

Riegler Christoph, BSc

CFD-Analyse einer Kaplan Spiralturbine mit anschließender Machbarkeitsuntersuchung der Durchflusserhöhung

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades

„Master of Science“

Technische Universität Graz

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Jaberg

Betreuer:

Dipl.-Ing. Stefan Höller-Litzlhammer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Josef Mayrhuber

Graz, Juni 2013

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, _____
Date Signature

Eidesstattliche Erklärung¹

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am _____
Datum Unterschrift

¹Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008; Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Danksagung

Seit Beginn meiner technischen Ausbildung stellen die Themen Wasserkraft und Wasserkraftwerke für mich eine Faszination dar und standen deshalb stets im Fokus meiner vertiefenden Ausbildung.

Diese Masterarbeit stellt den Abschluss meiner Studienzeit an der TU Graz dar, auf die ich nun stolz zurückblicken kann. Da es mir wichtig ist, mein Studium mit einem Thema abzuschließen, welches mein Interesse und mein zukünftiges berufliches Betätigungsfeld widerspiegeln soll, ist es mir eine große Freude, ein passendes Thema in einem namhaften Unternehmen wie der *Verbund Hydro Power AG* gefunden zu haben.

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich einerseits bei der Erstellung dieser Masterarbeit, andererseits aber auch während der gesamten Dauer meines Studiums unterstützt und an mich geglaubt haben.

Ein besonderer Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Stefan Höller-Litzlhammer und Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni für die umfassende Betreuung meiner Masterarbeit von Seiten der *TU Graz*.

Ebenso möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Josef Mayrhuber, dem direkten Ansprechpartner der *Verbund Hydro Power AG* für die Betreuung, sowie für das entgegengebrachte Vertrauen für die Durchführung dieser Masterarbeit bedanken.

Ein großes Dankeschön gilt auch Frau Andrea Pacher, BEd, die sich die Zeit genommen hat, diese Arbeit Korrektur zu lesen.

Kurzfassung

Das Kraftwerk Teufelsbruck wurde in den Jahren 1935 bis 1938 am Inn errichtet und ist seit 2009 im Besitz der *Verbund Hydro Power AG*.

Da der Inn in den letzten Jahren einen erhöhten Abfluss aufweist, sollte im Zuge dieser Arbeit untersucht werden, ob es technisch machbar ist, die bestehenden 5 Kaplan turbinen mit einem Ausbaudurchfluss von $90\text{ m}^3/\text{s}$ pro Maschine, auf einen erhöhten Durchfluss von $110\text{ m}^3/\text{s}$ anzupassen. Dadurch soll die jährliche Energieerzeugung erhöht und die damit verbundenen Überlauftage über das Wehr reduziert werden.

In der vorliegenden Arbeit wird die Vorgehensweise bei der CAD-Modellerstellung erläutert und anschließend auf die Grundlagen der CFD-Analyse eingegangen.

Die Gittergenerierung, CFD-Modellerstellung, sowie die Auswertemethodik werden erklärt und weiters wird die bestehende Anlage mithilfe der CFD-Simulation analysiert. Dabei werden die Wirkungsgrade der Turbinen-Komponenten ermittelt, das An- und Abströmverhalten der Laufschaufel, sowie das Kavitationsverhalten untersucht.

Unter Berücksichtigung der aus der Bestandsanalyse gewonnenen Erkenntnisse wird eine Hydraulik für erhöhten Durchfluss entworfen. Die Auslegung erfolgt anhand der eindimensionalen Auslegung nach Euler. Bei der anschließenden, iterativen Verbesserung des Entwurfs werden der Einfluss der Dickenverteilung, der Gitterparameter und der Profilform untersucht, sowie die Ein- und Austrittswinkel der Laufschaufel angepasst.

Nach einer weiteren CFD-Analyse, in der der Hydraulikentwurf untersucht wird, folgt eine erste Abschätzung der erhöhten Jahresarbeit, wodurch der Entwurf wirtschaftlich bewertbar gemacht wird.

Im Ausblick wird auf die weiteren Schritte des Revitalisierungsprojektes eingegangen.

Abstract

The hydro power plant Teufelsbruck was built from 1935 to 1938 at the river Inn and is owned by the *Verbund Hydro Power AG* since 2009.

In the last few years, the Inn has shown an increased discharge. On this account, the aim of the master thesis was to evaluate the technical feasibility of adapting the 5 existing Kaplan turbines. The discharge of each machine should be increased from the existing $90 \text{ m}^3/\text{s}$ to $110 \text{ m}^3/\text{s}$, which will lead to a increased annual power generation and furthermore to a reduction of days per year, when water has to be drained over the weir.

This work will go into detail about the CAD-modelling and the basics of the CFD-analysis. Furthermore, it will explain the mesh generation, the CFD-setup and the way in which the results have been analysed and interpreted, followed by the CFD-simulation of the existing machine. The simulation includes the calculation of the efficiency of the machine components, the in- and outflow situation around the rotor blade and the cavitation behavior.

Taking the results of this machine analysis into consideration, a new blade for the increased discharge was designed, based on the one-dimensional design method by Euler. This iterative design process also took into account effects like the thickness distribution of the blade, the grid parameters, the shape of the profile and furthermore the adaption of the in- and outflow angles of the blade.

The CFD-analysis of the new blade design is followed by a initial evaluation of the increased annual power generation, which makes the blade design economically rateable.

The outlook contains the next steps concerning the revitalization project.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	1
Zusammenfassung	2
Abstract	3
Nomenklatur	9
1. Einleitung	10
1.1. Kraftwerksbeschreibung	10
1.2. Ausgangssituation	13
1.3. Zielsetzung	15
1.4. Aufbau der Arbeit	16
2. Modellerstellung	17
2.1. Spirale	18
2.2. Traversenring	19
2.2.1. Stützschaufelvermessung	19
2.3. Leitschaufel	21
2.4. Laufrad	22
2.4.1. Innenkontur	22
2.4.2. Kaplanflügel	22
2.4.3. Laufradmantel	24
2.5. Saugrohr	25
3. CFD-Analyse	28
3.1. Einleitung	28
3.2. Grenzen der CFD-Analyse	29
3.3. CFD-Modell	30
3.3.1. Eigenschaften eines CFD-Modells	31
3.4. Rechengitter	32
3.4.1. Strukturierte Gitter	32
3.4.2. Unstrukturierte Gitter	34

3.5. Mathematische Modellierung	35
3.6. Numerische Methoden	36
3.6.1. Finite-Volumen-Methode	36
3.7. Turbulenzmodellierung	41
3.7.1. Turbulenz	41
3.7.2. Turbulenzmodelle	42
4. Gittergenerierung	45
4.1. Allgemeines	45
4.1.1. Meridiankontur	46
4.2. Spiralgitter	47
4.3. Leitschaufelgitter	48
4.4. Laufschaufelgitter	50
4.5. Saugrohr	51
4.6. Outblock	53
4.7. Gitterqualität	54
5. CFD Modellerstellung	56
5.1. Theoretische Grundlagen	56
5.1.1. Domain	57
5.1.2. Interface	57
5.2. Vereinfachtes Rechenmodell	61
5.3. Detailliertes Rechenmodell	63
5.4. Gitterstudie	64
6. Auswertemethodik	66
6.1. Wirkungsgradauswertung	66
6.2. Kavitationsauswertung	68
7. CFD-Analyse des Bestands	71
7.1. Ergebnisse der Gitterstudie	71
7.1.1. Einfluss Gitterauflösung	72
7.1.2. Einfluss Interface-Typ	73
7.2. Geschwindigkeitsverteilungen	74
7.3. Anströmverhalten	76
7.4. Wirkungsgradauswertung	76
7.5. Kavitationsuntersuchung	79
7.6. Muscheldiagramm	80

8. Hydraulikauslegung	84
8.1. Anpassung der Außenkontur	84
8.2. Anpassung Saugrohrkonus	85
8.3. Eindimensionale Schaufelauslegung	86
8.3.1. Geschwindigkeitsdreiecke	86
8.3.2. Konstruktionsanhalte	88
8.4. Modellierung des Kaplanflügels	89
8.4.1. Iterativer Verbesserungsprozess	90
9. CFD-Analyse Hydraulikauslegung	93
9.1. Geschwindigkeitsverteilungen	93
9.1.1. Leitschaufelspalt	96
9.2. An- und Abströmverhalten	97
9.3. Wirkungsgradauswertung	98
9.4. Kavitationsuntersuchung	100
9.5. Ausblick	102
9.5.1. Jahresarbeit	102
9.5.2. Weiterer Projektablauf	103
Abbildungsverzeichnis	106
Tabellenverzeichnis	107
Anhang	108
A. Thoman-Anhalte	108
Literaturverzeichnis	109

Variablenverzeichnis

<i>Bezeichnung</i>	<i>Beschreibung</i>
a	Vorfaktor von ϕ
A	Fläche
A_{aus}	Austrittsquerschnitt
A_e	Fläche Saugrohereintritt
A_{ges}	gesamte Kreisringfläche
A_{TFR}	Fläche Teilflutrad
c	Absolutgeschwindigkeit
c_m	Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit
c_u	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
c_{aus}	Austrittsgeschwindigkeit Saugrohr
D	charakteristischer Durchmesser
D_a	Außendurchmesser/Laufraddurchmesser
D_e	Eintrittsdurchmesser Saugrohr
D_i	Nabendurchmesser
$D_x(j)$	Durchmesser des jeweiligen Teilflutrades
D_ϕ	diffusiver Fluss
F_ϕ	konvektiver Fluss
g	Erdbeschleunigung
h	Enthalpie
H	Fallhöhe
h_i	Krümmungshöhe
h_s	Saughöhe
h_{vSpir}	Verlusthöhe Spirale
h_{vLe}	Verlusthöhe Leitschaufel
h_{vLa}	Verlusthöhe Laufschaufel
h_{vSr}	Verlusthöhe Saugrohr
$h_{v,aus}$	Verlusthöhe Austrittsverlust
j	Laufvariable Teilfluträder
K	turbulente kinetische Energie

l_i	Abstand Stützschaufelvermessung
L	Profillänge
L_m	mittlere, meridionale Länge
m	Anzahl der Schnitte
M	Gesamtdrehmoment
M_{Blade}	Drehmoment an der Laufschaufel
M_{Hub}	Drehmoment Hub
\vec{n}	Normalenvektor
n	Drehzahl
n_q	spezifische Drehzahl
n_s	spezifische Schnellläufigkeit
p	Druck
p_0	Umgebungsdruck am Turbinenaustritt
p_D	Dampfdruck des Mediums
p_{Histo}	Druck Kavitationskriterium
p_{stat}	statischer Druck
p_{tot}	Totaldruck
$p_{tot,Spir_ein}$	Totaldruck Spiraleintritt
$p_{tot,Spir_aus}$	Totaldruck Spiralaustritt
p_{tot,Le_ein}	Totaldruck Leitschaufeleintritt
p_{tot,Le_aus}	Totaldruck Leitschaufelaustritt
p_{tot,La_ein}	Totaldruck Laufschaufeleintritt
p_{tot,La_aus}	Totaldruck Laufschaufelaustritt
p_{tot,Sr_ein}	Totaldruck Saugrohreintritt
p_{tot,Sr_aus}	Totaldruck Saugrohraustritt
$p_{tot,ein}$	Totaldruck Eintritt
$p_{tot,aus}$	Totaldruck Austritt
\underline{q}''	Wärmestromvektor
Q	Volumenstrom
Q_ϕ	Quellen und Senken
Re	Reynoldszahl
t	Gitterteilung (in Zusammenhang mit Gitterparametern)
t	Zeit
u	Umfangsgeschwindigkeit
\underline{u}	Strömungsgeschwindigkeit
y^+	dimensionsloser Wandabstand
z	Anzahl Laufschaufeln

α	Winkel zwischen Umfangs- und Absolutgeschwindigkeit
β	Winkel zwischen Umfangs- und Relativgeschwindigkeit
ϵ	turbulente Dissipation
$\eta_{Sp\dot{r}}$	Wirkungsgrad Spirale
$\eta_{Sp\dot{r}Le}$	Wirkungsgrad Leitschaufel
$\eta_{Sp\dot{r}LeLa}$	Wirkungsgrad Laufschaufel
$\eta_{Sp\dot{r}LeLaSr}$	Wirkungsgrad Saugrohr
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad
Γ	Diffusionskoeffizient
μ	dynamische Viskosität
ν	Nabenverhältnis
∇	Nabla-Operator
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω	turbulente Frequenz (in Zusammenhang mit dem Turbulenzmodell)
ϕ	allgemeine Strömungsgröße
$\bar{\phi}$	Mittelwert der allgemeinen Strömungsgröße
ϕ'	Fluktuation der allgemeinen Strömungsgröße
ρ	Dichte
σ	Thoma-Zahl

1. Einleitung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der „Computational Fluid Dynamics“ Analyse (kurz CFD) einer bestehenden Kraftwerksanlage am Inn, dem Kraftwerk Teufelsbruck (Abbildung 1.1). Im Zuge dieser Arbeit soll einerseits die bestehende Anlage strömungstechnisch untersucht, andererseits eine Machbarkeitsuntersuchung durchgeführt werden, mit dem Ziel, die Schluckfähigkeit der bestehenden Maschinen zu erhöhen.

Im folgenden Kapitel soll nun näher auf die Ausgangssituation, sowie die Aufgabenstellung eingegangen werden.



Abbildung 1.1.: Kraftwerk Teufelsbruck.

1.1. Kraftwerksbeschreibung

Das Kraftwerk Teufelsbruck ist ein Laufkraftwerk am Inn, im oberbayerischen Gemeindegebiet von Soyen, ca. 35 km nördlich von Rosenheim. Es wurde zwischen 1935 und 1938 (Abbildung 1.2), gleichzeitig mit dem Oberlieger Kraftwerk Wasserburg und dem Unterlieger Kraftwerk Gars, errichtet und bildet somit das Herzstück der Kraftwerksgruppe Wasserburg-Teufelsbruck-Gars (kurz WTG). Das Kraftwerk bzw. die Kraftwerksgruppe diente zur damaligen Zeit als Stromlieferant für die in Töging ansässige Aluminiumindustrie. Die Kraftwerksgruppe WTG ist seit 2009 im Besitz der *Verbund Hydro Power AG* (kurz VHP).



Abbildung 1.2.: Bau des KW Teufelsbruck von 1935-1938.

Die Anlage besteht aus fünf vertikalen Kaplan-Turbinen mit einer Leistung von je 5 MW , bei einer Fallhöhe von $7,05\text{ m}$ und einem Ausbaudurchfluss je Maschine von $90\text{ m}^3/\text{s}$. Die grundlegenden Komponenten der Turbine dabei sind: Die Spirale, welche als Beton-Halbspirale ausgeführt ist und der Stützschaufelring mit 12 Stützschaufeln (inklusive Sporn) sowie der Leitapparat mit 24 Leitschaufeln. Eine Besonderheit stellt dabei die halbaxiale Anordnung des Leitapparates dar, welcher um 60° gegenüber der Horizontalen geneigt ist (siehe Abbildung 1.3).

für die Kraftwerke am Inn typisch ist. Dabei wurde auf die Errichtung einer Maschinenhalle verzichtet. Gesamt erzeugt das Kraftwerk mit einer Leistung von 25 MW jährlich rund 150.000 MWh Strom aus Wasserkraft [1].

In Tabelle 1.1 sind nun einige Kenndaten der Anlage aufgelistet:

Tabelle 1.1.: Kenndaten des KW Teufelsbruck [2].

Anlagendaten:

Ausbaudurchfluss	450 m ³ /s
MQ	363 m ³ /s
MHQ	1340 m ³ /s
HQ ₁₀₀	2760 m ³ /s

Wehranlage:

lichte Weite Wehrfeld	16 m
lichte Höhe	10 m
4 Hakendoppelschütze	MAN
Hubgeschwindigkeit	0,15 m/min ⁻¹
Gewicht je Wehrverschluss	107 t

Turbinenanlage:

5 vertikale Kaplansturbinen	J.M. Voith GmbH
Durchfluss	je 90 m ³ /s
Fallhöhe bei Ausbaudurchfluss	7,05 m
Leistung	je 4800 kW
Gesamtleistung	24000 kW
Drehzahl	115 min ⁻¹
Laufreddurchmesser	3,9 m
Gewicht Laufrad und Welle	29 t

Generatoren:

Drehstrom-Synchrongeneratoren	BBC
Nennleistung	5000 kVA
Nennspannung	6,3 kV
Nennfrequenz	50 Hz
Nennzahl	115 min ⁻¹
Wirkungsgrad	94,9%
Gewicht Ständer	38 t
Gewicht Läufer	28 t

Kräne:

2 Portalkräne	MAN
Tragkraft	je 20 t/12 t

1.2. Ausgangssituation

Das Kraftwerk Teufelsbruck weist seit einigen Jahren einen erhöhten Abfluss auf, der den Ausbaudurchfluss der Anlage übersteigt. Der Ausbaudurchfluss je Maschine von 90 m³/s

wird dabei laut Betreiberangaben an 111 Tagen im Jahr überschritten. Dieser Überschuss von ca. $100 \text{ m}^3/\text{s}$ muss über die Wehranlage in das Unterwasser abgeführt werden und steht somit für die Energieumwandlung nicht mehr zur Verfügung.

Die in Abbildung 1.4 dargestellte Jahresganglinie wurde anhand der Tagesmittelwerte aus den Jahren 1983-2007 erstellt. Durch die Verwendung der Mittelwerte ergeben sich dabei 70 Überlaufstage, wobei dennoch der Trend des höheren Dargebots verdeutlichen wird.

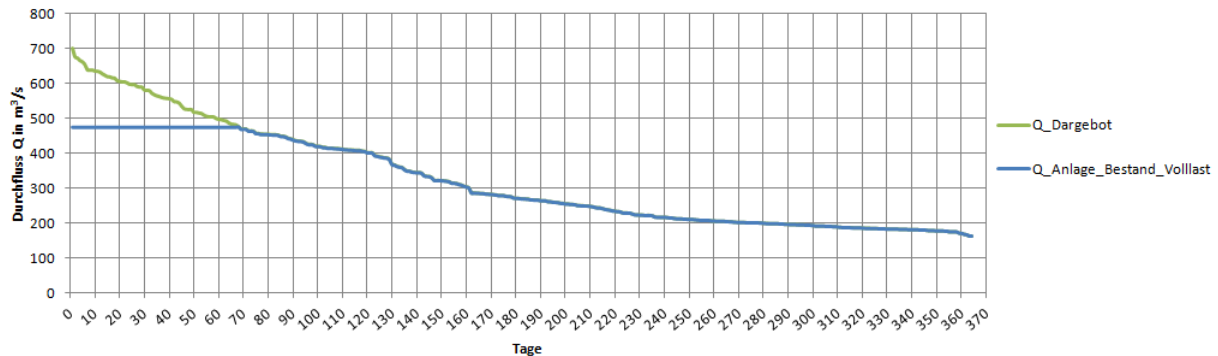


Abbildung 1.4.: Jahresganglinie des KW Teufelsbruck.

Um die Energieausbeute des Kraftwerks Teufelsbruck zu steigern stehen deshalb 2 Varianten zur Diskussion:

1. Bau einer weiteren Maschine;
2. Erhöhung des Schluckvermögens der bestehenden Maschinen.

Für die erste Variante sind Erfahrungswerte vorhanden, da diese beim Oberlieger Kraftwerk Wasserburg umgesetzt wurde. Dazu gibt es ein für Teufelsbruck bereits genehmigtes Projekt, welches jedoch die Wirtschaftlichkeitskriterien der VHP nicht erfüllt. Grund dafür sind die damit verbundenen hohen Baukosten (nach Auskunft VHP rund 50% der Gesamtkosten), da der Bau einer weiteren Maschine an der rechten Uferseite eine Absicherung des angrenzenden Hanges (Abbildung 1.5), sowie die Erschließung von Baustellenzufahrten und dergleichen erfordern würde.



Abbildung 1.5.: Im Hintergrund: Abbröckelnder Hang-Bereich an der rechten Uferseite.

Da diese Baukosten bei einer Anpassung der bestehenden Maschinen weitgehend entfallen würden, ist es von großem Interesse zu untersuchen, ob es technisch möglich ist, das Schluckvermögen der bestehenden Maschinen durch einen neuen Hydraulikentwurf zu erhöhen. Somit könnte ein Großteil der vorhandenen Bausubstanz weiterhin genutzt werden.

1.3. Zielsetzung

Im Zuge der vorliegenden Arbeit soll einerseits die bestehende Anlage und andererseits die technische Machbarkeit der Durchflusserhöhung analysiert werden. Als erster Schritt wurde ein geometrisches 3D-Modell generiert. Dieses Modell wurde anhand von Bauwerksplänen, sowie Begehungen mit Bauwerksvermessungen erstellt und bildet die Grundlage für die weiteren Untersuchungen mittels CFD-Simulation. Dieses „Computer-Aided-Design“ Modell (kurz CAD) soll für Dritte weiterverwendbar sein.

Anschließend soll im Zuge der Bestandsanalyse eine Aussage über das Strömungsverhalten und die Verluste in der Maschine getroffen werden können, um so etwaige Verbesserungspotentiale aufzuzeigen.

Aufbauend auf die Bestandsanalyse soll eine neue Hydraulik entworfen werden, welche auf ein höheres Schluckvermögen ausgelegt ist. Das Verbesserungspotenzial dieses Entwurfes soll durch eine weitere CFD-Analyse verifiziert werden.

Sollte es technisch möglich sein, die bestehenden Maschinen anzupassen, soll diese Variante mit dem Konkurrenzprojekt in wirtschaftlicher Hinsicht verglichen werden. Dieses Ergebnis stellt in weiterer Folge eine Grundlage für Investitionsentscheidungen dar.

1.4. Aufbau der Arbeit

An dieser Stelle soll kurz auf die Gliederung der Masterarbeit eingegangen werden. Kapitel 2 beinhaltet den Teil der Modellerstellung und beschreibt die einzelnen Bauteile näher. Kapitel 3 beschäftigt sich mit den theoretischen Grundlagen der CFD-Analyse und der Gittertheorie. Die folgenden Kapitel 4 und 5 beinhalten die Gittergenerierung und die Vorgehensweise bei der Erstellung des CFD-Modells. Kapitel 6 erklärt die Methodik, welche bei der Auswertung der Ergebnisse angewandt wurde. Kapitel 7 erläutert die Analyse der bestehenden Anlage. In Kapitel 8 wird die Auslegung der angepassten Hydraulik dargestellt. Abschließend wird das Verbesserungspotential des Hydraulikentwurfs in Kapitel 9 anhand einer weiteren CFD-Analyse verifiziert.

2. Modellerstellung

Als ersten Schritt galt es, die vorhandenen Pläne zu sichten und anschließend daraus ein 3D-CAD-Modell zu erstellen. Die Konstruktionsunterlagen waren beinahe für alle relevanten Bauteile vorhanden und in einem gut erhaltenen Zustand. Die Pläne wurden in einer Zeit erstellt, in der man sich noch Hilfsmitteln wie dem Rechenschieber bediente, weshalb auf vielen Zeichnungen Bemaßungen mit Hilfskonstruktionen und errechneten Maßen angegeben waren. Diese Maße wurden im Zuge der Modellerstellung im Bereich von wenigen Millimetern für die Abbildung mittels CAD angepasst bzw. über Beziehungen (z.B. tangentialer Übergang) definiert, was jedoch auf die Genauigkeit des CAD-Modells keinen entscheidenden Einfluss hat.

An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass das CAD Modell anhand der Baupläne aus den 1930er Jahren erstellt wurde. Es entspricht somit dem Grundzustand bei Inbetriebnahme. Jegliche Konturveränderung, speziell die der Leit- und Laufschaufeln durch Abrasion oder Erosion, welche durch den hohen Geschiebeanteil des Inns in diesem Abschnitt des Flusslaufs bedingt ist, wurde in der Modellerstellung nicht berücksichtigt.

Da die Einzelteilzeichnungen einiger Bauteile fehlten und diese nur in Zusammenstellungszeichnungen abgebildet waren, wurden die Abmessungen dieser Komponenten über eine Stützpunkt konstruktion ermittelt. Dabei wurden die Stützpunkte von Hand vermessen und mit in der Zeichnung bemaßten Abmessungen ins Verhältnis gesetzt. Durch eine derartige Konstruktion mehrerer Stützpunkte konnte die gewünschte Kontur abgebildet werden.

Bauteile, welche weder in Einzelteil- noch in Zusammenstellungszeichnungen abgebildet waren, wurden im Zuge einer Kraftwerksbegehung vermessen.

Bei der Modellierung der Bauteile wurde bereits der Aufbau des CFD-Modells bedacht, wodurch sich andere Bauteilübergänge ergaben. Die erstellten 3D-Schalenmodelle stellten die Basis für die weitere Gittergenerierung dar. Abbildung 2.1 zeigt einen Längsschnitt durch die Zusammenstellungszeichnung des CAD-Modells mit den Bauteilen:

Spirale mit Traversenring (grau), Leitschaufeln (rot), Läufer (braun) mit Kaplanflügeln (grün), Laufradmantel (blau) und Saugrohr (gelb). Für die Modellerstellung wurde Pro-Engineer verwendet.

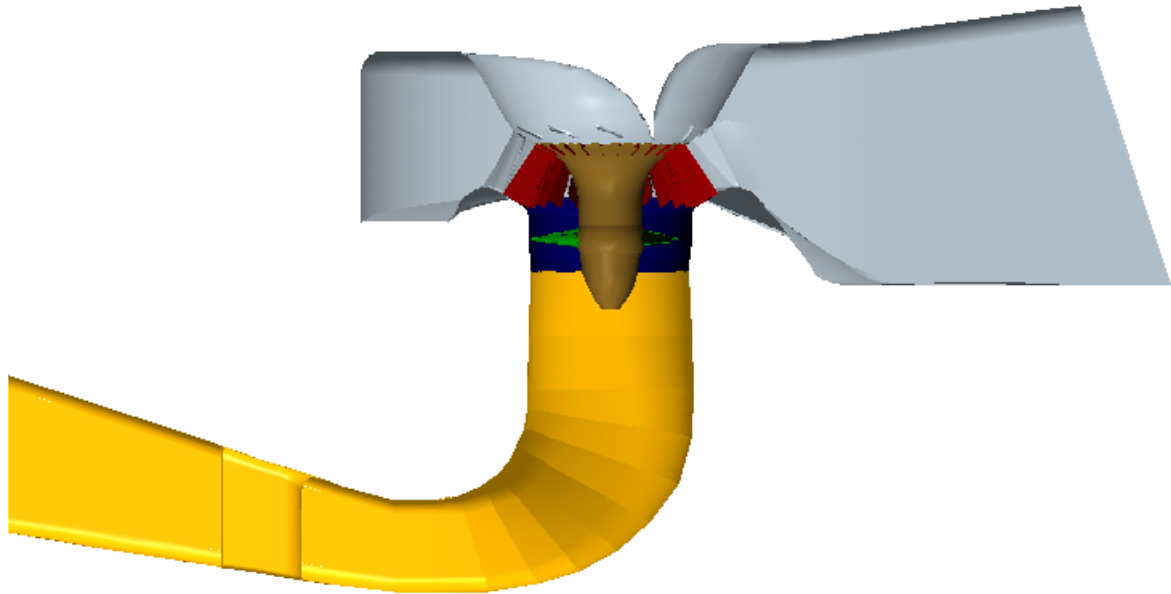


Abbildung 2.1.: Längsschnitt des Gesamtmodells.

Im Folgenden sind nun die modellierten Einzelkomponenten - entsprechend der Strömungsrichtung gelistet - näher beschrieben:

2.1. Spirale

Die Spirale ist als sogenannte Beton-Halbspirale ausgeführt. Die Spiralwände sind verspachtelt. Bei der Bauart als Halbspirale wird der Oberwasser-Zuströmkanal durch einen halb-kreisartigen Ringraum abgeschlossen [3].

Die Hauptabmessungen der Spirale konnten aus den vorhandenen Bauwerkszeichnungen entnommen werden. Die Kontur des Sporns wurde aus der Zeichnung mittels Stützpunktkonstruktion ermittelt. In der Spirale (Abbildung 2.2) befindet sich im Einlaufbereich ein Stützpfeiler, welcher einerseits das Bauwerk mit einer Spannweite von 11 Metern mittig unterstützt und andererseits als Widerlager für die Dammtafeln dient. Da die Hauptabmessungen und die Kontur dieses Pfeilers aus keinem der vorliegenden Pläne ersichtlich waren, wurde dieser im Zuge einer Kraftwerksbegehung vermessen.

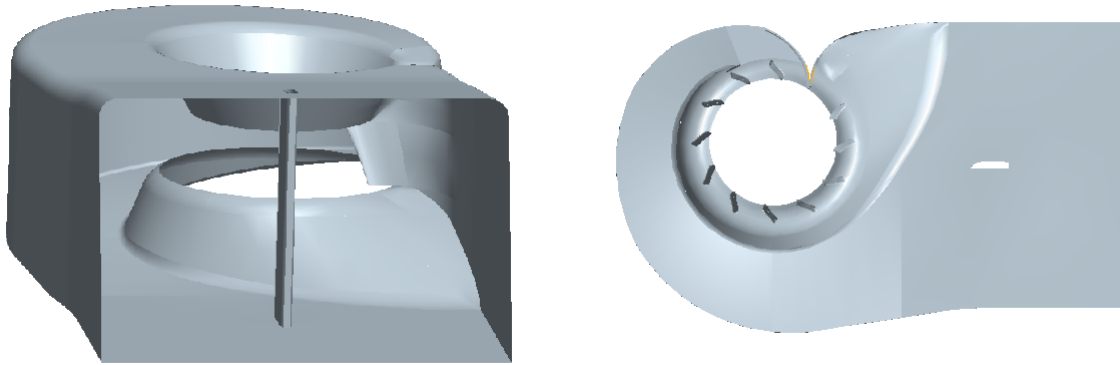


Abbildung 2.2.: Halbspiralmodell mit Stützfeiler im Spiraleinlauf (links), Schnitt durch die Spirale (rechts).

2.2. Traversenring

Der Traversenring (Abbildung 2.3) ist im Fundament der Spirale eingebaut und in Beton vergossen. Er besteht aus einem oberen und unteren Traversenring, den 11 Stützschaufeln und dem Sporn. Der Übergang zwischen Traversenring und Spirale ist, wie auch die gesamte Spirale, verspachtelt, um strömungstechnisch günstige, glatte Übergänge zu erhalten. Der Sporn wurde als Teil der Spirale modelliert.

Die Kontur der Stützschaufel wurde während der Kraftwerksbegehung vermessen und diente im Weiteren zur Kontrolle, um die aus den Plänen entnommene Kontur zu überprüfen.

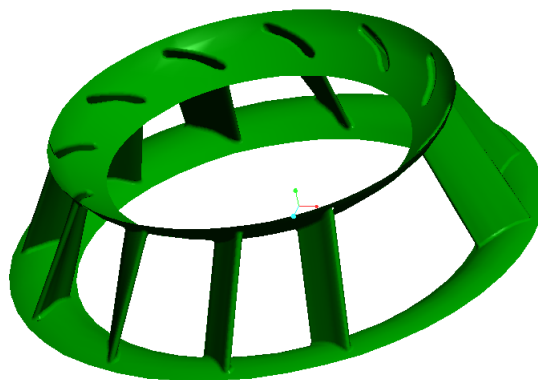


Abbildung 2.3.: Traversenring mit Stützschaufeln (Sporn ausgespart, da Teil des Spiralmodells).

2.2.1. Stützschaufelvermessung

Das Profil der Stützschaufel wurde mit Hilfe einer Vorrichtung vermessen. Das Prinzip der Vermessung ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Dabei wurde das Profil mit der Vorrichtung

(strichpunktiert) umspannt und anschließend für Druck- und Saugseite die Krümmungshöhe h_i in definierten Abständen l_i vermessen.

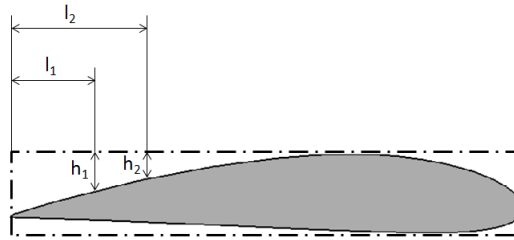


Abbildung 2.4.: Prinzip der Stützschaufelvermessung.

Um die durch die Vorrichtung aufgespannte Messebene im Raum, also im weiteren CAD-Modell, ausrichten zu können, wurde der relative Abstand zu bekannten Punkten (z.B. Punkte, welche in Bauteilzeichnungen bemaßt sind) vermessen (Abbildung 2.5).



Abbildung 2.5.: Messvorrichtung an Stützschaufel Nr. 9, Maschine 3.

Ebenso wurde die Eintritts- und Austrittskantenlänge, sowie der Relativabstand zwischen den Schaufeln vermessen. Dadurch fiel bei der Begehung auf, dass die ersten drei Stützschaufeln (ausgehend vom Sporn im Uhrzeigersinn) ein anderes, weniger gekrümmtes Profil aufweisen und aufrechter in der Strömung liegen, was auch in der vorliegenden Zeichnung so vermerkt war. Abbildung 2.6 stellt ein bei der Begehung aufgenommenes Foto der ersten 3

Stützschaufeln mit dem 3D-Modell gegenüber, um die vermessenen Daten zu verifizieren. Nachfolgendes Bild 2.7 zeigt den Traversenring in eingebautem Zustand in der Spirale.



Abbildung 2.6.: Bereich der ersten Stützschaufeln; Foto (links), CAD-Modell (rechts).

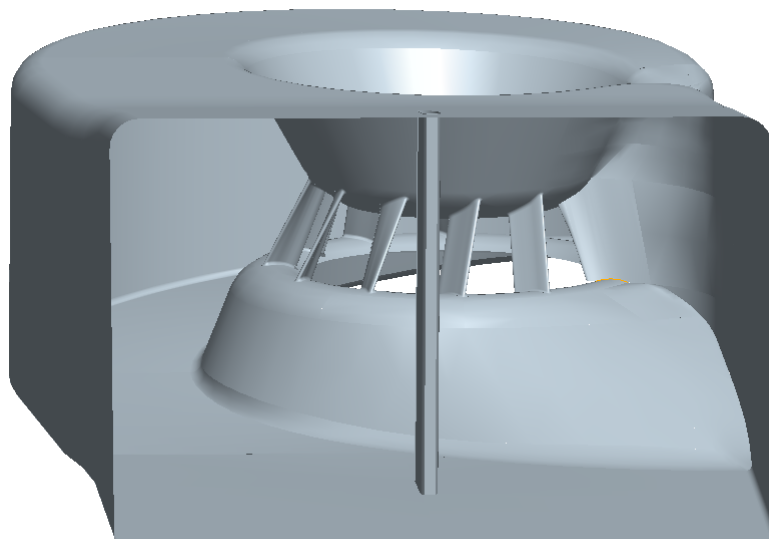


Abbildung 2.7.: Modell des Traversenrings mit Spiralmodell verbunden.

2.3. Leitschaufel

Die 24 Leitschaufeln sind am Umfang gleichmäßig verteilt und wurden gemäß der vorliegenden Zeichnung modelliert. Der Ansatz am oberen Ende der Leitschaufel (Abbildung 2.8), welcher zur Aufnahme des Lagerungszapfens dient, wurde dabei im CAD-Modell berücksichtigt. Die obere und untere Deckfläche der Leitschaufeln sind kugelig ausgeführt, um eine Verstellung zu ermöglichen. (siehe Abbildung 1.3)

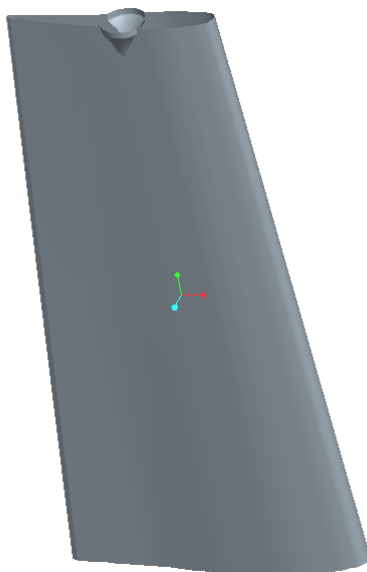


Abbildung 2.8.: CAD-Modell der Leitschaufel.

2.4. Laufrad

2.4.1. Innenkontur

Die Abmessungen für das Wasserführungsschild, das Mittelstück und die Nabenhaube wurden der Zusammenstellungszeichnung entnommen und Stützpunkte herausgemessen. Die Laufradnabe wurde entsprechend der Zeichnung modelliert. Der Übergang von Kaplanflügel auf Flügelzapfen wurde nicht modelliert, da er bei der nachfolgenden Gittergenerierung ebenso vernachlässigt wurde.

2.4.2. Kaplanflügel

Da die vorhandenen Unterlagen des Kaplanflügels nicht ausreichten, um die Flügelkontur mit ausreichender Genauigkeit abzubilden, wurde beim Hersteller (Fa. J.M. Voith GmbH, Heidenheim) angefragt. Diese übermittelten freundlicher Weise die Originalzeichnung. Bei dieser Zeichnung handelte es sich um die sogenannten „Brettschnitte“ des Gussmodells einer Hydraulik mit 5,15 m Außendurchmesser, welche für das KW Teufelsbruck skaliert wurde. Aufgrund der Übergröße der Zeichnung (1,24 m x 2,77 m) war es nicht möglich die Zeichnung durch Scannen zu digitalisieren. Deshalb wurde die Zeichnung in Einzelfotos mit entsprechend hoher Auflösung abfotografiert und anschließend über ein Foto Bearbeitungstool (Hugin, SourceForge Inc.) zusammengefügt. Das so erhaltene Gesamtfoto wurde in AutoCAD importiert. Weiters wurden von Hand die Stützpunkte der Schaufelprofile über die Schaufel-

höhe konstruiert. Da es sich wie schon genannt, um die Zeichnung des Gussmodells handelte, wurden die Punkte einerseits auf den Außendurchmesser von 3,9 m skaliert und andererseits das auf der Zeichnung vermerkte Schwindmaß von 2 % berücksichtigt. Diese Punkte wurden anschließend als Punktwolke in ProEngineer importiert.

Für den äußeren Flügelbereich, welcher im Zuge einer Reparatur bei einigen Maschinen erneuert wurde, waren Messpunkte einer Flügelvermessung (Maschine 5) aus dem Jahr 2001 vorhanden. Damals wurde der äußere Flügelteil ab einem Radius von 1600 mm vermessen wurde. Diese Punkte, bzw. das daraus erstellte CAD-Modell des Flügelsegmentes, wurden mit dem anhand der Zeichnung erstellten Flügelmodell verglichen, um den entstandenen Fehler einerseits beim Abfotografieren und andererseits bei der Stützpunkt konstruktion zu beurteilen.

Abbildung 2.9 zeigt den Unterschied der beiden Modelle, oben ist die Druckseite und unten im Bild die Saugseite des Kaplanflügels dargestellt. Wie aus Abbildung 2.9 klar erkennbar ist, unterscheiden sich die beiden Modelle hinsichtlich Profilform und Verlauf kaum.

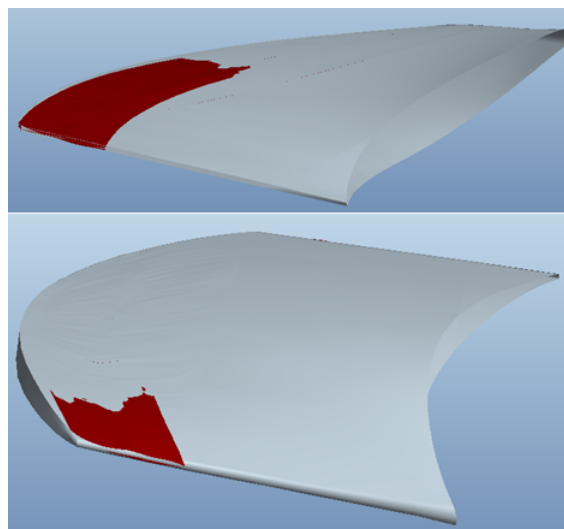


Abbildung 2.9.: Vergleich der CAD-Modelle anhand der Messpunkte (rot) und der Zeichnung (grau).

Um das Flügelmodell noch weiter zu überprüfen, wurde das CAD-Modell mit Fotos, welche im Zuge der KW Begehung aufgenommen wurden, verglichen. Hierbei wurde besonderes Augenmerk auf den Verlauf der Eintritts- und Austrittskante, sowie den Spalt zwischen Kaplanflügel und Laufradmantel gelegt. Der durch diese beiden Kontrollen festgestellte Unterschied war so gering, dass das Modell anhand der Originalzeichnung für die nachfolgende Gittergenerierung verwendet werden konnte. Dies erschien insofern als sinnvoll, da alle anderen Bauteile ebenso anhand der Originalzeichnungen modelliert wurden.

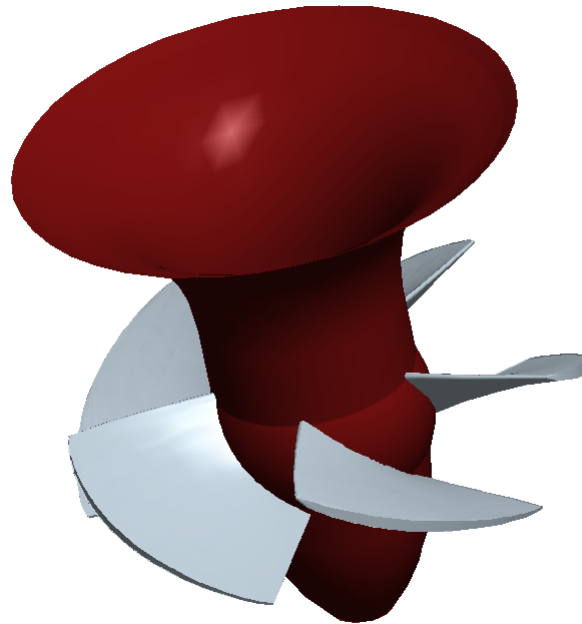


Abbildung 2.10.: Laufrad komplett mit Kaplanflügel.

2.4.3. Laufradmantel

Der Laufradmantel ist 4-teilig als Halbkugelmantel ausgeführt, was einbau- und montage-technische Vorteile mit sich bringt. Er wird oben durch den Leitrading und unten durch den Saugrohr-Anschlussflansch begrenzt. Die Zeichnung des Laufradmantels war vorhanden und somit konnte daraus ein CAD-Modell erstellt werden.

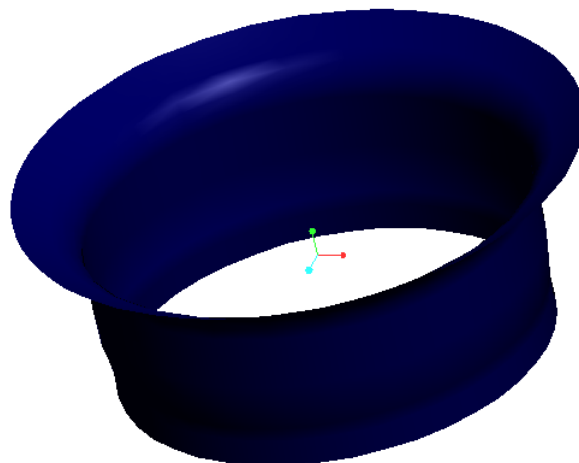


Abbildung 2.11.: Laufradmantel.

2.5. Saugrohr

Das Saugrohr (Abbildung 2.12) ist als sogenanntes Ellenbogen-Saugrohr in genieteteter Bauform ausgeführt und wurde anhand der vorliegenden Zeichnungen Schuss für Schuss modelliert. Da aus der Schnittzeichnung des „Schuss 14“ ein Stützpfiler erkennbar war, dessen Länge und Kontur jedoch aus den Zeichnungen nicht ersichtlich waren, wurde dieser im Zuge der Kraftwerksbegehung vermessen. Dieser Pfeiler dient, wie auch der Pfeiler im Saugrohr, zur Bauwerksabstützung und als Widerlager für die Dammtafeln.

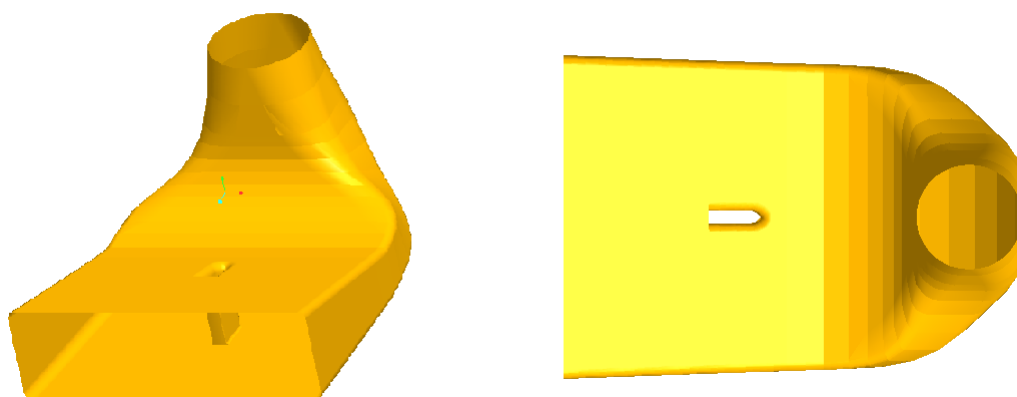


Abbildung 2.12.: Saugrohr mit Stützmauer (links), Draufsicht des Saugrohres (rechts).

Bei näherer Betrachtung des Saugrohres sowohl im Grundriss, als auch in der perspektivischen Ansicht, fällt eine starke Aufweitung der Querschnittsfläche im letzten Drittel des Krümmers auf. Im Längsschnitt des Saugrohres in Abbildung 2.13 sieht man, dass in diesem Bereich die Höhe des Querschnitts abnimmt, was zu einer leichten Beschleunigung in diesem Bereich führt (siehe Abbildung 2.14).

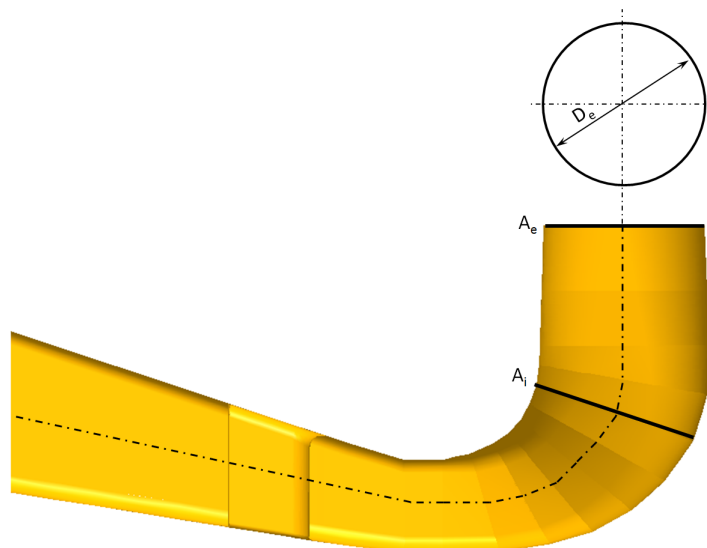


Abbildung 2.13.: Längsschnitt durch das Saugrohr.

In Abbildung 2.14 ist der Flächenverlauf des Saugrohres über die mittlere, meridionale Länge L_m , bezogen auf den Eintrittsdurchmesser D_e , dargestellt, wobei die Flächen der einzelnen Schüsse auf den kreisförmigen Eintrittsquerschnitt A_e bezogen sind.

Daraus lässt sich eine anfangs leichte Diffusorwirkung erkennen, welche im Bereich des Krümmers stärker wird. Im letzten Drittel des Krümmers erfolgt eine leichte Beschleunigung der Strömung und anschließend eine weitere Verzögerung im Enddiffusor. Der Knick im Verlauf des Enddiffusors ist durch die Stützmauer bedingt.

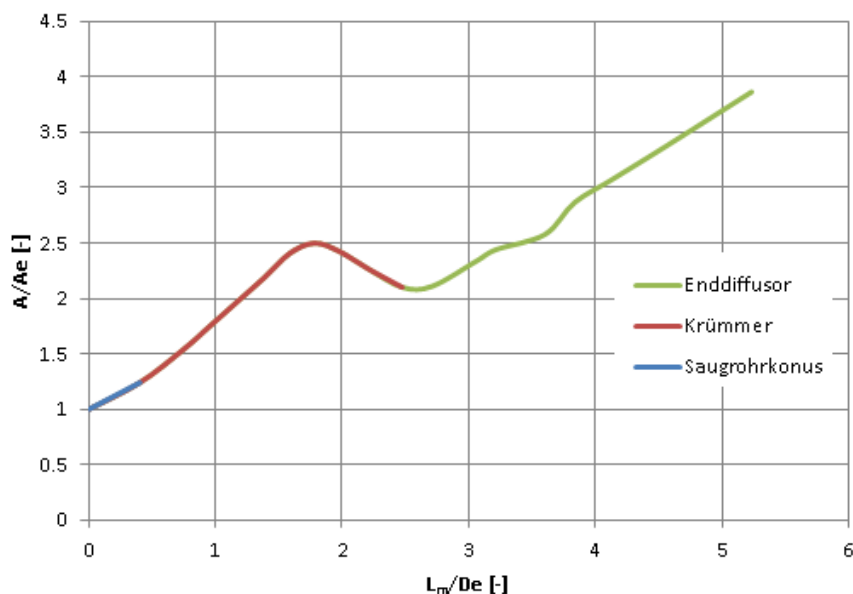


Abbildung 2.14.: Flächenverlauf des Saugrohres.

Weiters gelangt man durch eine erste Abschätzung der Abströmverhältnisse aus dem Saug-

rohr zu der Aussage, dass das Saugrohr mit einem Austrittsquerschnitt von $A_{aus} = 43 \text{ m}^2$ sehr klein bzw. kurz erscheint, da sich somit eine Austrittsgeschwindigkeit c_{aus} von ca. $2,2 \text{ m/s}$ bei $Q = 95 \text{ m}^3/\text{s}$ im Vollastbetrieb einstellt. Diese Geschwindigkeit geht zum Quadrat in den Austrittsverlust in Gleichung 2.1 ein.

$$h_{v,aus} = \frac{\left(\frac{Q}{A_{aus}}\right)^2}{2 \cdot g} = \frac{c_{aus}^2}{2 \cdot g} \quad (2.1)$$

In der Regel sollte die Austrittsgeschwindigkeit am Saugrohraustritt im Bereich um $1,2 \text{ m/s}$ liegen [4].

3. CFD-Analyse

Im folgenden Kapitel soll auf einige wichtige Punkte und Grundlagen der CFD-Analyse eingegangen werden. Dies beinhaltet die vergangene und zukünftige Entwicklung, sowie die damit verbundenen Anwendungsgebiete, die Abbildung des Strömungsraumes durch ein sogenanntes Rechengitter und die Lösung der zugrundeliegenden Gleichungen mit Hilfe des Finite-Volumen-Verfahrens. Weiters soll auf die Turbulenzmodellierung und die Genauigkeit der CFD-Analyse eingegangen werden.

3.1. Einleitung

Unter *Computational Fluid Dynamics*, kurz CFD, versteht man die numerische Untersuchung von Strömungen. Durch CFD werden die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie, welche die Strömungen beschreiben und durch partielle, nichtlineare Differentialgleichungen darstellbar sind, mit Methoden der numerischen Mathematik in speziellen Computerprogrammen gelöst. Dabei wird in diskreten Punkten eines definierten Gebietes, mit bekannten Bedingungen an den Rändern, das Strömungsfeld bestimmt [5].

Die Entwicklung auf dem Gebiet der numerischen Methoden steht in engem Zusammenhang mit den stetig steigenden Computerressourcen. Viele der heute in CFD genutzten Methoden basieren auf Verfahren, welche in den 1950er und 1960er Jahren am Los Alamos National Laboratory (New Mexiko) von der Arbeitsgruppe rund um F. H. Harlow entwickelt wurden [5]. Damals wurde noch bezweifelt, dass es jemals so leistungsfähige Rechner geben würde, die für die Durchführung von CFD-Simulationen komplexer Strömungsprobleme geeignet wären [5].

Der große Vorteil gegenüber der messtechnischen Erfassung von Strömungen liegt darin, dass schnell und kostengünstig Ergebnisse erhalten werden können. Die Gründe, warum CFD in den unterschiedlichen Anwendungsbereichen eine interessante Untersuchungsmethode darstellt, sind vielfältig [5]:

- Auf analytischem Weg lassen sich Strömungsprobleme nur lösen, wenn diese stark idealisiert werden, z.B. rotationsfrei (Potenzialströmung) oder eindimensional (Stromfadentheorie). Komplexe Probleme wie turbulente oder mehrphasige Strömungen sind im Allgemeinen nicht möglich.

- Eine experimentelle Untersuchung ist nicht bei allen Strömungen möglich. Heiße oder chemisch aggressive Fluide können Messeinrichtungen zerstören. Strömungssensoren können das Messergebnis verfälschen, speziell wenn diese nicht wesentlich kleiner sind als die zu untersuchenden Strömungsphänomene. Weiters können berührungslose Messtechniken, wie die Laser-Doppler-Anemometrie nur bei optisch durchlässigen Fluiden angewandt werden [5, 6].
- Der Kostenfaktor spielt bei Strömungsuntersuchungen eine entscheidende Rolle und spricht für numerische Untersuchungen mittels CFD. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Kosten für die erforderlichen Rechnerkapazitäten in den letzten Jahren und Jahrzehnten gesunken sind, während die Kosten für Strömungsmesstechnik etwa gleich geblieben sind [5].
- Variantenstudien sind mit CFD in der Regel schneller durchzuführen als entsprechende experimentelle Analysen, was sich ebenso durch die entsprechende Entwicklung der Rechnertechnik begründen lässt [5].

3.2. Grenzen der CFD-Analyse

Das Ergebnis der CFD-Rechnung ist eine numerische Näherungslösung der Grundgleichungen des strömungsmechanischen Problems. Da die exakte Lösung - wie bereits erwähnt - häufig nicht bekannt ist, muss die Genauigkeit der CFD-Lösung stets kritisch beurteilt werden. Folgende Schritte innerhalb der CFD-Rechnung führen dazu, dass die numerische von der exakten Lösung abweicht [5, 7]:

- Bei der Einführung semi-empirischer Modelle, welche die Komplexität des Problems reduzieren sollen, entstehen *Modellierungsfehler*. Phänomene wie Turbulenz, Verbrennung, Mehrphasen-Strömungen, chemische Prozesse usw. lassen sich schwer beschreiben und müssen somit durch Modellapproximationen vereinfacht werden. Selbst bei nahezu exakten mathematischen Modellen kann es vorkommen, dass die Abhängigkeiten einiger Fluideigenschaften, welche stark von Temperatur, Konzentration, Druck und dgl. abhängen, vernachlässigt werden und somit zu Modellfehlern führen. Ebenso kann es schwierig sein, die Geometrie des Problemgebietes, aus Gründen der Gittergenerierung, exakt nachzubilden.
Der Modellfehler wird als die Differenz zwischen der tatsächlichen Strömung und der exakten Lösung des mathematischen Modells definiert.
- Beim Übergang von Differential- zu Differenzgleichungen kommt es zu *Diskretisierungsfehlern*. Bei diesem Übergang müssen geeignete Approximationen eingesetzt werden. Diese Approximationen sind umso genauer, je kleiner die räumlichen und zeitlichen

Diskretisierungselemente sind. Diese räumliche und zeitliche Auflösung ist jedoch oftmals durch den Rechenaufwand und den Speicherbedarf begrenzt. Sinnvoll ist hierbei die Auflösung an die zu erwartende Strömung abzustimmen.

Der Diskretisierungsfehler ist somit der Unterschied zwischen der exakten Lösung der Erhaltungsgleichung und der exakten Lösung ihrer diskreten Approximation.

- Durch Iteration, also durch wiederholte Anwendung von Berechnungsabläufen zur Lösung der gekoppelten, algebraischen Gleichungen und deren schrittweiser Annäherung an die endgültige CFD-Lösung kommt es zu *Iterationsfehlern*. Um festzulegen, wann der Iterationsprozess angehalten werden soll, wird ein Konvergenzkriterium definiert. In der Regel werden Iterationen fortgesetzt, bis das Niveau der Residuen um einen bestimmten Betrag reduziert worden ist. Auch wenn der Lösungsprozess konvergiert und man lange genug iteriert, erhält man niemals die exakte Lösung der diskretisierten Gleichungen.

Der Iterationsfehler ist als die Differenz zwischen der exakten und der iterativen Lösung der diskretisierten Gleichungen definiert.

- Das Ergebnis der CFD-Rechnung hängt stark von den gewählten Randbedingungen ab. Einerseits wird es von der Art der *Randbedingung* beeinflusst. So macht es einen Unterschied, ob man beispielsweise bei der Simulation einer hydraulischen Maschine, den Durchfluss oder die Fall- bzw Förderhöhe vorgibt. Andererseits wirkt sich die Wahl der Stelle, an der die Randbedingung definiert wird ebenso aus, da an dieser Stelle die Strömungsgrößen „starr“ vorgegeben werden.
- Die verschiedenen Simulationsprogramme bieten eine Vielfalt an Auswertemöglichkeiten im Zuge des post-processing. Die dabei angewandte Methodik, sowie die darauffolgende *Interpretation* erfordern ein hohes Maß an Erfahrung, um aussagekräftige und belastbare Ergebnisse zu erhalten.

3.3. CFD-Modell

Unter dem CFD-Modell einer Strömung versteht man die mathematische Beschreibung der Strömung in diskreten Punkten innerhalb des Strömungsgebietes, wobei folgende Informationen darin enthalten sind [5]:

- Die Geometrie des Strömungsgebietes inklusive aller Punkte, in denen die Strömung abzubilden ist, wird als Rechengitter, Gitter oder Netz bezeichnet.
- Die Grundgleichungen der in der Strömung ablaufenden Prozesse, welche auch als das mathematische Modell der Strömung bezeichnet werden. Neben den Erhaltungssätzen

für Masse, Impuls und Energie für ein Fluid, können dabei noch weitere Modellgleichungen für z.B. Turbulenz oder Vermischungsvorgänge hinzugefügt werden. Materialgesetze sowie thermische und kalorische Zustandsgleichungen sind ebenso Teil des mathematischen Modells.

- Die notwendigen Parameter, z.B. Stoffwerte wie Dichte, Viskosität oder Wärmeleitfähigkeit des Fluids.
- Die Randbedingungen der Strömung an den Grenzen des Strömungsgebietes.
- Die Festlegung der numerischen Verfahren und Algorithmen, mithilfe derer die Differentialgleichungen des CFD Modells in Differenzgleichungen übergeführt und anschließend für die durch das Gitter definierten Stützstellen gelöst werden müssen. Dieser Vorgang wird als Diskretisierung bezeichnet. Dadurch entsteht ein großes System algebraischer Gleichungen, das iterativ gelöst werden kann. Die Angabe des iterativen Lösungsverfahrens schließt das numerische Modell ab.

3.3.1. Eigenschaften eines CFD-Modells

Um aus CFD-Rechnungen Ergebnisse mit guter Qualität zu erhalten, soll das CFD-Modell folgende Eigenschaften besitzen [5]:

- *Beschränktheit*: Jede mit dem Modell berechnete Größe ϕ liegt in jedem Punkt des Strömungsgebietes innerhalb eines physikalisch sinnvollen Werteintervalls.
- *Konservativität*: Die das CFD Modell beschreibenden Gleichungen werden so formuliert und diskretisiert, dass eine Erhaltungsgröße, wie etwa die Masse, im Strömungsgebiet auch wirklich erhalten bleibt.
- *Konsistenz*: Die algebraischen Gleichungen gehen wieder in die Differentialgleichungen des mathematischen Modells über, wenn der Gitterabstand der Punkte gegen Null strebt.
- *Konvergenz*: Das Ergebnis strebt gegen die exakte Lösung, wenn der Abstand der Punkte im Gitter gegen Null geht.
- *Stabilität*: Die Fehler im CFD-Modell wachsen während der Simulation nicht an.
- *Transporteigenschaft*: Die Diskretisierung berücksichtigt, dass der konvektive Transport einer Größe ϕ entlang der Bahnlinien der Strömung erfolgt.

3.4. Rechengitter

Bei der CFD-Simulation werden die Strömungsgrößen ϕ in endlich vielen Punkten des Strömungsgebietes bestimmt. Diese Punkte werden üblicherweise in Form eines Gitters über das zu untersuchende Gebiet verteilt. Das Gitter unterteilt das Strömungsgebiet lückenlos in nicht überlappende, finite Kontrollvolumina. Diese räumliche Diskretisierung des Problemgebiets wird auch als Gittergenerierung bezeichnet und kann bei praktischen Anwendungen, aufgrund der häufig sehr komplexen Geometrien (z.B. Flugzeug, Motorblock, Turbine, . . .), eine sehr zeitintensive Aufgabe darstellen.

Ein Gitter mit schlechter Qualität führt zu großen Fehlern im CFD-Modell und kann sogar zum Scheitern der CFD-Simulation führen, da eine enge Wechselwirkung zwischen der Geometriediskretisierung, der Diskretisierung der Gleichungen und dem Lösungsverfahren besteht. Je regelmäßiger ein Gitter ist, desto effizienter sind die Lösungsalgorithmen für die Berechnung. Es ist dadurch aber unflexibler im Hinblick auf die Modellierung komplexer Geometrien.

Da für die praktische Anwendung, neben der Frage der effizienten Gittererstellung und Gitterqualität (Abschnitt 4.7) insbesondere auch die Struktur der Gitter von Bedeutung ist, wird in den folgenden Kapiteln nun auf die verschiedenen Gitterstrukturen eingegangen [5, 8, 9].

3.4.1. Strukturierte Gitter

Strukturierte Gitter besitzen einen einheitlichen Gitteraufbau (Topologie). Das bedeutet, dass die Nachbarschaftsbeziehungen zwischen den Zellen und die Zellgeometrie im gesamten Gitter ähnlich sind. Die Zellen (Kontrollvolumina - kurz KV) sind in einem regelmäßigen Raster angeordnet, wodurch sich die angrenzenden Zellen einfach bestimmen lassen.

Strukturierte Gitter bestehen in der Regel aus Vierecken (2D) bzw. aus Hexaedern (3D). Der einfachste Fall eines strukturierten Gitters ist das kartesische Gitter (Abbildung 3.1), bei dem alle Kanten der Zellen gleich lang sind und jeweils im rechten Winkel zueinander stehen. Rechtwinklige Gitter unterteilen das Strömungsgebiet in achsparallele Bereiche, in denen die Kanten der Zellen aber nicht gleich lang sein müssen. So kann der Zellabstand durch eine Verteilungsfunktion vorgegeben werden, was z.B. bei Randschichtverdichtungen Anwendung findet [5].

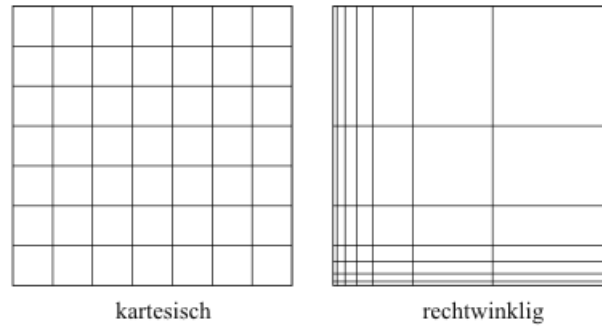


Abbildung 3.1.: Kartesisches und rechtwinkliges Gitter [5].

Kartesische und rechtwinklige Gitter kommen jedoch nur bei sehr einfachen Geometrien mit geraden Konturen zur Anwendung. Für komplexere Geometrien werden körperangepasste, strukturierte Gitter verwendet. Dabei werden drei typische Topologien (Abbildung 3.2) unterschieden:

- O-Gitter,
- C-Gitter,
- H-Gitter.

Diese drei Typen unterscheiden sich insbesondere durch den Verlauf der Linienzüge, die durch die Aneinanderreihung der einzelnen Zellen entstehen. Das O-Gitter weist insgesamt geschlossene Linienzüge auf, zu denen auch der äußere und der innere Rand zählen. Beim C-Gitter sind die Gitterlinien als halb-offene Linienzüge angeordnet. Der innere Rand ist dabei durchgängig, der äußere offen. Beim H-Gitter sind schließlich nur noch offene Linienzüge im Gitter vorhanden.

Diese körperangepassten Gitter sind gut zur Vernetzung von Strömungsgebieten mit mittlerer geometrischer Komplexität. Bei steigender Komplexität lassen sich diese nur noch mit einem vergleichsweise großen Aufwand erstellen, weshalb in diesem Fall oft unstrukturiert vergittert wird [5].

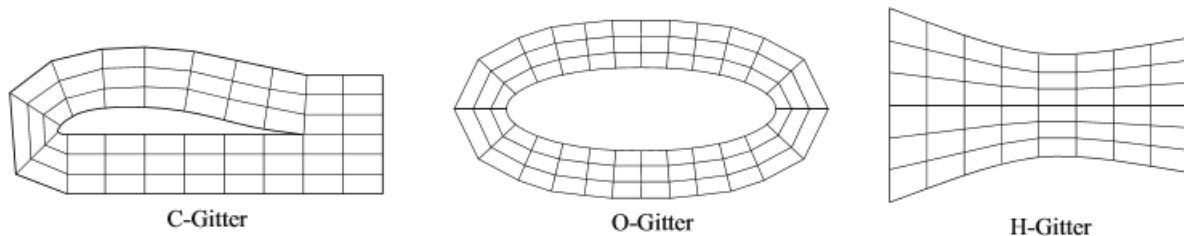


Abbildung 3.2.: Topologien körperangepasster, strukturierter Gitter [5].

3.4.2. Unstrukturierte Gitter

Bei unstrukturierten Gittern (Abbildung 3.3) sind im Allgemeinen die Gitterpunkte unregelmäßig angeordnet. Diese unregelmäßige Verteilung der Punkte ermöglicht zum einen die maximale Flexibilität zur Modellierung der Problemgeometrie und zum anderen eine optimale Anpassung der Gitterzelle an die Ränder des Problemgebietes. Für unstrukturierte Gitter müssen neben den Koordinaten der Gitterpunkte auch die Nachbarschaftsbeziehungen zu benachbarten Gitterzellen gespeichert werden, weshalb der Speicherbedarf und Rechenaufwand bei derartigen Gittern höher als bei strukturierten ist. Die Zellen unstrukturierter Gitter können durch Geometrien wie Drei- und Vierecke im zweidimensionalen Fall dargestellt werden. Für dreidimensionale Probleme werden Tetra- und Hexaeder, sowie Prismen verwendet, wobei sich letztere gut für die Randschichtmodellierung eignen. [8, 5]

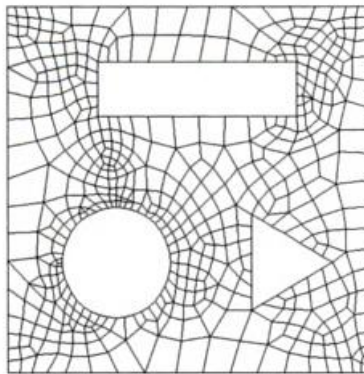


Abbildung 3.3.: Beispiel eines unstrukturierten Rechengitters [8].

Tabelle 3.1 stellt die Vor- und Nachteile der strukturierten bzw. unstrukturierten Gitter gegenüber:

Tabelle 3.1.: Gegenüberstellung der Gittertypen (jeweils relativ zueinander gesehen) [8].

Eigenschaft	strukturiert	unstrukturiert
Modellierung komplexer Geometrien	–	+
Lokale (adaptive) Gitterverfeinerung	–	+
Automatisierung der Gittererzeugung	–*	+
Rechenzeit zur Erzeugung des Gitters	+	–
Programmieraufwand	+	–
Datenspeicherung	+	–
Lösung des Gleichungssystems	+	–
Parallelisierung und Vektorisierung des Lösers	+	–

* Ist eine geeignete (Block-) Struktur zur Definition des Gitters erst einmal gefunden, lässt sich die Erstellung strukturierter Gitter ebenso automatisieren.

3.5. Mathematische Modellierung

Eine Strömung kann durch die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie mathematisch beschrieben werden. Dies erfolgt in der Regel durch die vollständigen Navier-Stokes Gleichungen, wobei vollständig bedeutet, dass die Strömung auch mit den kleinsten Wirbeln und Turbulenzen beschrieben wird. Diese Gleichungen können in der Regel auf analytischem Wege nur für Spezialfälle wie z.B. die eindimensionale Plattenströmung gelöst werden, weshalb dieses Gleichungssystem für allgemeinere Fälle numerisch gelöst wird [10].

Auf diese Gleichungen soll vorerst nicht eingegangen werden. Hingegen werden die entsprechenden partiellen, nichtlinearen Differentialgleichungen durch die prototypische Modellgleichung einer allgemeinen Strömungsgröße ϕ dargestellt:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \phi) + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \underline{u} \phi)}_{F_\phi} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi)}_{D_\phi} + Q_\phi \quad (3.1)$$

Die allgemeine Strömungsgröße ist darin beispielsweise die Strömungsgeschwindigkeit \underline{u} oder die Temperatur T . ρ ist die Dichte des Fluids, F_ϕ der sogenannte konvektive Fluss von ϕ . Dieser konvektive Fluss entsteht durch den Transport von ϕ mit der Strömung, D_ϕ ist der diffusive Fluss, der durch Unterschiede in der räumlichen Verteilung von ϕ verursacht wird. Dieser wird durch einen Gradientensatz mit dem Diffusionskoeffizienten Γ beschrieben. Q_ϕ berücksichtigt alle sonstigen Quellen und Senken der Strömungsgröße ϕ .

Aus Gleichung 3.1 ergibt sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \underline{u}) = 0 \quad (3.2)$$

bzw. für inkompressible Strömungen zu

$$\nabla \cdot \underline{u} = 0. \quad (3.3)$$

Weiters folgt der Impulserhaltungssatz für ein reibungsfreies Fluid ohne Schubspannungen in der Form

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \underline{u}) + \nabla \cdot (\rho \underline{u} \underline{u}) = -\nabla \cdot p + \rho \underline{g}. \quad (3.4)$$

Darin ist p der Druck und \underline{g} die Erdbeschleunigung.

Der Energiesatz der Strömung wird mit der Enthalpie h und dem Wärmestromvektor \underline{q}'' durch die Gleichung

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot h) + \nabla \cdot (\rho \underline{u} h) = -\nabla \cdot \underline{q}'' + \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\underline{\tau} \cdot \underline{u}) \quad (3.5)$$

beschrieben [5].

3.6. Numerische Methoden

Wie in Kapitel 3.5 gezeigt, kann das mathematische Modell einer Strömung aus einer prototypischen Modellgleichung entwickelt werden. Zur Lösung dieses mathematischen Modells, welches nur für Sonderfälle analytisch gelöst werden kann, wird in der numerischen Strömungsmechanik die Finite-Volumen-Methode eingesetzt. Andere Ansätze wären die Finite-Differenzen-Methode (FDM) oder die Finite-Elemente-Methode (FEM), welche jedoch in der Strömungsmechanik seltener eingesetzt werden [5].

Die genannten Verfahren werden auch als Diskretisierungsverfahren bezeichnet. Um Strömungsprobleme numerisch lösen zu können, müssen die partiellen Differentiale der Erhaltungsgleichungen in endliche Differenzen umgewandelt werden. Die Umwandlung von Differentialgleichungen zu Differenzgleichungen nennt man Diskretisierung. Man unterscheidet zwischen der räumlichen und der zeitlichen Diskretisierung, wobei die zeitliche Diskretisierung lediglich für instationäre Probleme relevant ist.

Die Differenzgleichungen können anschließend für das entsprechende Rechengitter gelöst werden. Liegen die Stützstellen an den Eckpunkten des KV spricht man vom sogenannten Zelleckpunktschema. Befinden sie sich im Inneren des KV handelt es sich um das Zellenzentrumsverfahren, wobei das Volumenelement dann um eine halbe Maschenweite (bei gleichmäßiger Gitterteilung) versetzt ist (siehe Abbildung 3.4) [10].

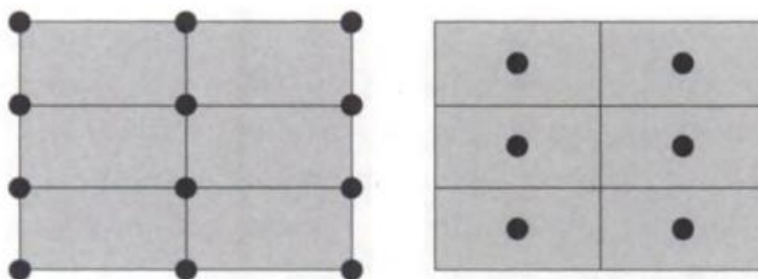


Abbildung 3.4.: Eckenorientierte (links) und zellenorientierte (rechts) Anordnung [8].

3.6.1. Finite-Volumen-Methode

Ausgangspunkt der Finite-Volumen-Methode ist die Zerteilung des Strömungsgebietes in eine endliche Anzahl von finiten Volumen in Form eines Gitters, wie in Abschnitt 3.4 beschrieben. Für jedes dieser Kontrollvolumina werden die Erhaltungsgleichungen in integraler Form formuliert. [11, 8]

Um die Grundidee der FVM zu verstehen, soll nun das durch Gleichung 3.1 beschriebene Transportproblem für eine Zelle des Rechengitters betrachtet werden.

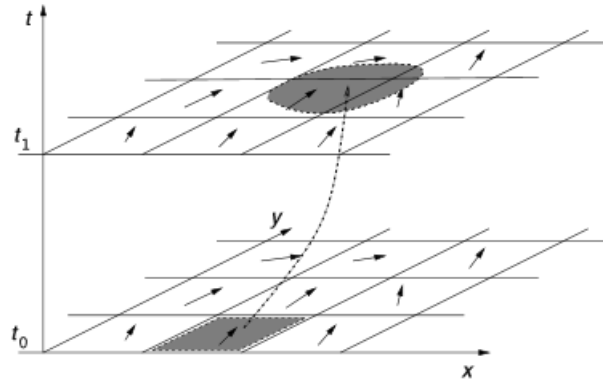


Abbildung 3.5.: Räumliche und zeitliche Verschiebung eines Fluidelements [5].

Das in Abbildung 3.5 grau dargestellte Fluidelement soll zur Zeit t_0 genau eine Zelle des Rechengitters ausfüllen. Durch die Verschiebung, welche durch die Strömung (Geschwindigkeitsvektoren in den Zellmittelpunkten) hervorgerufen wird, hat es zur Zeit t_1 eine neue Lage im Rechengitter. Bei dieser Bewegung transportiert das Fluidelement Masse, Impuls und Energie. Es treten die unter Abschnitt 3.5 erläuterten, konvektiven und diffusiven Flüsse F_ϕ und D_ϕ der Erhaltungsgrößen auf. Die Erfassung dieser Flüsse ist ein entscheidendes Qualitätsmerkmal einer numerischen Simulation. Bei der FVM werden - im Gegensatz zur FDM und FEM - die konvektiven und diffusiven Flüsse auf den Seitenflächen jeder Zelle im Rechengitter explizit ausgewertet, was einen wesentlichen Vorteil darstellt. Das bedeutet, dass die Methode bereits im Ansatz das Potential der konservativen Diskretisierung (siehe Abschnitt 3.3.1), also der Erhaltung der Flüsse über die Zellgrenzen (lokale Bilanz) und im gesamten Strömungsgebiet (globale Bilanz), besitzt.

Die Integration der prototypischen Modellgleichung 3.1 stellt den Grundschrift für die Approximation mittels der Finite-Volumen-Methode dar:

$$\int_{KV} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)dV = \int_{KV} [\nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) - \nabla \cdot (\underline{u}\rho\phi) + Q_\phi]dV \quad (3.6)$$

Durch den Satz von Gauß, welcher besagt, dass jeder ein- oder austretende Fluss durch die das Raumgebiet umschließende Oberfläche erfolgen muss, können der konvektive und diffusive Term in ein Oberflächenintegral umgewandelt werden. Dabei ist \vec{n} der Normalvektor der Oberfläche des Kontrollvolumens. Durch den Gauß'schen Integralsatz und das Umwandeln der Gleichung erhält man folgende Gleichung:

$$\underbrace{\int_{KV} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)dV}_1 + \underbrace{\oint_A (\underline{u}\rho\phi) \cdot \vec{n}dA}_2 = \underbrace{\oint_A (\Gamma\nabla\phi) \cdot \vec{n}dA}_3 + \underbrace{Q_\phi dV}_4 \quad (3.7)$$

Gleichung 3.7 beschreibt, dass die zeitliche Änderung der Strömungsgröße ϕ innerhalb des KV (1) und der Konvektionsstrom (2), also der Transport von ϕ durch die Oberfläche, gleich

dem Diffusionsstrom (3) und der Änderung von ϕ infolge von Quellen und Senken im KV (4) ist [5, 9]. Bevor anhand von Gleichung 3.7 die weitere Methodik in Abschnitt 3.6.1.1 für ein eindimensionales, stationäres Beispiel gezeigt wird, sollen an dieser Stelle noch die Nachbarschaftsbeziehungen im Rechengitter festgelegt werden.

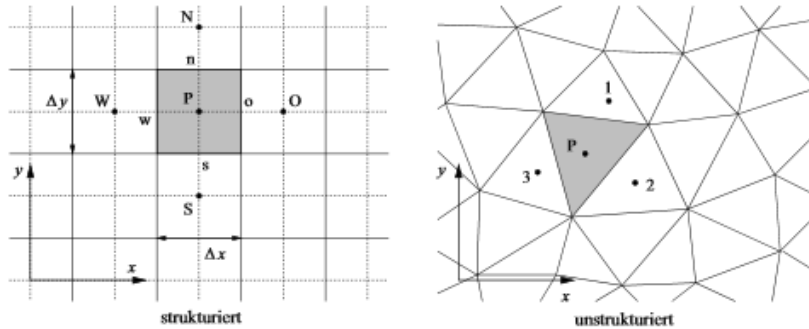


Abbildung 3.6.: Nachbarschaftsbeziehungen des strukturierten bzw. unstrukturierten Rechengitters [5].

Für das strukturierte, zweidimensionale Gitter wird üblicherweise die Kompass-Notation verwendet. Wie in Abbildung 3.6 dargestellt, werden dabei die Zentralknoten der benachbarten Zellen entsprechend ihrer Ausrichtung benannt.

Für unstrukturierte Rechengitter kann diese Art der Notation nicht verwendet werden. Hier werden die Zentralknoten der Nachbarzellen beispielsweise im Uhrzeigersinn durchnummeriert. [12] [5]

3.6.1.1. Numerische Approximation

In Abbildung 3.7 ist ein eindimensionales, inkompressibles, stationäres Problem, ohne Quellen und Senken, sowie der zu erwartende Verlauf der Strömungsgröße ϕ dargestellt.

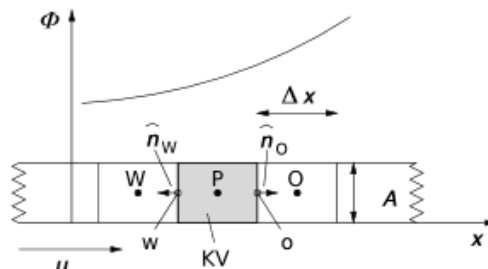


Abbildung 3.7.: Stationäres, eindimensionales Problem [5].

Durch die genannten Vereinfachungen reduziert sich Gleichung 3.7 auf

$$\oint_A (\underline{u}\rho\phi) \cdot \vec{n}dA = \oint_A (\Gamma\nabla\phi) \cdot \vec{n}dA \quad (3.8)$$

und in weiterer Folge durch die Integration zu

$$\Gamma\Delta A \left. \frac{d\phi}{dx} \right|_o - \Gamma\Delta A \left. \frac{d\phi}{dx} \right|_w - \rho u\Delta A\phi_o + \rho u\Delta A\phi_o = 0 \quad (3.9)$$

Bei der weiteren Diskretisierung der Gleichung 3.9 müssen die Größen ϕ_o und ϕ_w in den konvektiven Termen durch numerische Interpolation bestimmt werden. Die Ableitungen in den diffusen Termen erfolgt durch numerische Differentiation. [5]

3.6.1.2. Numerische Interpolation

Die Größen ϕ_f auf den Seitenflächen der Zelle in den konvektiven Termen müssen aus bekannten Werten für x und ϕ in den Stützstellen P, W und O der Zelle und der Nachbarzellen numerisch interpoliert werden. Dazu gibt es mehrere Verfahren, z.B. das „upwind-Verfahren“. Dabei wird der unbekannte Wert ϕ_f durch den bekannten Wert von ϕ im nächsten stromauf gelegenen Zentralknoten ersetzt [6, 5]. Für das Beispiel in Abbildung 3.7 ergibt sich somit für $u > 0$ folgende Diskretisierung der konvektiven Terme

$$\phi_w = \phi_W\phi_o = \phi_P \quad (3.10)$$

3.6.1.3. Numerische Differentiation

Ähnlich der numerischen Interpolation werden bei der numerischen Differentiation die unbekannten Ableitungen der diffusen Terme durch bekannte Werte von x und ϕ in P, W und O approximiert. Häufig wird dazu ein zentraler Differenzenquotient genutzt. Somit ergibt sich für das Beispiel in Abbildung 3.7

$$\left. \frac{d\phi}{dx} \right|_w = \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} \quad (3.11)$$

$$\left. \frac{d\phi}{dx} \right|_o = \frac{\phi_O - \phi_P}{\Delta x} \quad (3.12)$$

Dieses Verfahren wird CDS-Differentiation genannt, wobei Informationen zweier Zellmitelpunkte dazu verwendet werden, um die Ableitung an der zentral dazwischenliegenden Stelle zu bestimmen [5].

3.6.1.4. Diskretisierte Gleichungen

Nachdem die unbekanntenen Terme aus Gleichung 3.9 entsprechend bestimmt wurden, erhält man als Lösung durch upwind-Integration und CDS-Differentiation folgende approximierte Lösung

$$\Gamma\Delta A\left(\frac{\phi_O - \phi_P}{\Delta x}\right) - \Gamma\Delta A\left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x}\right) - \rho u\Delta A\phi_P + \rho u\Delta A\phi_W = 0 \quad (3.13)$$

Formt man Gleichung 3.13 um erhält man

$$\underbrace{\left(\frac{2\Delta A\Gamma}{\Delta x} + \rho u\Delta A\right)}_{a_P} \phi_P = \underbrace{\left(\frac{\Gamma\Delta A}{\Delta x} + \rho u\Delta A\right)}_{a_W} \phi_W + \underbrace{\left(\frac{\Gamma\Delta A}{\Delta x}\right)}_{a_O} \phi_O \quad (3.14)$$

Die Vorfaktoren der allgemeinen Strömungsgröße ϕ werden zusammengefasst und mit a_P , a_W und a_O bezeichnet. Sie ergeben sich durch die Kombination der diskretisierten konvektiven Flüsse $F_{W/O} = \rho u\Delta A$ und der diskretisierten diffusen Flüsse $D_{W/O} = \Gamma\Delta A/\Delta x$ an den Seitenflächen w bzw. o [5].

$$\begin{aligned} a_P\phi_P &= a_W\phi_w + a_O\phi_O \\ a_P &= D_O + D_W + F_O \\ a_W &= D_W + F_W\phi_w + a_O\phi_O \\ a_O &= D_O \end{aligned} \quad (3.15)$$

3.6.1.5. Iterative Lösung

Durch die Diskretisierung für jedes KV im Problemgebiet ergibt sich ein gekoppeltes Gleichungssystem, welches iterativ gelöst werden kann. Die Iteration wird dabei so lange durchgeführt, bis der Unterschied zwischen zwei aufeinanderfolgenden Iterationen unterhalb einem zuvor festgelegten Grenzwert ist, womit die numerische Lösung fest steht [5].

3.7. Turbulenzmodellierung

Da Turbulenz ein sehr komplexes Phänomen ist, soll nun einerseits darauf eingegangen werden, was man unter dem Begriff der Turbulenz versteht und andererseits deren Modellierung im Zuge der CFD-Rechnung dargestellt werden.

3.7.1. Turbulenz

Die ersten Untersuchungen über die beiden grundverschiedenen Strömungszustände laminar und turbulent wurden von O. Reynolds im Jahre 1883 durchgeführt [13].

Diese Strömungszustände können durch den sogenannten Reynolds' schen Farbfadenversuch sichtbar gemacht werden. Bei diesem Versuch (Abbildung 3.8) wird durch eine Sonde Farbe in eine Rohrströmung initiiert. Das Rohr mit dem Durchmesser D ist dabei durchsichtig. Bilden sich zusammenhängende Stromfäden aus, ist die Strömung laminar. Die Fluidelemente bewegen sich auf parallelen Bahnen. Wird der Farbfaden jedoch ausgelenkt und zerissen ist die Strömung turbulent. Die Fluidelemente bewegen sich dann auf ineinander verschlungenen Bahnen, wobei die Strömung instationär und dreidimensional ist. Ihre Struktur ist stochastisch schwankend verteilt und durch Wirbelstrukturen gekennzeichnet. Der Übergangsbereich von laminarer zu turbulenter Strömung wird als transitioneller Zustand bezeichnet, indem sich die Turbulenz ausbildet [7].

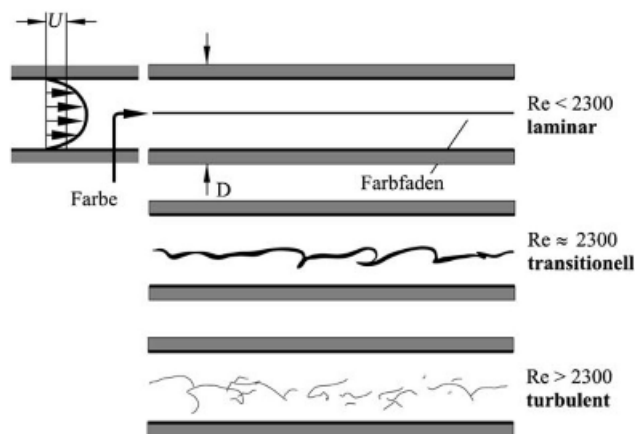


Abbildung 3.8.: Reynolds'scher Farbfadenversuch [7].

Der für die Strömungsform charakteristische Parameter ist die Reynoldszahl Re

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D}{\mu} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} \quad (3.16)$$

Darin ist ρ die Dichte des Fluids, u die mittlere Strömungsgeschwindigkeit, D der charakteristische Durchmesser und μ die dynamische Viskosität.

Jener Zahlenwert der Reynoldszahl, bei welchem der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung eintritt, wird als kritische Reynoldszahl bezeichnet. In diesem Bereich weisen Strömungen einen sogenannten intermittierenden Charakter auf, was bedeutet, dass die Strömung zeitweise laminar und zeitweise turbulent ist [13].

Turbulenz entsteht aufgrund einer dreidimensionalen Instabilität heraus, indem die destabilisierenden Trägheitskräfte über die stabilisierenden Reibungskräfte überwiegen [7].

3.7.2. Turbulenzmodelle

Die vollständigen Navier-Stokes Gleichungen, welche die Strömung durch die fünf Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie beschreiben, sind sowohl für laminare als auch turbulente Strömungen gültig [7]. Diese können auf analytischem Wege nur für Sonderfälle wie z.B. die eindimensionale Plattenströmung oder die Couette-Strömung gelöst werden. Für den allgemeineren Fall werden diese Gleichungen auf numerischem Wege gelöst. Jedoch ist für turbulente Strömungen der Rechenaufwand, bedingt durch die notwendige feine Gitterauflösung, um auch die kleinsten Turbulenzen abbilden zu können, unvertretbar hoch. Aus diesem Grund werden in heutigen CFD-Programmen die sogenannten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS = Reynolds-averaged Navier-Stokes) verwendet, welche die kleinsten Turbulenzen durch sogenannte Turbulenzmodelle abbilden [10].

In turbulenten Strömungen schwanken die Strömungsgrößen ϕ stochastisch in Raum und Zeit, (Abbildung 3.9) lassen sich aber durch die Reynolds-Zerlegung oder sogenannte Reynolds-Mittelung

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.17)$$

in einen Mittelwert $\bar{\phi}$ und die stochastische Fluktuation ϕ' zerlegen. [5]



Abbildung 3.9.: Zeitlicher Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit u in einer turbulenten Strömung [7].

Technisch interessant sind dabei die Mittelwerte $\bar{\phi}$ der Strömungsgröße [7]. Die hochfrequenten Fluktuationsterme ϕ' erfassen die turbulenten Schwankungen, welche zu sogenannten Reynoldsspannungen führen. Sie werden, wie bereits erwähnt, durch Turbu-

lenzmodelle ersetzt, sodass in den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen nur die Mittelwerte enthalten sind.

Durch die Mittelung hängt die Genauigkeit der Lösung stark vom Turbulenzmodell ab [10]. Die Turbulenzmodelle lassen sich je nach verwendetem Ansatz in Wirbelviskositätsmodelle und Reynoldsspannungsmodelle (RSM) einteilen. Weiters wird zwischen algebraischen Modellen und Differentialgleichungsmodellen unterschieden, wie in Abbildung 3.10 dargestellt ist.

Klassen Kategorien	isotrop, Wirbelviskositätsmodelle	anisotrop, RSM
algebraische Modelle, Modelle ohne Transport, Nullgleichungsmodelle	Prandtl-Mischungsweg Baldwin-Lomax Modell	algebraische Reynoldsspannungsmodelle
Differentialgleichungsmodelle, Transportmodelle, Ein-/Zweigliedungsmodelle	$K-\epsilon$ Modell (2 Gl.) $K-\omega$ Modell (2 Gl.) SST Modell (2 Gl.) Spalart-Allmaras (1 Gl.)	$\tau-\epsilon$ Modelle (SSG, LLR) $\tau-\omega$ Modell

Abbildung 3.10.: Klassifikation der Turbulenzmodelle [7].

Es soll nun auf einige Turbulenzmodelle eingegangen werden. Dies sind das

- laminares Modell,
- $k - \epsilon$ Modell,
- $k - \omega$ Modell,
- Shear-Stress-Transport (SST) Modell.

Weitere Modelle können der entsprechenden Literatur [7, 10, 5] entnommen werden.

3.7.2.1. Laminares Modell

Das laminares Modell wird für rein laminare Strömungen verwendet, wobei die direkte Lösung der Navier-Stokes Gleichungen ausreichend ist. Das bedeutet, dass kein Turbulenzmodell benötigt wird, vorausgesetzt, dass die Reynoldszahlen klein sind, da sonst mit dem laminaren Modell keine physikalisch korrekte Lösung erzielt wird.

3.7.2.2. $k - \epsilon$ Modell

Bei diesem Modell werden zwei zusätzliche Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie K und die turbulente Dissipation ϵ benötigt. Das $k - \epsilon$ Modell war lange

Zeit Industriestandard, da es stabil ist und wenig zusätzlichen Rechenaufwand benötigt. Es eignet sich für die Berechnung der Strömung im Inneren des Strömungsfeldes, hat allerdings Probleme bei der Berechnung von Strömungen, welche sich aufgrund von Druckgradienten an der Wand ablösen. In diesem Fall liefert es meist zu optimistische Ergebnisse. Modifikationen dieses Modells sind das RNG- $k - \epsilon$ Modell und das Realizable- $k - \epsilon$ Modell (siehe [5]).

3.7.2.3. $k - \omega$ Modell

Das $k - \omega$ Modell liefert im Gegensatz zum $k - \epsilon$ Modell in Wandnähe genauere Ergebnisse. Dies wird dadurch erreicht, dass anstelle der turbulenten Dissipation ϵ die turbulente Frequenz $\omega = K/\epsilon$ verwendet wird. Das Modell liefert schon bei geringer Grenzschichtauflösung genauere Ergebnisse bei abgelösten Strömungen. Im Inneren des Strömungsfeldes ist es jedoch dem $k - \epsilon$ Modell unterlegen.

3.7.2.4. Shear-Stress-Transport (SST) Modell

Um die jeweiligen Vorteile des $k - \epsilon$ Modells bzw. des $k - \omega$ Modells zu kombinieren, wurde das SST-Modell entwickelt. Dadurch werden die guten Eigenschaften des $k - \omega$ Modells in Wandnähe mit jenen des $k - \epsilon$ Modells im Inneren des Strömungsgebietes durch Überblenden der beiden Modelle verknüpft. Das Modell ist robust und liefert genauere Ergebnisse auch für abgelöste Strömungen bei akzeptabler Rechenzeit. Es stellt somit das neue Standard-Turbulenzmodell für industrielle Anwendungen dar [7, 10, 5].

4. Gittergenerierung

Es soll nun auf einige Begriffe eingegangen werden, welche sich bei CFD-Rechnungen am *Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen* eingebürgert haben und in den nachfolgenden Kapiteln häufig verwendet werden:

- *Domain*: durch Berandungen klar definierter Strömungsraum
- *Interface*: Schnittstelle zwischen zwei Strömungsräumen/Domains
- *Hub*: innere Berandungsfläche des Strömungsraumes
- *Shroud*: äußere Berandungsfläche des Strömungsraumes
- *Guidevane*: Leitapparat
- *Runner*: Laufrad
- *Drafttube*: Saugrohr
- *Outblock*: fiktives Bauteil am Saugrohraustritt

4.1. Allgemeines

Alle verwendeten Rechengitter wurden mit den Tools des ANSYS Softwarepaketes erstellt. Um die CAD-Modelle für die Gittergenerierung verwenden zu können, mussten diese zum Teil, je nach verwendetem Programm, entsprechend aufbereitet werden. Speziell betrifft dies die Komponenten Leit- und Laufschaufel, da hier die Geometrie speziell eingelesen wird. Dazu war es notwendig, die Meridiankontur beginnend vom zuvor definierten Interface Spirale/Guidevane bis zum Interface Runner/Drafttube durch Stützpunkte abzubilden.

Für Leit- und Laufschaufelgitter wurden Rechengitter mit feiner, mittlerer und grober Gitterauflösung erzeugt. Für Spirale und Saugrohr existieren feine und grobe, für den Outblock nur grobe Gitter. Diese unterschiedlich aufgelösten Gitter wurden für die in Abschnitt 5.4 beschriebene Gitterstudie benötigt und sind dort hinsichtlich der Gitterauflösung näher beschrieben.

4.1.1. Meridiankontur

Die Meridiankontur (Abbildung 4.1) wurde über Stützpunkte abgebildet, aus welchen im Folgenden mit ANSYS TurboGrid die Hub- und Shroudkontur für das Leit- und Laufschaufelgitter erzeugt wurde. In Strömungsrichtung wurden Interfaces definiert, um die einzelnen Komponenten zu unterteilen. Das Interface zwischen Leit- und Laufschaufel wurde dabei so gewählt, dass ein möglichst großer Verstellbereich der Schaufeln möglich ist und somit mehrere Leit-/Laufschaufel Kombinationen gerechnet werden können.

Das Saugrohr weist zwischen erstem und zweitem Schuss einen Querschnittsübergang von kreisförmig auf rechteckig auf. Da mit ANSYS TurboGrid für die Hub- und Shroudkontur nur rotationssymmetrische Flächen erzeugt werden können, wurde das Interface zwischen Laufschaufel und Saugrohr vom Endpunkt des Laufradrings bis zum Endpunkt der Nabenhaube gelegt.

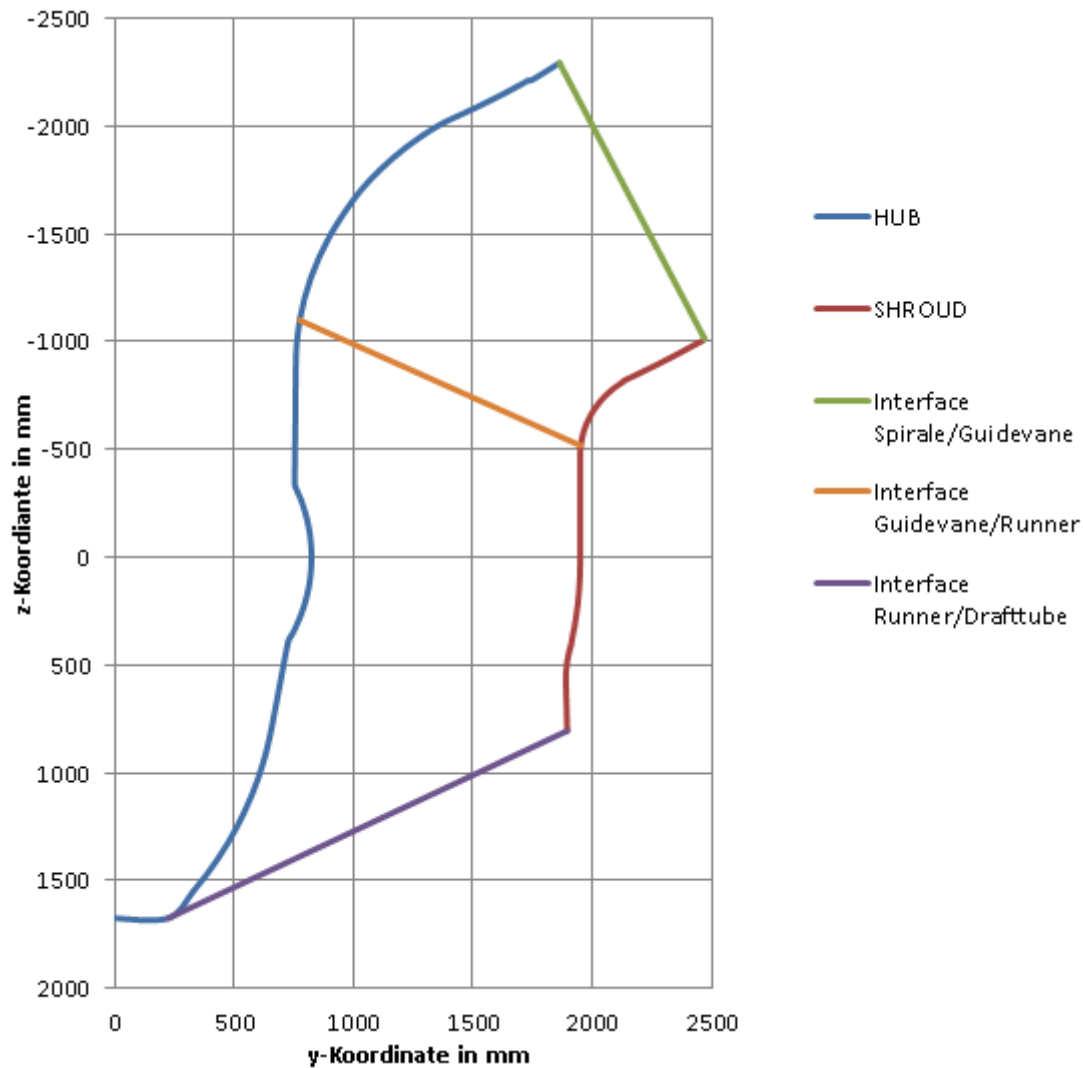


Abbildung 4.1.: Interfaces, Hub- und Shroudkontur

4.2. Spiralgitter

Die Geometrie der Spirale wurde über die Schnittstelle in ProEngineer mit ANSYS Workbench verknüpft. Zuvor wurden Bereiche der Spirale zu sogenannten „named selections“ zusammengefasst, um die Auswahl der einzelnen Elemente wie

- Inlet,
- Stützpfiler,
- Spiralwände,
- Sporn,
- Stützschaufeln,
- Interface Spirale/Guidvane,

beim Vergittern und bei der Setup-Erstellung zu erleichtern.

Da es sich beim CAD-Modell der Spirale um ein Schalenmodell handelt, musste dieses noch „gefüllt“ werden, um ein Volumenmodell zu erhalten, welches den Strömungsraum darstellt. Das Schalenmodell der Spirale setzt sich aus vielen Einzelflächen zusammen. Um Gitterverdichtungen an diesen Flächenübergängen, welche durch den Vergitterungs-Algorithmus automatisch erzeugt werden zu vermeiden, wurden diese durch eine sogenannte „virtuelle Topologie“ im ANSYS Mesher zusammengefasst. Diese Verdichtungen würden lediglich die Element- bzw. Knotenanzahl des Spiralgitters und damit verbunden die Rechenzeit erhöhen, jedoch keinen relevanten Beitrag zur Genauigkeit des Ergebnisses liefern. In relevanten Zonen wie der Spiralwand, sowie um den Stützpfiler und die Stützschaufeln wurde eine Randschichtverdichtung definiert und schlussendlich die Spirale unstrukturiert vergittert.

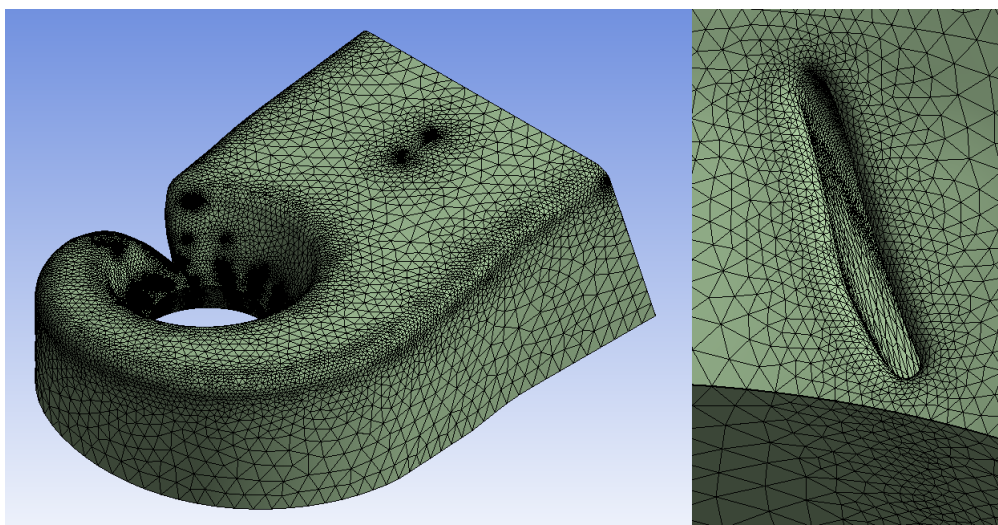


Abbildung 4.2.: Spiralgitter (links); Gitterverdichtung im Stützschaufelbereich (rechts).

4.3. Leitschaufelgitter

Das Leitschaufelgitter wurde mit ANSYS TurboGrid erstellt. Dazu mussten jene Datenpunkte aus Abschnitt 4.1.1 für Hub- und Shroudkontur eingelesen werden, welche zwischen den Interfaces Spirale/Guidevane und Guidevane/Runner liegen. Das Leitschaufelprofil wurde ebenso aus Datenpunkten eingelesen. Um ein Schaufelprofil erzeugen zu können, benötigt TurboGrid die Koordinaten des Profils über die Schaufelhöhe (Abbildung 4.3). Diese Profilschnitte wurden in ProEngineer durch Verschneiden des Schalenmodells mit einer Ebene normal zur Schaufelachse erzeugt und anschließend entsprechend aufbereitet.

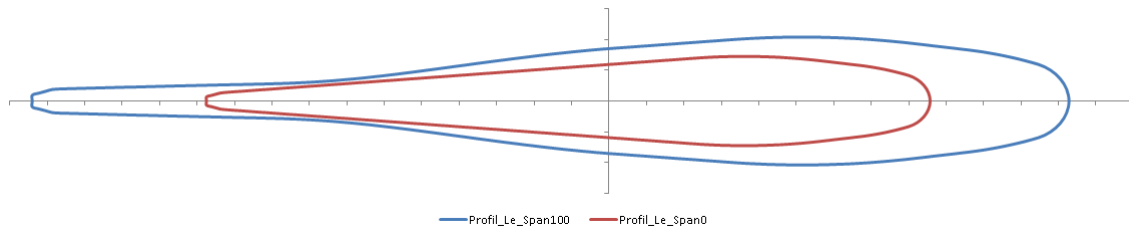


Abbildung 4.3.: Leitschaufelkontur auf unterschiedlichen Schaufelhöhen (Span).

Zu jeder Leitschaufelstellung existiert ein separates Gitter (Abbildung 4.4). Die Verdrehung erfolgt über die zuvor definierte Achse, welche um 60° gegenüber der Horizontalen geneigt ist. Es wurden 7 Leitschaufelgitter für die Stellungen 27° und 30° bis 55° (in 5° Schritten) erstellt, wobei sich die angegebenen Verstellungen auf die radiale Richtung beziehen.

Die Randschichtverdichtungen um die Leitschaufel, sowie an der Hub- und Shroudkontur wurden über den dimensionslose Wandabstand y^+ definiert. Für das O-Gitter um die Schaufel wurden die Anzahl der Elemente vorgegeben und die Größe der Zellen an der Schaufel über y^+ definiert. Für die Verdichtung von Hub- zu Shroudkontur wurde ebenso die Elementgröße über y^+ an der jeweiligen Wand vorgegeben. Durch die Angabe der Elemente von der Hub- zur Shroudkontur, sowie der Vorgabe einer Anzahl von konstanten Elementen, ergibt sich eine Verdichtung im wandnahen Bereich an Hub- und Shroudkontur.

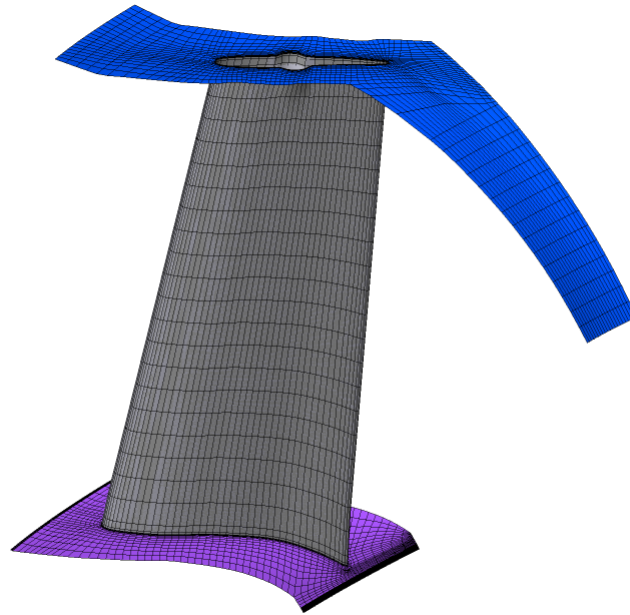


Abbildung 4.4.: Leitschaufelgitter.

Die Leitschaufel-Austrittskante weist an der Außenkontur, wie in Abbildung 4.5 ersichtlich, einen Überstand auf. Bei der Gittergenerierung wird üblicherweise, sofern nicht anders vorgegeben, die Leitschaufelkontur mit der Hub- bzw. Shroudkontur verschnitten. Der Grund dafür liegt darin, dass der dabei auftretende Spalt nicht vergittert werden muss. Beim Vergittern des Spalts degenerieren die Elemente von sehr großen Elementen im Bereich der Austrittskante zu sehr kleinen im Bereich des Spalts zwischen Leitschaufel und Außenkontur, was zu Elementen mit schlechter Qualität (siehe Abschnitt 4.7) in diesem Bereich führen kann.

In Kapitel 9.1.1 wird der Einfluss des Leitschaufelspaltes näher untersucht.

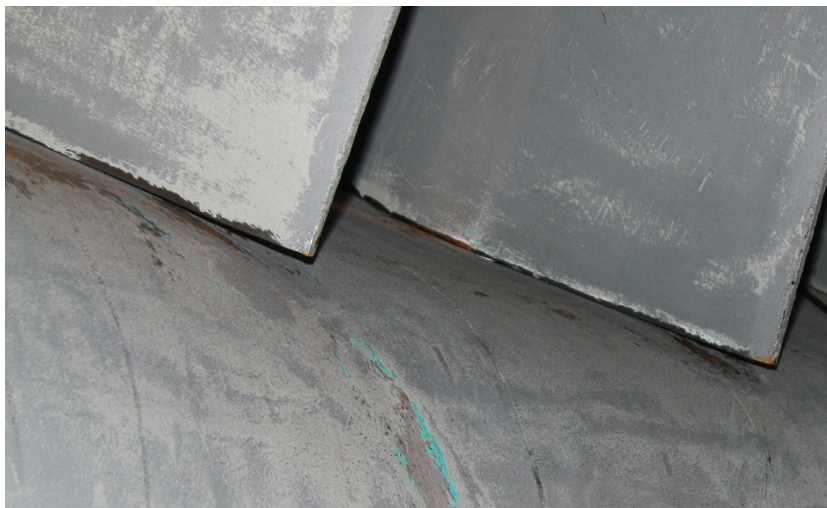


Abbildung 4.5.: Überstand der Leitschaufel.

4.4. Laufschaufelgitter

Das Laufschaufelgitter wurde nach der selben Vorgehensweise wie das Leitschaufelgitter mit ANSYS TurboGrid erstellt. Es wurden die Datenpunkte für Hub- und Shroudkontur vom Interface Guidevane/Runner bis zum Interface Runner/Drafttube eingelesen. Die Koordinaten des Laufschaufelprofils wurden ebenso dem CAD-Modell entnommen und somit 6 Laufschaufelgitter (Abbildung 4.7) für die Stellungen 34° und 30° bis 10° (in 5° Schritten) erstellt, wobei sich die angegebenen Verstellungen auf die horizontale Richtung beziehen (Abbildung 4.6).

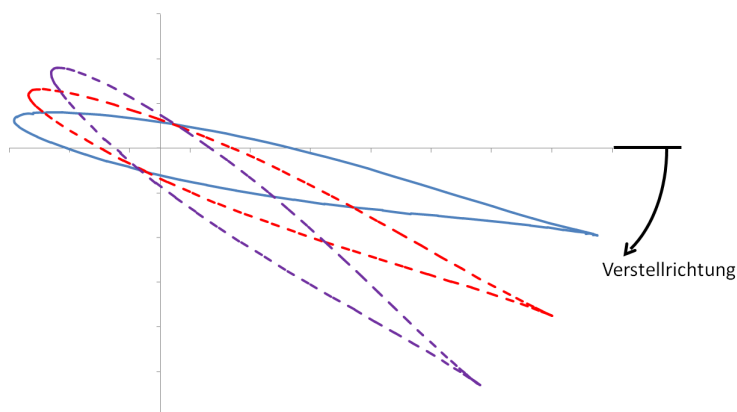


Abbildung 4.6.: Verstellung der Laufschaufel.

Die Randschichtverdichtungen wurden um die Schaufel, sowie an Hub- und Shroudkontur in der selben Art und Weise wie bei der Leitschaufel definiert. Jedoch wurden andere Parameter verwendet. Der Laufradspalt zwischen Laufschaufel und Laufradmantel wurde bei

der Kraftwerksbegehung vermessen und bei der Gittererstellung mit 5‰ der Schaufelhöhe berücksichtigt.

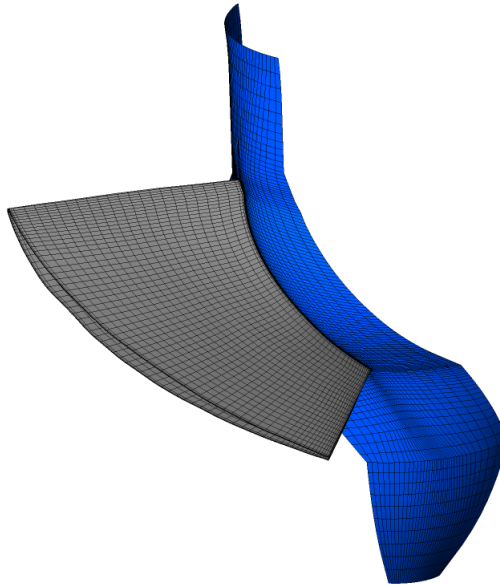


Abbildung 4.7.: Laufschaufelgitter.

4.5. Saugrohr

Die Saugrohrgeometrie wurde über die Geometrieschnittstelle von ProEngineer in ANSYS ICEM CFD als Flächenmodell importiert.

Beim Vergittern mit ICEM CFD galt es, eine geeignete Blockstruktur (Abbildung 4.8) zu finden, um auch geometrische Details, wie z.B. den Stützfeiler abbilden zu können. Die Struktur des Saugrohrs (Abbildung 4.9) ist eine O-Gitter-Struktur, welche sich in Strömungsrichtung durch das Saugrohr zieht. Im Bereich des Stützfeilers wurde eine weitere O-Gitter-Struktur erstellt, welche in vertikaler Richtung durch den Stützfeiler verläuft.

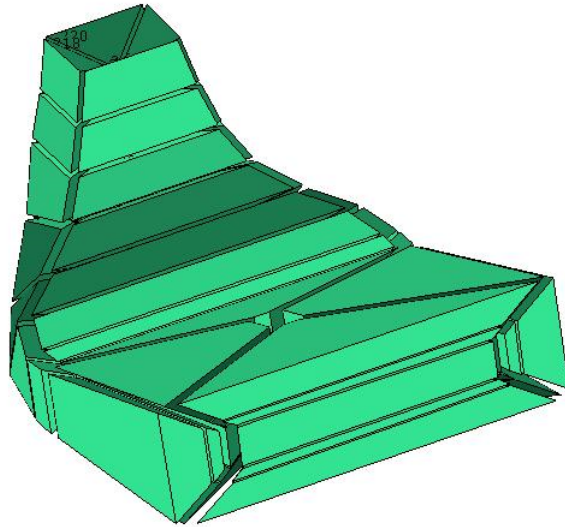


Abbildung 4.8.: Blockstruktur des Saugrohrgitters.

Die Radienübergänge zwischen Stützpfeiler und Saugrohrwand wurden hier weggelassen, da diese für die weitere Strömungssimulation irrelevant sind. Randschichtverdichtungen wurden an der Saugrohrwand und der Wand des Stützpfeilers (Abbildung 4.10), sowie an der rotierenden Deckfläche der Nabenhaube, welche im CFD-Modell Teil des Saugrohrs ist, vorgegeben.

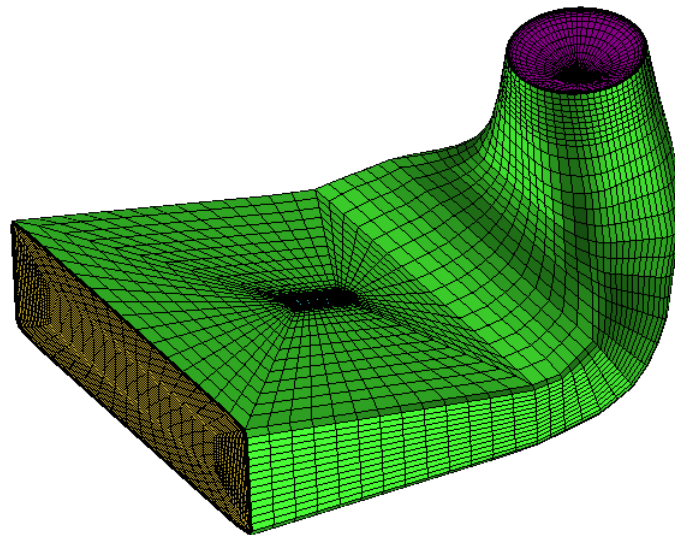


Abbildung 4.9.: Saugrohrgitter.

Ähnlich den „named selections“ des Spiralgitters wurden für das Saugrohrgitter sogenannte „parts“ definiert, um bei der Setup-Erstellung diese Bereiche auswählen zu können:

- Interface Runner/Drafftube,
- Wall Rotating,
- Wall,
- Stützfeiler,
- Outlet.

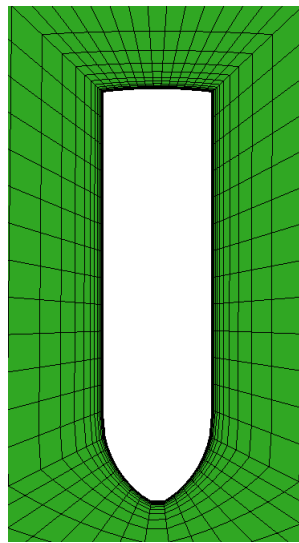


Abbildung 4.10.: Randschichtverdichtung des Stützfeilers.

4.6. Outlook

Der Outlook ist ein fiktives Bauteil und schließt an das Saugrohr an. Die Abmessungen des Outlooks wurden frei angenommen. Lediglich der ansteigende Verlauf der Flusssohle wurde entsprechend der Coten-Zeichnung des Saugrohres berücksichtigt. An der „Flusssohle“ wurde auch eine Grenzschichtverdichtung definiert. Die Vergitterung des Outlooks, welcher eine O-Gitter-Struktur aufweist, erfolgte mit ICEM CFD.

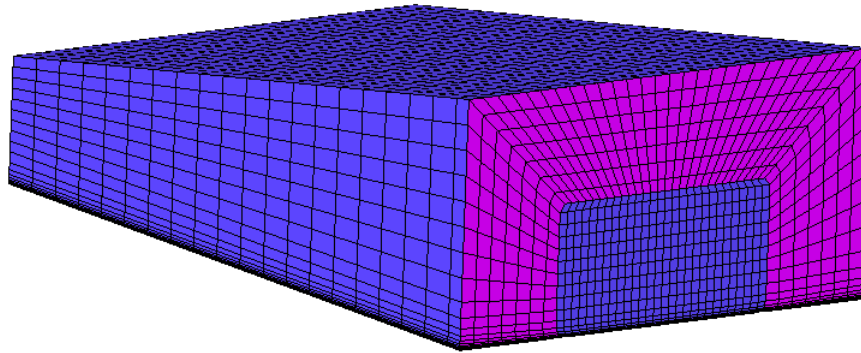


Abbildung 4.11.: Gitter Outblock.

4.7. Gitterqualität

Bevor die erzeugten Gitter für die CFD-Modellerstellung verwendet werden können, müssen diese bestimmte Qualitätskriterien erfüllen, um brauchbare Lösungen zu erhalten.

Ein Gitter mit schlechter Qualität führt zu großen Fehlern im CFD-Modell, die sogar zum Scheitern der Simulation führen können [5].

Deshalb wurden die erzeugten Gitter anhand folgender Parameter überprüft:

- Aspect Ratio: stellt das Verhältnis zwischen der längsten Kante zur kürzesten Höhe der Zelle dar. Der Wert sollte im zweistelligen Bereich liegen, wobei Werte zwischen 1000 - 5000 in der Grenzschicht tolerierbar sind, sofern diese nur einen geringen Anteil an der Anzahl der Gesamtelemente haben.
- Deviation Angle: entspricht dem Kantenwinkel. Angestrebt werden Gitter mit einem minimalen Winkel größer 15° und einem maximalen Winkel kleiner 165° .
- Negativ Volume: Es dürfen keine degenerierten Zellen mit negativem Volumen im Gitter vorkommen.
- Skewness: beschreibt wie nahe die reale Zelle an die ideale Gitterzelle herankommt. Dabei sind Werte zwischen 0 (ideal) und 0,75 anzustreben.

$$Skewness = \frac{\text{optimal cell size} - \text{cell size}}{\text{optimal cell size}} \quad (4.1)$$

- Volume Change: Dieser Wert steht für die Volumenänderung zwischen zwei benachbarten Zellen. Durch den CFX Solver wird aus den Zellmittelpunkten des Gitters eine neue Zelle generiert, in deren Mittelpunkt die Lösungsvariablen gespeichert werden, wie Abbildung 4.12 (rot) verdeutlicht. Kommt es zu einer starken Änderung des Volumens zwischen zwei Zellen entsteht ein Fehler, da die Information nicht an der richtigen Stelle gespeichert wird.

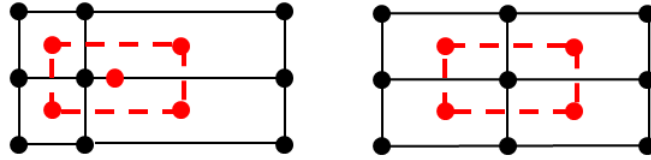


Abbildung 4.12.: Volume Change.

5. CFD Modellerstellung

Bei der Erstellung des CFD-Modells werden die Gitter der einzelnen Komponenten (Domains) zusammengefügt. Für die einzelnen Domains werden Randbedingungen an Ein- und Austritt, sowie an den übrigen Berandungsflächen vorgegeben. An den Schnittstellen (Interfaces) zwischen den Domains werden Übergangsbedingungen definiert.

Sowohl für die Bestandsanalyse als auch für die CFD-Rechnung der Neuauslegung wurden vereinfachte und detaillierte CFD-Modelle erstellt (siehe Abschnitt 5.3 und 5.2), welche durch den ANSYS CFX-Solver gelöst wurden. Dieser Solver verwendet die in Kapitel 3 vorgestellte Finite-Volumen-Methode. Für alle Rechnungen wurden im ersten Schritt maximal 1000 Iterationen, stationäre Rechnung und als Turbulenzmodell (siehe Abschnitt 3.7.2) das SST-Modell vorgegeben. Weiters wurden sogenannte Monitorpunkte für Wirkungsgrad, Fallhöhe, Durchfluss, Drehmoment, etc. definiert, anhand derer es möglich ist, den Verlauf dieser Größen während des Iterationsprozesses zu verfolgen.

Für den Fall, dass die Lösung nach 1000 Iterationen noch nicht auskonvergiert war, d.h. dass der Verlauf der Monitorpunkte noch starken Schwankungen unterworfen und die Lösung somit nicht belastbar war (noch keine Annäherung an die exakte Lösung erkennbar), wurden weitere Iterationen durchgeführt (Konvergenz siehe Abschnitt 3.3.1). Dabei wurde, um das Konvergenzverhalten zu verbessern und somit die Lösungsfindung zu beschleunigen, der sogenannte „timescale factor“ erhöht.

Dieser ist ein Multiplikator des „autotimescale“ welcher wiederum den Zeitschritt zwischen zwei Iterationen festlegt. Das bedeutet also, dass beispielsweise durch Erhöhen des timescale factor von 1 auf 4, innerhalb 250 Iterationen die Lösung ähnlich fortgeschritten ist, wie bei Anwendung des autotimescale nach 1000 Iterationen. Bei Anpassung des timescale factor ist auf den Verlauf der Residuen zu achten, da diese aus Gründen der Stabilität während des Iterationsvorganges nicht zunehmen dürfen. Es gelingt nicht immer, eine geeignete Einstellung zu finden. Im Erfolgsfall kann aber, wie im Zuge der verschiedenen Rechnungen festgestellt wurde, die Rechenzeit erheblich verringert werden.

5.1. Theoretische Grundlagen

Es werden nun die grundlegenden Begriffe und Einstellungsmöglichkeiten, welcher bei der CFD-Modellerstellung mit ANSYS CFX vorkommen und verwendet wurden erläutert. Spe-

ziell wird auf die Schnittstellendefinition eingegangen.

5.1.1. Domain

Unter dem Begriff Domain versteht man einen klar definierten, abgeschlossenen Strömungsraum, welcher durch ein Rechengitter abgebildet werden kann. In ANSYS CFX werden folgende Domain-Typen unterschieden [14]:

- Fluid Domain,
- Solid Domain,
- Porous Domain,
- Immersed Solid Domain.

Weiters kann zwischen rotierenden oder stationären Domains unterschieden werden. Beim Übergang von einem stationären auf ein rotierendes Domain und umgekehrt, werden die Erhaltungsgleichungen derart angepasst, dass auf der rechten Seite der Erhaltungsgleichungen die Terme für Zentrifugal- und Corioliskraft hinzugefügt bzw. abgezogen werden.

In einer Simulation mit mehreren Domains müssen diese stets durch Interfaces miteinander verbunden sein und können nicht isoliert behandelt werden [14].

5.1.2. Interface

Um verschiedene Domains miteinander verbinden zu können, werden Schnittstellen (Interfaces) verwendet. Durch das gewählte Interface Modell wird vorgegeben, wie der Übergang des Flusses am Interface vom Solver durchgeführt wird, wobei aus folgenden Modellen in ANSYS CFX gewählt werden kann [14]:

- Translational Periodicity,
- Rotational Periodicity,
- General Connection.

5.1.2.1. Periodische Interface Modelle

Durch die beiden periodischen Modelle ist es möglich Geometrien, die im vollständigen Problem mehrmals in identer Ausführung vorkommen, vereinfacht darzustellen und beispielsweise nur einen Schaufelkanal zu modellieren. Dies wird in Abbildung 5.1 verdeutlicht. Es wird angenommen, dass aufgrund der Periodizität der Fluss über die Interfacefläche A gleich dem Fluss über B ist, wobei die beiden Flüsse verschiedene Vorzeichen haben [14].

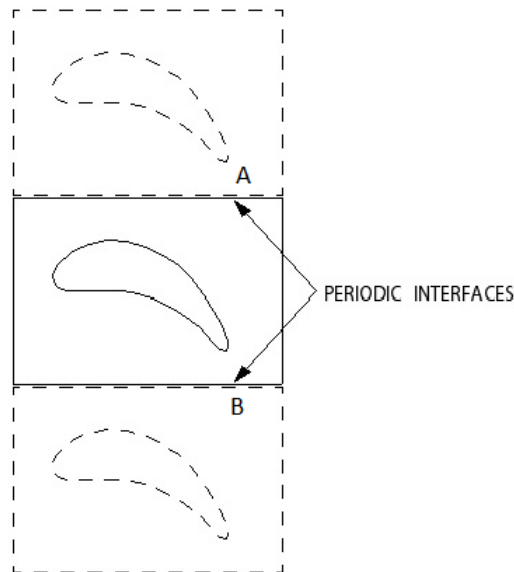


Abbildung 5.1.: Prinzip des periodischen Interface Modells [14].

5.1.2.2. General Connection Modell

Bei Anwendung des General Connection Modells ist es möglich, ein rotierendes mit einem stehenden Domain bzw. Domains, welche relativ zueinander rotieren, zu verbinden. Weiters können nicht deckungsgleiche Gitter aneinander gefügt werden [14]. Dies ist zum Beispiel der Fall, wenn aufgrund der jeweiligen Geometrie ein Teil unstrukturiert und der andere strukturiert vergittert wurde.

Bei Verwendung des General Connection Modells (Abbildung 5.2) sind in ANSYS CFX

- Pitch Change und
- Frame Change/Mixing Model
 - Frozen Rotor
 - Stage
 - Transient Rotor-Stator

zu definieren [14].

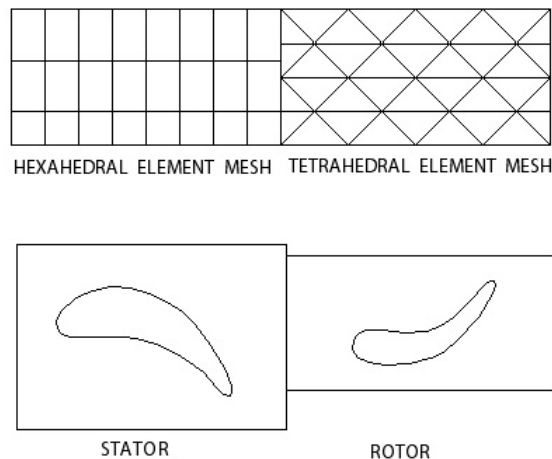


Abbildung 5.2.: General Connection ohne Frame/Pitch Change (oben) und mit Frame/Pitch Change (unten) [14].

Von den 3 verschiedenen Frame Change/Mixing Models sind für die vorliegende Arbeit die ersten beiden relevant. Im Folgenden soll nun näher darauf eingegangen werden.

5.1.2.2.1. Pitch Change Um nicht deckungsgleiche Gitter miteinander verbinden zu können, wird ein bestimmter Algorithmus angewandt, um die überlappenden Gitterflächen am Interface zu ermitteln.

Weiters werden Gitter, die in Umfangsrichtung versetzt sind, ohne Veränderung der relativen Position einander angepasst. Die Vorgehensweise dabei ist in Abbildung 5.3 dargestellt [14]:

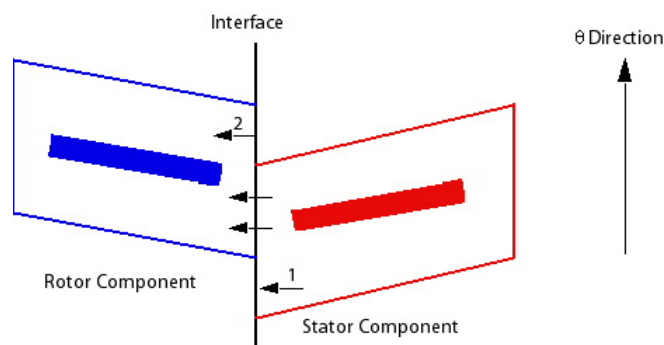


Abbildung 5.3.: Ausrichtung in Umfangsrichtung [14].

Im nicht überlappenden Bereich „verlässt“ die Strömung erwartungsgemäß das Gitter an der Stelle 1. Da die Erhaltungsgleichungen erfüllt sein müssen wird angenommen, dass die Strömung welche in 1 verloren geht, an der Stelle 2 über das Interface in das Rotordomain fließt [14].

Bezugnehmend auf die vorliegende Arbeit entsteht dies beispielsweise im vereinfachten CFD-Modell, wenn nur ein Leit- und Laufschaufelkanal modelliert wird. Durch die unterschiedliche Schaufelanzahl von 5 bzw. 4 Laufschaufeln und 24 Leitschaufeln am Umfang ergibt sich so ein nicht überlappender Bereich. Dies ist jedoch nur für das vereinfachte CFD-Modell von Bedeutung.

5.1.2.2.2. Frozen Rotor Modell Beim Frozen Rotor Modell wird die relative Position der beiden Komponenten zueinander berücksichtigt. Die beiden Bezugssysteme werden während der Rechnung relativ zueinander fixiert und im Zuge des Domainübergangs die Bestimmungsgleichungen dementsprechend angepasst.

Das Modell liefert eine stationäre Lösung für Probleme mit verschiedenen Bezugssystemen. Die Abweichung durch die verwendete, quasi-stationäre Approximation ist gering, sofern die Durchströmungsgeschwindigkeit im Vergleich zur Drehzahl der Maschine am Interface groß ist. Ansonsten kommt es zu Fehlern. Das Frozen Rotor Modell ist besonders dann optimal, wenn die Strömungsschwankung in Umfangsrichtung groß ist.

Es benötigt im Vergleich zum Stage Modell weniger Rechenkapazität. Nachteile hingegen sind, dass die transienten Effekte, welche beim Übergang auftreten, nicht modelliert werden. Weiters sind Verluste, welche beim tatsächlichen Mischvorgang zwischen stehendem und rotierendem Domain entstehen, nicht berücksichtigt [14].

Im Zuge der Anwendung des Frozen Rotor Modells ist es auch möglich, die beiden angrenzenden Domains relativ zueinander um die Hauptrotationsachse (Maschinenachse) zu verdrehen. Im Zuge des sogenannten „wall clocking“ kann somit der Einfluss der Laufschaufelposition relativ zur Leitschaufel untersucht werden.

5.1.2.2.3. Stage Modell Beim Stage Modell wird beim Übergang zwischen den Domains, anstatt der Annahme der fixen Position, eine Umfangsmittelung der Strömung durchgeführt. Somit werden rein stationäre Lösungen für das jeweilige Bezugssystem ermittelt.

Das Modell ermöglicht stationäre Vorhersagen für mehrstufige Maschinen und berücksichtigt beim Übergang einen einmaligen Mischungsverlust, welcher in Folge der Relativbewegung der Komponenten entsteht.

Treten Strömungsschwankungen in Umfangsrichtung auf, ist das Stage Modell nicht optimal. Im Bereich zwischen Schaufeln werden nur zeitgemittelte Interaktionseffekte, nicht jedoch transiente Interaktionseffekte berücksichtigt [14].

5.1.2.3. Interface Connections

Zuvor wurden die verschiedenen Interface Modelle vorgestellt. Nun soll kurz darauf eingegangen werden, wie die Rechengitter auf den beiden Interfaceflächen miteinander verknüpft werden.

In ANSYS CFX stehen hierfür die Optionen

- Automatic Connection,
- Direct (One-to-One) Connection und
- GGI (General Grid Interface) Connection

zur Verfügung. Dabei sind für die Verbindung der Gitter-Informationen wie Knotenanzahl und deren Position erforderlich. Diese Daten sind für jede Interfacesseite in einer sogenannten „region list“ festgehalten [14].

5.1.2.3.1. Automatic Connection Hierbei wird die Art der Verbindung automatisch im pre-processing gewählt.

5.1.2.3.2. Direct (One-to-One) Connection Bei Übereinstimmung der Gitterknoten auf beiden Seiten des Interface, kann eine One-to-One Verbindung verwendet werden, wobei eine von der festgelegten Toleranz abhängige Abweichung zulässig ist. Die Knoten müssen dabei in Anzahl und Position auf beiden Seiten übereinstimmen.

5.1.2.3.3. GGI (General Grid Interface) Connection Diese Verbindungsart wird verwendet, wenn die beiden benachbarten Gitter nicht übereinstimmen, wobei sowohl Unterschiede hinsichtlich des Gitters (Elementform, Knotenposition) als auch „geringfügige“ Abweichungen der Geometrie (Flächenform und -überlappung) toleriert werden.

Anwendung fand diese Art der Verbindung beispielsweise beim Laufradspalt, um die Schnittstelle zwischen Laufschaufel und Laufradmantel zu definieren.

5.2. Vereinfachtes Rechenmodell

Das vereinfachte Rechensetup in Abbildung 5.4 wurde bestehend aus

- 1 Leitschaufel,
- 1 Laufschaufel und dem
- Saugrohr

zusammengesetzt. Dabei wurden folgende Rand- und Übergangsbedingungen definiert:

Die Fallhöhe wurde konstant mit $H = 7,05\text{ m}$ über die Totaldruckdifferenz zwischen Eintritt Leitschaufel und Austritt Saugrohr vorgegeben. Der Durchfluss Q stellt sich dabei je nach Leit- und Laufschaufelstellung von selbst ein.

Als weitere Randbedingung wurde die Anströmrichtung der Leitschaufel vorgegeben. Entsprechend der Leitschaufelstellung wurde der Geschwindigkeitsvektor am (Leitschaufel-) Eintritt in die radiale, tangentielle und axiale Komponente zerlegt. Die axiale Komponente ergibt sich aufgrund des um 60° gegenüber der Horizontalen geneigten Leitapparates. Das Interface Guidevane/Runner, sowie das Interface Runner/Drafttube wurden als Stage Interface definiert. Da nur ein Schaufelkanal für Leit- und Laufschaufel modelliert wird, wurde an den entsprechenden Flächen (Abbildung 5.4) ein Interface mit rotierender Periodizität vorgegeben.

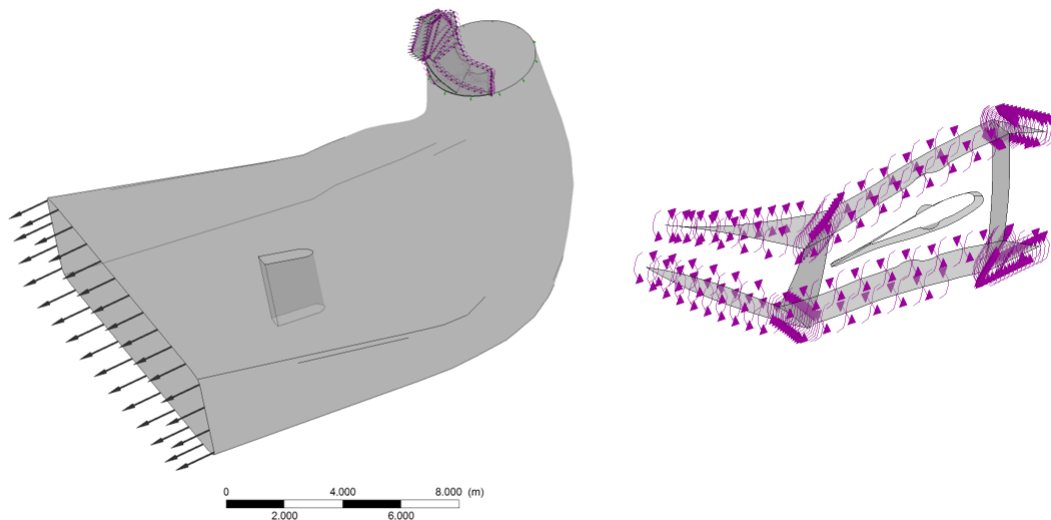


Abbildung 5.4.: Vereinfachtes Rechensetup (links), periodische Randbedingung (rechts/lila).

Das vereinfachte Rechenmodell wurde für eine erste Wirkungsgradabschätzung, sowie zur Bestimmung der relevanten Leitschaufel/Laufschaufel-Kombinationen, welche die Propellerkurven bilden, verwendet. Durch die Vereinfachung konnte der Rechenaufwand deutlich reduziert werden. Für weitere, genauere Betrachtungen wurde das nachfolgend beschriebene detaillierte Modell herangezogen.

5.3. Detailliertes Rechenmodell

Im detaillierten Setup (Abbildung 5.5) wurde die komplette Turbine bestehend aus

- Spirale inkl. Traversenring und Stützschaufeln,
- 24 Leitschaufeln,
- 5 Laufschaufeln,
- Saugrohr und
- Outblock

abgebildet.

Die Fallhöhe wurde, analog zum vereinfachten Rechenmodell, über die Totaldruckdifferenz zwischen Eintritt Spirale und Austritt Outblock vorgegeben. Der Durchfluss Q stellt sich hier ebenso entsprechend der Leit- und Laufschaufelstellung ein.

Im Unterschied zum vereinfachten Rechenmodell ergibt sich hier die Leitschaufelanströmung aus der Strömung in der Spirale bzw. aus der Abströmung der Stützschaufeln. Das Interface Guidevane/Runner, sowie das Interface Runner/Drafttube wurden als Frozen Rotor Interface definiert; die Interfaces Spirale/Guidevane und Drafttube/Outblock als General Connection. Da alle Leit- und Laufschaufeln im Modell enthalten sind, entfällt für das vollständige Modell die periodische Randbedingung.

Der in diesem Setup hinzugefügte Outblock wirkt sich positiv auf die numerische Stabilität aus. Weiters kann sich am Saugrohraustritt eine freiere Strömung einstellen, da durch die Definition der Randbedingung am Outblockaustritt das Modell nicht so „starr eingespannt“ ist.

Durch den berücksichtigten Verlauf der Flusssohle bei der Erstellung des Outblocks können auch die Abströmverhältnisse nach dem Saugrohr teilweise dargestellt werden. Teilweise deshalb, da etwaige Interaktionseffekte am Turbinenaustritt bei gleichzeitigem Betrieb mehrerer Maschinen durch dieses Rechenmodell klarerweise nicht abgebildet werden können.

Sämtliche abschließenden Analysen wurden anhand des detaillierten Rechenmodells durchgeführt.

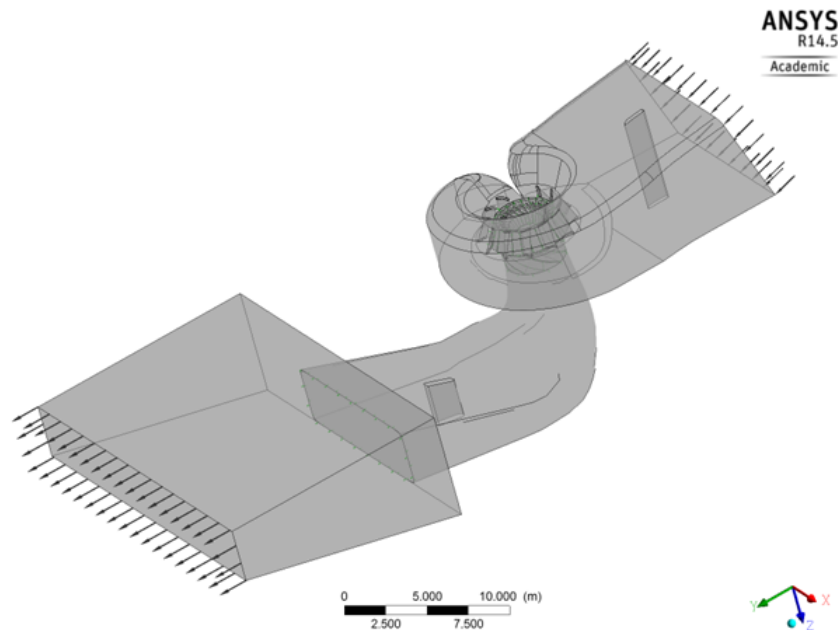


Abbildung 5.5.: Detailliertes Rechenmodell.

5.4. Gitterstudie

Zweck der Gitterstudie war es einerseits, den Einfluss der Gitterauflösung, sowie des Interface Typs auf das Rechenergebnis zu überprüfen. Andererseits sollte dabei der Unterschied bzw. die Abweichung des Rechenergebnisses zwischen vereinfachtem und detailliertem CFD-Modell beurteilt werden, welche bei dieser Vereinfachung zwangsläufig auftreten muss.

Ausgehend von den bestehenden Gittern wurden feinere und gröbere Gitter für Leit- und Laufschaufel erstellt. Dabei wurde die Anzahl der Gitterelemente verdoppelt bzw. halbiert. Für Spirale und Saugrohr existieren, aufgrund der ohnedies hohen Elementanzahl, feine und grobe, für den Outblock nur grobe Gitter.

Weiters wurde der Interface Typ der Setups für das Interface Guidevane/Runner und Runner/Drafttube zwischen „stage-Interface“ und „Frozen-Rotor Interface“ variiert.

Die Ergebnisse der Gitterstudie sind in Abschnitt 7.1 dargestellt.

In Tabelle 5.1 sind die Kenndaten der unterschiedlich aufgelösten Gitter dargestellt. Da das Leit- und Laufschaufelgitter in ANSYS TurboGrid erstellt wurde und hier ein Zielwert für die gewünschte Gittergröße vorzugeben ist, weichen die Angaben für die Elementzahl, durch die jeweilige Verstellung der Schaufel bedingt, etwas ab.

Tabelle 5.1.: Daten der Gitter mit unterschiedlicher Auflösung

Parameter	fein	mittel	grob
Spirale:			
Elemente	5 127 497	-	3 778 792
Knoten	1 300 569	-	975 441
Layer Grenzschicht	8	-	8
Wachstumsrate Grenzschicht	1.2	-	1.2
Leitschaufel:			
Elemente	100 000	50 000	25 000
Layer Grenzschicht Blade	6	6	5
Layer Grenzschicht Hub/Shroud	9	6	4
Laufschaukel:			
Elemente	400 000	200 000	100 000
Layer Grenzschicht Blade	12	10	8
Layer Grenzschicht Hub/Shroud	9	6	4
Saugrohr:			
Elemente	318 792	-	205 260
Knoten	328 480	-	212 352
Layer Grenzschicht	10	-	8
Dicke des ersten Layers	0.05	-	0.1
Outblock:			
Elemente	-	-	27 440
Knoten	-	-	30 156
Layer Grenzschicht	-	-	8
Dicke des ersten Layers	-	-	0.2

6. Auswertemethodik

Im folgenden Kapitel soll die Methodik festgehalten werden, mit der die Ergebnisse der CFD-Rechnung ausgewertet wurden. Dies ist für die weitere Analyse der Ergebnisse und deren Interpretation in Kapitel 7 und Kapitel 9 von Bedeutung.

Die Auswertung wurde dabei weitgehend automatisiert. Dazu wurde ein bereits vorhandenes Excel-Makro des *Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen* verwendet, welches über Jahre weiterentwickelt und ergänzt worden ist. Durch die Verwendung des Makros ist es möglich, die Ergebnisdaten aus der CFD-Rechnung in Microsoft Excel zu importieren und diese für die weitere Darstellung in Diagrammen aufzubereiten.

Durch die Anwendung des automatisierten Auswerteschemas wurde die Fehleranfälligkeit der Auswertung reduziert, da stets nach der gleichen Prozedur ausgewertet wurde. Weiters erleichterte es die Ergebnisauswertung der Hydraulikauslegung, da hier aufgrund der vielen gerechneten Versionen eine entsprechend große Datenmenge auszuwerten war.

Im Folgenden soll nun auf die Auswertungen von Wirkungsgrad und Kavitation eingegangen, sowie die zugrundeliegenden Gleichungen angeführt werden.

6.1. Wirkungsgradauswertung

Bei der Wirkungsgradauswertung wurde der Gesamtwirkungsgrad der Turbine, sowie der Komponentenwirkungsgrad von Spirale, Leitapparat, Laufrad und Saugrohr, entsprechend dem gerechneten CFD-Modell (siehe Kapitel 5), ausgewertet. Dazu wurden die Verluste der Einzelkomponenten in Strömungsrichtung als Verlusthöhen aufsummiert. Die Verlusthöhen sind dabei folgendermaßen definiert:

$$\text{Verlusthöhe Spirale} \quad h_{vSpir} = \frac{p_{tot,Spir_ein} - p_{tot,Spir_aus}}{\rho \cdot g} \quad (6.1)$$

$$\text{Verlusthöhe Leitschaufel} \quad h_{vLe} = \frac{p_{tot,Le_ein} - p_{tot,Le_aus}}{\rho \cdot g} \quad (6.2)$$

$$\text{Verlusthöhe Laufschaufel} \quad h_{vLa} = \frac{p_{tot,La_ein} - p_{tot,La_aus}}{\rho \cdot g} - \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q} \quad (6.3)$$

$$\text{Verlusthöhe Saugrohr} \quad h_{vSr} = \frac{p_{tot,Sr_ein} - p_{tot,Sr_aus}}{\rho \cdot g} \quad (6.4)$$

$$\text{Definition Totaldruck} \quad p_{tot} = p_{stat} + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (6.5)$$

$$\text{Definition Drehmoment} \quad M = (M_{Hub} + M_{Blade}) \cdot z \quad (6.6)$$

$$\text{Definition Fallhöhe} \quad H = \frac{p_{tot,ein} - p_{tot,aus}}{\rho \cdot g} \quad (6.7)$$

Durch obige Definition ergeben sich die Komponentenwirkungsgrade zu:

$$\text{Wirkungsgrad Spirale} \quad \eta_{Spir} = 1 - \frac{h_{vSpir}}{H} \quad (6.8)$$

$$\text{Wirkungsgrad Leitschaufel} \quad \eta_{SpirLe} = 1 - \frac{h_{vSpir} + h_{vLe}}{H} \quad (6.9)$$

$$\text{Wirkungsgrad Laufschaufel} \quad \eta_{SpirLeLa} = 1 - \frac{h_{vSpir} + h_{vLe} + h_{vLa}}{H} \quad (6.10)$$

$$\text{Wirkungsgrad Saugrohr} \quad \eta_{SpirLeLaSr} = 1 - \frac{h_{vSpir} + h_{vLe} + h_{vLa} + h_{vSr}}{H} \quad (6.11)$$

$$\text{Gesamtwirkungsgrad} \quad \eta_{ges} = \frac{M \cdot \omega}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \quad (6.12)$$

$$(6.13)$$

Als Totaldruck wurde dabei der massenstrom-gemittelte Totaldruck am entsprechenden Interface eingesetzt. Dadurch muss bei der Interpretation berücksichtigt werden, dass die erhaltenen Verläufe der Komponentenwirkungsgrade keine absoluten Werte darstellen, da diese durch die Lage der Auswertestellen beeinflusst werden. Die Terme für die Spirale gelten nur für das detaillierte CFD-Modell.

Weiters ist zu berücksichtigen, dass das Laufrad durch den Leitapparat, sowie das Saugrohr durch das Laufrad beeinflusst wird. Hohe Saugrohrverluste können beispielsweise auch durch eine schlechte Laufradabströmung hervorgerufen werden. Dies bedeutet jedoch nicht, dass das Saugrohr deshalb zwangsläufig schlecht ist. Die Zuordnung der Verlustanteile sollte deshalb stets differenziert erfolgen.

Da jedoch die Ergebnisse der Bestandsanalyse sowie des Neuentwurfs auf die gleiche Art und Weise ausgewertet wurden, lässt sich dadurch dennoch eine relative Wirkungsgradverbesserung erkennen.

6.2. Kavitationsauswertung

Kavitation entsteht durch lokale Dampfdruckunterschreitung des Fluids infolge hoher Geschwindigkeiten. Die dadurch entstandenen, dampfgefüllten Hohlräume werden von der Strömung mitgenommen und brechen bei ansteigendem Druck implosionsartig zusammen. Dabei bilden sich in Wandnähe sogenannte Mikrostrahlen oder Mikrojets aus, welche stoßartig auf die Oberfläche des umströmten Körpers (z.B. Laufschaufel) auftreffen und somit den Werkstoff schädigen können. Die Bildung von Dampfblasen kann durch Wandrauigkeiten, welche beispielsweise durch Abrasion hervorgerufen wurden, verstärkt werden. Ebenso bilden sie sich längs Wirbelachsen, z.B. in der Verlängerung von Radnaben, aus [4].

Kavitation wird durch die CFD-Rechnung nicht abgebildet. Deshalb wird zur Kavitationsauswertung folgende Methodik verwendet, welche durch Modellversuche verifiziert ist:

Durch das zuvor bereits erwähnte Excel Makro wird der Druck jeder Gitterzelle an der Laufschaufelfläche ausgewertet und mit dem dazugehörigen Flächeninhalt der Zelle ausgegeben. Die so erhaltenen Wertepaare (Druck und Fläche) werden gemeinsam nach aufsteigendem Druck sortiert und lassen sich in Form eines Histogramms (Abbildung 6.1) darstellen.

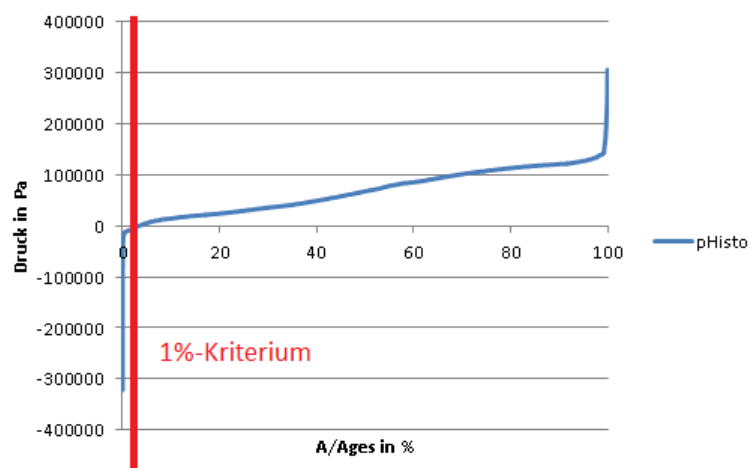


Abbildung 6.1.: Histogramm-Auswertung des Drucks an der Schaufel

Auf der x-Achse ist dabei der Flächenanteil als Verhältnis der kumulierten Flächen A zur Gesamtfläche A_{ges} in Prozent dargestellt.

Um das Kavitationsverhalten der Maschine beurteilen zu können, wird das Kriterium pHisto eingeführt. pHisto gibt an, ab welchem kumulierten Flächenanteil der Druck zur Berechnung der Kavitationskennzahl verwendet wird. Für die vorliegende Masterarbeit wurde das Kriterium pHisto-0,01 verwendet, was einem kumulierten Flächenanteil von 1% der Schaufelfläche entspricht.

Die dimensionslose Thoma-Zahl σ , welche für die Beschreibung des Kavitationsverhaltens verwendet wird errechnet sich für Anlage und Turbine somit wie folgt:

$$\sigma_{Anlage} = \frac{\frac{p_0 - p_D}{\rho \cdot g} + h_s}{H} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{Turbine} = \frac{\frac{p_0 - p_{Histo}}{\rho \cdot g}}{H} \quad (6.15)$$

Dabei ist p_0 der Umgebungsdruck am Austritt der Turbine, p_D der Dampfdruck des Wassers, H die Fallhöhe und h_s die Saughöhe der Maschine (Abbildung 6.2). Liegt der Unterwasserspiegel unterhalb der Laufschaufelachse ist h_s negativ einzusetzen. Diese Vorzeichenfestlegung kann durch folgende Überlegung untermauert werden:

Liegt der Unterwasserspiegel (UW) oberhalb der Laufschaufelachse, steht der Anlage mehr Druckhöhe in Form der oberhalb der Laufschaufelachse liegenden Wassersäule zur Verfügung.

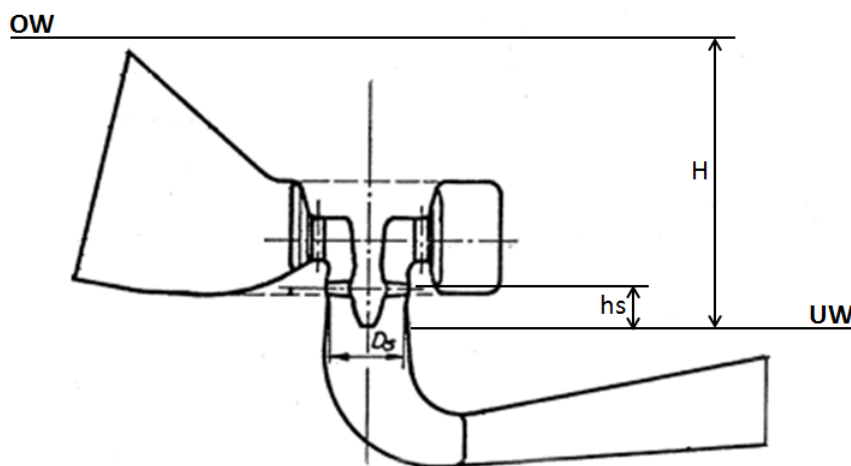


Abbildung 6.2.: Größen für die Berechnung der Thoma-Zahl [15].

Für die in Gleichung 6.7 definierte Fallhöhe musste für die Kavitationsauswertung eine andere Formulierung gefunden werden, was sich folgendermaßen begründen lässt.

Wie in Gleichung 6.5 beschrieben setzt sich der Totaldruck aus dem statischen Druck und dem dynamischen Druck zusammen, wobei für den dynamischen Druck die Absolutgeschwindigkeit c herangezogen wird. Diese setzt sich wiederum gemäß Pythagoras aus Meridian- (c_m) und Umfangskomponente (c_u) zusammen.

Da noch sehr viel Restdrall (c_u) in der Strömung am Saugrohraustritt vorhanden war, führte dies zu einer Verringerung der Nettofallhöhe und somit zu einer Verfälschung des Kavitationsergebnisses. Die festgestellten Abweichungen von der vorgegebenen Randbedingung mit $H = 7,05 \text{ m}$ waren mit $0,5 \text{ m}$ im Volllastpunkt doch beträchtlich. Deshalb wurde für die

Kavitationsauswertung nur die Meridiangeschwindigkeit über die Beziehung $c_m = Q/A_{aus}$ berücksichtigt, wodurch sich die Fallhöhe gemäß Gleichung 6.16 ergibt:

$$H = \frac{p_{tot,ein} - p_{stat,aus}}{\rho \cdot g} - \frac{\left(\frac{Q}{A_{aus}}\right)^2}{2 \cdot g} \quad (6.16)$$

7. CFD-Analyse des Bestands

Die CFD-Analyse der bestehenden Anlage stellte einerseits den Ausgangspunkt für den Neuentwurf der Hydraulik dar, indem mögliches Verbesserungspotenzial aufgezeigt wurde. Andererseits diente es dazu, um die aus Messungen bekannten Wirkungsgradverläufe mit jenen aus der CFD-Rechnung zu vergleichen. Diese wurde jeweils mit dem vereinfachten und detaillierten Modell durchgeführt um zu ermitteln, welches der beiden Modelle besser mit den Messwerten korreliert und somit das realitätsnahe Modell darstellt.

Im Zuge der Analyse wurden speziell die Wirkungsgrade der Komponenten Spirale, Leitapparat, Laufschaufel und Saugrohr ausgewertet, sowie das Anströmverhalten der Laufschaufel untersucht. Weiters wurden die Geschwindigkeitsverteilung vor und nach dem Laufrad ermittelt und eine Kavitationsuntersuchung durchgeführt. Der Einfluss des Rechengitters wurde im Zuge der Gitterstudie untersucht.

7.1. Ergebnisse der Gitterstudie

Im Zuge der Gitterstudie wurde, wie in Abschnitt 5.4 bereits beschrieben, die

- Gitterauflösung und der
- Interface-Typ

verändert, um deren Einfluss auf das Rechenergebnis zu untersuchen. Weiters wurde der Unterschied zwischen vereinfachtem und detailliertem CFD-Modell, welcher zwangsläufig bei dieser Vereinfachung auftreten muss, quantitativ bewertet.

Um den doch erheblichen Rechenaufwand in Grenzen zu halten, wurden die Gitterstudie für die beiden Propellerkurven „Runner 10“ (Teillast) und „Runner 34“ (Volllast) durchgeführt. Anhand des Ergebnisses der Gitterstudie wurde festgelegt, mit welcher Gitterauflösung und welchem Interface-Typ die weiteren Propellerkurven des Gesamtmodells berechnet werden.

7.1.1. Einfluss Gitterauflösung

Wie in Kapitel 3 beschrieben, stellt die CFD-Analyse stets eine Näherungslösung dar. Um die exakte Lösung zu erhalten, müsste das Rechenetz unendlich fein aufgelöst sein, was aufgrund begrenzter Rechenkapazitäten nicht möglich ist. Deshalb wurde durch Variation der Gitterauflösung der Einfluss dieser auf das Rechenergebnis ermittelt. Ebenso sollte damit untersucht werden, ob die im ersten Schritt gewählte Gitterauflösung zu grob bzw. zu fein war.

Dazu wurden ausgehend von den bestehenden Gittern, Rechengitter mit gröberer und feinerer Gitterauflösung erstellt, wobei bei der Verfeinerung auf die zur Verfügung stehenden Rechenkapazitäten Rücksicht genommen werden musste. Allgemein betrachtet muss sich dabei der, durch die Verfeinerung bedingte, steigende Rechenaufwand mit der Qualität bzw, dem „Genauigkeitsgewinn“ des Ergebnisses die Waage halten.

Dabei zeigte sich für das vereinfachte und detaillierte Modell wie erwartet (Abbildung 7.1), dass zwischen grobem und mittlerem Gitter ein Unterschied besteht und der Wirkungsgrad für das grobe Gitter um ca. 1 % niedriger ist.

Beim feineren Gitter stellte sich ebenso ein Unterschied heraus. Quantitativ lag die Differenz in einem Bereich, welche den erhöhten Rechenaufwand rechtfertigt. Weiters wurde die Propellerkurve etwas nach „rechts“ verschoben.

Da der Unterschied zwischen mittlerem und feinem Gitter doch noch verhältnismäßig groß war, lässt sich nach wie vor eine gewisse Gitterabhängigkeit erkennen. Es wäre ein weiteres, noch feineres Gitter notwendig gewesen, um den gewünschten Effekt der Annäherung an die exakte Lösung zu erreichen. Da jedoch, wie Abschnitt 7.4 zeigt, mit den feinen Gittern eine gute Annäherung an die vorhandenen Messwerte möglich war, wurde dies nicht weiter verfolgt.

Somit wurden die weiteren Propellerkurven des Gesamtmodells mit feiner Gitterauflösung gerechnet.

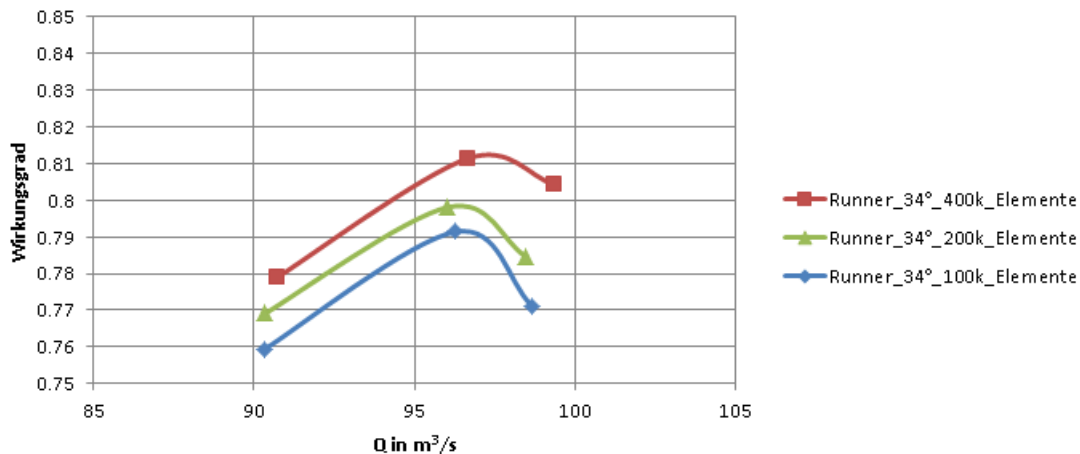


Abbildung 7.1.: Einfluss der Gitterauflösung, vereinfachtes CFD Modell, Propellerkurve „Runner 34“.

7.1.2. Einfluss Interface-Typ

Neben der Gittergröße wurde im Zuge der Gitterstudie auch der Interface-Typ variiert (siehe Abschnitt 5.1.2).

Für das vereinfachte Modell kommt als Interface zwischen Guidevane/Runner und Runner/Drafftube eigentlich nur das Stage Interface in Frage, da für Leit- und Laufschaufel nur ein Schaufelkanal modelliert wird und somit eine Umfangsmittelung durchgeführt werden muss.

Für das detaillierte Modell, bei dem alle Leit- und Laufschaufeln berücksichtigt werden, kommt das Frozen Rotor Interface zur Anwendung.

Um das Vorbeibewegen der Laufschaufel an der Leitschaufel zu simulieren, wurde ein sogenanntes „wall-clocking“ für die (Clocking-) Stellungen -24° , 0° und $+24^\circ$ durchgeführt. Dabei wird die Position der Laufschaufel zur Leitschaufel geändert und die Laufschaufel um die Maschinenachse verdreht.

Exemplarisch wurde dazu die Propellerkurve „Runner 10“ ausgewertet. Dabei stellte sich heraus, dass die (Clocking-) Stellung 0° einen guten Mittelwert im Bestpunkt der Propellerkurve lieferte. Die Abweichung im Zuge des „wall clockings“ war generell gering, wie Abbildung 7.2 verdeutlicht.

Weiters lässt sich der Unterschied der Ergebnisse mit Frozen Rotor und jenem mittels Stage Interface erkennen, sowie die Abweichung von Wirkungsgrad und Durchfluss zwischen vereinfachtem und detailliertem CFD-Modell.

Für die weiteren Berechnungen wurde somit das Frozen Rotor Interface mit der Clocking-Stellung 0° verwendet.

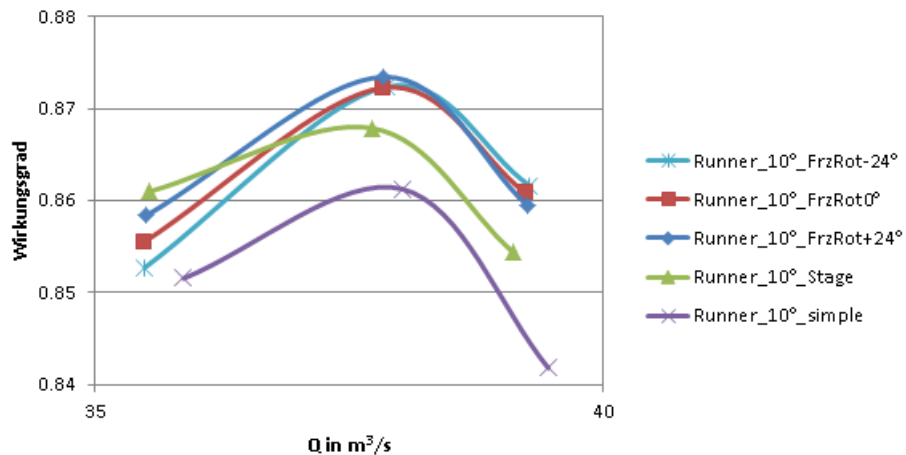


Abbildung 7.2.: Einfluss des Interfacetyps, detailliertes CFD Modell, Propellerkurve „Runner 10 °“ .

7.2. Geschwindigkeitsverteilungen

Die Geschwindigkeitsverteilung der Meridiangeschwindigkeit c_m und der Umfangskomponente c_u wurden vor und nach der Schaufel ausgewertet und über die Schaufelhöhe dargestellt. Abbildung 7.3 zeigt die beiden Auswertestellen für die Geschwindigkeitsverteilungen vor (1) und nach (2) dem Laufrad.

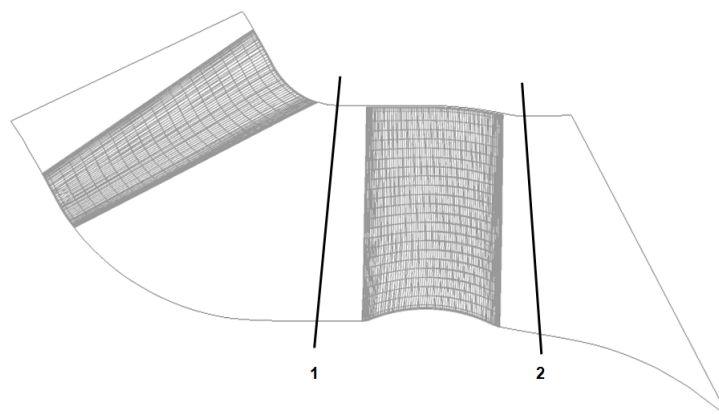


Abbildung 7.3.: Auswertestellen vor (1) und nach (2) dem Laufrad.

Abbildung 7.4 zeigt die Geschwindigkeitsverteilungen anhand der Ergebnisse aus dem vereinfachten Setup für das Wirkungsgrad-Optimum und den Volllastpunkt.

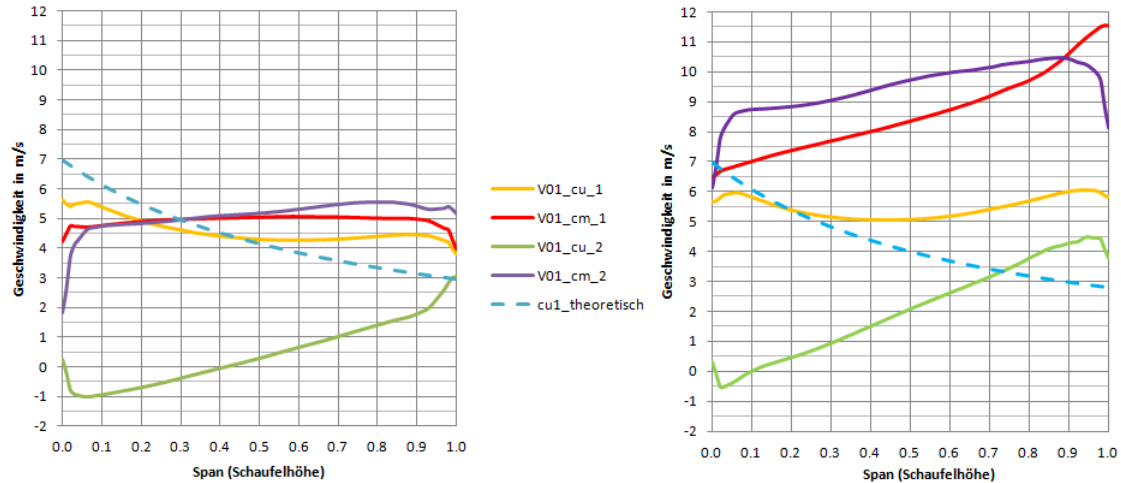


Abbildung 7.4.: Geschwindigkeitsverteilung für das Wirkungsgrad-Optimum bei $Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$ (links); Geschwindigkeitsverteilung für Volllast bei $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ (rechts).

Diese weichen in folgender Weise von den erwarteten, idealen Verteilungen, wie sie beispielsweise bei der eindimensionalen Auslegung angenommen werden, ab.

- Die Meridianschwindigkeit c_m sollte vor und nach der Schaufel konstant über die Schaufelhöhe verteilt sein, da eine flächengleiche Aufteilung der Teilfluträder angenommen wird.
- Die Verteilung der Umfangskomponente c_u vor dem Laufrad weicht vom idealen, nach außen hin hyperbolisch-abfallenden Verlauf $cu_{1-theoretisch}$ ab. Dieser Verlauf ergibt sich aus der Strömungsmaschinen-Hauptgleichung unter Annahme drallfreier Abströmung gemäß der Gleichung $c_{u1} = g \cdot H/u_1$.
- Im äußeren Schaufelbereich, welcher aufgrund des größeren Hebelarms einen entscheidenden Anteil am Gesamtdrehmoment der Maschine hat, ist die Änderung der Umfangskomponente Δc_u nur gering, d.h. es wird kaum Fallhöhe abgebaut. (siehe Abbildung 7.4).
- Die Umfangskomponente c_u nach dem Laufrad sollte idealerweise null sein, um drallfreie Abströmung und maximale Energieumsetzung zu erhalten. Restdrall wird in geringem Maße lediglich im Bereich des Laufradmantels gewünscht, um die Strömung im Saugrohr zu stabilisieren.
- Der Anstieg der Meridianschwindigkeit c_m mit zunehmender Schaufelhöhe im Volllastpunkt ließ die Vermutung zu, dass die inneren Profile der Schaufel zu steil sind,

wodurch es zu einem Versperren des Strömungsraumes im nabenseitigen Schaufelbereich und somit zu einem Anstieg der Meridiangeschwindigkeit kommt.

- Es kommt zu Querströmungen an der Schaufel, da die Meridiangeschwindigkeit c_m vor und nach der Schaufel nicht gleich verteilt ist.

7.3. Anströmverhalten

Im Zuge der Ergebnisauswertung wurde das Anströmverhalten, sowie damit verbunden die Lage des Druckpunktes an der Schaufeleintrittskante untersucht. In Abbildung 7.5 ist ein Contourplot dargestellt, indem die Druckverteilung um die Schaufel für verschiedene Schaufelhöhen bei $Q = 86 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt ist.

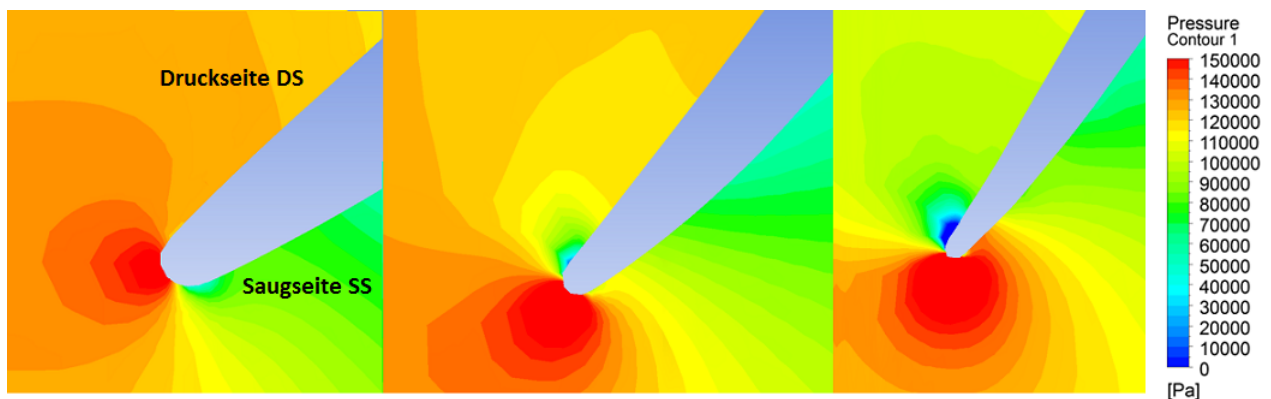


Abbildung 7.5.: Laufradanströmung bei Span = 0,1 (links), Span = 0,5 (mitte) und Span = 0,9 (rechts).

Es lässt sich deutlich erkennen, dass der Druckpunkt des Schaufelprofils im inneren Schaufelbereich leicht in Richtung Druckseite verschoben ist. Mit zunehmender Schaufelhöhe wandert dieser immer mehr in Richtung Saugseite, was zu Niederdruckzonen an der Eintrittskante führt.

Das Schaufelprofil wird nicht optimal angeströmt, was zu Stoßverlusten und somit in weiterer Folge zu Wirkungsgradeinbußen führt.

Weiters ist im rechten Bild bei Span 0.9 eine Niederdruckzone und somit kavitationsgefährdete Stelle an der Druckseite der Eintrittskante erkennbar.

7.4. Wirkungsgradauswertung

Der Verlauf des Gesamtwirkungsgrades wird durch die Einhüllende der Propellerkurven gebildet. In Abbildung 7.6 sind die Komponentenwirkungsgrade und deren Verlustanteil am Gesamtwirkungsgrad für das detaillierte CFD Modell dargestellt:

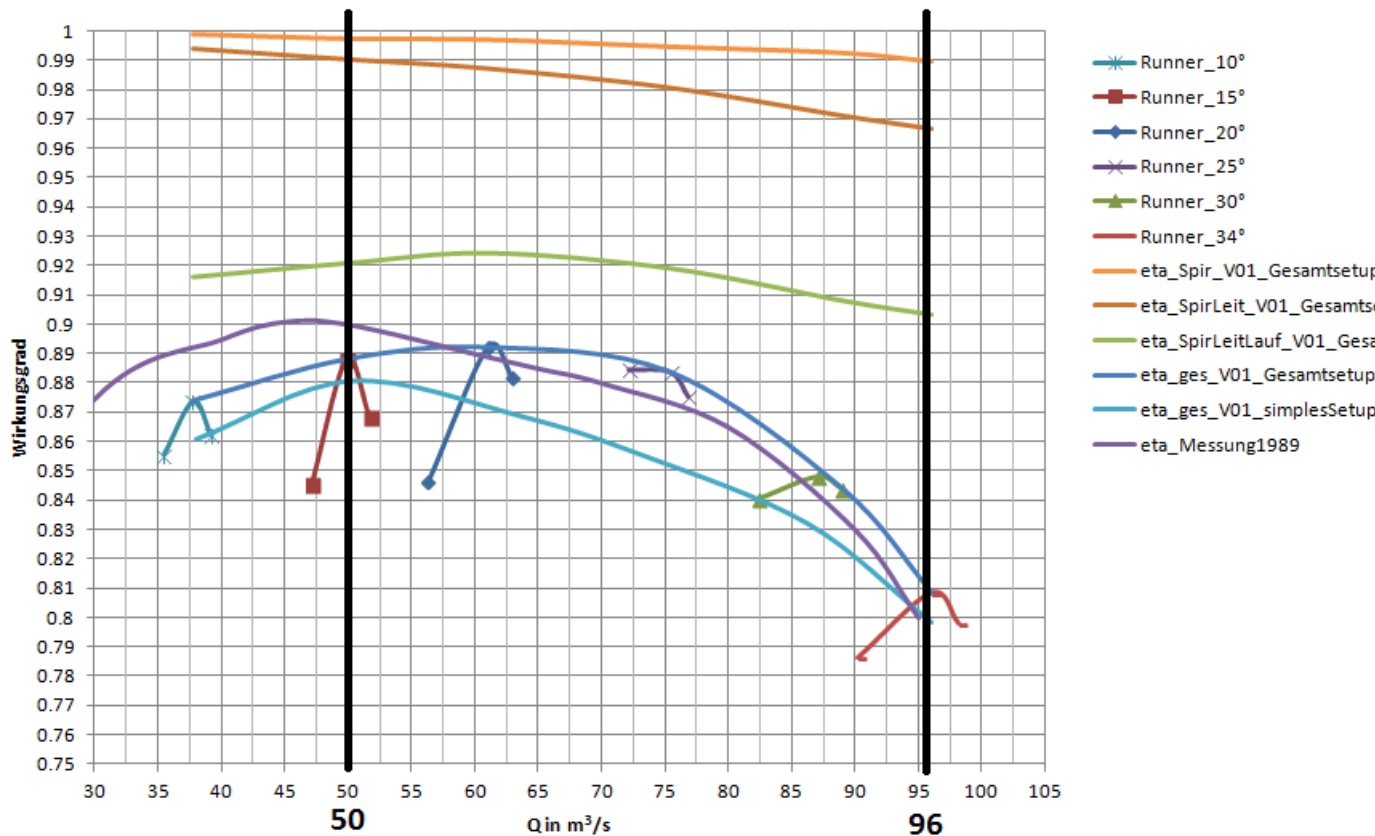


Abbildung 7.6.: Wirkungsgradverlauf der bestehenden Anlage.

Die Wirkungsgradverlauf der Spirale weist einen abfallenden Verlauf in Richtung Vollast auf, ebenso der Leitschaufelwirkungsgrad, wobei ein Verlustanteil von 2 % für den Leitapparat als hoch zu bewerten ist.

Der Laufradwirkungsgrad nimmt außerhalb des Optimums in Richtung Teil- und Vollast parabolisch ab und entspricht somit den aus der Literatur [16] entnehmbaren Verläufen.

Aus dem Verlauf des Saugrohr- bzw. Gesamtwirkungsgrades wird eine, in Richtung des steigenden Volumenstroms stark abfallende Charakteristik erkennbar, welche von Betreiberseite her bestätigt wurde. Die hohen Saugrohrverluste in Vollast lassen sich durch den hohen Restdrall in der Strömung begründen, was sich negativ auf die Saugrohrströmung auswirkt. Bei der Erklärung der Auswertemethodik (Abschnitt 6.1) wurde bereits erwähnt, dass die Zuordnung der Verlustanteile auf die einzelnen Komponenten mit Vorsicht durchzuführen ist.

Wie durch den Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe in Abbildung ?? und ?? erkennbar ist, arbeitet die Hydraulik mit zunehmendem Durchfluss schlechter. Deshalb ist es möglich, dass hier nicht alle Verluste dem Saugrohr zuzurechnen sind.

Es zeigte sich, dass das Gesamtmodell, mit Ausnahme im Teillastbereich, ein sehr gutes Ergebnis liefert, welches mit einer Abweichung von 1 % schon sehr nahe an den Messwerten des Gesamtwirkungsgrades liegt. Die Abweichung des vereinfachten Modells vom Gesamtmodell

lässt sich durch den Fehler, der bei der Umfangsmittelung über das Stage Interface auftritt, begründen. Dieser wird durch den hohen Restdrall nach dem Laufrad noch weiter verschärft.

In Abbildung 7.7 wird der Unterschied zwischen dem vereinfachten Modell mit Stage Interface und dem detaillierten Modell mit Frozen Rotor Interface für den Volllastpunkt bei $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt.

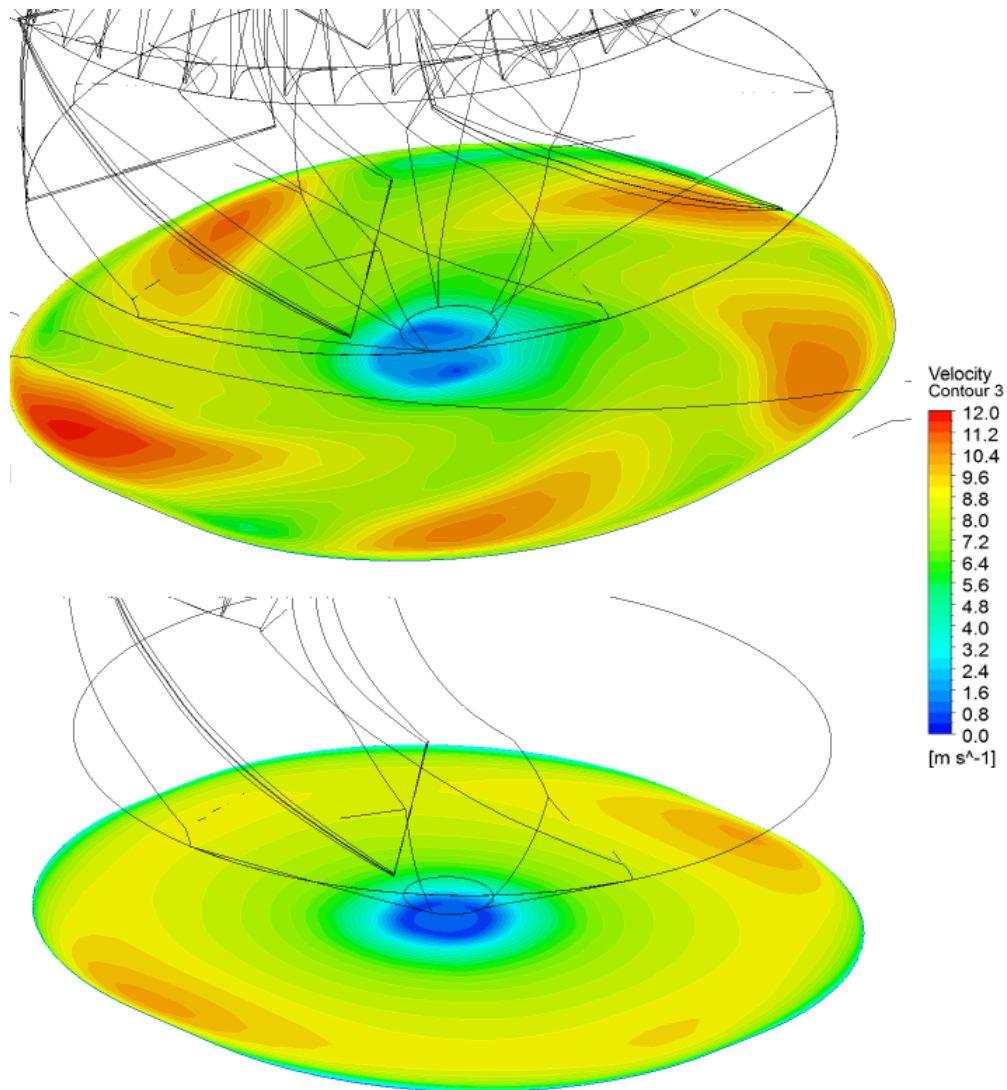


Abbildung 7.7.: Schnitt durch das Saugrohr am Eintritt für detailliertes Modell (oben) und vereinfachtes Modell (unten).

Man sieht deutlich, dass für das detaillierte Modell die Zonen hoher Geschwindigkeit am Laufradaustritt realitätsnaher dargestellt werden, da keine Umfangsmittelung wie beim Stage Interface durchgeführt wird.

7.5. Kavitationsuntersuchung

Die kavitationsgefährdeten Niederdruckzonen der Bestandshydraulik sind in Abbildung 7.8 für $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt:

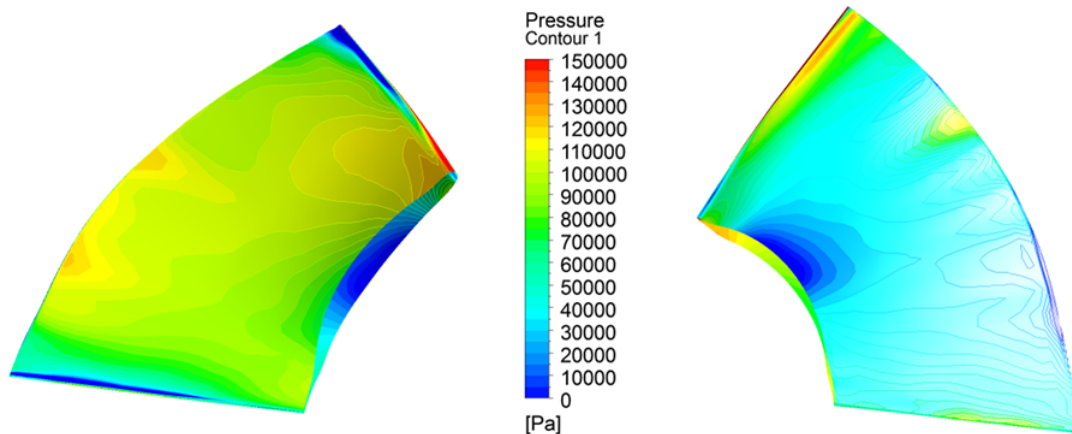


Abbildung 7.8.: Druckverteilung Laufschaufel an Druckseite (links) und Saugseite (rechts).

Als kavitationsgefährdet lassen sich die Ein- und Austrittskante, sowie die Saugseite im Bereich der Nabe erkennen, da es in diesen Niederdruckzonen als erstes zur Dampfdruckunterschreitung kommen kann.

Gemäß der in Kapitel 6.2 beschriebenen Auswertemethodik wurde eine Kavitationsauswertung durchgeführt.

Der Literatur entsprechend weist der Verlauf der Thoma-Zahl $\sigma_{Turbine}$ einen parabolischen Verlauf in Richtung höherem Durchfluss auf. Da mit steigendem Durchfluss die Fallhöhe und damit verbunden die Saughöhe abnimmt, steigt σ_{Anlage} leicht an. In Abbildung 7.9 ist der Verlauf der Thoma-Zahl über den Durchfluss dargestellt.

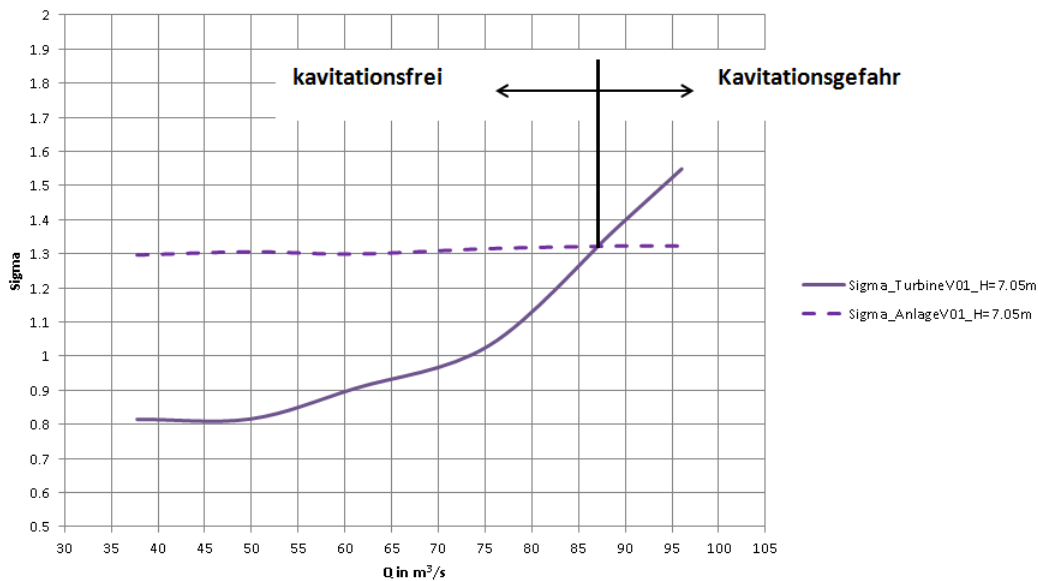


Abbildung 7.9.: Kavitationsuntersuchung der bestehenden Anlage.

Der Auswertung zufolge ist der kavitationsfreie Betrieb bis zu einem Durchfluss von $Q = 87 \text{ m}^3/\text{s}$ möglich, da das Kriterium $\sigma_{Anlage} > \sigma_{Turbine}$ erfüllt wird.

An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass die bestehenden Maschinen bis $Q = 95 \text{ m}^3/\text{s}$ betrieben wurden und dabei vom Betreiber keinerlei Kavitationsschäden festgestellt werden konnten, obwohl anhand der Auswertung bereits Kavitationsgefahr besteht. Diese Tatsache soll im Zuge der Kavitationsanalyse des Hydraulikentwurfs berücksichtigt werden, da die angewandte Kavitationsauswertung, verglichen mit Erfahrungswerten anscheinend zu konservativ ist. Dies wirkt sich natürlich positiv auf die geplante Durchflusserhöhung aus. Weiters soll angemerkt werden, dass die Fallhöhe über den gesamten Betriebsbereich als konstant angenommen wurde, was sich bei Mehrmaschinen- und Vollastbetrieb de facto nicht einstellen wird. Weiters wird die Kavitationsgefahr durch die Reduktion der Saughöhe gesenkt.

7.6. Muscheldiagramm

Als Abschluss der Bestandsanalyse wurde eine Fallhöhenvariation mit vereinfachtem Rechenmodell durchgeführt. Für die Erstellung der sogenannten Höhenschnitte des Muscheldiagramms wurden die CFD-Modelle für unterschiedliche Fallhöhen gerechnet, wobei die Änderung der Fallhöhe durch Variation des Druckes am Leitschaufeleintritt erfolgte. Die dafür verwendeten Werte orientierten sich an einem vom Betreiber zur Verfügung gestellten Pegeldiagramm (Abbildung 7.10) des KW Teufelsbruck. Es wurden Wirkungsgradkurven für die Höhen

- $H = 7,94 m^*$,
- $H = 7,46 m^*$,
- $H = 7,05 m^*$,
- $H = 6,60 m$ und
- $H = 6,05 m$ errechnet.

Die mit * gekennzeichneten Fallhöhen stellen sich in etwa beim Betrieb von 1, 3 und 5 Maschinen, bei $Q = 90 m^3/s$ je Maschine ein.

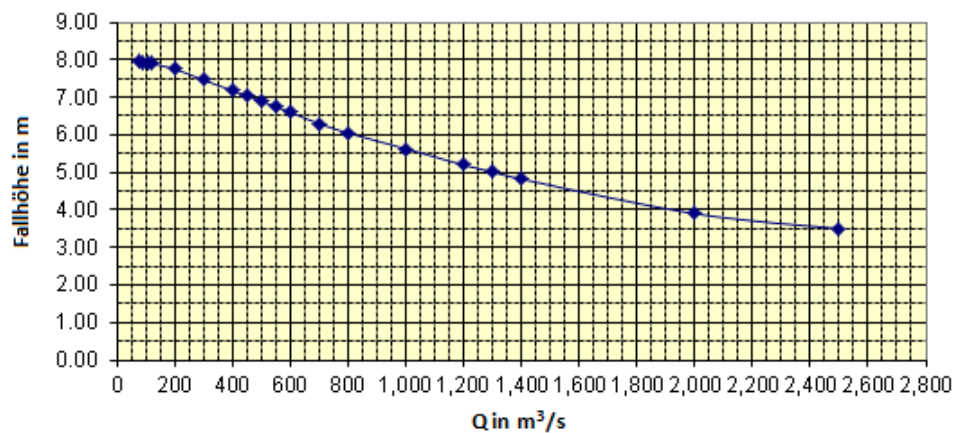


Abbildung 7.10.: Fallhöhe in Abhängigkeit vom Durchfluss [2].

Nach Auswertung des Muscheldiagramms zeigte sich deutlich (Abbildung 7.11), dass mit steigender Fallhöhe auch der Wirkungsgrad steigt. Die Hydraulik arbeitet also bei größeren Fallhöhen besser.

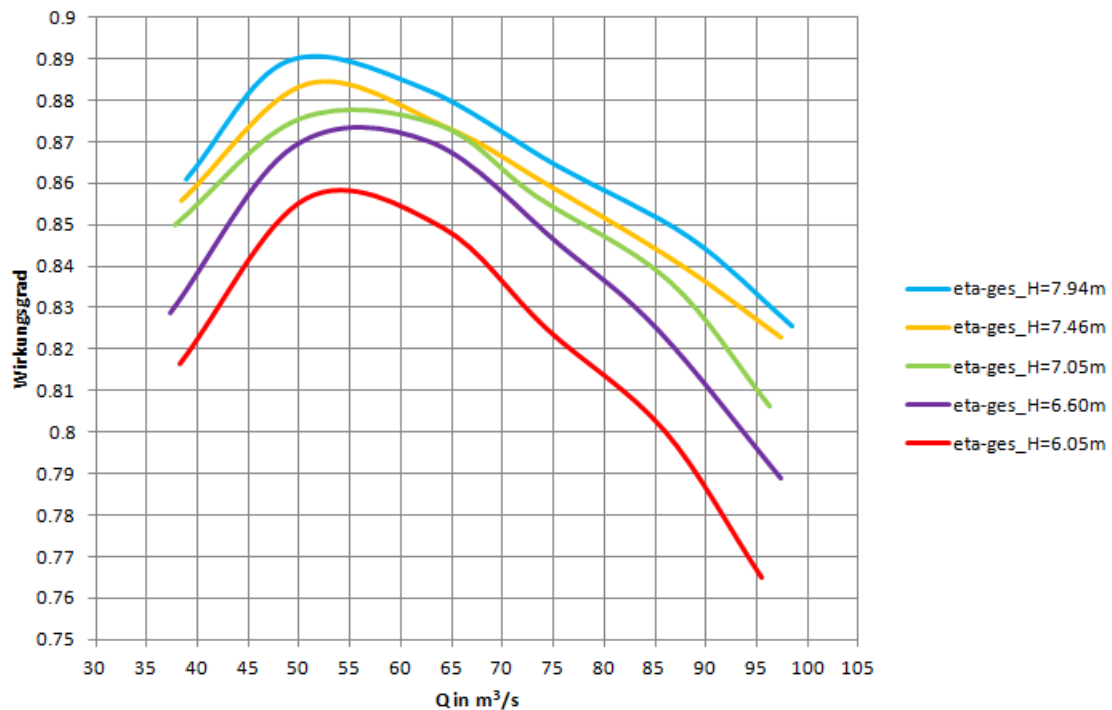


Abbildung 7.11.: Muscheldiagramm der bestehenden Hydraulik.

Für die gerechneten Muschelkurven wurde auch eine Kavitationsuntersuchung durchgeführt. In Abbildung 7.12 sind die Verläufe der Thoma-Zahl für die verschiedenen Fallhöhen dargestellt. Es zeigt sich, dass der Anlagenwert mit steigender Fallhöhe abnimmt, da die Saughöhe ebenso zunimmt (siehe Formel 6.15).

Da der statische Druck an der Schaufel von der Fallhöhe abhängig ist verkleinert sich $\sigma_{Turbine}$ mit steigender Fallhöhe. Es wird deutlich, dass es mit steigender Fallhöhe schon bei geringerem Durchfluss zur Kavitationsgefährdung kommt.

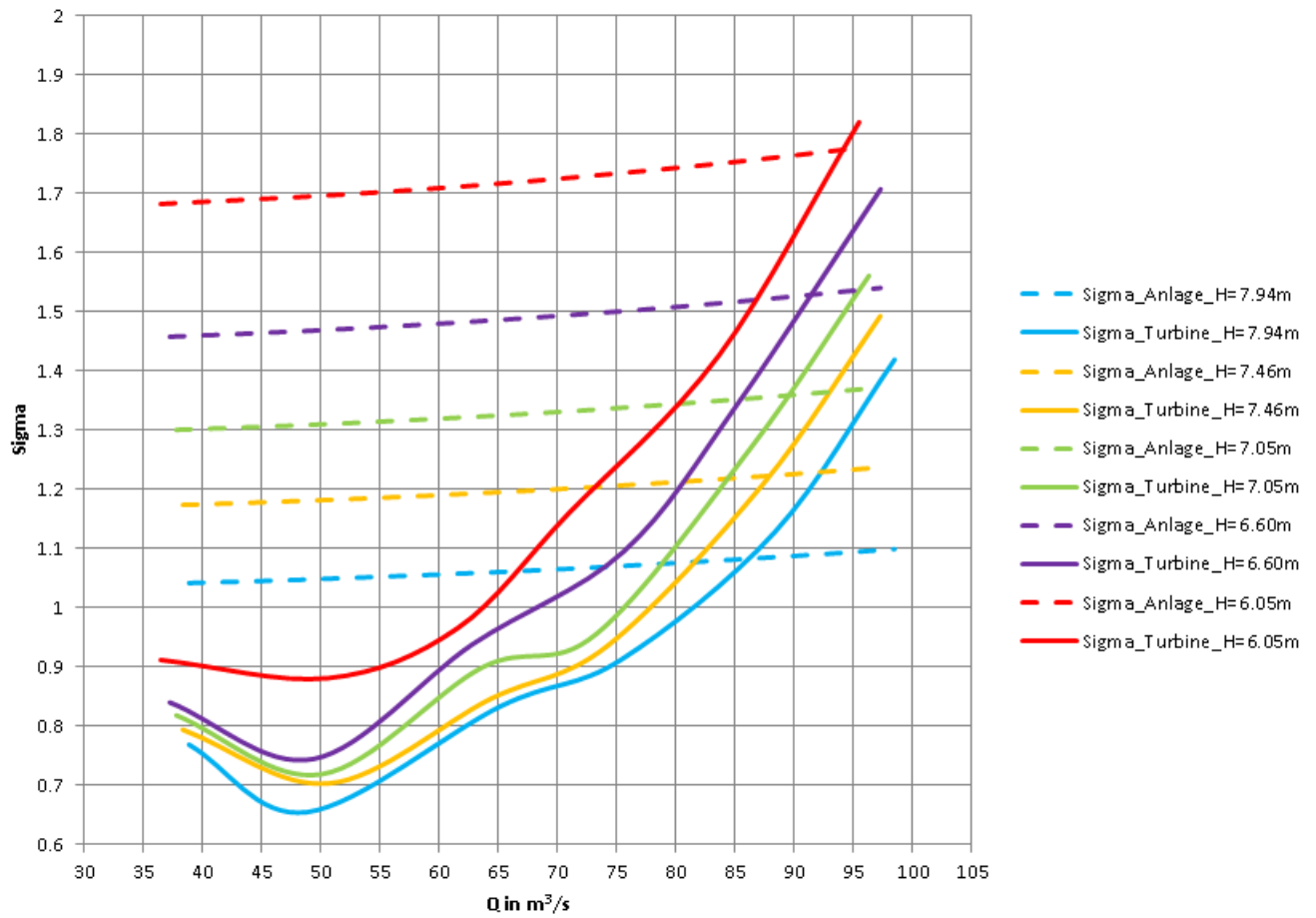


Abbildung 7.12.: Kavitationsauswertung des Muscheldiagramms.

8. Hydraulikauslegung

Die Hydraulikauslegung stellt neben der Bestandsanalyse den zweiten Teil der vorliegenden Arbeit dar. Das Ziel war es, die technische Machbarkeit einer Durchflusserhöhung durch einen Neuentwurf der Hydraulik zu überprüfen.

Im Zuge einer Besprechung mit dem Kooperationspartner wurden dazu folgende Rahmenbedingungen definiert:

- Beibehalten der Innenkontur,
- Vergrößerung des Außendurchmessers auf $D_a = 4,1\text{ m}$,
 - Anpassung des Saugrohrkonus
- Ausführung des Laufradmantels als Vollkugelmantel.

8.1. Anpassung der Außenkontur

Die Außenkontur wurde vom bestehenden Durchmesser $D_a = 3,9\text{ m}$ auf $D_a = 4,1\text{ m}$ vergrößert, was im Rahmen der baulichen Gegebenheiten realisierbar ist.

Der Laufradring wurde als Vollkugelmantel ausgeführt und an den Leitradring mit einem entsprechenden Radiusübergang angeschlossen. Die Ausführung als Vollkugelmantel hat den Vorteil, dass der Leitradring nur geringfügig angepasst werden muss und somit bestehen bleiben kann.

Abbildung 8.1 zeigt die neu entworfene Meridiankontur und stellt sie der bestehenden Kontur gegenüber:



Abbildung 8.1.: Kontur des alten Halbkugel- (strichliert) und neuen Vollkugelmantels (durchgezogen).

8.2. Anpassung Saugrohrkonus

Da durch die Durchmesserergrößerung auch eine Adaptierung des Saugrohrs notwendig war, wurde dieses in den ersten beiden Schüssen vergrößert. Abbildung 8.2 zeigt eine schematische Skizze mit den adaptierten Abmessungen des Saugrohrkonus. Dabei wurde der Durchmesser des ersten und die Breite des zweiten Schusses angepasst.

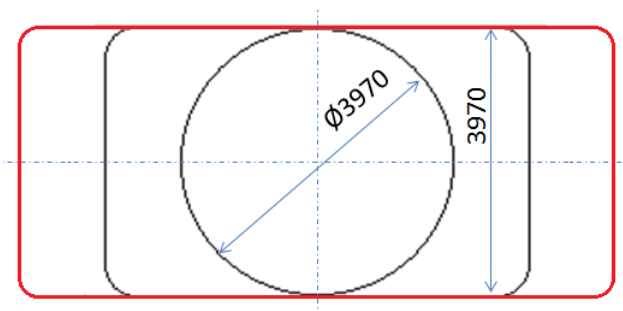


Abbildung 8.2.: Angepasste Abmessungen der ersten beiden Schüsse; bestehender Schuss 3 (rot).

Ansonsten soll das Saugrohr in seiner bestehenden Form erhalten bleiben. Wie bereits in Abschnitt 2.5 beschrieben weist das Saugrohr im Bereich des Krümmers eine starke Querschnittsveränderung auf und reagiert empfindlich auf die vorherrschenden Strömungsverhältnisse. Deshalb stellt es eine große Herausforderung dar, eine Hydraulik für das bestehende,

nicht unproblematische Saugrohr zu finden.

Dies wird durch die Tatsache, dass der Durchfluss durch die Maschine erhöht werden soll, weiter verschärft.

8.3. Eindimensionale Schaufelauslegung

Bei der eindimensionalen Schaufelauslegung soll bei gegebener Fallhöhe und Volumenstrom eine Geometrie gefunden werden, für die die Euler'sche Turbomaschinen Hauptgleichung erfüllt ist. Dabei sollen einerseits die Austrittsverluste des Laufrads in Form von Restdrall behafteter Strömung klein gehalten werden. Weiters soll Kavitation verhindert werden [15]. Zur Vertiefung der Gittertheorie, sowie deren Abweichung von der Wirklichkeit soll an dieser Stelle auf meine Bachelorarbeit [17] und die vertiefende Literatur verwiesen werden [18].

8.3.1. Geschwindigkeitsdreiecke

Für die Ermittlung der Geschwindigkeitsdreiecke wird der kreisringförmige Strömungsraum A_{ges} in sogenannte flächengleiche Teilfluträder A_{TFR} unterteilt (Abbildung 8.3).

Durch die flächengleiche Aufteilung und die Annahme, dass der Volumenstrom Q konstant ist, ergibt sich, dass die Meridiangeschwindigkeit c_m konstant über die Schaufelhöhe sein muss.

$$Q = konst. \quad (8.1)$$

$$c_m = \frac{Q}{A_{TFR}} \quad (8.2)$$

Aus den Gleichungen

$$A_{TFR} = \frac{A_{ges}}{m-1} = \frac{(D_a^2 - D_i^2) \cdot \pi}{4 \cdot (m-1)} \quad (8.3)$$

und

$$\frac{(D_x(j))^2 - D_i^2}{4} \cdot \pi = (j-1) \cdot A_{TFR} \quad (8.4)$$

folgt die Bestimmungsgleichung des Teilflutrad-Durchmessers in der Form:

$$D_x(j) = \sqrt{D_i^2 + \frac{(j-1) \cdot (D_a^2 - D_i^2)}{m-1}} = \frac{(D_a^2 - D_i^2) \cdot \pi}{4 \cdot (m-1)} \quad (8.5)$$

Mit der Laufvariable j

$$j = 1..(m-1) \quad (8.6)$$

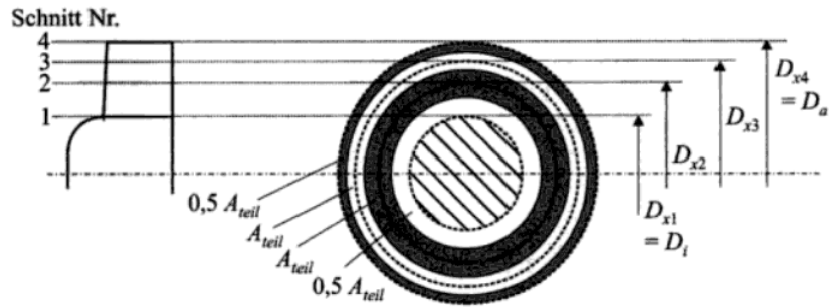


Abbildung 8.3.: Flächengleiche Aufteilung der Teilfluträder [19].

Wobei m für die Anzahl der Schnitte und $(m-1)$ für die Anzahl der Teilfluträder steht. Der innere und äußere Schnitt fallen dabei mit Naben- bzw. Außendurchmesser zusammen.

Mit der Euler'schen Strömungsmaschinen Hauptgleichung

$$g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (8.7)$$

folgt unter der Annahme drallfreien Austritts

$$c_{u2} = 0 \quad (8.8)$$

$$g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} \quad (8.9)$$

$$c_{u1} = \frac{g \cdot H}{u_1} = \frac{60 \cdot g \cdot H}{D_x(j) \cdot \pi \cdot n} \quad (8.10)$$

Somit lassen sich die Ein- und Austrittswinkel für die Geschwindigkeitsdreiecke (siehe Abbildung 8.4) der entsprechenden Teilfluträder, bezogen auf die Teilflutradmitte, ermitteln. Da es sich um eine axiale Beschaufelung handelt, gilt für das jeweilige Teilflutrad $u_1 = u_2 = u$.

$$\tan(\alpha_1) = \frac{c_m}{c_{u1}} \quad (8.11)$$

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_m}{u - c_{u1}} \quad (8.12)$$

$$\tan(\beta_2) = \frac{c_m}{u} \quad (8.13)$$

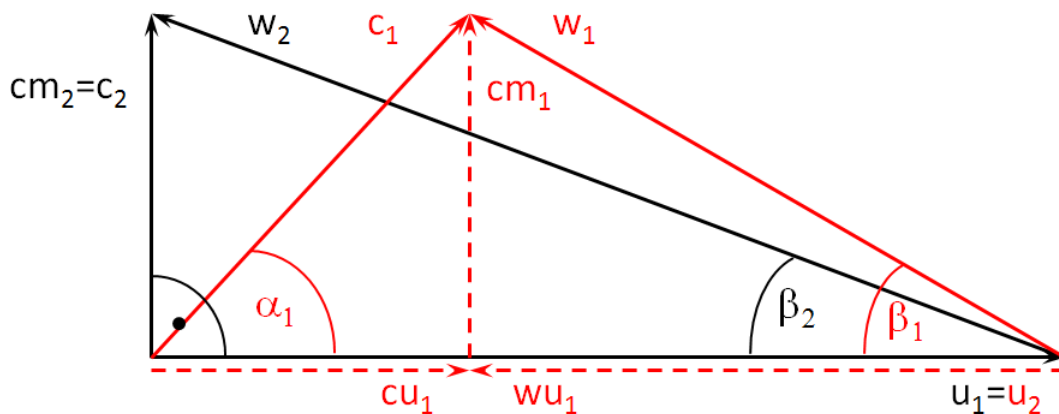


Abbildung 8.4.: Geschwindigkeitsdreiecke für Eintritt (rot) und Austritt (schwarz).

8.3.2. Konstruktionsanhalte

Um einen Ausgangspunkt für die Hydraulikauslegung zu bekommen wurden Konstruktionsanhalte herangezogen. Dafür wurden Anhalte nach Thomann (siehe Anhang A), Lugaresi [20] und Ziegler [21] verwendet. Für eine bestimmte, zuvor festgelegte spezifische Drehzahl n_q wurden somit Parameter wie Nabenverhältnis, Gitterteilung und Flügelanzahl definiert. Die spezifischen Drehzahl n_q wurde im Auslegepunkt für die Fallhöhe von $H = 7,05 \text{ m}$ und einen Volumenstrom von $Q = 85 \text{ m}^3/\text{s}$ errechnet. Der Auslege-Volumenstrom wurde dabei, wie gefordert erhöht. Die spezifische Drehzahl n_q wird gemäß der Formel

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 115 \cdot \frac{\sqrt{85}}{7,05^{3/4}} = 245 \text{ min}^{-1} \quad (8.14)$$

bzw. die spezifische Schnellläufigkeit nach

$$n_s = 3,652 \cdot n = 3,652 \cdot 115 = 910 \text{ min}^{-1} \quad (8.15)$$

bestimmt.

Da es sich um ein Revitalisierungsprojekt handelt, im Zuge dessen die bestehende Bau-substanz weitestgehend genutzt werden soll, ist man an die in Abschnitt ?? festgelegten Rahmenbedingungen gebunden. Das hat zur Folge, dass die Hydraulik einerseits an die herrschenden Abströmbedingungen des Leitapparats gebunden ist, welche sich im Zuge der Bestandsanalyse als nicht optimal herausgestellt haben. Weiters ist das Laufrad auf das nicht unproblematische Saugrohr abzustimmen. Dies stellt für den weiteren Hydraulikentwurf und dessen Optimierung eine große Herausforderung dar.

Dennoch soll an dieser Stelle angemerkt werden, dass Maschinen mit solch hohen spezifischen Drehzahlen normalerweise als Rohrturbinen ausgeführt werden, wie Abbildung 8.5 deutlich

macht-

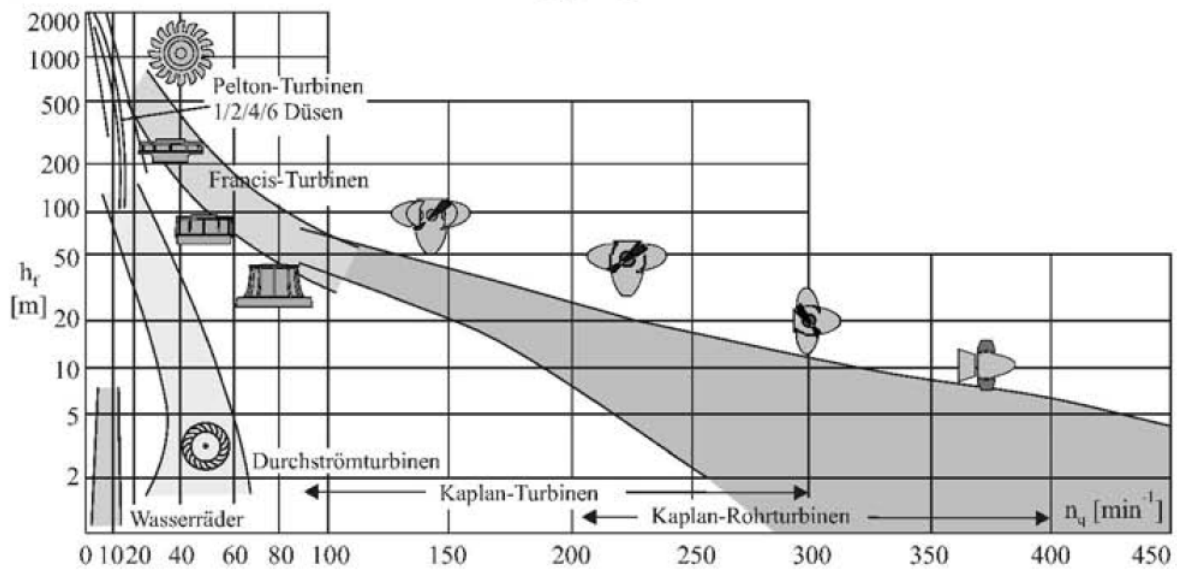


Abbildung 8.5.: Einsatzbereiche der verschiedenen Turbinentypen [3].

Mit diesem n_q ergibt sich gemäß den Thoman Anhalten (siehe Anhang A) ein Nabenverhältnis von $\nu = 0.4$, was dem vorhandenen Nabenverhältnis bei beibehaltenem Nabendurchmesser und angepasstem Außendurchmesser von $\nu = 0.402$ recht gut entspricht. Die Flügelzahl wurde mit 4 Flügeln festgelegt, obwohl durch die Anhalte bereits ein 3 Flügler vorgeschlagen wird.

Die Gitterparameter L/t_{innen} und $L/t_{aussern}$ wurden für den ersten Entwurf ebenso den Thomann Anhalten entnommen und für die dazwischenliegenden Teilfluträder linear interpoliert. Im Zuge des iterativen Verbesserungsprozesses (Abschnitt 8.4.1) wurden die Gitterparameter L/t entsprechend adaptiert, da sich die Schaufel anhand der Thomann Anhalte als zu kurz herausgestellt hat.

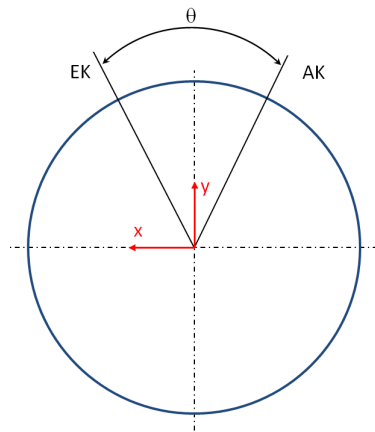
8.4. Modellierung des Kaplanflügels

Anhand der Daten der eindimensionalen Auslegung wurde eine erste Version der neuen Hydraulik mit ANSYS BladeGen modelliert. Dabei wurden über die Schaufelhöhe (Span) die Ein- und Austrittswinkel für die Teilfluträder, welche aus der eindimensionalen Auslegung bekannt waren und in Tabelle 8.1 aufgelistet sind, definiert.

Tabelle 8.1.: Ein- und Austrittswinkel der Teilfluträder.

Teilflutrad Nr.	Span	β_1	β_2
TFR1	10 %	54.33 °	33.70 °
TFR2	30 %	38.79 °	28.13 °
TFR3	46 %	31.38 °	24.66 °
TFR4	60 %	26.95 °	22.23 °
TFR5	72 %	23.95 °	20.41 °
TFR6	84 %	21.75 °	18.97 °
TFR7	95 %	20.06 °	17.80 °

Für Innen- und Außendurchmesser wurden die Winkel dementsprechend extrapoliert. Die Eintrittskante wurde über den Umschlingungswinkel θ so modelliert, dass sich für diese ein stetiger Verlauf ohne Dellen ergeben hat. Der Grundriss des Umschlingungswinkels ist schematisch im Grundriss in Abbildung 8.6 dargestellt. Die Austrittskante wurde gerade ausgeführt.


 Abbildung 8.6.: Skizze Definition Umschlingungswinkel θ .

Für den ersten Entwurf wurden NACA Profile der „65er-Reihe“ verwendet. Als Wurzelprofil an der Nabe wurde ein NACA 65015 Profil, auf rund 60 % Schaufelhöhe ein NACA 65007 und als Außenprofil wurde ein NACA 65004 Profil verwendet. Die dazwischen liegenden Profile wurden linear interpoliert. Als Grundlage für diese erste Annahme diente die Dicke des bestehenden Kaplanflügels. Der Laufradspalt zwischen Laufrad und Laufradmantel wurde mit 2 ‰ eingestellt.

8.4.1. Iterativer Verbesserungsprozess

Im Zuge des iterativen Verbesserungsprozesses wurde versucht, den anhand von Anhalten erstellten Erstenwurf in Bezug auf Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten, sowie auf das

damit verbundene An- und Abströmverhalten der Laufschaufel zu verbessern.

Dabei wurde die entworfene Hydraulik in nachvollziehbaren Schritten derart angepasst, dass nie mehrere Parameter gleichzeitig verändert wurden. Diese Vorgehensweise ist wichtig, um eine klare Aussage treffen zu können, welcher Schritt sich auch wirklich als Verbesserung herausgestellt hat.

Weiters wurde der Einfluss der Profilform und der Dickenverteilung in der Variantenstudie untersucht. Abbildung 8.7 zeigt den Meridianschnitt des letzten Entwurfs der Kaplanhydraulik (V24).

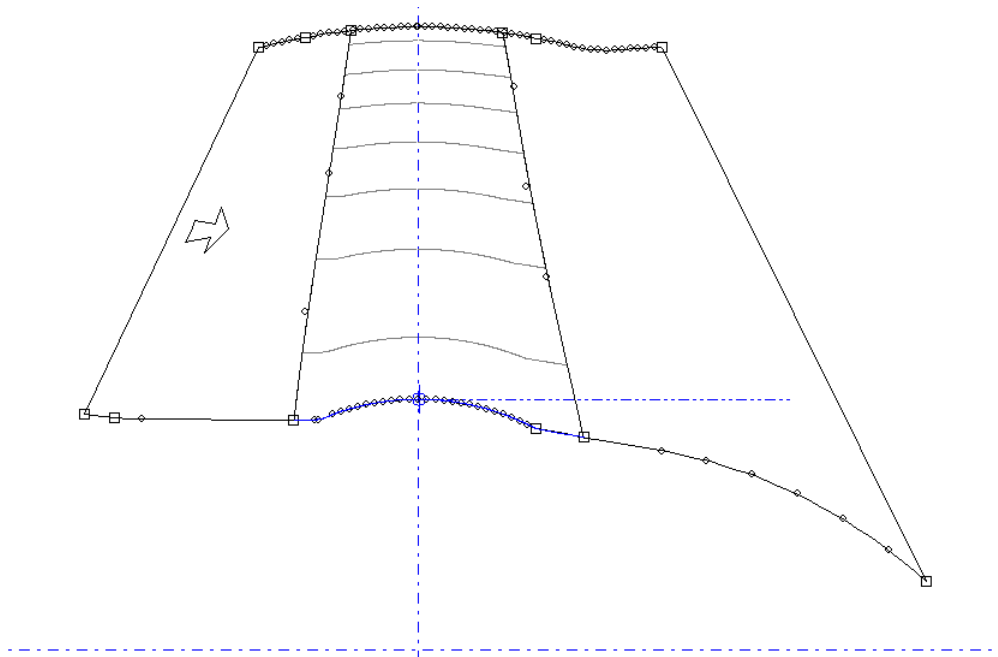


Abbildung 8.7.: Meridianschnitt des Hydraulikentwurfs V24.

8.4.1.1. An- und Abströmverhalten

Die aus der eindimensionalen Auslegung hervorgegangenen Winkel wurden so angepasst, dass sowohl an der Eintrittskante der Druckpunkt des Profils getroffen als auch an der Austrittskante eine Winkelübertreibung durchgeführt wird, um Abströmverhältnisse mit möglichst wenig Restdrall zu erhalten.

8.4.1.2. Flügelprofile

Neben den NACA Profilen der „65er-Reihe“ wurden im Zuge der Variantenstudie auch vierziffrige Profile eingesetzt. Da sich dadurch eine deutliche Wirkungsgradverbesserung eingestellt hat, wurden diese für die weiteren Versionen bis hin zur Endversion beibehalten.

8.4.1.3. Dickenverteilung über die Schaufelhöhe

Die angenommene Dickenverteilung anhand der Thomann-Anhalte für den Erstentwurf wurde durch die Anhalte nach Ziegler ersetzt. Das Wurzelprofil wurde mit einer Dickenverteilung von 10 % Dicke und das Außenprofil mit 2 % Dicke (bezogen auf die Länge) gewählt. Dies bedeutet absolut gesehen eine Dicke von rund 127 mm an der Schaufelwurzel und 36 mm Dicke für das Außenprofil.

Diese Dickenverteilung führte zu einer Wirkungsgradverbesserung und wurde somit für die weiteren Varianten verwendet.

Das mechanische Verhalten, welches unmittelbar mit der Dicke des Flügels zusammenhängt, wurde nicht näher untersucht. Das Hauptaugenmerk galt der hydraulischen Auslegung und anschließenden Optimierung.

8.4.1.4. Gitterparameter L/t

Nachdem bereits genannte Einflüsse von An- und Abströmverhalten, Flügelprofil und Dickenverteilung untersucht und sukzessive optimiert wurden, stellte sich die Hydraulik dennoch als kavitationsgefährdet heraus. Deshalb wurde der Gitterparameter L/t adaptiert, da die Schaufel anhand der Thoman-Anhalte zu kurz war. Der Parameter steht für das Verhältnis zwischen Profillänge L und Gitterteilung t . Mit der Verlängerung der Schaufel ging neben der Verbesserung des Kavitationsverhaltens auch eine Erhöhung des Wirkungsgrades einher.

9. CFD-Analyse Hydraulikauslegung

Der auf Basis der eindimensionalen Auslegung gestaltete Hydraulikentwurf wurde einer CFD-Simulation unterzogen und anschließend, gemäß der angegebenen Auswertemethodik ausgewertet. Die Fallhöhe wurde dabei ebenfalls mit $H = 7,05\text{ m}$ vorgegeben.

Die Auswertung wurde analog zur Analyse der bestehenden Anlage durchgeführt, um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten. Wie in Kapitel 8.4.1 beschrieben, wurde dieser Erstentwurf weiter optimiert, wobei die Ergebnisse der vorangegangenen Entwürfe als Basis für die Variantenstudie dienten. Daraus ergab sich ein iterativer Verbesserungsprozess, im Zuge dessen die zuvor festgelegten Randbedingungen eingehalten werden mussten.

Es soll nun im Folgenden die letzte Version des Hydraulikentwurfs analysiert und mit der Bestandshydraulik verglichen werden. Sämtliche Aussagen sind, sofern nicht anders angegeben, als relative Veränderung zur bestehenden Hydraulik zu verstehen.

9.1. Geschwindigkeitsverteilungen

Die Geschwindigkeitsverteilungen wurden für die Umfangskomponente c_u und die Meridianschwindigkeit c_m , wie in Abbildung 9.1 verdeutlicht, vor (1) und nach (2) der Laufschaufel ausgewertet und anschließend über die Schaufelhöhe dargestellt.

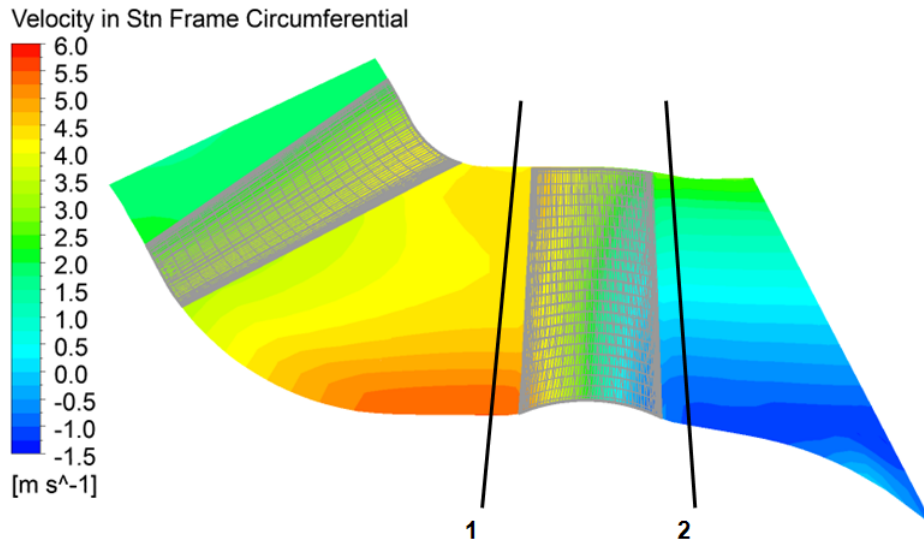


Abbildung 9.1.: Auswertestellen der Geschwindigkeiten, (1) vor und (2) nach der Schaufel.

In Abbildung 9.2 sind die Geschwindigkeitsverteilungen der Umfangskomponente c_u für den Bestand bei $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ und den Neuentwurf bei $Q = 97 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt. Diese stellen sich vor der Laufschaufel annähernd gleich wie beim Bestand ein, was insofern als logisch erscheint, da an der Leitschaufelgeometrie nichts verändert wurde. Lediglich an der Außenkontur ab ca 80 % der Schaufelhöhe wird eine leichte Veränderung deutlich, welche sich durch die angepasste Laufradmantelkontur erklären lässt.

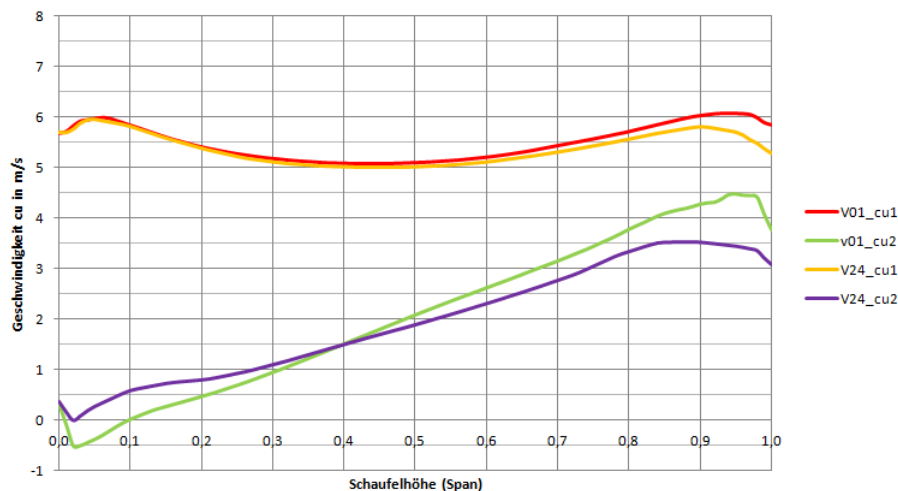


Abbildung 9.2.: Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung c_u vor und nach dem Laufrad.

Nach der Schaufel hat sich die Geschwindigkeitsverteilung, speziell im äußeren Schaufelbereich, welcher den größten Beitrag zum Drehmoment leistet, verbessert. Aufgrund der schlechten Geschwindigkeitsverteilung vor dem Laufrad, welche von der theoretischen Ver-

teilung abweicht, ergibt sich dennoch ein hoher Restdrall nach dem Laufrad.

In Abbildung 9.3 ist der Verlauf der Meridiangeschwindigkeit c_m dargestellt. Vor der Schaufel weist diese einen etwas flacheren Verlauf auf, was die Schlussfolgerung zulässt, dass die inneren Profile der Bestandshydraulik „zu steil“ waren und somit dort der Strömungsraum versperrt wurde.

Nach der Schaufel ist die Meridiangeschwindigkeit, wie in der Auslegung angenommen, nahezu konstant über die Schaufelhöhe verteilt.

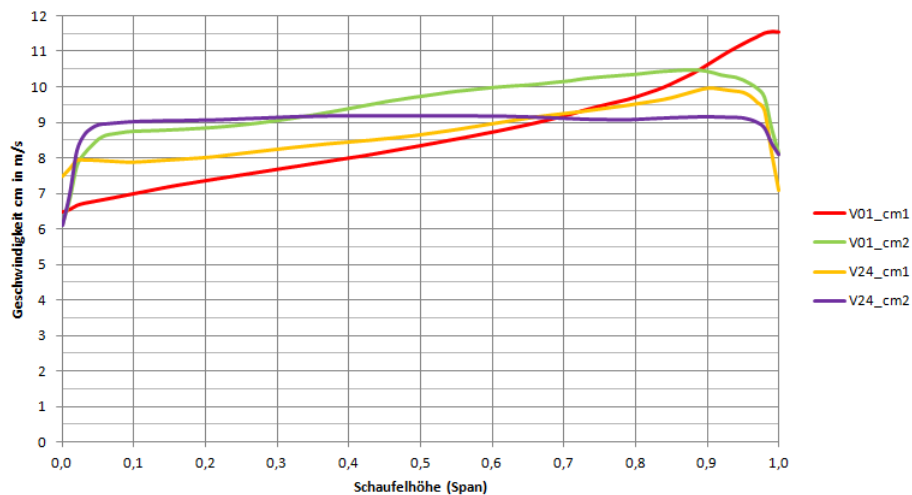


Abbildung 9.3.: Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung c_m vor und nach dem Laufrad.

Der Anstieg der Meridiangeschwindigkeit cm_1 der bestehenden Hydraulik (V01) lässt sich anhand Abbildung 9.4 erklären. Bei einem Durchfluss von $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ ist die Laufschaufel sehr weit geöffnet. Dadurch verschiebt sich die Auswertestelle vor der Schaufel in den Bereich des Radiusübergangs von Leitradring auf Laufradmantel, wo hohe Geschwindigkeiten herrschen (siehe Abbildung 9.4).

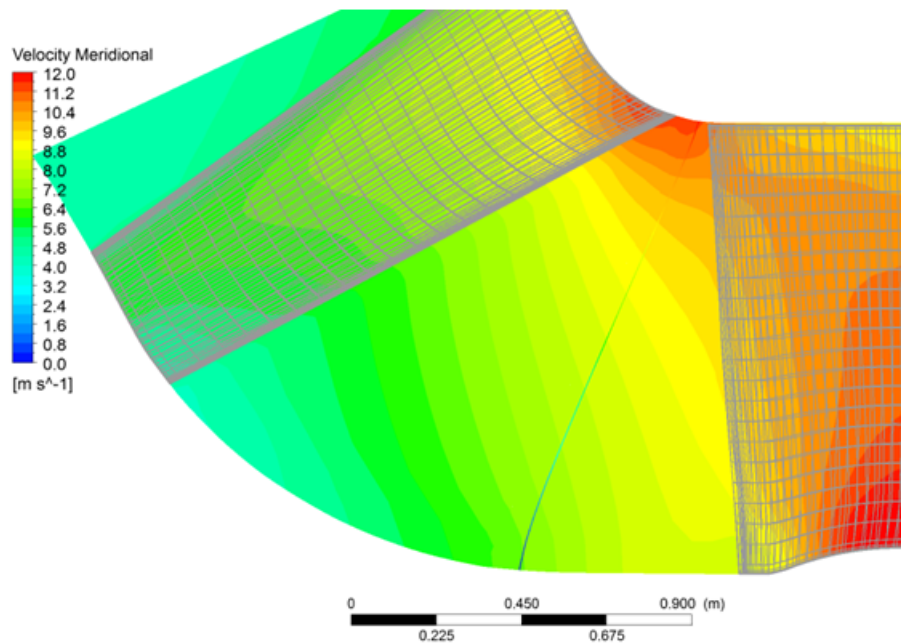


Abbildung 9.4.: Meridianplot bei voll geöffneter Schaufel (V01).

9.1.1. Leitschaufelspalt

Wie in Abschnitt 4.3 bereits erwähnt, wurde der Leitschaufelspalt bzw. der Überstand der Leitschaufel Austrittskante bei der Gittergenerierung nicht berücksichtigt. Um die Zulässigkeit dieser Vereinfachung zu überprüfen wurde ein Netz mit Leitschaufelspalt erstellt.

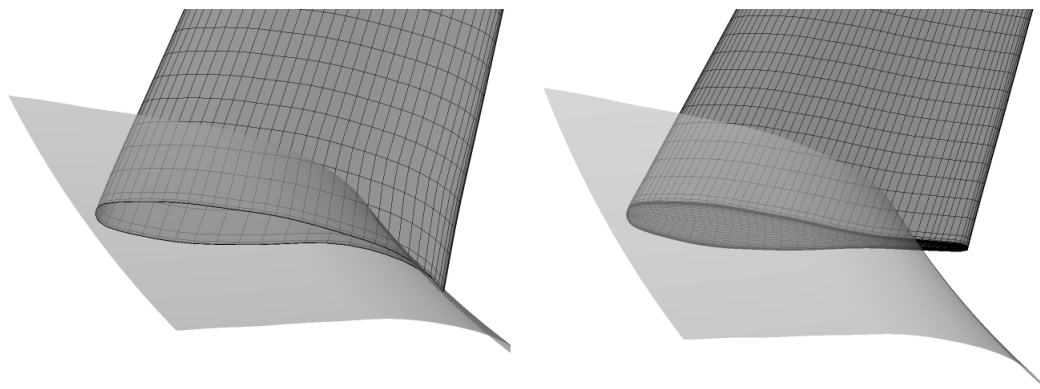


Abbildung 9.5.: Gitter ohne (links) und mit (rechts) Leitschaufelspalt.

Es ist aus Abbildung 9.6 klar ersichtlich, dass der dabei auftretende Unterschied vernachlässigbar ist. Der qualitative Verlauf der Geschwindigkeit c_u bei Berücksichtigung des Spalts bzw. Überstands stimmt mit dem Verlauf ohne Spalt überein.

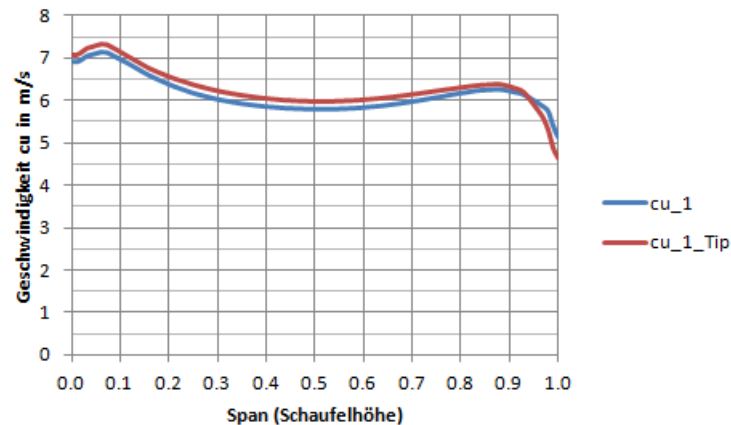


Abbildung 9.6.: Geschwindigkeitsverteilung c_u vor dem Laufrad mit und ohne Leitschaufelspalt.

9.2. An- und Abströmverhalten

Im Zuge der Neuauslegung wurde versucht das An- und Abströmverhalten der Laufschaufel zu verbessern. Dabei wurde versucht, den Druckpunkt der Eintrittskante zu treffen und somit die Stoßverluste, welche bei Falschanströmung entstehen, zu reduzieren. Dazu wurde der Eintrittswinkel der Schaufel dementsprechend angepasst.

Beim Abströmverhalten wurde besonderes Augenmerk auf die Reduzierung des Restdralls gelegt und dazu der Austrittswinkel angepasst bzw. „übertrieben“. Dabei stellte sich heraus, dass bei zu starker Umlenkung die Kaplaneinhüllende zu kleineren Durchflussmengen verschoben wird. Weiters stellte die Kavitation einen limitierenden Faktor für die realisierbare Strömungsumlenkung dar.

Aus diesem Grund wurde an den nabenseitigen, stark gekrümmten Profilen bis zu ca. 15% der Schaufelhöhe eine leichte, druckseitige Anströmung, sowie eine verringerte Strömungsumlenkung in Kauf genommen. Dadurch hat sich das Kavitationsverhalten der Hydraulik, bei kaum merkbarer Wirkungsgradänderung, verbessert. Der niedrige Wirkungsgradeinfluss lässt sich wie folgt erklären: Die innenliegenden Profile besitzen einen kurzen Hebelarm, wodurch ihr Anteil am Gesamtdrehmoment geringer ist als der der äußeren Profile. Weiters ist die Relativgeschwindigkeit w für das innere Teilflutrad klein, welche zum Quadrat in den Auftrieb des Profils eingeht.

Abbildung 9.7 zeigt qualitativ die Anströmverhältnisse für unterschiedliche Schaufelhöhen bei $Q = 84 \text{ m}^3/\text{s}$:

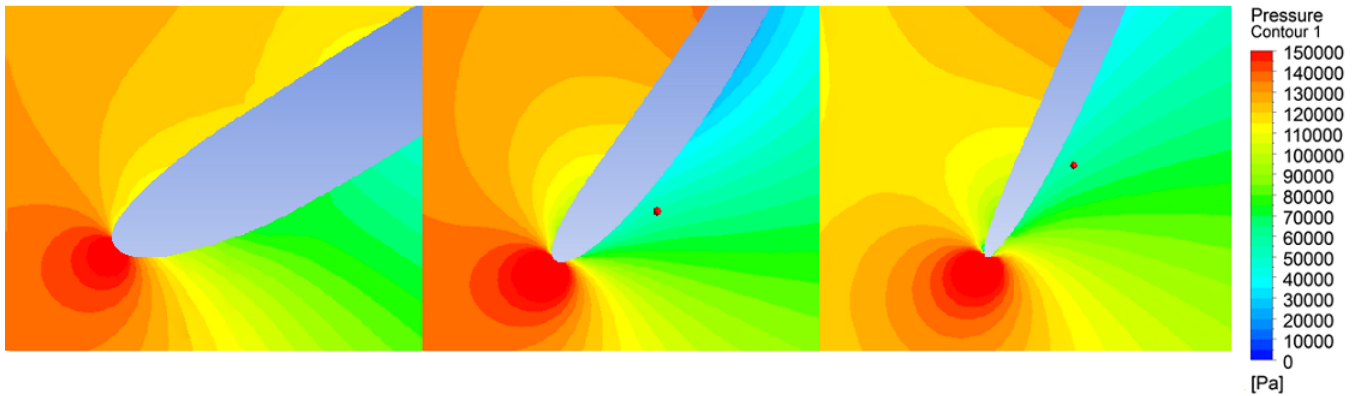


Abbildung 9.7.: Laufradanströmung bei Span = 0,1 (links), Span = 0,5 (mitte) und Span = 0,9 (rechts).

9.3. Wirkungsgradauswertung

Wie gefordert wurde durch den Neuentwurf der Wirkungsgradverlauf zu höherem Volumenstrom verschoben. Der Gesamtwirkungsgrad konnte dabei ebenso um rund 5 % gesteigert werden (siehe Abbildung 9.8). Die stark abfallende Wirkungsgradcharakteristik zu höheren Durchflussmengen blieb dabei erhalten.

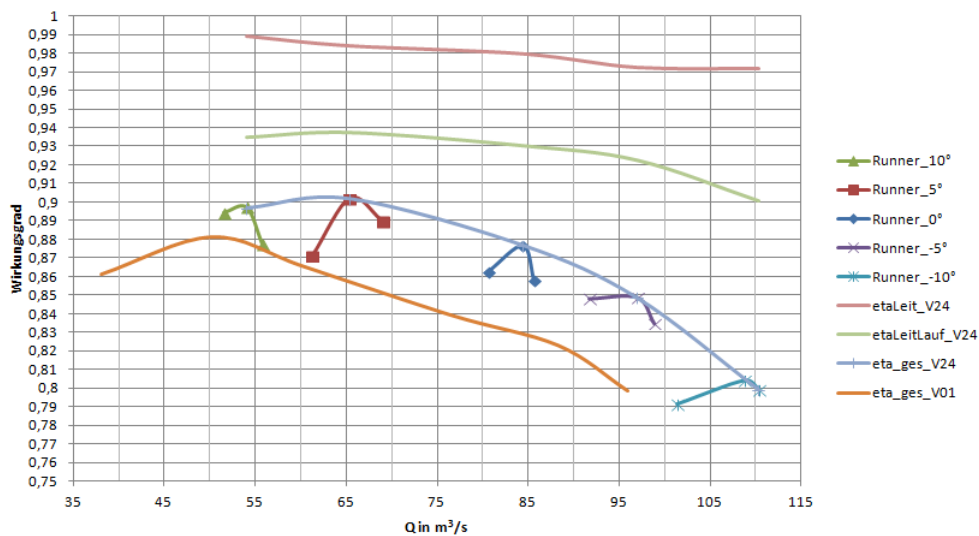


Abbildung 9.8.: Wirkungsgradverlauf des Hydraulikentwurfs.

Die bestehende Hydraulik erfüllt demnach das Kriterium der Durchflusserhöhung auf $Q = 110 \text{ m}^3/\text{s}$, der Wirkungsgradsteigerung und weist bei Volllast den gleichen Wirkungsgrad auf wie die bestehende Hydraulik bei $Q = 95 \text{ m}^3/\text{s}$.

In Abbildung 9.9 ist ein Längsschnitt durch das Saugrohr für die Laufradversion V21 dargestellt. Es soll die Abhängigkeit des gewählten CFD-Modells verdeutlicht werden. Es ist die

Geschwindigkeitsverteilung bei dem vereinfachten und dem detaillierten Modell abgebildet. Im Bereich des Saugrohrkrümmers kommt es bei Anwendung des vereinfachten Modells zu Strömungsablösungen (Abbildung 9.10), welche beim Gesamtmodell nicht vorhanden sind. In Abbildung 9.10 sind die Geschwindigkeitsvektoren an der Ablösestelle dargestellt. Wie man sieht zeigen die Vektoren bei Anwendung des vereinfachten CFD-Modells an der Wand gegen die Strömungsrichtung, was auf Strömungsablösungen hinweist.

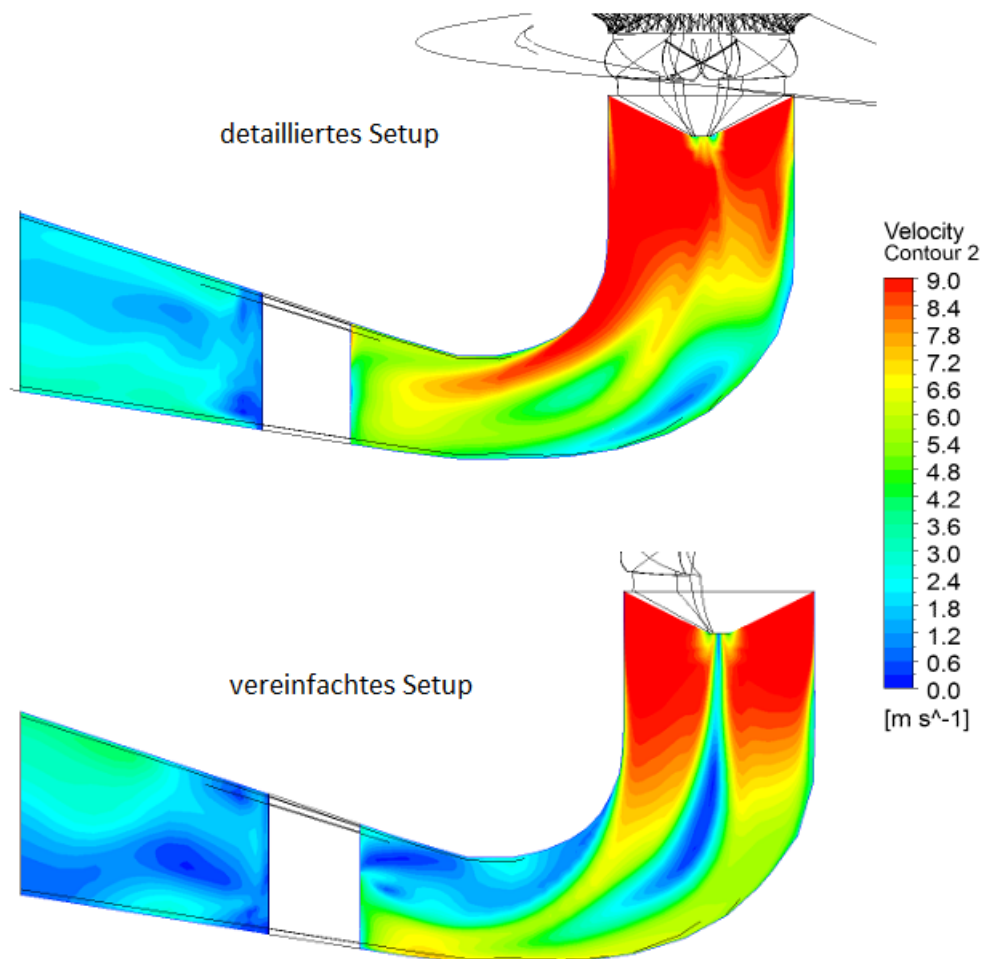


Abbildung 9.9.: Saugrohrströmung bei verschiedenen CFD-Modellen.

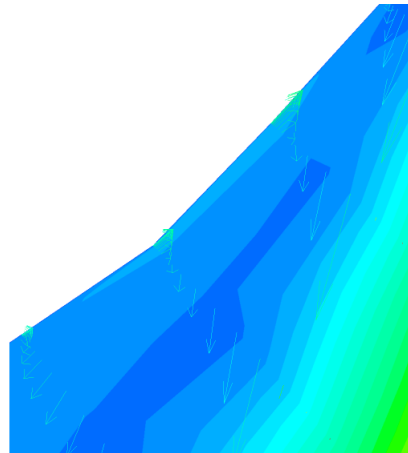


Abbildung 9.10.: Ablösung der Saugrohrströmung.

9.4. Kavitationsuntersuchung

Neben der Wirkungsgradsteigerung und Durchflusserhöhung soll die entworfene Hydraulik auch kavitationssicher einsetzbar sein. Da es sich um ein Revitalisierungsvorhaben handelt, ist man im Hinblick auf die Einbautiefe der Maschine gebunden. Deshalb musste die Hydraulik in den kavitationsgefährdeten Bereichen an der Nabe, wie unter Abschnitt 9.2 beschrieben angepasst werden. Die verbleibenden gefährdeten Bereiche sind in Abbildung 9.11 für Vollast bei $Q = 110 \text{ m}^3/\text{s}$ dargestellt.

Es zeigt sich, dass durch die starke Umlenkung an den nabenseitigen Profilen, sowie an der Druckseite der Eintrittskante Niederdruckzonen auftreten. Sollte es zu einer Dampfdruckunterschreitung kommen, sind dies die Zonen, die als erstes Kavitationserscheinungen aufweisen.

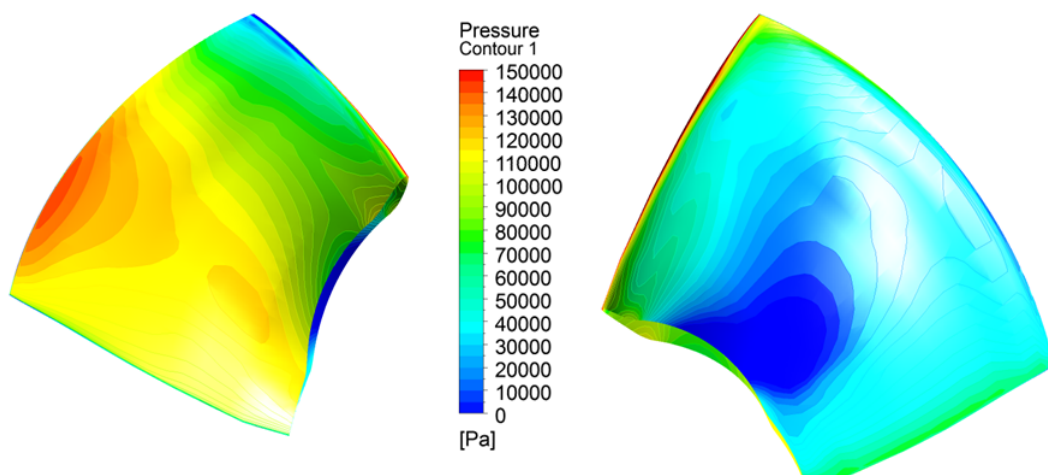


Abbildung 9.11.: Druckverteilung an Druckseite (links) und Saugseite (rechts).

Es zeigt sich, dass durch die starke Umlenkung an den nabenseitigen Profilen, sowie an der Druckseite der Eintrittskante Niederdruckzonen auftreten.

Wie in Abbildung 9.12 ersichtlich konnte der Verlauf der Thoma-Zahl σ der Maschine flacher gestaltet und in Richtung höherem Durchfluss verschoben werden. Wie im Zuge der Bestandsanalyse bereits erwähnt, wurden die bestehenden Maschinen im Volllastbetrieb bis $Q = 95 \text{ m}^3/\text{s}$ eingesetzt. Dabei konnten keinerlei Kavitationserscheinung oder -schäden beobachtet werden. Unter Miteinbeziehung dieser Tatsache, sowie analoger Auswertung, kann bei Vergleich zwischen bestehender und neuentworfener Hydraulik kavitationsfreier Betrieb bis $Q = 107 \text{ m}^3/\text{s}$ vorausgesagt werden.

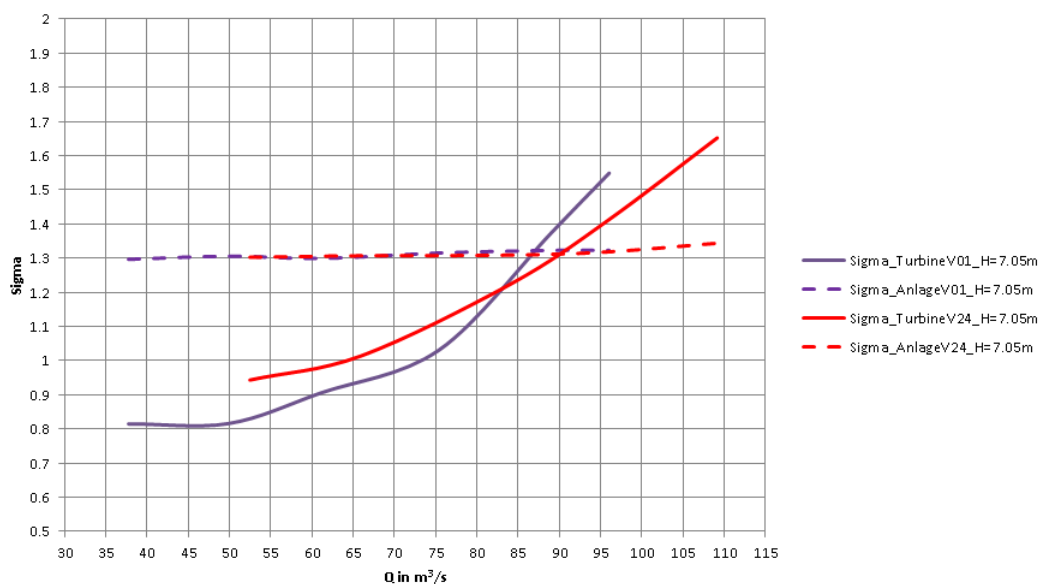


Abbildung 9.12.: Kavitationsauswertung des Hydraulikentwurfs.

In der CFD-Rechnung wurde die Fallhöhe mit $H = 7,05 \text{ m}$ vorgegeben und der „1-Maschinen-Betrieb“ simuliert. Der Betrieb bis in den Volllastbereich ist aus Wirkungsgraderüberlegungen nur bei „5-Maschinen-Betrieb“ sinnvoll. Werden jedoch alle Maschinen mit Volllast betrieben, sinkt die Fallhöhe unter die vorgegebenen $7,05 \text{ m}$ und damit verbunden die Saughöhe, wodurch die Kavitationsgefährdung sinkt.

9.5. Ausblick

Es soll nun das Potenzial der neuen Hydraulik bewertet werden und auf die weiteren Schritte des Revitalisierungsprojektes für das KW Teufelsbruck eingegangen werden.

9.5.1. Jahresarbeit

Um das Potenzial des Hydraulikentwurfs auch wirtschaftlich bewerten zu können, wurde die Jahresarbeit des KW Teufelsbruck anhand der zur Verfügung stehenden Daten ermittelt. Die Grundlage dazu bildeten die vorhandenen Abflusskurven des Inn aus den Jahren 1983 bis 2007. Aus diesen Werten wurden Tagesmittelwerte gebildet, woraus eine gemittelte Jahresganglinie abgeleitet werden konnte (Abbildung 9.13). Der bisherige Maschineneinsatz der 5 Turbinen, die Fallhöhe in Abhängigkeit des Dargebots, sowie der Generatorwirkungsgrad über den Betriebsbereich waren bekannt [2]. Der Turbinenwirkungsgrad wurde der CFD-Rechnung entnommen, um einen Vergleich zum Neuentwurf herstellen zu können. Da sich die Wirkungsgradkurve der neuen Hydraulik wie gefordert in Richtung höherem Durchfluss verschoben hat, wurde damit auch das Wirkungsgradoptimum in diese Richtung verschoben. Daher wurde die Maschineneinsatzkurve angepasst, um den Wirkungsgrad stets auf hohem Niveau zu halten. Die Einsatzlinie wurde dabei derart adaptiert, dass sich der Durchfluss je Maschine stets im Bereich des Optimums bewegt.

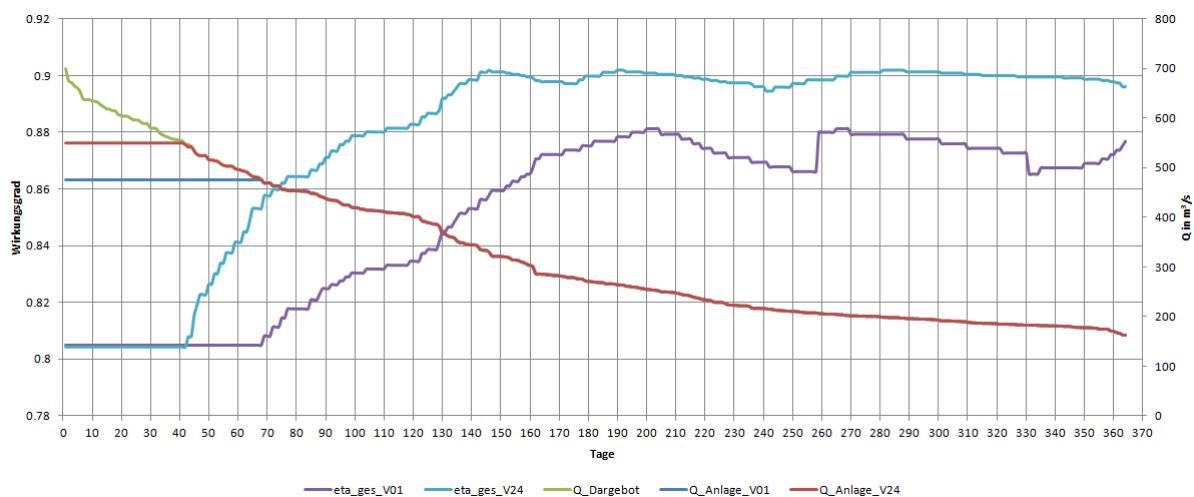


Abbildung 9.13.: Jahresganglinie des KW Teufelsbruck.

Anhand der verwendeten Daten ergab sich somit für die bestehende Anlage eine errechnete Jahresarbeit von 150 GWh, was den Betreiberangaben sehr gut entspricht (siehe Abschnitt 1.1). Dadurch konnte das angewandte Berechnungsschema verifiziert werden. Für den Hydraulikentwurf konnte eine Jahresarbeit von rund 160 GWh ermittelt werden.

Die Jahresarbeit konnte nach erster Abschätzung um rund 10 GWh erhöht, sowie die Überlauftage über das Wehr auf 40 Tage reduziert werden.

Über diesen jährlichen Zuwachs kann die neue Hydraulik nun wirtschaftlich bewertet werden und in weiterer Folge mit dem Konkurrenzprojekt gegenüber gestellt werden. Für dieses sind Erfahrungswerte für Investitionskosten und Jahresarbeit aus einem vergleichbaren Projekt, welches am Oberliegerkraftwerk Wasserburg realisiert wurde, vorhanden.

Da für die Berechnung der Jahresarbeit Tagesmittelwerte aus 24 Jahren verwendet wurden und sich der Trend des erhöhten Wasserdargebots erst seit den letzten Jahren abzeichnet, stellt dies lediglich eine erste Abschätzung dar.

Weiters lässt sich aus Abbildung 9.13 erkennen, dass der Ausbaudurchfluss der bestehenden Anlage, unter Annahme der gemittelten Jahresganglinie nur an 70 Tagen, anstatt der in der Ausgangssituation angenommenen 110 Tage überschritten wird, was sich zugunsten der neuen Hydraulik auswirkt und auf weiteres Potenzial schließen lässt.

9.5.2. Weiterer Projektlauf

Nachdem im Zuge dieser Arbeit gezeigt wurde, dass eine Durchflusserhöhung der bestehenden Maschinen möglich ist, gilt es nun von Seiten der *Verbund Hydro Power AG* weitere Schritte zu setzen, um eine Entscheidung über die weitere Vorgangsweise im Projekt KW Teufelsbruck treffen zu können: Dazu werden Richtpreisangebote eingeholt, anhand derer eine Bewertung über die Amortisationszeit und ein Vergleich mit dem Konkurrenzprojekt erfolgen kann.

Weiters wird auf maschinenbauliche Details, welche im Rahmen dieser Arbeit zwar diskutiert, jedoch nicht genauer untersucht wurden, eingegangen. Dies beinhaltet zum einen die mögliche konstruktive Umsetzung des Umbaus. Zum anderen wird darüber nachgedacht, Maschinenteile wie das fettgeschmierte Führungslager, welches nicht mehr dem Stand der Technik entspricht, zu ersetzen, da die Maschine im Zuge des Umbaus ohnedies demontiert werden muss.

Aufgrund der in Abschnitt 2.5 geschilderten Saugrohrproblematik wird über den Rahmen dieser Masterarbeit hinaus untersucht, ob durch eine Verlängerung des Saugrohres eine Verbesserung der Wirkungsgradcharakteristik bewirkt werden kann.

Eine Entscheidungsfindung bezüglich eines Umbaus oder eines Neubaus einer weiteren Maschine ist für Juli 2013 geplant.

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Kraftwerk Teufelsbruck.	10
1.2.	Bau des KW Teufelsbruck von 1935-1938.	11
1.3.	Meridianschnitt der Kaplan Turbine.	12
1.4.	Jahresganglinie des KW Teufelsbruck.	14
1.5.	Im Hintergrund: Abbröckelnder Hang-Bereich an der rechten Uferseite.	15
2.1.	Längsschnitt des Gesamtmodells.	18
2.2.	Halbspiralmodell mit Stützpfiler im Spiraleinlauf (links), Schnitt durch die Spirale (rechts).	19
2.3.	Traversenring mit Stützschaufeln (Sporn ausgespart, da Teil des Spiralmodells).	19
2.4.	Prinzip der Stützschaufelvermessung.	20
2.5.	Messvorrichtung an Stützschaufel Nr. 9, Maschine 3.	20
2.6.	Bereich der ersten Stützschaufeln; Foto (links), CAD-Modell (rechts).	21
2.7.	Modell des Traversenrings mit Spiralmodell verbunden.	21
2.8.	CAD-Modell der Leitschaufel.	22
2.9.	Vergleich der CAD-Modelle anhand der Messpunkte (rot) und der Zeichnung (grau).	23
2.10.	Lauftrad komplett mit Kaplanflügel.	24
2.11.	Lauftradmantel.	24
2.12.	Saugrohr mit Stützmauer (links), Draufsicht des Saugrohres (rechts).	25
2.13.	Längsschnitt durch das Saugrohr.	26
2.14.	Flächenverlauf des Saugrohres.	26
3.1.	Kartesisches und rechtwinkeliges Gitter [5].	33
3.2.	Topologien körperangepasster, strukturierter Gitter [5].	33
3.3.	Beispiel eines unstrukturierten Rechengitters [8].	34
3.4.	Eckenorientierte (links) und zellenorientierte (rechts) Anordnung [8].	36
3.5.	Räumliche und zeitliche Verschiebung eines Fluidelements [5].	37
3.6.	Nachbarschaftsbeziehungen des strukturierten bzw. unstrukturierten Rechengitters [5].	38
3.7.	Stationäres, eindimensionales Problem [5].	38
3.8.	Reynolds'scher Farbfadenversuch [7].	41

3.9. Zeitlicher Verlauf der Strömungsgeschwindigkeit u in einer turbulenten Strömung [7].	42
3.10. Klassifikation der Turbulenzmodelle [7].	43
4.1. Interfaces, Hub- und Shroudkontur	46
4.2. Spiralgitter (links); Gitterverdichtung im Stützschaufelbereich (rechts).	47
4.3. Leitschaufelkontur auf unterschiedlichen Schaufelhöhen (Span).	48
4.4. Leitschaufelgitter.	49
4.5. Überstand der Leitschaufel.	50
4.6. Verstellung der Laufschaufel.	50
4.7. Laufschaufelgitter.	51
4.8. Blockstruktur des Saugrohrgitters.	52
4.9. Saugrohrgitter.	52
4.10. Randschichtverdichtung des Stützpfilers.	53
4.11. Gitter Outblock.	54
4.12. Volume Change.	55
5.1. Prinzip des periodischen Interface Modells [14].	58
5.2. General Connection ohne Frame/Pitch Change (oben) und mit Frame/Pitch Change (unten) [14].	59
5.3. Ausrichtung in Umfangsrichtung [14].	59
5.4. Vereinfachtes Rechensetup (links), periodische Randbedingung (rechts/lila).	62
5.5. Detailliertes Rechenmodell.	64
6.1. Histogramm-Auswertung des Drucks an der Schaufel	68
6.2. Größen für die Berechnung der Thoma-Zahl [15].	69
7.1. Einfluss der Gitterauflösung, vereinfachtes CFD Modell, Propellerkurve „Runner 34 °“	73
7.2. Einfluss des Interfacetyps, detailliertes CFD Modell, Propellerkurve „Runner 10 °“	74
7.3. Auswertestellen vor (1) und nach (2) dem Laufrad.	74
7.4. Geschwindigkeitsverteilung für das Wirkungsgrad-Optimum bei $Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$ (links); Geschwindigkeitsverteilung für Volllast bei $Q = 96 \text{ m}^3/\text{s}$ (rechts).	75
7.5. Laufradanströmung bei Span = 0,1 (links), Span = 0,5 (mitte) und Span = 0,9 (rechts).	76
7.6. Wirkungsgradverlauf der bestehenden Anlage.	77
7.7. Schnitt durch das Saugrohr am Eintritt für detailliertes Modell (oben) und vereinfachtes Modell (unten).	78
7.8. Druckverteilung Laufschaufel an Druckseite (links) und Saugseite (rechts).	79

7.9. Kavitationsuntersuchung der bestehenden Anlage.	80
7.10. Fallhöhe in Abhängigkeit vom Durchfluss [2].	81
7.11. Muscheldiagramm der bestehenden Hydraulik.	82
7.12. Kavitationsauswertung des Muscheldiagramms.	83
8.1. Kontur des alten Halbkugel- (strichliert) und neuen Vollkugelmantels (durchgezogen).	85
8.2. Angepasste Abmessungen der ersten beiden Schüsse; bestehender Schuss 3 (rot).	85
8.3. Flächengleiche Aufteilung der Teilfluträder [19].	87
8.4. Geschwindigkeitsdreiecke für Eintritt (rot) und Austritt (schwarz).	88
8.5. Einsatzbereiche der verschiedenen Turbinentypen [3].	89
8.6. Skizze Definition Umschlingungswinkel θ	90
8.7. Meridianschnitt des Hydraulikentwurfs V24.	91
9.1. Auswertestellen der Geschwindigkeiten, (1) vor und (2) nach der Schaufel.	94
9.2. Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung c_u vor und nach dem Laufrad.	94
9.3. Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung c_m vor und nach dem Laufrad.	95
9.4. Meridianplot bei voll geöffneter Schaufel (V01).	96
9.5. Gitter ohne (links) und mit (rechts) Leitschaufelspalt.	96
9.6. Geschwindigkeitsverteilung c_u vor dem Laufrad mit und ohne Leitschaufelspalt.	97
9.7. Laufradanströmung bei Span = 0,1 (links), Span = 0,5 (mitte) und Span = 0,9 (rechts).	98
9.8. Wirkungsgradverlauf des Hydraulikentwurfs.	98
9.9. Saugrohrströmung bei verschiedenen CFD-Modellen.	99
9.10. Ablösung der Saugrohrströmung.	100
9.11. Druckverteilung an Druckseite (links) und Saugseite (rechts).	100
9.12. Kavitationsauswertung des Hydraulikentwurfs.	101
9.13. Jahresganglinie des KW Teufelsbruck.	102

Tabellenverzeichnis

- 1.1. Kenndaten des KW Teufelsbruck [2]. 13
- 3.1. Gegenüberstellung der Gittertypen (jeweils relativ zueinander gesehen) [8]. . 34
- 5.1. Daten der Gitter mit unterschiedlicher Auflösung 65
- 8.1. Ein- und Austrittswinkel der Teilfluträder. 90

Literaturverzeichnis

- [1] Verbund. <http://www.verbund.com/pp/de/laufkraftwerk/teufelsbruck>. Zugriffsdatum 30.04.2013, 2012.
- [2] Verbund. *Interne Unterlagen*.
- [3] J. Giesecke and E. Mosonyi. *Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb*. Springer Verlag Heidelberg, 2003.
- [4] H. Siegloch. *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. Carl Hanser Verlag München Wien, 2006.
- [5] R. Schwarze. *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen Bei Strömungsprozessen*. Springer Verlag Heidelberg, 2013.
- [6] R. Almbauer and P. Sturm. *Numerische Methoden in der angewandten Thermodynamik*. TU Graz, 2009.
- [7] E. Laurien and H. Oertel. *Numerische Strömungsmechanik*. Vieweg & Teubner, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2011.
- [8] M. Schäfer. *Numerik im Maschinenbau*. Springer Verlag Berlin-Heidelberg, 1999.
- [9] H. Martin. *Numerische Strömungssimulation in der Hydrodynamik*. Springer Verlag Heidelberg, 2001.
- [10] S. Lecheler. *Numerische Strömungsberechnung: Schneller Einstieg durch anschauliche Beispiele*. Vieweg & Teubner, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2011.
- [11] J.H. Ferziger and M. Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer Verlag Berlin-Heidelberg, 2008.
- [12] H. Siegloch. *Technische Fluidmechanik*. Springer Verlag Heidelberg, 2012.
- [13] H. Schlichting and K. Gersten. *Grenzschicht-Theorie*. Springer Verlag Heidelberg, 2006.
- [14] SAS IP Inc. *ANSYS Hilfe - Release 14.5*. ANSYS, 2012.

- [15] H. Jaberg and Team HFM. *Vorlesungsskriptum: Hydraulische Strömungsmaschinen*. HFM TU Graz, 2012.
- [16] Y. Mochkaai. *Verlustanalyse im Saugrohr einer Kaplan Vollspiralturbine*. Utz Verlag, 2001.
- [17] C. Riegler. *Konstruktion einer Kaplan Spiralturbine mit anschl. CFD-Analyse*. TU Graz, 2011.
- [18] J. Raabe. *Hydraulische Maschinen und Anlagen*. VDI-Verlag GmbH, 2. Auflage der Teile 1 bis 4 in einem Band, 1989.
- [19] T. Carolus. *Ventilatoren*. Vieweg & Teubner, Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [20] A. Lugaresi and A. Massa. Kaplan turbines: design trends in the last decade. *Water Power & Dam Construction*, 1988.
- [21] G. Ziegler. *Skriptum Hydraulische Strömungsmaschinen*. TU Graz, 1980.