterwasserpumpe zeigen eine nur schwach ausgeprägte Auswirkung auf die Fall- bzw. Förderhöhe. Bei allen durchgeführten Berechnungen wurde deshalb das Standard $k - \epsilon$ Turbulenzmodell verwendet.

5.2 Berechnung des Kennfelds

Das numerisch untersuchte Strömungsgebiet umfaßt die gesamte Turbine bestehend aus Zulauf, Leit- und Laufrad sowie Saugrohr. Das gesamte Strömungsgebiet ist mit ca. 400000 Knoten vernetzt. Alle Rechnungen wurden mit dem Solver CFX-TASCflow durchgeführt. Zur Ermittlung des Kennfeldes wurden Variationen folgender Betriebspunktparameter durchgeführt:

- Laufschaufelwinkel $\varphi = 24^\circ, 26^\circ, 28^\circ, 32^\circ$,
- Leitschaufelwinkel $\gamma = 4^\circ, 8^\circ, 12^\circ, 16^\circ, 20^\circ, 24^\circ, 28^\circ, 33^\circ, 36^\circ$,
- Drehzahl $n = 600 \text{min}^{-1} - 1430 \text{min}^{-1}$,
- Volumenstrom $Q = 0.4 \text{m}^3/\text{s} - 0.95 \text{m}^3/\text{s}$.

Die zur Bestimmung des Betriebspunktes benötigte Fallhöhe H ergibt sich implizit aus der Berechnung. Insgesamt wurden ca. 150 Betriebspunktrechnungen durchgeführt.

Zur Bilanzierung wurden mehrere Schnitte innerhalb des Rechengebietes definiert. Abbildung 5.5 zeigt die verwendeten Schnittebenen. Die Positionen der Schnittebenen 1, 2 und 4 ergeben sich aus der Lage der Druckmeßbohrungen, die bei den experimentellen Modelluntersuchungen verwendet wurden. Die Schnittebene Le_ein ist identisch mit der Blockgrenze des Leitradnetzes, Le_aus liegt etwas stromab des Leitradaustritts. Die Schnittebenen La_ein und La_aus stehen senkrecht zur Maschinenachse und befinden sich nahe am Laufschaufelein- und -austritt. Die Schnittebene 3 ist ebenfalls identisch mit der Blockgrenze.

Zur Beurteilung der Energieumsetzung werden die in den Schnittebenen gebildeten Druckzahlen für den Totaldruck und den theoretischen Totaldruck Ψ_t und $\Psi_{t,th}$ herangezogen. Eine Herleitung der Kennwerte läßt sich z.B. in ROHNE [59] finden. Die Kennwerte werden wie folgt definiert:

$$\Psi_{t,th} = \frac{2(\overline{r \cdot c_u})_{ein} - (\overline{r \cdot c_u})_{aus}}{r_{ref}^2 \cdot \omega}, \quad (5.1)$$

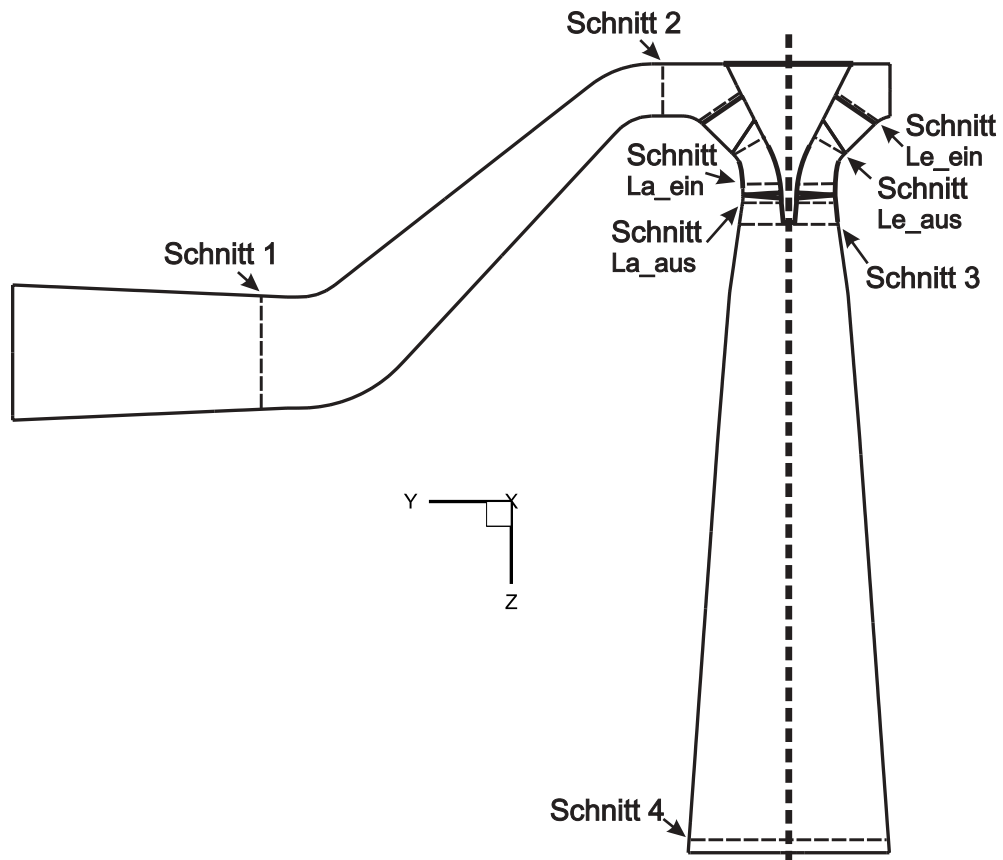


Abbildung 5.5: Lage der Bilanzierungsschnitte

und

$$\Psi_t = \frac{2 (\overline{p_{t,ein}} - \overline{p_{t,aus}})}{\rho \cdot u_{ref}^2}. \quad (5.2)$$

Die einzelnen Strömungsgrößen $\overline{p_t}$ und $(\overline{r \cdot c_u})$ werden hierbei über der Schnittfläche massenstromgemittelt. Aus diesen beiden Integralwerten wird der hydraulische Wirkungsgrad η_h als Verhältnis von Nutzen und Aufwand wie folgt berechnet:

$$\eta_h = \frac{\Psi_{t,th}}{\Psi_t}. \quad (5.3)$$

Die nachfolgenden Kapitel beschreiben die aus den Kennfeldrechnungen gewonnenen Ergebnisse. Zweckmäßigerweise werden die Bauteile entsprechend ihrer Funktion getrennt analysiert. Anschließend wird das hydraulische Verhalten der gesamten Turbine untersucht.

5.2.1 Zulauf und Spirale

Der S-Krümmter verbindet das Oberwasser bzw. das gerade Zulaufstück mit der Spirale. Die Strömung wird zweimal um ca. 45° umgelenkt, so daß der Spiralboden oberhalb des Maximalwasserspiegels im Oberwasser liegt. Die Spirale lenkt die Strömung zur Maschinenachse um und sorgt für eine möglichst gleichmäßige Zuführung des Fluides zum Leitapparat.

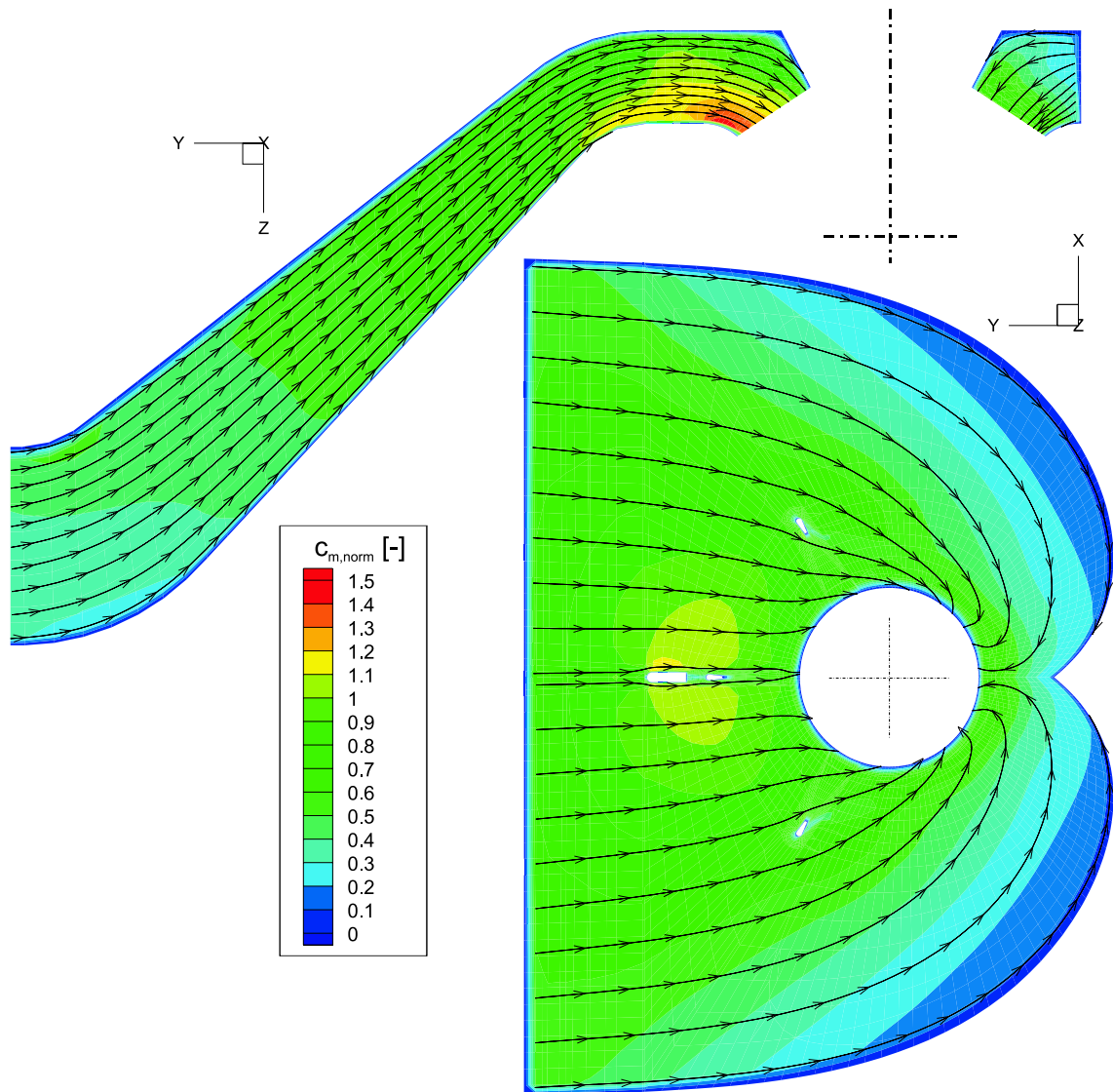


Abbildung 5.6: Bezogene Durchflußgeschwindigkeit im Turbinenzulauf

Abbildung 5.6 zeigt die auf die mittlere Zulaufaustrittsgeschwindigkeit $\overline{c_{aus}}$ normierte Durchflußgeschwindigkeit im Zulauf zur Turbine. Der Schnitt oben im Bild liegt von der Symmetrieebene um $x = 0.05m$ entfernt, um Schnitte durch die Stützschaufeln zu vermeiden. Der Schnitt unten im Bild steht senkrecht zur Maschinenachse bei $z = -0.344m$ und verläuft mittig durch die Spirale. Der Volumenstrom liegt mit

$Q = 0.671m^3/s$ im mittleren Bereich.

Aufgrund der durch die Krümmung der Stromlinien auftretenden Fliehkräfte entsteht erwartungsgemäß an den 45°-Umlenkungen des S-Krümmers eine Geschwindigkeitsschichtung. Die infolge der Umlenkung grundsätzlich auftretenden Sekundärwirbel sind jedoch kaum feststellbar. Die Erhöhung der Durchflußgeschwindigkeit über der gesamten Spiralhöhe am Eintritt zur Spirale ist eine Folge der Umströmung der Stützbeschaufelung. Anhand der Stromlinien ist zu erkennen, daß die Strömung im gesamten Zulauf anliegt und sich keine Rückström- oder Totwassergebiete ausbilden.

Eine detaillierte Auswertung des Strömungsbildes im Zulauf zeigt, daß über den gesamten Volumenstrombereich die Geschwindigkeitsverteilungen qualitativ gut übereinstimmen. Es ist weder im S-Krümmers eine Auswirkung der Spirale noch in der Spirale eine Auswirkung von S-Krümmers bzw. Leitrad zu erkennen. Der Druckverlust ist somit ausschließlich eine Funktion des Volumenstroms bzw. der *Reynolds*-Zahl.

Zur Ermittlung des Druckverlustbeiwertes der Bauteile wird die Totaldruckdifferenz Δp_t zwischen zwei Schnitten mittels der volumetrisch gemittelten Geschwindigkeit berechnet. Aus der Auswertung dieser Differenz an allen Betriebspunkten läßt sich eine volumenstromabhängige Funktion ermitteln, anhand der sich ein Druckverlustbeiwert ζ ableiten läßt:

$$\Delta p_v = \Delta p_t \Rightarrow f(Q^2) = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{A_{aus}} \right)^2 = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \overline{c_{aus}}^2. \quad (5.4)$$

Der Druckverlust im S-Krümmers wurde zwischen den Ebenen 1 und 2 ermittelt, der der Spirale zwischen den Ebenen 2 und *Le_ein*. Der numerisch bestimmte Druckverlustbeiwert des S-Krümmers $\zeta_{S-Krümmers,num} = 0.08453$ stimmt sehr gut mit dem experimentell ermittelten Druckverlustbeiwert von $\zeta_{S-Krümmers,exp} = 0.08463$ aus Kapitel 4.1.2 überein. Für den Verlustbeiwert der Spirale ergibt sich ein Wert von $\zeta_{Spirale,num} = 0.24168$. Die Druckverlustbeiwerte von Spirale und S-Krümmers sind auf Flächen mit ungefähr der gleichen Größe bezogen und können somit direkt miteinander verglichen werden. So ist der Beiwert der Spirale $\zeta_{Spirale}$ um den Faktor 3 größer als der des S-Krümmers was in Anbetracht der Strömungsbeschleunigung und -umlenkung um 90° ein vergleichsweise geringer Wert ist.

5.2.2 Leitrad

Aufgrund der Verwendung einer symmetrischen Spiralgeometrie erfolgt die Zuströmung zum Leitrad ungleichförmig. Die getrennte Bilanzierung der einzelnen Leitradkanäle zeigt, daß die Axialgeschwindigkeit am Leitradeneintritt in allen Betriebspunkten näherungsweise konstant um den Umfang verteilt ist. Die Kanäle in der Nähe des S-Krümmers haben die höchste Radialgeschwindigkeit, bewältigen so-

mit den höchsten Massenstrom. Zum Sporn hin nehmen die Radialgeschwindigkeit und somit auch der Massenstrom ab.

Durch den symmetrischen Aufbau der Spirale ist der Gesamtdrall am Leitradtritt nahezu Null. Da die in Maschinenachsrichtung um $+90^\circ$ versetzten Leitschaufeln günstiger zur Strömung stehen, ist hier der Druckverlust zwischen Leitradtritt und -austritt am geringsten. Ab einem Leitradwinkel von $\gamma = 12^\circ$ werden diese Leitschaufeln etwas saugseitig angeströmt. Die um -90° versetzten Leitschaufeln werden stark druckseitig angeströmt, die Verluste sind somit am höchsten. Dieses Strömungsbild bleibt bei Änderung des Volumenstroms bzw. des Leitschaufelwinkels qualitativ erhalten. Je höher der Volumenstrom bzw. je flacher der Leitschaufelwinkel, desto unterschiedlicher fällt der Druckverlust aus.

Bis zur Interface-Fläche, die mittig zwischen Leit- und Laufrad liegt, findet ein nahezu vollständiger Ausgleich der Geschwindigkeitsverteilung statt. Die Radial- und Umfangsgeschwindigkeit sind annähernd gleichförmig über den Umfang verteilt. Die Schwankungen von Massenstrom und Drall betragen ca. 3% des Mittelwertes. Dies ist im Wesentlichen auf die Düsenwirkung durch die Verengung des Strömungskanals und die damit einhergehende Beschleunigung zurückzuführen.

Bei Umfangsmittelung des Totaldruckverlustes über alle Leitradkanäle zeigt sich erwartungsgemäß eine quadratische Abhängigkeit vom Volumenstrom, wie Abbildung 5.8 exemplarisch für den Laufschaufelwinkel $\varphi = 28^\circ$ zeigt. Der Totaldruckverlustbeiwert ΔP_v wird hierbei folgendermaßen gebildet

$$\Delta P_v = \frac{\Delta p_v}{\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{A_{aus}}\right)^2}. \quad (5.5)$$

Der Druckverlust weist eine deutliche Korrelation zum Leitschaufelwinkel auf. Einfache theoretische Überlegungen zeigen bereits, daß der Druckverlust um so höher ausfällt, je stärker das Leitrad geschlossen ist, da das Schließen des Leitrades die Leitradkanäle verengt und die Strömung stärker beschleunigt. Auch sind die Stoßverluste höher, da die Schaufeln zur Zuströmrichtung ungünstiger stehen.

Zur Auswertung des Umlenkverhaltens und der Leitradverluste werden die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit und der Totaldruckverlust für alle Betriebspunkte in die dimensionslosen Beiwerte für den Auftrieb und den Widerstand c_a und c_w umgerechnet. Die Definitionen geben die allgemeine Schreibweise wieder. Für ein stehendes Gitter sind w_u durch c_u , w_∞ durch c_∞ und w_m durch c_m zu ersetzen.

$$c_a = \frac{2 \cdot \Delta w_u}{w_\infty} \cdot \frac{t}{L} \quad (5.6)$$

$$c_w = \frac{\Delta p_{t,v}}{\frac{\rho}{2} w_\infty^2} \cdot \frac{w_m}{w_\infty} \cdot \frac{t}{L} \quad (5.7)$$

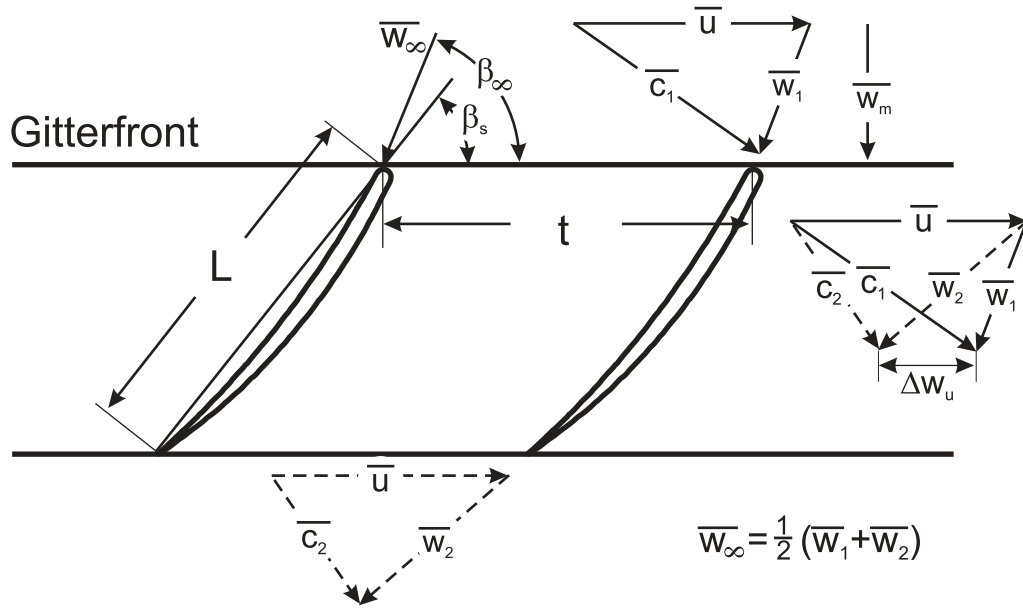
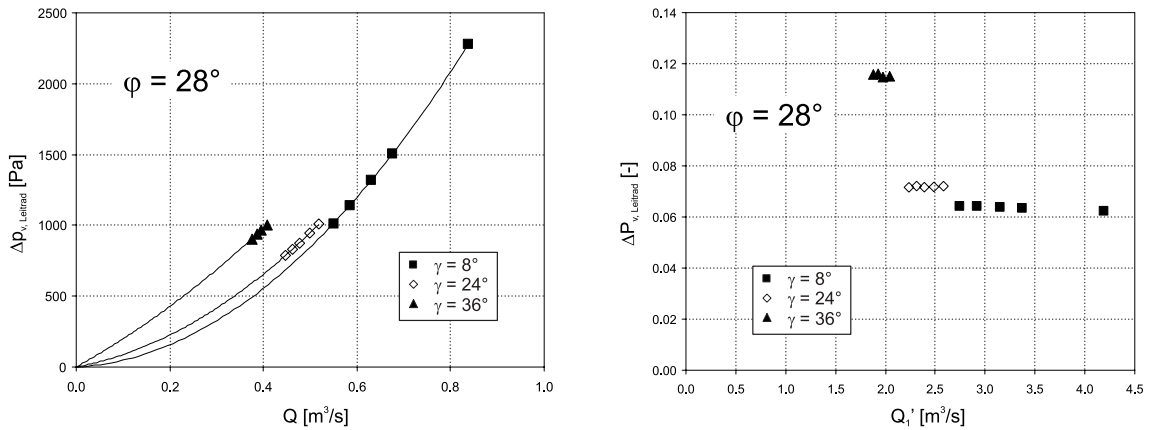


Abbildung 5.7: Gittertheorie

Abbildung 5.8: Totaldruckverlust über Volumenstrom und Totaldruckverlustbeiwert über Einheitsvolumenstrom für $\varphi = 28^\circ$

Die Definition der Größen w_m , w_∞ sowie t und L sind aus Abbildung 5.7 ersichtlich.

Zur Bilanzierung werden die Schnitte Le_{ein} und Le_{aus} verwendet. Die Bilanzgrenze am Austritt ist so gewählt, daß Druck- und Geschwindigkeitsunterschiede weitgehend ausgeglichen sind, Nachlaufdübeln jedoch noch deutlich erkennbar sind, siehe FISTER [15], [16]. Zur Beurteilung der Belastung der Leitschaufeln entlang der radialen Erstreckung werden die Bilanzflächen vom Leitradgehäuse zum Wasserführungsschild in 10 ringförmige Einzelflächen unterteilt. Aus der Auswertung des Druckverlust- und Auftriebbeiwertes in allen Betriebspunkten läßt sich ersehen, daß die Schaufeln entlang ihrer axialen Erstreckung nahezu gleich belastet sind, siehe Abbildung 5.9 am Beispiel $\varphi = 28^\circ$, $\gamma = 24^\circ$ mit der dimensionslosen axiale Erstreckung der Leitschaufeln vom Wasserführungsschild zum Leitradgehäuse n . Die

Abweichungen differieren weniger als 3% vom Mittelwert. Der Widerstandsbeiwert c_w jedoch steigt insgesamt deutlich an. Nahe dem Wasserführungsschild beträgt dieser maximal etwa die Hälfte des Wertes am Leitradgehäuse, was auf die erhöhte Reibung aufgrund der längeren Leitschaufelsehne am Leitradgehäuse zurückgeführt werden kann.

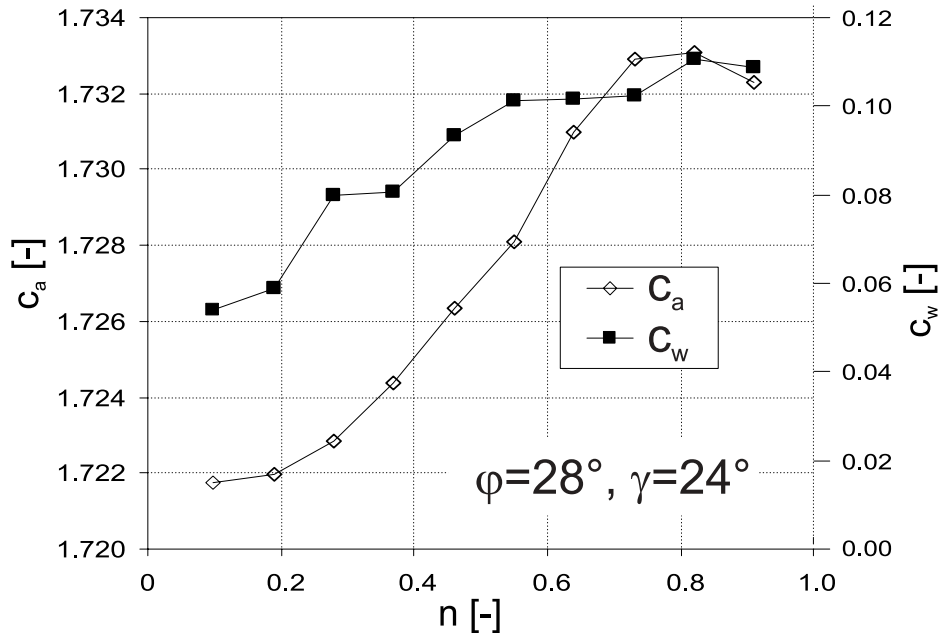


Abbildung 5.9: Auftriebsbeiwert und Widerstandsbeiwert über Leitschaufelhöhe am Beispiel $\varphi = 28^\circ$, $\gamma = 24^\circ$

Die über die Leitschaufelhöhe gemittelten Auftriebs- und Widerstandsbeiwerte zeigen näherungsweise keine Abhängigkeit vom Volumenstrom bzw. von der Drehzahl. Umlenkung und Widerstand des Leitradgitters sind offensichtlich nur von der Einstellung des Leitschaufelwinkels abhängig, siehe Abbildung 5.10 und 5.11.

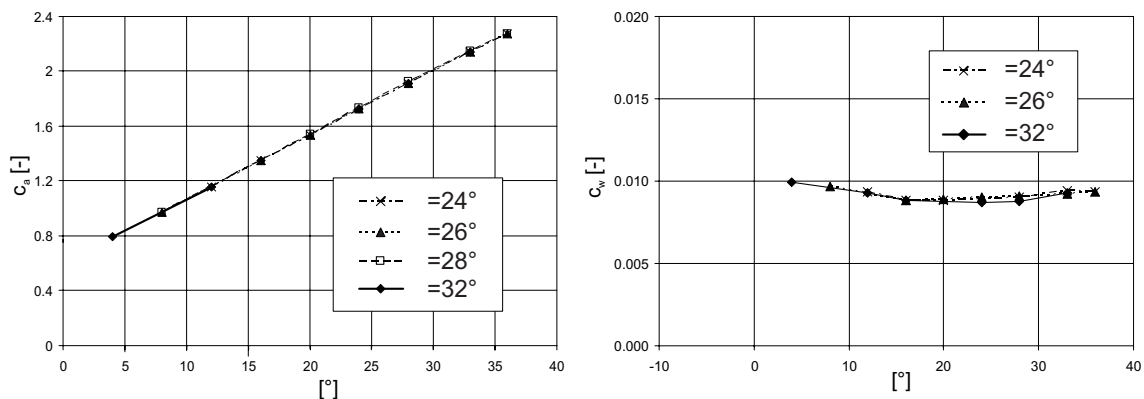


Abbildung 5.10: Auftriebsbeiwert und Widerstandsbeiwert über Anstellwinkel der Leitschaufeln

Wie die linke Darstellung in Abbildung 5.10 zeigt, ergibt sich eine lineare Abhängig-

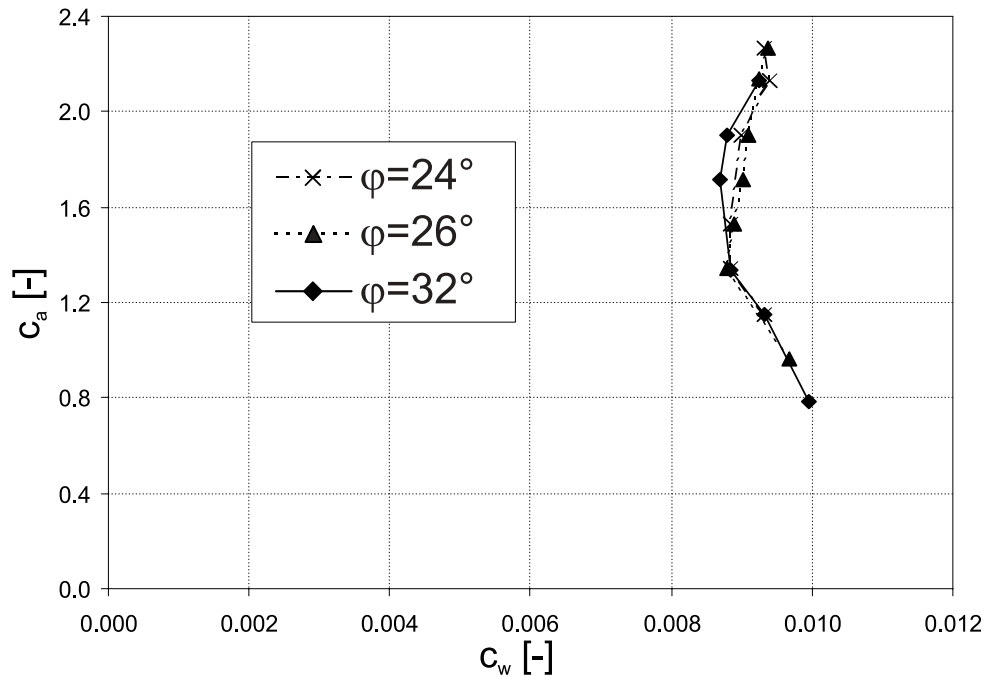


Abbildung 5.11: Polardarstellung der Leitschaufelcharakteristik

keit des gemittelten Auftriebsbeiwerts vom Anstellwinkel. Die Abhängigkeit vom Laufschaufelwinkel ist vernachlässigbar. Aus Abbildung 5.10, rechts, ist ersichtlich, daß die Abhängigkeit des Widerstandsbeiwerts vom Leitschaufelwinkel nur schwach ausgeprägt ist. Der geringste Wert wird bei einem Leitschaufelwinkel von $\gamma = 16^\circ$ erreicht und beträgt $c_w = 0.0088$. Abbildung 5.11 zeigt die Darstellung des Auftriebsbeiwerts als Funktion des Widerstandsbeiwertes, das sogenannte Polarendiagramm.

5.2.3 Laufrad

Im Laufrad findet die Umsetzung von Strömungsenergie in mechanische Energie statt durch Abbau des statischen Drucks und des vom Leitrad erzeugten Dralls. Zur Auswertung des Laufradverhaltens wird der durchströmte Eintrittsquerschnitt zum Laufrad *La_ein* in 7 ringförmige Einzelflächen unterteilt. Dies ermöglicht eine direkte Beurteilung der Zuströmung durch Vergleich der Geschwindigkeitsvektoren mit der Schaufelgeometrie. Abbildung 5.12 zeigt den Relativströmungswinkel β_1 und den Laufschaufeleintrittswinkel β_{S1} sowie den Inzidenzwinkel i über dem normierten Radius r/R an drei ausgewählten Betriebspunkten der Bremskurve mit der Leit/Laufschaufelkombination $\gamma = 24^\circ, \varphi = 28^\circ$. Im Teillastbetriebspunkt liegt der Volumenstrom bei etwa 80% des Volumenstroms im Bestpunkt, im Überlastpunkt bei etwa 125%. Der Relativströmungswinkel ergibt sich aus dem kinematischen Zusammenhang, der Laufschaufeleintrittswinkel aus den Parameterdaten der Laufschaufel. Der Inzidenzwinkel ergibt sich aus der Differenz $i = \beta_1 - \beta_{S1}$.

Erwartungsgemäß ergibt sich im Bestpunkt eine hohe Übereinstimmung des Re-

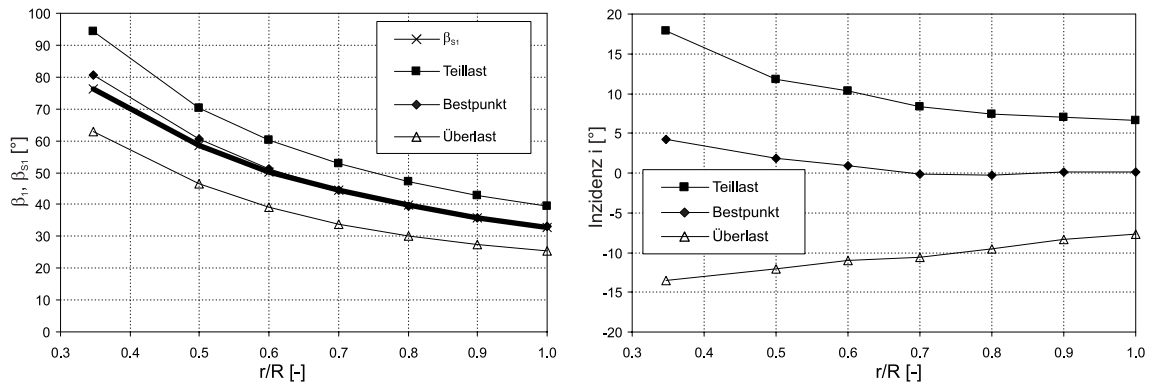


Abbildung 5.12: Relativströmungs-, Laufschaufeleintritts- und Inzidenzwinkel über normiertem Radius

lativströmungswinkel β_1 mit dem Laufschaufeleintrittswinkel β_{S1} . Vor allem in Gehäusenähe $r/R = 1$ wird das Laufrad schaufelkongruent angeströmt. Der Inzidenzwinkel tendiert zu $i = 0^\circ$. In Nabennähe jedoch ergibt sich eine leicht saugseitige Zuströmung. Der Inzidenzwinkel liegt hier etwa bei $i = 4^\circ$. In Teillast wird die Schaufel durchweg druckseitig angeströmt, in Überlast saugseitig mit Inzidenzwinkel bis zu $i = 18^\circ$.

Zur Ermittlung des Auftriebs- und Widerstandsverhaltens der Laufschaufeln wird analog zum Leitrad vorgegangen. Mit Hilfe der Gleichungen 5.6 und 5.7 werden Auftrieb und Widerstand des Laufradgitterverbands in die dimensionslosen Beiwerte c_a bzw. c_w umgerechnet. Abbildung 5.13 zeigt die ermittelten Beiwerte für den Auftrieb und Widerstand in Abhängigkeit vom normierten Radius in den obig verwendeten drei Betriebspunkten. Zur Ermittlung der Beiwerte wurden die Schnitte *La_ein* und *La_aus* verwendet.

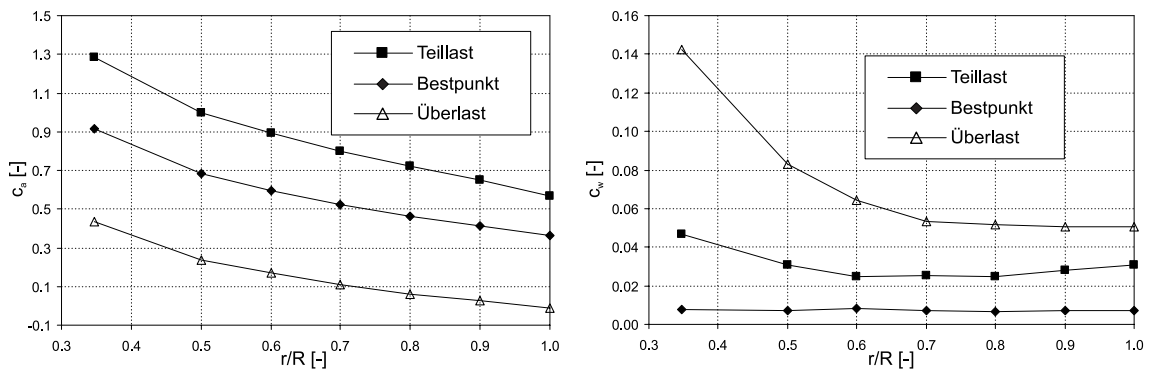


Abbildung 5.13: Auftriebs- und Widerstandsverhalten der Laufschaufel über normiertem Radius

In allen Betriebspunkten ergibt sich aufgrund der stärkeren Umlenkung der Strömung in Nabennähe ein höherer Auftriebsbeiwert als in Gehäusenähe. Die Abhängigkeit vom normierten Radius ist angenähert linear. Im Bestpunkt reicht der

Auftriebsbewert von $c_a = 0.9$ bis $c_a = 0.36$. In Teillast ergeben sich aufgrund der druckseitigen Anströmung durchweg höhere Auftriebsbeiwerte, in Überlast niedrigere. Wie Abbildung 5.13, rechts, zeigt, führt die weitgehend schaufelkongruente Zuströmung im Bestpunkt zu niedrigen Widerstandsbeiwerten über die gesamte radiale Erstreckung der Laufschaufel. In Teil- und besonders in Überlast ergeben sich aufgrund der Fehlanströmung besonders in Nabennähe deutlich erhöhte Widerstandsbeiwerte.

Abbildung 5.14 zeigt die Geschwindigkeitsdreiecke im Bestpunkt der Bremskurve $\gamma = 24^\circ, \varphi = 28^\circ$ an drei Zylinderschnitten am Ein- und Austritt des Laufrades. Die Axialgeschwindigkeit nimmt von der Nabe zum Gehäuse um etwa 20% zu. Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit nimmt am Eintritt von der Nabe zum Gehäuse hin ab, am Austritt ist die Strömung nahezu drallfrei.

Zur Darstellung der Laufradpolaren wird mit Hilfe einer Vektoraddition aus der Relativgeschwindigkeit am Ein- und Austritt die ungestörte Relativanströmung w_∞ gebildet:

$$\overline{w_\infty} = 0.5 \cdot (\overline{w_1} + \overline{w_2}). \quad (5.8)$$

Der Winkel zwischen $\overline{w_\infty}$ und der Umfangsrichtung sei β_∞ . Der Anstellwinkel α_A wird aus der Differenz zwischen β_∞ und dem Staffelungswinkel β_s gebildet. Abbildung 5.15 zeigt an drei Zylinderschnitten die Beiwerte des Auftriebs und Widerstands des Laufschaufelgitters in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α_A . Das Verhalten eines Gitterverbands wird typisch wiedergegeben.

Werden für jeden Schnitt r/R die Auftriebsbeiwerte in Abhängigkeit der Widerstandsbeiwerte dargestellt, ergibt sich das Polardiagramm, siehe Abbildung 5.16. Für das Laufschaufelprofil in Nabennähe ist die Polare zu höheren Auftriebsbeiwerten verschoben. Aufgrund der schlankeren Profile in Gehäusenähe ergibt sich für die Polaren ein spitzerer Verlauf.

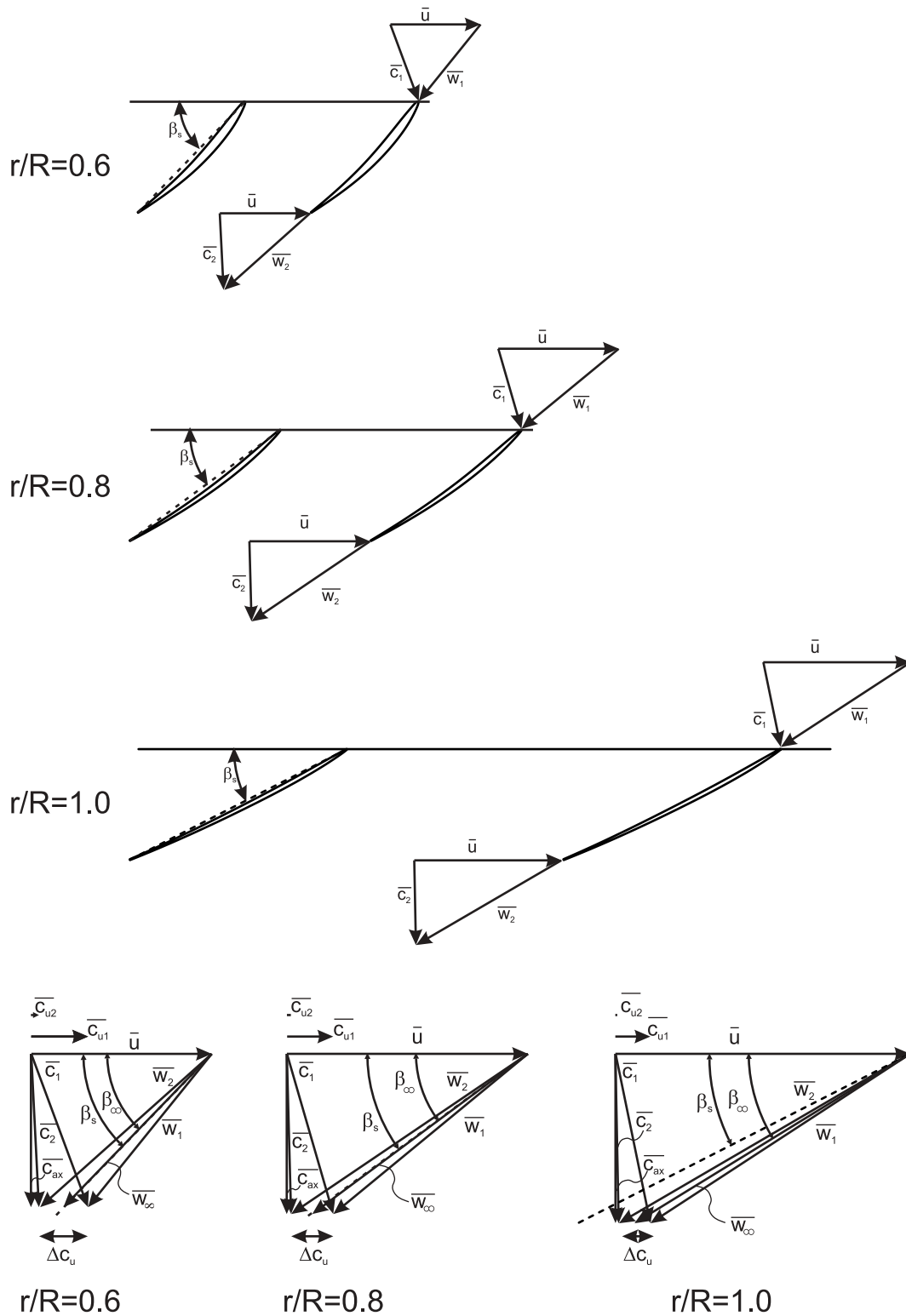


Abbildung 5.14: Geschwindigkeitsdreiecke an drei Zylinderschnitten im Bestpunkt der Bremskurve $\gamma = 24^\circ$, $\varphi = 28^\circ$

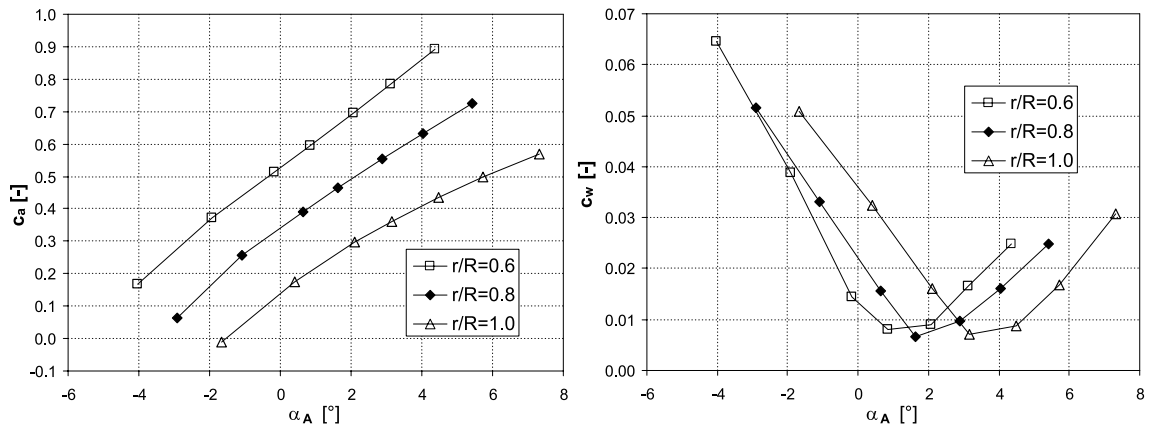


Abbildung 5.15: Auftrieb und Widerstand der Laufschaufeln in Abhängigkeit vom Anstellwinkel

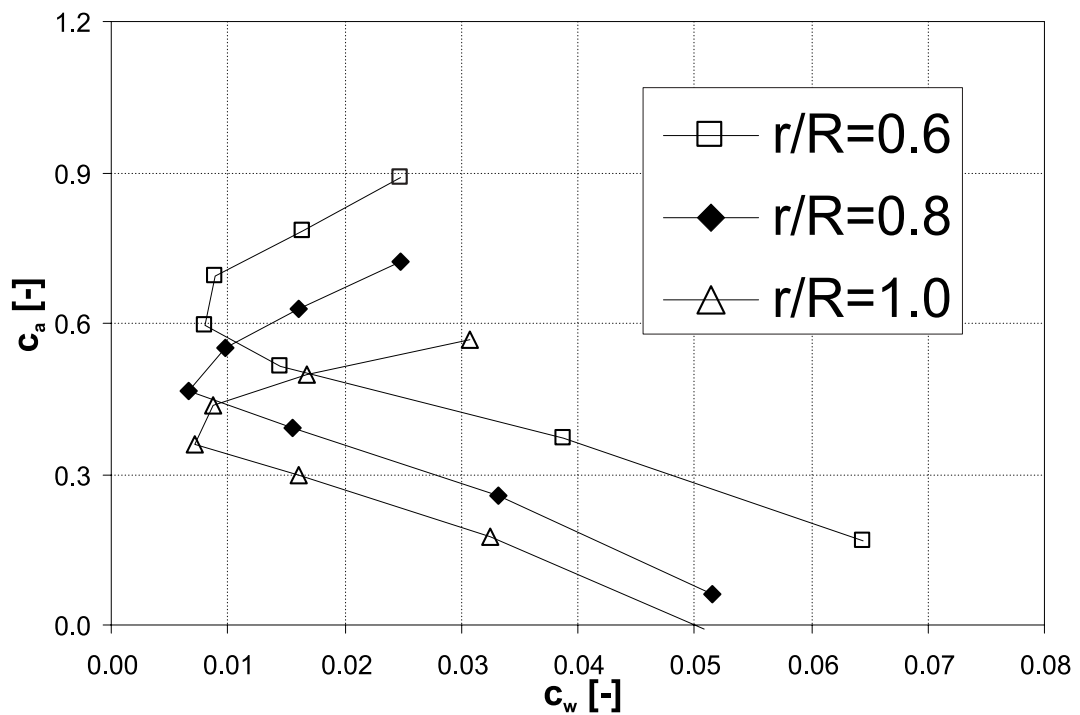


Abbildung 5.16: Polarendiagramm des Laufradgitterverbandes

5.2.4 Saugrohr

Das Saugrohr einer Turbine dient dazu, die am Saugrohrentritt vorhandene kinetische Energie möglichst verlustarm in Druckenergie zu wandeln. Aufgrund der hohen kinetischen Energie der Strömung am Laufradaustritt von schnellläufigen Turbinen kommt der Güte der Energiewandlung eine besondere Bedeutung zu.

Der tatsächlich vorhandene Rückgewinn an statischem Druck wird durch den realen c_p -Beiwert nach Gleichung 5.9 beschrieben:

$$c_p = \frac{\overline{p_{aus}} - \overline{p_{ein}}}{\frac{\rho}{2} \cdot \overline{c_{z,ein}}^2}. \quad (5.9)$$

Der Totaldruckverlust im Saugrohr kann ebenfalls durch eine dimensionslose Verlustzahl dargestellt werden, wobei der Totaldruck massenstromgemittelt wird:

$$\zeta_v = \frac{\overline{p_{t,ein}} - \overline{p_{t,aus}}}{\frac{\rho}{2} \cdot \overline{c_{z,ein}}^2} \quad \text{mit} \quad \overline{p_t} = \frac{1}{\dot{m}} \int p_t d\dot{m}. \quad (5.10)$$

Der Totaldruckverlust im Saugrohr beeinflusst maßgeblich den hydraulischen Wirkungsgrad und die Gesamtleistung der Turbine. Abbildung 5.17 zeigt exemplarisch den Verlauf des Totaldruckverlusts im Saugrohr ζ_v im Vergleich mit dem Druckrückgewinn c_p und dem hydraulischen Wirkungsgrad η_h entlang der Bremskurve durch den Bestpunkt. Zur Bilanzierung werden die Schnitte 3 und 4 aus Abbildung 5.5 verwendet.

Wie Abbildung 5.17 zeigt, verlaufen ζ_v und η_h ähnlich zueinander. Bei hohen Einheitsdrehzahlen Q_1' fällt der hydraulische Wirkungsgrad jedoch stärker ab als der Saugrohrverlust. Dies läßt sich auf den stärker werdenden Einfluß der Fehlanströmung der Laufschaufeln und die dadurch hervorgerufenen Stoßverluste zurückführen. Der Druckrückgewinn des Saugrohres zeigt eine wesentlich geringere Abhängigkeit vom Betriebspunkt und somit vom Restdrall am Laufradaustritt.

Druckrückgewinn-, Verlust- und Wirkungsgradkurve haben das Maximum an nahezu demselben Betriebspunkt. Dies gilt jedoch nur für Bremskurven mit einer $\varphi - \gamma$ -Kombination nahe dem Optimalzusammenhang. Bei stark teil- oder überlastigen Bremskurven ist das Maximum im Verlauf des Druckrückgewinns zu höheren Einheitsdurchflüssen verschoben.

5.2.5 Globales Strömungsbild

Bei allen Kennfeldrechnungen wurden als Randbedingungen der Volumenstrom und die Winkelgeschwindigkeit des Laufrads vorgegeben. Die Totaldruckdifferenz Δp_t zwischen S-Krümmereintritt (Schnitt 1) und Saugrohr Austritt (Schnitt 4) bzw. die

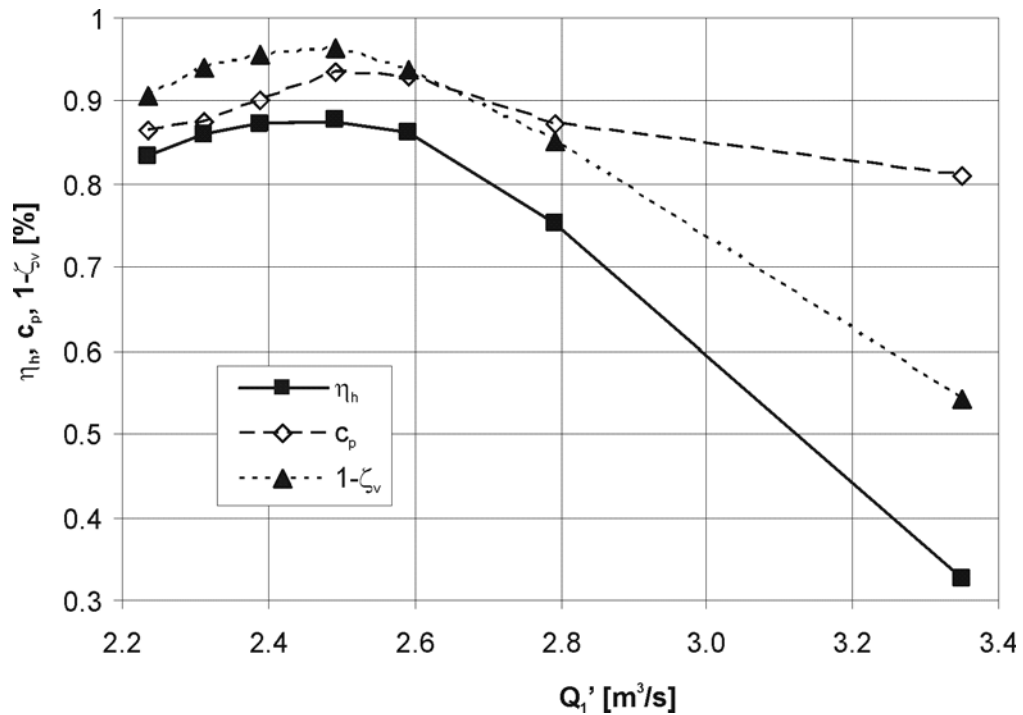


Abbildung 5.17: Hydraulischer Wirkungsgrad, Beiwert des Druckrückgewinns und Saugrohrverlust entlang einer Bremskurve

Fallhöhe H ergibt sich implizit als Resultat aus der Berechnung. Die Auswertung aller Kennfeldrechnungen zeigte, daß die Fallhöhe im Bereich von $H = 3.5m - 5.0m$ liegt. Aus der Fallhöhe läßt sich die den Strömungszustand charakterisierende *Reynolds*-Zahl Re berechnen. Diese ist wie folgt definiert:

$$Re = \frac{c \cdot L_c}{\nu} = \frac{\sqrt{2gH} \cdot D}{\nu}. \quad (5.11)$$

mit der charakteristischen Geschwindigkeit c bzw. Länge L_c und der kinematischen Viskosität ν .

Da jedoch die Reibungsverluste und somit der hydraulische Wirkungsgrad eine Funktion der *Reynolds*-Zahl sind, muß zur Erstellung des Kennfeldes der Wirkungsgrad auf eine konstante Fallhöhe bzw. Re -Zahl umgerechnet werden. Hierzu wurden für mehrere Betriebspunkte Variationen der Re -Zahl im Bereich von $Re = 2.6 \cdot 10^6 - 3.35 \cdot 10^6$ durchgeführt. Dies entspricht einer Variation der Fallhöhe im Bereich von $H = 3.0m - 5.0m$. Es ergaben sich Wirkungsgraddifferenzen im Bereich von etwa 0.5%.

Mit Hilfe einer an die Aufwertungsformel von ACKERET angelehnten Umrechnungsformel, siehe SCHILLING [68], wurde der resultierende Wirkungsgrad aller Kennfeldrechnungen an eine konstante *Reynolds*-Zahl von $Re = 2.6 \cdot 10^6$ angepaßt. Dies entspricht der auch im Experiment verwendeten Fallhöhe von $H = 3m$. Die Gleichung lautet:

$$\Delta\eta = V (100 - \eta) \left(1 - \left(\frac{Re}{Re_{soll}} \right)^{\frac{1}{5}} \right). \quad (5.12)$$

Hierbei ist η der hydraulische Wirkungsgrad des Ergebnisses nach Gleichung 5.3 und Re_{soll} die *Reynolds*-Zahl bei einer Fallhöhe von $H = 3.0m$. Die Korrekturzahl ergibt sich aus den Variationsrechnungen zu $V = 0.3$ und ist somit kleiner als die in der ACKERET-Formel verwendeten Konstante von $V = 0.5$. Dies läßt sich damit erklären, daß in den Variationsrechnungen nur Änderungen des Strömungszustandes, nicht jedoch Änderungen der relativen Rauigkeit berücksichtigt werden.

Das Vorgehen zur Erstellung des numerisch ermittelten Kennfeldes verläuft analog zu der in Kapitel 4.1 vorgestellten Methode. Abbildung 5.18 zeigt das numerisch ermittelte Kennfeld des *Wave Dragon* 3-Flüglers in der Heber-Versuchsturbine.

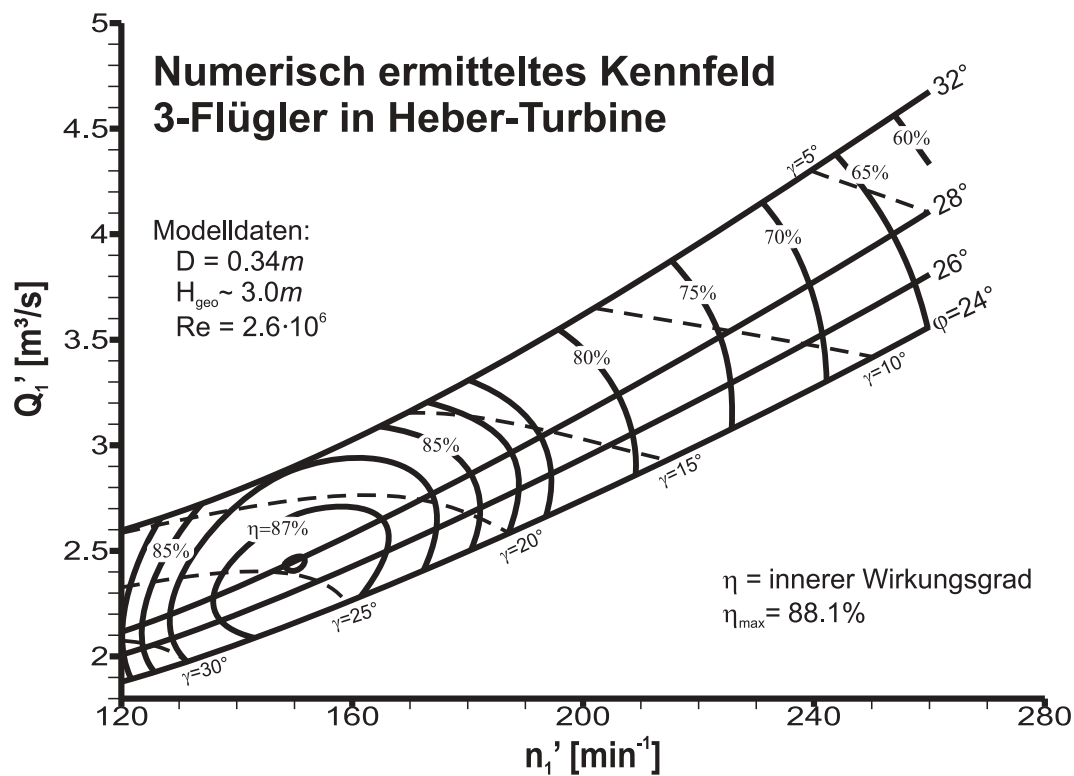


Abbildung 5.18: Numerisch ermitteltes Kennfeld des *Wave Dragon* 3-Flüglers in Kombination mit Heber-Zulauf

Im Vergleich zum experimentell ermittelten Kennfeld in Abbildung 4.3 ist der Bestpunkt um $\Delta n_1' = 15 \text{ min}^{-1}$ zu einer niedrigeren Einheitsdrehzahl und um $\Delta Q_1' = 0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ zu einem höheren Einheitsdurchfluß verschoben. Auch tritt der Bestpunkt bei um $\Delta\varphi = 4^\circ$ weiter geöffnetem Laufrad auf. Der hydraulische Wirkungsgrad im Bestpunkt ist im numerischen Fall nur um 0.8% kleiner. Der Verlauf der numerisch berechneten Propellerkurven ähnelt stark den experimentell ermittelten Propellerkurven. Der Wirkungsgrad in Off-Design-Betriebsbereichen fällt weniger stark ab als im experimentell ermittelten Kennfeld. Der Optimalzusammenhang

zwischen Laufschaufelwinkel φ und Leitschaufelwinkel γ wird jedoch nicht wiedergegeben.

Mit Hilfe der Einheitswerte n_1' und Q_1' lassen sich die Betriebspunkte so umrechnen, daß für eine bestimmte Winkelstellung von Leit- und Laufschaufeln derselbe Durchfluß und dieselbe Drehzahl wie im experimentellen Fall erzielt wird. Die zum Erreichen des Betriebspunktes benötigte Fallhöhe übersteigt die experimentelle Fallhöhe um bis zu 90%. Die Diskrepanz wird um so gravierender, je weiter das Laufrad geöffnet und das Leitrad geschlossen ist.

5.2.6 Diskussion

Um auszuschließen, daß die Differenzen durch geeignete Modellierung des Strömungsproblems hätten vermieden werden können, wurden folgende Untersuchungen durchgeführt und die Ergebnisse dieser Simulationsrechnungen miteinander verglichen.

Modellierung der Bezugssystemkopplung

Die Umfangsmittelung der Geschwindigkeiten führt dazu, daß der Totaldruck an der Kopplungsfläche in Umfangsrichtung variiert. Besonders bei Staupunkten nahe der Kopplungsfläche erscheint dieses Verhalten unphysikalisch. CFX-TASCflow bietet die Möglichkeit, einen konstanten Totaldruck in Umfangsrichtung der Kopplungsfläche zu erzwingen. Die Konvergenz der Strömungslösung ist in diesem Fall schwerer zu erlangen. Beide Varianten liefern nahezu dasselbe Ergebnis. Dies bestätigt die These von KAECHLE ET AL. [31], daß eine Verbesserung des physikalischen Verhaltens nur dann erzielt wird, falls die auf die Fallhöhe bezogenen Umfangsschwankungen des Totaldrucks größer 10% sind.

Ferner wurden Rechnungen mit Frozen Rotor Kopplung zwischen Leit- und Laufrad sowie Laufrad und Saugrohr durchgeführt. Die Ergebnisse aus den Untersuchungen verschiedener Betriebspunkte zeigen, daß der Einfluß des Kopplungsmodells auf die berechnete Fallhöhe weniger als 0.5% ausmacht. Die Diskrepanzen zwischen numerisch berechneter und der im Experiment verwendeten Fallhöhe können jedoch nicht erklärt werden.

Einfluß von Netzfeinheit und -qualität

Zur Beurteilung des Einflusses der Netzfeinheit auf die globalen Strömungsgrößen wurde das Strömungsgebiet in 5 Feinheitstufen von 400000 bis ca. 1000000 Knoten vernetzt. Hierbei wurde vor allem die Diskretisierungsdichte im Bereich der Schaufelvorder- und -hinterkanten und des Nabennachlaufs erhöht. Drei Betriebspunkte wurden zur Berechnung ausgewählt. Die Berechnungen wurden mit dem Solver CFX-TASCflow durchgeführt und anhand der Differenzen im Drallabbau, Totaldruckabbau und Wirkungsgrad beurteilt. Abbildung 5.19 zeigt den Einfluß der

Netzfeinheit auf die berechnete Fallhöhe, dargestellt für die Betriebspunktrechnungen mit der höchsten Abweichung.

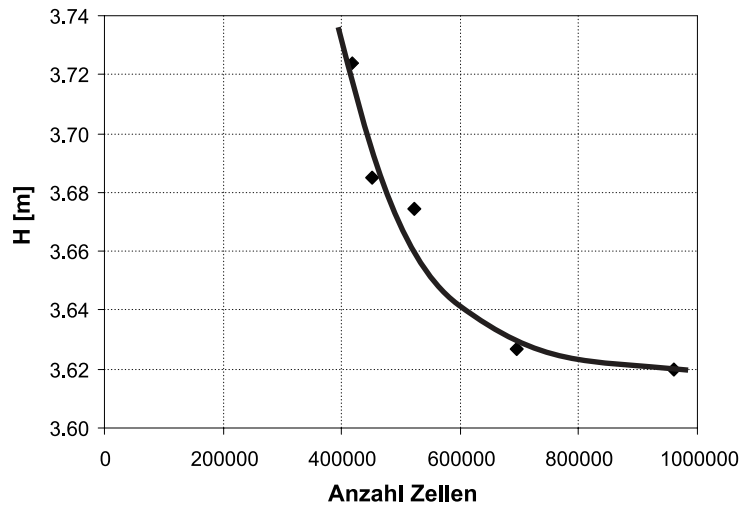


Abbildung 5.19: Einfluß der Diskretisierungsdichte auf berechnete Fallhöhe

Bezüglich der Fallhöhe ergibt sich ein prozentualer Unterschied von $\Delta H/H = -0.028$ in Relation zum Ergebnis aus den Kennfeldrechnungen mit einer Anzahl von ca. 400000 Knoten. Im Verhältnis zur experimentell verwendeten Fallhöhe ergibt sich ein prozentualer Unterschied von $\Delta H/H = -0.23$. Da die theoretische Totaldruckänderung jedoch in ungefähr demselben Verhältnis zu niedrig vorhergesagt wird, ergibt sich für den hydraulischen Wirkungsgrad nahezu kein Unterschied.

Zur Untersuchung des Einflusses von sowohl Netzqualität als auch -feinheit auf die globalen Strömungsgrößen wurden mit Hilfe eines am Lehrstuhl entwickelten Netzgenerators die Netze für die Leit- und Laufbeschaufelung und das Saugrohr neu erstellt. Durch die Verwendung von O-Netzen um die Beschaufelung ergibt sich eine qualitativ bessere Vernetzung des Strömungsgebietes.

Ausgehend von Oberflächenpunkten der Schaufel sowie Punkten entlang der Meridiankontur erstellt der Multiblock-Netzgenerator ein O-Netz um die Schaufel und vernetzt den restlichen Kanal mit drei weiteren H-Netzen. Die Verdichtung in Richtung der Schaufeloberfläche sowie zur Vorder- und Hinterkante läßt sich variabel gestalten. Die Hinterkante wird korrekt abgebildet. Die Spalte zum Gehäuse sowie zum Wasserführungsschild bzw. zur Nabe werden nicht modelliert. Leitradnetze für die Leitschaufelwinkelstellungen $\gamma = 12^\circ, 16^\circ, 24^\circ$ und 32° wurden erzeugt, jeder Leitschaufelkanal ist mit 143424 Punkten vernetzt. Das Laufrad wurde für die Winkelstellungen $\varphi = 24^\circ, 26^\circ, 28^\circ$ und 32° vernetzt, jedes Laufschaufelkanalnetz besitzt 220096 Kontrollvolumina. Abbildung 5.20 zeigt die konforme Abbildung des Rechenetzes an der äußersten Strombahn der Stufe, erstellt mit dem O-Netzgenerator.

Zur Generierung des Saugrohrnetzes wird das Laufradnetz am Austritt entsprechend der Kontur des Saugrohres verlängert. Der Nabennachlauf ist mit 3 weiteren Blöcken gebildet. Das Saugrohrnetz umfaßt somit nur ein Drittel des Saugrohres

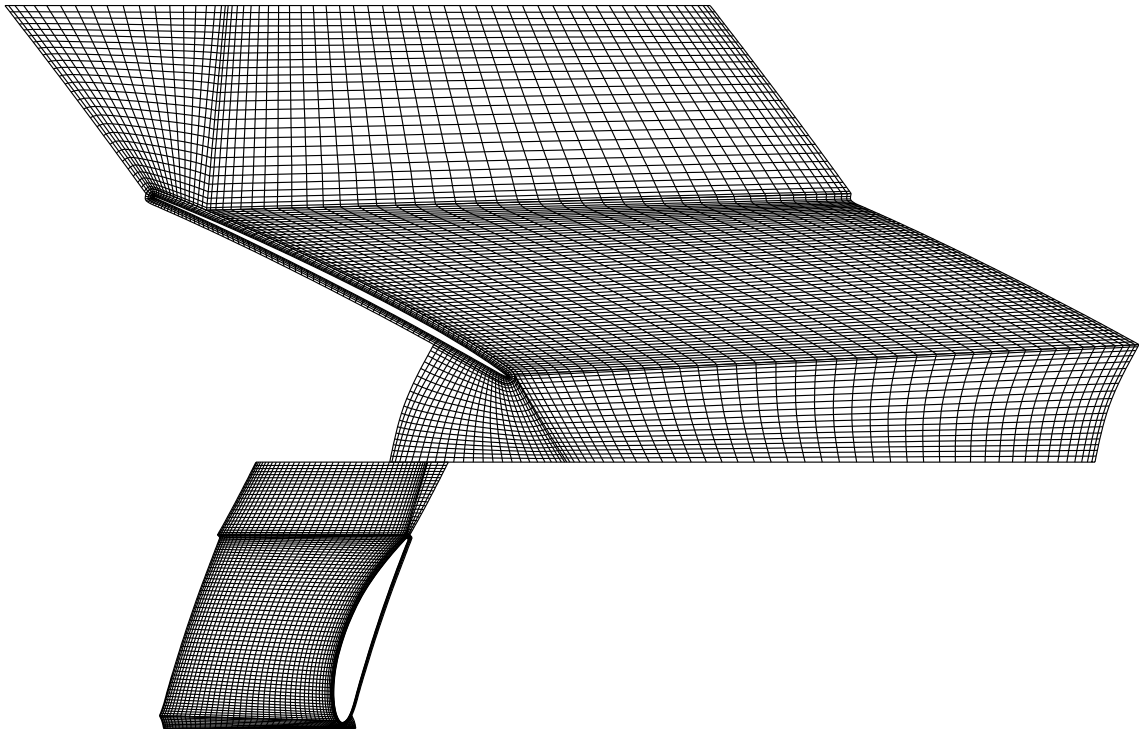


Abbildung 5.20: Konforme Abbildung des Rechnetzes der Stufe, $\varphi = 28^\circ$, $\gamma = 16^\circ$

und besitzt insgesamt 3 periodische Teilflächen. Jedes Saugrohrnetz ist mit 273920 Knoten diskretisiert.

Die Vergleichsrechnungen wurden in mehreren Betriebspunkten durchgeführt. Die Betriebspunkte sind dem γ - φ -Optimalzusammenhang entnommen. Die Rechnungen wurden mit der CFD-Software CFX-TASCflow in den nachstehenden Betriebspunkten durchgeführt.

- Betriebspunkt 1: $\varphi = 24^\circ$, $\gamma = 36^\circ$, $n = 611 \text{min}^{-1}$, $Q \approx 0.360 \text{m}^3/\text{s}$,
- Betriebspunkt 2: $\varphi = 26^\circ$, $\gamma = 24^\circ$, $n = 815 \text{min}^{-1}$, $Q \approx 0.480 \text{m}^3/\text{s}$,
- Betriebspunkt 3: $\varphi = 28^\circ$, $\gamma = 16^\circ$, $n = 968 \text{min}^{-1}$, $Q \approx 0.600 \text{m}^3/\text{s}$,
- Betriebspunkt 4: $\varphi = 32^\circ$, $\gamma = 12^\circ$, $n = 993 \text{min}^{-1}$, $Q \approx 0.701 \text{m}^3/\text{s}$.

Die Fallhöhe wird mit einem prozentualen Unterschied von maximal $\Delta H/H = -0.024$ zu niedrig vorhergesagt, bezogen auf das Ergebnis aus den Kennfeldberechnungen. Der Drallabbau wird jedoch ebenfalls etwas unterschätzt, so daß der Wirkungsgrad nur eine Differenz von maximal $\Delta \eta = -0.35\%$ aufweist. Zwar zeigt die Qualität der Netze sowie die Feinheit der Vernetzung einen deutlichen Einfluß auf die Ergebnisse der Strömungsberechnung, die Diskrepanzen zu den experimentellen Daten lassen sich damit allein jedoch nicht erklären.

Einfluß unterschiedlicher Solver

Zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Solver auf das Ergebnis der Strömungsberechnung wurden Vergleichstests mit denselben Netzen und gleicher Randbedingungen durchgeführt. Zur numerischen Berechnung wurden die CFD-Programme CFX-TASCflow und NS3D verwendet. Das berechnete Strömungsgebiet umfaßt die Stufe und das Saugrohr. Die Rechnungen wurden mit den O-Netzen durchgeführt. Zur Berechnung wurden die Betriebspunkte 2 und 3 ausgewählt.

Die Ergebnisse wurden hinsichtlich folgender Kriterien überprüft:

- Ähnlichkeit der Druckverläufe über der Schaufel an verschiedenen Zylinderschnitten,
- Ähnlichkeit des Geschwindigkeitsverlaufs vor und hinter den Laufschaufeln,
- Übereinstimmung der globalen Strömungsgrößen.

Die Abbildungen 5.21 zeigt für den Betriebspunkt 1 den Vergleich der Lösung verschiedener Solver anhand von zwei ausgewählten Druckverläufen entlang der Laufradschaufel. Auf der Abszisse ist die auf den Referenzradius normierte Skelettlinie $S = s/r_a$ dargestellt. $S = 0$ entspricht Schaufelnase, $S = S_{max}$ entspricht der Hinterkante. Die Ordinate zeigt den dimensionslosen Druckbeiwert c_p .

Beide Solver liefern nahezu identische Ergebnisse. Der Druckverlauf entlang der Laufschaufeldruckseite wird übereinstimmend wiedergegeben. Geringfügige Abweichungen ergeben sich bei den Saugspitzen, die vom NS3D-Solver weniger ausgeprägt vorhergesagt werden. Ebenso fällt der Druck entlang der kugeligen Nabe weniger deutlich ab.

Abbildung 5.22 zeigt exemplarisch für den Betriebspunkt 1 den Vergleich der Lösung verschiedener Solver anhand der flächengemittelten Geschwindigkeiten vor und nach der Laufradschaufel. Auf der x-Achse ist der auf den Referenzradius normierte radiale Abstand zur Maschinenachse dargestellt, auf der y-Achse sind die Geschwindigkeitskomponenten aufgetragen.

Der Vergleich zeigt, daß beide Solver zu annähernd demselben Ergebnis gelangen. Die größten Unterschiede lassen sich an der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{u, ein}$ feststellen. Diese wird in Gehäusenähe der Laufradeintrittskante von CFX-TASCflow etwas erhöht wiedergegeben. Ebenso wird von CFX-TASCflow am Laufradaustritt der Anstieg der Umfangsgeschwindigkeit in Nabennähe etwas größer vorhergesagt.

Die Integralwerte werden entsprechend den Formeln 5.1 bis 5.3 zwischen den Schnitten La_{ein} und La_{aus} gebildet, siehe Tabelle 5.1. Hinsichtlich des Drallabbaus ergeben sich nahezu identische Werte. Der Totaldruckabbau wird jedoch im Falle der Rechnung mit dem Solver CFX-TASCflow etwas höher vorausgesagt. Dies hat im

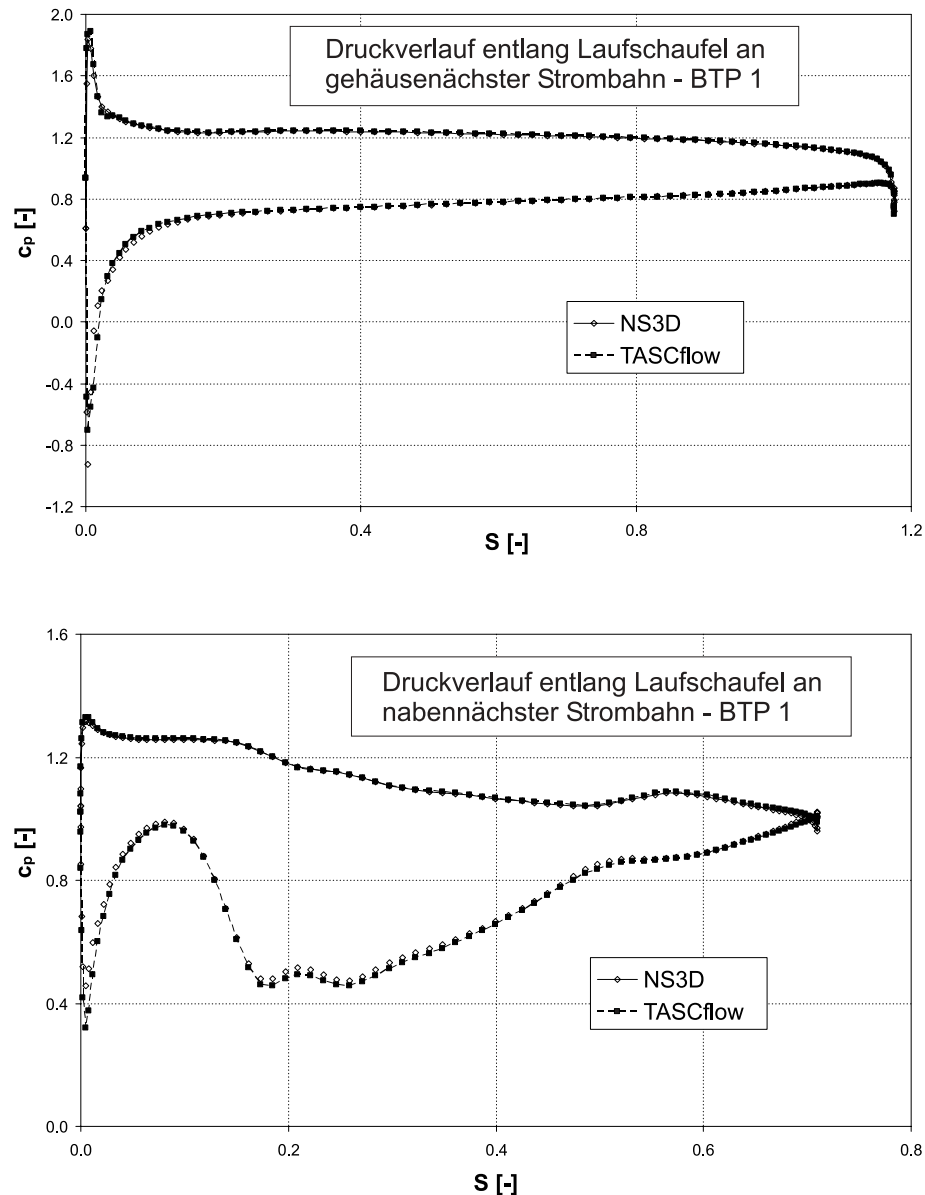


Abbildung 5.21: Druckverläufe entlang Laufschaufel - Vergleich der Lösung verschiedener Solver

Wesentlichen die unterschiedliche Vorhersage der Saugspitze an der Schaufelnase zur Ursache. Der hydraulische Wirkungsgrad ist somit um ca. 0.9 Prozent niedriger als im Falle des NS3D-Solvers. Die Untersuchung des zweiten Betriebspunkts ergab dieselben Erkenntnisse. Aus den Ergebnissen kann somit geschlossen werden, daß die Wahl des Solvers nur einen geringen Einfluß auf das Ergebnis hat.

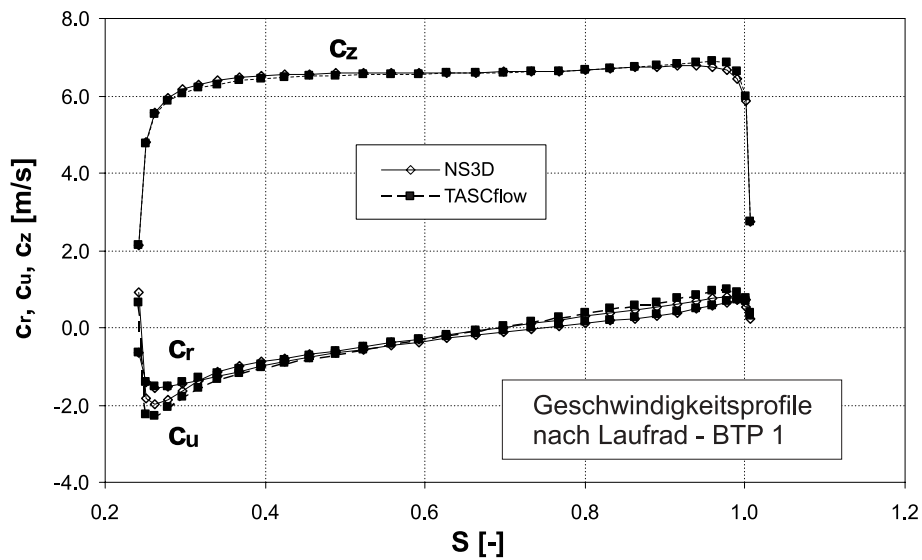
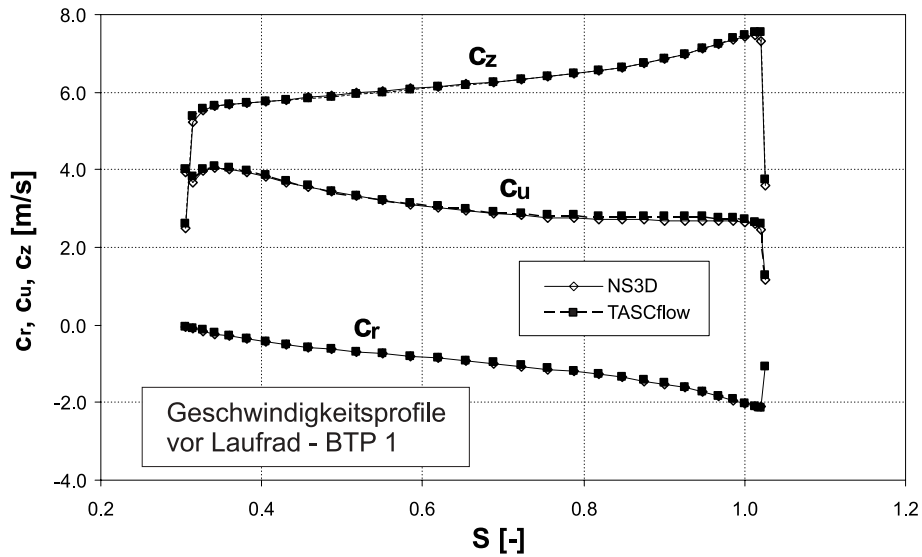


Abbildung 5.22: Geschwindigkeiten am Ein- und Austritt des Laufrades - Vergleich der Ergebnisse verschiedener Solver

Tabelle 5.1: Integralwerte der Stufenberechnung BTP1 - Vergleich der Lösung verschiedener Solver mit Messungen

	Simulation		Messungen
	CFX-TASCflow	NS3D	
$\Psi_{t,th}$	0.2744	0.2737	
Ψ_t	0.2943	0.2908	0.3778
η_h	0.932	0.941	0.862

Betriebspunktkorrektur

Mit Hilfe des im Internet frei verfügbaren Simulationsprogramms XFOIL lassen sich die Polaren von Tragflächenprofilen unendlicher Ausdehnung berechnen. Das Programm wurde erstmals 1986 von DRELA [10] veröffentlicht. Im reibungsfreien Fall wird ein einfaches, auf der Potentialtheorie basierendes Modell verwendet. Zur Vorhersage von kompressiblen Strömungsphänomenen wird eine Karman-Tsien Korrektur verwendet. Im reibungsbehafteten Fall werden Nachlauf und Grenzschicht mit einem Zwei-Gleichungs-Modell gelöst. Der Übergang von laminarer zu turbulenter Umströmung wird mit einem konstanten e^n -Übergangskriterium modelliert. Der Reibungswiderstand wird aus den Impulskräften im Nachlauf ermittelt. Die charakteristischen Größen Auftrieb und Widerstand lassen sich aus der Geometrie des Tragflügels in Abhängigkeit der *Reynolds*-Zahl und des Anstellwinkels α berechnen. Die *Reynolds*-Zahl wird hierbei mit der Profilhnenlänge L und der Anströmgeschwindigkeit c gebildet:

$$Re = \frac{L \cdot c}{\nu}. \quad (5.13)$$

Mit Hilfe dieses Programms wurde das Auftriebs- und Widerstandverhalten des Leitschaufelprofils berechnet. Für das auf die Einheitslänge normierte Leitschaufelprofil ergeben sich die in Abbildung 5.23 dargestellten Charakteristiken. Hierbei entspricht ein Anstellwinkel von $\alpha = 0^\circ$ einer Anströmung parallel zur Druckseite des Profils.

Wird in das Polarendiagramm vom Koordinatenursprung die Tangente an die Polare gezeichnet, so liegt im Berührungspunkt das günstigste Verhältnis von Widerstand zu Auftrieb vor. Der Auslegungspunkt für die Beschaukelung wird im allgemeinen nahe dieses Optimalpunktes gewählt. Dieser Auslegungspunkt wird, wie zu erwarten, bei einem Auftriebsbeiwert von $c_a = 1$, einem Widerstandsbeiwert von $c_w = 0.011$ und einer Winkeleinstellung von $\alpha = 3^\circ$ erreicht. Dies entspricht ungefähr dem Winkel zwischen der Skelettlinie in Nasennähe und der Horizontalen. Der geringste Widerstandsbeiwert ergibt sich zu $c_w = 0.007$ bei einem Winkel von $\alpha = -4.5^\circ$.

Zum Vergleich der mit Hilfe der Formeln 5.6 und 5.7 ermittelten Leitradcharakteristik mit den simulierten Polaren werden folgende Annahmen getroffen:

- Bei großen Teilungsverhältnissen, wie sie insbesondere in hydraulischen Maschinen vorliegen, ist die gegenseitige Beeinflussung der Einzelprofilwirkungen gering. Das bei hohen Anstellwinkeln aufgrund von Ablösungserscheinungen hervorgerufene Abknicken der simulierten Auftriebskurven tritt im Gitterverband jedoch nicht auf. Dies läßt sich auf die Beschleunigung der Strömung aufgrund der Düsenwirkung des Leitradgehäuses zurückführen. Eine Simulation der Leitschaufelcharakteristik im verwendeten Gitterverband sollte daher, über einen weiten Bereich angenähert, ein lineares Verhalten des Auftriebs über dem Anstellwinkel ergeben.

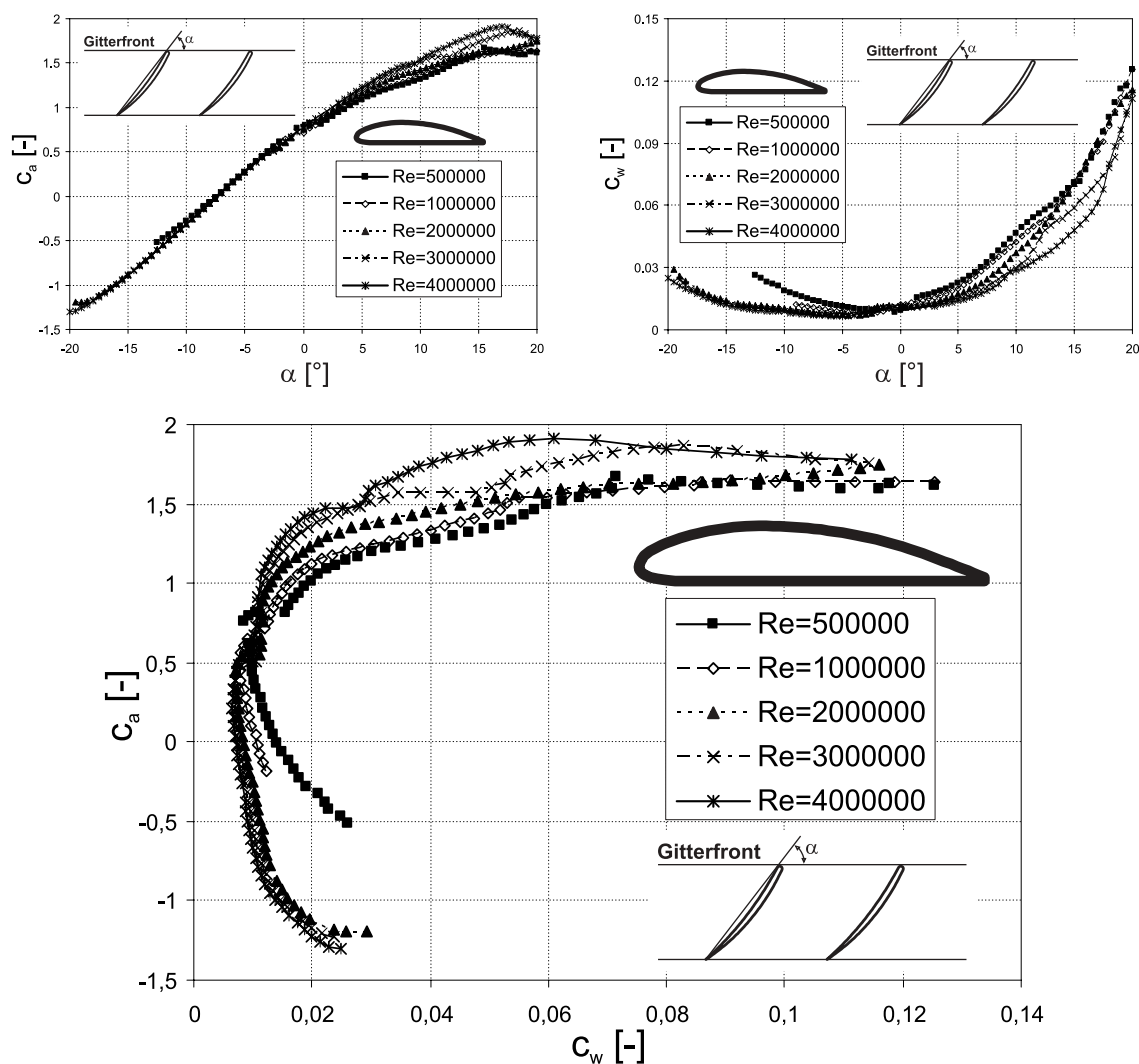


Abbildung 5.23: Mit XFOIL ermittelte Charakteristik des Leitschaufelprofils

- Die durch die Einspannung der Schaufeln zwischen Gehäuse und Wasserführungsschild hervorgerufenen Interferenzen und Wirbelablösungen werden vernachlässigt. Die Polare eines unendlich langen Flügels entspricht somit der einer eingespannten Leitschaufel.

Abbildung 5.24 zeigt die berechnete Charakteristik des Gitterverbands im Vergleich mit der simulierten Auftriebscharakteristik der Leitschaufel für den in den Kennfeldrechnungen aufgetretenen Bereich der *Reynolds*-Zahl. Der Anstellwinkel α wurde so gewählt, daß dieser identisch mit dem Leitschaufelwinkel γ ist. Die Extrapolation des Auftriebsbeiwertes bei größeren Anstellwinkeln ist punktiert dargestellt.

Deutlich zu erkennen ist, daß der Auftrieb und somit die Umlenkung bzw. der Drallaufbau durch die numerische Berechnung um rund 20% unterschätzt wird. Bei einem Leitradwinkel von beispielsweise $\gamma = 20^\circ$ sollte de facto eine Umlenkung erzielt werden, wie sie der bei einem Winkel von $\gamma = 28^\circ$ entspricht. Umgekehrt entspricht

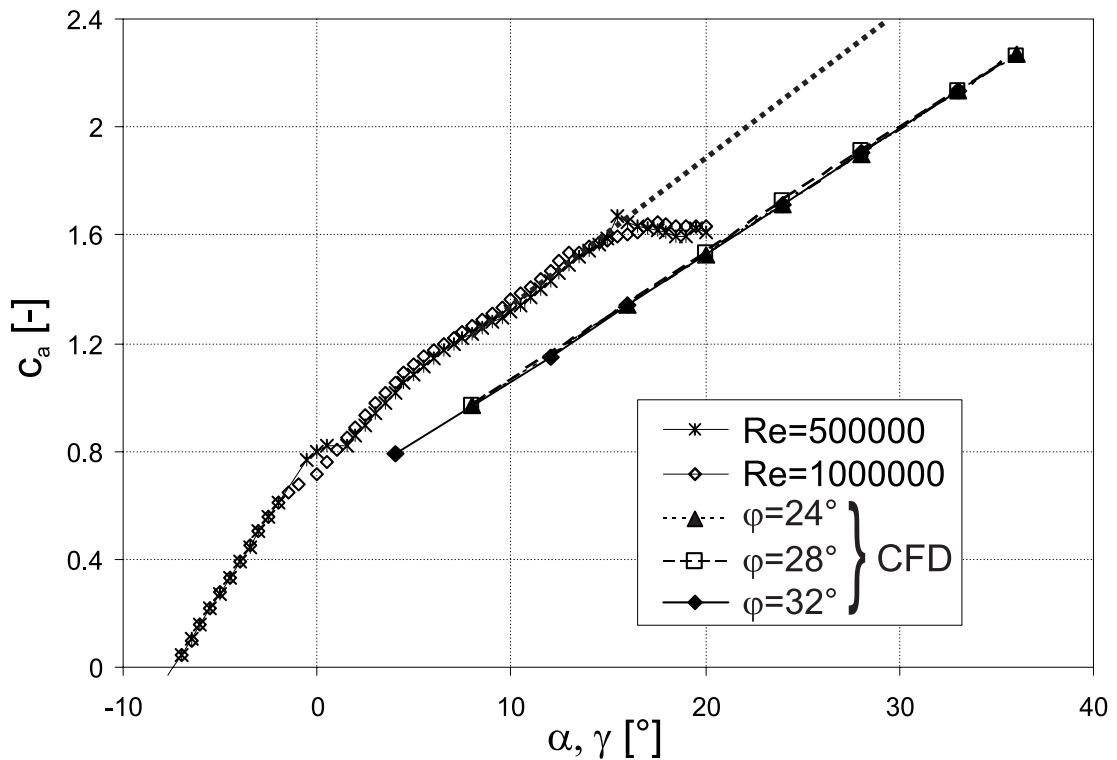


Abbildung 5.24: Berechnete und simulierte Auftriebscharakteristik über dem Anstellwinkel der Leitschaufeln

der numerisch errechnete Drallaufbau beim Leitradwinkel $\gamma = 28^\circ$ dem, der beim Winkel $\gamma = 20^\circ$ ermittelt werden sollte. Mit Hilfe der Abbildung 5.25 kann folglich die zu einem Leitradwinkel gehörende Umlenkung korrigiert werden. Da zu jedem Leitradwinkel eine eigene Charakteristik, die Bremskurve, gehört, lassen sich die Betriebspunkte auf die korrigierte Charakteristik umrechnen.

Bei der Korrektur der Fallhöhe werden folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen:

- Die Änderung des Reibungsverlustes bei Korrektur der Leitschaufelstellung wird vernachlässigt.
- Der Drallabbau im Laufrad wird richtig vorhergesagt.
- Der Drall am Laufradaustritt wird vernachlässigt.
- Die Zuströmung zum Saugrohr und dessen Verluste werden korrekt wiedergegeben.

Als Umrechnungsbeispiel wird die Bremskurve beim Laufschaufelwinkel $\varphi = 26^\circ$ und Leitschaufelwinkel $\gamma = 28^\circ$ verwendet. Die in den Kennfeldrechnungen verwendeten Betriebspunkte sind in Tabelle 5.2 angegeben. Aus Abbildung 5.24 ergibt sich der

zu dieser Umlenkung gehörende Winkel zu $\gamma = 20^\circ$. Unter Verwendung des n_1' - Q_1' -Zusammenhangs der Bremskurve bei $\varphi = 26^\circ$ und $\gamma = 20^\circ$ läßt sich bei gegebener Drehzahl und gegebenem Volumenstrom die Fallhöhe iterativ ermitteln. Diese ist in der untersten Zeile in Tabelle 5.2 angegeben.

Tabelle 5.2: Korrektur der Betriebspunkte am Beispiel $\varphi = 26^\circ$, $\gamma = 28^\circ$

	BTP1	BTP2	BTP3	BTP4	BTP5
Q [m^3/s]	0.4532	0.4758	0.4988	0.5302	0.5622
n [min^{-1}]	662.7	739.1	815.1	916.7	1018.9
$\varphi = 26^\circ$, $\gamma = 28^\circ$					
H [m]	3.634	3.746	3.865	4.073	4.281
$\varphi = 26^\circ$, $\gamma = 20^\circ$					
H [m]	2.824	2.861	2.893	2.923	2.937

Die resultierende Fallhöhe entspricht nun der bei den experimentellen Untersuchungen verwendeten Fallhöhe von $H \approx 3m$. Hieraus läßt sich folgern, daß die korrigierten, numerischen Bremskurven ähnlich verlaufen wie die experimentell ermittelten Bremskurven. Abbildung 5.25 zeigt die experimentell ermittelten Bremskurven im Vergleich mit den korrigierten, numerischen Bremskurven beim Winkel $\varphi = 26^\circ$.

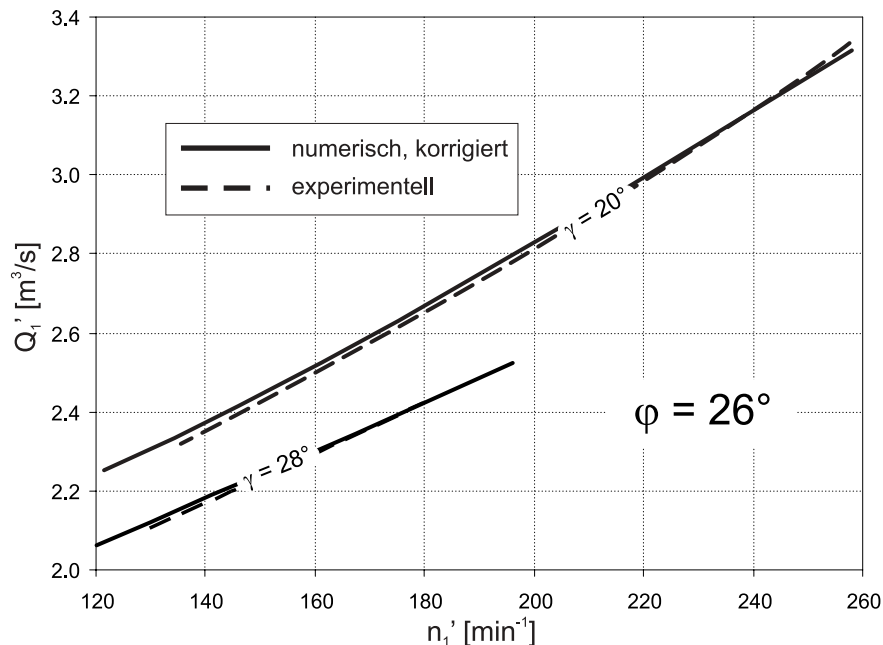


Abbildung 5.25: Experimentelle und korrigierte, numerische Bremskurve

Die experimentellen Bremskurven stimmen sehr gut mit den korrigierten, numerischen Bremskurven überein. Die geringfügigen Abweichungen in teil- und überlastigen Betriebsbereichen scheinen durch die Fehlberechnung des Dralls am Laufradaustritt hervorgerufen zu werden. Die vorgestellte Methode eignet sich somit dazu,

die numerisch ermittelten Betriebspunkte so zu korrigieren, daß sie mit den experimentell bestimmten Betriebspunkten übereinstimmen.

Kapitel 6

Bewertung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde die Strömung im Modell einer Turbine für ein Wellenkraftwerk mit $n_q = 258 \text{min}^{-1}$ experimentell und numerisch untersucht. Der experimentelle Teil dokumentiert das Betriebsverhalten zweier eigens für das Kraftwerk entworfener Laufräder in Kombination mit zwei relativ unkonventionellen Zulaufgeometrien. Die Kennfelduntersuchungen zeigen für alle Kombinationen aus Laufradgeometrie und Zulaufanordnung ein gutes Leistungsverhalten. Als wesentlicher Unterschied im Verhalten der zwei Laufräder ergibt sich, daß der 3-Flügler einen etwas niedrigeren Spitzenwirkungsgrad aufweist, der Bestpunkt jedoch zu einer höheren Einheitsdrehzahl verschoben ist. Hieraus folgt, daß der 3-Flügler im Bestpunkt ein größeres Schluckvermögen besitzt. Auch bei Überlast verfügt der 3-Flügler über eine bessere Drallumsetzung, d.h. einen besseren Wirkungsgrad, als der 4-Flügler. Die Verwendung des Heber-Zulaufs führt im wesentlichen zu einer Verringerung des inneren Wirkungsgrades um $\approx 2\%$ im Verhältnis zum Zylinderschütz-Zulauf. Dies wird auf den verlängerten Strömungsweg und die engeren Querschnitte zurückgeführt. Die Zuströmung zum Laufrad und somit der Verlauf der Propellerkurven wird jedoch nicht beeinflusst.

Zum Verständnis der transienten Vorgänge des An- und Abfahrens der Heber-Turbine wurden detaillierte Untersuchungen durchgeführt. Die wesentlichen Einflußparameter, die das instationäre Verhalten beschreiben, wurden bestimmt. Aus den Erkenntnissen des zeitlichen Ablauf der Vorgänge konnten Modelle zur Beschreibung der transienten Vorgänge entwickelt und die Ergebnisse aus der Modellvorstellung mit den experimentellen Daten verglichen werden. Aufgrund der guten Übereinstimmung wurde das Modell auf den Prototypmaßstab der Heber-Turbinen übertragen und die Dauer der transienten Vorgänge berechnet. Das Anfahren der Heber-Turbinen benötigt eine Zeit von ca. 8s, die Beendigung des Abfahrvorgangs nur 2s. Dem Modell sind bestmögliche Randbedingungen zugrunde gelegt, so daß die berechneten Zeiten Minimalwerte darstellen.

Nach erfolgreichem Abschluß des EU-Forschungsprojektes, zu dem auch die vorgestellten Arbeiten am *FLM* beigetragen haben, beschloß die Projektleitung, ein

Modell des *Wave Dragons* im Maßstab 4.5:1 zu bauen und im Fjord Nissum Bredning, Dänemark, bei einer Wassertiefe von $6m$ zu verankern, siehe SOERENSEN [78]. Die Gesamtbreite dieses verkleinerten Prototyps eines künftigen Kraftwerks beträgt ca. $33m$, die Gesamtlänge bei geöffneten Auslegern ca. $58m$ bei einem Gesamtgewicht von $237t$. Anfang März 2003 wurden Rumpf und Wellenreflektoren am Bestimmungsort zusammengesetzt und das Kraftwerk an zwei Blöcken verankert. Von den geplanten 7 Turbinen, alle bestückt mit dem 3-flügligen Laufrad, wurde bislang nur eine einzige Turbine vom S-Krümmertyp installiert. Juni 2003 wurde die Turbine an das Stromnetz Dänemarks angeschlossen, so daß zum ersten Mal ein Offshore-Wellenkraftwerk Strom produziert.

Am derzeit laufenden Folgeprojekt ist der *FLM* ebenfalls beteiligt. Derzeit werden die Simulationen zum Verhalten des Kraftwerks durchgeführt. Weiterhin werden der Wirkungsgrad und die Stromproduktion auf den Wasserstand im Becken und die Wellenhöhe kalibriert. Nabe und Laufschaufeln der noch ausstehenden 6 Laufräder werden derzeit ebenfalls am *FLM* gefertigt. Nach umfangreichen Langzeit-Untersuchungen soll im Jahr 2006 ein 1:1-Prototyp des Wellenkraftwerks gebaut und im Atlantik vor der dänischen Küste verankert werden.

Die numerischen Untersuchungen zeigen, daß die Vorhersage des Betriebsverhaltens von schnellläufigen Kaplan-Turbinen nach wie vor Diskrepanzen zu den experimentellen Daten aufweist. So wird der Bestpunkt bei einer um 10% kleineren Einheitsdrehzahl und bei einem um 10% größeren Einheitsdurchfluß ermittelt. Zum Erreichen des Bestpunkts muß jedoch das Laufrad um $\varphi = +4^\circ$ weiter geöffnet werden. Der Optimalzusammenhang zwischen Laufschaufelwinkel φ und Leitschaufelwinkel γ wird nicht korrekt wiedergegeben. Mittels detaillierter Kontrolluntersuchungen konnte festgestellt werden, daß die Fehlberechnung auf die Unterschätzung der Drallkomponente der Geschwindigkeit zurückzuführen ist. Hieraus folgt auch, daß die Fehlberechnung ein inhärentes Problem bei der Lösung der bestimmenden Strömungsgleichungen darstellt. Zum besseren Verständnis der Vorgänge sollten vor und nach dem Laufrad detaillierte Messungen der wesentlichen Strömungsgrößen wie Drallstärke und deren radiale Verteilung in Kombination mit numerischen Rechnungen durchgeführt werden. Die numerischen Ergebnisse wären im Anschluß entsprechend den experimentellen Daten zu kalibrieren. Hieraus ließe sich auch der korrekte hydraulische Wirkungsgrad berechnen, der zur korrekten Bestimmung des Kennfeldes benötigt wird. Anhand dieser Ergebnisse ließe sich dann die Lösung der Strömungsgleichungen überprüfen und gegebenenfalls verbessern.

Literaturverzeichnis

- [1] ANDERSON, D.A. ; TANNEHILL, J.C. ; PLETCHER, R.H.: *Computational fluid mechanics and heat transfer*. Hemisphere, New York, 1984
- [2] ANDERSON JR., J.D.: *Modern compressible flow*. McGraw-Hill, New York, 1990
- [3] *The Archimedes Wave Swing - Homepage*. <http://www.waveswing.com>
- [4] ASCHENBRENNER, T. ; GÖHRINGER, M. ; MOSER, W.: Numerical and experimental flow analysis in a Kaplan turbine. In: *Proceedings of the XX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, North Carolina, USA, 2000
- [5] BADER, R.: *Simulation kompressibler und inkompressibler Strömungen in Turbomaschinen*, Technische Universität München, Dissertation, 1998
- [6] BADER, R. ; BÖHM, C. ; MOCHKAAL, Y. ; KNAPP, W. ; SCHILLING, R.: Loss analysis in a full spiral Kaplan turbine. In: *Proceedings of the ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow*. Porjus Hydropower Center, Sweden, June 1999
- [7] BADER, R. ; FRITZ, J. ; MOCHKAAL, Y. ; KNAPP, W. ; SCHILLING, R.: Experimental and theoretical loss analysis in a Kaplan turbine. In: *Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants - III*. Aix-en-Provence, France : International Journal on Hydropower & Dams, 1998, S. 563–570
- [8] CFX-TASCFLOW: *Theory documentation*. Version 2.12. Waterloo Ontario, Canada: ASC, 2002
- [9] CFX-TASCFLOW: *User documentation*. Version 2.12. Waterloo Ontario, Canada: ASC, 2002
- [10] DRELA, M.: *XFOIL 6.94 user guide*. MIT Aero & Astro, 2001
- [11] DRTINA, P. ; SICK, M. ; BRANDT, R.: Numerical performance prediction for an entire Kaplan turbine. In: *Proceedings of the XIX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Singapore, Singapore, 1998, S. 82–90

- [12] ERCOFTAC: *Best practice guidelines*. Version 1.0. Hampshire, United Kingdom: European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion, 2000
- [13] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Grünbuch - Hin zu einer europäischen Strategie für Energieversorgungssicherheit*. Amt für amtliche Veröffentlichungen der europäischen Gemeinschaften, Luxemburg, 2001
- [14] FERZIGER, J.H. ; PERIĆ, M.: *Computational methods for fluid dynamics*. Springer, Berlin, 1997
- [15] FISTER, W.: *Fluidenergiemaschinen: Physikalische Voraussetzungen*. Bd. 1. Springer, Berlin, 1984
- [16] FISTER, W.: *Fluidenergiemaschinen: Auslegung und Gestaltung*. Bd. 2. Springer, Berlin, 1986
- [17] GEHRER, A. ; EGGER, A. ; RIENER, J.: Numerical and experimental investigation of the draft tube flow downstream of a bulb turbine. In: *Proceedings of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, 2002
- [18] GRAW, K.U.: *Wellenenergie - eine hydromechanische Analyse*, Bergische Universität - Gesamthochschule Wuppertal, Habilitation, 1995
- [19] GREENHOW, M.: Survival of surface-piercing wave energy devices in extreme waves. In: *Proceedings Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy Utilization*. Lisbon, Portugal, 1985, S. 357–373
- [20] GRIEBEL, M. ; DORNSEIFER, T. ; NEUNHOEFFER, T.: *Numerische Simulation in der Strömungsmechanik*. Vieweg, Braunschweig, 1995
- [21] HEATH, T. ; WHITTAKER, T.J.T. ; BOAKE, C.B.: The design, construction and operation of the LIMPET wave energy converter (Islay Scotland). In: *4th European Wave Energy Conference*. Aalborg, Denmark, 2000
- [22] HOLMÉN, E.: Performance data for turbines to be installed on Wave Dragon / VETERANKRAFT AB. Stockholm, 1999. – Forschungsbericht
- [23] HOLMÉN, E.: Report from a study of turbine layouts to be installed on Wave Dragon / VETERANKRAFT AB. Stockholm, 1999. – Forschungsbericht
- [24] HOLMÉN, E.: Report on simulations of the behaviour of turbine units and storage basin level for four turbine layouts / VETERANKRAFT AB. Stockholm, 1999. – Forschungsbericht
- [25] HÖVEL, M.: *Entwicklung einer Rohrturbine für ein Wellenkraftwerk*, Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Diplomarbeit, 2000

- [26] ICEM CFD: *Online documentation*. Version 4.3.1. Berkeley, California, USA: ICEM CFD Engineering, 2001
- [27] IDELCHIK, I.E.: *Handbook of hydraulic resistance, 3rd Edition*. CRC Press, 1994
- [28] IEC: *Determination of the prototype performance from model acceptance tests of hydraulic machines with considerations of scale effects*. International Electrotechnical Commission, 1991
- [29] JACOBSEN, K. P. ; FRIGAARD, P.: User's manual for the program Wave Dragon - power simulation / Hydraulics and Coastal Engineering Laboratory. Aalborg University, 1999. – Forschungsbericht
- [30] JOŠT, D. ; LIPEJ, A. ; OBERDANK, K. ; JAMNIK, M. ; VELENŠEK, B.: Numerical flow analysis of a Kaplan turbine. In: *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Valencia, Spain, 1996, S. 1123–1132
- [31] KAECHHELE, T. ; HAUFF, C. ; ASCHENBRENNER, T.: Discussion of several numerical approaches for the stator-rotor interaction. In: *Proceedings of the XX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, North Carolina, USA, 2000
- [32] KECK, H.: Entwicklung und Projektierung von Saugrohren für Wasserturbinen mit großer Schnellläufigkeit. In: *3. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen*. TU Wien, 1984
- [33] KECK, H. ; DRTINA, P. ; SICK, M.: Numerical hill chart prediction by means of CFD stage simulation for a complete Francis turbine. In: *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Valencia, Spain, 1996, S. 170–179
- [34] KELLER, J. ; ROHNE, W. ; BÖHM, C. ; KNAPP, W.: Wave Dragon: Development and tests of a variable speed axial turbine - Final report / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2001. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [35] KNAPP, W.: Report about considerations for the number of turbines to be used in the planned 1:4 prototype of the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2000. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [36] KNAPP, W.: Report from a parameter study concerning the choice of suitable turbine types to be used in the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2000. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben

- [37] KNAPP, W.: Report from a parameter study concerning the energy losses during start-up and shutdown of the turbines in the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2000. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [38] KNAPP, W.: Report from a parameter study concerning the layout, design and operating strategy of the water turbines to be employed in the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2000. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [39] KNAPP, W.: Report from a study on the layout and design of a simple on-off propeller turbine to be used for power generation in the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2000. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [40] KNAPP, W. ; HOLMÉN, E. ; SCHILLING, R.: Considerations for water turbines to be used in wave energy converters. In: *Fourth European Wave Energy Conference*. Aalborg University, Denmark, 2000
- [41] KNAPP, W. ; KELLER, J.: Model tests on different turbines designed for the Wave Dragon / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 2001. – Forschungsbericht. Bericht zum EU-Forschungsvorhaben
- [42] KUCHLING, H.: *Taschenbuch der Physik*. Fachbuchverlag Leipzig - Köln, 1995
- [43] MADSEN, J. B. ; FRIGAARD, P.: The Wave Dragon: Operation strategy of the turbines / Hydraulics and Coastal Engineering Laboratory. 2000. – Forschungsbericht
- [44] MARTINELLI, L. ; FRIGAARD, P.: Low-pressure turbine and control equipment for wave energy converters (Wave Dragon) - Example of overtopping time series / Hydraulics and Coastal Engineering Laboratory. 1999. – Forschungsbericht. Mid-Term Report for the EU-Research-Programme
- [45] MEYER, N. I. ; NIELSEN, K.: The danish wave energy programme second year status. In: *Proceedings of 4th European Wave Energy Conference*. Aalborg, Denmark, 2000
- [46] MOSONYI, E.: *Wasserkraftwerke BD. 1 und 2*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1966
- [47] NILSSON, H. ; DAVIDSON, L.: Validation and investigations of the computed flow in the GAMM Francis runner and the Hölleforsen Kaplan runner. In: *Proceedings of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, 2002
- [48] NOLL, B.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, Berlin, 1993

- [49] OTTO, A. ; KRETSCHMER, B.: Strömungstechnische Untersuchung an Stufen von Unterwasserpumpen - Numerischer Teil / EMU Unterwasserpumpen GmbH. 2000. – Forschungsbericht. Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben
- [50] PATANKAR, S.V.: *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere, New York, 1980
- [51] *Ocean Power Delivery LTD - Homepage*. <http://www.oceanpd.com>
- [52] PRO/ENGINEER, PTC: *Online documentation*. Release 2000i2. Waltham, Ma, USA: Parametric Technology Corporation, 2000
- [53] QIAN, Y. ; SUZUKI, R. ; ARAKAWA, A.: Analysis of the performance of a bulb turbine using 3-D viscous numerical techniques. In: *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Valencia, Spain, 1996, S. 220–229
- [54] RAABE, J.: *Hydraulische Maschinen und Anlagen*. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [55] RADEMAKERS, L.W. ; SCHUTTEMA, R.G. ; VRIESEMA, B. ; GARDNER, F.: Physical model testing for characterizing the AWS. In: *3rd European Wave Energy Conference*. Patras, Greece, 1998
- [56] RICHTER, R. ; SCHILLING, R.: Ventilator-Entwicklungssystem - Abschlußbericht zum AIF-Forschungsvorhaben / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 1997. – Forschungsbericht
- [57] RICHTER, R. ; WÖHLER, M. ; MAURER, W.: Turbinen-Entwicklungs-System TES / Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München. 1998. – Forschungsbericht
- [58] RIEDEL, N.: *Rotor-Stator Wechselwirkung in hydraulischen Maschinen*, Technische Universität München, Dissertation, 1997
- [59] ROHNE, W.: *Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömung in einer Rohrturbinenanlage*, Technische Universität München, Dissertation, 2002
- [60] RUPRECHT, A.: Unsteady flow analysis in hydraulic machinery. In: *Proceedings of the XX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, North Carolina, USA, 2000
- [61] RUPRECHT, A. [u. a.]: Numerical simulation of a complete Francis turbine including unsteady rotor/stator interactions. In: *Proceedings of the XX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, North Carolina, USA, 2000
- [62] RUPRECHT, A. ; HELMRICH, T. ; ASCHENBRENNER, T. ; SCHERER, T.: Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. In: *Proceedings of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland, 2002

- [63] SABOURIN, M. ; LABRECQUE, Y. ; HENAU, V. D.: From components to complete turbine numerical simulation. In: *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Valencia, Spain, 1996, S. 248–256
- [64] SALTER, S.H.: Wave Power. In: *Nature*, Vol. 5459, (1974)
- [65] *The Salter Duck*. <http://www.mech.ed.ac.uk/research/wavepower/index.htm>
- [66] SCHILLING, R.: *CFD-Aided Design*. Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Vorlesungsskript, 2001
- [67] SCHILLING, R.: *Grundlagen der Strömungsmaschinen*. Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Vorlesungsskript, 2001
- [68] SCHILLING, R.: *Hydraulische Strömungsmaschinen und Anlagen*. Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Vorlesungsskript, 2001
- [69] SCHILLING, R.: *Wasserkraftwerke*. Lehrstuhl für Hydraulische Maschinen und Anlagen, Technische Universität München, Vorlesungsskript, 2001
- [70] SCHILLING, R. ; ASCHENBRENNER, T. ; BADER, R. ; KLEMENT, P. ; RICHTER, R.: Numerical loss analysis in hydraulic machinery. In: *Proceedings of the XIX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation* Bd. I. Singapore, Singapore, 1998, S. 19–32
- [71] SCHLICHTING, H. ; GERSTEN, K.: *Grenzschicht-Theorie*. Springer, Berlin, 1997
- [72] SCHNEIDER, C.: *Untersuchung der Wechselwirkung schnellläufiger Wasserturbinen mit dem Unterwasser*, Technische Universität München, Dissertation, 1997
- [73] SICK, M. ; CASEY, M.V. ; GALPIN, P.F.: Validation of a stage calculation in a Francis turbine . In: *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Valencia, Spain, 1996, S. 257–266
- [74] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen*. Hanser Verlag, München, 1993
- [75] SKODA, R.: *Numerische Simulation abgelöster und transitionaler Strömungen in Turbomaschinen*, Technische Universität München, Dissertation, 2003
- [76] SKODA, R. ; ROHNE, W. ; KNAPP, W. ; SCHILLING, R.: Numerical simulation of the time-accurate turbulent flow through a bulb turbine. In: *Proceedings of the XX IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, North Carolina, USA, 2000
- [77] SOERENSEN, H.C.: Low-pressure turbines and control equipment for wave energy converters (Wave Dragon) / EMU. 1999. – Forschungsbericht. Mid-Term Report for the EU-Research-Programme

- [78] SOERENSEN, H.C. [u. a.]: The Wave Dragon - now ready for test in real sea / EMU. 2000. – Forschungsbericht. Internal report
- [79] SOERENSEN, H.C. ; HANSEN, R.: Low-pressure hydro turbines and control equipment for wave energy converters (Wave Dragon) / EMU. 2001. – Forschungsbericht. EU Publishable Final Report
- [80] *Sondermeier Elektromotoren Handels GmbH - Homepage.* <http://www.Sondermeier.de>
- [81] THORPE, T.W.: An overview of wave energy technologies: Status, performance and costs / AEA Technology. 1999. – Forschungsbericht. presented at: Wave power: Moving towards commercial viability, Westminster, London
- [82] THORPE, T.W.: The european market for marine renewables. In: *All-Energy Futures Conference.* Aberdeen, 2001
- [83] TRUCKENBRODT, E.: *Strömungsmechanik.* Springer, Berlin, 1968
- [84] VU, T.C. ; RETIEB, S.: Accuracy assessment of current CFD tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart. In: *Proceedings of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems.* Lausanne, Switzerland, 2002
- [85] *The danish wave energy programme - Homepage.* <http://www.waveenergy.dk>. 03/2003
- [86] *Wavegen - Homepage.* <http://www.wavegen.co.uk>. 07/2003
- [87] *WavePlane International A/S. - Homepage.* <http://www.waveplane.com>. 08/2003
- [88] YEMM, R.: The history and status of the Pelamis wave energy converter / IMECHE Seminar. 1999. – Forschungsbericht