



Martin Haubehofer, BSc

Numerische Simulation einer Diagonalturbine

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Vorstand

o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Jaberg

Betreuer

Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni

Mitbetreuer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Jürgen Schiffer-Rosenberger

Graz, Jänner 2017

Vorwort

Die Masterarbeit ist für mich das zentrale Element eines würdigen Hochschulabschlusses. Um diesen Anspruch gerecht zu werden, sind meiner Meinung nach zwei Aspekte entscheidend. Einerseits soll im Zuge der Arbeit das erlernte Wissen aus den vergangenen Jahren in einem Projekt angewendet werden. Andererseits sehe ich die Abschlussarbeit als direkte Vorbereitung auf den Arbeitsalltag, durch welche mein technischer Horizont in der Lösungsfindung einer industrienahen Aufgabenstellung erweitert werden soll.

Mit dem Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen durfte ich meine Arbeit an einer Institution verfassen, die sehr eng mit industriellen Kooperationspartnern zusammenarbeitet und außerdem Themen behandelt, welche mein Interessensgebiet treffen. Aufgrund der Wahl meiner Arbeit zum Thema „Numerische Simulation einer Diagonalturbine“ konnte ich erste Erfahrungen in der Entwicklung einer Turbinenhydraulik sammeln und durfte erste Einblicke in das industriell immer bedeutendere Gebiet der numerischen Simulation erlangen.

An dieser Stelle möchte ich mich nun ganz herzlich bei Herrn O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg für das Ermöglichen dieser Masterarbeit bedanken.

Ein weiterer, ganz besonderer Dank gilt natürlich meinen Betreuern Herrn Assoc.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Schiffer-Rosenberger für die großartige Unterstützung über die gesamte Zeit der Erarbeitung und Verfassung dieser Masterarbeit.

Abschließend möchte ich mich noch von ganzem Herzen bei meiner Familie für die wertvolle häusliche Unterstützung während der gesamten Studiendauer bedanken, durch welche ich mich voll auf meine universitären und beruflichen Pflichten konzentrieren konnte.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

10.01.2017

Datum



Unterschrift

Zusammenfassung

In den meisten bisher gebauten Wasserkraftwerken kommen Standard-Turbinen wie Francis-, Kaplan- oder Pelton-Turbinen zum Einsatz. Bei Francis-Turbinen treten aufgrund der nicht verstellbaren Laufschaufeln in Teil- und Überlast jedoch hohe hydraulische Verluste und instabile Zustände auf. Ein Turbinentyp, dessen Einsatzbereich sich mit dem einer Francis-Turbine bis ungefähr 150 Meter Fallhöhe weitgehend deckt, ist die doppelt regelbare Diagonalturbine. Dieser Turbinentyp wurde bisher vor allem für Pumpspeicherkraftwerke als Pumpturbine verwendet.

Im Rahmen dieser Masterarbeit wurden am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen erstmals Laufräder einer Diagonalturbine mittels numerischer Simulation (Computational Fluid Dynamics) ausgelegt. Wirkungsgrad und Kavitationsverhalten wurden anschließend mit den Ergebnissen einer ausgeführten Francis-Referenzturbine verglichen und bewertet. Es zeigte sich, dass die Diagonalturbine im Vergleich zur Francis-Referenzturbine eine deutlich flachere Wirkungsgradkurve über dem Durchfluss aufweist und besonders in Teillast geringere hydraulische Verluste auftreten. Der Spitzenwirkungsgrad der Diagonalturbinen lag ungefähr ein Prozentpunkt unter jenem der Francis-Referenzturbine.

Abstract

The most commonly used turbines in water power plants so far are Francis, Kaplan or Pelton turbines. Nevertheless, in off-design operation of Francis turbines high hydraulic losses and unstable conditions occur due to fixed runner blades. A type of turbine with a similar operation range up to 150 meters drop head is the double-regulated diagonal turbine. So far, this kind of turbine is mostly used as pump turbine in pump storage power plants.

Within the scope of this Master's Thesis runners of a diagonal turbine were designed at the Institute of Hydraulic Fluid Machinery by use of Computational Fluid Dynamics (CFD) for the first time. Later on, performance and behaviour of cavitation were compared with the results of a Francis reference turbine which was carried out at the Institute of Hydraulic Fluid Machinery for an industrial partner. The results clarified a smoother behaviour of efficiency over the discharge and lower hydraulic losses at part load operation in comparison with the Francis reference turbine. The best efficiency at the design discharge of the diagonal turbines was approximately one percentage point lower than the maximum efficiency of the Francis reference turbine.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung.....	1
1.2	Allgemeines.....	2
1.3	Numerische Simulation von hydraulischen Strömungsmaschinen	3
2	Vorgehensweise.....	7
3	Auswahl eines Referenzprojektes	9
3.1	Einsatzbereich der Diagonalturbine	9
3.2	Mögliche Referenzprojekte	10
3.3	Vergleich der Rohabmessungen	11
4	Aufbau des CFD-Modells.....	17
4.1	Randbedingungen.....	19
4.2	Interfaces	22
4.3	Solver Einstellungen.....	23
5	Auswertung der CFD-Ergebnisse	24
5.1	Wirkungsgrade	24
5.2	Kavitation.....	29
5.3	Auswertung der Francis-Turbine des Kraftwerks Koroglu	33
5.3.1	Wirkungsgrade.....	33
5.3.2	Kavitation	34
6	Diagonalturbine als Refurbishment.....	35
6.1	Meridianschnitt.....	35
6.2	Eindimensionale Erstausslegung.....	35
6.3	Generierung des ersten Laufrades.....	42
6.4	Vernetzung des Laufrades	43
6.5	Rechensetup	46

6.6	Auswertung der Erstauslegung	47
6.6.1	Auswertung Wirkungsgrad.....	48
6.6.2	Auswertung Kavitation	52
6.7	Überblick der Optimierungsversionen	53
6.7.1	Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades.....	55
6.7.2	Maßnahmen zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens.....	68
6.8	Auswertung der finalen Version und Vergleich mit Francis-Turbine	76
7	Diagonalturbine als Neuauslegung	86
7.1	Meridianschnitt	86
7.2	Eindimensionale Erstauslegung	86
7.3	Generierung des ersten Laufrades	89
7.4	Vernetzung des Laufrades	90
7.5	Rechensetup	91
7.6	Auswertung der Erstauslegung	91
7.6.1	Auswertung Wirkungsgrad.....	92
7.6.2	Auswertung Kavitation	95
7.7	Überblick der Optimierungsversionen	97
7.7.1	Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades.....	98
7.7.2	Maßnahmen zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens.....	104
7.8	Auswertung der finalen Version und Vergleich mit Francis-Turbine	109
8	Schlussfolgerungen und Ausblick	120
Anhang	123
Abbildungsverzeichnis	128
Tabellenverzeichnis	134
Literaturverzeichnis	135

1 Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

Die vorliegende Masterarbeit gliedert sich grundsätzlich in zwei Teile.

In Teil Eins soll der Tausch eines Francis-Laufrades gegen ein Laufrad einer Diagonalturbine im Zuge einer Modernisierung untersucht werden. Der Leitapparat muss dabei unverändert bleiben. Des Weiteren darf das Saugrohr nur bis zum Krümmer geringfügig verändert werden. Der Tausch des Generators ist – wenn unbedingt notwendig – zulässig.

Um diese Vorgaben einhalten zu können, muss zuerst ein Referenzprojekt mit einer Francis-Turbine sorgfältig ausgewählt werden. Dieses wird dann hinsichtlich Wirkungsgrad und Kavitation ausgewertet.

Anschließend gilt es, ein Laufrad einer Diagonalturbine computerunterstützt zu erstellen und unter Anwendung eines CFD-Programms zu optimieren. Schließlich sollen die Auswertungen der Diagonalturbine mit jenen der Francis-Turbine gegenübergestellt werden. Danach folgt die Bewertung der Ergebnisse. Diese Turbine wird „Diagonalturbine Refurbishment“ bezeichnet.

Im zweiten Teil der Arbeit soll neuerlich ein Laufrad einer Diagonalturbine generiert werden. Die Randbedingungen (Fallhöhe und Durchfluss) werden dabei aus Teil Eins übernommen. Die Maschinenabmessungen dürfen hier jedoch frei gewählt werden. Um einen Vergleich mit einer Francis-Maschine bei gleicher spezifischer Drehzahl bewerkstelligen zu können, muss die Diagonalturbine dieselbe Drehzahl aufweisen wie die Francis-Turbine (wenn in Teil Eins nicht möglich). Nach dem Generieren der ersten Schaufel soll wieder ein optimales Design eines Diagonallauftrads gefunden werden. Schlussendlich sind auch hier Auswertung, Vergleich mit der Francis-Maschine und Bewertung der Ergebnisse erforderlich. Diese Turbine wird „Diagonalturbine Neuauslegung“ bezeichnet.

1.2 Allgemeines

Die Diagonalturbine wurde vom Schweizer Ingenieur Paul Deriaz in den 1950er Jahren entwickelt und erstmals 1954 als Pumpturbine bei den Niagarafällen installiert. Sie gehört zur Gruppe der Reaktions- bzw. Überdruckturbinen. Das heißt, dass der statische Druck am Laufradeintritt größer ist als am Laufradaustritt.

In den ersten Jahren ihres Bestehens wurde diese doppelt regulierte Turbine vor allem für Pumpspeicherkraftwerke eingesetzt. Hier wurde und wird nach wie vor der Vorteil genutzt, dass die verstellbaren Laufschaufeln in geschlossener Stellung als Absperrorgan fungieren [1]. Somit kann innerhalb kurzer Zeit von Pump- auf Turbinenbetrieb umgeschaltet werden (in unter 2 min) [2].

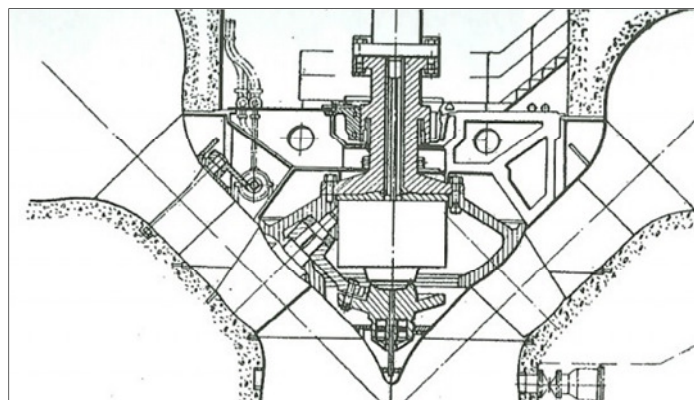


Abbildung 1: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Deriaz (Quelle: [3])

Wie der Name schon sagt, wird die Turbine diagonal durchströmt. In Abbildung 1 ist ein Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Deriaz zu sehen. In dieser Ausführung sind sowohl Lauf- als auch Leitschaufeln diagonal angeordnet. Bei der Diagonalturbine nach Kwiatkowski – siehe Abbildung 2 – sind die Leitschaufeln senkrecht ausgeführt (wie bei Francis-Turbinen und Kaplan-Turbinen mit vertikaler Wellenachse). Weitere Meridianschnitte ausgeführter Diagonalturbinen sind im Anhang zu sehen (Abbildung 106 bis Abbildung 108).

Im Turbinenbetrieb findet die Diagonalturbine bei Fallhöhen von 10 m (in der Kleinwasserkraft) bis maximal 150 m (aus Festigkeitsgründen) Anwendung und liegt somit im Bereich von langsam läufigen Kaplan-Turbinen bis hin zu schnell- und mittelläufigen Francis-Turbinen [4].

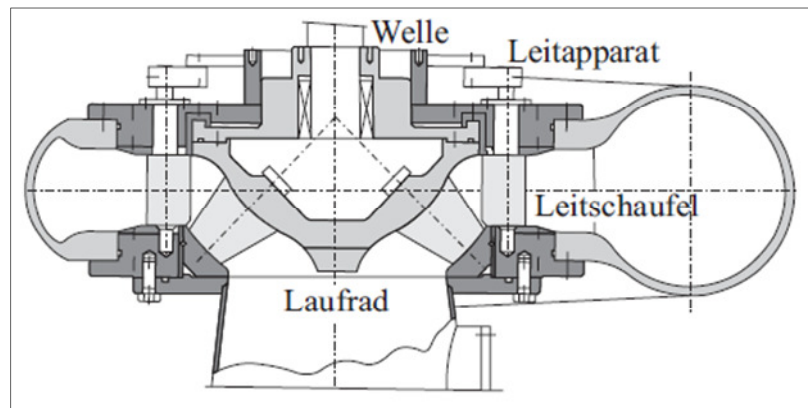


Abbildung 2: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Kwiatkovsky (Quelle: [4])

1.3 Numerische Simulation von hydraulischen Strömungsmaschinen

Bei der Simulation von Strömungen mittels CFD-Software wird zumeist – wie auch in dieser Arbeit – ein dreidimensionales Feld betrachtet. Der Geschwindigkeitsvektor \vec{u} muss somit in x-, y- und z-Richtung betrachtet werden. Zusätzlich tritt noch die skalare Strömungsgröße des statischen Drucks p auf. Zur Lösung stehen dafür die Kontinuitätsgleichung und drei Impulsgleichungen (in x, y und z) zur Verfügung. Eine Gleichung zur Berücksichtigung der Wärme wird nicht benötigt, weil die dynamische Zähigkeit μ als unabhängig von der Temperatur T betrachtet werden kann und somit die Energiegleichung von Impuls- und Kontinuitätsgleichung entkoppelt ist. Diese Vereinfachung darf getroffen werden, weil Wasser eine hohe spezifische Wärmekapazität aufweist und somit beim vorliegenden Massenstrom eine hohe Wärmeenergie eingebracht werden müsste, um die Temperatur entscheidend zu erhöhen. Wasser ist bekanntlich ein inkompressibles Fluid, was bedeutet, dass die Dichte ρ unabhängig vom statischen Druck p ist. Da der Einfluss der Temperatur unberücksichtigt bleibt, kann die Dichte ρ als konstant angenommen werden.

Die Kontinuitätsgleichung für inkompressible Medien lautet: [5]

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{Gl. 1.1}$$

u , v und w stellen dabei die Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung dar.

Kompaktere Darstellung in Tensorform:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Gl. 1.2}$$

Die Impulsgleichungen in den 3 Koordinatenrichtungen für inkompressible Medien lauten: [5]

$$\rho * \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u * \frac{\partial u}{\partial x} + v * \frac{\partial u}{\partial y} + w * \frac{\partial u}{\partial z} \right) = f_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu * \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{Gl. 1.3}$$

$$\rho * \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u * \frac{\partial v}{\partial x} + v * \frac{\partial v}{\partial y} + w * \frac{\partial v}{\partial z} \right) = f_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu * \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{Gl. 1.4}$$

$$\rho * \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u * \frac{\partial w}{\partial x} + v * \frac{\partial w}{\partial y} + w * \frac{\partial w}{\partial z} \right) = f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu * \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{Gl. 1.5}$$

Und in Tensorform:

$$\rho * \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j * \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu * \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} \right) \quad \text{Gl. 1.6}$$

In der vorliegenden Arbeit wurde die Gravitation nicht berücksichtigt, weshalb $f_i = 0$ ist. Diese vier Gleichungen (auch als Navier-Stokes-Gleichungen bekannt) sind sowohl für laminare als auch für turbulente Strömung gültig. Die für das Auftreten von Turbulenz entscheidende Reynolds-Zahl ist bei hydraulischen Strömungsmaschinen im Allgemeinen sehr groß (Größenordnung 10^6 und größer). Deshalb muss von turbulenter Strömung ausgegangen werden.

Eine turbulente Strömung hat folgende Eigenschaften:

- instationär
- dreidimensional
- starke Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen
- mischungsintensiv

Um turbulente Strömung simulieren zu können, ist ein Turbulenzmodell erforderlich. Diese Modelle lassen sich wie folgt einteilen: [6]

- Direkte Numerische Simulation (DNS)
- Large Eddy Simulation (LES)
- Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)

Bei der direkten numerischen Simulation (DNS) werden die ursprünglichen Navier-Stokes-Gleichungen (3 Impulsgleichungen, 1 Kontinuitätsgleichung) gelöst. Dementsprechend ist eine feine Auflösung in Raum und Zeit erforderlich, um auch kleinste Wirbelstrukturen zu erfassen. Allerdings ist dieses Modell schon bei einfachen Strömungsproblemen sehr rechenzeitintensiv und somit momentan für industrielle Anwendungen nicht rentabel. Jedoch wird die direkte numerische Simulation in der Forschung angewandt, um Strömungsphänomene zu studieren und um Turbulenzmodelle zu entwickeln.

Bei der Large Eddy Simulation (LES) werden große Wirbelstrukturen mit den Grundgleichungen berechnet, kleine Wirbelstrukturen werden hingegen modelliert. Dieses Verfahren ist im Vergleich zur direkten numerischen Simulation weniger rechenzeitintensiv, jedoch aus heutiger Sicht ebenfalls noch nicht für industrielle Anwendungen einsetzbar. Im Hinblick auf stetig höhere Rechenleistungen ist eine kommerzielle Nutzung der Large Eddy Simulation in absehbarer Zukunft durchaus denkbar.

Die derzeit am häufigsten eingesetzte Modellvorstellung ist die statistische Beschreibung der Strömungsgrößen mit Hilfe der Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS). Dabei werden die Geschwindigkeit und der Druck zeitlich gemittelt. Diese Mittelung ist für Ingenieursanwendungen auch durchaus ausreichend, da lokale Druck- oder Geschwindigkeitsgrößen nicht von Interesse sind. Entscheidend sind oft nur die Mittelwerte und integralen Strömungsgrößen, um Kräfte oder Wirkungsgrade bestimmen zu können. [6]

Die Reynolds-Mittelung ändert die Grundgleichungen in die folgende Form: [7]

Kontinuitätsgleichung: $\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$ Gl. 1.7

Impulsgleichung: $\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = f_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} \right) + \frac{\partial (-\rho \overline{u_i u_j})}{\partial x_j}$ Gl. 1.8

Es tritt also zusätzlich der Reynolds-Spannungstensor $(-\rho \overline{u_i u_j})$ auf, der sechs weitere Unbekannte enthält. Das Gleichungssystem ist somit nicht mehr geschlossen. Dieses Schließungsproblem muss nun mithilfe von Turbulenzmodellierungen gelöst werden. Dabei kommen halbempirische Schließungsmaßnahmen zum Einsatz, die sich wie folgt einteilen lassen:

- Reynoldsspannungsmodell
- Wirbelviskositätsmodelle

Beim Reynoldsspannungsmodell werden die Komponenten des Reynolds-Spannungstensors durch sieben weitere Transportgleichungen beschrieben. Dieses Modell ist für hydraulische Maschinen aufgrund massiver Stabilitätsproblemen nicht geeignet. [6]

Bei den Wirbelviskositätsmodellen tritt eine neue Größe auf – die Wirbelviskosität ν_t . Sie ist eine Feldgröße und setzt die Reynoldsspannungen ins Verhältnis zur mittleren Scherrate.

Je nach zusätzlichen Gleichungen werden bei Wirbelviskositätsmodellen Null-, Ein-, Zwei- und Mehr-Gleichungsmodelle unterschieden. Die am häufigsten verwendeten Modelle sind das k - ε -Modell nach LAUNDER und SPALDING sowie das k - ω -Modell nach WILCOX. Sie gehören zur Gruppe der 2-Gleichungsmodelle. Es müssen hier zwei zusätzliche Gleichungen für die turbulente kinetische Energie k und für die isotrope Dissipationsrate ε bzw. die turbulente Frequenz ω gelöst werden.

In der vorliegenden Arbeit wird für die stationären Simulationen das Shear-Stress-Transport-Modell (SST-Modell) verwendet, welches die jeweiligen Vorzüge des k - ε -Modells bzw. des k - ω -Modells nutzt. Im wandnahen Bereich wird auf das k - ω -Modell

zurückgegriffen, in der Strömungsmittte kommt das k - ε -Modell zum Einsatz. Der Übergang zwischen den beiden Modellen wird mittels eines Blending-Faktors bestimmt. Bei den transienten Rechnungen wird das Scale-Adaptive-Simulation SST-Modell (SAS-SST-Modell) angewandt. In der Scale-Adaptive-Simulation (SAS) wird zusätzlich zur turbulenten kinetischen Energie k die „von Karman“-Länge L verwendet. Die Turbulenzwirbel werden dabei deutlich feiner aufgelöst als bei der herkömmlichen Turbulenzmodellierung mit den Unsteady-Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Gleichungen (URANS) [8].

Die Grundgleichungen und das entsprechende Turbulenzmodell ergeben ein Gleichungssystem nichtlinearer Differentialgleichungen. Dieses ist nur näherungsweise numerisch lösbar. Um eine numerische Berechnung durchführen zu können, muss das Rechengebiet in ein Rechengitter mit einer Vielzahl an kleinen Elementen (finite Volumen) aufgelöst werden. Des Weiteren erfolgt eine Diskretisierung der Differentialgleichungen (je nach Anwendung auf unterschiedliche Art – siehe Kapitel 4.3), welches ein lösbares algebraisches Gleichungssystem ergibt. Dabei werden die Strömungsgrößen jeweils für ein endliches Volumenelement (als Mittelwert) berechnet.

Um die Lösung eines Strömungsproblems verwenden zu können, muss diese konvergieren. Außerdem muss eine Unabhängigkeit der Lösung bei verschiedenen Netzen erreicht werden. Dazu werden Netze mit unterschiedlicher Feinheit generiert. Erst wenn die Abweichungen der Resultate von unterschiedlichen Rechennetzen als sehr gering bewertet werden, sind die Ergebnisse des Strömungsproblems verwertbar.

2 Vorgehensweise

Im ersten Schritt dieser Arbeit wurde ein Referenzprojekt ausgewählt, mit welchem die Vorgaben aus Kapitel 1.1 realisierbar waren. Dazu wurden Hauptabmessungen und Skizzen der Meridianschnitte verglichen. Nach der Wahl eines Francis-Projektes wurde dieses ausgewertet. Anschließend wurden für beide Teile der Arbeit die jeweilige Diagonalturbine mit den Werten (Fallhöhe und Durchfluss) der Referenz-Francis-Maschine eindimensional ausgelegt und das erste Schaufeldesign mit Hilfe

des Schaufelgenerierungsprogramms ANSYS BladeGen erstellt. Dieses Programm bildet die Grundlage dieser Arbeit – die Erstellung des optimalen Schaufeldesigns. Deshalb wird dieses Programm hier erläutert: ANSYS BladeGen ermöglicht die Generierung eines Laufrades auf drei Ebenen. In der ersten Ebene wird der Meridianschnitt erstellt. Naben- und Mantelkontur werden hier vom Anschluss des Leitapparates bis zur Schnittstelle mit dem Saugrohr implementiert. Ebenso werden Eintritts- und Austrittskante der Laufschaufel eingefügt. In der zweiten Ebene wird der Verlauf des Laufschaufelwinkels über die meridionale Länge definiert. Dazu werden sogenannte Layer erstellt, deren Platzierung anteilmäßig in Bezug auf die Schaufelhöhe definiert wird. Span 0 bedeutet, dass der Layer auf der Nabenkontur liegt und Span 1 bedeutet, dass der Layer auf der Mantelkontur liegt. Die dritte Ebene stellt die Definition des Schaufelprofils selbst dar. Diese Wahl des Schaufelprofils kann durch Festlegung eines standardisierten NACA-Profiles automatisiert oder manuell festgelegt werden. Die manuelle Profilerstellung erfolgt durch die Wahl der Dickenverteilung über die meridionale Länge. Für alle eingefügten Layer kann auf beide Arten das Schaufelprofil definiert werden. Ebenso können allgemeine Angaben wie die Schaufelanzahl oder Ausführung der Austrittskante festgelegt werden. Über ein Vorschauenfenster können sämtliche Verläufe und eine dreidimensionale Ansicht des Laufrades optisch kontrolliert werden.

Die Daten des Laufrades aus dem Programm ANSYS BladeGen wurden über eine txt-Datei in das Netzgenerierungsprogramm ANSYS Turbogrid importiert. Nach der strukturierten Vernetzung erfolgte das Aufsetzen der Simulation in ANSYS CFX-Pre. Anschließend wurde die Rechnung ausgeführt und die Ergebnisse wurden mittels ANSYS CFD-Post qualitativ sowie mit Hilfe eines Excel-Auswertungstools quantitativ untersucht und erörtert. Die Erkenntnisse dienten als Basis der folgenden Optimierungsschritte. Optimierungen wurden durch Änderung des Laufrad-Designs in ANSYS BladeGen vollzogen, wodurch sich ein sich schließender Arbeitsfluss ergab, welcher in vielen Schleifen durchlaufen wurde.

Nachdem das optimale Schaufeldesign gefunden wurde, galt es, die Ergebnisse mit den Auswertungen der Francis-Turbine des Referenzprojektes zu vergleichen und zu bewerten.

3 Auswahl eines Referenzprojektes

3.1 Einsatzbereich der Diagonalturbine

Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt, liegt der Einsatzbereich der Diagonalturbine bei Fallhöhen von 10 m bis 150 m bei $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ bis $300 \text{ m}^3/\text{s}$ Durchfluss. Die spezifische Drehzahl n_q erstreckt sich von ungefähr 30 U/min bis 100 U/min. In Abbildung 3 und Abbildung 4 ist der Einsatzbereich der Diagonalturbine im Vergleich zu anderen Turbinentypen zu sehen. Man kann hier erkennen, dass das Einsatzgebiet mit jenem der Francis-Turbine und der Kaplan-Turbine überlappt. Aufgrund der doppelten Regulierbarkeit lohnt sich dabei der Einsatz von Diagonalturbinen bei stärker schwankendem Wasserdarbot und/oder bei schwankender Fallhöhe besonders.

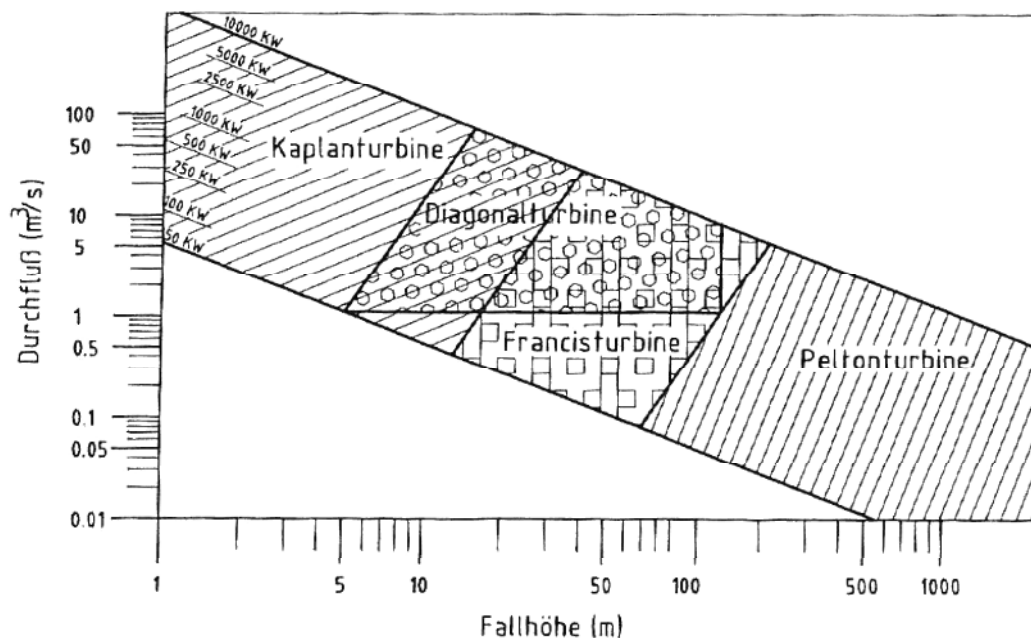


Abbildung 3: Einsatzdiagramm der verschiedenen Turbinenarten (Quelle: [9])

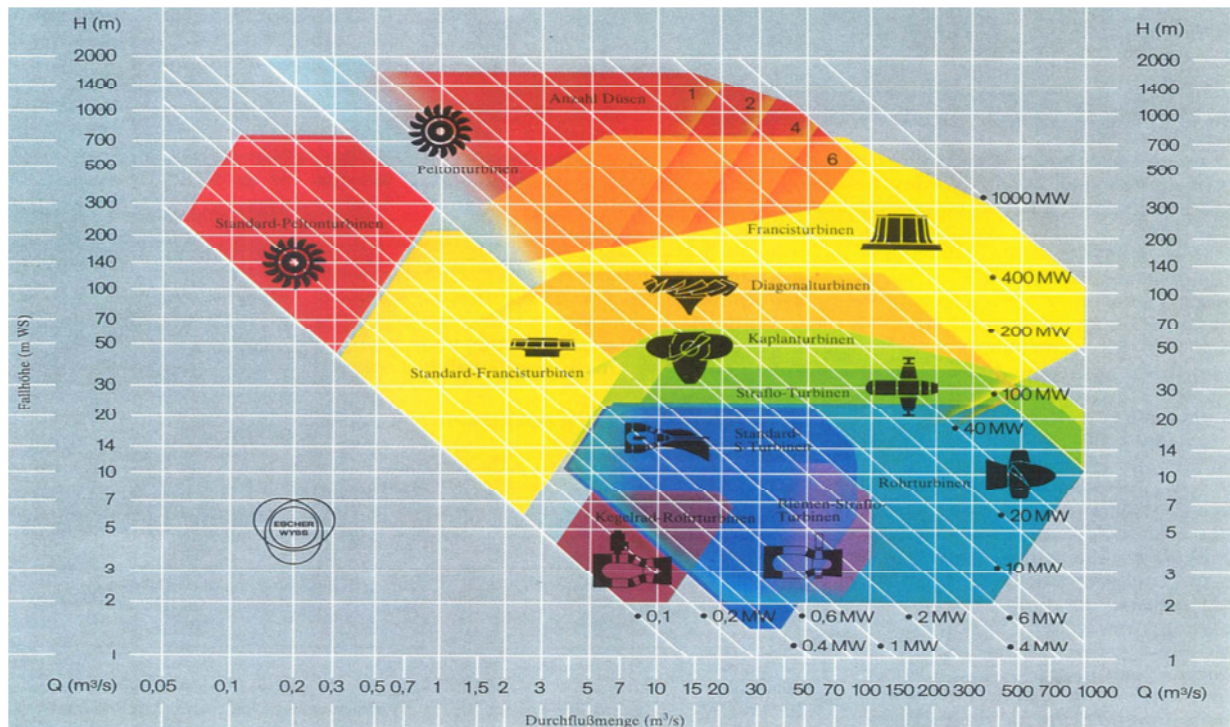


Abbildung 4: Einsatzdiagramm der verschiedenen Turbinenarten nach Escher-Wyss (Quelle: [10])

3.2 Mögliche Referenzprojekte

Im ersten Teil dieser Arbeit wird also ein Refurbishment-Projekt untersucht, bei welchem ein Francis-Laufrad gegen ein Laufrad einer Diagonalturbine getauscht werden soll. Dementsprechend handelt es sich bei allen möglichen Referenzturbinen um Maschinen mit einem Francis-Laufrad. Diese Projekte wurden in den letzten Jahren am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen in Zusammenarbeit mit Industriepartnern realisiert. In Tabelle 1 ist eine Übersicht dieser Projekte gegeben. Es handelt sich bei allen Maschinen um Kleinwasserkraftwerke.

Tabelle 1: Übersicht der möglichen Referenzprojekte

Projektname	Spezifische Drehzahl [U/min]	Fallhöhe [m]	Durchfluss [m ³ /s]
Oylat	26	115	0,85
Dagbasi	32	125	2,65
Koroglu	42	123	2,4
Zekere	48,75	96,5	2,25
Corakli	66	40,53	3,15
Stallegg	80	11,5	1,7
Pranjcevici	102,5	21,5	5,7

3.3 Vergleich der Rohabmessungen

Die Meridianschnitte mit Laufradeintritts- und Laufradaustrittsdurchmesser der Projekte mit Francis-Laufrädern wurden vom Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen zur Verfügung gestellt.

Bevor man mit Hilfe diverser Anhalte den Meridianschnitt erstellt, muss eine Größe, welche die Laufradform charakterisiert, bestimmt werden: die spezifische Drehzahl. Diese ist wie folgt definiert:

$$n_q = n * \frac{\sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{Bezug}}}}}{\left(\frac{H_{\text{DEF}}}{H_{\text{Bezug}}}\right)^{0.75}} \quad \text{Gl. 3.1}$$

Darin bedeuten:

n ... Laufraddrehzahl [U/min]

Q ... Durchfluss [m³/s]

Q_{Bezug} ... Bezugs-Durchfluss von 1 [m³/s]

H_{DEF} ... Maschinenfallhöhe [m] (entspricht dem Aufwand)

H_{Bezug} ... Bezugs-Fallhöhe von 1 [m]

Zur Bestimmung des Meridianschnittes der Diagonalturbine diente ein Diagramm aus einer Veröffentlichung von K. Hironaka [11] (siehe Abbildung 5). Daraus konnte für verschiedene spezifische Drehzahlen (in Abbildung 5 ist $n_s = n_q$) der Geschwindigkeitsbeiwert k_u an der Schaufelkontur abgelesen werden. Der

Durchflusswinkel δ gibt dabei den Winkel der Laufschaufel-Verstellachse zur Laufrad-Drehachse an.

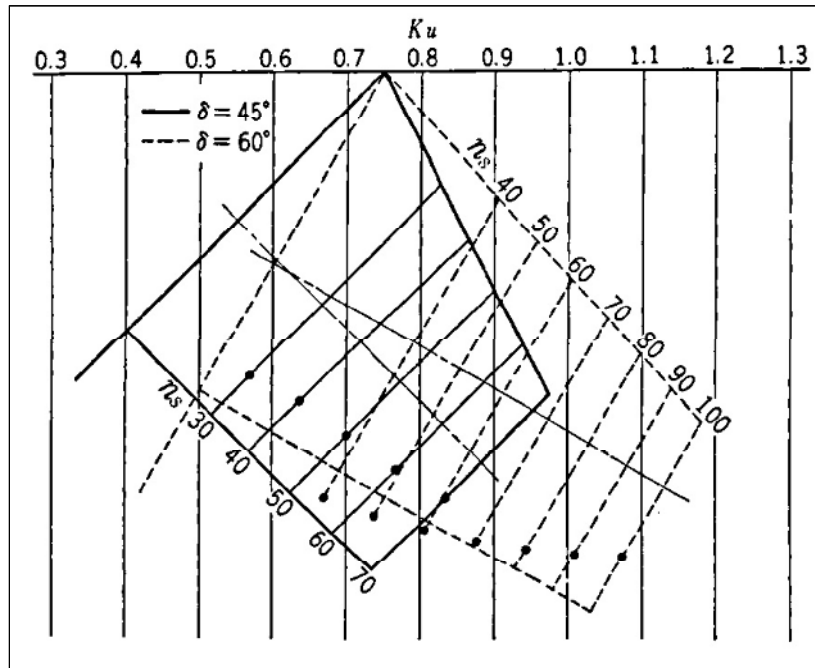


Abbildung 5: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Hironaka, K. (Quelle: [11])

Mit der Gleichung Gl. 3.2 folgt die Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufel:

$$u = k_u * \sqrt{2 * g * H_{DEF}} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Daraus ergibt sich der Laufraddurchmesser über

$$u = \frac{D * \pi * n}{60} \quad \text{Gl. 3.3}$$

$$\text{zu: } D = \frac{k_u * \sqrt{2 * g * H_{DEF}} * 60}{\pi * n} \quad \text{Gl. 3.4}$$

Mit:

D ... Laufraddurchmesser für den jeweiligen k_u -Wert nach Abbildung 5 [m]

Somit kann mit gegebener Fallhöhe und gewählter Drehzahl die Rohgeometrie der Diagonalturbine bestimmt werden. Die Laufradnabe wurde kugelförmig gestaltet, damit eine Verstellbarkeit des Laufrades gegeben war. Deshalb musste die

Nabenkontur im Meridianschnitt als Kreisbogen ausgeführt werden. Dazu wurden die Punkte des Kreises mit Microsoft Excel berechnet und in das Schaufelgenerierungsprogramm ANSYS BladeGen importiert. Um die mantelseitigen Spaltverluste möglichst gering zu halten, wurde auch das Gehäuse der Laufschaufel kugelförmig gestaltet und somit die Mantelkontur der Laufschaufel im Meridianschnitt ebenso als Kreisbogen ausgeführt. Eine Halbkugel-Ausführung des Mantels – wie bei manchen Kaplan-Turbinen ausgeführt – wurde nicht in Betracht gezogen, da eine Demontage der Turbine aufgrund des Anstellwinkels der Laufschaufeln auch ohne Teilung des Gehäuses möglich ist.

Das Schaufelprofil selbst wurde als vier-ziffriges NACA-Profil ausgeführt. Darauf wird im Folgenden näher eingegangen:

NACA-Profile wurden in den 20er Jahren des 20. Jahrhunderts vom National Advisory Committee for Aeronautics (NACA – heute NASA) ursprünglich für Profile von Flugzeug-Tragflächen entwickelt. Im Laufe der Jahre wurden vier- bis acht-ziffrige Profile entwickelt, welche einen – entsprechend den Anforderungen – bestimmten Auftriebswert bzw. Druckverlauf besitzen. Beim vier-ziffrigen NACA-Profil gibt die erste Ziffer die maximale Wölbung in Prozent der Sehnenlänge an, die zweite Ziffer gibt die Position der maximalen Wölbung (Wölbungsrücklage) in 10 % Schritten (bezüglich der Sehnenlänge) an und die letzten beiden Ziffern stellen die maximale Profildicke in Prozent der Sehnenlänge dar. Beim modifizierten vier-ziffrigen NACA-Profil werden noch zwei weitere Ziffern hinzugefügt, wobei die erste Zusatzziffer den Nasenradius bestimmt (6 bedeutet normaler Nasenradius, darunter – bis 0 – spitze-, darüber – bis 9 – runde Profilnase) und die zweite Ziffer die Position der maximalen Dicke in 10 % der Sehnenlänge angibt. Das Profil selbst wird durch folgende Gleichungen mathematisch beschrieben (Die geometrischen Bezeichnungen sind der Abbildung 6 zu entnehmen) [12]:

$$y_c = \frac{m}{p^2} * (2px - x^2) \quad \text{für } x \text{ von } 0 \text{ bis } p \quad \text{Gl. 3.5}$$

$$y_c = \frac{m}{(1-p)^2} * [(1-2p) + 2px - x^2] \quad \text{für } x \text{ von } p \text{ bis } c \quad \text{Gl. 3.6}$$

$$y_t = \pm \frac{t}{0,2} * (0,2969\sqrt{x} - 0,126x - 0,3516x^2 + 0,2843x^3 - 0,1015x^4) \quad \text{Gl. 3.7}$$

$$x_u = x - y_t * \sin \theta \quad \text{Gl. 3.8}$$

$$y_u = y_c + y_t * \cos \theta \quad \text{Gl. 3.9}$$

$$x_l = x + y_t * \sin \theta \quad \text{Gl. 3.10}$$

$$x_l = y_c - y_t * \cos \theta \quad \text{Gl. 3.11}$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{dy_c}{dx}\right) \quad \text{Gl. 3.12}$$

Dabei bedeutet c die maximale Sehnenlänge, m die maximale Wölbung in Zehntel der Sehnenlänge, p ist die Position der maximalen Wölbung in Zehntel der Sehnenlänge und t stellt die maximale Profildicke in Zehntel der Sehnenlänge dar.

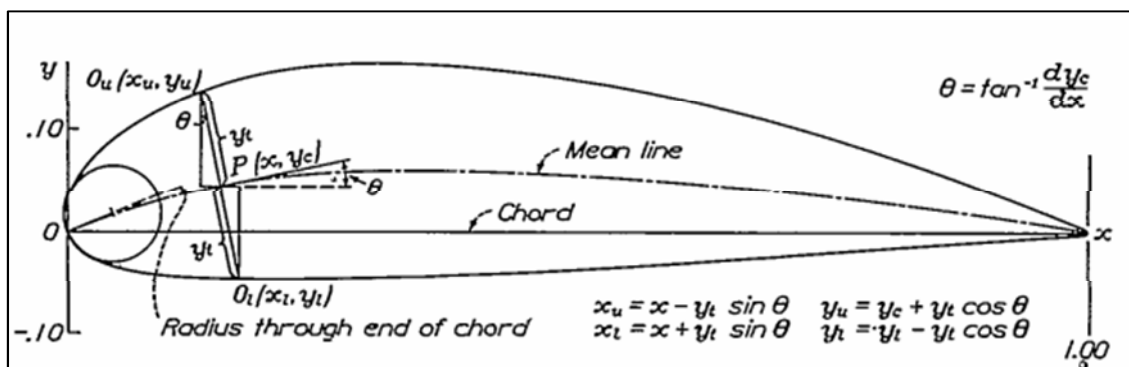


Abbildung 6: Geometrie eines NACA-Profiles (Quelle: [12])

Im nächsten Schritt wurde eine Tabelle erstellt, in welcher die Hauptabmessungen des Francis-Laufrades und des Diagonal-Laufrades gegenübergestellt werden. Ebenso wurden die Abweichungen absolut und prozentuell ausgewertet. Es zeigte sich, dass bei gleicher spezifischer Drehzahl der Eintrittsdurchmesser des Diagonal-Laufrades bei allen Maschinen größer ist als jener des Francis-Laufrades. Dies wird im folgenden Sachverhalt erläutert: der Laufrad-Durchmesser kann (wie bei Francis- und Kaplan-Turbinen üblich) über die Druckziffer Ψ bestimmt werden. Diese ist wie folgt definiert:

$$\Psi = \frac{2 * g * H_{DEF}}{u^2} \quad \text{Gl. 3.13}$$

Mit der Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit u über Gl. 3.3 ergibt sich für den Durchmesser folgende Beziehung:

$$D = \sqrt{\frac{2 * g * H_{DEF}}{\Psi}} * \frac{60}{n * \pi} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Bei einer Diagonalturbine ist der Bezugsdurchmesser jener, der sich durch den Schnittpunkt der Verstellachse der Laufschaufel mit der Mantelkontur der Schaufel ergibt. Die Druckziffern der Diagonalturbine (mittels Abbildung 5 sowie Gl. 3.2 und Gl. 3.13 bestimmbar) liegen demnach etwas über jenen der Francis-Referenzturbinen, wodurch bei gleicher Drehzahl kleinere Abmessungen resultieren. Jedoch ist der größte Durchmesser der Diagonalturbine an der Laufschaufel-Eintrittskante deutlich größer als der Bezugsdurchmesser an der Verstellachse der Laufschaufel. Somit ist es nicht möglich, ein Diagonal-Laufrad bei gleicher Drehzahl in das Spiralgehäuse einer Francis-Referenzturbine einzubauen.

Da ein Tausch des Leitapparates nicht erlaubt war, musste somit die spezifische Drehzahl erhöht werden, um die Abmessungen der Diagonalturbine kleiner zu halten. Das bedeutet aber, dass der Generator getauscht werden muss (neuer Generator mit einem Polpaar weniger). Tabelle 2 und Tabelle 3 zeigen eine zusammenfassende Übersicht des Geometrievergleichs. D_1 ist dabei der Laufrad-Eintrittsdurchmesser an der Mantelkontur und D_2 ist der Laufrad-Austrittsdurchmesser ebenfalls an der Mantelkontur. Neben einer möglichst geringen Abweichung des Eintrittsdurchmessers war auch auf möglichst geringe Unterschiede des Austrittsdurchmessers zu achten, um keine großen Änderungen am Saugrohr vornehmen zu müssen.

Tabelle 2: Geometrievergleich bei gleicher spezifischer Drehzahl

Projekt	n [U/min]	Francis-Laufrad		Diagonal- Laufrad		Abweichungen			
		D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₁ [mm]	D ₁ [%]	D ₂ [mm]	D ₂ [%]
Oylat $\delta = 45^\circ$	1000	648	445	739	454	91	14	9	2
Dagbasi $\delta = 45^\circ$	750	900	710	1054	665	154	17	-45	-6
Koroglu $\delta = 45^\circ$	1000	734,7	598,9	818	543	83	11	-56	-9
Koroglu $\delta = 60^\circ$	1000	734,7	598,9	860	661	125	17	63	10
Zekere $\delta = 45^\circ$	1000	680	585	745	514	65	10	-71	-12
Zekere $\delta = 60^\circ$	1000	680	585	789	618	109	16	33	6
Corakli $\delta = 45^\circ$	600	810	790	859	638	49	6	-152	-19
Corakli $\delta = 60^\circ$	600	810	790	923	761	113	14	-29	-4
Stallegg $\delta = 60^\circ$	381	730	740	824	698	94	13	-42	-6
Pranjcevici $\delta = 60^\circ$	428,57	1002	1030	1094	952	92	9	-78	-8

Tabelle 3: Geometrievergleich bei höherer spezifischer Drehzahl

Projekt	Francis-Turbine			Diagonalturbine mit Generatortausch				Abweichungen			
	n [U/min]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	n _q [U/min]	n [U/min]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₁ [mm]	D ₁ [%]	D ₂ [mm]	D ₂ [%]
Oylat $\delta = 45^\circ$	1000	648	445	43	1500	529	353	-119	-18	-92	-21
Oylat $\delta = 60^\circ$	1000	648	445	43	1500	556	427	-92	-14	-18	-4
Dagbasi $\delta = 45^\circ$	750	900	710	44	1000	832	557	-68	-8	-153	-22
Dagbasi $\delta = 60^\circ$	750	900	710	44	1000	873	673	-27	-3	-37	-5
Koroglu $\delta = 45^\circ$	1000	735	599	63	1500	595	438	-140	-19	-161	-27
Koroglu $\delta = 60^\circ$	1000	735	599	63	1500	638	520	-97	-13	-79	-13
Zekere $\delta = 45^\circ$	1000	680	585	73	1500	546	418	-134	-20	-167	-28
Zekere $\delta = 60^\circ$	1000	680	585	73	1500	591	494	-89	-13	-91	-16
Corakli $\delta = 60^\circ$	600	810	790	83	750	797	674	-13	-2	-116	-15
Stallegg $\delta = 60^\circ$	381	730	740	106	508	681	598	-49	-7	-142	-19
Pranjcevici $\delta = 60^\circ$	428,6	1002	1030	120	500	-	-	-	-	-	-

Beim Referenz-Kraftwerk Pranjcevici ergab sich durch die Polpaar-Reduzierung eine spezifische Drehzahl von 120 U/min. Zu diesem Wert gibt es nach Abbildung 5 keine Daten, weshalb die Meridiankontur nicht bestimmbar war.

Zusätzlich zu diesen quantitativen Aussagen wurden sämtliche Meridianschnitte auch per Hand gezeichnet. Dabei wurde der Meridianschnitt der Diagonalturbine in den vorhandenen Meridianschnitt der Francis-Turbine skizziert.

Nach der Bewertung der Ergebnisse und einer intensiven Diskussion mit meinen Betreuern wurde das Kraftwerk Koroglu als Referenzprojekt ausgewählt. Aufgrund durchaus geringer Abweichungen der Rohgeometrie und dem optisch

ansprechenden Meridianschnitt in Abbildung 7 wurde diese Turbine als geeignete Referenz festgelegt. Für den ersten Teil – Refurbishment – soll der Durchflusswinkel $\delta = 60^\circ$ betragen. Naben- und Mantelkontur der Diagonalturbine sind dabei rot eingezeichnet, die Schaufelkontur ist blau dargestellt. Der Auslegungspunkt ist mit einer Fallhöhe von 125 m und einem Durchfluss von $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ definiert. Die Laufraddrehzahl beträgt hier $n = 1500 \text{ U/min}$, die spezifische Drehzahl beträgt $n_q = 62,16 \text{ U/min}$ bei einer Leistung in der Größenordnung von knapp 3 MW.

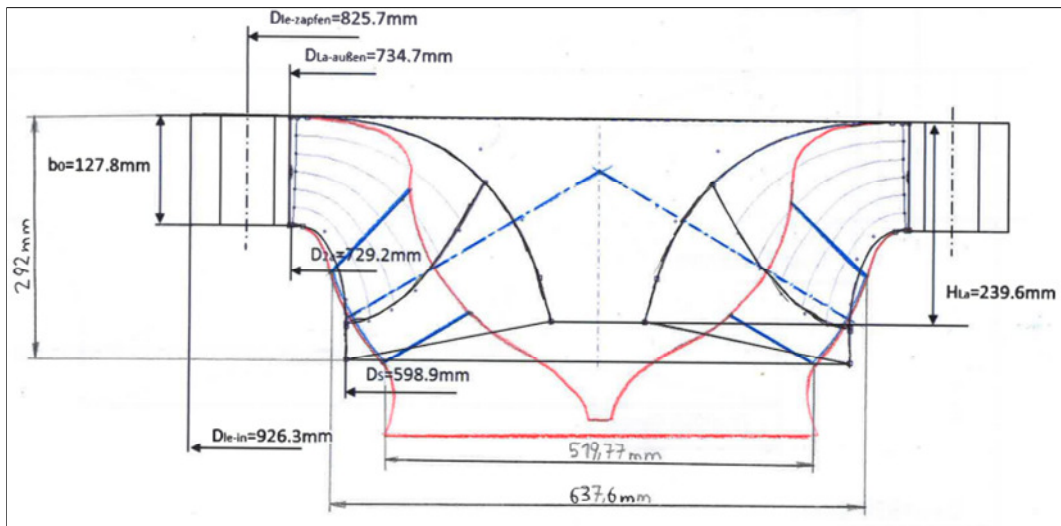


Abbildung 7: Meridianschnittvergleich von Diagonalturbine Refurbishment und Francis-Koroglu

4 Aufbau des CFD-Modells

Die Simulation wurde mit dem Programm ANSYS CFX-Pre 16.0 aufbereitet. Die Berechnung erfolgte stationär und transient. Die transiente Rechnung wurde nur an wenigen Betriebspunkten ausgeführt, um einen Vergleich zu den stationären Modellen zu erhalten.

Um in weiterer Folge ein automatisiertes Aufsetzen der Simulation und das Ausschreiben der Definition-Files (def-Files) zu ermöglichen, wurden sämtliche Vorgänge und Einstellungen in einem „Pre“-File aufgezeichnet. Jeder Vorgang im CFX-Pre wird nämlich in Form einer CCL-Codierung (CFX Command Language) niedergeschrieben. Nachdem einmal eine vollständige Aufzeichnung vorhanden ist, müssen nur noch die Dateinamen der Netze und/oder einzelne Parameter geändert

werden. Das Einlesen des „Pre“-Files geschieht über den Command Editor. Dieses skriptierte Vorgehen reduziert Bedienfehler.

Hinsichtlich des Rechengebietes wurden zwei Modelle betrachtet:

- Einfaches Rechenmodell mit einem Leitschaufelkanal, einem Laufschaufelkanal und dem Saugrohr zur schnellen Optimierung zu Beginn.
- Vollmodell mit allen 18 Leitschaufeln und allen Laufschaufeln sowie dem Saugrohr zur detaillierten Optimierung.

Abbildung 8 zeigt die beiden Modelle mit ihren Komponenten.

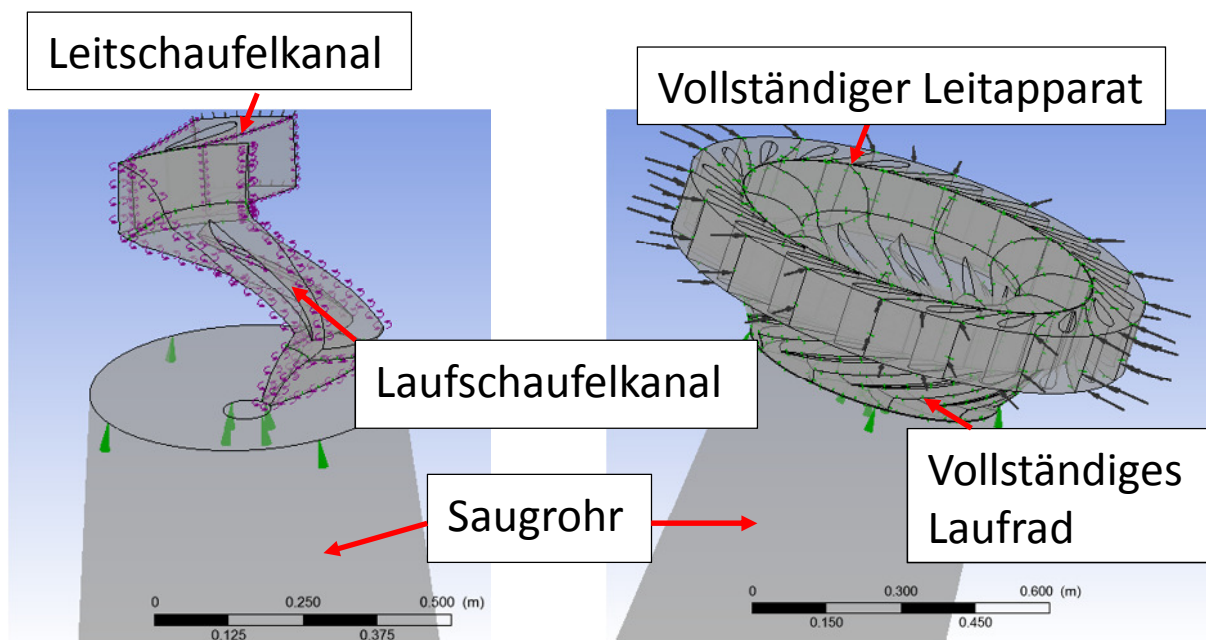


Abbildung 8: Einkanalmodell (li.) und Vollmodell (re.) in CFX-Pre der Diagonalturbine

Dazu wurden zuerst die Rechennetze geladen und die Domains „Guidevane“, „Runner“ und „Drafttube“ erstellt. Der Domain „Runner“ wurde dabei eine Drehzahl um die z-Achse (Maschinenachse) zugewiesen. Die beiden anderen Domains blieben natürlich stationär (MFR-Ansatz). Als Strömungsmedium wurde Wasser bei 20°C ausgewählt, für die Turbulenz wurde für die stationäre Rechnung das Shear-Stress-Transport-Modell (SST-Modell) und für die transiente Rechnung das Scale-Adaptive-Simulation-SST-Modell (SAS-SST-Modell) verwendet (siehe Kapitel 1.3).

4.1 Randbedingungen

Am Eintritt in den Leitapparat wurde eine „INLET“-Randbedingung gesetzt. Das bedeutet, dass die Strömung nur in die Domain hinein zugelassen ist. Bei Rückströmungen wird eine künstliche Wand aufgebaut.

Die „INLET“-Randbedingung wurde mit einem Totaldruck versehen, welcher sich durch Addition aus dem Druck aufgrund der Fallhöhe ($\rho \cdot g \cdot H_{DEF}$) und dem Druck am Saugrohraustritt von 1 bar ergab. Zusätzlich wurden die Komponenten der Geschwindigkeit in Polarkoordinaten (radiale- und Umfangsrichtung) für die möglichst stoßfreie Leitrad-Anströmung angegeben.

Am Austritt aus dem Saugrohr wurde eine „OPENING“-Randbedingung verwendet. Diese lässt Strömungen sowohl aus dem Saugrohr heraus als auch in das Saugrohr zurück zu. Dazu wurde ein statischer Druck (Opening Pressure) von 1 bar angegeben. Zusätzlich wurde die Strömungsrichtung senkrecht zur Austrittsfläche gesetzt. In Abbildung 9 sind die Randbedingungen am Eintritt und Austritt am Vollmodell zu sehen.

An allen Wänden wurde die Randbedingung „WALL“ gesetzt und mit der Randbedingung „No Slip Wall“ ergänzt, welche eine hydraulisch glatte Wand darstellt. Das bedeutet, dass die Fluidteilchen an der Wand immer die Wandgeschwindigkeit haben. An der Stirnseite der Laufradnabe musste die Wand („WallDrafttubeHub“) mit einer Drehgeschwindigkeit von 1500 U/min versehen werden, weil sich die Wand relativ zum stationären Saugrohr dreht. Ebenso musste am Laufradmantel („WallRunnerShroud“) die Wandgeschwindigkeit berücksichtigt werden. Da sich der stehende Mantel relativ zur rotierenden Domain „Runner“ dreht, wurde die Option „Counter Rotating Wall“ verwendet. In Tabelle 4 sind alle Randbedingungen des Vollmodells im Auslegungspunkt detailliert aufgelistet.

Tabelle 4: Randbedingungen des Vollmodells

Domain Drafttube: Boundary – Outlet	
Type	OPENING
Location	OUTLET
Flow Direction	Normal to Boundary Condition
Mass and Momentum	Opening Pressure and Direction
Relative Pressure	1.0000e+05 [Pa]

Turbulence	Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
Domain Drafftube: Boundary – WallDrafftubeHub	
Type	WALL
Location	WALLROTATING
Mass And Momentum	No Slip Wall
Angular Velocity	-1.5000e+03 [rev min ⁻¹]
Wall Velocity	Rotating Wall
Axis Definition	Coordinate Axis
Rotation Axis	Coord 0.3
Domain Drafftube: Boundary – WallDrafftubeShroud	
Type	WALL
Location	WALLKONUS, WALL
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Guidevane: Boundary – Inlet	
Type	INLET
Location	INFLOW 22, INFLOW, INFLOW 10, INFLOW 11, INFLOW 12, INFLOW 13, INFLOW 14, INFLOW 15, INFLOW 16, INFLOW 17, INFLOW 18, INFLOW 19, INFLOW 20, INFLOW 21, INFLOW 6, INFLOW 7, INFLOW 8, INFLOW 9
Flow Direction	Cylindrical Components
Unit Vector Axial Component	0.0000e+00
Unit Vector Theta Component	-8.5720e-01
Unit Vector r Component	-5.1500e-01
Axis Definition	Coordinate Axis
Rotation Axis	Coord 0.3
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum	Total Pressure
Relative Pressure	1.3240e+06 [Pa]
Turbulence	Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
Domain Guidevane: Boundary – WallGuidevaneBlade	
Type	WALL
Location	BLADE, BLADE 10, BLADE 11, BLADE 12, BLADE 13, BLADE 14, BLADE 15, BLADE 16, BLADE 17, BLADE 18,

	BLADE 19, BLADE 3, BLADE 4, BLADE 5, BLADE 6, BLADE 7, BLADE 8, BLADE 9
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Guidevane: Boundary – WallGuidevaneHub	
Type	WALL
Location	HUB, HUB 10, HUB 11, HUB 12, HUB 13, HUB 14, HUB 15, HUB 16, HUB 17, HUB 18, HUB 19, HUB 2, HUB 20, HUB 21, HUB 22, HUB 23, HUB 24, HUB 25, HUB 26, HUB 27, HUB 28, HUB 29, HUB 30, HUB 31, HUB 32, HUB 33, HUB 34, HUB 35, HUB 36, HUB 37, HUB 38, HUB 39, HUB 6, HUB 7, HUB 8, HUB 9
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Guidevane: Boundary – WallGuidevaneShroud	
Type	WALL
Location	SHROUD, SHROUD 10, SHROUD 11, SHROUD 12, SHROUD 13, SHROUD 14, SHROUD 15, SHROUD 16, SHROUD 17, SHROUD 18, SHROUD 19, SHROUD 2, SHROUD 20, SHROUD 21, SHROUD 22, SHROUD 23, SHROUD 24, SHROUD 25, SHROUD 26, SHROUD 27, SHROUD 28, SHROUD 29, SHROUD 30, SHROUD 31, SHROUD 32, SHROUD 33, SHROUD 34, SHROUD 35, SHROUD 36, SHROUD 37, SHROUD 38, SHROUD 39, SHROUD 6, SHROUD 7, SHROUD 8, SHROUD 9
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Runner: Boundary – WallRunnerBlade	
Type	WALL
Location	BLADE 2 10, BLADE 2 2, BLADE 2 3, BLADE 2 4, BLADE 2 5, BLADE 2 6, BLADE 2 7, BLADE 2 8, BLADE 2 9, BLADE 2
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Runner: Boundary – WallRunnerHub	
Type	WALL
Location	HUB 3, HUB 4, HUB 40, HUB 41, HUB 42, HUB 43, HUB 44, HUB 45, HUB 46, HUB 47, HUB 48, HUB 49, HUB 5, HUB 50, HUB 51, HUB 52, HUB 53, HUB 54, HUB 55, HUB 56, HUB 57, HUB 58, HUB 59, HUB 60, HUB 61, HUB 62, HUB 63, HUB 64, HUB 65, HUB 66
Mass And Momentum	No Slip Wall
Domain Runner: Boundary – WallRunnerShroud	

Type	WALL
Location	SHROUD 3, SHROUD 4, SHROUD 40, SHROUD 41, SHROUD 42, SHROUD 43, SHROUD 44, SHROUD 45, SHROUD 46, SHROUD 47, SHROUD 48, SHROUD 49, SHROUD 5, SHROUD 50, SHROUD 51, SHROUD 52, SHROUD 53, SHROUD 54, SHROUD 55, SHROUD 56, SHROUD 57, SHROUD 58, SHROUD 59, SHROUD 60, SHROUD 61, SHROUD 62, SHROUD 63, SHROUD 64, SHROUD 65, SHROUD 66
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Velocity	Counter Rotating Wall

4.2 Interfaces

In der CFD werden die Netze untereinander mit sogenannten Interfaces verbunden. Von besonderer Bedeutung sind dabei die Interfaces zwischen stehenden und rotierenden Netzen.

Zwischen Leitapparat und Laufrad wurde für die stationäre Rechnung sowohl das „Frozen Rotor“-Interface als auch das „Stage“-Interface verwendet (siehe Abbildung 9). Beim „Frozen Rotor“-Interface werden die Strömungsgrößen einfach in das jeweilige Bezugssystem umgerechnet. Sowohl radiale und axiale Verteilung als auch die Verteilung in Umfangsrichtung bleiben erhalten. Im Gegensatz dazu werden beim „Stage“-Interface die Strömungsgrößen in Umfangsrichtung gemittelt, wobei die radiale und axiale Verteilung erhalten bleibt. Zwischen Laufrad und Saugrohr wurde für die stationäre Simulation immer das „Frozen Rotor“-Interface verwendet. Im Zuge der transienten Rechnung wurde sowohl zwischen Leitapparat und Laufrad als auch zwischen Laufrad und Saugrohr auf das „Transient-Rotor-Stator“-Interface zurückgegriffen. Dieses berücksichtigt die Rotor-Stator-Interaktionen während des Vorbeigleitens des Rotors am Stator. Die Netzverbindung selbst erfolgte über die „GGI“-Verbindung (General Grid Interface). Diese Verbindung ist notwendig, wenn sich die Gitter der beiden Netze am Interface nicht decken. Die Strömungsgrößen werden dabei mittels Interpolationsvorschriften von einem auf das andere Netz übertragen.

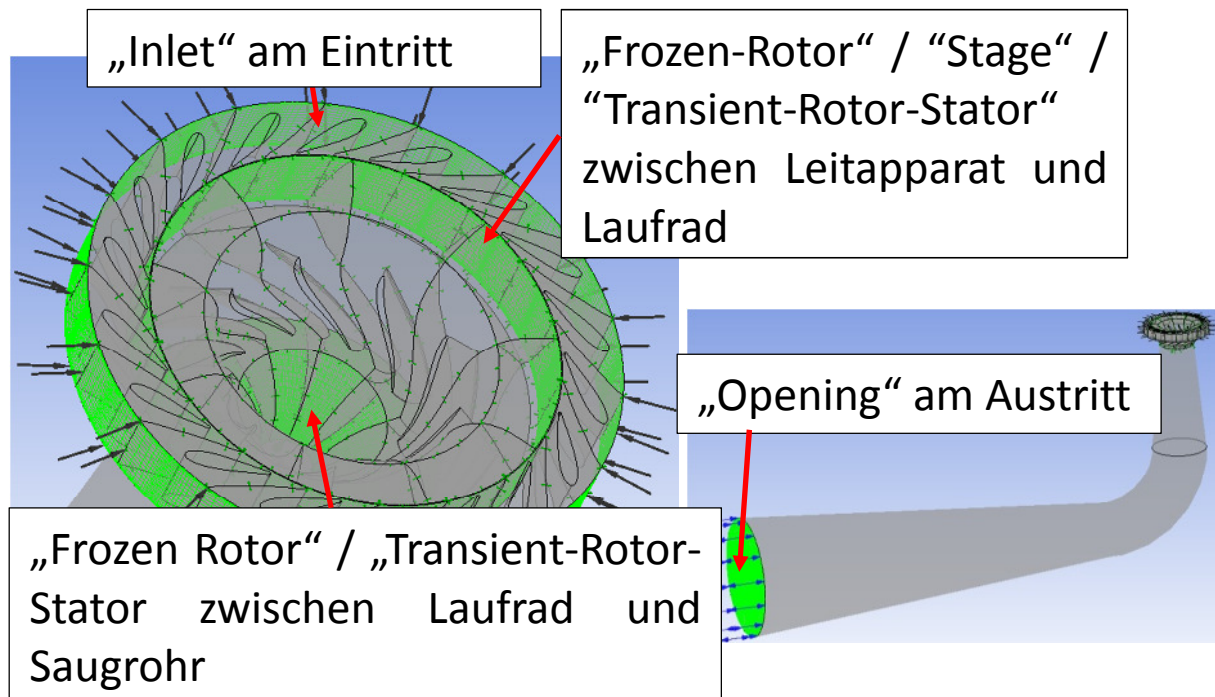


Abbildung 9: Randbedingungen und Interfaces am Vollmodell

Die Interfaces zwischen den Netzen innerhalb der Domains wurden mit einer automatischen Verbindung verknüpft. Diese wählt bei einer Deckung der Netzgitter eine „1:1“-Verbindung, ansonsten kommt wieder die „GGI“-Verbindung zum Einsatz. Beim einfachen Rechenmodell wurde beim Interface jener Flächen von Leit- und Laufschaufelkanal, welche an die benachbarten (nicht vorhandenen) Kanäle grenzen, die Option „Rotational Periodicity“ gewählt. Beim Vollmodell sowie bei allen anderen Interfaces wurde die Option „General Connection“ verwendet.

4.3 Solver Einstellungen

Unter Solver Control wurde „High Resolution“ für das Advektions-Schema im Zuge der stationären Simulation verwendet. Die maximale Anzahl an Iterationen wurde dabei mit 1000 und das Ziel der mittleren Residuen-Werte (RMS) wurde mit 0,0001 festgelegt.

Bei der transienten Simulation wurde „Central Difference“ für das Advektions-Schema eingestellt. Dadurch werden auch kleinere Wirbelstrukturen erfasst. Dieses Verfahren ist weniger dissipativ als „High Resolution“, jedoch besteht der Nachteil der geringeren Stabilität. Mit dem „Blended Central Difference“ Verfahren kann die

Stabilität verbessert werden [8]. Dabei wird, wenn möglich, das „Central Difference“-Verfahren angewandt, ansonsten wird auf das „First-Order-Upwind“ Schema zurückgegriffen [13]. Die Simulationszeit wurde so gewählt, dass 10 vollständige Umdrehungen berechnet werden. Der Zeitschritt wurde in abgestuft angegeben, sodass sich eine Verdrehung des Laufrades um $16^\circ/8^\circ/4^\circ/2^\circ$ pro Zeitschritt ergab. Pro Laufradstellung wurden 8 Iterationen durchgeführt.

Um die Konvergenz während des Rechengvorgangs gut kontrollieren zu können wurden sogenannte „Monitor-Points“ ausgeschrieben. Mit „Expressions“ wurden dabei relevante Größen wie Wirkungsgrade (Aufsplittung), Schaufelmomente oder Durchfluss definiert und direkt während der laufenden Rechnung mitkontrolliert.

5 Auswertung der CFD-Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die zur Auswertung von Wirkungsgrad und Kavitation benötigten Werte erklärt und mit den grundlegenden mathematischen Beziehungen erläutert.

5.1 Wirkungsgrade

Der Wirkungsgrad ergibt sich definitionsgemäß aus dem Verhältnis von Nutzen zu Aufwand, wobei sich die Werte auf energetische Größen beziehen müssen. Bei Wasserturbinen versteht man unter dem Aufwand jene Energie, welche von der Strömung bereitgestellt wird. Der Nutzen ist dann jener Anteil der bereitgestellten Energie, welcher vom Laufrad der Turbine in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Die Differenz zwischen Aufwand und Nutzen ergibt den Verlust. Der Wirkungsgrad kann somit auch beschrieben werden als das Verhältnis des um den Verlust verringerten Aufwands zum Aufwand selbst. In der vorliegenden Arbeit werden die Verluste in Leitapparat, Laufrad und Saugrohr rechnerisch berücksichtigt.

Bei hydraulischen Strömungsmaschinen ist es üblich, energetische Größen auf Energiehöhen umzurechnen, welche bei Turbinen gerne als Höhen bezeichnet werden. Somit ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad der Maschine zu:

$$\eta_{\text{ges}} = 1 - \frac{\Sigma H_V}{H_{\text{DEF}}} = 1 - \frac{H_V - L_e + H_V - L_a + H_V - S_R}{H_{\text{DEF}}} \quad \text{Gl. 5.1}$$

Die Bezeichnungen bedeuten:

H_{V-Le} ... Verlustfallhöhe im Leitrad [m]

H_{V-La} ... Verlustfallhöhe im Laufrad [m]

H_{V-SR} ... Verlustfallhöhe im Saugrohr [m]

Die Verlustfallhöhe im Leitrad H_{V-Le} ergibt sich dabei zu:

$$H_{V-Le} = \frac{p_{tot-Le-E} - p_{tot-Le-A}}{\rho * g} \quad \text{Gl. 5.2}$$

Die Verlustfallhöhe im Laufrad wird wie folgt berechnet:

$$H_{V-La} = \frac{p_{tot-La-E} - p_{tot-La-A}}{\rho * g} - \frac{M_{La} * \omega}{\rho * g * Q} \quad \text{Gl. 5.3}$$

Der hintere Term der Gleichung stellt die Fallhöhe dar, welche vom Laufrad abgebaut wird (entspricht dem Nutzen).

Die Verlustfallhöhe im Saugrohr H_{V-SR} errechnet sich zu:

$$H_{V-SR} = \frac{p_{tot-SR-E} - p_{tot-SR-A-IEC}}{\rho * g} \quad \text{Gl. 5.4}$$

Die Maschinenfallhöhe H_{DEF} wird wie folgt berechnet:

$$H_{DEF} = \frac{p_{tot-Le-E} - p_{tot-SR-A-IEC}}{\rho * g} \quad \text{Gl. 5.5}$$

Durch Einsetzen der Gleichungen Gl. 5.2 bis Gl. 5.5 in Gl. 5.1 ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad schließlich zu:

$$\eta_{ges} = 1 - \left[\left(\frac{p_{tot-Le-E} - p_{tot-SR-A-IEC}}{\rho * g * H_{DEF}} \right) - \frac{M_{LA} * \omega}{\rho * g * H_{DEF} * Q} \right] \quad \text{Gl. 5.6}$$

Um im Zuge der Optimierungen die Verluste den einzelnen Komponenten zuordnen zu können, wird eine sogenannte Wirkungsgradaufspaltung angewandt. Dabei wird zusätzlich ein Leitradwirkungsgrad und ein Leit- und Laufradwirkungsgrad ausgewertet.

Der Wirkungsgrad des Leitrades ergibt sich dann zu:

$$\eta_{Le} = 1 - \left(\frac{P_{tot-Le-E} - P_{tot-Le-A}}{\rho * g * H_{DEF}} \right) \quad \text{Gl. 5.7}$$

Der Wirkungsgrad von Leitrad und Laufrad lässt sich wie folgt berechnen:

$$\eta_{Le + La} = 1 - \left[\left(\frac{P_{tot-Le-E} - P_{tot-La-A}}{\rho * g * H_{DEF}} \right) - \frac{M_{LA} * \omega}{\rho * g * H_{DEF} * Q} \right] \quad \text{Gl. 5.8}$$

Der Totaldruck am Saugrohraustritt in Anlehnung an die IEC-Richtlinien ist folgendermaßen definiert: [14]

$$P_{tot-SR-A-IEC} = P_{stat-SR-A} + \frac{\rho}{2} * \left(\frac{Q}{A_{SR-A}} \right)^2 \quad \text{Gl. 5.9}$$

In den IEC-Richtlinien 60041 oder 60193 wird die Fallhöhe über die Differenz der Totalenergiehöhe am Eintritt und Austritt errechnet, wobei in der Anlage (60041) und am Prüfstand (60193) nur der statische Druck gemessen und der kinetische Anteil über

$$\frac{v^2}{2 * g} = \frac{\left(\frac{Q}{A_{SR-A}} \right)^2}{2 * g} \quad \text{Gl. 5.10}$$

mit der durchschnittlichen Geschwindigkeit am Referenzquerschnitt gebildet.

Die Bezeichnungen bedeuten:

g	... Gravitationskonstante [m/s ²]
ρ	... Dichte des Wassers bei 20 °C [kg/m ³]
$p_{\text{tot-Le-E}}$... Totaldruck am Leitradeintritt [Pa]
$p_{\text{tot-Le-A}}$... Totaldruck am Leitradaustritt [Pa]
$p_{\text{tot-La-E}}$... Totaldruck am Laufradeintritt [Pa]
$p_{\text{tot-La-A}}$... Totaldruck am Laufradaustritt [Pa]
$p_{\text{tot-SR-E}}$... Totaldruck am Saugrohreintritt [Pa]
$p_{\text{tot-SR-A-IEC}}$... Totaldruck am Saugrohraustritt nach IEC Richtlinien [Pa]
$p_{\text{stat-SR-A}}$... statischer Druck am Saugrohraustritt [Pa]
$A_{\text{SR-A}}$... Querschnittsfläche am Saugrohraustritt [m ²]
M_{La}	... Drehmoment des Laufrades [Nm]
ω	... Winkelgeschwindigkeit des Laufrades [rad/s]

Die Gravitationskonstante $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ und die Dichte des Wassers $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$ werden als konstant angenommen.

Die Totaldrücke p_{tot} sowie der statische Druck p_{stat} werden über den Massenstrom gemittelt, was formelmäßig folgendermaßen definiert wird:

$$\bar{p}_{\text{tot}} = \frac{\int p_{\text{tot}} * d\dot{m}}{\int d\dot{m}} \quad \text{Gl. 5.11}$$

$$\bar{p}_{\text{stat}} = \frac{\int p_{\text{stat}} * d\dot{m}}{\int d\dot{m}} \quad \text{Gl. 5.12}$$

Diese massenstromgemittelten Werte werden im Result-File ausgeschrieben.

Das Drehmoment des Laufrades ist das auf Laufschaufeln und Laufradnabe wirkende Moment um die z-Achse (bei Turbinen mit Außenkranz – wie bei fast allen Francis-Turbinen und manchen Diagonalturbinen in der „Propellerausführung“ – muss auch das auf den Laufradmantel wirkende Moment berücksichtigt werden). Mit den Werten aus dem Result-File lässt es sich durch einfache Addition berechnen.

Die Winkelgeschwindigkeit des Laufrades ω lässt sich über die synchrone Drehzahl n des Laufrades mit

$$\omega = 2 * \pi * n \quad \text{Gl. 5.13}$$

berechnen.

Der Durchfluss Q ist der Quotient zwischen dem Massenstrom \dot{m} und der Dichte ρ .

Der Massenstrom wird hier gemittelt, um Interpolationsfehler in den Interfaces zu kompensieren. Diese entstehen, wenn physikalische Größen von einem Netz auf ein anderes, nicht deckungsgleiches Netz umgerechnet werden. Diese Interpolationsfehler bewirken eine bestimmte Ungenauigkeit, welche z.B. zwischen Laufrad-Austritt und Saugrohr-Eintritt in einer Größenordnung von 1,5 % liegen.

Der Massenstrom wird hierbei wie folgt gemittelt:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_I + \dot{m}_R + \dot{m}_O}{3} \quad \text{Gl. 5.14}$$

wobei der Massenstrom \dot{m}_R selbst gemittelt wird:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{m}_{R1} + \dot{m}_{R2} + \dot{m}_{R3} + \dot{m}_{R4}}{4} \quad \text{Gl. 5.15}$$

Die Bezeichnungen bedeuten:

\dot{m}_I ... Massenstrom am Eintritt in das Leitrad [kg/s]

\dot{m}_R ... gemittelter Massenstrom im Laufrad [kg/s]

\dot{m}_O ... Massenstrom am Austritt aus dem Saugrohr [kg/s]

\dot{m}_{R1} ... Massenstrom am Interface zwischen Leitrad und Laufrad [kg/s]

\dot{m}_{R2} ... Massenstrom am Interface zwischen Laufradeintrittskanal und Laufradschaufel [kg/s]

\dot{m}_{R3} ... Massenstrom am Interface zwischen Laufradschaufel und Laufradaustrittskanal [kg/s]

\dot{m}_{R4} ... Massenstrom am Interface zwischen Laufradaustritt und Saugrohereintritt [kg/s]

Die Massenströme an den jeweiligen Interfaces bzw. am Ein- und Austritt werden im Result-File ausgeschrieben.

5.2 Kavitation

Unter Kavitation versteht man die Implosion von Dampfblasen und die dadurch lokal entstehenden sehr hohen Drücke, die auf Dauer einen Schaden verursachen können. Diese Dampfblasen entstehen durch Unterschreiten des Dampfdrucks in der Strömung. Durch den Transport dieser Blasen gelangen sie in Bereiche höheren Drucks wodurch eine Implosion auftreten kann. Implodiert eine Dampfblase in Wandnähe so kommt es zu sehr hohen Drücken an den Wänden, wodurch eine Schädigung des Materials (Abtragung) möglich ist. Insbesondere bei Turbinen muss ein kavitationsfreier Betrieb gewährleistet sein.

Zur Bewertung der Kavitation wird die sogenannte Thoma Zahl σ verwendet. Diese dimensionslose Kennzahl wurde von D. Thoma eingeführt und entspricht dem Verhältnis aus spezifischer Halteenergie (NPSE) und spezifischer Stutzenarbeit [14]. Wie bei Strömungsmaschinen üblich werden die Energiewerte in Energiehöhen umgerechnet. Die Halteenergiehöhe wird dabei als Haltehöhe bezeichnet und die spezifische Stutzenarbeit entspricht der Fallhöhe der Turbine. Somit ergibt sich definitionsgemäß die Thoma Zahl σ der Turbine zu:

$$\sigma_{Tu} = \frac{H_H}{H_{DEF}} \quad \text{Gl. 5.16}$$

Die Haltehöhe wird wie folgt definiert:

$$H_H = \frac{p_U - p_s}{\rho * g} + H_z \quad \text{Gl. 5.17}$$

Die Bezeichnungen bedeuten:

H_H ... Haltehöhe [m]

p_U ... statischer Druck am Unterwasser (entspricht Atmosphärendruck) [Pa]

p_s ... statischer Druck an der Laufschaufel [Pa]

H_z ... geodätische Zulaufhöhe [m]

Durch Einsetzen von Gl. 5.17 in Gl. 5.16 ergibt sich dann der vorhandene σ –Wert der Turbine zu:

$$\sigma_{Tu} = \frac{\frac{p_U - p_s}{\rho * g} + H_Z}{H_{DEF}} \quad \text{Gl. 5.18}$$

In dieser Arbeit wurde der σ -Wert der Turbine über den Totaldruck am Saugrohraustritt bestimmt (vgl. mit der Definition von NPSE in [14]). Die Zulaufhöhe wird nur für den σ -Wert der Anlage berücksichtigt und σ_{Tu} wird somit über folgende Gleichung berechnet:

$$\sigma_{Tu} = \frac{\frac{p_{tot-SR-A-IEC} - p_s}{\rho * g}}{H_{DEF}} \quad \text{Gl. 5.19}$$

In der Numerik kann es vorkommen, dass an einigen Gitterzellen unrealistische Werte – in diesem Fall für den statischen Druck – auftreten. Somit darf für p_s nicht der kleinste auftretende Druck an der Schaufel herangezogen werden, sondern es wird ein sogenannter p-Histogramm-Wert verwendet. Dieser ist eine statistische Größe und kann mit den aus dem Result-File exportierten Daten einfach im Excel bestimmt werden. $p_{Histo_{0,005}}$ zum Beispiel ist der höchste Druck, der auf den unteren (hinsichtlich statischem Druck) 5 ‰ der Schaufelfläche wirkt. Drücke darunter werden nicht berücksichtigt. Dieses Vorgehen hinsichtlich der Kavitationsbeurteilung wird seit Jahren erfolgreich am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen angewendet [15].

In Abbildung 10 ist grafisch dargestellt, wie der p-Histogramm-Wert ermittelt wird. Hier ist der statische Druck über der normierten aufsummierten Schaufelfläche dargestellt. Dazu wurden die Druckwerte für jedes Flächenelement aller Laufschaufeln ausgeschrieben und aufsteigend sortiert. Die zum jeweiligen Druck gehörende Fläche ergibt sich durch die Summe aller Flächen, bei welchen ein tieferer oder gleicher Druck auftritt. Die 5,2 ‰ der Schaufelfläche (bei Teil 1) als entscheidende Größe der Bewertung ergaben sich aufgrund der Kavitationsbeurteilung der Francis-Referenzmaschine. Dort wurde der entscheidende p-

Histogramm-Wert bei 2 % der Schaufelfläche herangezogen. Um die betragsmäßige gleiche Schaufelfläche bei der Diagonalturbine für die Kavitationsbeurteilung heranzuziehen, sind eben 5,2 % der Diagonalturbinen-Schauelfläche nötig. Die Thoma-Zahl der Turbine mit dem p-Histogramm-Wert errechnet sich dann zu:

$$\sigma_{p\text{Histo}_0,0052} = \frac{P_{\text{tot-SR-A-IEC}} - P_{\text{Histo}_0,0052}}{\rho * g \cdot H_{\text{DEF}}} \quad \text{Gl. 5.20}$$

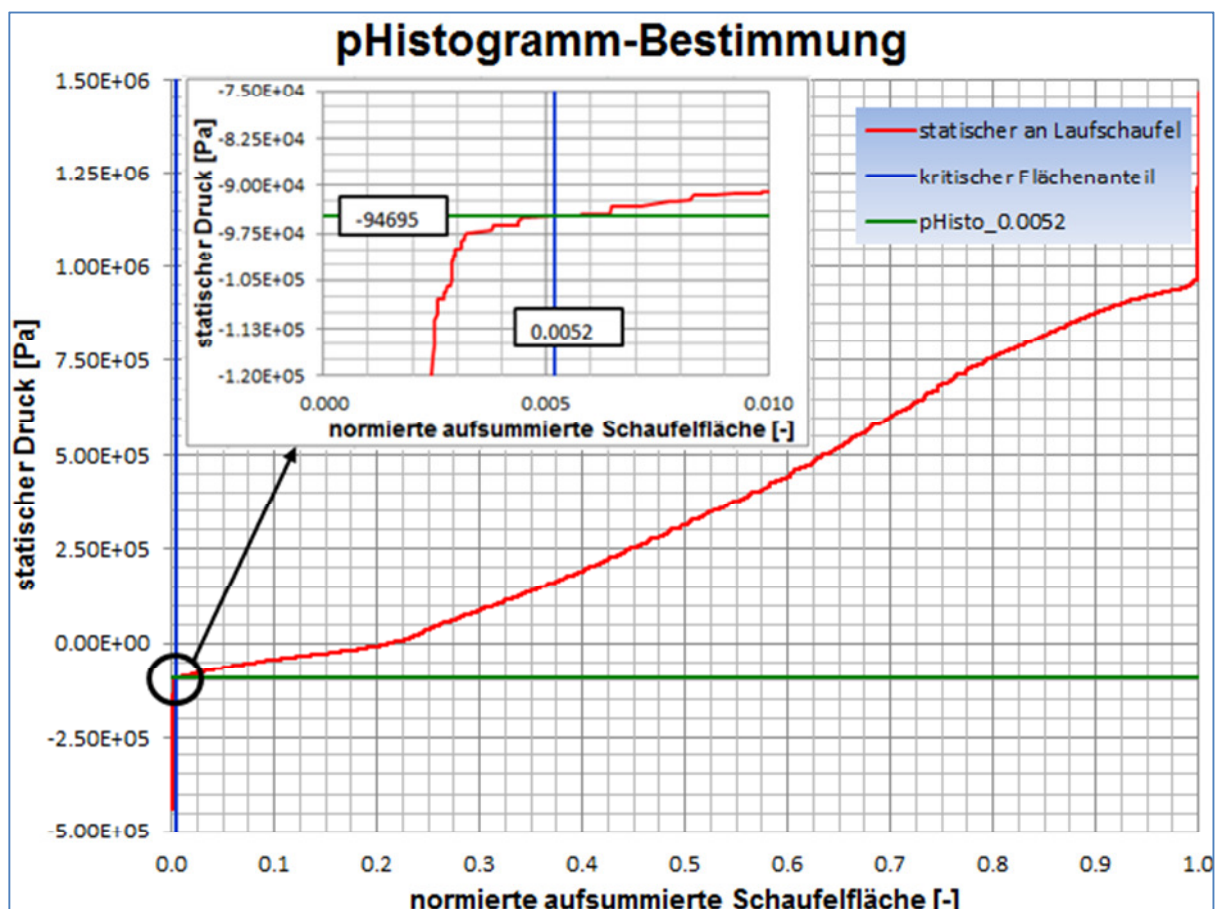


Abbildung 10: p-Histogramm Bestimmung für den Auslegungspunkt der Diagonalturbine Refurbishment

Negative Werte für den Druck sind natürlich physikalisch nicht möglich. Einerseits treten diese – wie schon erwähnt – aus numerischen Gründen auf, andererseits sind diese folgendermaßen zu erklären: der Druck am Saugrohr-Austritt wurde in dieser Arbeit mit 1 bar angegeben. Somit „weiß“ das Modell nicht, wie tief die Maschine und somit das Saugrohr eingegraben ist. In Wirklichkeit ist der Druck am Saugrohr-

Austritt und somit auch in der Turbine also meist höher. Da aber der σ -Wert der Turbine mit dem zulässigen σ -Wert der Anlage verglichen wird, ist es auch nicht notwendig den wirklich auftretenden Druck in der Turbine zu kennen. Die Einbautiefe wird im begrenzenden σ -Wert berücksichtigt. Sie entspricht nach Gl. 5.21 der Zulaufhöhe und beträgt bei der Francis-Referenzmaschine 1,5 m.

Wie schon in den ersten Zeilen in diesem Unterkapitel beschrieben ist der Dampfdruck die begrenzende Größe. Somit kann die Thoma Zahl der Anlage mit:

$$\sigma_{\text{Anl}} = \frac{\frac{p_U - p_D}{\rho * g} + H_Z}{H_{\text{DEF}}} \quad \text{Gl. 5.21}$$

beschrieben werden. Der statische Druck an der Schaufel ist also durch den Dampfdruck der Flüssigkeit zu ersetzen. In dieser Arbeit wurde der statische Druck am Unterwasser vorerst mit 1bar angenommen. Der Einfluss der Seehöhe des Maschinenhauses wurde mit den Anhalten von G. Krivchenko in einer verringerten Zulaufhöhe berücksichtigt [16]:

$$\bar{H}_Z = H_Z - \frac{H_{\text{MH}}}{900} \quad \text{Gl. 5.22}$$

Darin bedeuten:

p_D ... Dampfdruck des Wassers [Pa]

H_{MH} ... Seehöhe des Maschinenhauses [m]

Der Dampfdruck wurde mit 2000 Pa angenommen. Somit ergibt sich die Thoma Zahl der Anlage als Grenzwert zu:

$$\sigma_{\text{Anl}} = \frac{\frac{p_U - p_D}{\rho * g} + \bar{H}_Z}{H_{\text{DEF}}} \quad \text{Gl. 5.23}$$

Liegt der σ -Wert der Turbine unter jenem der Anlage kann von einem kavitationsfreien Betrieb ausgegangen werden. Wird σ_{Anl} überschritten muss mit Kavitationserscheinungen gerechnet werden.

5.3 Auswertung der Francis-Turbine des Kraftwerks Koroglu

Zur quantitativen Auswertung aller CFD-Ergebnisse wurde ein vom Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen vorprogrammiertes Excel-Tool verwendet, welches die Auswertungen automatisiert durchführt. Ausgewertet wurden die Lösungen des Vollmodells, welches aus 18 Leitschaufeln, 16 Laufschaufeln und dem Saugrohr besteht. Die Spirale wird in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. In allen sieben Betriebspunkten wurde zwischen Leitapparat und Laufrad das „Frozen Rotor“-Interface angewandt. Der Versuch, das „Stage“-Interface zwischen Leitapparat und Laufrad zu verwenden brachte besonders im Auslegungspunkt ein instabiles Simulationsverhalten.

5.3.1 Wirkungsgrade

Der Auswertung liegen die im Kapitel 5.1 beschriebenen Formeln zugrunde. In Abbildung 11 sieht man die Wirkungsgradverläufe der einzelnen Komponenten über den Durchfluss. Der maximale hydraulische Gesamtwirkungsgrad liegt dabei bei einem Durchfluss von ca. $2,45 \text{ m}^3/\text{s}$ und beträgt 96 %. Nicht eingerechnet sind dabei Spiralen- und Stützschaufelverluste sowie die Verluste welche durch Scheibenreibung, Leckage und aufgrund Dichtungen entstehen. Durch die Aufspaltung der Wirkungsgrade sind die Verluste von Leitrad, Laufrad und Saugrohr ablesbar. Man kann erkennen, dass die Leitrad-Verluste mit steigendem Durchfluss abnehmen und die Laufradverluste mit steigendem Durchfluss zunehmen. Das Saugrohr hat sein Optimum – unter anderem bedingt durch die Abströmung aus dem Laufrad – im Auslegungspunkt.

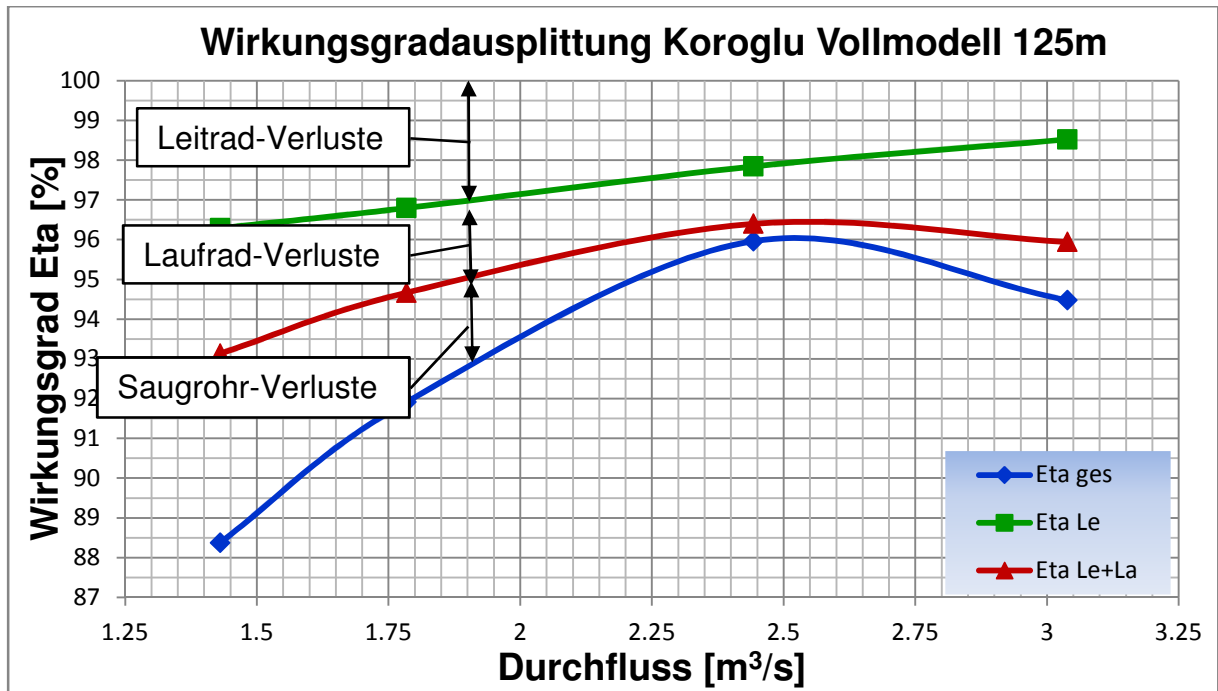


Abbildung 11: Wirkungsgradauswertung der Francis-Referenzturbin

5.3.2 Kavitation

Kapitel 5.2 beschreibt die Gleichungen, aus welchen die Auswertung resultiert. In Abbildung 12 sind die σ_{pHisto} -Werte über dem Durchfluss zu sehen. Der für die Kavitationsbeurteilung entscheidende Wert ist dabei $\sigma_{pHisto_{0,002}}$. Durch die Begrenzung der Thoma-Zahl mit σ_{Anl} ergibt sich ein maximaler Durchfluss von 2,74 m³/s. Bei höheren Durchflüssen muss mit Kavitationserscheinungen gerechnet werden.

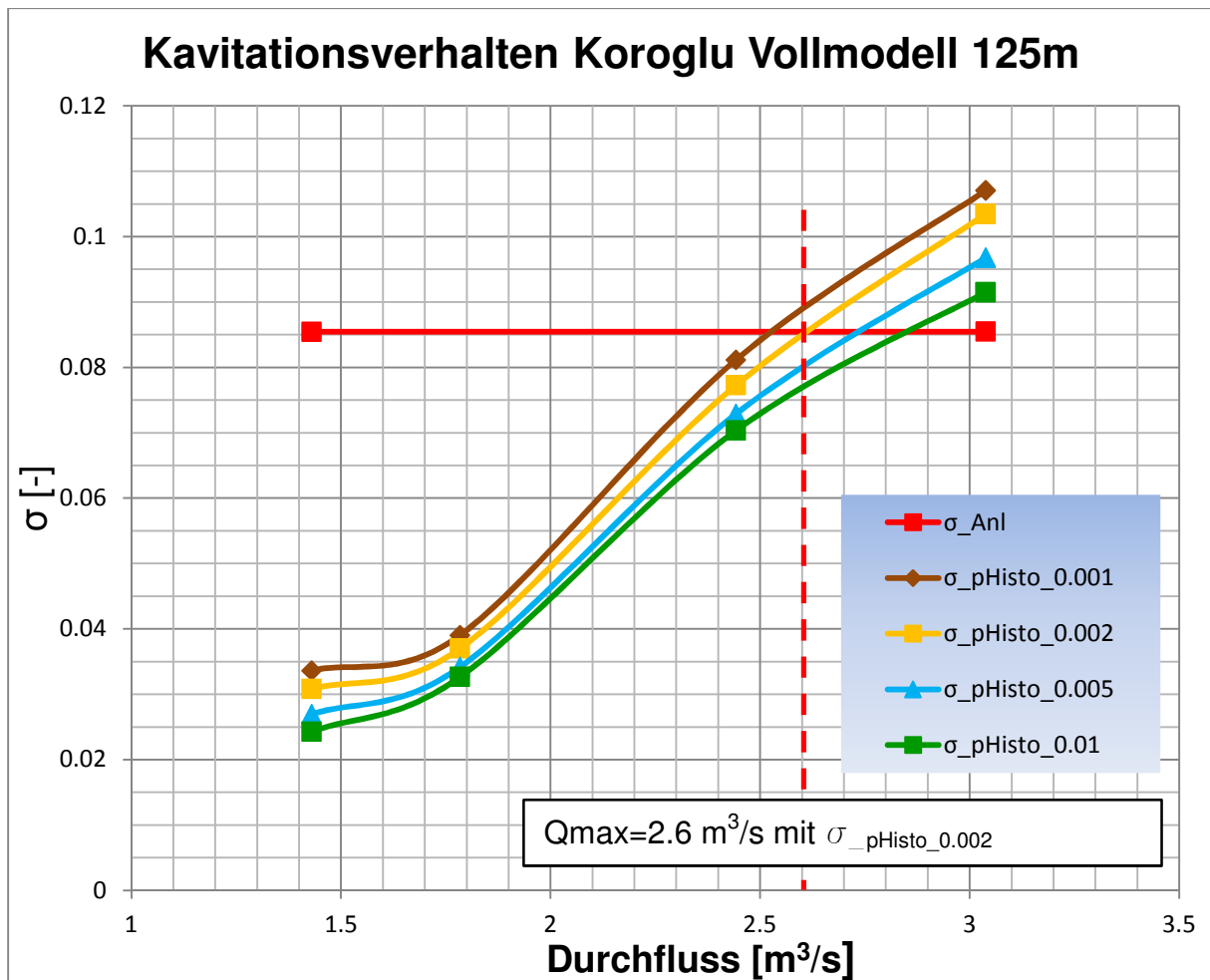


Abbildung 12: Kavitationsauswertung der Francis-Referenzurbine

6 Diagonalturbine als Refurbishment

6.1 Meridianschnitt

Das Bestimmen der Meridianschnitt-Kontur wird in Kapitel 3.3 beschrieben. Die Drehzahl des Laufrades beträgt $n = 1500$ U/min womit sich eine spezifische Drehzahl von $n_q = 62,16$ U/min ergibt. Der Durchflusswinkel beträgt $\delta = 60^\circ$. Wie schon erwähnt beträgt der Durchfluss im Auslegungspunkt $2,4$ m³/s bei 125 m Fallhöhe.

6.2 Eindimensionale Erstausslegung

Zur eindimensionalen Erstausslegung wurde das Laufrad in fünf Teilfluträder unterteilt. Alle Teilfluträder haben denselben durchströmten Querschnitt entlang der Verstellachse. Der Querschnitt ist eine Kegelmantelfläche, deren Flächeninhalt wie folgt berechnet wird:

$$A_{KM} = (R_M + R_N) * \pi * h \quad \text{Gl. 6.1}$$

Darin bedeuten:

R_M ... Radius von der Drehachse zur Mantelkontur [m]

R_N ... Radius von der Drehachse zur Nabenkontur [m]

h ... Schaufelhöhe entlang der Verstellachse [m]

Die Schaufelhöhe h ist bei einem Durchflusswinkel von $\delta=60^\circ$ über die Radien mit

$$h = \frac{R_M - R_N}{\cos(30^\circ)} \quad \text{Gl. 6.2}$$

zu berechnen. Somit ergibt sich die durchströmte Fläche zu:

$$A_{KM} = \frac{(R_M^2 - R_N^2) * \pi}{\cos(30^\circ)} \quad \text{Gl. 6.3}$$

Diese Fläche wird durch fünf geteilt und ausgehend von der Nabenkontur kann die Außenkontur des ersten Teilflutrades wie folgt berechnet werden:

$$R_{T1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(30^\circ)}{5 * \pi} + R_N^2} \quad \text{Gl. 6.4}$$

Und die Außenkonturen der weiteren Teilfluträder mit:

$$R_{Ti+1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(30^\circ)}{5 * \pi} + R_{Ti}^2} \quad \text{Gl. 6.5}$$

Der für die Winkelberechnung entscheidende Radius der jeweiligen Teilfluträder befindet sich in deren flächenmäßiger Mitte und wird folgendermaßen ermittelt:

$$R_{TMi+1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(30^\circ)}{10 * \pi} + R_{Ti}^2} \quad \text{Gl. 6.6}$$

Die Bezeichnungen bedeuten:

R_{Ti} ... Außenradius des i-ten Teilflutrades

R_{TMi} ... flächenmäßig mittlerer Radius des i-ten Teilflutrades

Mit Naben- und Mantelkontur ergeben sich also sieben Radien, welche zur Schaufelauslegung herangezogen werden. Diese Radien sind – wie schon erwähnt – zur Drehachse des Laufrades gemessen. Um die Teilfluträder im Schaufelgenerierungs-Programm ANSYS BladeGen als Layer festzulegen, müssen die Radien zuerst auf den Kugelmittelpunkt bezogen werden. Dazu müssen diese bei 60° Durchflusswinkel einfach durch $\cos(30^\circ)$ dividiert werden. Diese Radien werden nun mit \bar{R} bezeichnet. In ANSYS BladeGen werden die Layer ausgehend von der Nabenkontur in relativer Schaufelhöhe eingefügt. Für das i-te Teilflutrad ergibt sich die relative Schaufelhöhe zu:

$$h_{RELi} = \frac{\overline{R_{TMi}} - \overline{R_N}}{h} \quad \text{Gl. 6.7}$$

In Abbildung 13 ist der Meridianschnitt mit den mittleren Radien $\overline{R_{TMi}}$ der Teilfluträder dargestellt. Die Bezeichnungen bedeuten:

R_{N1} ... Radius der Nabe an der Laufschaufel-Eintrittskante [m]

R_{TM31} ... flächengemittelter Radius des dritten Teilflutrades an der Laufschaufel-Eintrittskante [m]

R_N ... Radius der Nabe an der Verstellachse [m]

R_{TM3} ... flächengemittelter Radius des dritten Teilflutrades an der Verstellachse [m]

R_M ... Radius des Mantels an der Verstellachse [m]

R_{TM32} ... flächengemittelter Radius des dritten Teilflutrades an der Laufschaufel-Austrittskante [m]

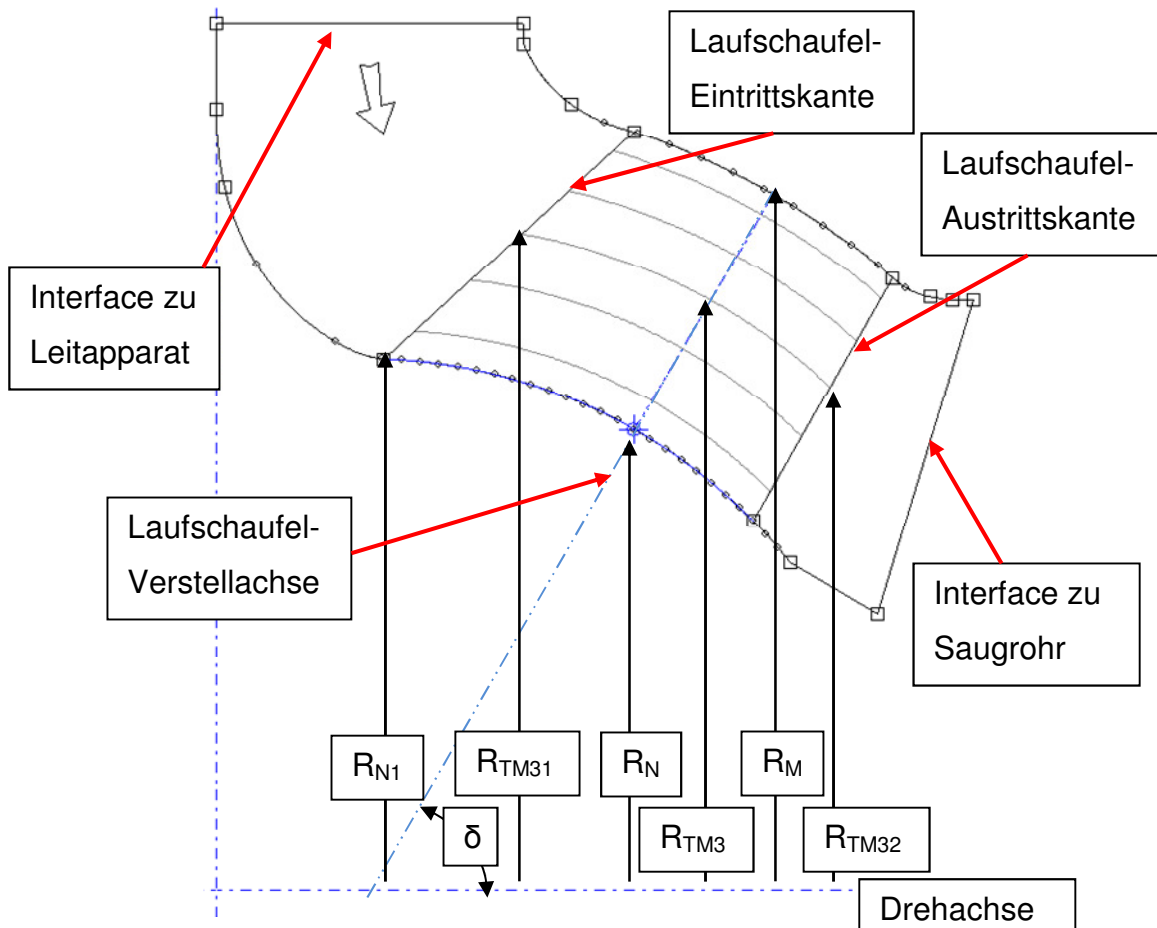


Abbildung 13: Meridianschnitt Diagonalturbine Refurbishment mit den Teilfluträdern

Die für die Berechnung von Eintritts- und Austrittswinkel an Eintritts- und Austrittskante der Laufschaufel entscheidenden Radien zur Drehachse des Laufrades wurden aus dem Meridianschnitt in ANSYS BladeGen abgelesen. In Tabelle 5 sind diese Abmessungen der Teilfluträder sowie der Naben- und Mantelkontur aufgelistet.

Tabelle 5: Abmessungen der Teilfluträder Diagonalturbine Refurbishment

Layer	Radius an der Laufrad- Eintrittskante [m]	Radius an der Laufrad- Austrittskante [m]
N	0,225	0,156
1	0,237	0,169
2	0,258	0,192
3	0,278	0,213
4	0,296	0,233
5	0,313	0,251
M	0,322	0,260

Der Winkelberechnung liegt die Turbomaschinen-Hauptgleichung für Turbinen nach EULER zu Grunde:

$$g * H_{DEF} * \eta_u = c_{u1} * u_1 - c_{u2} * u_2 \quad \text{Gl. 6.8}$$

Darin bedeuten:

η_u ... Umfangswirkungsgrad [-]

c_{u1} ... Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufschaufel-
Eintritt [m/s]

u_1 ... Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufel – Eintrittskante [m/s]

c_{u2} ... Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufschaufel- Austritt
[m/s]

u_2 ... Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufel – Eintrittskante [m/s]

Um die Eintritts- und Austrittswinkeln der einzelnen Teilfluträder bestimmen zu können, wurden folgende Annahmen getroffen:

- Umfangswirkungsgrad $\eta_u = 0,92$
- Drallfreie Abströmung ($c_{u2} = 0$)
- Konstante Meridiangeschwindigkeit c_m über die Schaufelhöhe

Mit Gl. 6.8 und der Annahme der drallfreien Abströmung ergibt sich die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufschaufel-Eintritt des i-ten Teilflutrades zu:

$$c_{ui1} = \frac{g * H_{DEF} * \eta_u}{u_{1i}} \quad \text{Gl. 6.9}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit am Laufschaufel-Eintritt des i-ten Teilflutrades wird wie folgt bestimmt:

$$u_{i1} = \frac{D_{i1} * \pi * n}{60} \quad \text{Gl. 6.10}$$

D_{i1} ist natürlich der zweifache Radius R_{i1} . Ebenso ergibt sich die Umfangsgeschwindigkeit am Laufschaufel-Austritt des i-ten Teilflutrades zu:

$$u_{i2} = \frac{D_{i2} * \pi * n}{60} \quad \text{Gl. 6.11}$$

Die Meridiangeschwindigkeit c_{m1} (Eintritt) bzw. c_{m2} (Austritt) errechnet sich über den Durchfluss Q und der durchströmten Fläche am Eintritt (A_1) bzw. Austritt (A_2) zu:

$$c_{m1} = \frac{Q}{A_1} \quad \text{Gl. 6.12}$$

bzw.

$$c_{m2} = \frac{Q}{A_2} \quad \text{Gl. 6.13}$$

Die durchströmten Flächen A_1 und A_2 sind wieder Kegelmantelflächen und können mit

$$AKM = (RM + RN) * \pi * h$$

Gl. 6.1

berechnet werden. Die entsprechenden Radien am Eintritt und Austritt können Tabelle 5 entnommen werden. Die Erzeugende der Kegelmantelfläche (h) ist aus den Abmessungen über Winkelfunktionen zu berechnen. Mit diesen Geschwindigkeiten lassen sich dann der Eintrittswinkel β_1 und der Austrittswinkel β_2 des Teilflutrades i wie folgt bestimmen:

$$\tan \beta_{i1} = \frac{c_{m1}}{u_{i1} - c_{ui1}}$$

Gl. 6.14

bzw.

$$\tan \beta_{i2} = \frac{c_{m1}}{u_{i2}}$$

Gl. 6.15

Der Winkel β wird dabei von der Umfangsrichtung zur Relativgeschwindigkeit w gemessen.

Abbildung 14 stellt die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und am Austritt der Laufschaufel dar. Der Winkel α liegt dabei zwischen der Umfangsrichtung und der Absolutgeschwindigkeit c. Da die Umfangsgeschwindigkeiten linear mit dem Radius zunehmen, werden sowohl Eintritts- als auch Austrittswinkel zum Mantel hin kleiner. Das bedeutet, dass die Schaufel in sich verwunden ist.

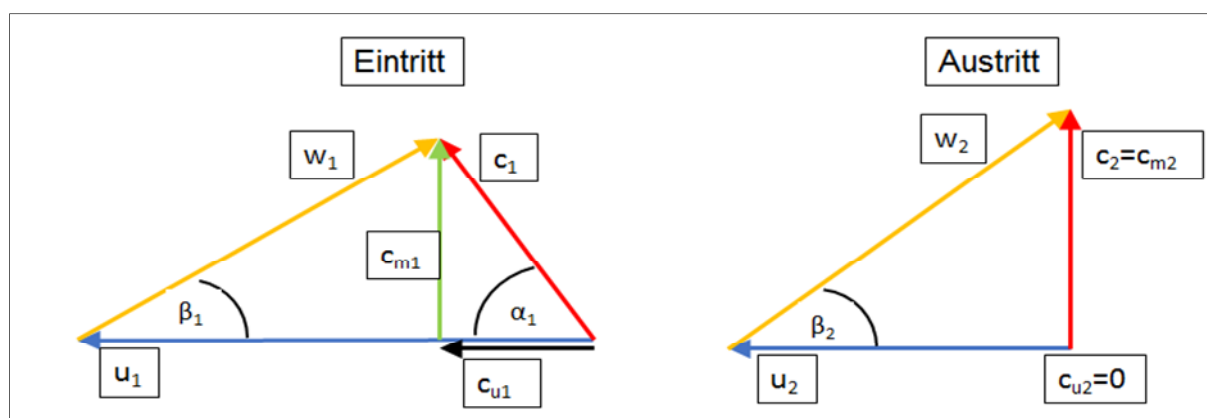


Abbildung 14: Allgemeine Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad-Ein- und Austritt

Tabelle 6 listet die Eintritts- und Austrittswinkel der Schaufelprofile aller Teilfluträder sowie der Naben- und Mantelkontur auf.

Tabelle 6: Eintritts- und Austrittswinkel der Teilfluträder der Erstausslegung – Diagonalturbine Refurbishment

Layer	Eintrittswinkel [°]	Austrittswinkel [°]
N	72,69	31,97
1	57,78	29,94
2	40,88	26,89
3	31,63	24,56
4	26,30	22,68
5	22,73	21,20
M	21,23	20,53

6.3 Generierung des ersten Laufrades

Die Erzeugung des Laufrades wurde im Programm ANSYS BladeGen durchgeführt. Nach dem Erstellen des Meridianschnittes und dem Einfügen der Layer (siehe Kapitel 6.2) wurden die Eintritts- und Austrittswinkel der Teilfluträder sowie der Naben und Mantelkontur festgesetzt (Werte aus Tabelle 6). Der Winkelverlauf über die meridionale Länge wurde so ausgeführt, dass sich eine „ansehnliche“ Schaufelform ergab. In den Layern an und knapp über der Nabe bedeutete das ein starke Krümmung zu Beginn und eine sehr geringe Krümmung zur Austrittskante hin. In den Layern nahe der Mantelkontur lag überhaupt nur eine schwache Krümmung vor, welche gleichmäßig ausgeführt wurde. Für das Schaufelprofil wurde in der Erstausslegung ein 4-ziffriges NACA-Profil [12] mit der maximalen Dickenrücklage bei 30 % der meridionalen Länge festgelegt. Die Schaufeldicke wurde an der Nabe mit 5,5 % und am Mantel mit 3,5 % der gewölbten Schaufellänge festgelegt. Zwischen Nabe und Mantel wurde die Dicke durch lineare Interpolation vom Programm berechnet. Die Austrittskante wurde mit dem Type „Square“ (unter Schaufeleigenschaften) abgeschnitten. Vorerst wurde das Laufrad mit neun Laufschaufeln erstellt. Profilschnitte und Meridianschnitt des Laufrades wurden anschließend punktweise als Textfile ausgeschrieben. Abbildung 15 zeigt das erste Laufrad mit Nabenkontur.

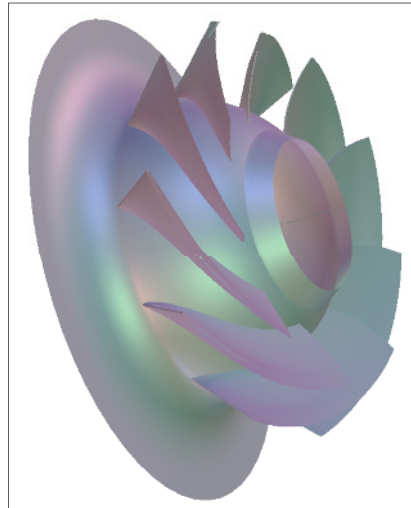


Abbildung 15: Fertiges Laufblad der Erstauslegung Diagonalturbine Refurbishment

6.4 Vernetzung des Laufrades

Wie schon im Kapitel 1.3 erwähnt, muss das Rechenggebiet örtlich diskretisiert werden. An Stellen hoher Gradienten einer physikalischen Größe ist eine entsprechend feinere Auflösung erforderlich. Die Vernetzung des Laufrades erfolgte mit dem Programm ANSYS Turbogrid. Im Rahmen dieser Arbeit wurden sämtliche Komponenten mit strukturiert vernetzten Gittern verwendet. Das bedeutet, dass das Rechenggebiet mit Hexaedern aufgelöst wird. Der Vorteil der strukturierten Gitter liegt in der einfachen Indexierung der Elemente, dem geringen Speicherbedarf und der kürzeren Rechenzeiten.

ANSYS Turbogrid bietet zur strukturierten Vernetzung mit der traditionellen Variante folgende Topologie-Methoden an:

- H/J/C/L-Grid
- H-Grid
- J-Grid

Beim H/J/C/L-Grid, welches in dieser Arbeit verwendet wurde, wählt ANSYS TurboGrid in Abhängigkeit des Schaufelwinkels zur Achsrichtung eine H-, J- oder L-Topologie aus. Das H-Gitter ist zwar das einfachste Gitter, jedoch kann es vor und nach Hindernissen in der Strömung zu sinnlosen Zellenverdichtungen in Hauptströmungsrichtung kommen. Bei Laufschaufeln tritt das besonders in der Nähe von Eintritts- und Austrittskante auf. Eine Abhilfe dieser Problematik schaffen J- und L-Gitter, welche das Strömungsgebiet um die Schaufel in mehrere Blöcke aufteilen.

Beim C-Gitter werden die Zellen um eine Kante geführt, wodurch die Verdichtung auf einer Seite ebenfalls verhindert wird. Zusätzlich wurde in dieser Arbeit noch die O-Grid Option gewählt. Das bedeutet, dass eine umlaufende Vernetzung der Eintrittskante in der Randschicht erzeugt wird.

Abbildung 16 und Abbildung 17 zeigen die unterschiedlichen Topologie-Methoden.

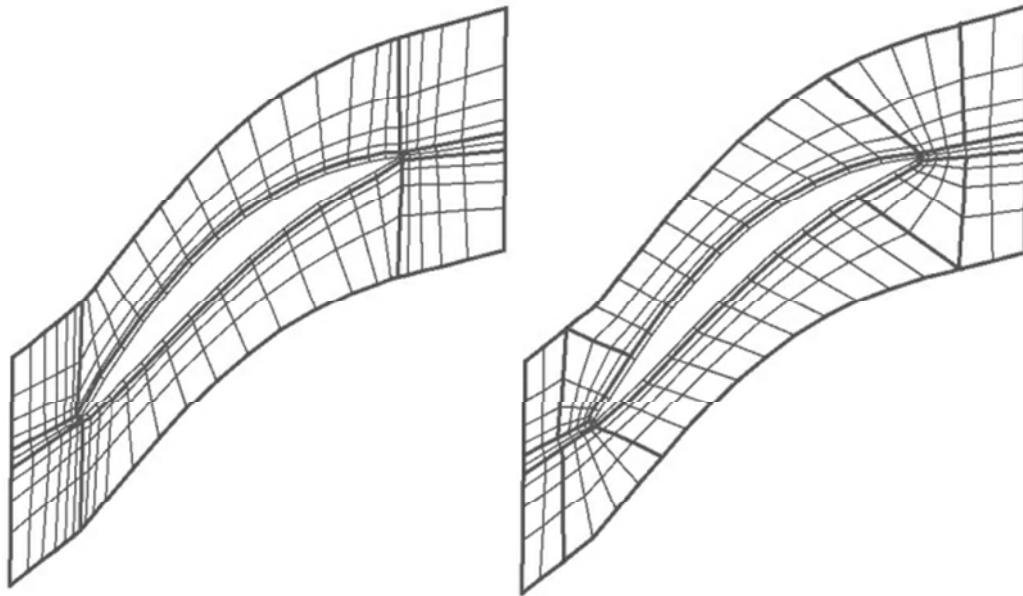


Abbildung 16: Topologie des H-Gitters (links) und des J-Gitters (rechts) (Quelle: [17])

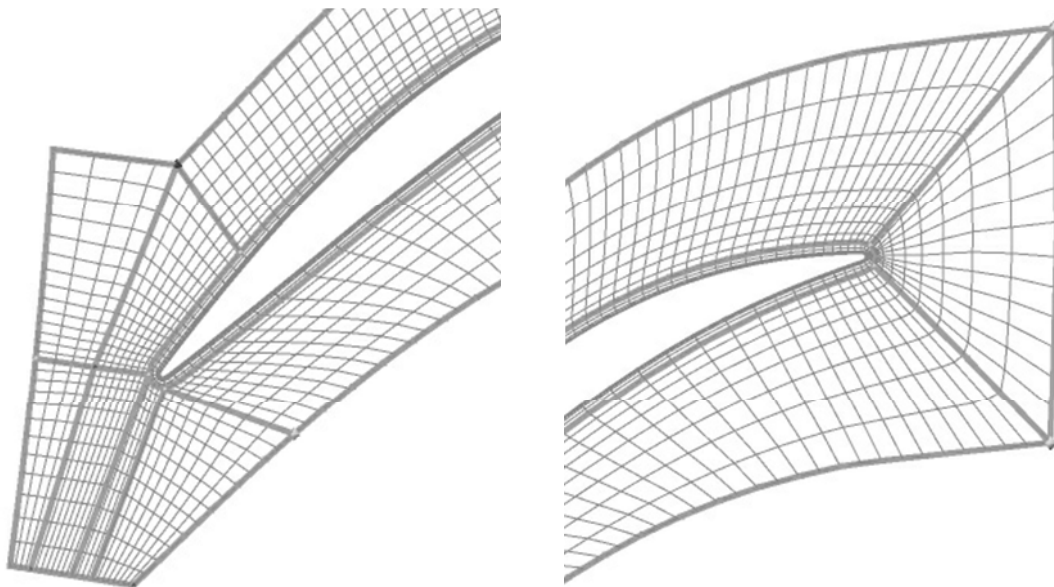


Abbildung 17: Topologie des L-Gitters (links) und des C-Gitters (rechts) (Quelle: [17])

Nach dem Einlesen des im ANSYS BladeGen ausgeschriebenen Files und der Topologie-Auswahl wurde die Netzfeinheit bestimmt. Um eine Netzgitter-Unabhängigkeit der Lösungen zu kontrollieren wurden ein mittleres und ein feines

Netz erstellt. Dazu wurde für das mittlere Netz eine Knotenpunktzahl von ca. 100000 angegeben. Weiters wurde der dimensionslose Wandabstand $y^+=100$ festgelegt. Der dimensionslose Wandabstand ist dabei wie folgt definiert: [13]

$$y^+ = \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\nu} * \Delta n \quad \text{Gl. 6.16}$$

wobei τ_w wie folgt definiert ist:

$$\tau_w = \frac{\partial u}{\partial y} * \mu \quad \text{Gl. 6.17}$$

In Gl. 6.16 und Gl. 6.17 bedeuten:

τ_w ...Schubspannung an der Wand [N/mm²]

ρ ...Dichte des Mediums [kg/m³]

ν ...kinematische Viskosität des Mediums [m²/s]

Δn ...Knotenabstand der ersten beiden Elemente an der Wand [m]

μ ...dynamische Viskosität des Mediums [Pa s]

u ...Geschwindigkeit des Mediums entlang der Wand [m/s]

y ...Abstand zur Wand [m]

Mit dem dimensionslosen Wandabstand wird die Netzfeinheit in Wandnähe in Abhängigkeit der Geschwindigkeit, sowie in Abhängigkeit der physikalischen Eigenschaften des Mediums definiert.

Beim feinen Netz wurde die Knotenpunktzahl verdoppelt und der dimensionslose Wandabstand halbiert, beim groben Netz wurde die Knotenpunktzahl halbiert und der dimensionslose Wandabstand verdoppelt.

Um eine Verstellbarkeit des Laufrades zu gewährleisten musste am Mantel noch ein Spalt eingefügt werden. Dieser wurde mit 5 % der Schaufelhöhe angenommen, was einen Absolutwert von 0,58 mm bedeutet.

Nach der Netzgenerierung wurde noch die Netzqualität kontrolliert. So durften insbesondere keine negativen Volumina auftreten. Weiters sollte die Verzerrung

möglichst gering sein. Für dieses Kriterium musste der Zellwinkel zwischen 15° und 165° liegen. Bei unzureichender Netzqualität musste das Gitter durch Verschieben der Kontrollpunkte verbessert und neu generiert werden. Abbildung 18 zeigt die Randflächen eines Laufschaufelgitters mit der Verstellachse.

Um eine Verstellung der Laufschaufeln simulieren zu können wurden Netzgitter in verschiedenen Stellungen erzeugt. Ausgehend vom Auslegungspunkt wurde das Laufrad um bis zu $12,5^\circ$ geschlossen und um bis zu $7,5^\circ$ geöffnet. Die Unterteilung erfolgte in $2,5^\circ$ Schritten.

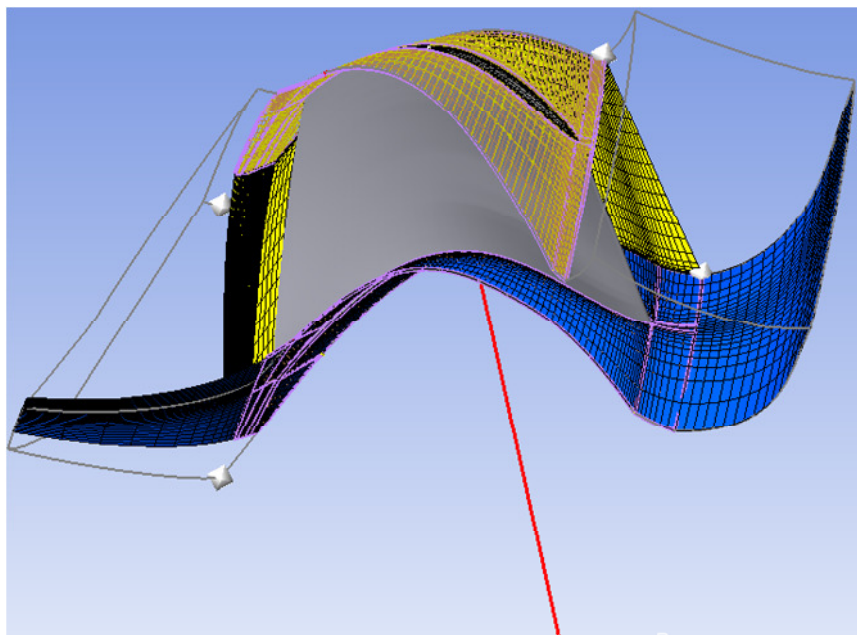


Abbildung 18: Vernetzung des Laufradkanals mit Verstellachse der Diagonalturbine Refurbishment

6.5 Rechensetup

Die Erstausslegung sowie die ersten Optimierungen wurden mit dem vereinfachten Modell mit einem Leitradkanal, einem Laufradkanal und dem Saugrohr berechnet. Die Rechnung wurde stationär durchgeführt. Sowohl zwischen Leitradkanal und Laufradkanal als auch zwischen Laufradkanal und Saugrohr wurde das „Frozen Rotor“-Interface verwendet. Im Zuge der detaillierteren Optimierung wurde das Rechensetup verändert. In Kapitel 6.7 wird auf diese Änderungen kurz eingegangen. Abbildung 19 stellt den Meridianschnitt aller Komponenten dar.

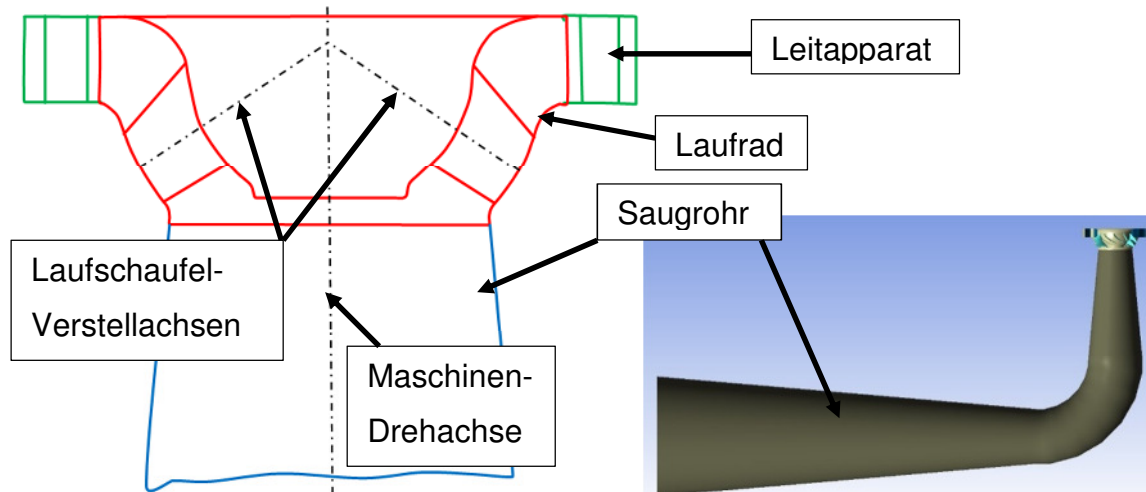


Abbildung 19: Meridianschnitt aller Komponenten - Diagonalturbine Refurbishment

6.6 Auswertung der Erstausslegung

Die der Auswertung zu Grunde liegenden Gleichungen wurden bereits in Kapitel 5 beschrieben. Bei der Erstausslegung wurden drei Laufradstellungen mit je drei Leitradstellungen berechnet. Die Wirkungsgradkurve einer Laufradstellung mit mehreren Leitradstellungen wird als Propellerkurve bezeichnet. Ausgehend vom Auslegungspunkt wurde die Laufradschaufel um fünf bzw. zehn Grad geschlossen und um fünf Grad geöffnet (Index p(lus) steht dabei für Öffnen und m(inus) für Schließen). Die Leitradsschaufel wurde in 2,5 °-Schritten verdreht. Die Winkelangabe der Leitradsschaufel bezieht sich dabei auf ihre Verdrehung zur radialen Richtung. In Abbildung 20 sind die einzelnen Propellerkurven mit je drei Betriebspunkten dargestellt. Die Einhüllende wurde mit den jeweils höchsten Werten der Propellerkurven gebildet.

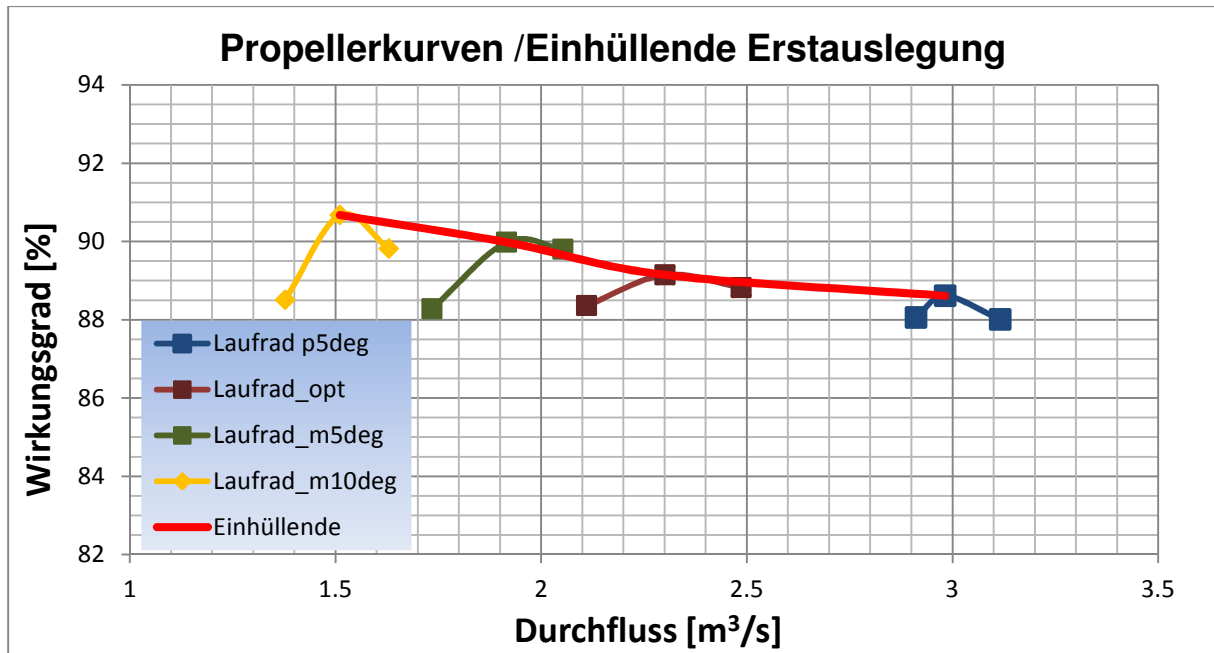


Abbildung 20: Propellerkurven und Einhüllende der Erstausslegung - Diagonalturbine Refurbishment

6.6.1 Auswertung Wirkungsgrad

Abbildung 21 stellt die aufgesplitteten Wirkungsgradverläufe über dem Durchfluss dar. Zur besseren Übersicht werden in nur die Optima der einzelnen Propellerkurven als Einhüllende dargestellt. Man kann erkennen, dass die Laufradverluste 6 % und mehr betragen. Die Leitradverluste sind dagegen eher gering, während die Saugrohrverluste in Überlast stark zunehmen. Das Optimum des Gesamtwirkungsgrades von $\eta = 90,67 \%$ stellt sich bei einem Durchfluss von $Q = 1,51 \text{ m}^3/\text{s}$ ein. Somit liegt das Optimum noch deutlich im Teillast-Bereich. Grundsätzlich sind die Wirkungsgradkurven in Teillast und in Überlast aber schon sehr flach. Der Vorteil der doppelten Regelbarkeit der Diagonalturbine ist also schon in der Erstausslegung sichtbar.

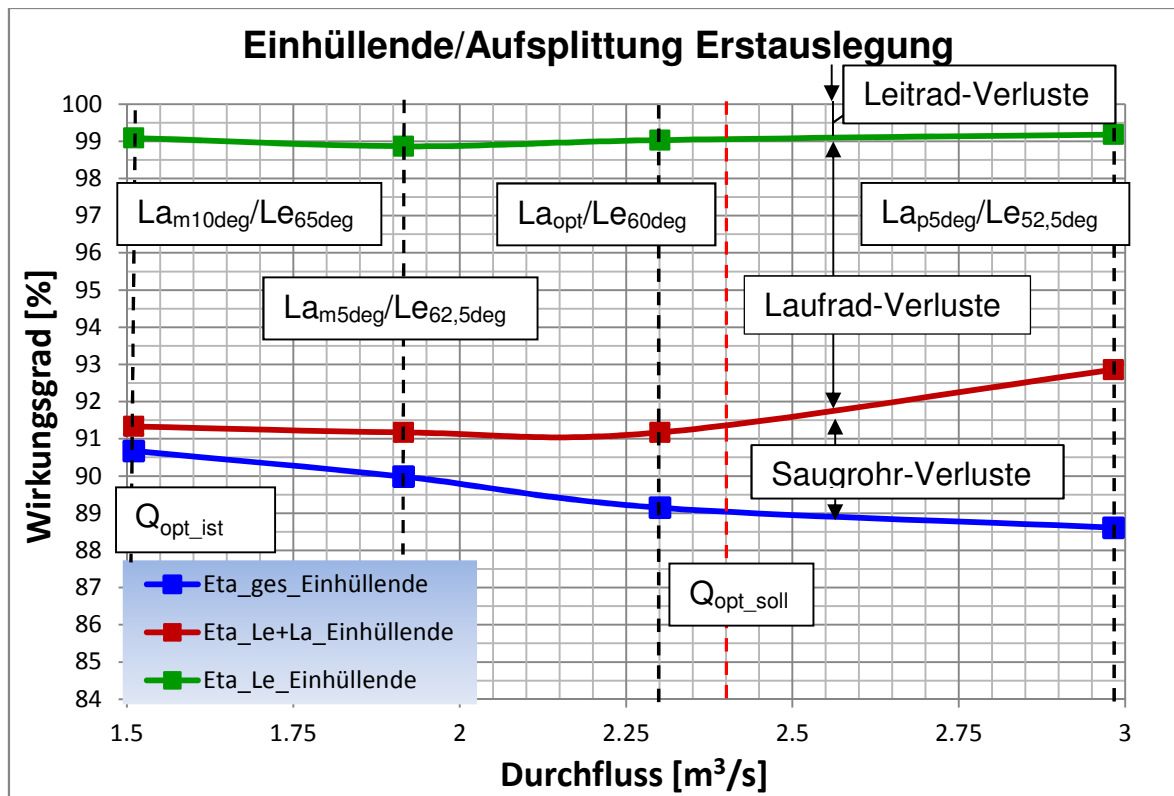


Abbildung 21: Einhüllende der Erstauslegung – Diagonalturbine Refurbishment - Einfachmodell

Folgende Abbildungen zeigen die Strömungsverhältnisse der Erstauslegung am Eintritt und Austritt der Laufschaufel. Dabei wird bei der Anströmung nur der Auslegungspunkt (La_{opt}/Le_{60deg}), bei der Abströmung zusätzlich ein Teillastpunkt (La_{m10deg}/Le_{65deg}) und ein Überlastpunkt ($La_{p5deg}/Le_{52,5deg}$) dargestellt.

Abbildung 22 zeigt die Anströmung des Schaufelprofils von links nach rechts in 20 %, 50 % und 80 % der Schaufelhöhe. Es zeigt sich eine druckseitige Anströmung der Schaufel die zum Mantel hin verstärkt auftritt.

Abbildung 23 zeigt die Verteilung des statischen Drucks an der Schaufel. Hier wird besonders die druckseitige Anströmung in Schaufelmitte und am Mantel sichtbar. An der Druckseite ist die Falschanströmung in Zonen hohen Drucks sichtbar (rot). An der Saugseite äußert sich die druckseitige Anströmung durch lokal niedrige Drücke (blau und türkis). Grundsätzlich ist der Druckabbau besonders an der Druckseite der Laufschaufel schon recht gleichmäßig.

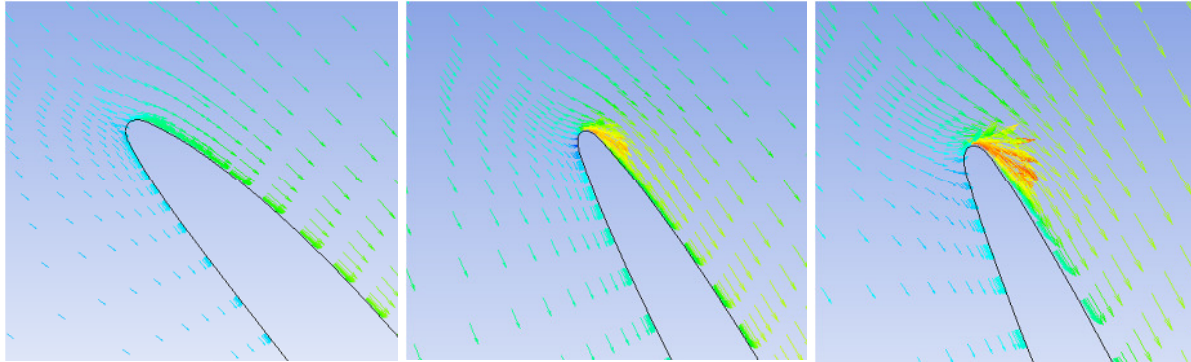


Abbildung 22: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstauslegung

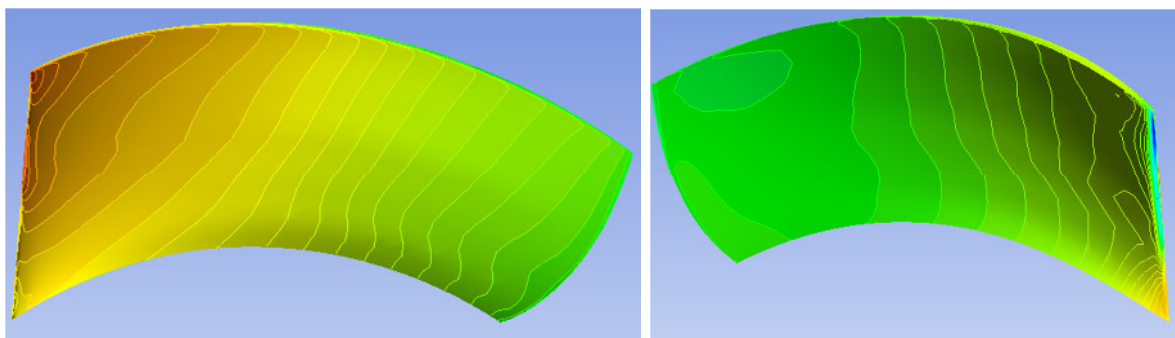


Abbildung 23: Druckverteilung an der Druckseite (li.) und an der Saugseite (re.) der Laufschaufel – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstauslegung

Die Güte der Abströmung lässt sich durch den Verlauf der Meridiangeschwindigkeit c_m bzw. der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u über der Schaufelhöhe nach der Laufschaufel –Austrittskante darstellen. In Abbildung 24 ist die Meridiangeschwindigkeit der drei Betriebspunkte unmittelbar nach der Laufschaufel-Austrittskante über der Schaufelhöhe dargestellt. Bei einer gut ausgelegten Hydraulik ist die Meridiangeschwindigkeit nahezu konstant von Nabe zu Mantel. Im Auslegungspunkt sieht die Verteilung schon sehr zufriedenstellend aus. Im Überlastpunkt stellt sich bei ca. 30 % der Schaufelhöhe ein erhöhter c_m -Wert ein. Im Teillastpunkt nimmt die Meridiangeschwindigkeit in Mantelnähe deutlich ab. Der geringe Wert an der Nabe lässt sich durch die Haftbedingung an der Nabenwand erklären. Der hohe Wert am Mantel tritt aufgrund des Laufradspaltes auf, wo die Strömung fast ungehindert fließt.

Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit sollte am Laufrad - Austritt möglichst Null sein (drallfreier Austritt). Der Verlauf in Abbildung 25 ist für die Erstauslegung im Auslegungspunkt schon recht zufriedenstellend. Negative Werte

der Geschwindigkeit bedeuten hier Restdrall, weil sich die Turbine mit negativem Vorzeichen um die z-Achse dreht. Im unteren Schaufelbereich tritt im Auslegungspunkt also etwas Restdrall auf. Der hohe Restdrall am Mantel lässt sich zum Teil über den Laufradspalt erklären. Jedoch ist hier natürlich noch viel Verbesserungspotential vorhanden, welches durch Änderungen am Laufschaufel-Design genutzt werden kann. Im Teillastpunkt ist der c_u -Verlauf schon sehr gleichmäßig und Rest- bzw Gegendrall sind sehr gering. Im Überlastpunkt stellt sich ein sehr „welliger“ Verlauf ein, wobei nahezu überall Gegendrall auftritt. Dieser Verlauf erklärt auch die hohen Saugrohrverluste im Überlastpunkt.

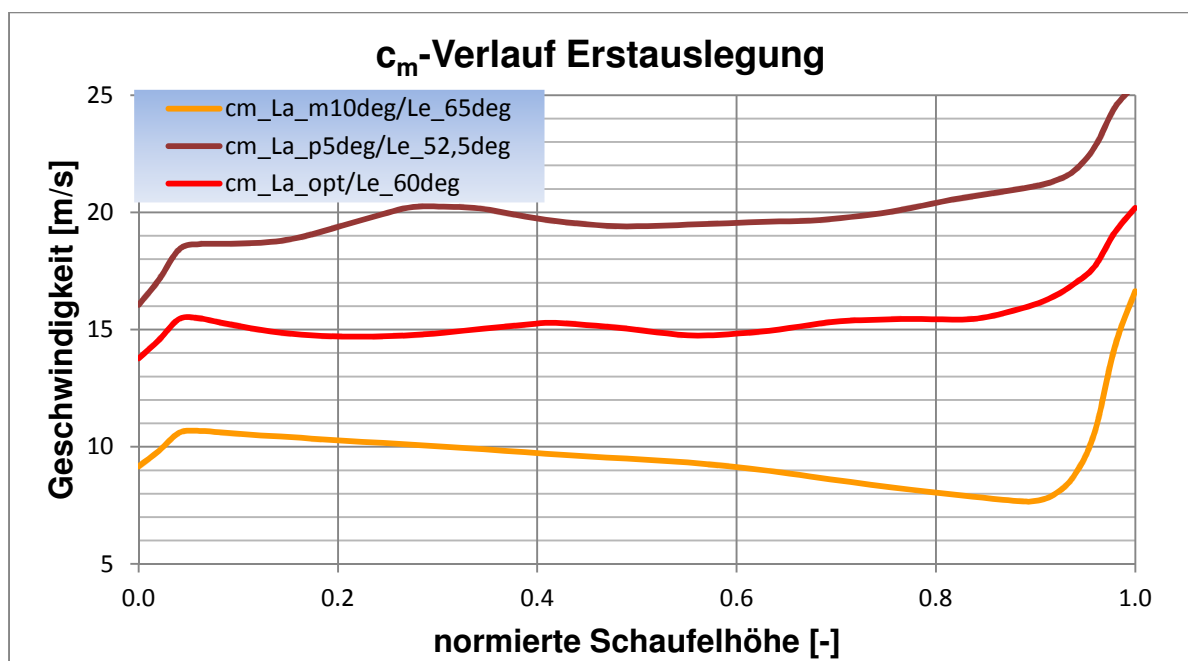


Abbildung 24: c_m -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell – Erstausslegung

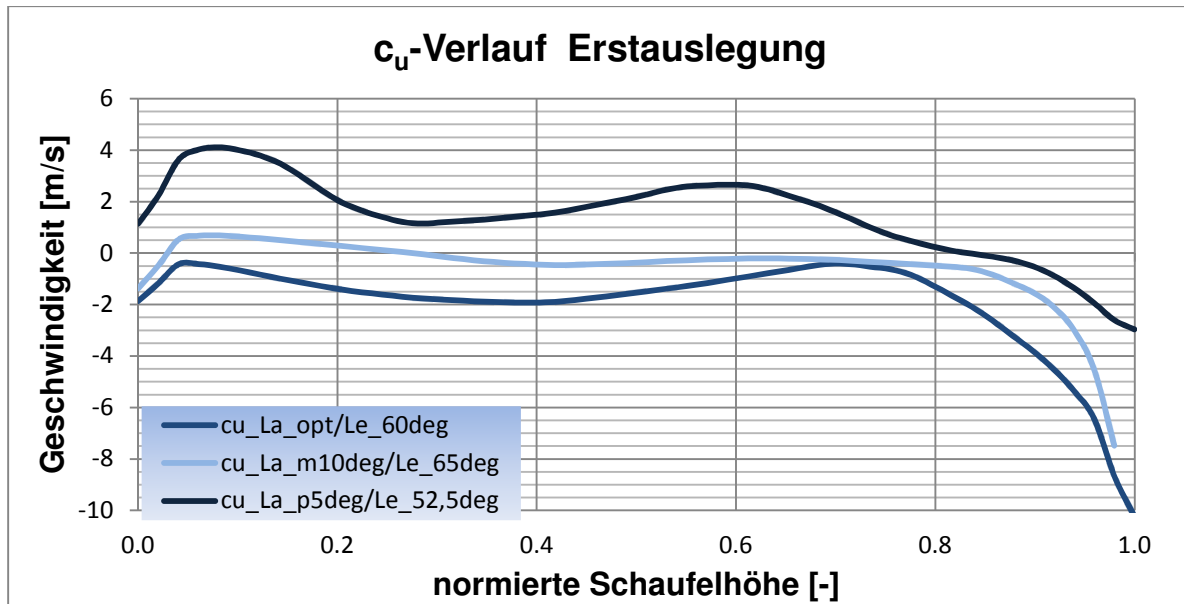


Abbildung 25: c_u -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstausslegung

6.6.2 Auswertung Kavitation

In Abbildung 26 sind die verschiedenen σ_{pHisto} -Werte über dem Durchfluss dargestellt. Der Grenzwert liegt bei $\sigma_{\text{Anl}} = 0,0854$. Dieser Wert wurde über Gl. 5.22 und Gl. 5.23 berechnet wobei eine Eintiefung der Turbine von 1,5 m und eine Seehöhe des Maschinenhauses von 750 m berücksichtigt wurden. Man kann erkennen, dass dieser Grenzwert schon im unteren Teillastbereich bei allen σ_{pHisto} -Werten überschritten wird. Bei Bewertung mit $\sigma_{\text{pHisto}_0,0057}$ (entspricht 2 ‰ der Schaufelfläche der Francis-Referenzmaschine) liegt der σ -Wert immer über dem Grenzwert. Somit ist bei Betrieb mit diesem Schaufeldesign über den gesamten Durchflussbereich mit Kavitationserscheinungen zu rechnen. Der große Unterschied zwischen $\sigma_{\text{pHisto}_0,002}$ und den anderen σ_{pHisto} -Werten lässt sich mit den kleinflächigen tiefen Druckzonen an der Saugseite der Eintrittskante erklären. Weitere Zonen mit niederen Drücken befinden sich an der Laufschaufel-Saugseite vor der Austrittskante im oberen Schaufelbereich. In Abbildung 27 sind diese Bereiche zu sehen. Grundsätzlich ist davon auszugehen, dass die höhere Laufraddrehzahl (bedingt auch ein höheres n_q) im Vergleich zur Francis-Turbine sich negativ auf das Kavitationsverhalten auswirkt: aufgrund der höheren Drehzahl steigt auch die Geschwindigkeit der Strömung wodurch der statische Druck nach Bernoulli sinkt. In

Kapitel 6.7.2 wird näher darauf eingegangen. Abbildung 43 zeigt den Zusammenhang zwischen dem σ -Wert und der spezifischen Drehzahl.

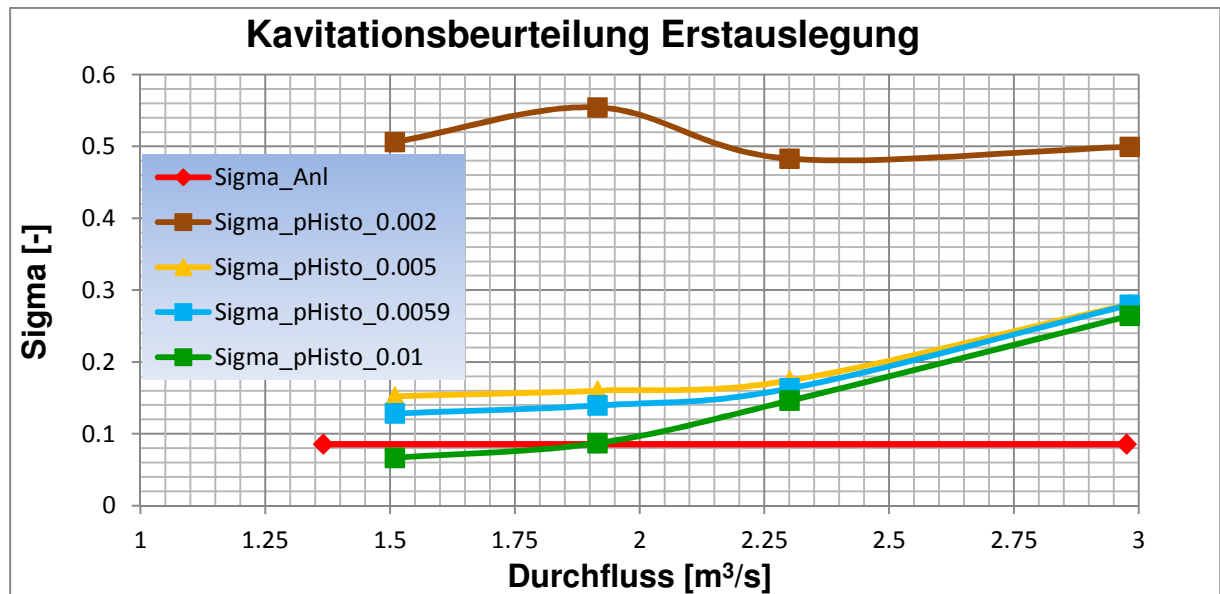


Abbildung 26: Kavitationsbeurteilung – Erstauslegung – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell

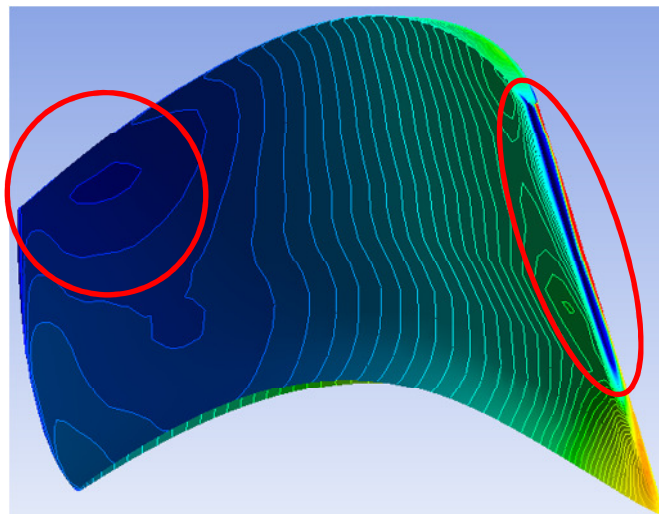


Abbildung 27: Laufschaufel mit Niederdruckzonen - Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstauslegung

6.7 Überblick der Optimierungsversionen

Insgesamt wurden über 80 verschiedene Laufrad- und Rechensetup – Versionen generiert und berechnet. Im ersten Teil der Optimierung wurde versucht, einen möglichst hohen Wirkungsgrad im Auslegungspunkt zu erreichen. Anschließend war

der Fokus auf möglichst zufriedenstellendes Kavitationsverhalten gerichtet. Die folgenden Unterkapitel beschreiben die dazu getroffenen Maßnahmen. Die Optimierungsschritte werden hier nur am Auslegungspunkt beschrieben. Am Ende der Optimierungen werden auch die Ergebnisse in Teil- und Überlast dargestellt. Abbildung 28 zeigt vorab ausgewählte unterschiedliche Meridianschnitte, welche während des Optimierungs-Prozesses erstellt wurden. Die strich-punktierten Linien stellen die Verstellachsen der Laufschaufel dar. Auf die Gründe der verschiedenen Änderungen wird in den Kapiteln 6.7.1 und 6.7.2 eingegangen.

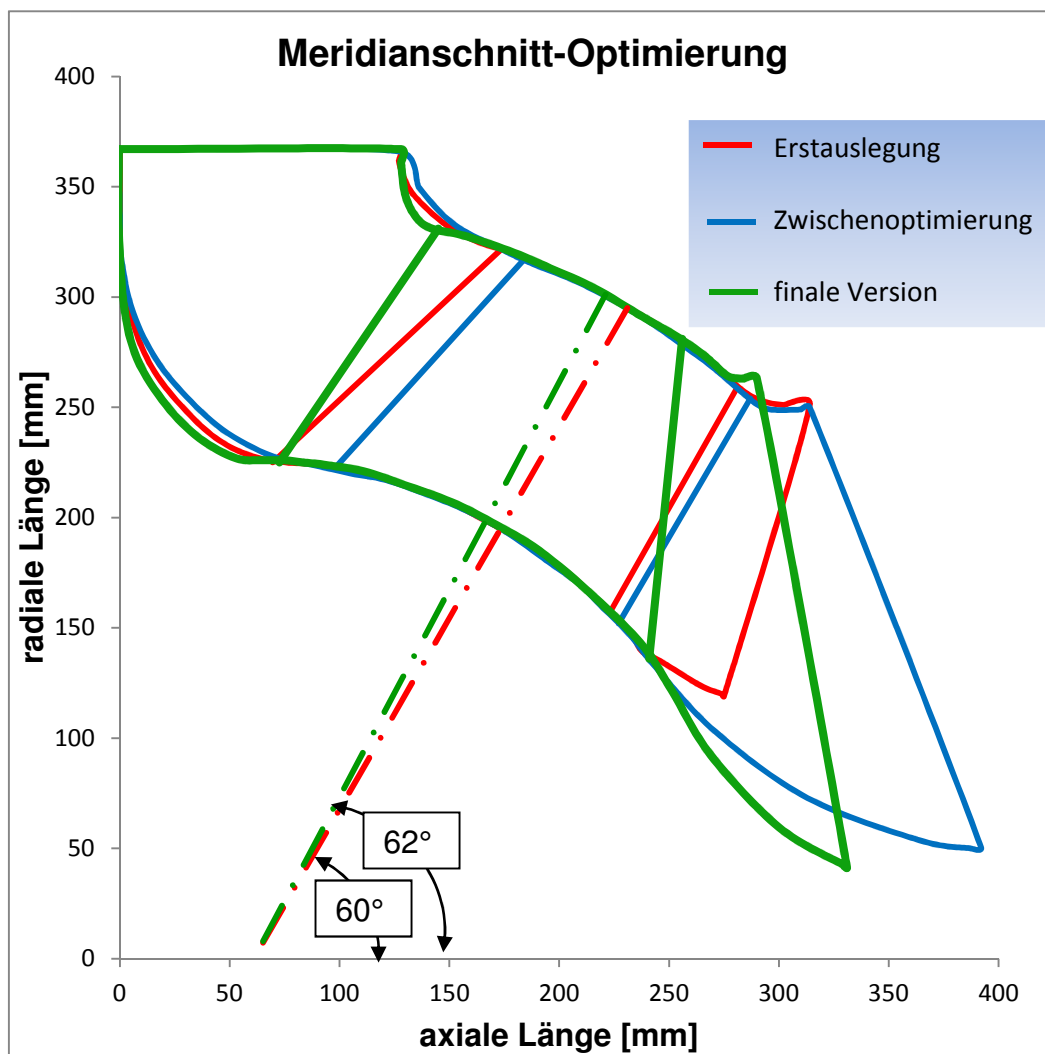


Abbildung 28: Meridianschnitt-Änderungen während des Optimierungsprozesses - Diagonalturbine Refurbishment

6.7.1 Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades

Um die Auswirkungen der Optimierungen quantitativ vergleichen zu können sind hier die Wirkungsgrade (Aufsplittung) der Erstauslegung im Auslegungspunkt ($\eta_{La+Le}/\eta_{Le60deg}$) aufgelistet:

- $\eta_{Le} = 99,03 \%$
- $\eta_{La+Le} = 91,17 \%$
- $\eta_{ges} = 89,15 \%$

- Optimierung der Anströmung:

Wie in Abbildung 22 und Abbildung 23 ersichtlich, trifft die Strömung bei der Erstauslegung stark druckseitig auf die Laufschaufel-Eintrittskante. Die Laufschaufel musste somit an der Eintrittskante weiter geöffnet werden. In mehreren Schritten wurde dazu der Eintrittswinkel der Laufschaufel erhöht, bis eine vorerst zufriedenstellende Anströmung erreicht wurde. Im Zuge der Optimierung zur verbesserten Anströmung wurde zusätzlich die Laufschaufel – Eintrittskante etwas zurückgesetzt (siehe Abbildung 28 – Änderung Erstauslegung auf Zwischenoptimierung), was besonders nabenseitig eine bessere Strömung bewirkte. Abbildung 29 zeigt die Anströmung der Eintrittskante nach den ersten Optimierungsschritten wieder von links nach rechts in 20 %, 50 % und 80 % der Schaufelhöhe. Die Anströmung in Schaufelmitte ist dabei schon nahezu stoßfrei, in Mantel- und Nabennähe ist weiterhin eine druckseitige Anströmung erkennbar. Da sich wegen den folgenden Maßnahmen zur Verbesserung der Abströmung auch die Anströmungsverhältnisse ändern, wurde die erste Optimierung der Anströmung damit beendet.

Wirkungsgradaufsplittung nach dem ersten Optimierungsschritt:

- $\eta_{Le} = 98,99 \%$
- $\eta_{La+Le} = 90,94 \%$
- $\eta_{ges} = 88,08 \%$

Die Laufradverluste verringerten sich durch die verbesserte Anströmung um etwas mehr als 0,1 %. Die höheren Saugrohrverluste (+0,9 %) welche den niedrigeren Gesamtwirkungsgrad bewirken, resultieren wahrscheinlich aus einer schlechteren Laufrad-Abströmung. Der Durchfluss dieser Schaufelversion in Kombination mit der

Leitschaufelstellung von 60° liegt bei $Q = 2,37 \text{ m}^3/\text{s}$ (+0,8 % im Vergleich zur selben Leit-/Lauftradkombination der Erstausslegung).

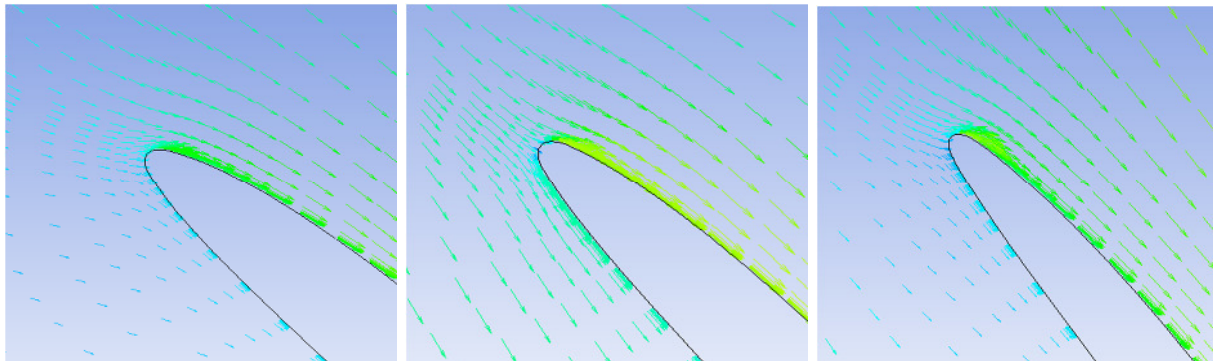


Abbildung 29: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 1. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell

- Optimierung der Abströmung

Aufgrund der Änderungen des Schaufeldesigns im Zuge der ersten Verbesserungsmaßnahmen muss die Bewertung der Abströmung aus dem Laufrad neu erfolgen. Zur Beurteilung der Abströmung wird im Rahmen der ersten Optimierungsschritte nur der c_u -Verlauf unmittelbar nach der Laufschaufel herangezogen. Abbildung 30 stellt den Verlauf von c_u nach der Laufschaufel dar. Im Vergleich zur Erstausslegung (siehe Abbildung 25) entstand durch die Änderungen etwas mehr Restdrall ab Schaufelmitte. Außerdem ist der Verlauf zum Mantel hin ungleichmäßiger. Der Geschwindigkeitswert wurde übrigens in Umfangsrichtung massenstromgemittelt (über den Umfang des Laufschaufelkanals einer Laufschaufel).

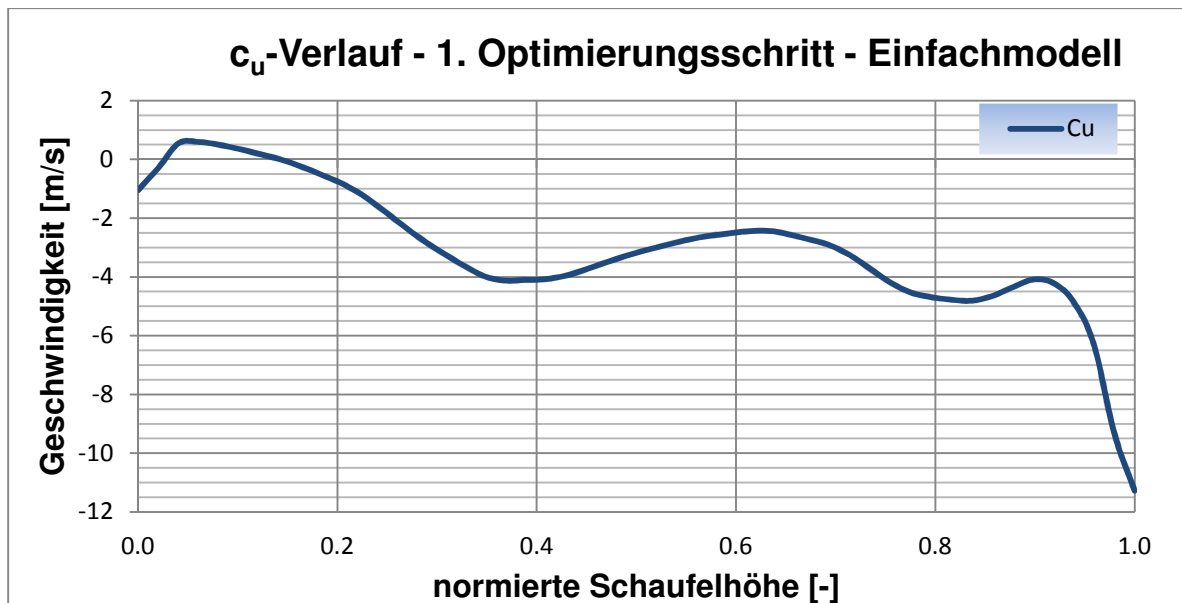


Abbildung 30: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 1. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell

Ausgehend von Abbildung 30 waren nun Maßnahmen zu treffen, welche dazu führen, den Restdrall ab ca. 15 % der Schaufelhöhe abzubauen. Dazu musste der Austrittswinkel der Laufschaufel in den jeweiligen Schichten entsprechend verringert werden, um die Schaufel etwas zu schließen. Besonders in Schaufelmitte und bei 80% der Schaufelhöhe war der Austrittswinkel stärker zu reduzieren. Aufgrund des Schließens der Laufschaufel wurde der Durchfluss geringer. Um trotzdem den Auslegungsdurchfluss von $Q = 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ annähernd zu treffen, wurde die stärker geöffnete Leitradstellung von $57,5^\circ$ für die weiteren Schritte der Optimierung verwendet. Außerdem veränderte sich mit der Variation des Durchflusses auch der Zustand der Anströmung. Somit musste auch der Eintrittswinkel der Schaufel immer wieder nachjustiert werden, wodurch ein iterativer Arbeitsfluss entstand.

Der Restdrall am Austritt konnte mit der Winkeländerung abgebaut werden. In Abbildung 31 ist zu erkennen, dass nahezu über die gesamte Schaufelhöhe leichter Gegendrall (positives Vorzeichen der Geschwindigkeit) auftritt. Dieser ist an der Nabe stärker ausgeprägt. Insgesamt ist der Verlauf über die Schaufelhöhe relativ ungleichmäßig. Der Restdrall am Mantel lässt sich wieder aufgrund des Laufradspalts begründen.

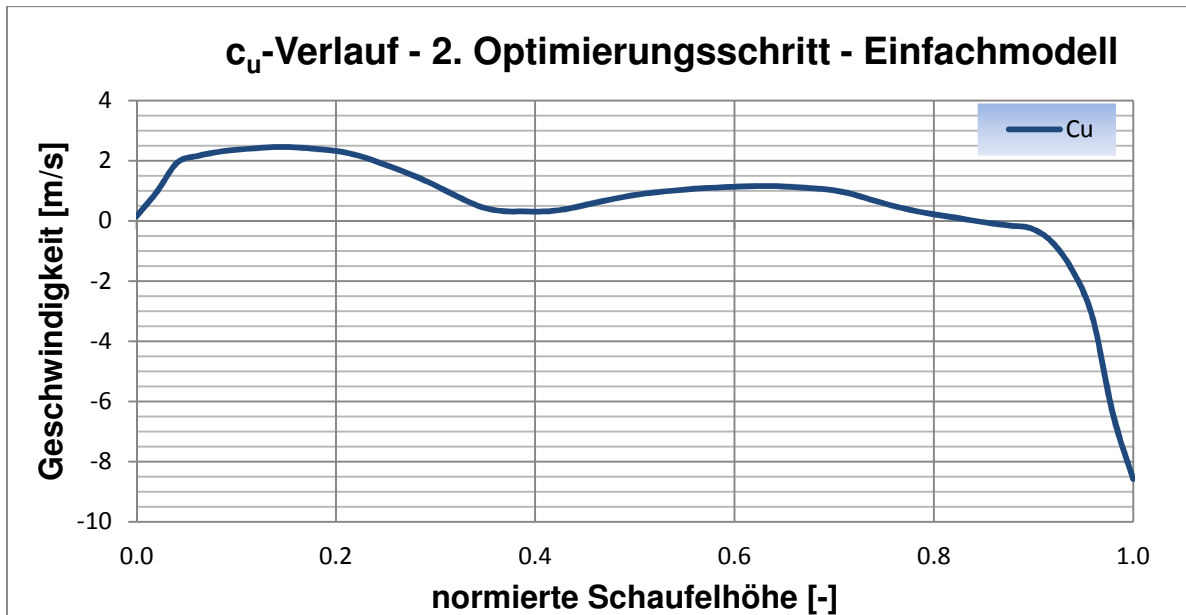


Abbildung 31: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell

Wirkungsgradaufspaltung nach der 2. Optimierung - Einfachmodell:

- $\eta_{Le} = 99,02 \%$
- $\eta_{La+Le} = 91,8 \%$
- $\eta_{ges} = 87,87 \%$

Die Laufradverluste sind durch den Abbau des Restdralls um knapp 0,9 % gestiegen, jedoch haben sich die Saugrohrverluste deutlich erhöht, womit der Gesamtwirkungsgrad niedriger wurde. Der Durchfluss lag hier bei $Q = 2,48 \text{ m}^3/\text{s}$.

Trotz vieler Versuche wurde nicht erreicht, dass sich ein über die Schaufelhöhe gleichmäßiger, möglichst drallfreier Austrittszustand am einfachen Rechenmodell einstellt. Außerdem traten immer noch sehr hohe Saugrohrverluste auf. Auch die Verlängerung der Nabenkontur zur Verringerung der plötzlichen Querschnittsänderung („Sudden Expansion“) beim Saugrohreintritt (siehe Abbildung 28 – Änderung der Kontur am Austritt (rot auf blau)) konnte nichts daran ändern. Aus diesem Grunde wurde ein Vollmodell mit allen 18 Leitschaufeln und allen neun Laufschaufeln erstellt und berechnet. Es wurde dasselbe Laufraddesign verwendet, welches für die Wirkungsgradauswertung und den c_u -Verlauf zuvor herangezogen wurde. Abbildung 32 stellt den c_u -Verlauf des Vollmodells am Austritt dar. Dieser ist deutlich gleichmäßiger als jener vom Einfachmodell. Hier tritt über die gesamte

Schaufelhöhe geringer, nahezu konstanter Gegendrall auf. Zur Darstellung des c_u -Verlaufes des Vollmodells wurde ebenso eine Massenstrom-Mittelung in Umfangsrichtung durchgeführt.

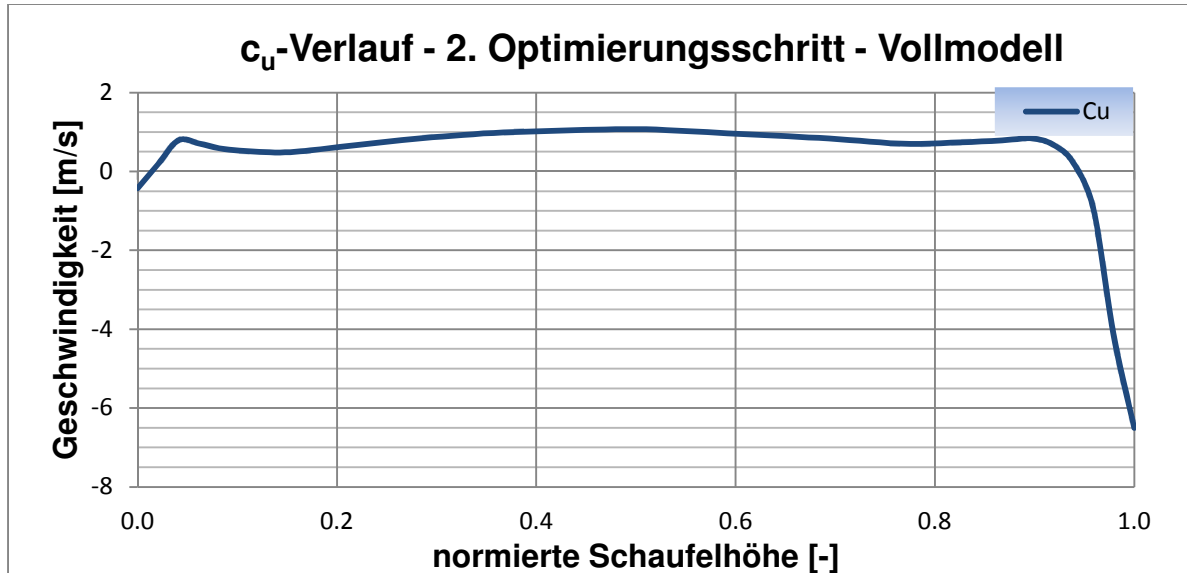


Abbildung 32: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt - 2. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Folgende Wirkungsgrade ergaben sich beim Vollmodell:

- $\eta_{Le} = 99,02 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,55 \%$
- $\eta_{ges} = 90,68 \%$

Es zeigte sich, dass die Laufradverluste deutlich geringer wurden. Ebenso nahmen die Saugrohrverluste etwas ab, mit knapp 3 Prozentpunkten liegen sie dennoch deutlich über jenen der Referenzmaschine. Der Durchfluss dieser Version lag ebenso bei $Q = 2,48 \text{ m}^3/\text{s}$.

In weiterer Folge wurde aufgrund dieser Erkenntnisse die Optimierung am Vollmodell fortgesetzt, was natürlich mehr Rechenzeit erforderte.

Im 3. Optimierungsschritt sollte der Gegendrall abgebaut werden, um eine möglichst drallfreie Abströmung zu erhalten. Dazu musste die Schaufel am Austritt wieder etwas geöffnet werden (Austrittswinkel erhöht). Abbildung 33 zeigt das Ergebnis der weiteren Optimierung. Die Abströmung erfolgt hier so gut wie drallfrei.

Es ergaben sich dabei folgende Wirkungsgrade:

- $\eta_{Le} = 98,97 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,35 \%$
- $\eta_{ges} = 90,85 \%$

Die Laufradverluste stiegen wieder minimal, wobei sich die Saugrohrverluste um knapp 0,4 Prozentpunkte reduzierten. Somit ergab sich ein etwas höherer Gesamtwirkungsgrad. Der Durchfluss dieser Version betrug $Q = 2,55 \text{ m}^3/\text{s}$.

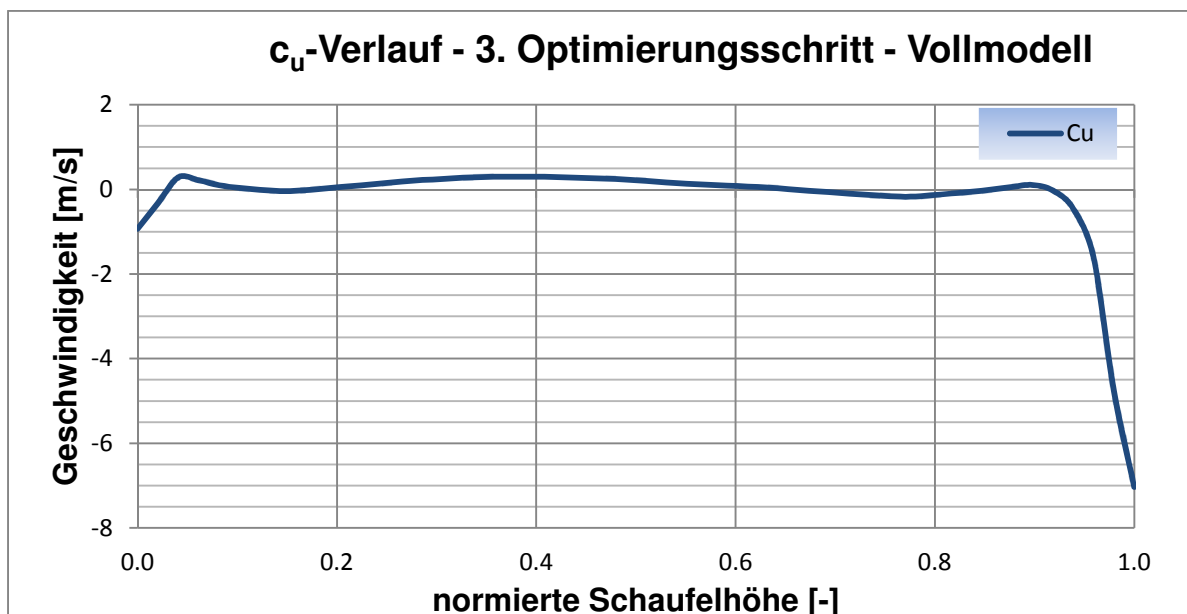


Abbildung 33: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 3. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Da die Saugrohrverluste noch immer deutlich zu hoch waren, wurde die Saugrohrströmung näher betrachtet. Abbildung 34 stellt die Stromlinien in Laufrad und Saugrohr dar. Es ist zu erkennen, dass die Strömung vor dem Krümmer nicht der Kegelöffnung des Saugrohrs folgt, sondern in einem zylindrischen „Schlauch“ fließt. Kurz vor der Umlenkung expandiert die Strömung jedoch plötzlich. Im Inneren sind auch Verwirbelungen erkennbar. Der Öffnungswinkel des Kegels beträgt hier $10,6^\circ$. Dieser Wert ist im Normalfall niedrig genug, um eine stabile Saugrohrströmung zu erhalten. Außerdem war eine Änderung des Kegelstumpfes kaum möglich, da das Saugrohr nur geringfügig verändert werden durfte.

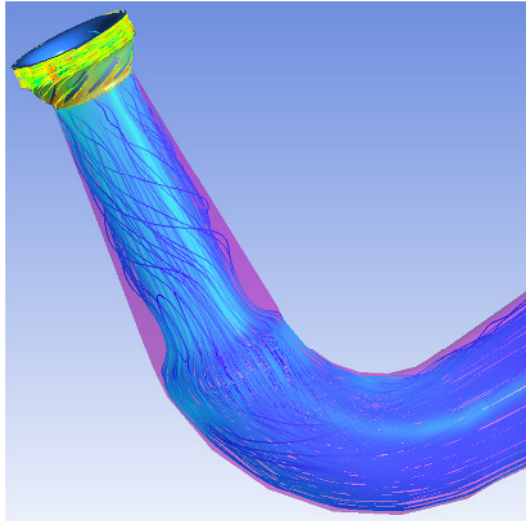


Abbildung 34: Strömung im Saugrohr – 3. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Somit wurde in den nächsten Schritten versucht, durch Änderungen am Rechensetup stabile Strömungsverhältnisse zu erreichen. So wurden unter anderem über die Option „Timescale Factor“ verschiedene Zeitschritte (auch abgestuft) für die numerische Berechnung herangezogen. Außerdem wurde bei der „Inlet“-Randbedingung anstatt des Totaldrucks der statische Druck am Eintritt festgelegt. Doch all diese Maßnahmen führten eher zu mehr Instabilität der Rechnung und veränderten die Strömung im Saugrohr nicht.

Im nächsten Optimierungsschritt (Nr. 4) wurde versucht, mit etwas Restdrall zum Mantel hin die Saugrohrströmung zu stabilisieren. Dazu musste die Schaufel am Mantel etwas geöffnet werden. Der Austrittswinkel der Laufschaufel wurde in den oberen Schichten um wenige Grad erhöht. Nabenseitig wurde die Schaufel etwas geschlossen, um geringen Gegendrall zu erhalten. Durch diesen sollen die zu erwarteten höheren Laufradverluste aufgrund des nicht vollständigen Drall-Abbaus mantelseitig etwas kompensiert werden. Die aufgrund Gegendralls höhere Kavitationsgefahr ist wegen der geringeren Geschwindigkeiten nabenseitig nicht gegeben. In Abbildung 35 ist der c_u -Verlauf nach der mantelseitigen Öffnung der Laufschaufel zu sehen. Im unteren Teil der Schaufel tritt nun etwas Gegendrall, ab Schaufelmitte zunehmend Restdrall auf.

Die Wirkungsgrade ergaben sich folgendermaßen:

- $\eta_{Le} = 98,89 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,17 \%$
- $\eta_{ges} = 92,34 \%$

Wie zu erwarten stiegen die Laufradverluste etwas an, da der vorhandene Drall mantelseitig nicht zur Gänze abgebaut wird. Jedoch sanken die Saugrohrverluste deutlich, wodurch ein signifikant höherer Gesamtwirkungsgrad resultierte. Aufgrund der Laufschaufelöffnung am Mantel stieg der Durchfluss dieser Version auf $Q = 2,66 \text{ m}^3/\text{s}$.

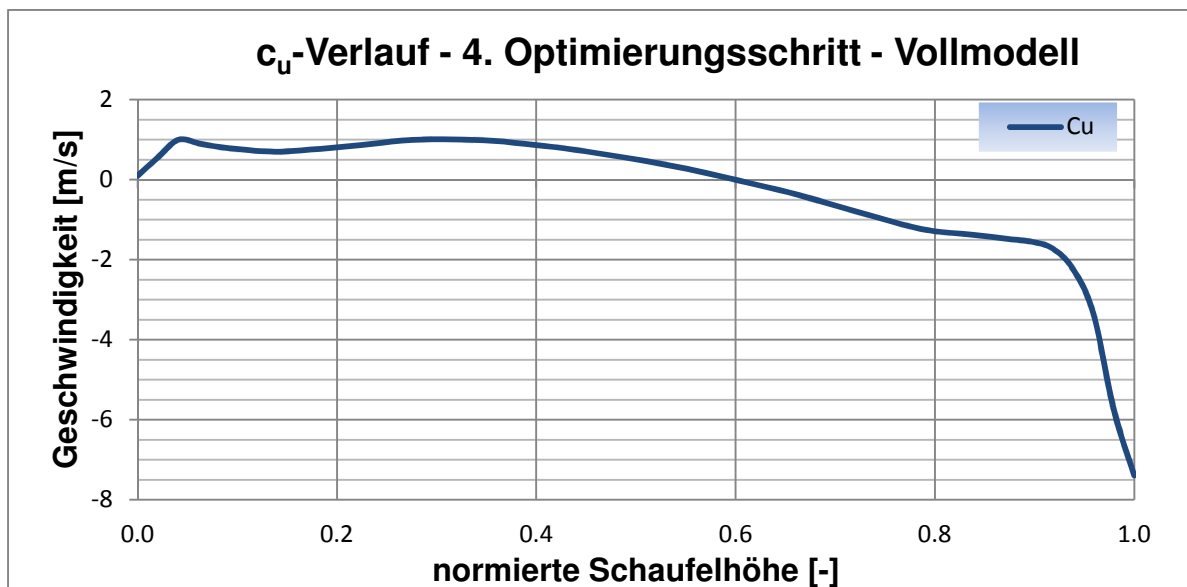


Abbildung 35: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 4. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Wie in Abbildung 36 ersichtlich erfolgt die Strömung im Saugrohr deutlich stabiler. Einzig nach dem Krümmer stellt sich noch ein kleiner Wirbel ein.

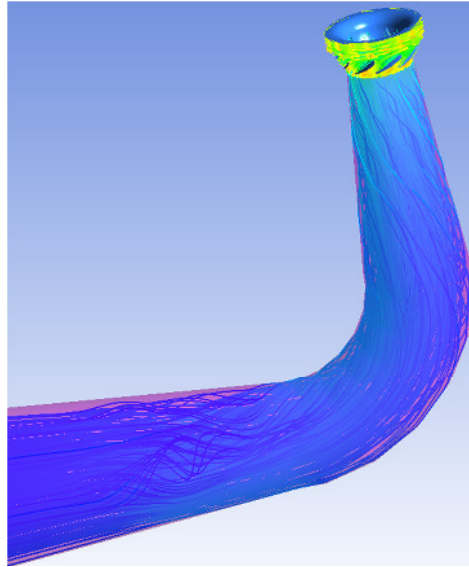


Abbildung 36: Strömung im Saugrohr – 4. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

- Optimierung des Schaufelprofils (Optimierungsschritt 5)

Dazu wurden verschiedene Maßnahmen untersucht. Das NACA-Profil wurde an der Eintrittskante etwas angespitzt. Ebenso wurde die Dickenrücklage nach vorne und nach hinten versetzt. Sämtliche Änderungen der Profilform brachten maximal geringste Verbesserungen des Laufradwirkungsgrades. Schlussendlich wurde ein modifiziertes vier-ziffriges NACA-Profil mit einer Dickenrücklage von 30 % und einem Eintrittskantenparameter von fünf gewählt (entspricht der ersten Zusatzziffer des modifizierten vier-ziffrigen NACA-Profiles - siehe Kapitel 3.2). Abbildung 37 zeigt die Eintrittskante der Laufschaufel vor und nach der Optimierung. Eine leichte „Anspitzung“ ist deutlich erkennbar.

Wirkungsgradaufspaltung:

- $\eta_{Le} = 98,87 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,2 \%$
- $\eta_{ges} = 92,36 \%$

Der Durchfluss änderte sich durch diese Maßnahme nicht.

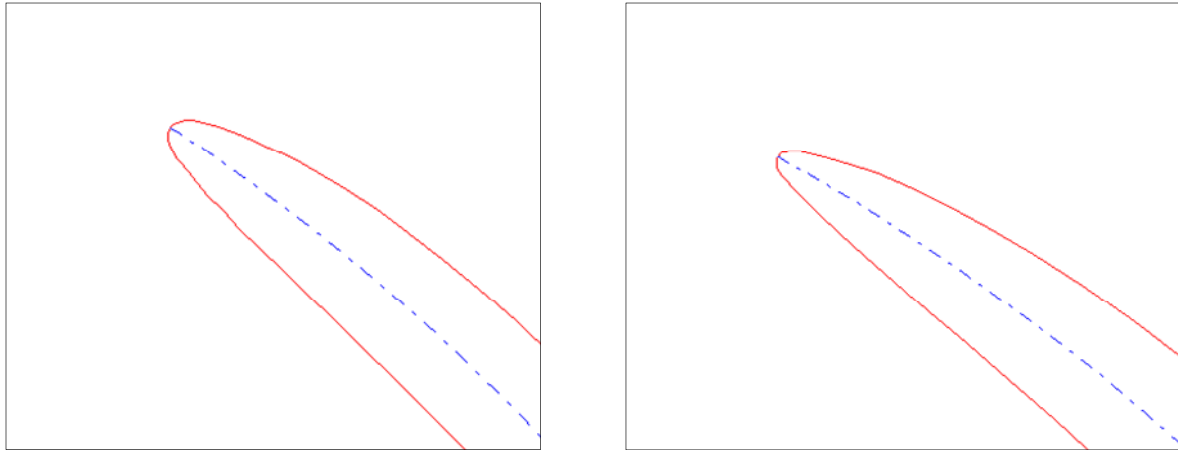


Abbildung 37: NACA-Profil in Schaufelmitte der Erstauslegung (li.) und nach der Optimierung (5. Optimierungsschritt) (re.) – Diagonalturbine Refurbishment

- Optimierung der Laufschaufelanzahl (Optimierungsschritt 6)

Ausgehend von der Erstauslegung mit neun Laufschaufeln wurden Versionen mit acht, zehn und elf Laufschaufeln gerechnet und optimiert. Es zeigte sich, dass die Variante mit neun Schaufeln die besten Ergebnisse hinsichtlich des Wirkungsgrads erzielte. Die Laufradverluste der anderen Versionen betragen maximal 0,5 % (bei elf Schaufeln) mehr. Da jedoch die Leitschaufelanzahl ($z_{Le}=18$) der zweifachen Laufschaufelanzahl entsprach, wurde die neue Laufschaufelanzahl wegen möglicher Schwingungsprobleme (Resonanzgefahr) mit zehn festgelegt. Die Verluste waren um ca. 0,2 % höher als bei der Variante mit neun Laufschaufeln. Die Wahl der höheren Anzahl an Laufschaufeln erfolgte aufgrund der für Diagonalturbinen vergleichsweise hohen Fallhöhe. Somit wird der Druckabbau auf mehr Schaufeln aufgeteilt.

Folgende Wirkungsgradaufspaltung resultierte daraus:

- $\eta_{Le} = 98,84 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93 \%$
- $\eta_{ges} = 92,22 \%$

Der Gesamtwirkungsgrad verringerte sich also um 0,14 %. Der Durchfluss des Auslegungspunktes betrug $Q = 2,63 \text{ m}^3/\text{s}$. Dieser Durchfluss liegt deutlich im Überlastbereich. Um einen Auslegungsdurchfluss von ungefähr $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ zu erreichen wurde in weiterer Folge eine neue Leitradstellung von $58,5^\circ$ verwendet. Außerdem wurden die Laufschaufelwinkel aller Teilfluträder über die gesamte Länge um $1,5^\circ$ verringert.

Es ergab sich ein neuer Auslegungspunkt mit folgenden Wirkungsgraden:

- $\eta_{Le} = 99,06 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,2 \%$
- $\eta_{ges} = 92,46 \%$

Lauf- und Gesamtwirkungsgrad liegen hier um 0,2 % bzw. 0,24 % höher als im Betriebspunkt in Überlast. Der Durchfluss beträgt 2,43 m³/s. Die Saugrohrverluste sind hier mit 0,74 % ungefähr gleich hoch wie bei der Francis-Referenzmaschine.

Im Überlastpunkt ($La_{p5deg}/Le_{52,5deg}$) stellten sich folgende Werte ein:

- $\eta_{Le} = 99,04 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,52 \%$
- $\eta_{ges} = 92,31 \%$

Der Durchfluss dieses Betriebspunktes betrug $Q = 3,23 \text{ m}^3/\text{s}$.

Im Teillastpunkt (La_{m10deg}/Le_{64deg}) ergaben sich folgende Wirkungsgrade:

- $\eta_{Le} = 99,02 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,16 \%$
- $\eta_{ges} = 92,24 \%$

Im Teillastpunkt betrug der Durchfluss $Q = 1,65 \text{ m}^3/\text{s}$.

Abbildung 38 stellt die Einhüllenden der Propellerkurven über dem Durchfluss nach der Wirkungsgrad-Optimierung dar. Im Vergleich zur Erstausslegung (siehe Abbildung 21) ist eine Wirkungsgradsteigerung von über 2 % erreicht worden. Die Wirkungsgrad-Kurven sind über weite Bereiche vor und nach dem Auslegungspunkt nahezu horizontal, was die Vorteile der doppelten Regelung bestätigt.

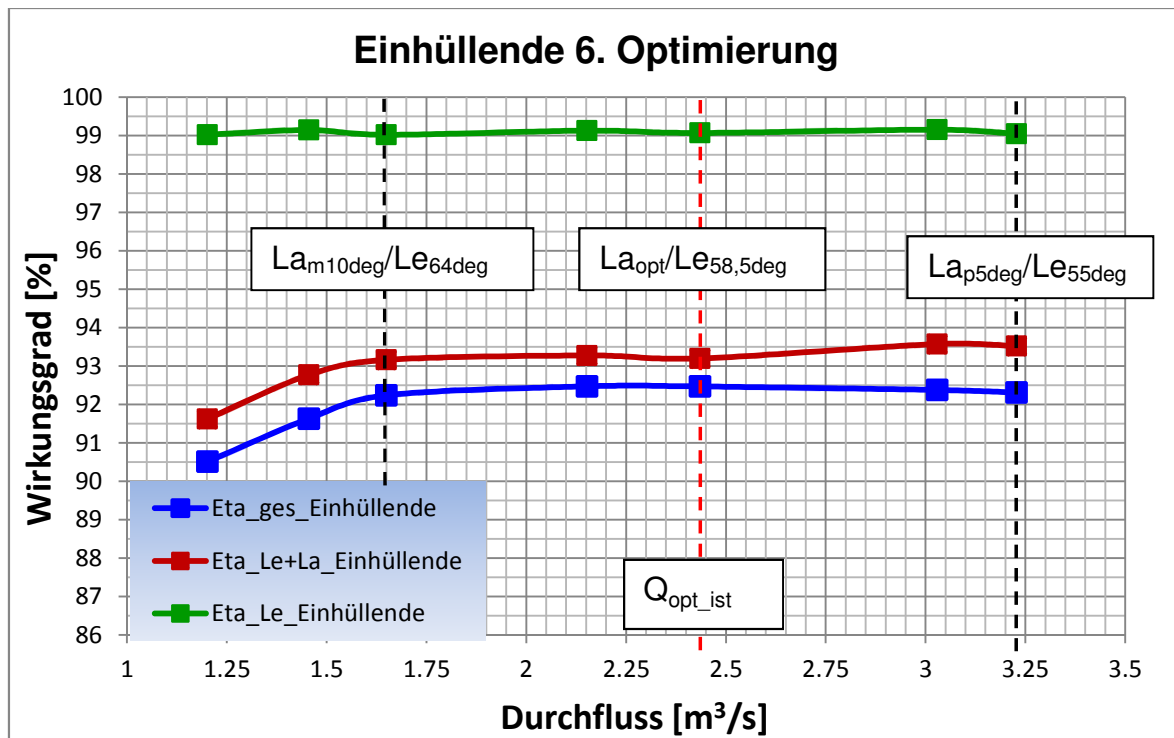


Abbildung 38: Einhüllende der Wirkungsgrade nach dem 6. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Die folgenden Abbildungen stellen die Strömungsverhältnisse im Auslegungspunkt an der Laufschaufel-Eintrittskante sowie den Zustand der Abströmung an der Laufschaufel-Austrittskante in Auslegungs-, Teillast- und Überlastpunkt nach der Optimierung hinsichtlich des Wirkungsgrads dar. In Abbildung 39 ist ersichtlich, dass die Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante nahezu stoßfrei erfolgt. Die Eintrittswinkel der Laufschaufel wurden dazu im Zuge der iterativen Optimierungen immer wieder geändert. Von links nach rechts wird der Anströmungs-Zustand wieder in 20%, 50% und 80% der Schaufelhöhe dargestellt.

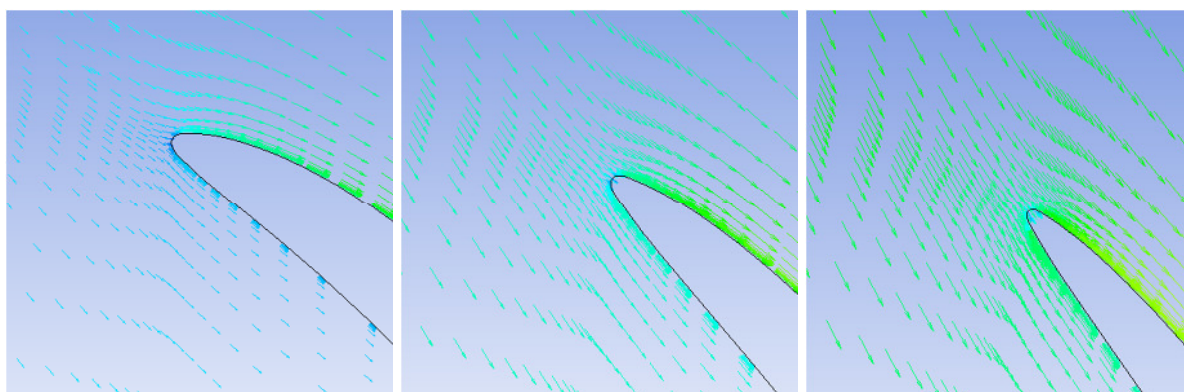


Abbildung 39: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 6. Optimierungsschritt– Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Der c_u -Verlauf der optimierten Variante, dargestellt in Abbildung 40, ist vor allem im Auslegungspunkt sehr zufriedenstellend. Bis ungefähr 70 % der Schaufelhöhe tritt geringer Gegendrall auf, darüber ist etwas Restdrall vorhanden, welcher die Strömung im Saugrohr stabilisiert. Im Teillastpunkt tritt nahezu über die gesamte Schaufelhöhe Gegendrall auf. Das ist im Teillastbereich nicht so problematisch, da Kavitationsprobleme aufgrund zu hoher Austrittsgeschwindigkeiten eher im Überlastbereich auftreten. Im Überlastpunkt ist der c_u -Verlauf etwas ungleichmäßig. Sowohl Gegendrall an der Nabe als auch Restdrall zum Mantel hin sind stärker ausgeprägt als im Auslegungspunkt.

Abbildung 41 stellt den Meridiangeschwindigkeitsverlauf am Laufschaufel-Austritt dar. Im Auslegungspunkt ist der Verlauf bis zur Schaufelmitte wie gewünscht konstant. Der große Anstieg der Meridiangeschwindigkeit zum Mantel hin lässt sich teilweise durch die Öffnung der Schaufel mantelseitig und den Laufradspalt erklären. In Kapitel 6.7.2 wird näher darauf eingegangen bzw. werden Maßnahmen zur Verbesserung getroffen. Im Teillastpunkt nimmt die Meridiangeschwindigkeit zur Schaufelmitte hin etwas ab wobei die Ungleichmäßigkeit gering ist. Im Überlastpunkt beginnt c_m schon knapp vor Schaufelmitte zu steigen, ansonsten ist der Verlauf sehr ähnlich zu dem im Auslegungspunkt.

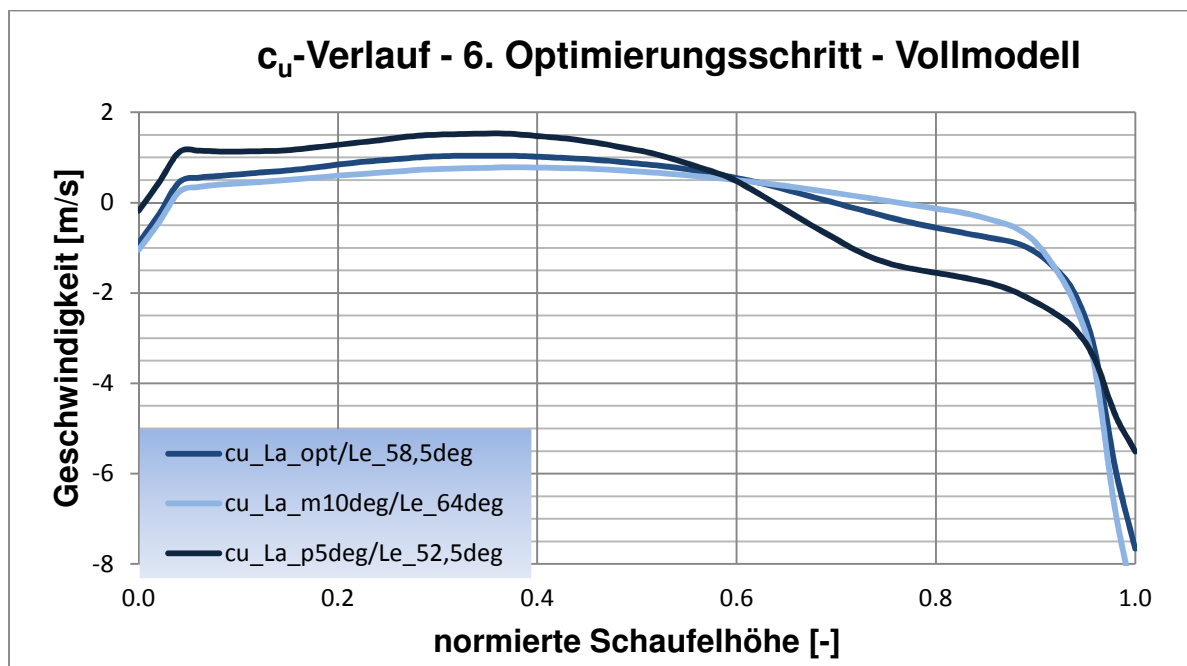


Abbildung 40: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 6. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

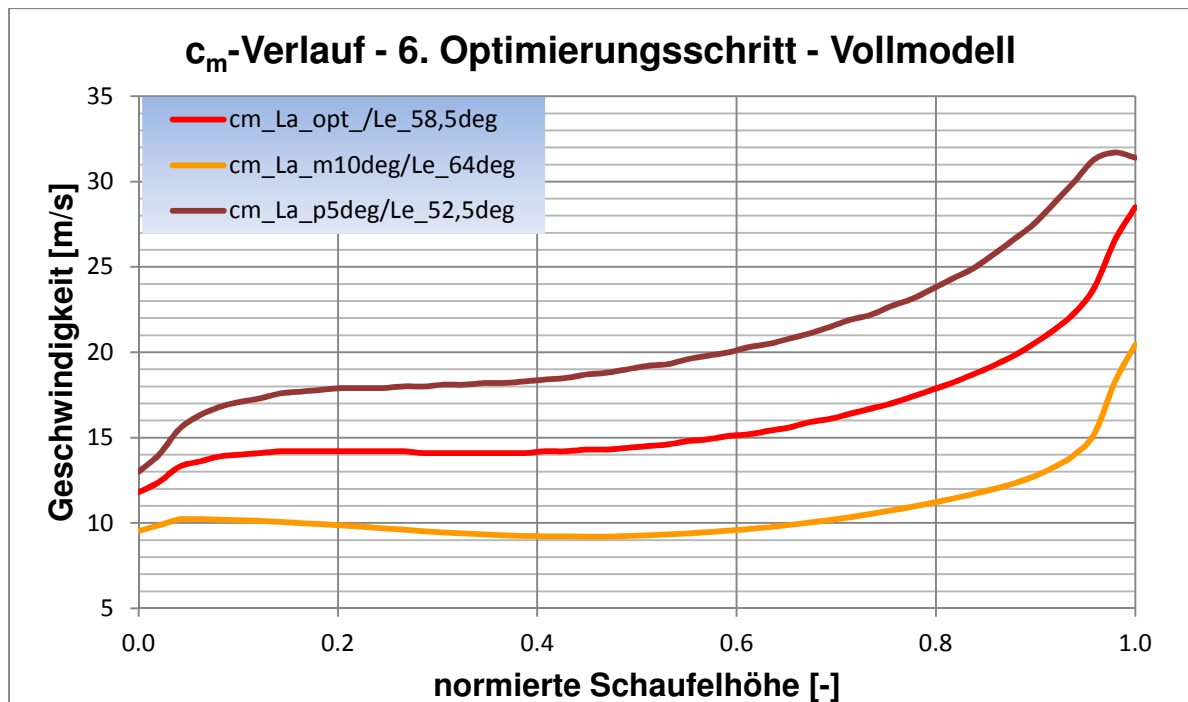


Abbildung 41: c_m -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 6. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

6.7.2 Maßnahmen zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens

Ausgehend von der letzten Optimierungsstufe des Wirkungsgrades musste das Kavitationsverhalten verbessert werden. In Abbildung 42 sind die $\sigma_{p\text{Histo}}$ -Werte über dem Durchfluss dargestellt. Mit $\sigma_{p\text{Histo}_{0,0066}}$ (6,6 ‰ entsprechen 2 ‰ der Francis-Schaufelfläche) ergibt sich ein maximaler Durchfluss von 1,5 m³/s. Das Kavitationsverhalten hat sich also im Vergleich zur Erstausslegung etwas verschlechtert. Auffallend ist jedoch, dass alle $\sigma_{p\text{Histo}}$ -Linien im Vergleich zu Abbildung 26 sehr knapp aneinander liegen. Dies lässt sich mit der verbesserten Anströmung erklären, weshalb keine kleinflächigen Zonen niedrigen Drucks mehr auftreten.

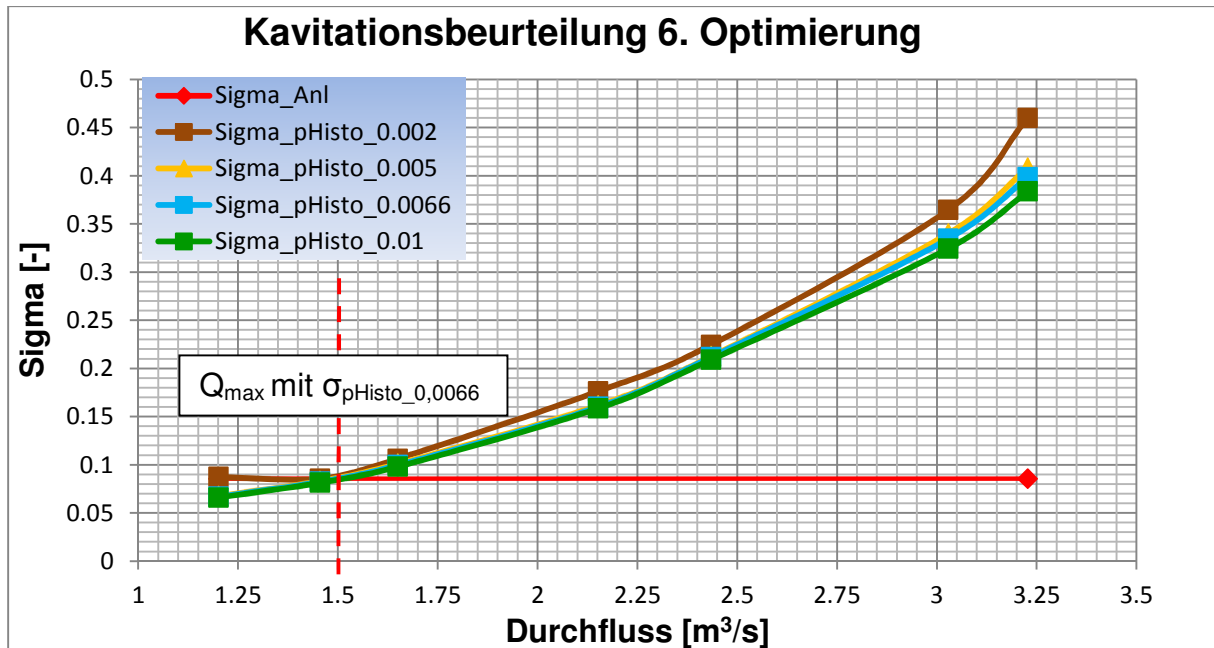


Abbildung 42: Kavitationsbeurteilung – 6. Optimierung – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Die letzte Schaufelversion aus 6.7.1 ergab im Auslegungspunkt eine Thoma-Zahl von $\sigma_{\text{pHisto}_0,0066} = 0,212$. Dieser Wert ist im Vergleich zu Werten aus der Literatur bei gleicher spezifischer Drehzahl deutlich zu hoch. Nach Abbildung 43 soll der σ -Wert bei einer spezifischen Drehzahl von 62 U/min bei Francis-Turbinen nach J. Giesecke [19] maximal 0,165 betragen.

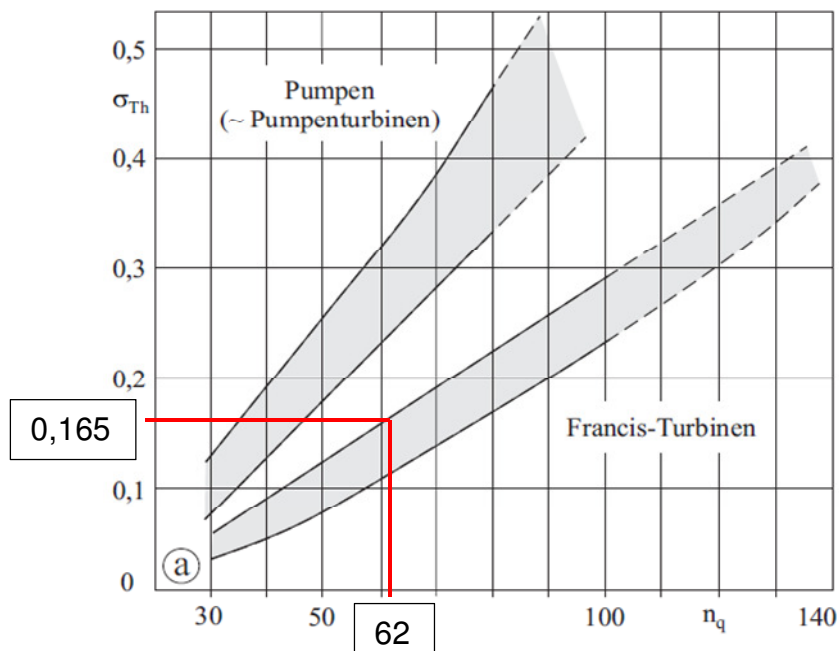


Abbildung 43: Kavitationsbeiwert über der spezifischen Drehzahl nach Giesecke (Quelle: [18])

- Verlängerung der Laufschaufel

Im Zuge des 7. Optimierungsschrittes wurde die Laufschaufel verlängert. Dazu wurde die Eintrittskante zurück (in Richtung Leitapparat) und die Austrittskante nach vor (in Richtung Saugrohr) verschoben. Durch die Verlängerung wird der Druck über eine größere Schaufelfläche abgebaut und somit gleichmäßig. Neben der Bewertung der Thoma Zahl muss auch auf die Veränderung des Durchflusses geachtet werden, um vergleichbare Aussagen tätigen zu können. Die Verringerung des σ -Wertes könnte nämlich nur aufgrund der kleineren Durchfluss-Menge zu Stande kommen. Der entscheidende σ_{pHisto} -Wert wurde laufend der Schaufelfläche angepasst, um dieselbe kritische Fläche wie bei der Francis-Turbine zu erhalten.

Der 7. Optimierungsschritt brachte folgende Ergebnisse:

- $\sigma_{\text{pHisto}_0,0062} = 0,207$
- $Q = 2,42 \text{ m}^3/\text{s}$

Das Kavitationsverhalten wurde bei nahezu gleichbleibendem Durchfluss also leicht verbessert. Jedoch ist die Veränderung zu gering ausgefallen, weshalb davon ausgegangen werden kann, dass bei weiterer Verlängerung der Schaufel der σ -Wert nicht entscheidend verringert werden kann.

- Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit an der Laufschaufel

Im 8. Optimierungsschritt wurde die Eintrittskante noch weiter zurück (in Richtung Leitapparat) verschoben um die Schaufel weiter zu verlängern und die Austrittskante ausgehend von Optimierungsschritt 6 schräg gestellt (von Nabe zum Mantel nach hinten verlaufend). Damit soll die durchströmte Querschnittsfläche im Bereich des Laufschaufel-Austritts besonders mantelseitig erhöht werden. Bei gleichem Durchfluss soll damit die Geschwindigkeit kleiner und der statische Druck somit größer werden. Außerdem wurde die Schaufelkrümmung am Eintritt erhöht und zum Austritt hin verringert, um eine möglichst lange Schaufel zu erhalten. Diese Änderung wurde in mehreren Teilschritten durchgeführt und ist im Meridianschnitt in Abbildung 28 ersichtlich (blau auf grün).

Um wieder möglichst gleiche Anström- und Abströmzustände wie nach dem 6. Optimierungsschritt zu erhalten, mussten Eintritts- und Austrittswinkel nachkorrigiert werden. Zusätzlich wurde die Nabenkontur nach der Laufschaufel-Austrittskante

verkürzt, damit sich Austrittszustand der Strömung nach der Laufschaufel bis zum Saugrohr-Eintritt nicht zu stark ändert. Dieser Optimierungsschritt brachte folgende Ergebnisse:

- $\sigma_{\text{pHisto}_{0,0052}} = 0,159$
- $Q = 2,43 \text{ m}^3/\text{s}$

Das Kavitationsverhalten wurde also deutlich verbessert. Der entscheidende σ -Wert liegt nun knapp unter dem maximalen σ -Wert für Francis-Turbinen aus der Literatur und wurde somit als zufriedenstellend empfunden. Die Schaufelversion nach dem 8. Optimierungsschritt entspricht der finalen Version.

Der Effekt, welcher ein besseres Kavitationsverhalten bedingt, ist in Abbildung 44 ersichtlich. Durch die Querschnittserweiterung wurde am Austritt die Meridiangeschwindigkeit c_m verringert. Aufgrund des nahezu drallfreien Austritts entspricht die Meridiangeschwindigkeit in etwa der Absolutgeschwindigkeit c und diese bildet bei sehr geringem c_u ein nahezu rechtwinkeliges Dreieck mit der Relativgeschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u :

$$c^2 \approx w^2 - u^2 \quad \text{Gl. 6.18}$$

Durch die Verringerung der Absolutgeschwindigkeit im oberen Schaufelbereich konnte der statische Druck erhöht werden (Anmerkung Bernoulli-Gleichung für rotierende Systeme – siehe Gl. 6.19) wodurch sich ein besseres Kavitationsverhalten ergab. Der Höhenterm wurde in der Bernoulli-Gleichung weggelassen, weil der Einfluss der Erdbeschleunigung (also der geodätischen Höhe) in dieser Arbeit vernachlässigt wurde.

$$p_{\text{stat}} + \frac{\rho}{2} * (w^2 - u^2) = p_{\text{tot}} = \text{konst} \quad \text{Gl. 6.19}$$

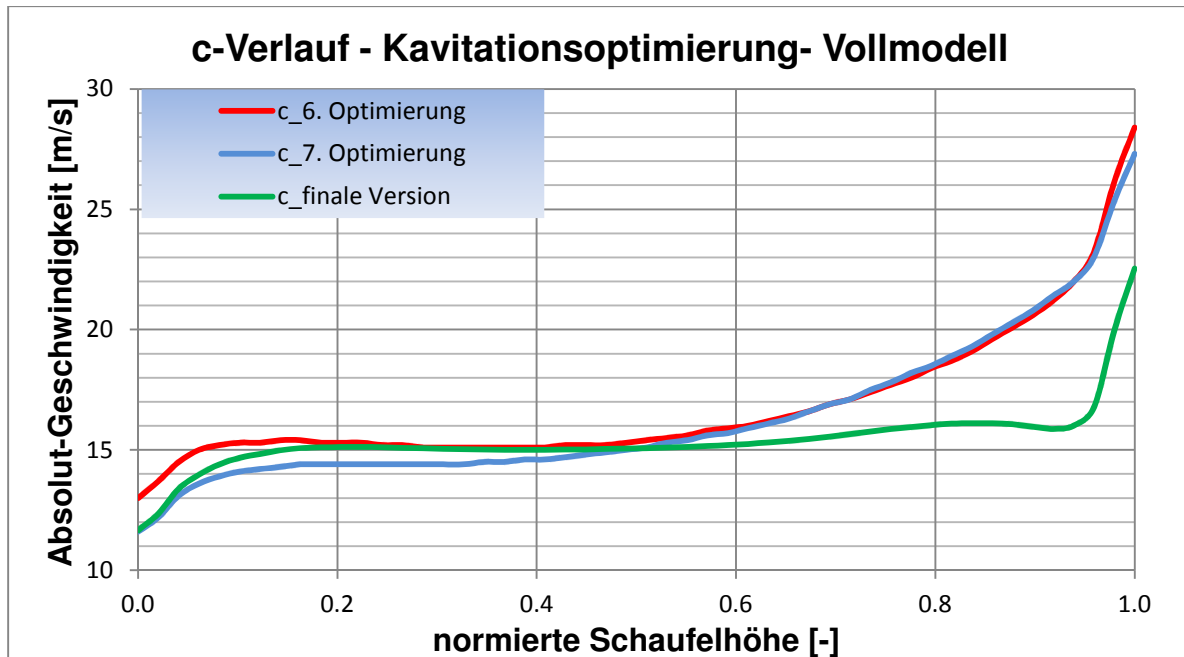


Abbildung 44: Verlauf der Absolutgeschwindigkeit kurz vor Laufrad-Austrittskante - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

In Abbildung 45 ist der entscheidende σ_{pHisto} -Wert über dem Durchfluss zu sehen. Aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit wurden die weiteren σ_{pHisto} -Werte nicht dargestellt. Der maximal zulässige Durchfluss erhöhte sich aufgrund der Optimierung auf $Q_{max} = 1,75 \text{ m}^3/\text{s}$. Der maximale Durchfluss der Francis-Referenzmaschine beträgt im Vergleich dazu $Q_{max} = 2,6 \text{ m}^3/\text{s}$. Um denselben maximalen Durchfluss zu erreichen müsste die Diagonalturbine einen zulässigen σ -Wert von $\sigma_{Anl} = 0,185$ aufweisen. Dazu müsste die Eintiefung der Turbine von 1,5 m auf 14 m erhöht werden. Die Abflachung der σ -Kurve ab ca. $Q = 2,9 \text{ m}^3/\text{s}$ resultiert wieder aus den höheren Saugrohrverlusten, welche das Druckniveau im Laufrad anheben.

In Abbildung 46 ist ein Vergleich der kavitationskritischen Bereiche bei gleicher Skalierung des Drucks zu sehen. Links ist die Schaufel nach dem 6. Optimierungsschritt dargestellt und rechts ist die Schaufel nach der Verbesserung des Kavitationsverhaltens abgebildet. An den Linien konstanten Drucks ist zu sehen, dass der Druck im rechten Bild um drei Niveaustufen höher ist (zwei Linien weniger und eine Farbstufe heller). Der Druck an der Laufschaufel wurde durch die Maßnahmen also deutlich erhöht.

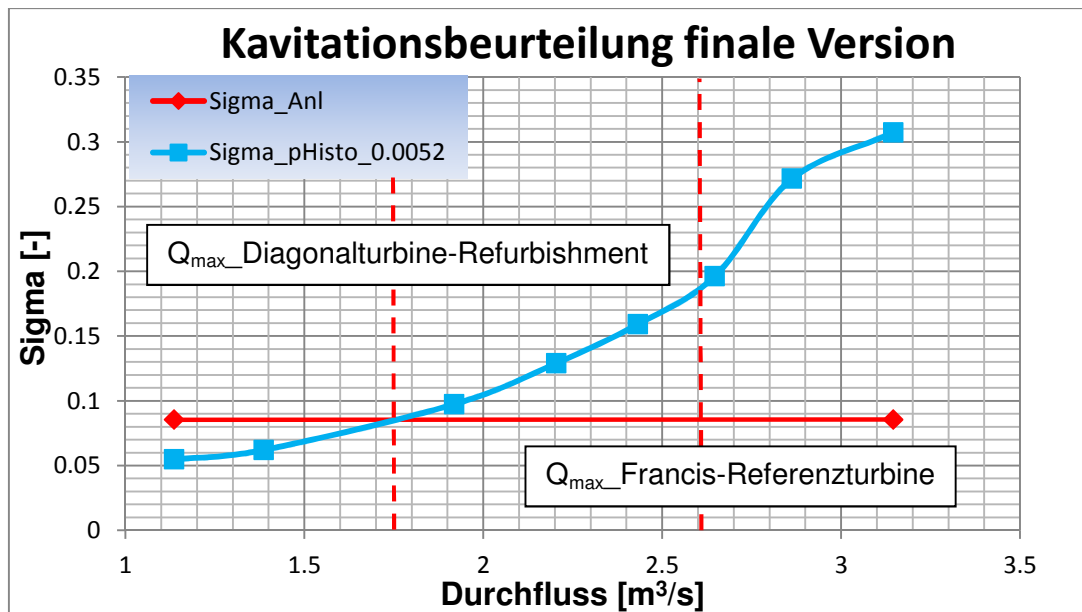


Abbildung 45: Kavitationsbeurteilung – finale Version – Diagonalturbine Refurbishment –Vollmodell

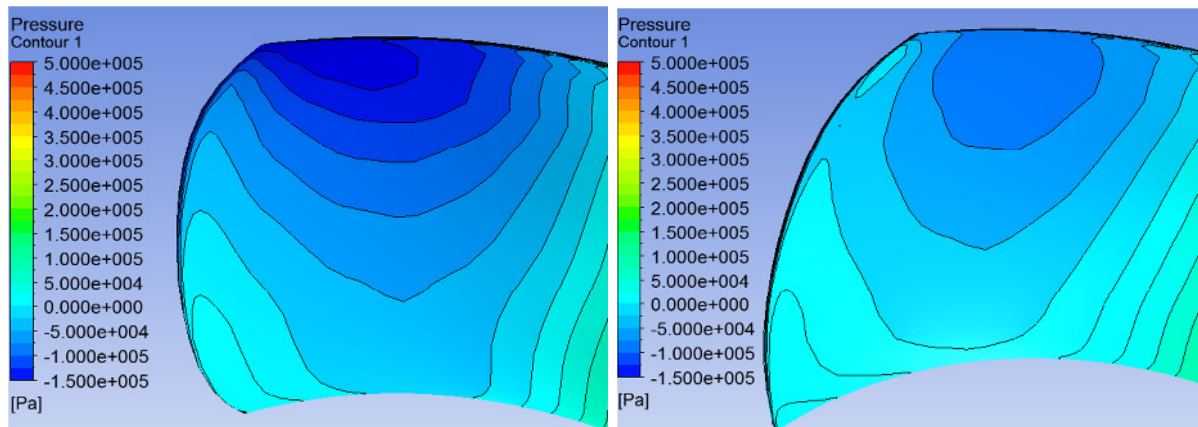


Abbildung 46: Vergleich der Zonen niedrigen Drucks vor (li.) und nach (re.) der Kavitations-Optimierung - Diagonalturbine Refurbishment - Vollmodell

Natürlich war es wünschenswert, dass sich die Wirkungsgrade aufgrund der letzten Schritte nicht verringern. Im Optimum der finalen Version ergaben sich folgende Werte:

- $\eta_{Le} = 99,08 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,17 \%$
- $\eta_{ges} = 92,45 \%$

Im Vergleich zum 6. Optimierungsschritt sind praktisch keine Änderungen der Performance entstanden.

In Abbildung 47 ist zusammenfassend die Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunkt dargestellt. In den ersten Schritten wurden die Laufradverluste, anschließend die Saugrohrverluste verringert. Auffallend ist dabei, dass zwischen dem Einkanalmodell (simple) und dem Vollmodell (full) große Unterschiede auftreten. Außerdem sind die Laufradverluste bei der Version mit dem „Stage“-Interface zwischen Leitapparat und Laufrad deutlich geringer als bei der Version mit dem „Frozen-Rotor“-Interface (FR). In Abbildung 51 wird näher darauf eingegangen.

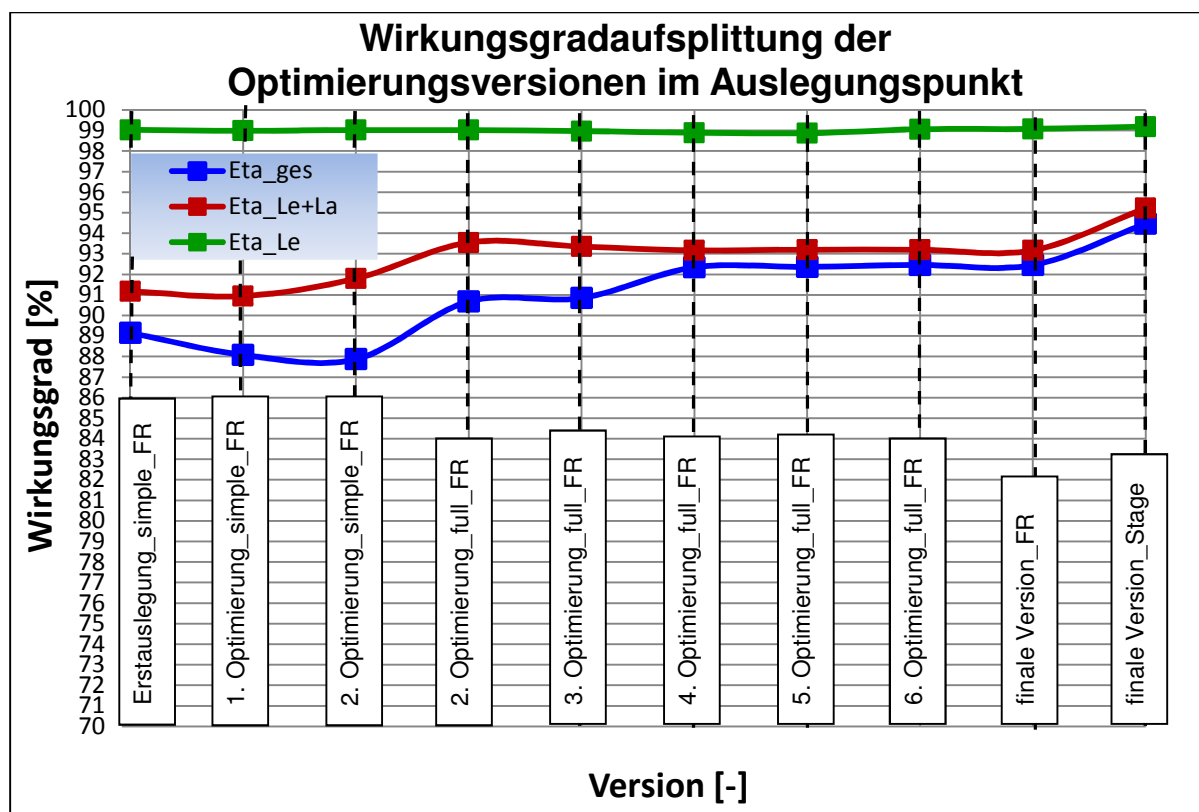


Abbildung 47: Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunkt - Diagonalturbine Refurbishment

Abbildung 48 und Abbildung 49 zeigen, wie sich Eintritts- und Austrittswinkel der Laufschaufel im Laufe der Optimierung verändert haben. Der Eintrittswinkel wurde fast über die gesamte Schaufelhöhe deutlich erhöht. Außerdem wurde der Verlauf über die Schaufelhöhe nahezu linearisiert. Die Austrittswinkel wurden vor allem an der Nabe und im oberen Schaufelbereich verändert. Die Erhöhung des Austrittswinkels nach dem 6. Optimierungsschritt kam durch den benötigten Restdrall

am Mantel zustande. Im Zuge der Kavitationsoptimierung konnten die Austrittswinkel mantelseitig wieder verringert werden, da die Austrittskante schräg gestellt wurde.

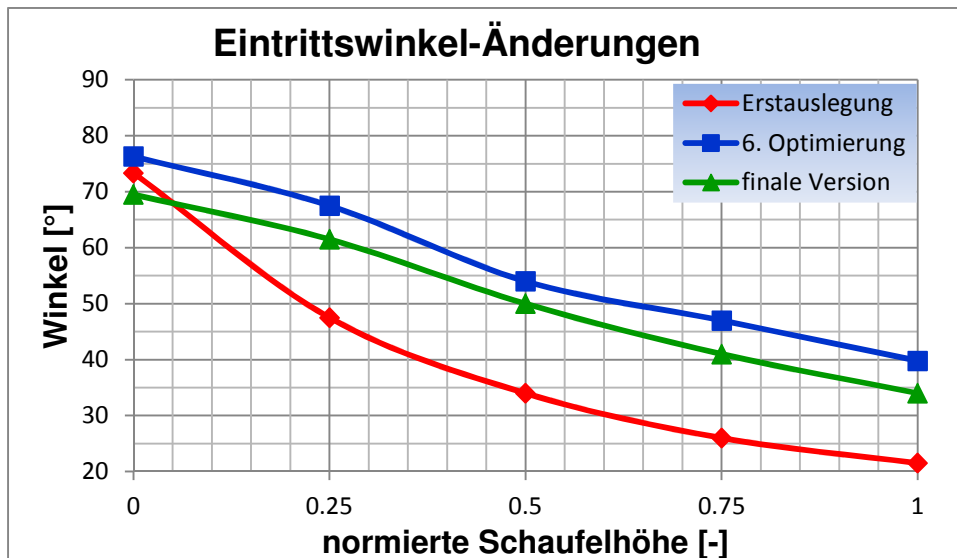


Abbildung 48: Veränderung des Laufschaufel-Eintrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Refurbishment

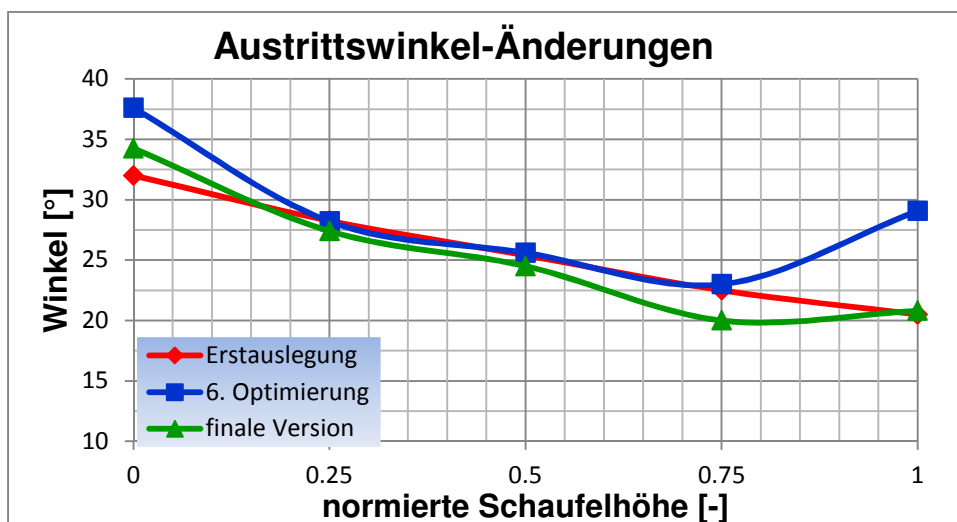


Abbildung 49: Veränderung des Laufschaufel-Austrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Refurbishment

6.8 Auswertung der finalen Version und Vergleich mit Francis-Turbine

Nach der Optimierung wurde die finale Version noch zusätzlich mit zwei anderen Rechenmodellen gerechnet:

- „Stage“-Interface anstatt „Frozen Rotor“ zwischen Leitapparat und Laufrad
- Transiente Berechnung

Beide Setups wurden am Vollmodell berechnet. Damit ein Vergleich über einen größeren Durchflussbereich möglich war, wurden zusätzlich zum Auslegungspunkt noch jeweils ein Teillastpunkt sowie ein Überlastpunkt simuliert. Da bei der transienten Rechnung für jede Laufradstellung etwas unterschiedliche Ergebnisse resultierten, wurde für die Bewertung das arithmetische Mittel der Werte aller (180) Stellungen der letzten Umdrehung herangezogen. In Abbildung 50 ist diese Vorgehensweise grafisch dargestellt.

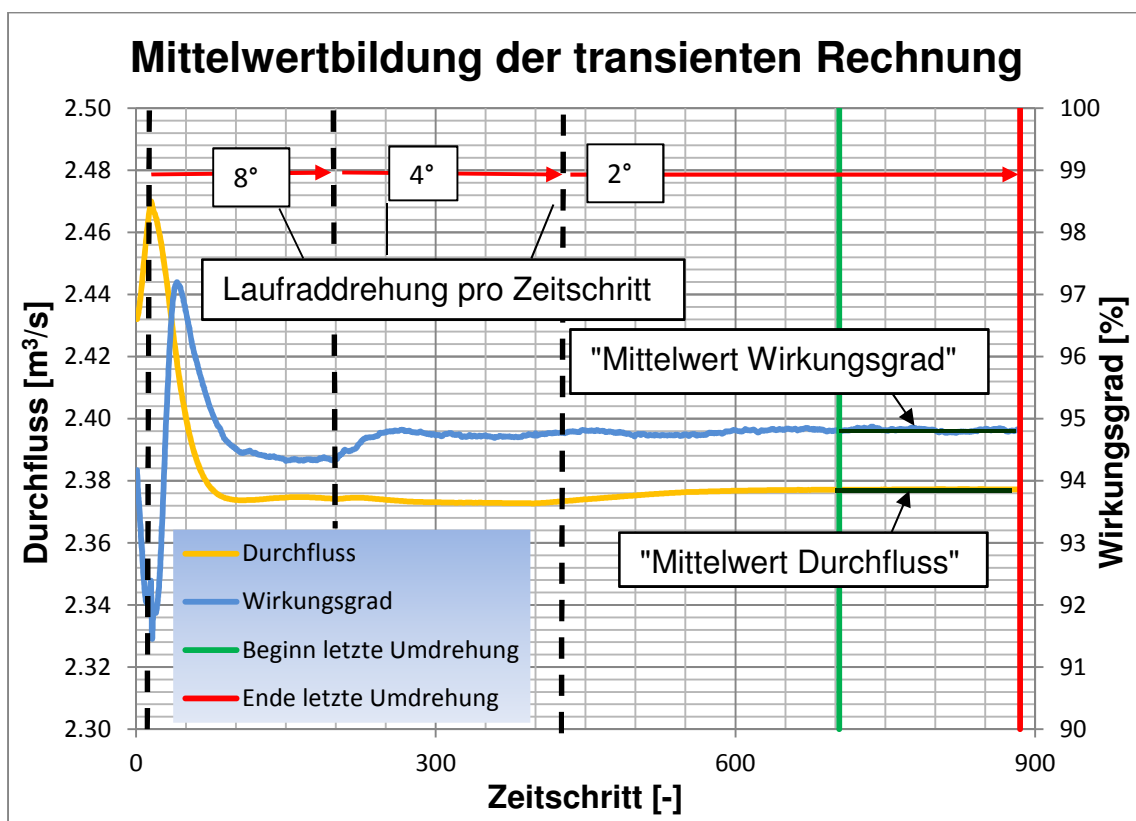


Abbildung 50: Mittelwertbildung bei transienter Rechnung - Diagonalturbine Refurbishment

Abbildung 51 stellt den Gesamtwirkungsgrad der drei Modelle über den Durchfluss dar. Dabei ist ersichtlich, dass die Ergebnisse des Wirkungsgrades beim Rechenmodell mit „Frozen Rotor“-Interface deutlich unter jenen des transienten

Modells liegen. Der Wirkungsgradverlauf des „Stage“- Modells liegt nur knapp unter dem Verlauf des transienten Modells. Außerdem ist zu erkennen, dass beim „Frozen-Rotor“-Modell der Wirkungsgradabfall in Teillast geringer ist, und in Überlast stärker auftritt. Beim Rechenmodell mit dem „Stage“-Interface sowie bei der transienten Simulation verhält es sich damit genau umgekehrt.

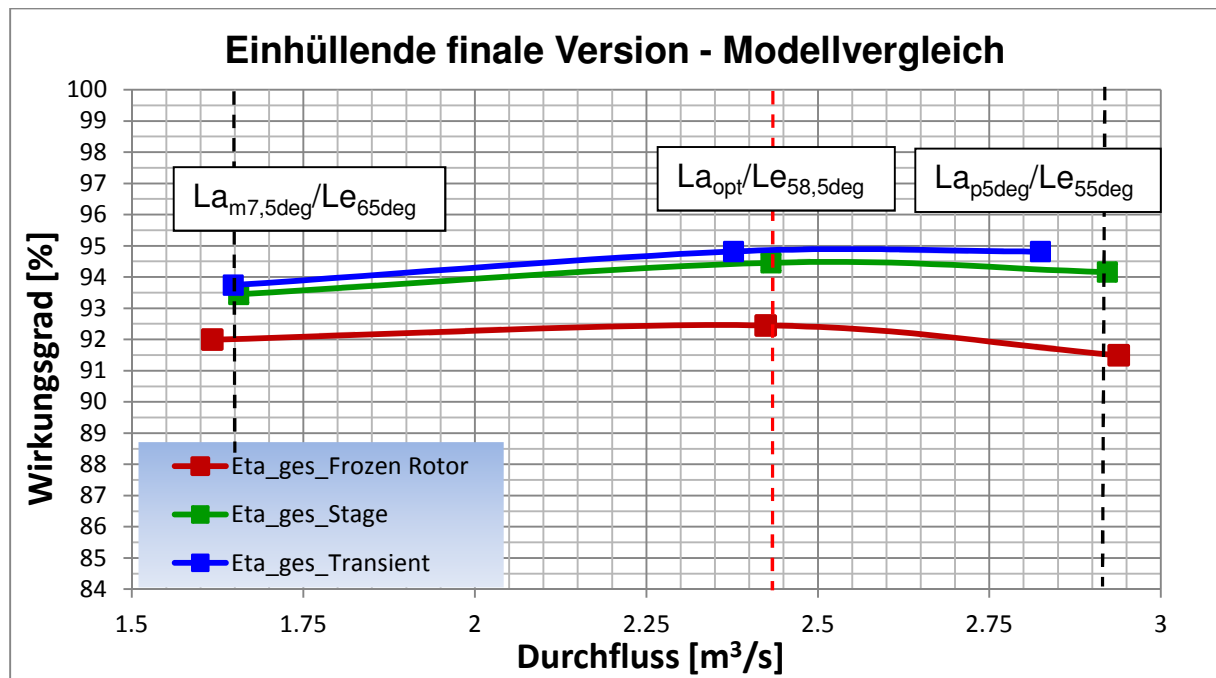


Abbildung 51: Vergleich der Rechenmodelle - finale Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Das transiente Modell wird als das „realste“ eingeschätzt, jedoch sind die Anforderungen an Rechenzeit und Speicherkapazität zu hoch, um sämtliche Betriebspunkte transient zu rechnen. Aus diesem Grund wurde für weitere Betriebspunkte das „Stage“-Modell verwendet. Ebenso wurden in den weiteren Auswertungen die Ergebnisse des „Stage“-Modells herangezogen. Im Anström- und Abströmverhalten zeigten sich übrigens kaum Unterschiede zwischen den Modellen. Einzig der Drall vor der Laufschaufel war beim „Frozen Rotor“-Modell etwas niedriger.

Abbildung 52 zeigt die Propellerkurven der einzelnen Laufschaufelstellungen und deren Einhüllende hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades. Es ergibt sich ein maximaler Wirkungsgrad von $\eta_{ges}=94,46\%$ bei einem Durchfluss von $Q=2,43\text{ m}^3/\text{s}$. Die Wirkungsgradkurve (Einhüllende) fällt bis zu einem Durchfluss von ungefähr

$Q=1,6 \text{ m}^3/\text{s}$ sehr flach ab. In Überlast ist ebenso nur eine geringe Abnahme des Wirkungsgrades zu beobachten.

Die Aufspaltung der Wirkungsgrade in Abbildung 53 macht ersichtlich, dass der relativ starke Abfall des Wirkungsgrades unter 60 % des Auslegungsdurchflusses sich aufgrund deutlich ansteigender Laufradverluste ergibt. In Überlast bedingen zunehmende Saugrohrverluste den leichten Wirkungsgradabfall.

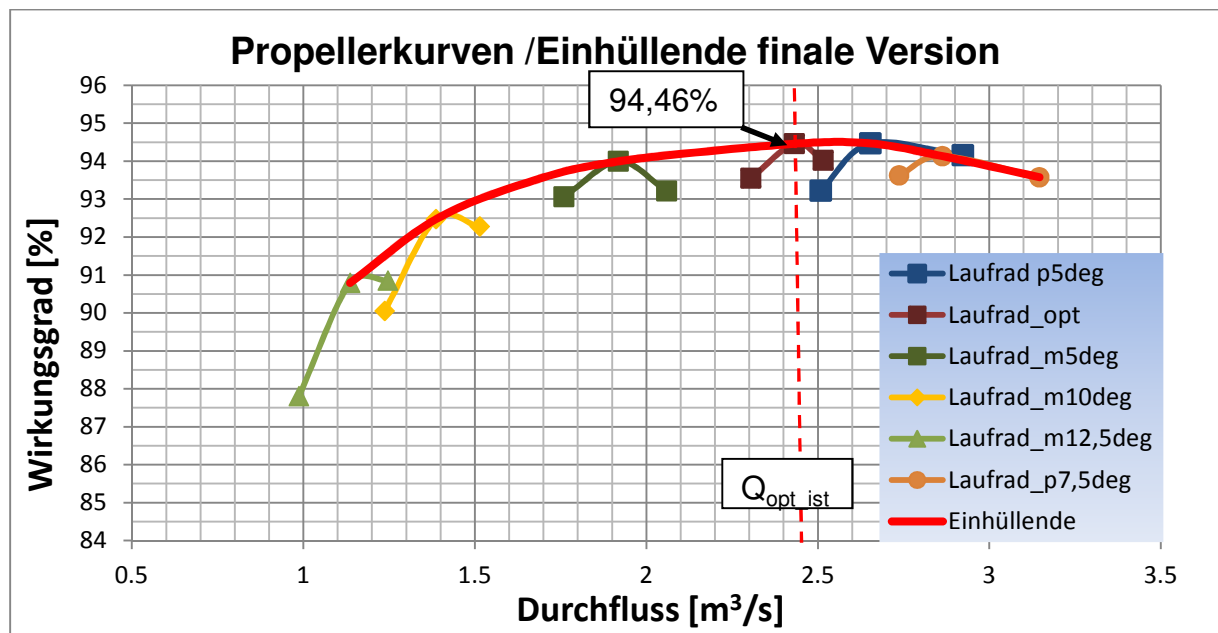


Abbildung 52: Propellerkurven und Einhüllende der finalen Version - Diagonalturbine Refurbishment - Vollmodell

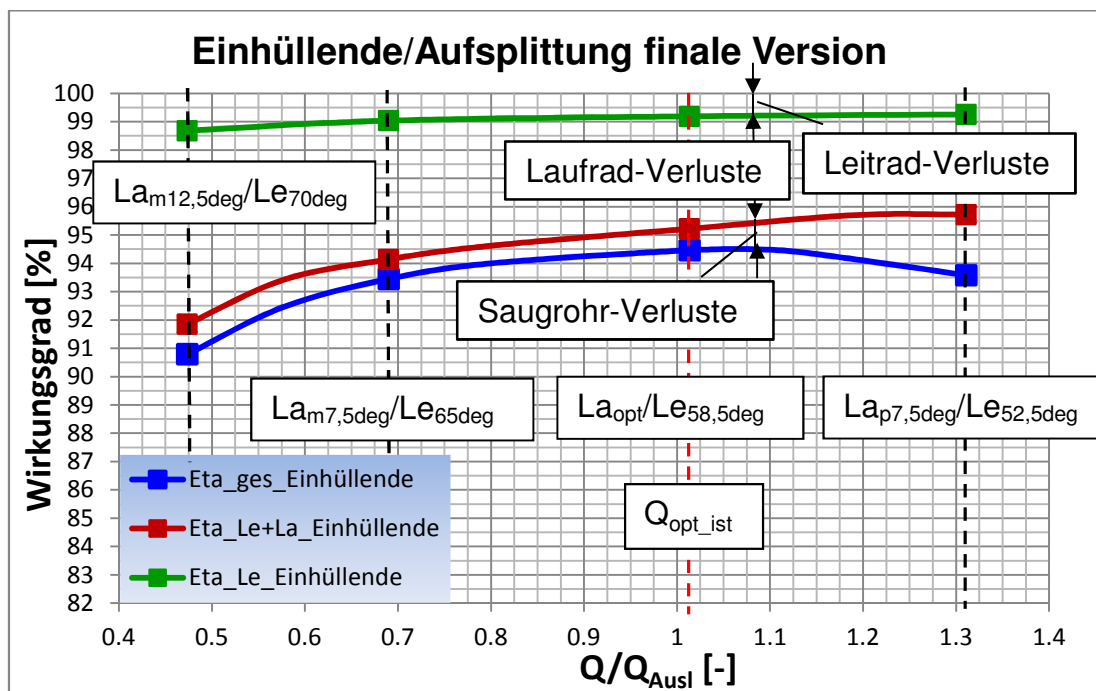


Abbildung 53: Wirkungsgradaufspaltung der finalen Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Abbildung 54 stellt die Schaufelbelastung in Schaufelmitte eines Teillastpunktes (hellrot), des Auslegungspunktes (rot) und eines Überlastpunktes (dunkelrot) dar. Die eingeschlossene Fläche (lässt auf das von der Laufschaufel erzeugte Drehmoment schließen) wird von Überlast zu Teillast hin kleiner. Die geringere Streuung des Druckes an der Eintrittskante im Auslegungspunkt lässt auf eine gute Anströmung schließen. Auch im Teillastpunkt fällt die Streuung eher gering aus. Der Druckabbau im Teillastpunkt ist etwas ungleichmäßig. Im letzten Schaufeldrittel wird hier am meisten Druck abgebaut.

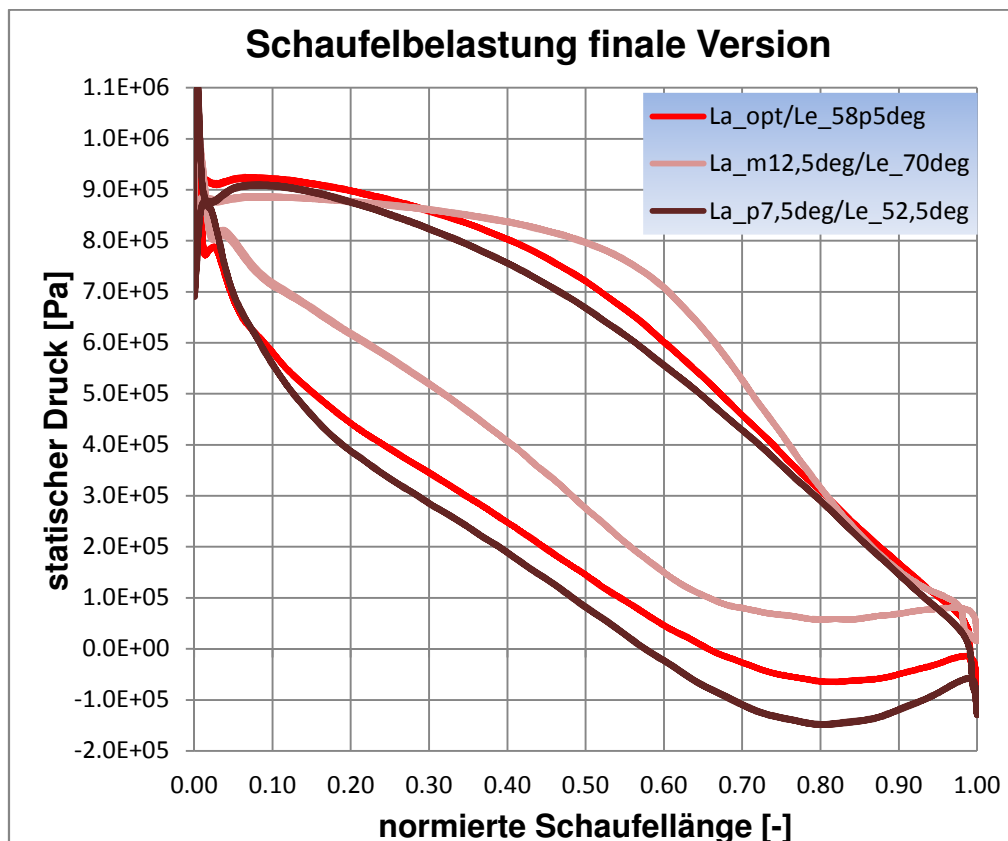


Abbildung 54: Schaufelbelastung der finalen Version in Schaufelmitte - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Die Qualität der Abströmung ist in Abbildung 55 zu sehen. Besonders im Auslegungspunkt stellt sich dabei ein idealer c_u -Verlauf ein. Dabei tritt Gegendrall im Nabenbereich und Restdrall am Mantel auf. Im Teillastpunkt tritt über die gesamte Schaufelhöhe Restdrall auf, wobei der Verlauf nahezu konstant ist. Im Überlastpunkt ist der Verlauf bis 70 % der Schaufelhöhe auch ideal, darüber stellt sich ein kleiner S-Schlag ein. Allgemein sind die Abströmbedingungen aber sehr zufriedenstellend, da

sich sehr gleichmäßige Geschwindigkeitsverläufe einstellen und Rest- bzw. Gegendrall sehr gering sind.

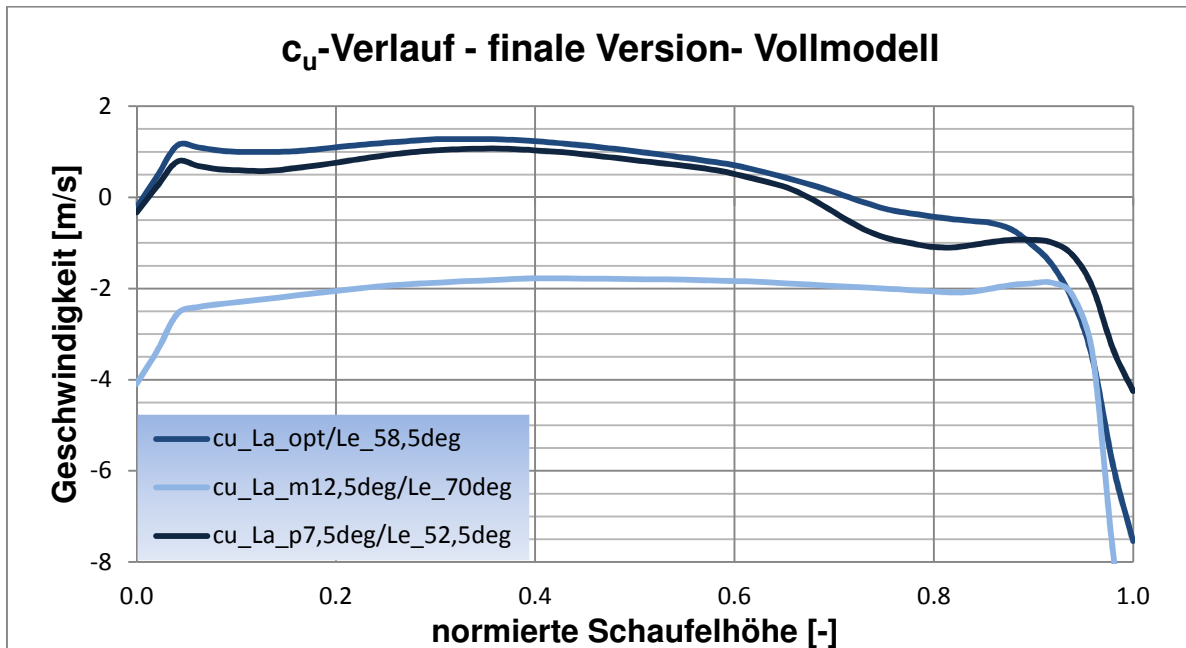


Abbildung 55: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – finale Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell

Da die Meridiangeschwindigkeit bei nahezu drallfreiem Austritt in etwa der Absolutgeschwindigkeit entspricht und diese in Abbildung 44 ersichtlich ist, wird die Meridiangeschwindigkeit jetzt nicht mehr dargestellt.

In Abbildung 57 sind die Verstellmomente von Leit- und Laufschaufel zu sehen. Die Verstellachse der Laufschaufel der finalen Version war um 62° zur Laufrad – Drehachse geneigt (δ in Abbildung 13). Die um 2° steilere Anstellung erfolgte, um die Verstellmomente niedrig zu halten. Die Verstellachse beider Schaufeln ist die z-Achse des jeweiligen Koordinatensystems (siehe Abbildung 56).

An der Laufschaufel tritt in Überlast ein öffnendes Moment und in Teillast ein schließendes Moment auf. Knapp über dem Auslegungspunkt ist das Verstellmoment nahezu null. An der Leitschaufel stellt sich über einen weiten Durchfluss-Bereich ein öffnendes Moment ein. Nur in hoher Überlast ändert sich das Vorzeichen. Ideal wäre ein schließendes Leitradmoment über einen weiten Bereich, nur bei geschlossenem Leitapparat sollte sich ein öffnendes Moment einstellen. Im Vergleich zur Francis-Turbine treten in Teillast deutlich geringere Momente auf. Sämtliche Werte sind allerdings mit Vorsicht zu genießen, da schon geringste Änderungen am Laufraddesign zu großen Unterschieden der Simulationsergebnisse führten.

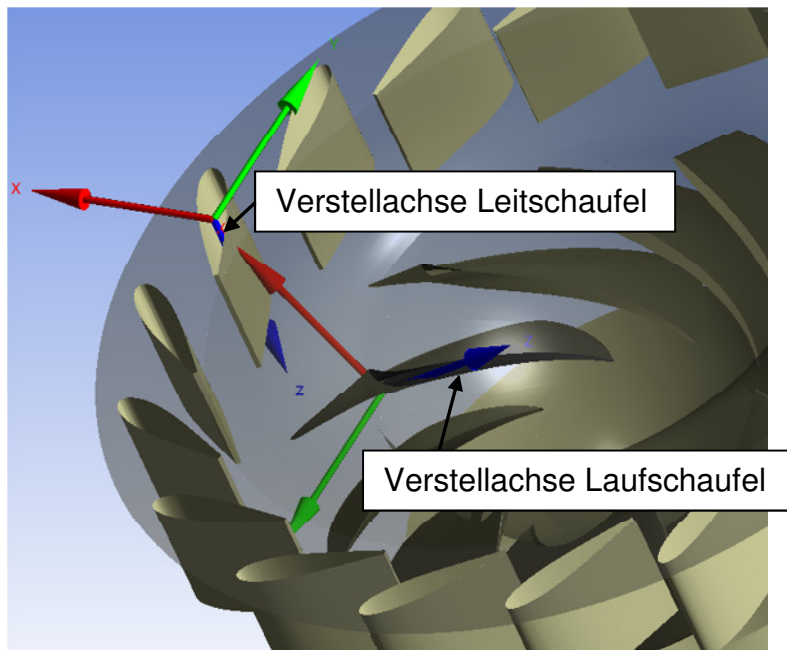


Abbildung 56: Verstellachsen von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Refurbishment

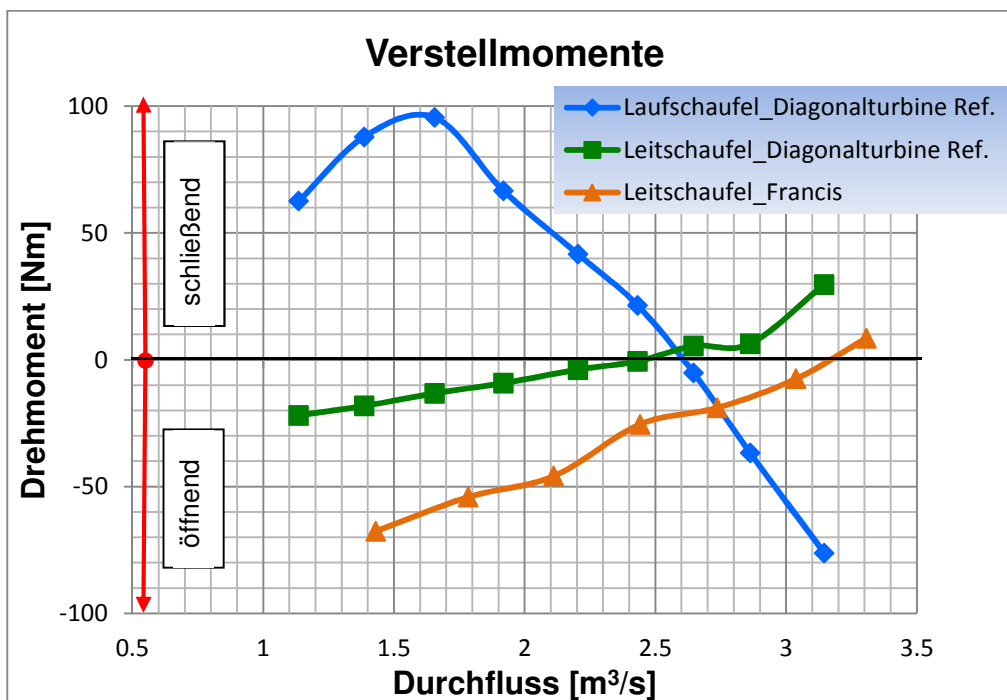


Abbildung 57: Verstellmomente von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Refurbishment

Abschließend wurde noch die Netzgitterunabhängigkeit der finalen Version untersucht. Dazu wurde zu den vorhandenen Netzen, Rechengitter aller

Komponenten mit ungefähr doppelter und halber Knotenanzahl erstellt. Abbildung 58 zeigt den Vergleich der Knotenanzahl des gesamten Rechengebietes. Der Gesamtwirkungsgrad beim feinen Netz ist um 0,03 Prozentpunkte geringer als jener beim mittelfeinen Netz. Auch bei den jeweiligen Verlusten ergaben sich sehr geringe Abweichungen. Diese Unterschiede sind als äußerst gering zu bewerten, womit die Ergebnisse mit dem mittelfeinen Netz (medium) als ausreichend genau einzustufen sind. Beim groben Netz ergeben sich etwas höhere Laufradverluste und der Gesamtwirkungsgrad ist um 0,4 Prozentpunkte geringer als bei den anderen Netzen. Abbildung 59 stellt diese Unterschiede dar.

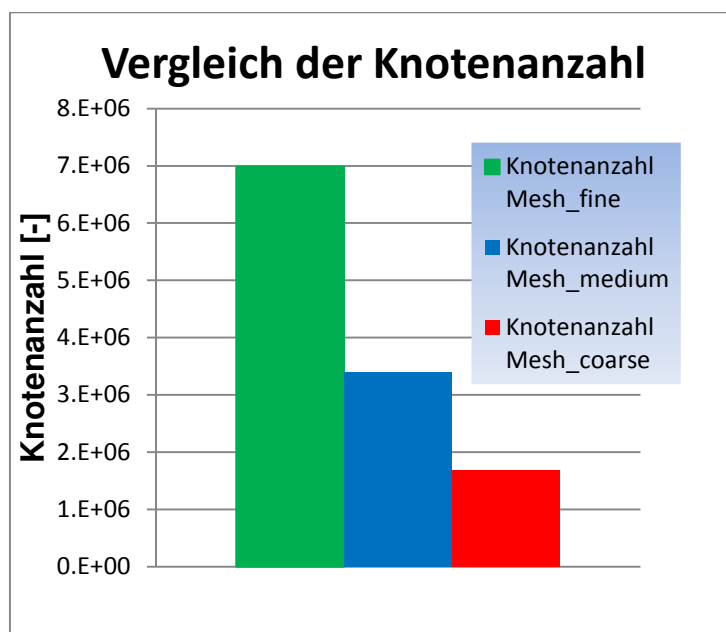


Abbildung 58: Knotenanzahl der unterschiedlichen Rechennetze - Diagonalturbine Refurbishment

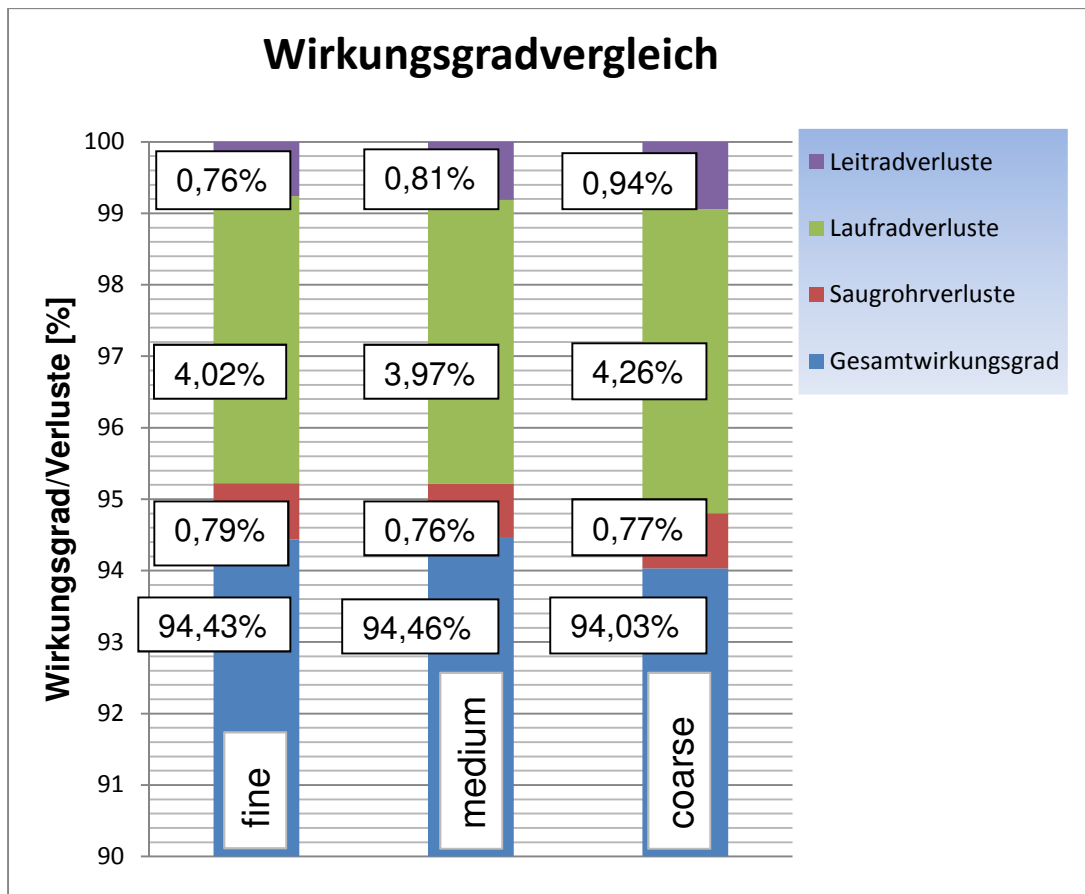


Abbildung 59: Untersuchung der Netzgitterunabhängigkeit - Diagonalturbine Refurbishment

Im Vergleich mit der Francis-Turbine (siehe Abbildung 61) ist der hydraulische Spitzenwirkungsgrad der Diagonalturbine um ungefähr 1,5 Prozentpunkte niedriger. Aufgrund der doppelten Regulierbarkeit der Diagonalturbine und der daraus resultierenden flachen Wirkungsgradkurve ist die Performance der Diagonalturbine unter einem Durchfluss von $Q = 2,1 \text{ m}^3/\text{s}$ besser. Auch im Überlastgebiet zeichnet sich eine Überschneidung der Kurven ab $Q = 3,2 \text{ m}^3/\text{s}$ ab. Betriebspunkte bei höherem Durchfluss konnten mit der Diagonalturbine nicht mehr doppelt reguliert berechnet werden, da eine weitere Öffnung der Laufschaufel aus geometrischen Gründen nicht möglich war. Bei beiden Turbinen müssen noch die Spaltverluste sowie die Spiralen- und Stützschaufelverluste berücksichtigt werden, bei der Francis-Turbine noch zusätzlich die Scheibenreibungsverluste, welche nach Abbildung 60 bei $n_q = 41,5 \text{ U}/\text{min}$ ungefähr 0,75 Prozentpunkte ausmachen. Die Spaltverluste (Labyrinth) bei Francis-Turbinen werden mit knapp 1 Prozentpunkt bewertet. Bei der Diagonalturbine wurden die mantelseitigen Spaltverluste schon in

der Simulation berücksichtigt (Laufradspalt). Die nabenseitigen Spaltverluste der Diagonalturbine können als äußerst gering eingestuft werden. Anhalte dafür konnten jedoch nicht gefunden werden.

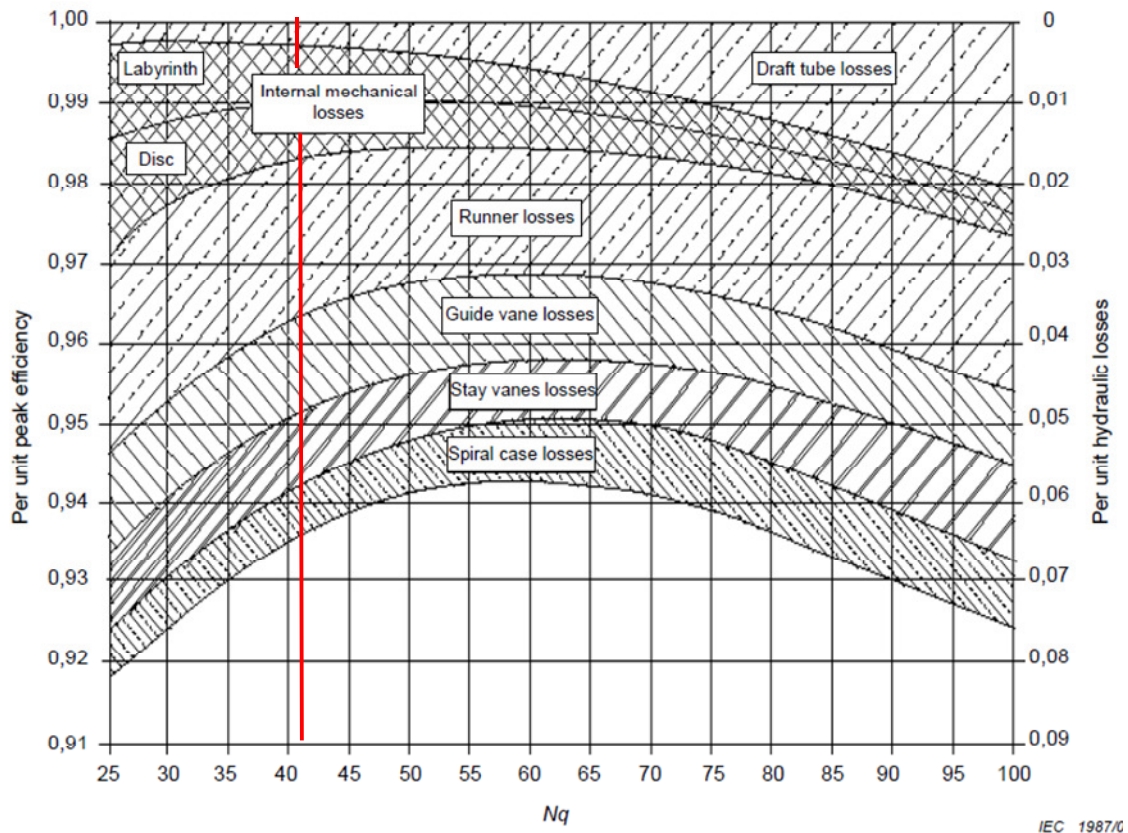


Abbildung 60: Verlustaufspaltung für Francis-Turbinen über der spezifischen Drehzahl (Quelle: [19])

Die hydraulische Leistung in Abbildung 61 wurde mit Gl. 6.20 bestimmt.

$$P_{hydr} = Q * \rho * g * H_{DEF} * \eta_{ges} \quad \text{Gl. 6.20}$$

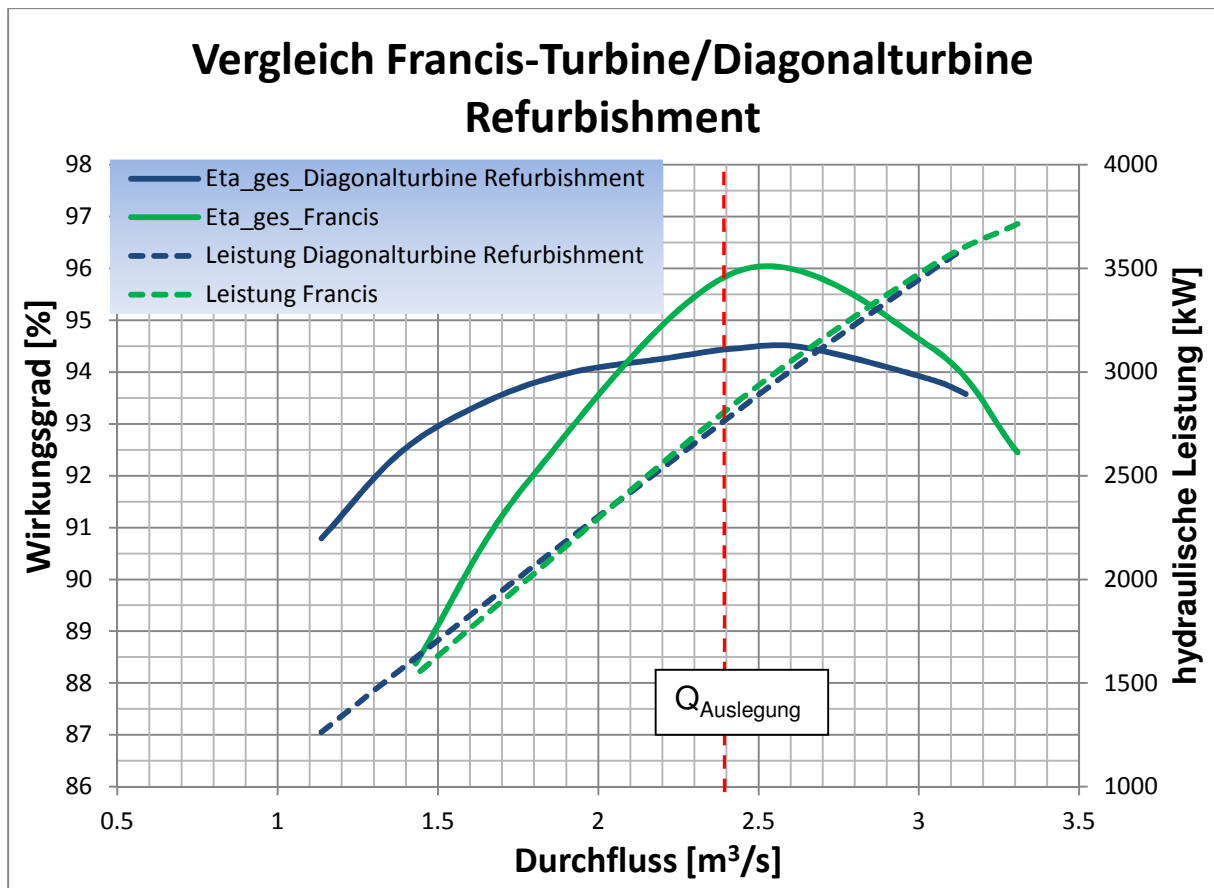


Abbildung 61: Vergleich von Francis-Referenzmaschine und Diagonalturbine Refurbishment

Der Vergleich hinsichtlich des Kavitationsverhaltens ist in Abbildung 62 dargestellt. Die deutlich höheren σ -Werte (hier sind die Einhüllenden dargestellt) der Diagonalturbine Refurbishment resultieren vor allem aufgrund der Drehzahlerhöhung. Somit ergibt sich ein deutlich geringerer maximaler Durchfluss bei kavitationsfreiem Betrieb.

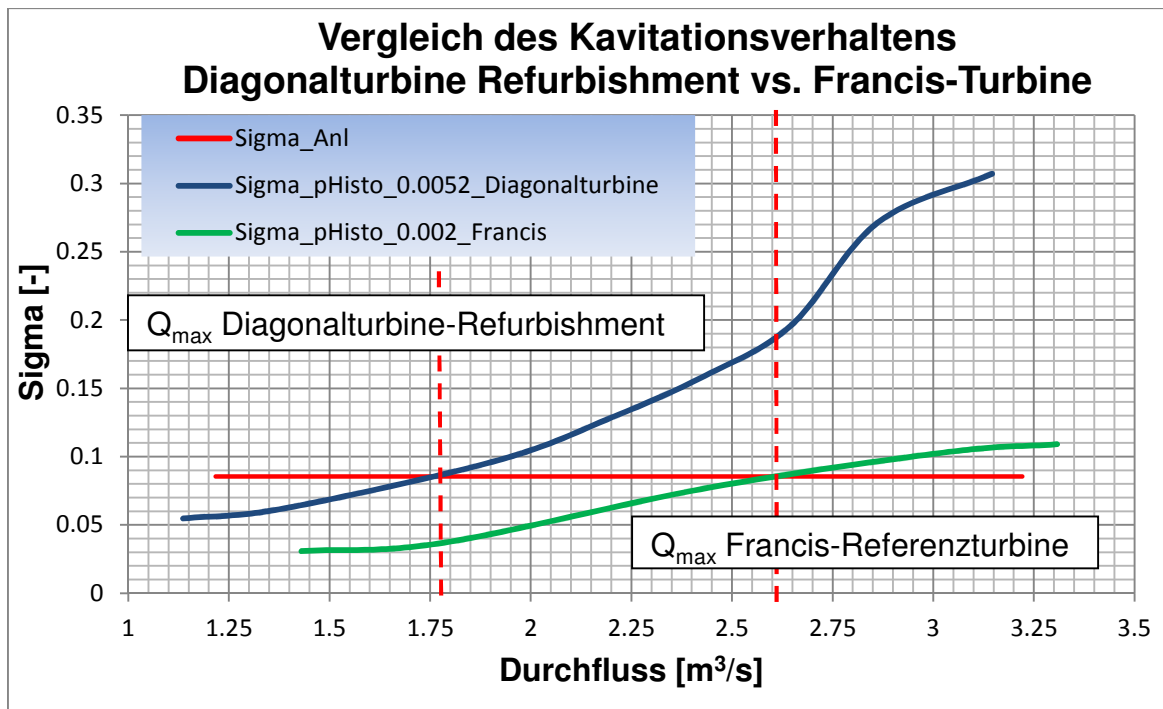


Abbildung 62: Vergleich des Kavitationsverhaltens - Diagonalturbine Refurbishment vs. Francis-Referenzturbine

Das Wirkungsgrad-Muscheldiagramm sowie das Sigma-Muscheldiagramm befinden sich im Anhang (Abbildung 111 und Abbildung 112).

7 Diagonalturbine als Neuauslegung

7.1 Meridianschnitt

Der Meridianschnitt der Diagonalturbine als Neuauslegung wurde wieder mit den Unterlagen von K. Hironaka [11] erstellt (siehe Kapitel 3.3). Da die spezifische Drehzahl der Diagonalturbine Refurbishment gegenüber der Francis-Turbine erhöht werden musste, war es notwendig, die Laufraddrehzahl der Neuauslegung mit $n = 1000$ U/min festzulegen um die spezifische Drehzahl der Francis-Maschine von $n_q = 41,44$ U/min zu erhalten. Der Durchflusswinkel beträgt hier $\delta = 45^\circ$.

7.2 Eindimensionale Erstausslegung

Da sich die Berechnung in diesem Kapitel zur eindimensionalen Erstausslegung der Diagonalturbine Refurbishment in 6.2 prinzipiell nicht unterscheidet, werden hier nur

die geänderten Gleichungen sowie die Abmessungen und Winkeln in Tabellenform dargestellt.

Durch den geänderten Durchflusswinkel von $\delta = 45^\circ$ musste in folgenden Gleichungen der Winkel von 30° durch den Winkel von 45° ersetzt werden:

$$\text{Schaufelhöhe:} \quad h = \frac{R_M - R_N}{\cos(45^\circ)} \quad \text{Gl. 7.1}$$

$$\text{durchströmte Fläche:} \quad A_{KM} = \frac{(R_M^2 - R_N^2) * \pi}{\cos(45^\circ)} \quad \text{Gl. 7.2}$$

Außenkontur des ersten Teilflutrades:

$$R_{T1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(45^\circ)}{5 * \pi} + R_N^2} \quad \text{Gl. 7.3}$$

Außenkonturen der weiteren Teilfluträder:

$$R_{Ti+1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(45^\circ)}{5 * \pi} + R_{Ti}^2} \quad \text{Gl. 7.4}$$

Der für die Winkelberechnung entscheidende Radius der jeweiligen Teilfluträder befindet sich in deren flächenmäßiger Mitte und wird folgendermaßen ermittelt:

$$R_{TMi+1} = \sqrt{\frac{A_{KM} * \cos(45^\circ)}{10 * \pi} + R_{Ti}^2} \quad \text{Gl. 7.5}$$

Vergleiche dazu Seite 36.

In Abbildung 63 ist der Meridianschnitt der Diagonalturbine Neuauslegung dargestellt.

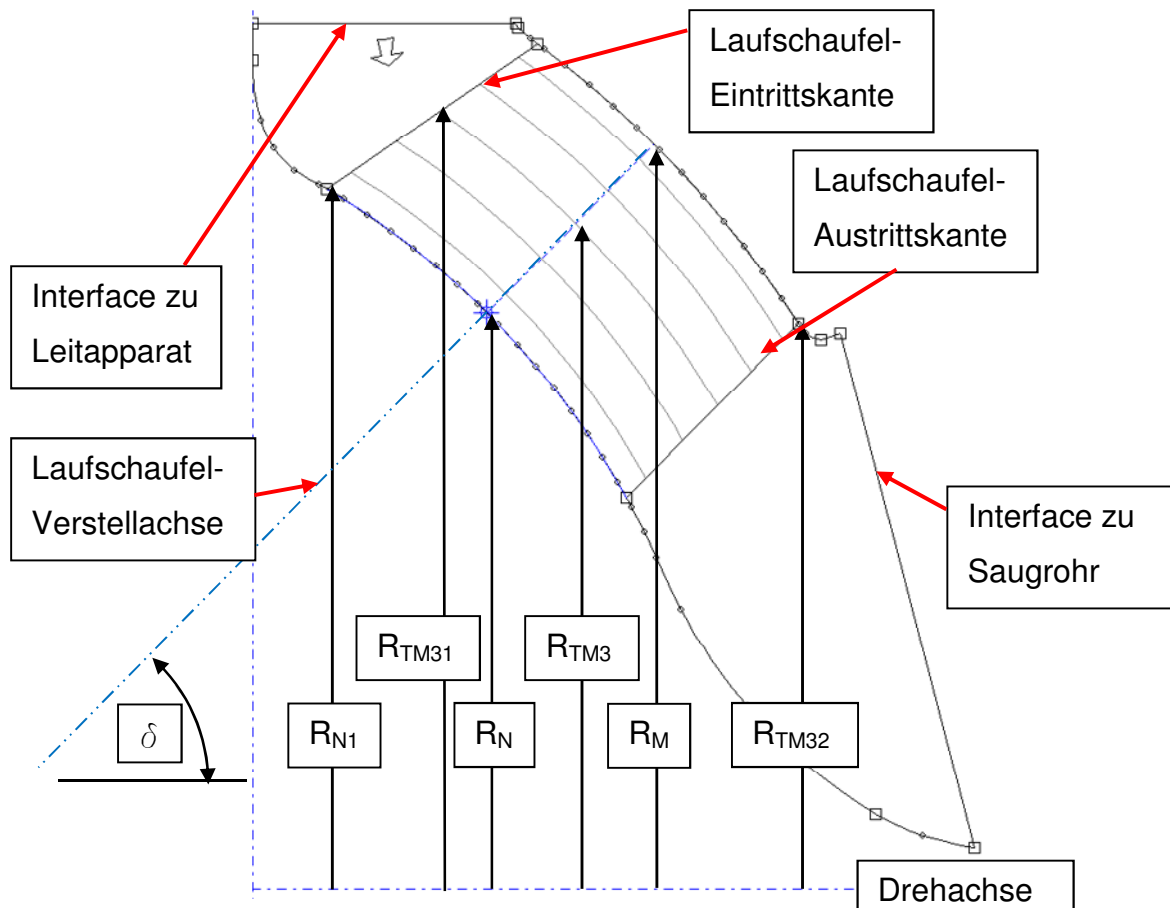


Abbildung 63: Meridianschnitt Diagonalturbine Neuauslegung mit den Teilfluträdern

In Tabelle 7 sind die Abmessungen der Teilfluträder sowie der Naben- und Mantelkontur aufgelistet.

Tabelle 7: Abmessungen der Teilfluträder Diagonalturbine Neuauslegung

Layer	Radius an der Laufrad-Eintrittskante [m]	Radius an der Laufrad-Austrittskante [m]
N	0,340	0,190
1	0,347	0,200
2	0,363	0,217
3	0,377	0,235
4	0,391	0,251
5	0,404	0,267
M	0,410	0,275

Tabelle 8 listet die Eintritts- und Austrittswinkel der Schaufelprofile an allen Teilfluträdern sowie an Nabe und Mantelkontur auf.

Tabelle 8: Eintritts- und Austrittswinkel der Teilfluträder Diagonalturbine Neuauslegung

Layer	Eintrittswinkel [°]	Austrittswinkel [°]
N	64,57	34,66
1	57,11	33,38
2	44,87	31,18
3	37,09	29,23
4	31,68	27,63
5	27,81	26,24
M	26,32	25,59

7.3 Generierung des ersten Laufrades

Die Erzeugung des Laufrades der Diagonalturbine als Neuauslegung erfolgte analog zu Kapitel 6.3. Die Eintritts- und Austrittswinkel der Laufschaufel sind Tabelle 8 zu entnehmen. Die Profildicke wurde an der Nabe mit 5 % der gekrümmten Länge und am Mantel mit 3,5 % der gekrümmten Länge festgelegt. Es wurde aber von Beginn an schon das modifizierte NACA-Profil mit einem Eintrittskantenparameter von 5 verwendet. Die maximale Schaufeldicke wurde wieder bei 30 % der meridonalen Länge festgesetzt. Die Erstausslegung wurde mit 11 Laufschaufeln ausgeführt. Abbildung 64 zeigt das erste Laufrad der Diagonalturbine als Neuauslegung mit Nabenkontur.

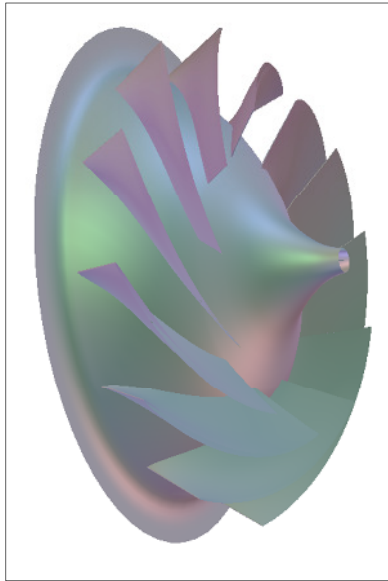


Abbildung 64: Fertiges Laufrad der Erstausslegung Diagonalturbine Neuauslegung

7.4 Vernetzung des Laufrades

Die Vernetzung des Laufrades der Diagonalturbine als Neuauslegung erfolgte mit denselben Topologie- und Netzeinstellungen wie in Kapitel 6.4 beschrieben. Der Spalt wurde wieder mit 5 % der Schaufelhöhe gewählt was hier einem Absolutwert von 0,575 mm entspricht. Es wurde ebenso zusätzlich ein feines Gitter erstellt, um die Netzunabhängigkeit der Lösung zu untersuchen. Auch hier wurde das Laufrad um bis zu $12,5^\circ$ geschlossen und um bis zu $7,5^\circ$ geöffnet. Abbildung 65 zeigt die Flächen des generierten Gitters eines Laufradkanals mit der Verstellachse.

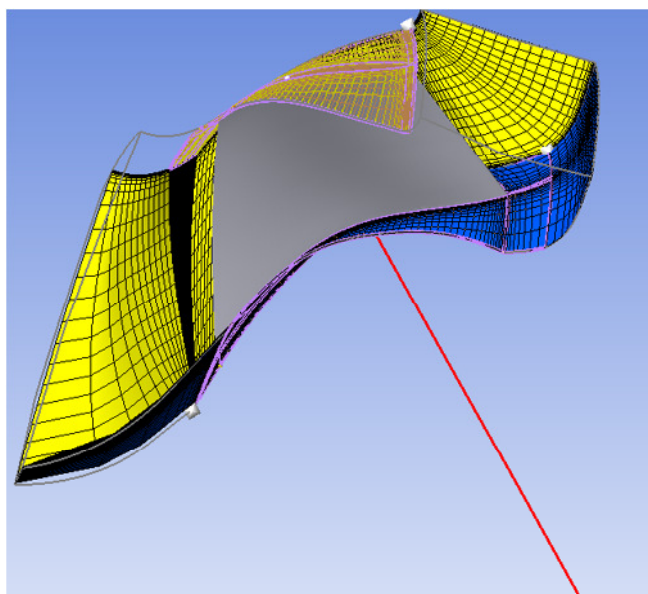


Abbildung 65: Vernetzung des Laufradkanals mit Verstellachse der Diagonalturbine Neuauslegung

7.5 Rechensetup

Die Erstausslegung wurde wie bei der Diagonalturbine Refurbishment mit dem vereinfachten Rechensetup durchgeführt (siehe Kapitel 6.5). Ebenso wurde vorerst dasselbe Interface („Frozen Rotor“) benutzt. Abbildung 66 stellt wieder den Meridianschnitt aller Komponenten dar.

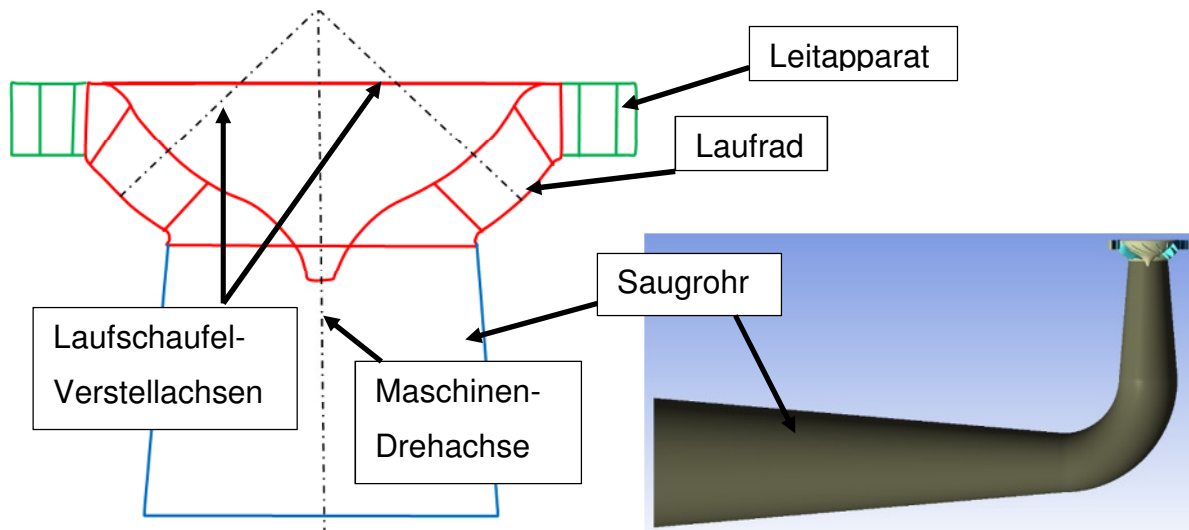


Abbildung 66: Meridianschnitt aller Komponenten - Diagonalturbine Neuauslegung

7.6 Auswertung der Erstausslegung

Auch hier wurde das Laufrad um bis zu 10° geschlossen, jedoch aus geometrischen Gründen nur um $2,5^\circ$ geöffnet (bei größerer Öffnung Überschneidung mit Leitapparat). Im Zuge der Optimierung wurde der Leitapparat radial weiter hinausgesetzt, um das Laufrad weiter öffnen zu können. Die Propellerkurven der einzelnen Laufschaufelstellungen mit deren Einhüllenden ist in Abbildung 67 zu sehen. Hier fällt auf, dass nur ein kleiner Durchfluss-Bereich abgebildet ist. In den späteren Versionen wird das Laufrad aber weiter geöffnet bzw. weiter geschlossen. Die Leitschaufelstellungen sind in Abbildung 68 angegeben.

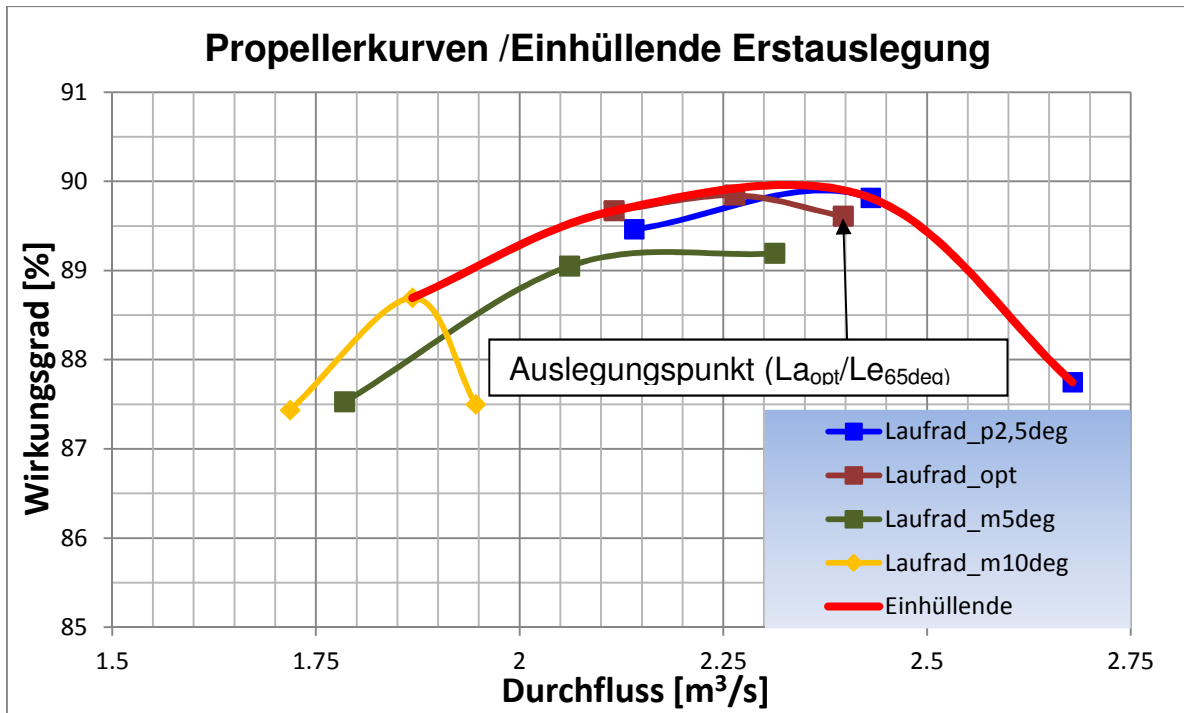


Abbildung 67: Propellerkurven und Einhüllende der Erstausslegung - Diagonalturbine Neuauslegung

7.6.1 Auswertung Wirkungsgrad

Abbildung 68 stellt die aufgesplitteten Wirkungsgradverläufe über dem Durchfluss dar. Wie schon in Kapitel 6.6.1 werden hier nur die Einhüllenden der Propellerkurven dargestellt. Die Laufradverluste sinken mit höherem Durchfluss, die Saugrohrverluste sind jedoch deutlich erhöht. Das lässt auf eine schlechte Abströmung aus dem Laufrad schließen. Das Optimum des Gesamtwirkungsgrades von 89,84 % stellt sich bei einem Durchfluss von 2,26 m³/s – im Teillastbereich – ein. Der Vorteil der doppelten Regelbarkeit (flacher Wirkungsgrad-Verlauf) ist hier in der Erstausslegung auch wieder deutlich zu erkennen.

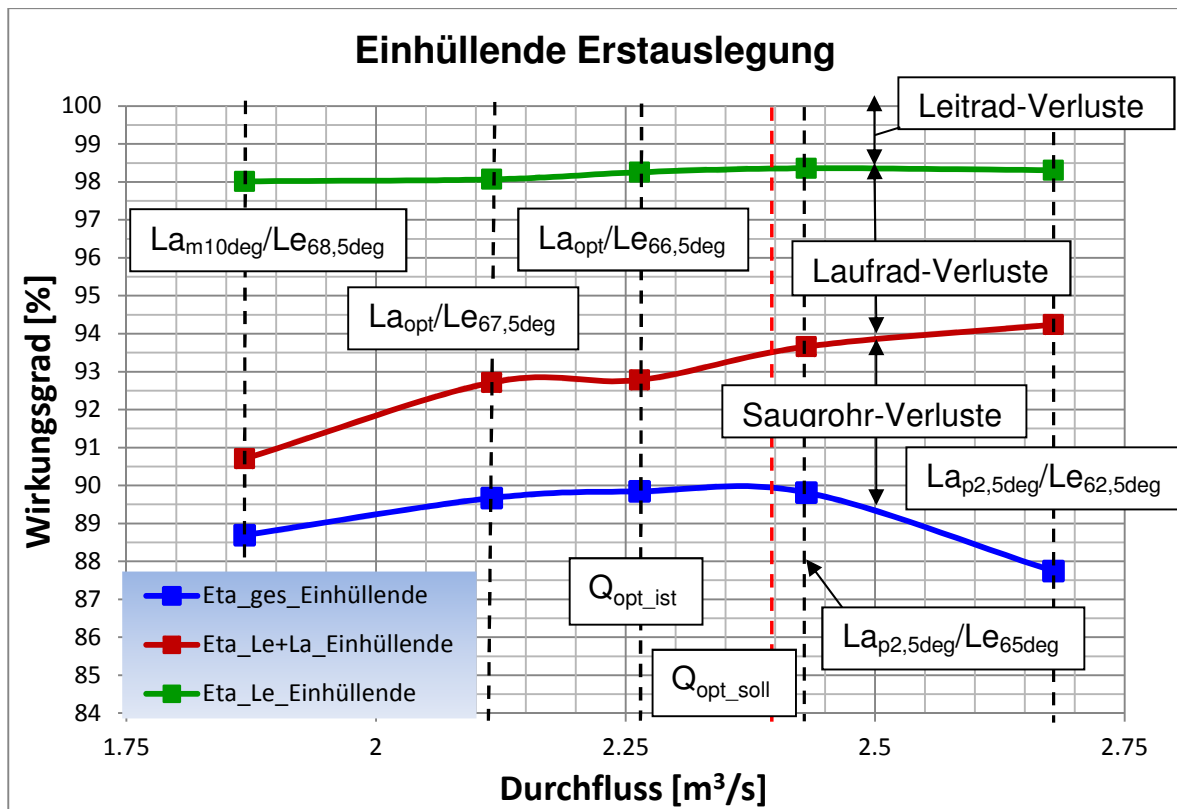


Abbildung 68: Einhüllende der Erstausslegung – Diagonalturbine Neuauslegung

In den folgenden Abbildungen wird die Anströmung der Laufschaufel dargestellt. Wie schon in Kapitel 6.6.1 werden die Strömungsverhältnisse nur am Auslegungspunkt (La_{opt}/Le_{65deg}) dargestellt. Abbildung 69 zeigt die Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante von links nach rechts in 20 %, 50 % und 80 % der Schaufelhöhe. Es ist eine deutlich druckseitige Anströmung zu erkennen, welche in Schaufelmitte und in Mantelnähe besonders stark ausgeprägt ist.

Abbildung 70 zeigt die Druckverteilungen (statischer Druck) an der Schaufel. An der Druckseite sieht die Verteilung schon recht zufriedenstellend aus. Nur in Schaufelmitte ist eine etwas ungleichmäßige Verteilung zu sehen. Die Druckverteilung an der Saugseite knapp hinter der Eintrittskante ist noch sehr ungleichmäßig. Diese Verteilung tritt aufgrund der druckseitigen Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante auf. Besonders in Schaufelmitte fällt diese Erscheinung auf.

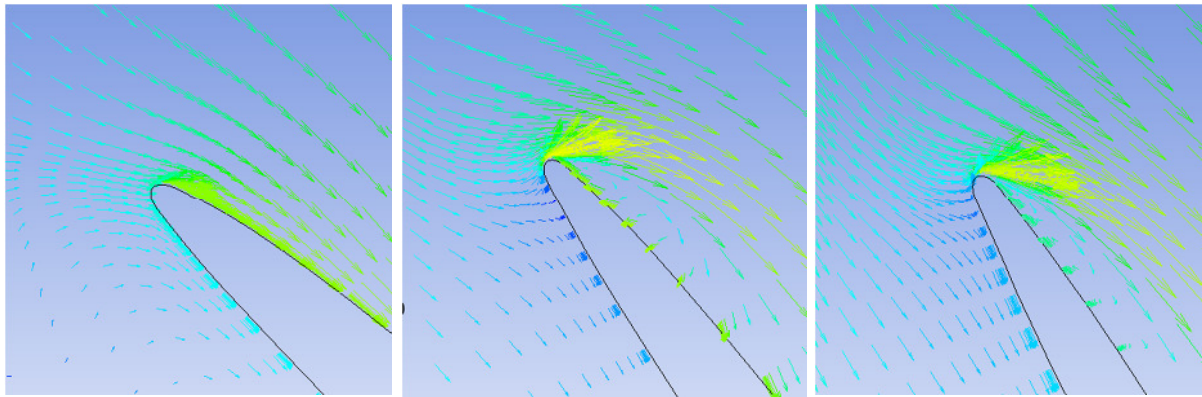


Abbildung 69: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante – Diagonalturbine
Neuauslegung – Einfachmodell – Erstausslegung

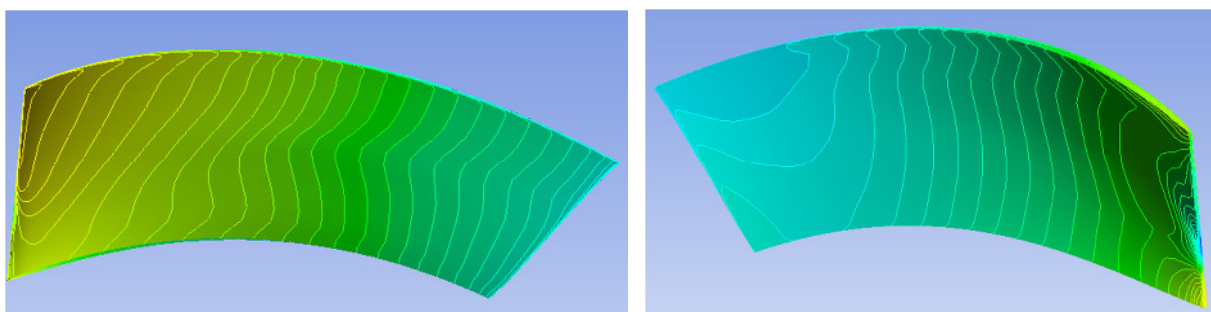


Abbildung 70: Druckverteilung an der Druckseite (li.) und an der Saugseite (re.) der
Laufschaufel – Diagonalturbine Neuauslegung – Einfachmodell – Erstausslegung

Die Abströmung wird wieder über den Verlauf der Meridiangeschwindigkeit c_m bzw. der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u über der Schaufelhöhe nach der Laufschaufel–Austrittskante bewertet. Abbildung 71 zeigt den Verlauf der Meridiangeschwindigkeit. Für die Erstausslegung sieht der Verlauf besonders im Auslegungspunkt (La_{opt}/Le_{65deg}) schon ganz gut aus. Im Überlastpunkt ist der c_m -Verlauf über die gesamte Schaufelhöhe recht „wellig“ und im Teillastpunkt ist im oberen Schaufelbereich ein kleiner „S-Schlag“ vorhanden. Der hohe Wert am Mantel lässt sich wieder durch den Laufradspalt erklären. Der Verlauf der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit in Abbildung 72 ist für die Erstausslegung schon sehr zufriedenstellend. Negative Werte der Geschwindigkeit beim c_u -Verlauf bedeuten wieder Restdrall. Im Auslegungspunkt und im Teillastpunkt stellt sich ab 30 % bzw. 40 % der Schaufelhöhe aber noch etwas Restdrall ein, welcher noch abgebaut werden soll. Im Überlastpunkt sind Rest- bzw. Gegendrall sehr gering, allerdings ist der Verlauf noch etwas ungleichmäßig.

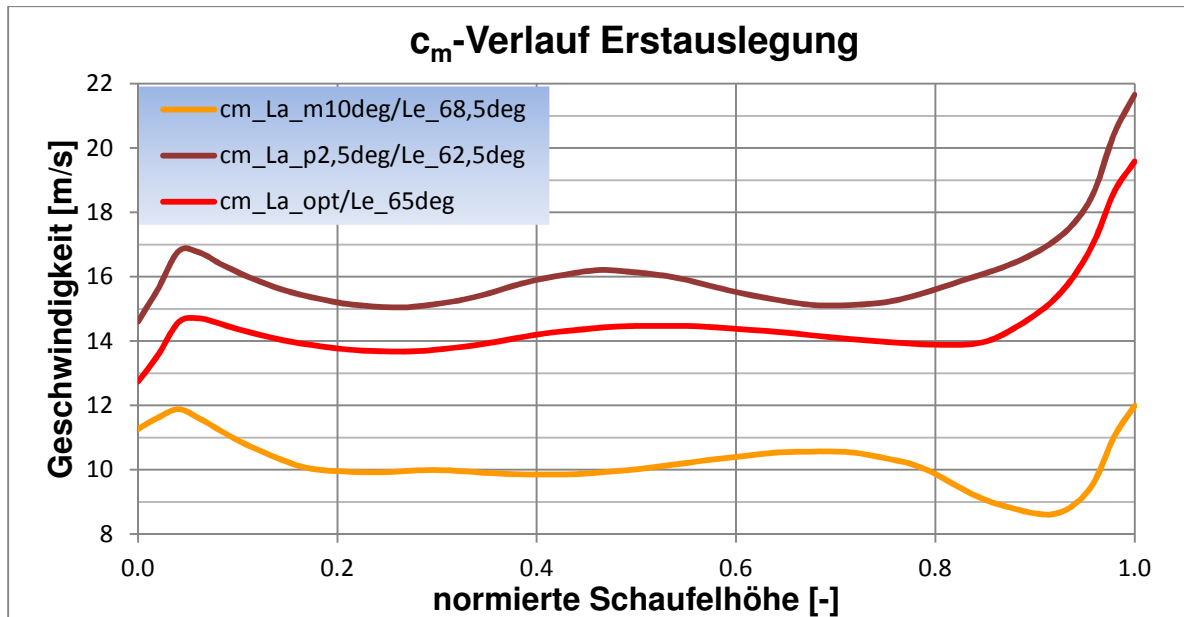


Abbildung 71: c_m -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante – Diagonalturbine Neuauslegung – Erstauslegung

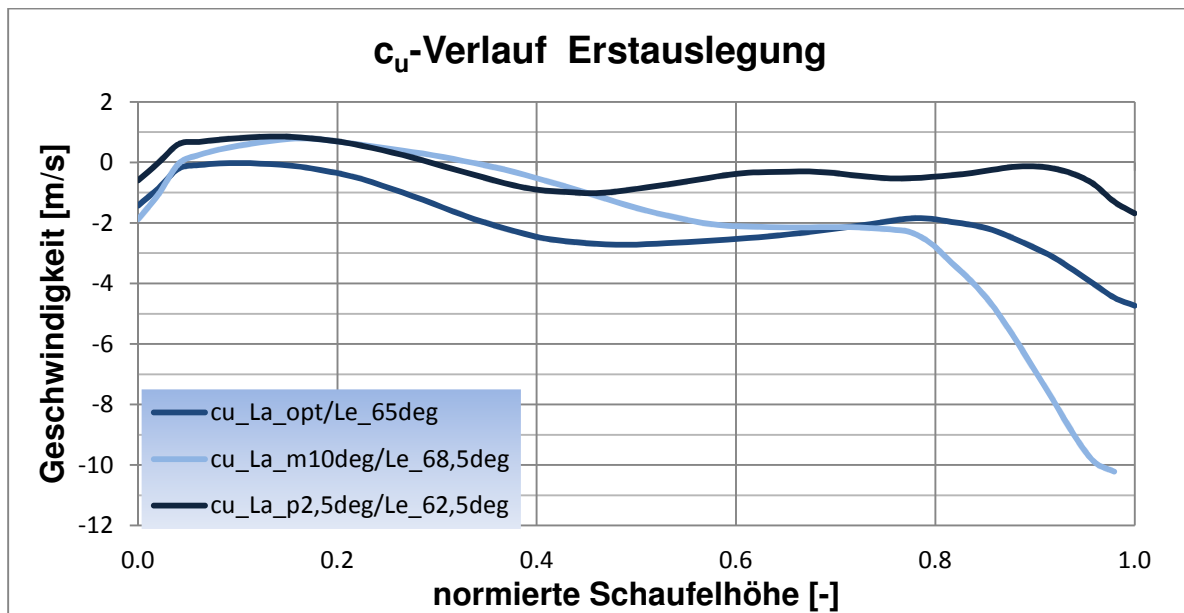


Abbildung 72: c_u -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Neuauslegung – Erstauslegung

7.6.2 Auswertung Kavitation

Abbildung 73 zeigt die verschiedenen σ_{pHisto} -Werte über dem Durchfluss dargestellt. Der Grenzwert liegt bei $\sigma_{Anl} = 0,0854$. Dieser Grenzwert wird bei allen σ_{pHisto} -Werten schon vor dem Auslegungs-Durchfluss von $2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ überschritten. Bei Bewertung mit

$\sigma_{\text{pHisto}_0,004}$ (entspricht 2 ‰ der Schaufelfläche der Francis-Referenzturbinen) ergibt sich ein maximaler Durchfluss von $Q_{\text{max}} = 2,05 \text{ m}^3/\text{s}$. Die geringe Zunahme der σ -Werte in Überlast (über $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$) ist durch die hohen Saugrohrverluste bedingt, welche bei vorgegebenen Druck am Saugrohraustritt das Druckniveau im Laufrad anheben. Die kritischen Bereiche liegen an der Saugseite der Laufschaufel-Eintrittskante knapp unter Schaufelmitte sowie kurz vor der Laufschaufel-Austrittskante in Mantelnähe. Die Zone niederen Drucks an der Eintrittskante ist durch die stark druckseitige Anströmung bedingt. Abbildung 74 stellt diese Bereiche dar.

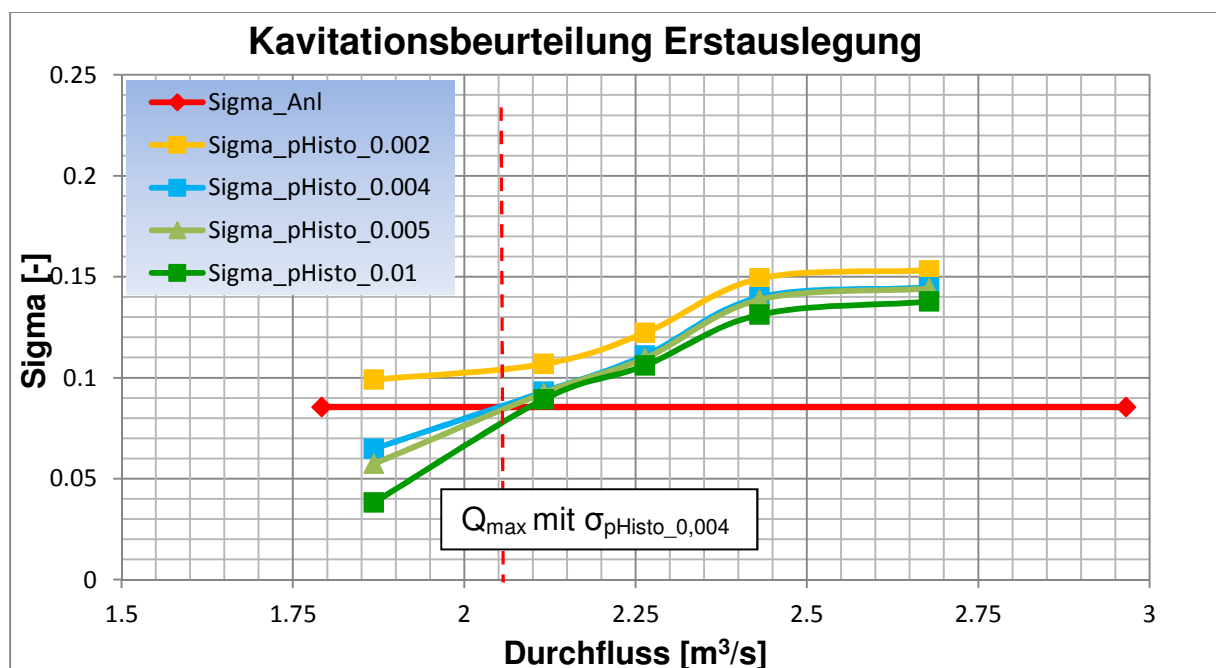


Abbildung 73: Kavitationsbeurteilung Erstausslegung - Diagonalturbine Neuauslegung

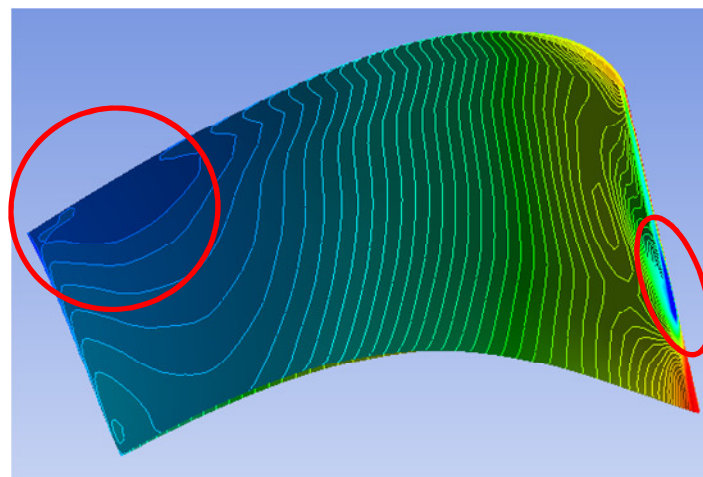


Abbildung 74: Laufschaufel mit Niederdruckzonen - Diagonalturbine Neuauslegung

7.7 Überblick der Optimierungsversionen

Im zweiten Teil der Arbeit wurden über 40 verschiedene Laufrad- und Rechen-setup – Versionen generiert und berechnet. Die Optimierung wurde wieder in zwei Hauptphasen unterteilt: zuerst hinsichtlich Wirkungsgrad und anschließend hinsichtlich Kavitation. Die Kapiteln 7.7.1 und 7.7.2 beschreiben die getroffenen Maßnahmen in zusammengefasster Form. Aufgrund der vielen und teilweise ähnlichen Optimierungsschritte wie in Kapitel 6.7 wird nun auf wesentliche Schritte in komprimierter Form folgend eingegangen.

Abbildung 75 zeigt die unterschiedlichen Meridianschnitte während des Optimierungsprozesses.

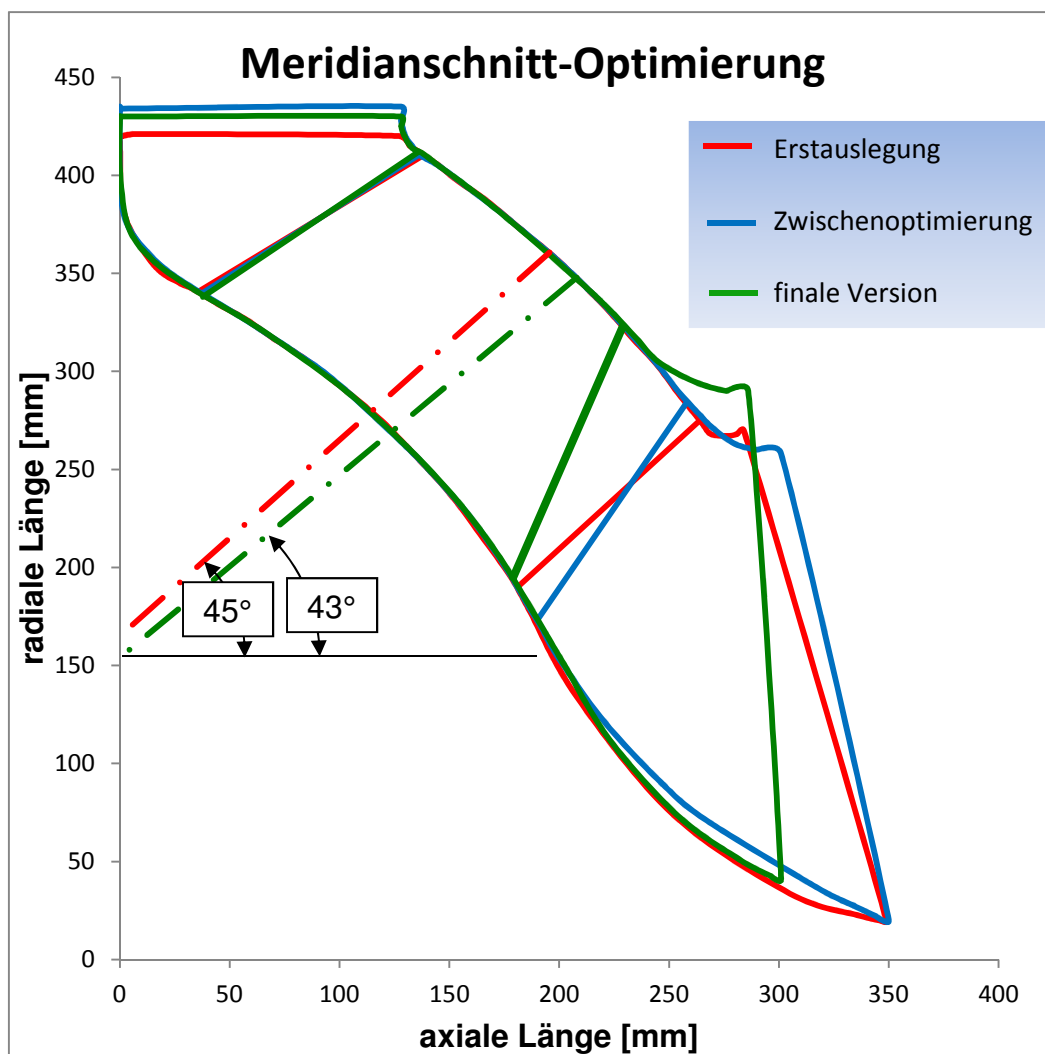


Abbildung 75: Meridianschnitt-Änderungen während des Optimierungsprozesses - Diagonalturbine Neuauslegung

7.7.1 Maßnahmen zur Verbesserung des Wirkungsgrades

Die Ausgangsbasis für die Optimierung stellen wieder die Wirkungsgrade der Erstauslegung im Auslegungspunkt ($L_{a_{opt}}/L_{e_{65deg}}$) dar:

- $\eta_{Le} = 98,42 \%$
- $\eta_{La+Le} = 93,43 \%$
- $\eta_{ges} = 89,6 \%$

- Optimierung der Anströmung:

In Abbildung 69 ist zu sehen, dass die Strömung der Erstauslegung stark druckseitig auf die Laufschaufel-Eintrittskante auftrifft. In Analogie zur Diagonalturbine Refurbishment (siehe Kapitel 6.7.1) wurde der Eintrittswinkel der Laufschaufel erhöht. Doch trotz vieler Versuche, die Anströmung zu optimieren gelang es nicht, stabile Anströmbedingungen zu erreichen. In Nabennähe kam es vor der Laufschaufel-Eintrittskante immer zu Ablösungen und zur Umströmung der Eintrittskante knapp unterhalb der Schaufelmitte. Abbildung 76 zeigt diese Problematik.

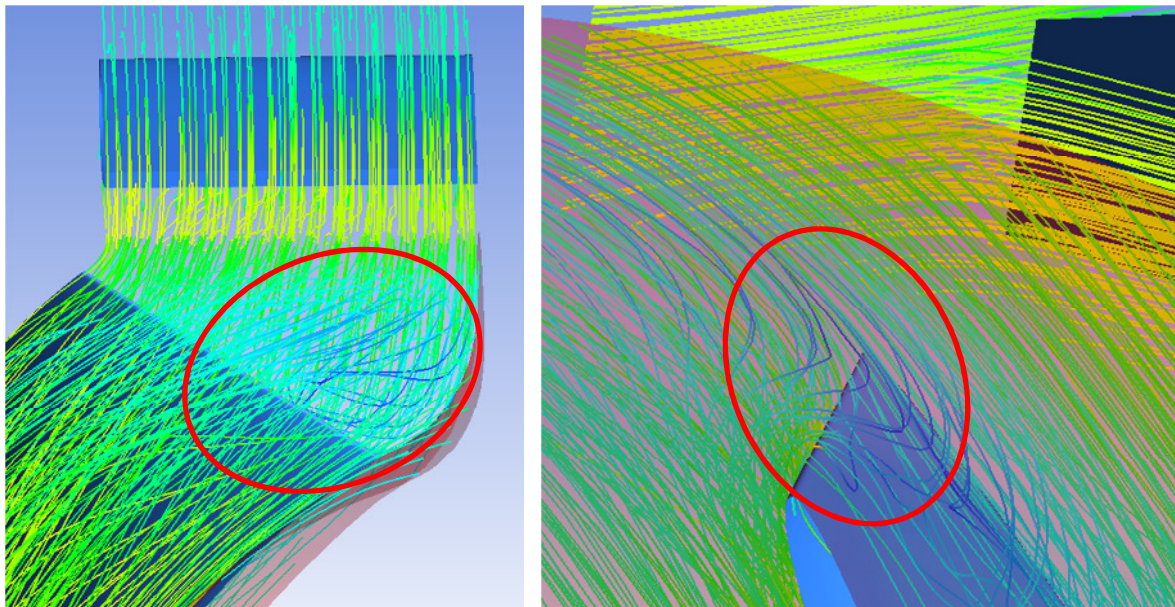


Abbildung 76: Ablösungen vor der Laufschaufel-Eintrittskante - Diagonalturbine Neuauslegung

Zusätzlich zur Anpassung des Eintrittswinkels der Laufschaufel wurde der Abstand zwischen Leitapparat und Laufschaufel-Eintrittskante erhöht (siehe Abbildung 75 rot auf blau), die Leit- und Laufschaufelanzahl variiert und das Vollmodell berechnet.

Doch keine dieser Maßnahmen brachte deutliche Verbesserungen hinsichtlich der Ablösungen.

Einzig durch die relative Positionsänderung von Leit- zu Laufrad („Clocking“) konnten deutliche Verbesserungen erzielt werden. In Abbildung 77 ist zu sehen, dass durch die Neupositionierung des Leitrades um 10° (entspricht dem halben Leitschaufelteilungswinkel) die Ablöseeffekte verschwinden. Ebenso sind Laufrad- und Saugrohrverluste geringer. Doch mit dem sogenannten „Clocking“ konnte natürlich dieses Problem nicht endgültig gelöst werden. So wurde im nächsten Schritt das Interface zwischen Leitapparat und Laufrad von „Frozen Rotor“ auf „Stage“ umgestellt.

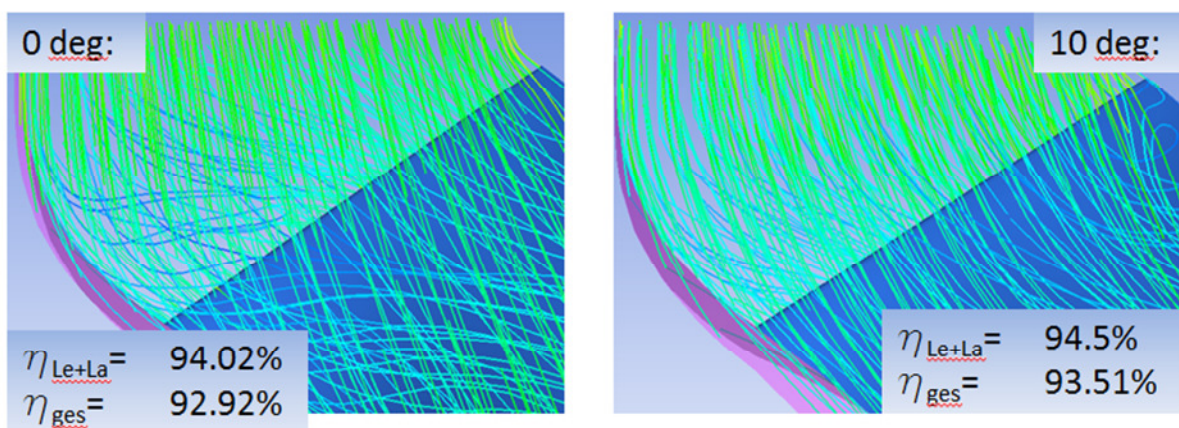


Abbildung 77: "Clocking" Leitschaufel-zu Laufschaufelposition - Diagonalturbine Neuauslegung

Durch diese Maßnahme kam es aufgrund der Umfangsmittelung des „Stage“-Interfaces unabhängig von Leit- oder Laufschaufelposition zu keinen Ablösungen mehr. Außerdem verringerten sich dadurch die Laufradverluste (vgl. mit Abbildung 51 in Kapitel 6.8). Die Leitschaufelanzahl wurde nach zwischenzeitlichen Änderungen auf 18 belassen. Die Anzahl der Laufschaufeln wurde auf 13 erhöht, um die Schaufelbelastung zu reduzieren. Sämtliche Optimierungsvorgänge wurden bis zur finalen Version am Einfachmodell durchgeführt. Durch die Anwendung des „Stage“-Interfaces unterscheiden sich nämlich Einfach- und Vollmodell kaum.

Abbildung 78 zeigt die Anströmung von links nach rechts in 20 %, 50 % und 80 % der Schaufelhöhe nach dem ersten Optimierungsschritt. Es zeigt sich eine fast stoßfreie Anströmung, nur in Nabennähe trifft die Strömung etwas druckseitig auf die Laufschaufel.

Wirkungsgradaufspaltung nach den ersten Maßnahmen (erster Optimierungsschritt):

- $\eta_{Le} = 98,5 \%$
- $\eta_{La+Le} = 95,5 \%$
- $\eta_{ges} = 94,37 \%$

Es ergaben sich also schon sehr zufriedenstellende Werte. Nur die Saugrohrverluste waren noch etwas zu hoch. Der Durchfluss dieser Version lag bei $Q = 2,46 \text{ m}^3/\text{s}$.

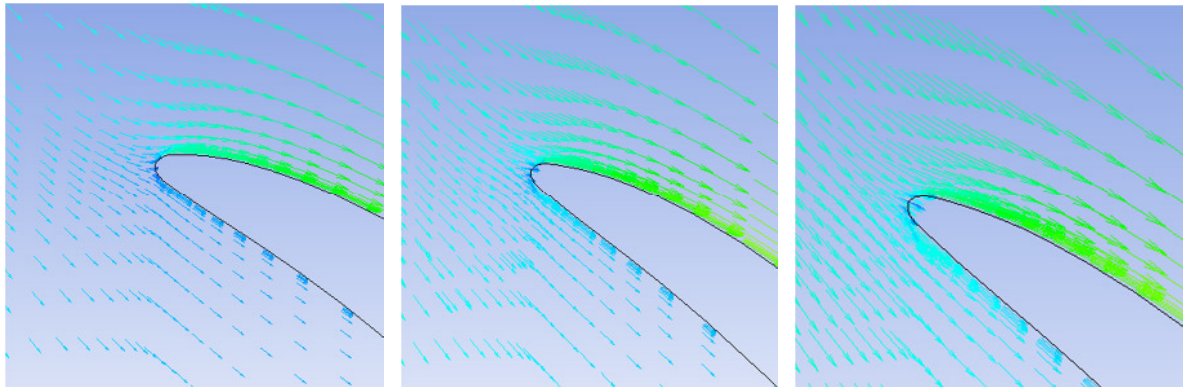


Abbildung 78: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 1. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung –Einfachmodell

- Optimierung der Abströmung

Die Austrittswinkel wurden schon während des ersten Optimierungsschrittes etwas verändert. Dementsprechend ist in Abbildung 79 der c_u –Verlauf nach der Laufschaufel-Austrittskante schon sehr gleichmäßig. Nur mantelseitig ist noch etwas mehr Restdrall notwendig, um die Saugrohrströmung zu stabilisieren.

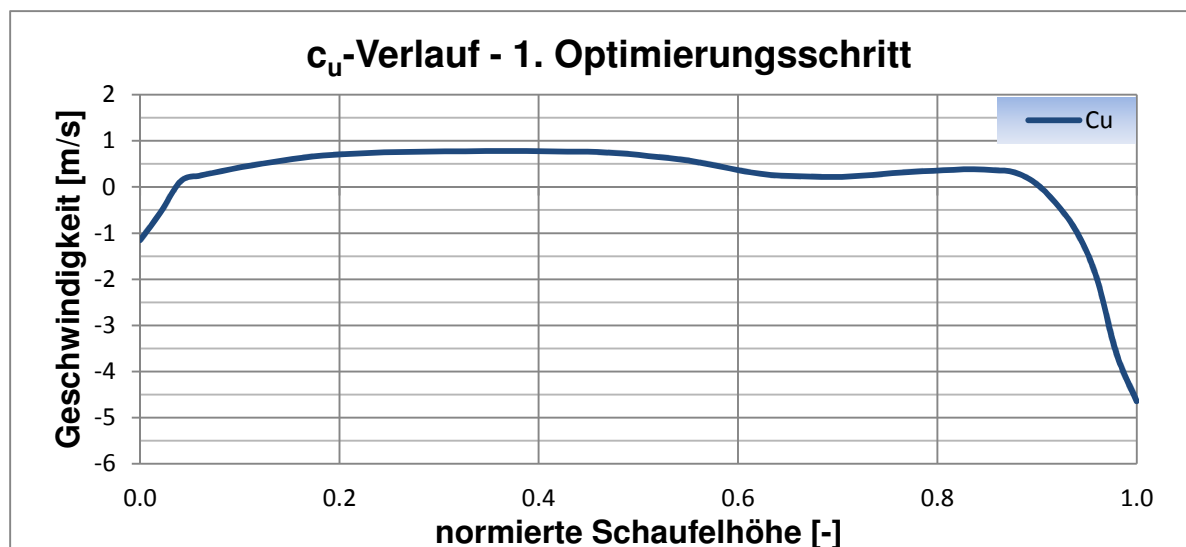


Abbildung 79: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 1. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Erstausslegung –Einfachmodell

Somit wurde die Laufschaufel mantelseitig am Austritt etwas geöffnet.

Wie in Abbildung 80 ersichtlich, konnte der leichte Gegendrall bei ungefähr 80 % der Schaufelhöhe in etwas Restdrall umgewandelt werden. Der Knick bei etwa 60 % der Schaufelhöhe blieb jedoch erhalten.

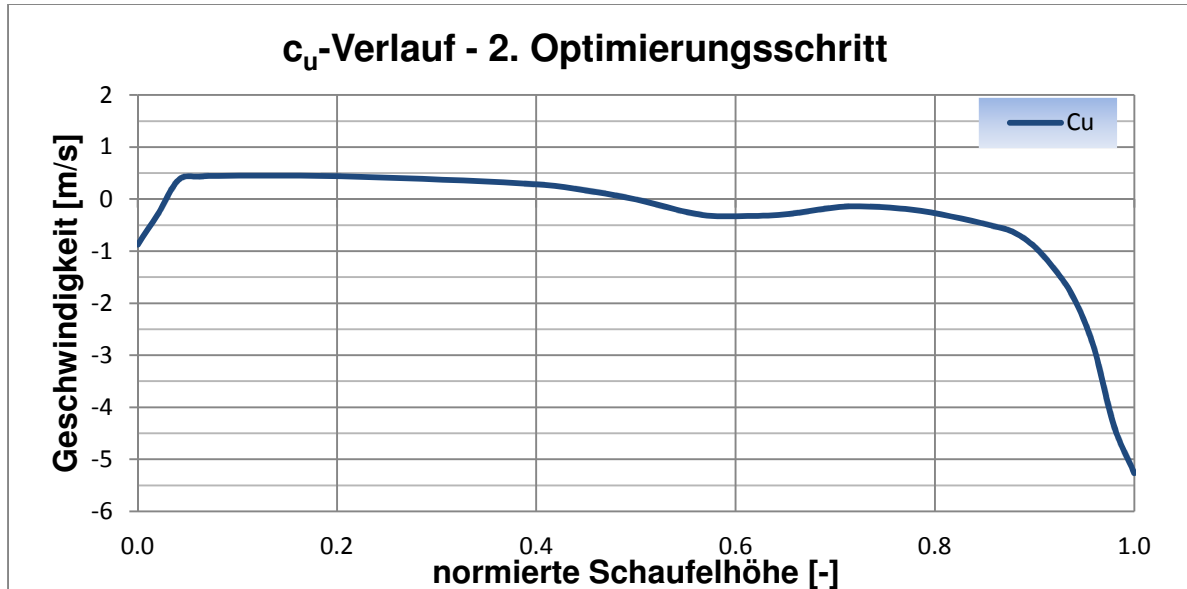


Abbildung 80: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung –Einfachmodell

Wirkungsgradaufspaltung nach der 2. Optimierung - Einfachmodell:

- $\eta_{Le} = 98,44 \%$
- $\eta_{La+Le} = 95,5 \%$
- $\eta_{ges} = 94,72 \%$

Die Laufradverluste blieben durch die Maßnahme unverändert. Die Saugrohrverluste verringerten sich womit der Gesamtwirkungsgrad um 0,35 Prozentpunkte stieg. Der Durchfluss lag hier bei $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

In Abbildung 81 sind die Einhüllenden der einzelnen Wirkungsgrade dargestellt. Hier wurde das Vollmodell gerechnet. Der Gesamtwirkungsgrad liegt über einen weiten Bereich über 94 %. Der quantitative Vergleich mit der Erstausslegung ist schwierig, da eine Umstellung des Interfaces zwischen Leitapparat und Laufrad erfolgte. Allerdings liegt der Wirkungsgrad um ungefähr 0,3 Prozentpunkte über dem der Diagonalturbine Refurbishment. Die Verläufe über dem Durchfluss sind außerdem sehr flach.

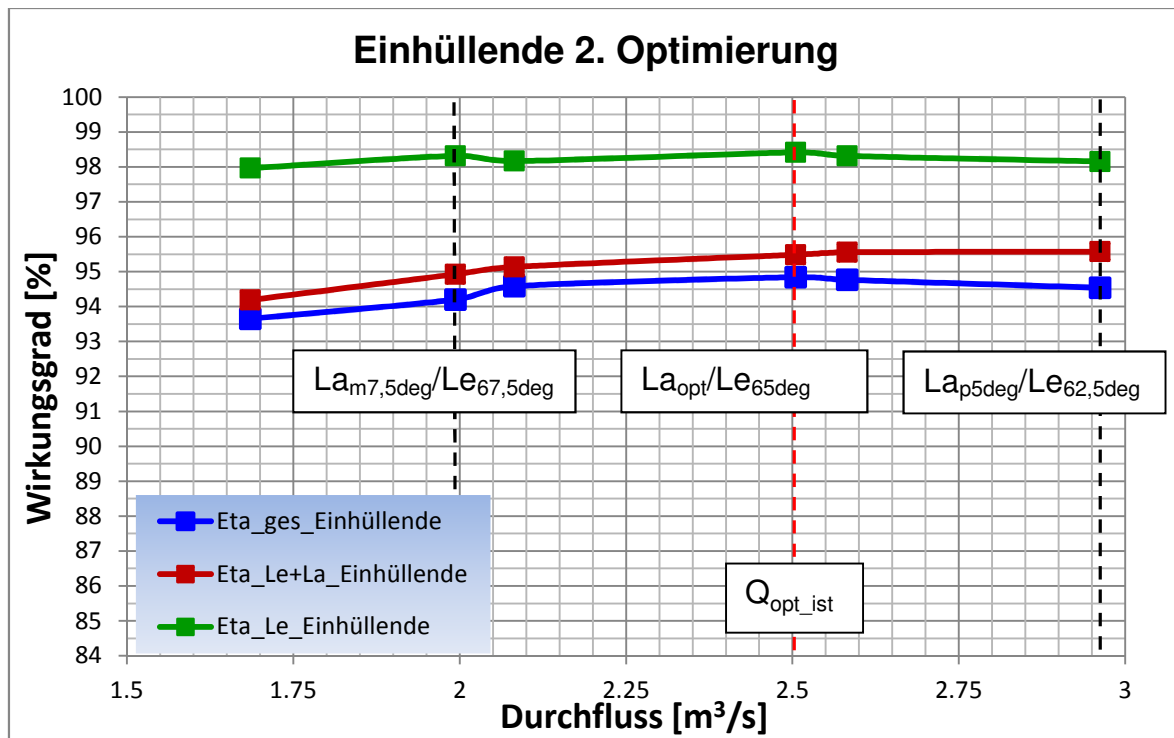


Abbildung 81: Einhüllende der Wirkungsgrade nach dem 6. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung - Vollmodell

Im Überlastpunkt ($La_{p5deg}/Le_{62,5deg}$) stellten sich folgende Werte ein:

- $\eta_{Le} = 98,15 \%$
- $\eta_{La+Le} = 95,57 \%$
- $\eta_{ges} = 94,54 \%$

Der Durchfluss dieses Betriebspunktes betrug $Q = 2,96 \text{ m}^3/\text{s}$.

Im Teillastpunkt ($La_{m7,5deg}/Le_{67,5deg}$) ergaben sich folgende Wirkungsgrade:

- $\eta_{Le} = 98,31 \%$
- $\eta_{La+Le} = 94,93 \%$
- $\eta_{ges} = 94,2 \%$

Im Teillastpunkt betrug der Durchfluss $Q = 1,99 \text{ m}^3/\text{s}$.

Die folgenden Abbildungen stellen wieder die Strömungsverhältnisse vor und nach der Laufschaufel dar. Abbildung 82 zeigt von links nach rechts den Anströmungs-Zustand wieder in 20%, 50% und 80% der Schaufelhöhe. Es ist eine nahezu stoßfreie Anströmung zu erkennen. Die leicht druckseitige Anströmung in

Nabennähe wird vorerst so belassen, da sich aufgrund der Kavitationsoptimierung die Verhältnisse sowieso etwas ändern.

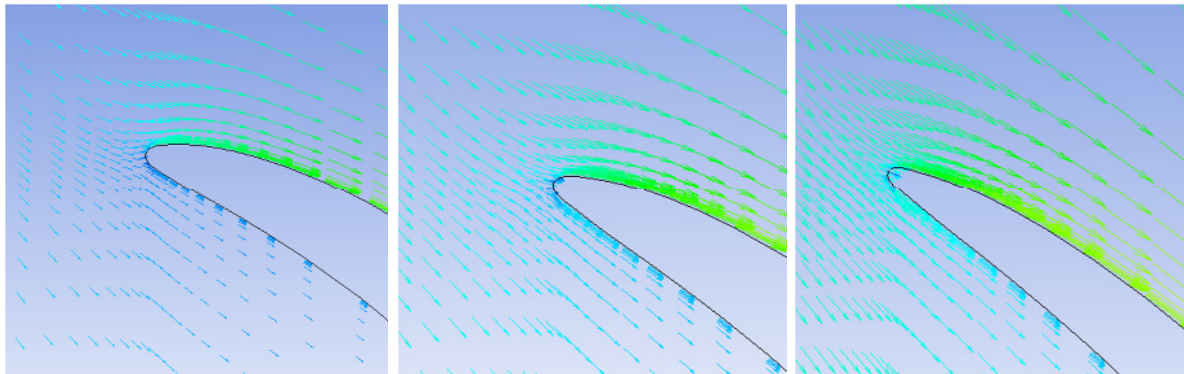


Abbildung 82: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 2. Optimierungsschritt– Diagonalturbine Neuauslegung –Vollmodell

Die c_u -Verläufe in Abbildung 83 sind schon sehr gleichmäßig. Im Teillastpunkt tritt aber etwas hoher Gegendrall auf. Das lässt sich durch das unverhältnismäßige Schließen von Lauf- und Leitrad erklären. Während das Laufrad ausgehend vom Auslegungspunkt um $7,5^\circ$ geschlossen wird, ändert sich die Leitradstellung nur um $2,5^\circ$. Trotzdem ergibt sich in dieser Leitradstellung das Maximum der Propellerkurve für die Laufradstellung $La_{m7,5deg}$. Im Überlastpunkt ist der Knick in Schaufelmitte etwas auffallend. Die c_m -Verteilung in Abbildung 84 zeigt besonders für den Teillastpunkt ein sehr zufriedenstellendes Ergebnis (c_m ist konstant über einen weiten Bereich). Im Auslegungspunkt und besonders im Überlastpunkt erhöht sich die Meridiangeschwindigkeit ab etwa Schaufelmitte, wobei auch diese Verläufe im Allgemeinen zufriedenstellend sind. Der hohe Wert in Mantelnähe wurde schon in Kapitel 6.7.1 erklärt.

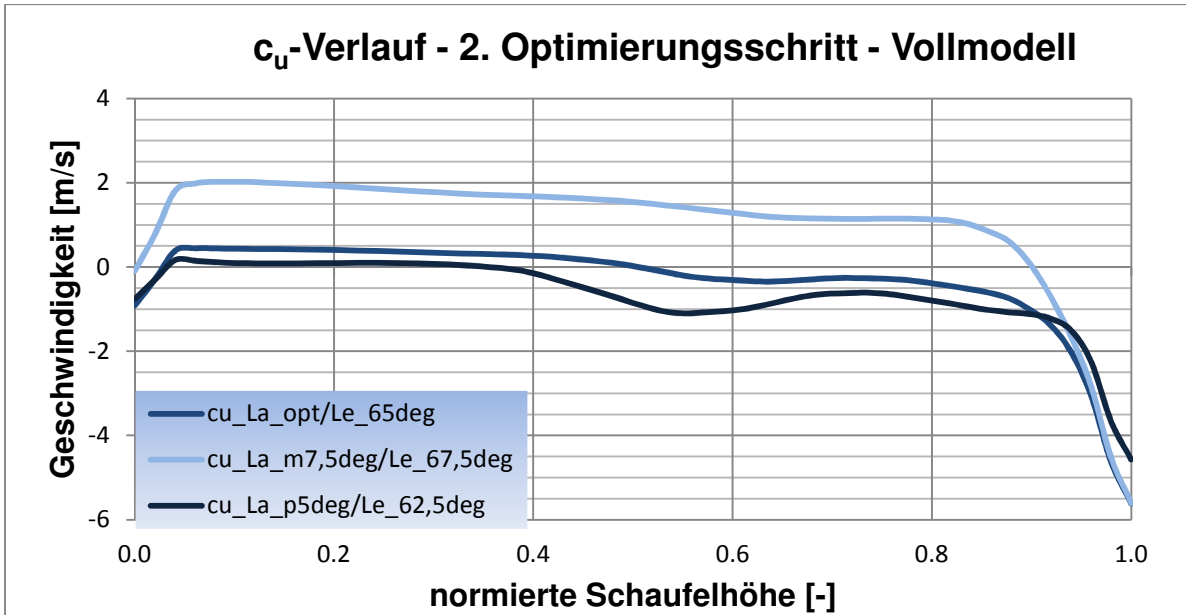


Abbildung 83: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

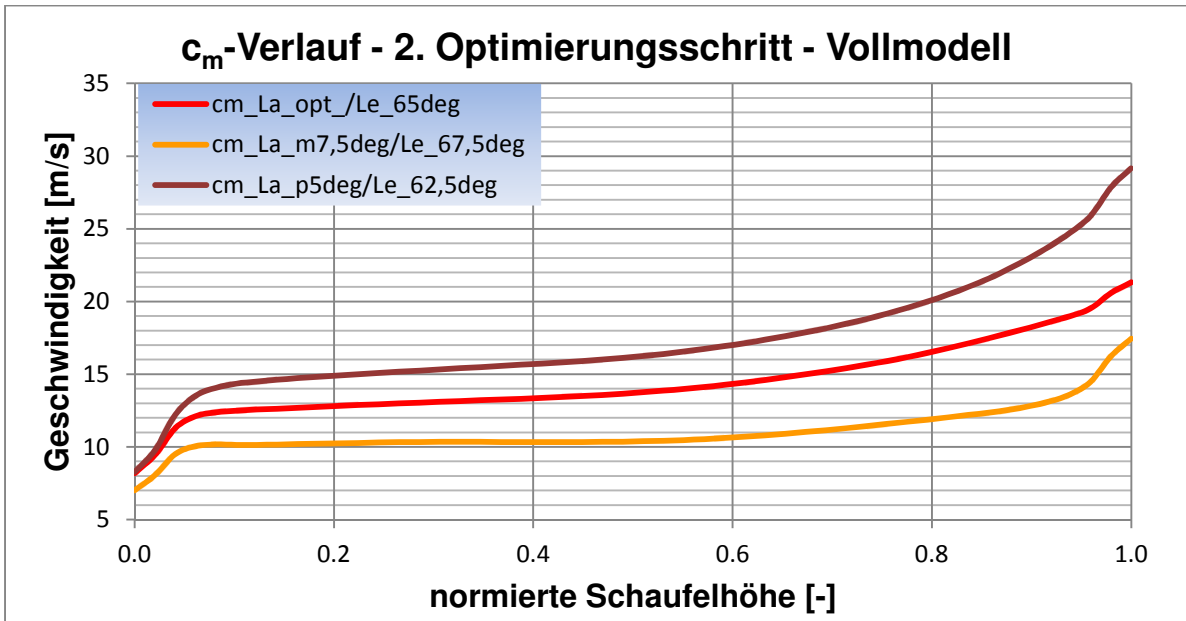


Abbildung 84: c_m -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

7.7.2 Maßnahmen zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens

Ausgangsbasis zur Kavitationsoptimierung ist der Zustand nach dem 2. Optimierungsschritt. In Abbildung 85 sind die einzelnen σ_{pHisto} -Werte über dem Durchfluss dargestellt. Mit $\sigma_{pHisto_0,0043}$ ergibt sich ein maximaler Durchfluss von $Q =$

2,05 m³/s. Die Thoma-Zahl im Auslegungspunkt (La_{opt}/Le_{65deg}) beträgt $\sigma_{pHisto_0,0043} = 0,15$.

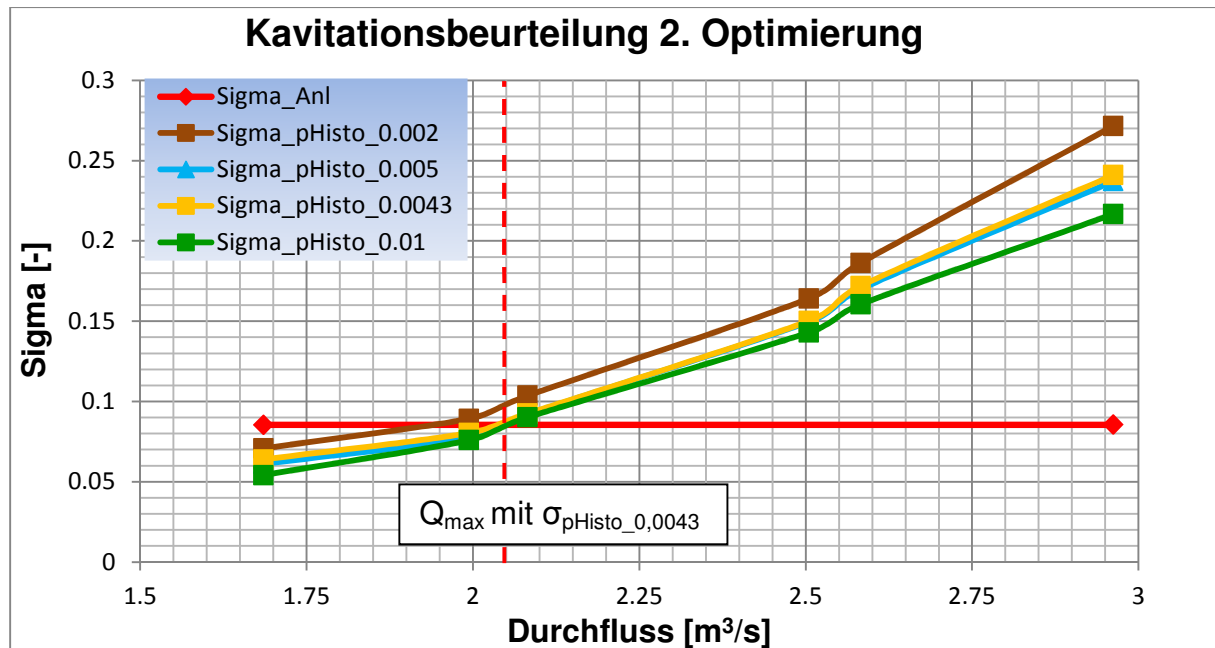


Abbildung 85: Kavitationsbeurteilung – 6. Optimierung – Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Der σ -Wert von Francis-Turbinen liegt nach Abbildung 43 bei einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 41,5$ U/min knapp unter 0,1. Hier ist also noch Verbesserung notwendig.

Mit den Erfahrungen aus Kapitel 6.7.2 wurde auch hier die Austrittskante zurück (in Richtung Leitapparat) versetzt und schräg gestellt (siehe Abbildung 75 – blau auf grün). Nach zusätzlicher Anpassung von Eintritts- und Austrittswinkel ergaben sich nach dem 3. Optimierungsschritt folgende Werte:

- $\sigma_{pHisto_0,00416} = 0,109$
- $Q = 2,4$ m³/s

Auch hier konnte mit diesen Maßnahmen das Kavitationsverhalten deutlich verbessert werden. Die Verbesserung resultierte wieder aus der besonders mantelseitigen Verringerung der Geschwindigkeit am Laufrad-Austritt wie in Abbildung 86 ersichtlich.

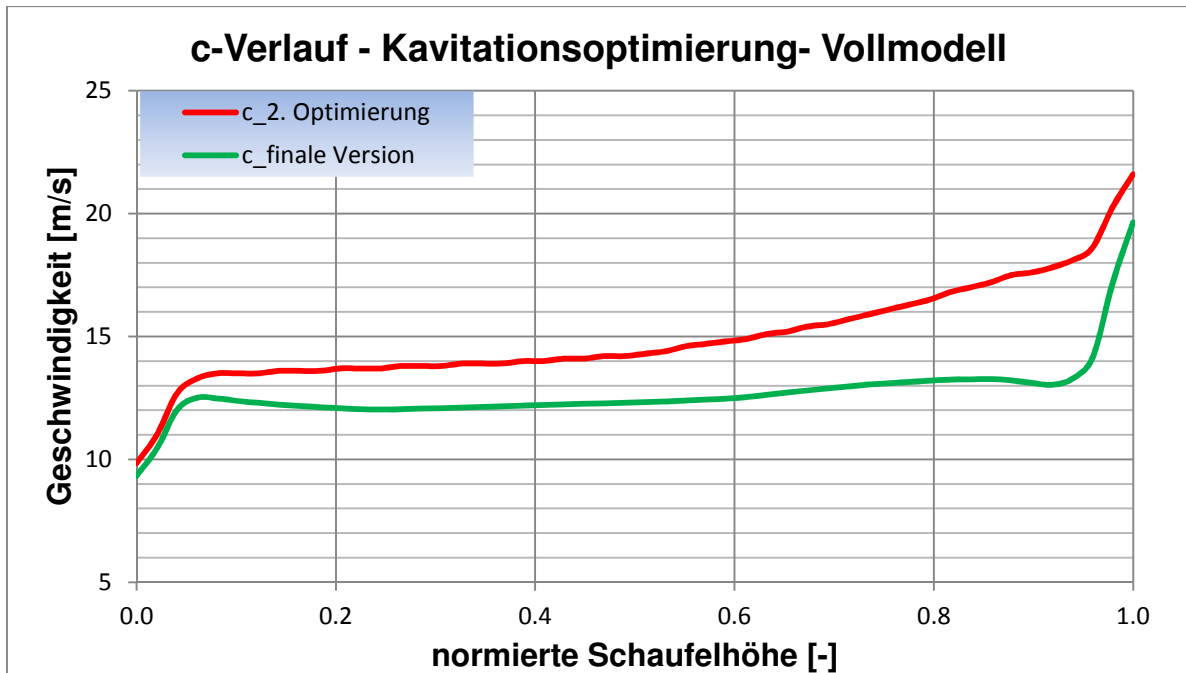


Abbildung 86: Verlauf der Absolutgeschwindigkeit kurz vor Laufrad-Austrittskante - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Die Kavitationsbeurteilung in Abbildung 87 zeigt, dass der maximale Durchfluss im Vergleich zum 2. Optimierungsschritt minimal auf $Q = 2,1 \text{ m}^3/\text{s}$ gestiegen ist. Die Optimierung wirkt sich also erst bei höherem Durchfluss aus, wo die Kurve deutlich flacher ansteigt. Um den maximalen Durchfluss der Francis-Turbine zu erreichen, wäre eine Thoma Zahl von $\sigma = 0,132$ erforderlich. Die erforderliche Einbautiefe der Turbine würde von 1,5 m auf 7,3 m steigen.

Beim Vergleich der kavitationskritischen Bereiche in Abbildung 88 ist ersichtlich, dass der tiefste Druck aufgrund der Kavitationsoptimierung um 2 Niveaustufen (bei gleicher Skalierung) anstieg. Außerdem verlagerte sich der kritische Bereich etwas von der Laufrad-Austrittskante weg.

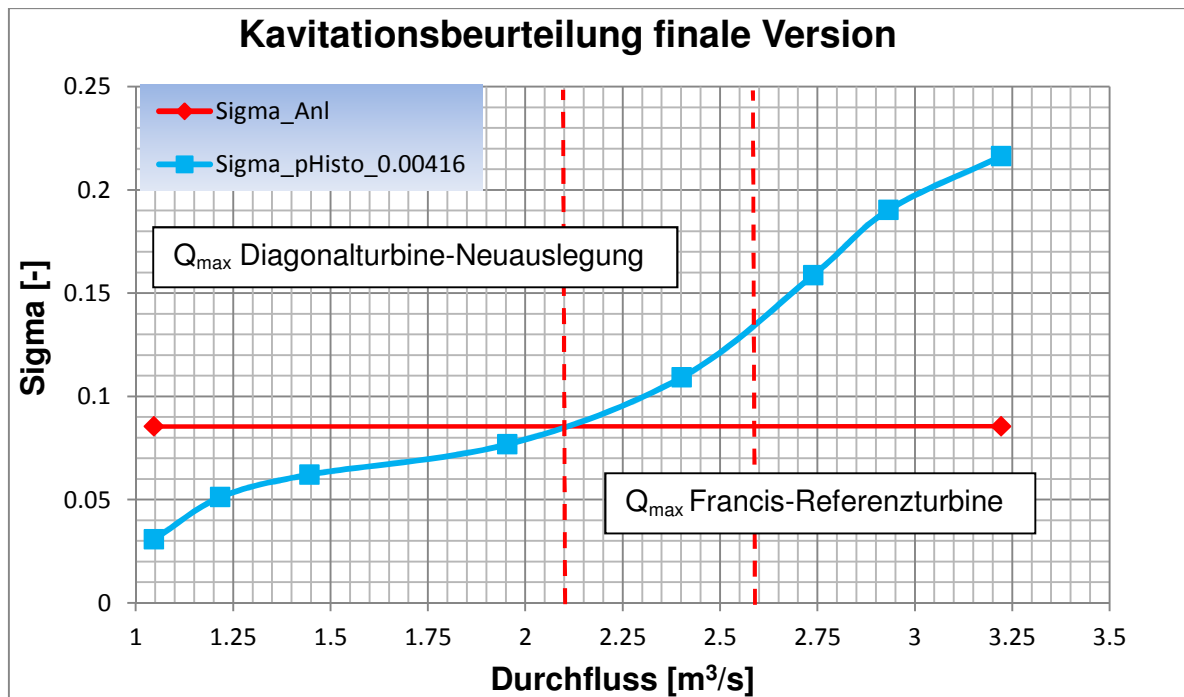


Abbildung 87: Kavitationsbeurteilung – finale Version – Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

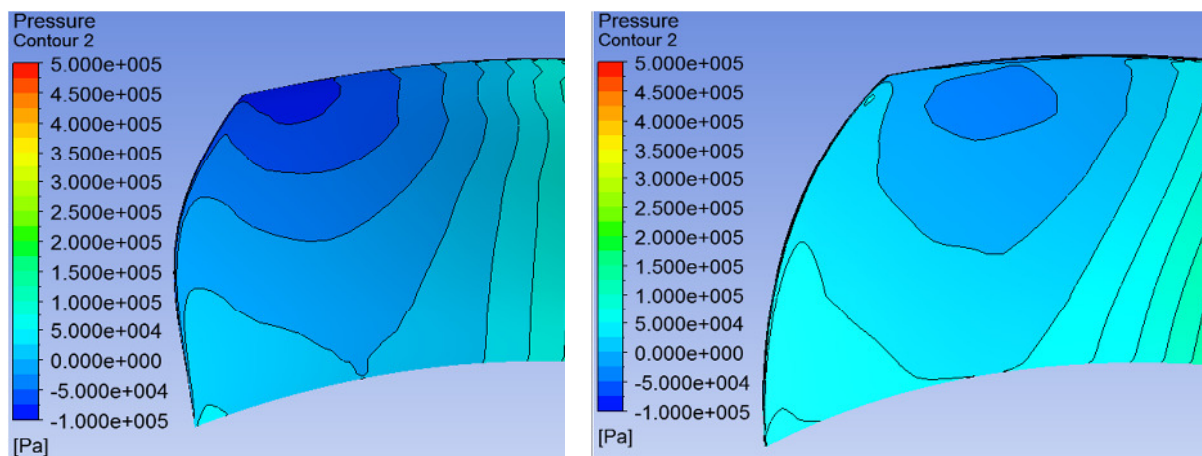


Abbildung 88: Vergleich der Zonen niedrigen Drucks vor (li.) und nach (re.) der Kavitations-Optimierung - Diagonalturbine Neuauslegung- Vollmodell

Durch die Maßnahmen zur Kavitationsverbesserung stiegen zwar die Laufradverluste etwas an, jedoch sanken die Saugrohrverluste womit sich sogar ein besserer Wirkungsgrad im Vergleich zum 2. Optimierungsschritt ergab.

- $\eta_{Le} = 98,51 \%$
- $\eta_{La+Le} = 95,42 \%$
- $\eta_{ges} = 94,9 \%$

In Abbildung 89 ist wieder zusammenfassend die Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunkt dargestellt. Dabei wurden zuerst vor allem die Saugrohrverluste verringert und mit der Umstellung auf das „Stage“-Interface zwischen Laufrad und Leitapparat ergaben sich deutlich geringere Laufradverluste. Im Zuge der Kavitationsoptimierung wurden die Saugrohrverluste aufgrund des größeren Saugrohr-Eintrittsdurchmessers weiters verringert.

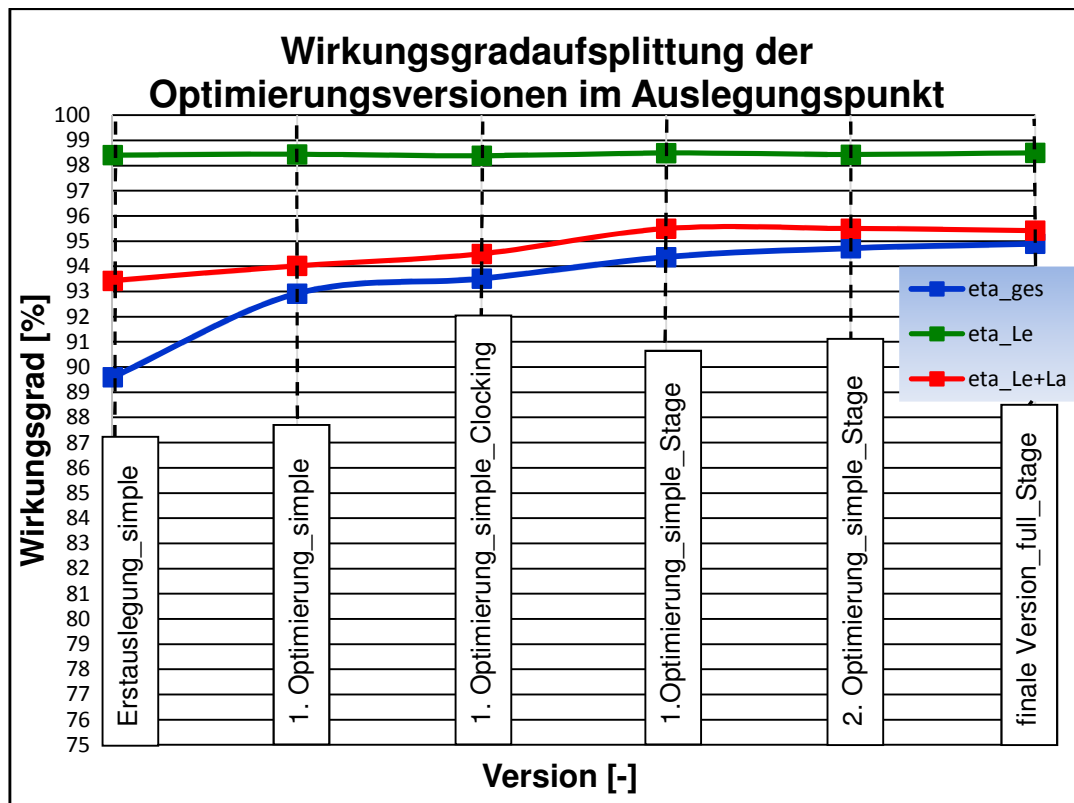


Abbildung 89: Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunkt - Diagonalturbine Neuauslegung

Die Eintrittswinkel wurden im Laufe der Optimierungen deutlich erhöht (siehe Abbildung 90). Abbildung 91 zeigt, dass die Austrittswinkel im Vergleich zur Erstausslegung deutlich reduziert wurden. Durch die Schrägstellung und Rückversetzung der Laufschaufel-Austrittskante konnten auch die mantelnahen Austrittswinkel deutlich verkleinert werden.

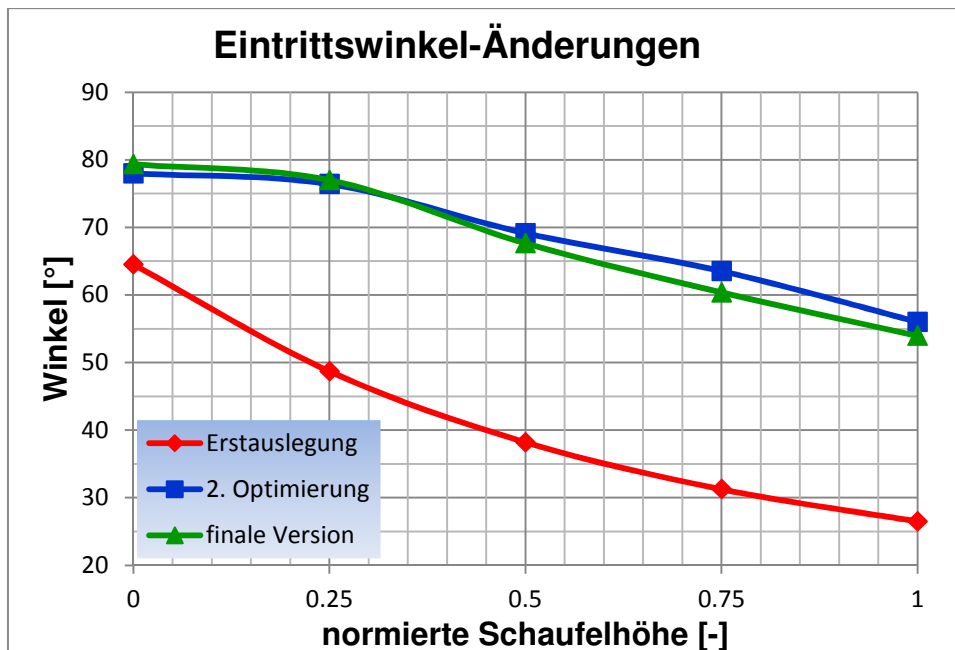


Abbildung 90: Veränderung des Laufschaufel-Eintrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Neuauslegung

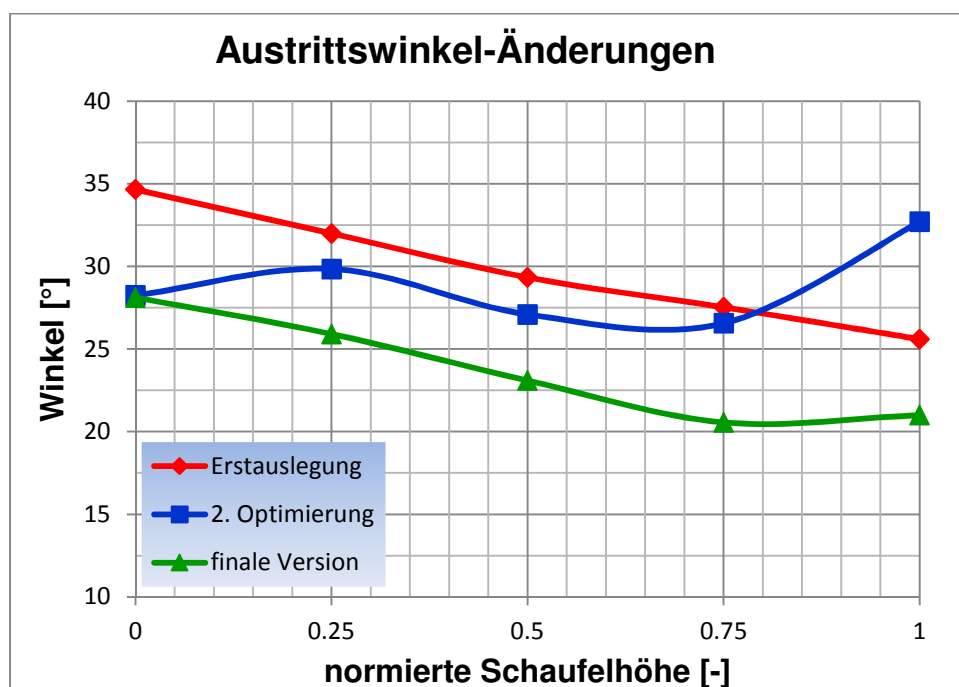


Abbildung 91: Veränderung des Laufschaufel-Austrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Neuauslegung

7.8 Auswertung der finalen Version und Vergleich mit Francis-Turbine

Wie schon in 6.8 wurden auch hier die unterschiedlichen Rechenmodelle verglichen. Es zeigte sich wieder eine deutliche Abweichung des Modells mit dem „Frozen

Rotor“-Interface zwischen Leitapparat und Laufrad im Vergleich zum transienten Modell. Das Modell mit dem „Stage“-Interface zeigt sehr ähnliche Ergebnisse wie die instationäre Rechnung, weshalb auch sämtliche Ergebnisse aus dem „Stage“-Modell ausgewertet und beurteilt wurden. Abbildung 92 zeigt die Ergebnisse der unterschiedlichen Rechenmodelle. Die Ermittlung der Werte für die transiente Rechnung erfolgte wieder über Mittelwertbildung der letzten Umdrehung (siehe Abbildung 50).

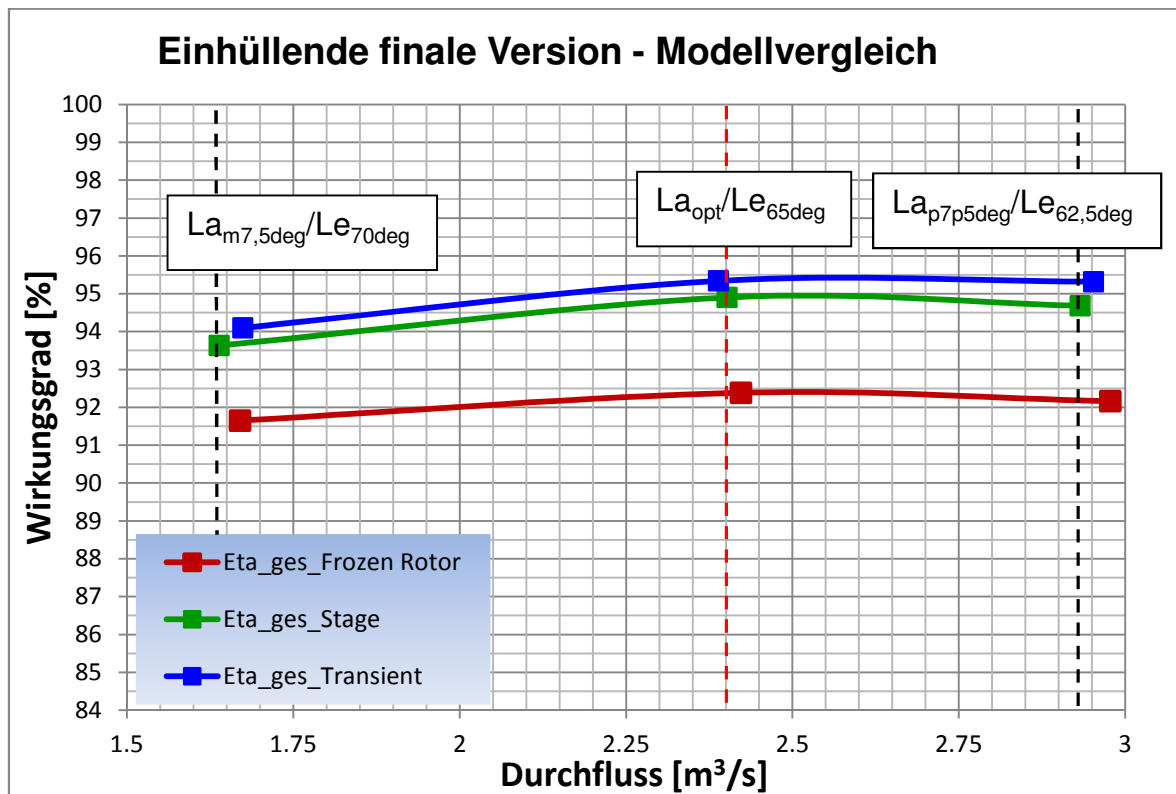


Abbildung 92: Vergleich der Rechenmodelle - finale Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Die Propellerkurven mit der Einhüllenden in Abbildung 93 stellen jeweils den Gesamtwirkungsgrad dar. Hier zeigt sich besonders in Richtung Überlast ein sehr flacher Verlauf.

Die Wirkungsgradaufspaltung in Abbildung 94 zeigt wieder, dass der Gesamtwirkungsgrad in Teillast aufgrund der Laufradverluste sinkt. In Überlast sind die Saugrohrverluste für das geringe Absinken entscheidend.

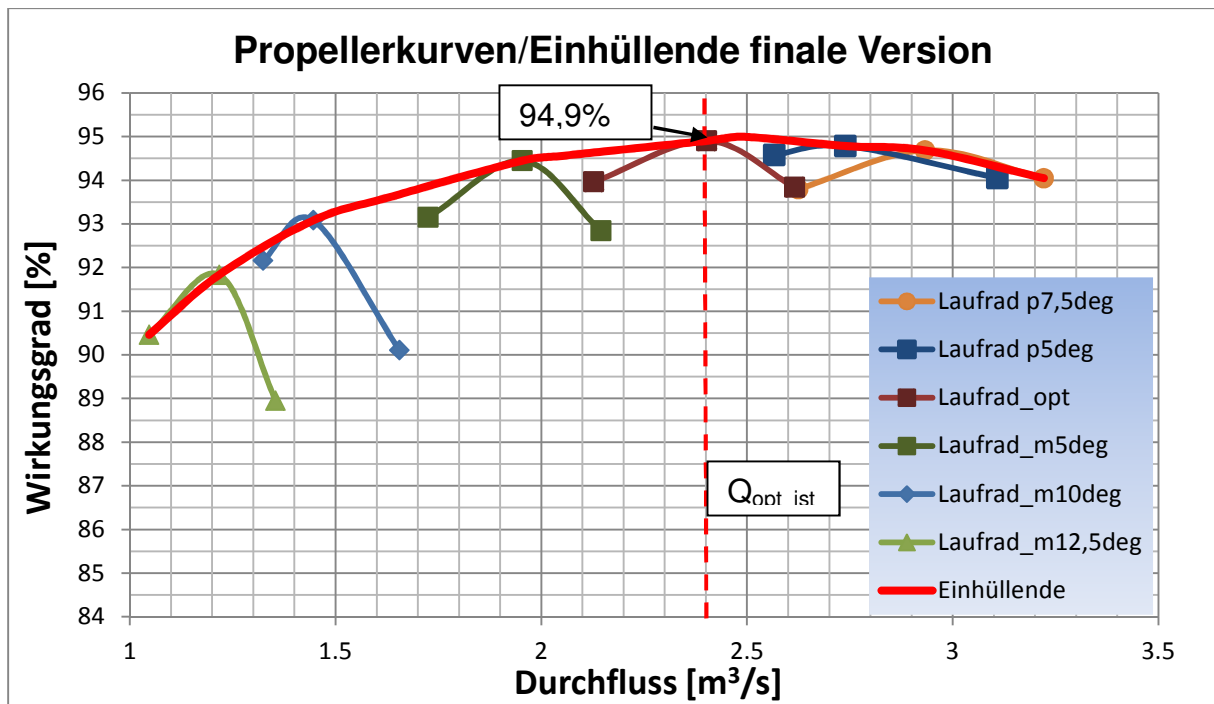


Abbildung 93: Propellerkurven und Einhüllende der finalen Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

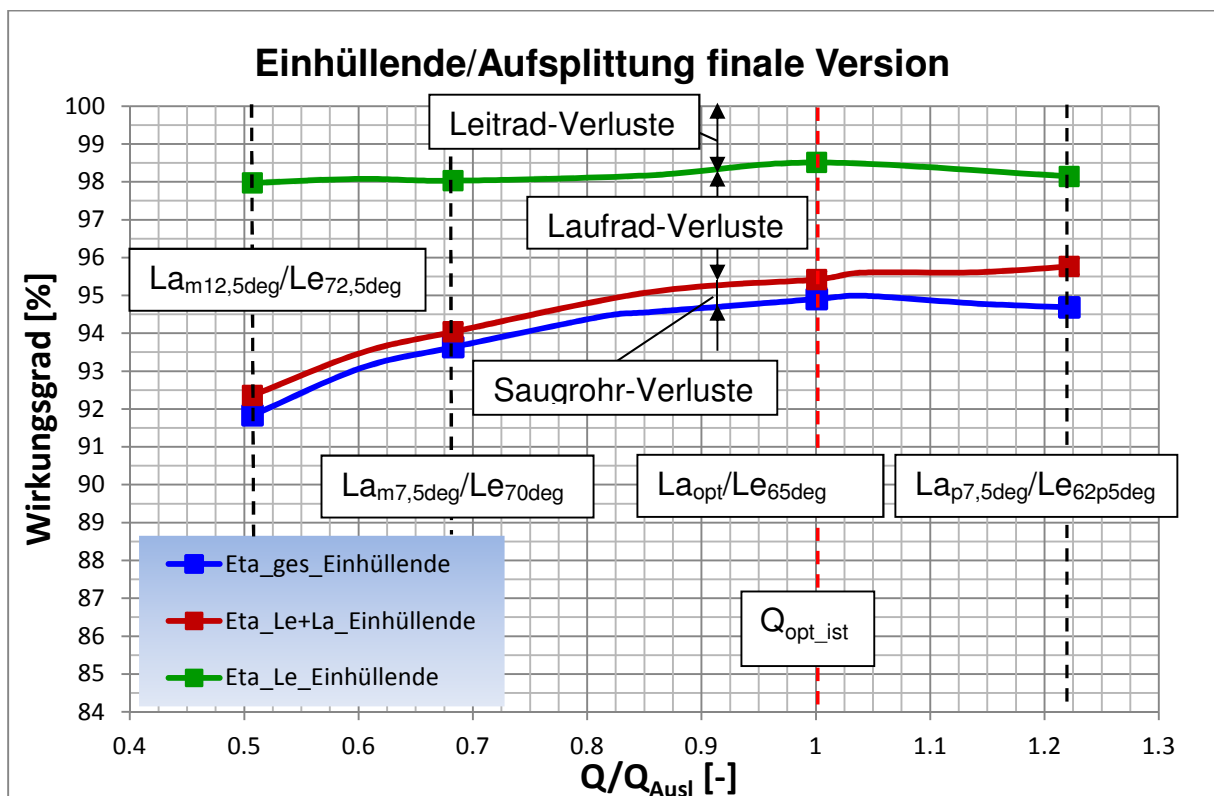


Abbildung 94: Wirkungsgradaufspaltung der finalen Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Die Schaufelbelastung in Abbildung 95 wird wieder für einen Teillastpunkt (hellrot), den Auslegungspunkt (mittel) und einen Überlastpunkt (dunkelrot) dargestellt. Die in allen Punkten sehr geringe Streuung an der Eintrittskante lässt auf eine sehr gute Anströmung schließen. Der Druckabbau in Überlast- und Auslegungspunkt ist wieder sehr gleichmäßig.

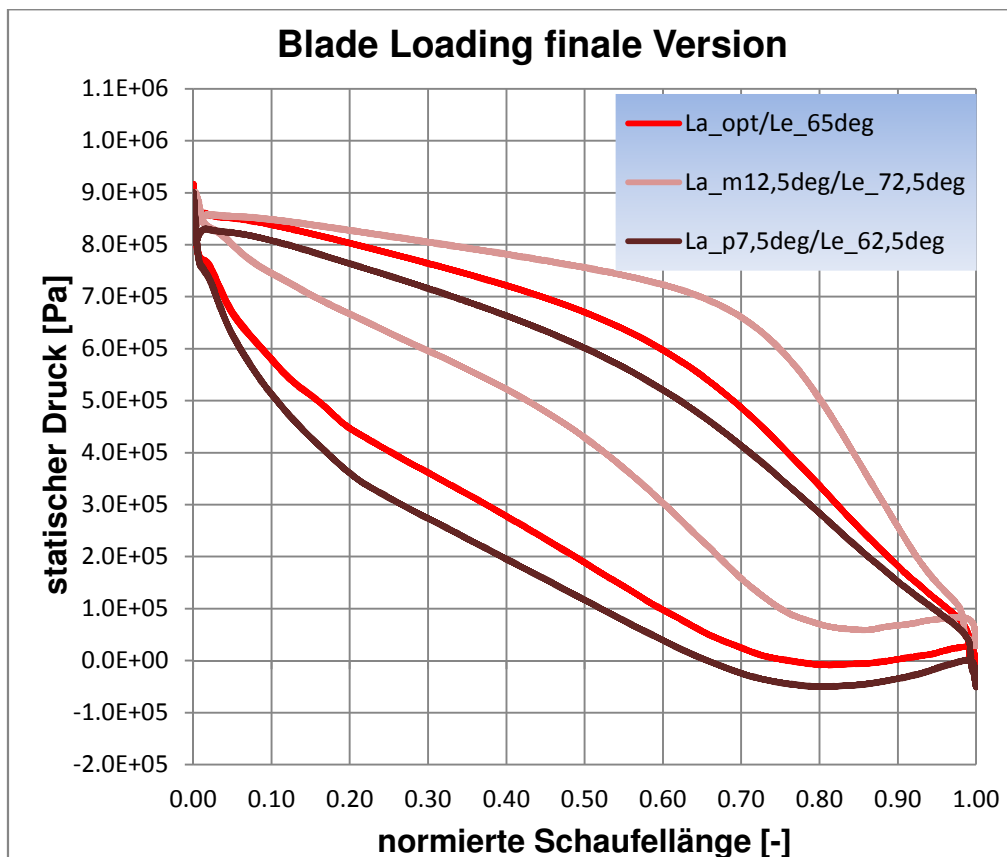


Abbildung 95: Schaufelbelastung der finalen Version in Schaufelmitte - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Der c_u -Verlauf in Abbildung 96 ist im Auslegungspunkt und in Teillast sehr gleichmäßig. Nur im Überlastpunkt stellt sich bei ca. 75 % der Schaufelhöhe ein leichter Knick ein. Im Teillastpunkt (hellblau) tritt etwas Gegendrall auf, während im Überlastpunkt (dunkelblau) etwas Restdrall verbleibt. Im Auslegungspunkt tritt minimaler Gegendrall bis ca. 75 % der Schaufelhöhe auf, darüber herrscht nahezu drallfreie Abströmung.

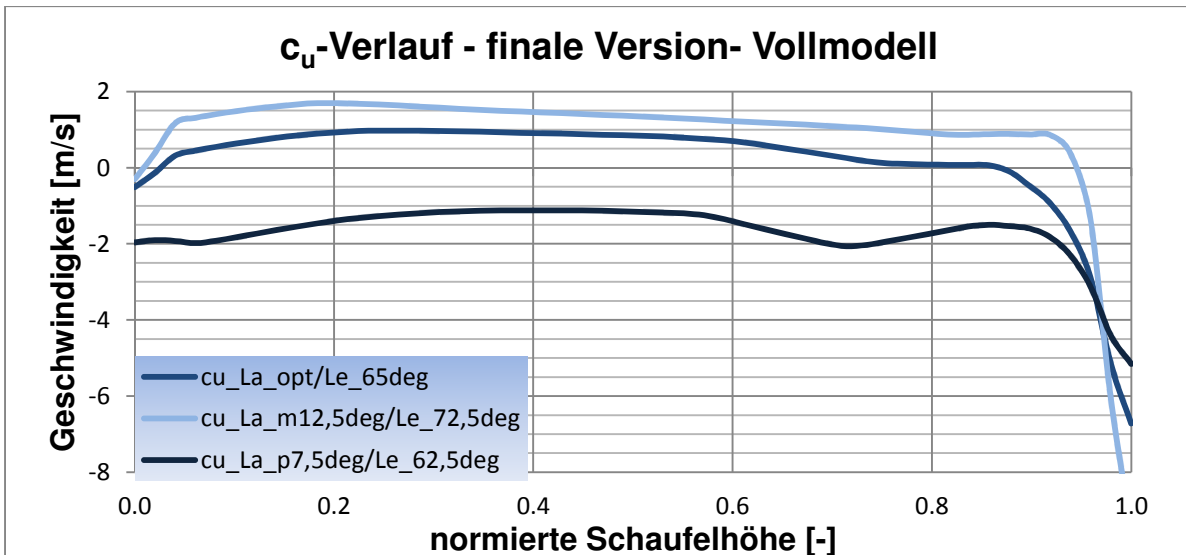


Abbildung 96: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – finale Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell

Das Laufschaufel-Verstellmoment in Abbildung 98 ist im Auslegungspunkt und in geringer Teillast eher niedrig. Sowohl in Überlast als auch in Teillast nimmt das Verstellmoment deutlich als öffnendes Moment zu. Das Leitradmoment nimmt ebenso bei geringerem Durchfluss in öffnender Tendenz zu. Die gewünschte schließende Tendenz wird nicht erreicht. Die Neigung der Laufschaufel-Verstellachse wurde von 45° auf 43° verringert, um die Verstellmomente möglichst niedrig zu halten (siehe Abbildung 75). Wie schon in Kapitel 6.8 sind diese Werte mit Vorsicht zu genießen. Die Verstellachsen sind wieder jeweils die z-Achsen der lokalen Koordinatensysteme (siehe Abbildung 97).

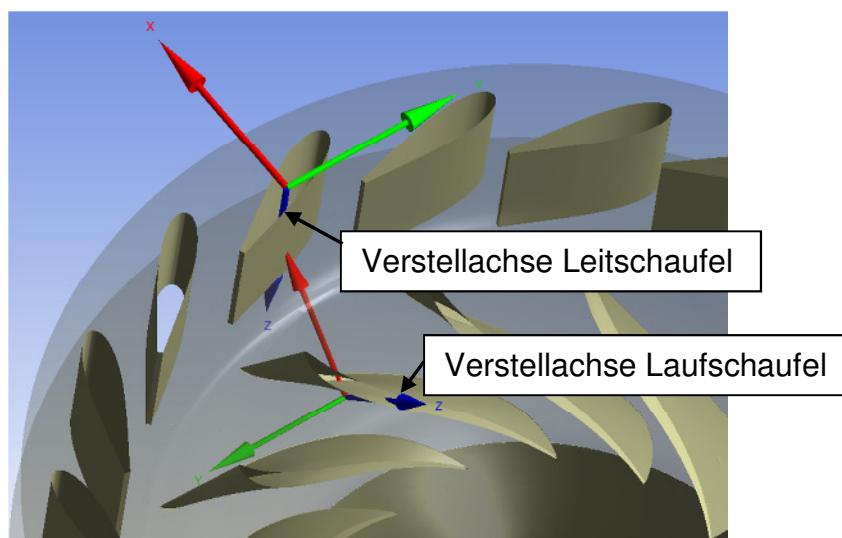


Abbildung 97: Verstellachsen von Leit- und Laufschaufel – Diagonalturbine Neuauslegung

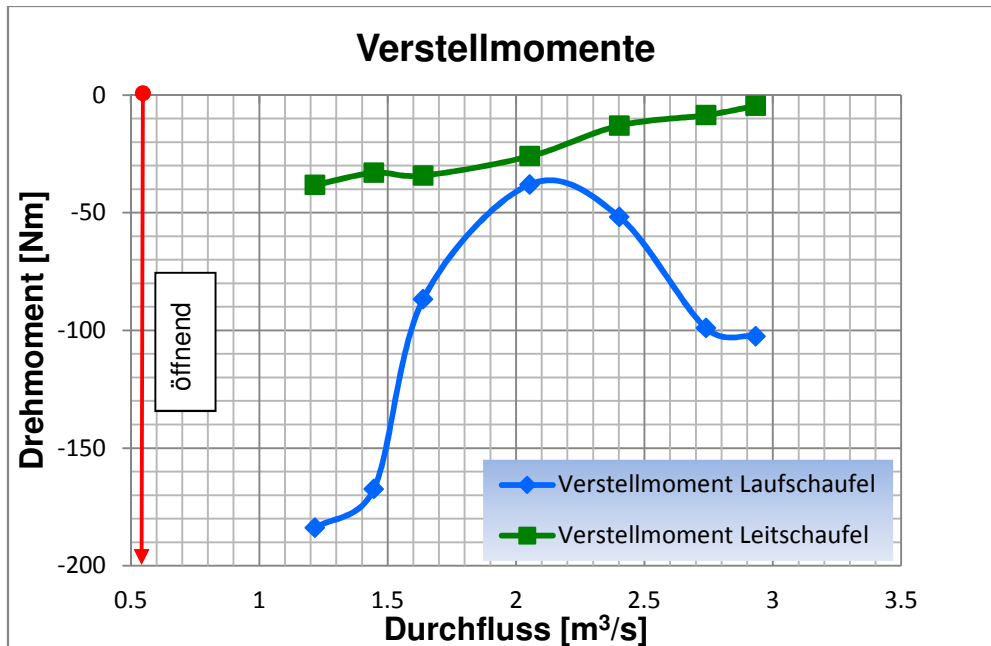


Abbildung 98: Verstellmomente von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Neuauslegung

Der Vergleich unterschiedlicher Netzgitter (siehe Abbildung 99 und Abbildung 100) zeigt geringe Unterschiede des Gesamtwirkungsgrades zwischen dem feinen und dem mittelfeinen Netz. Der Gesamtwirkungsgrad bei Rechnung mit dem groben Netz liegt etwas darunter. Hier sind die Leitradverluste etwas höher, wobei sich etwas geringere Laufradverluste einstellen.

Die Leitradverluste des mittelfeinen Netzes sind zwar um 0,1 Prozentpunkte über jenen des feinen Netzes. Diese Unterschiede werden durch abweichende Laufradverluste etwas kompensiert, womit eine Netzgitterunabhängigkeit der beiden feineren Netze gegeben ist und die Ergebnisse des mittelfeinen Netzes verwendbar sind.

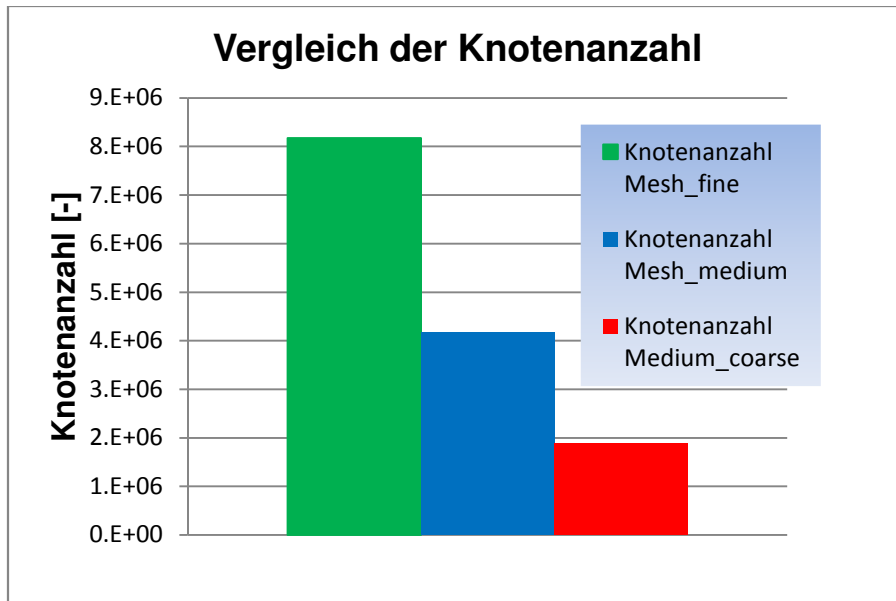


Abbildung 99: Knotenanzahl der unterschiedlichen Rechennetze - Diagonalturbine Neuauslegung

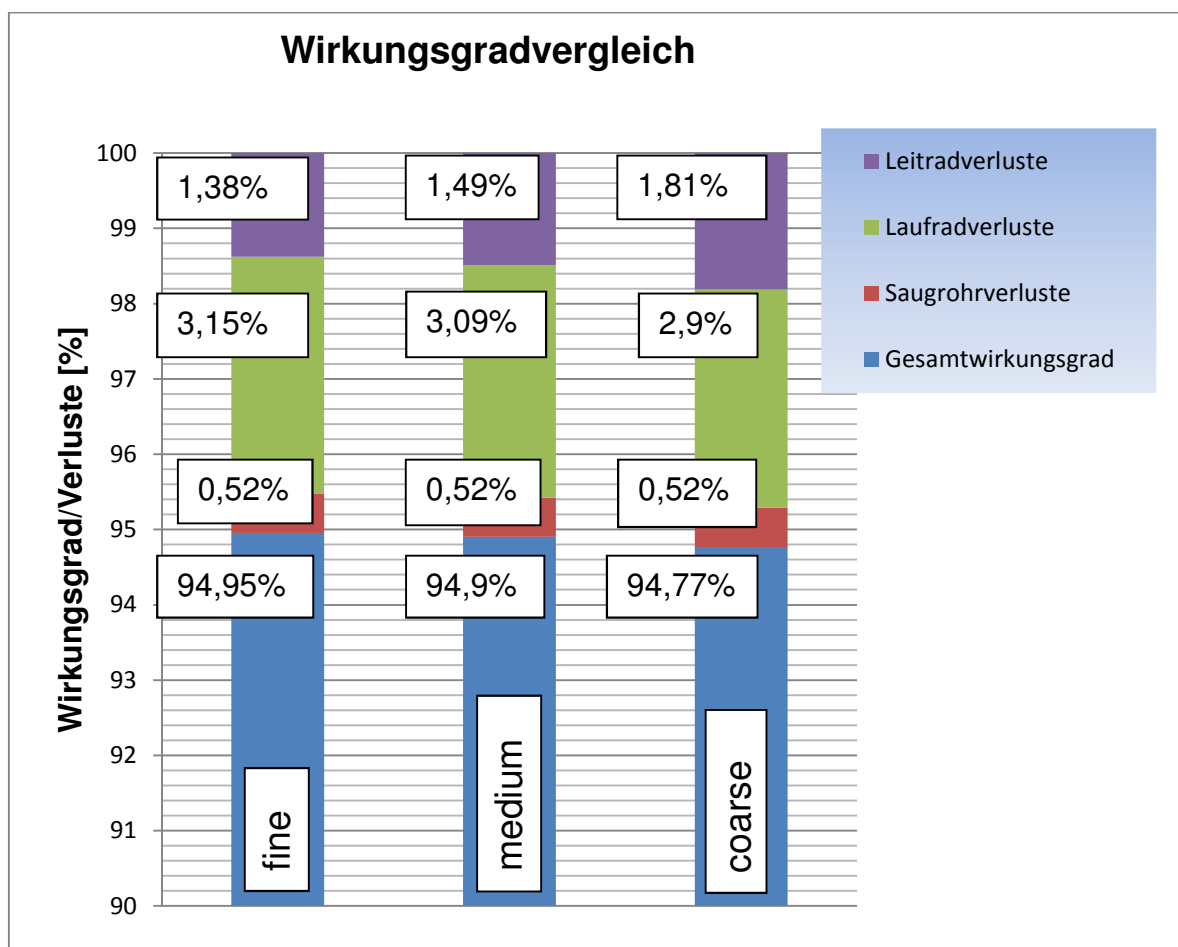


Abbildung 100: Untersuchung der Netzgitterunabhängigkeit - Diagonalturbine Neuauslegung

Der Vergleich mit der Francis-Turbine hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades in Abbildung 101 ist dem Vergleich in Abbildung 61 sehr ähnlich. Da sich aber ein etwas höherer Gesamtwirkungsgrad der Diagonalturbine Neuauslegung einstellt, ist der Bereich, in dem die Performance der Francis-Turbine besser ist, etwas kürzer. So ist der Wirkungsgrad der Diagonalturbine Neuauslegung schon bei über $Q = 3,05 \text{ m}^3/\text{s}$ bzw. bei unter $Q = 2,15 \text{ m}^3/\text{s}$ höher als jener der Francis-Turbine. Auch hier sind bei beiden Turbinen noch die Leakage-Verluste und bei der Francis-Turbine zusätzlich die Scheibenreibungsverluste zu berücksichtigen.

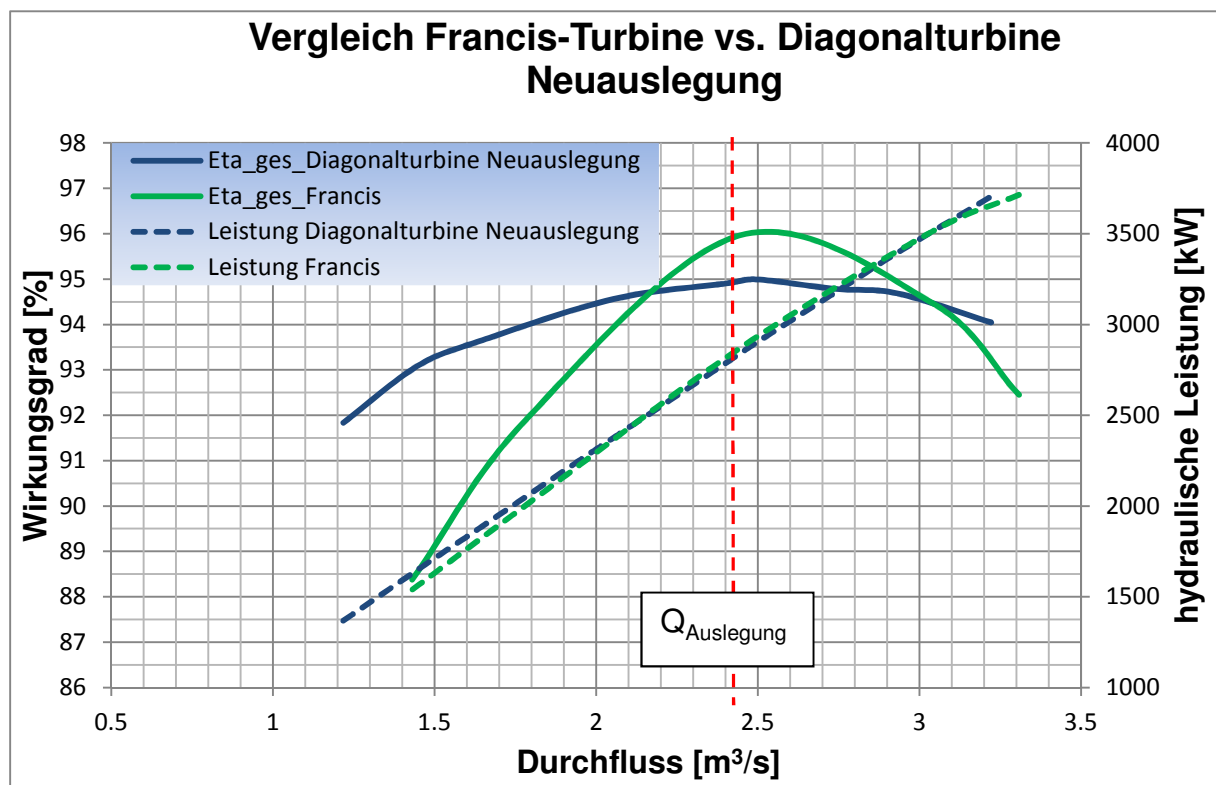


Abbildung 101: Vergleich von Francis-Turbine und Diagonalturbine Neuauslegung

Der Kavitationsvergleich in Abbildung 102 zeigt deutlich höhere σ -Werte bei der Diagonalturbine. Außerdem ist der Verlauf zu größerem Durchfluss stärker steigend im Vergleich zur Francis-Turbine, wo σ degressiv mit dem Durchfluss steigt. Es gilt zu bedenken, dass 2 % der Schaufelfläche der Francis-Turbine 4 % der Schaufelfläche der Diagonalturbine entsprechen.

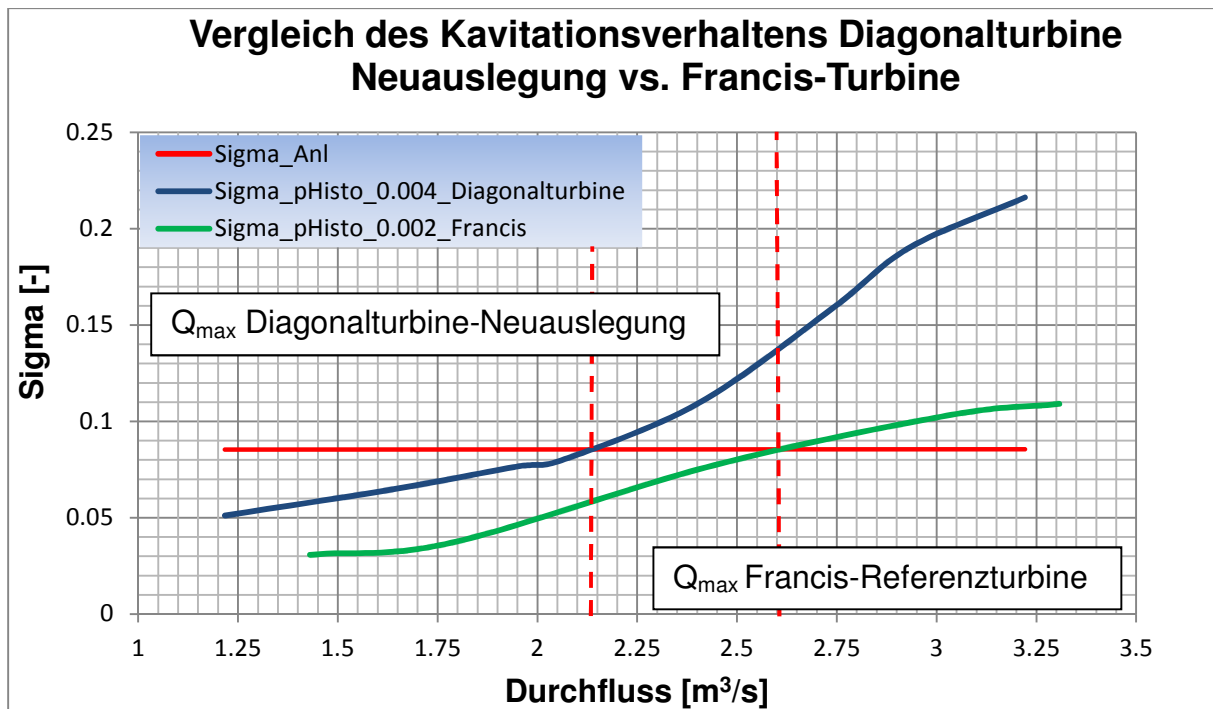


Abbildung 102: Kavitationsvergleich Diagonalturbine Neuauslegung vs. Francis-Referenzmaschine

Das Wirkungsgrad-Muscheldiagramm sowie das Sigma-Muscheldiagramm befinden sich im Anhang (Abbildung 113 und Abbildung 114).

- Weitere Vergleiche der Francis-Referenzmaschine mit beiden Diagonalturbinen
- In Abbildung 103 ist die Güte der Abströmung (Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u) in Schaufelmitte nach der Laufschaufel-Austrittskante über dem Durchfluss dargestellt. Hier kann man gut den großen Vorteil der doppelten Regelung sehen: während bei der Francis-Referenzmaschine in Teillast hoher Restdrall auftritt und dieser bei größerem Durchfluss linear in hohen Gegendrall übergeht, sind Rest- bzw. Gegendrall bei beiden Diagonalturbinen sehr gering. Besonders die „Diagonalturbine Neuauslegung“ weist einen über den Durchfluss nahezu konstanten, sehr geringen Gegendrall auf. Aus diesem Grund sind die Saugrohrverluste der beiden Diagonalturbinen im Vergleich zu den Saugrohrverlusten der Francis-Referenzmaschine außerhalb des Auslegungspunktes sehr gering.

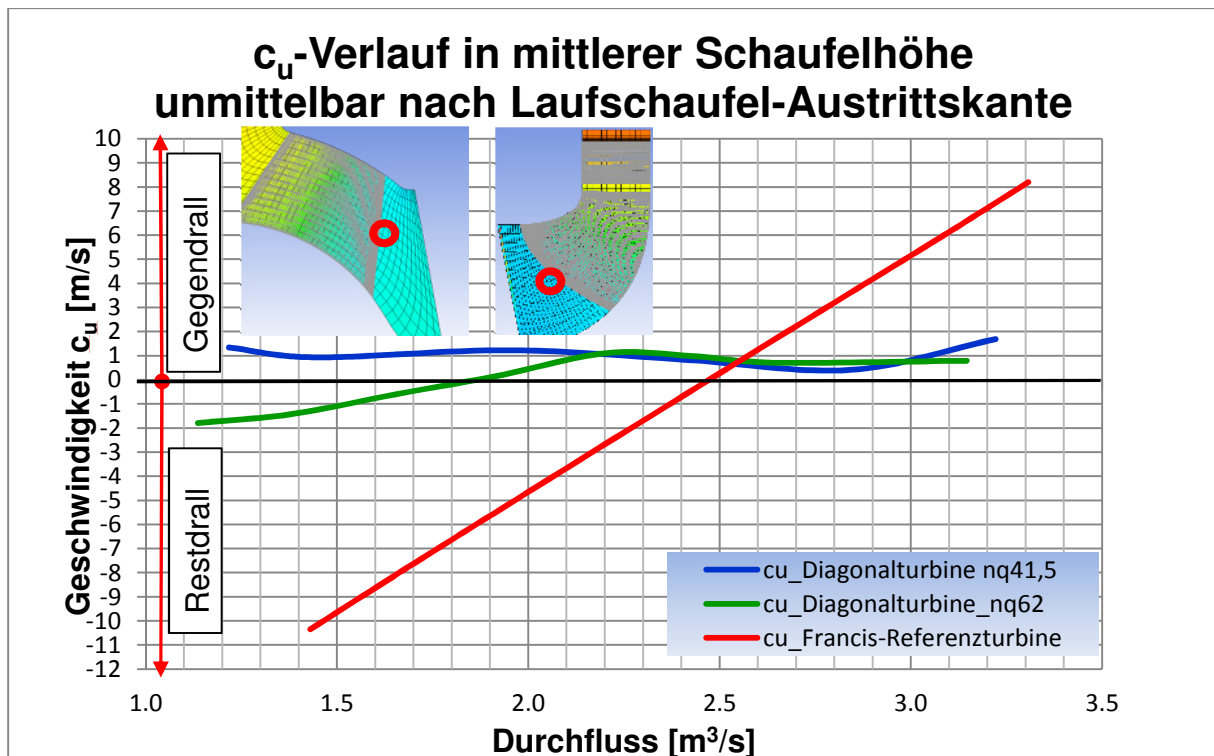


Abbildung 103: Vergleich der Abströmung in Schaufelmitte - Francis-Referenzturbinen vs. Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung

Abbildung 104 zeigt die finalen Meridianschnitte der Francis-Referenzturbinen, der Diagonalturbine Refurbishment sowie der Diagonalturbine Neuauslegung übereinandergelegt. Hier kann man erkennen, dass die Unterschiede zwischen Francis-Referenzturbinen und Diagonalturbine Refurbishment an der Mantelkontur gering sind. Die Laufrad-Eintrittsdurchmesser müssen aufgrund der Aufgabenstellung natürlich gleich groß sein. Der Laufrad-Austrittsdurchmesser der Francis-Referenzturbinen ist deutlich größer. Des Weiteren ist die Krümmung der Mantelkontur genau gegengleich, da diese bei der Diagonalturbine als Kugel ausgeführt ist (Anm.: Verstellung, Spaltverluste). Die Nabenkontur der Francis-Referenzturbinen weist über einen weiten Bereich einen deutlich geringeren Durchmesser auf. Somit ist die Distanz von Nabe zu Mantel bei der Diagonalturbine Refurbishment deutlich geringer womit bei gleicher Leitschaufelstellung sich ein geringerer Durchfluss einstellt. Der Laufrad-Eintrittsdurchmesser der Diagonalturbine Neuauslegung ist deutlich größer ausgeführt. Der Abstand von Nabe zu Mantel ist ungefähr gleich groß wie bei der Diagonalturbine Refurbishment. Da aber die Diagonalturbine Neuauslegung größer baut, stellt sich bei gleicher Leitschaufelstellung in etwa derselbe Durchfluss wie bei der Francis-Referenzturbinen

ein. Laufrad-Austrittsdurchmesser von Francis-Referenzmaschine und Diagonalturbine Neuauslegung sind in etwa gleich groß. Die beiden Diagonalturbinen unterscheiden sich neben der Baugröße vor allem durch die unterschiedliche Anstellung der Laufschaufeln. Während bei der Diagonalturbine Refurbishment die Laufschaufeln um knapp 30 ° zur Drehachse geneigt sind (Verstellachse um 62 ° geneigt), sind sie bei der Diagonalturbine Neuauslegung um gut 45 ° zur Drehachse angestellt (Verstellachse um 43 ° geneigt). Eine 0 °-Anstellung würde einer Kaplan-Turbine entsprechen.

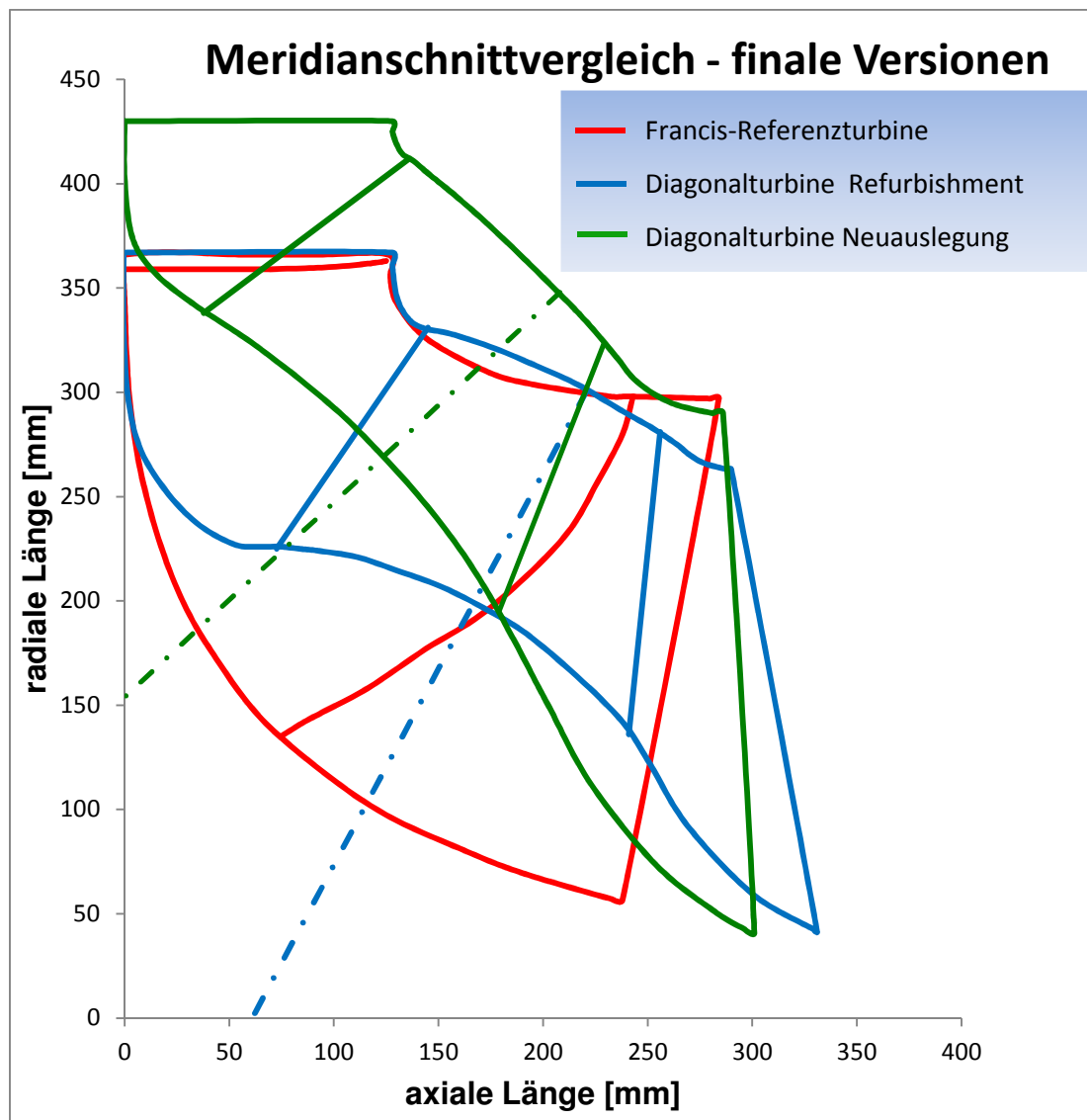


Abbildung 104: Meridianschnittvergleich: Francis-Referenzmaschine vs. Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung

Wirkungsgrad- und Kavitationsvergleiche beider Diagonalturbinen sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung 109 und Abbildung 110).

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

- Erkenntnisse

Die im Rahmen dieser Arbeit erstmalig am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen durchgeführte Simulation einer Diagonalturbine brachte interessante Ergebnisse. Im Vergleich zur Francis-Turbine ist der hydraulische Spitzenwirkungsgrad der Diagonalturbine im vorliegenden Betriebspunkt zwar um 1 bis 1,5 Prozentpunkte geringer, aufgrund der doppelten Regelbarkeit ist der Wirkungsgradverlauf aber über einen großen Durchflussbereich sehr flach. So ergeben sich im Fall der Diagonalturbine Neuauslegung schon bei unter $Q = 2,15 \text{ m}^3/\text{s}$ bzw. über $Q = 2,95 \text{ m}^3/\text{s}$ bessere Werte. Aus dieser Sicht kann es sinnvoll sein, bei etwas schwankendem Durchfluss die Diagonalturbine einer Francis-Turbine vorzuziehen um ein höheres Jahresarbeitsvermögen der Maschine zu erhalten. Aufgrund der unterschiedlichen Ergebnisse bei unterschiedlichen Rechenmodellen (Anm. Interfaces), soll jedoch unbedingt ein Modellversuch durchgeführt werden, um sichere quantitative Aussagen über den Wirkungsgrad zu erhalten. Die Simulation der Turbine hat natürlich trotzdem ihre Berechtigung, um über viele unterschiedliche Varianten schnell und kostengünstig zum optimalen Laufraddesign zu gelangen.

Problematisch ist jedoch das Kavitationsverhalten der Diagonalturbine. Im Fall der Diagonalturbine Refurbishment erhöhte sich der σ -Wert der Turbine aufgrund der notwendigen Drehzahlerhöhung stark. Um einen kavitationsfreien Betrieb zu ermöglichen, müsste die Turbine deutlich tiefer eingegraben werden, was aber mit sehr hohen Kosten verbunden ist. Somit ist ein Laufradtausch im Zuge einer Modernisierung nicht durchführbar.

Auch die Diagonalturbine Neuauslegung weist bei gleicher Drehzahl ein ungünstigeres Kavitationsverhalten als die Francis-Turbine auf. Bei einer Neuerrichtung eines Kraftwerkes könnte es trotzdem Sinn machen die Turbine tiefer einzugraben und somit höhere Investitionskosten einzugehen, wenn bei stärker schwankendem Wasserdarbot deutlich mehr Jahresarbeit zu generieren ist.

- Weitere Untersuchungen

Im Fall der Diagonalturbine Refurbishment könnte noch ein Laufrad generiert werden, welches die gleiche Drehzahl aufweist wie die Francis-Turbine. Um den

Leitapparat unverändert zu lassen, müsste man vom Meridianschnitt aus der Literatur abweichen und die Außendurchmesser reduzieren. Aufgrund geringerer Abmessungen bei gleicher Drehzahl und somit geringeren Umfangsgeschwindigkeiten ist dadurch ein besseres Kavitationsverhalten zu erwarten. Hinsichtlich des Wirkungsgrades sind jedoch Einbußen wahrscheinlich.

Im Zuge einer Neuauslegung könnten eine Francis-Turbine und eine Diagonalturbine parallel betrieben werden. Dabei würde die Francis-Turbine bei möglichst konstantem Durchfluss betrieben werden, während die Diagonalturbine bei schwankender Wassermenge operiert. In Abbildung 105 ist ein Parallelbetrieb beispielhaft in einfachster Form dargestellt. Hier ist die Durchfluss-Menge über der Anzahl der Tage, an der die Menge erreicht wird, dargestellt. Dabei ist in diesem Beispiel die Francis-Turbine über das ganze Jahr im Einsatz, während die Diagonalturbine nur etwa 200 Tage im Jahr parallel zugeschaltet wird. Der Zuschaltzeitpunkt der Diagonalturbine sowie der Zeitpunkt der Umschaltung der einzelnen Turbinen auf Teillast- bzw. Überlastbetrieb hängen von den jeweiligen Wirkungsgradverläufen ab. Entscheidend ist immer mit welcher Kombination die höchste elektrische Energiemenge generiert werden kann.

Im vorliegenden Fall wäre diese Variante aber nicht sinnvoll, weil aufgrund der Aufteilung der Wassermenge die spezifische Drehzahl für beide Maschinen sehr gering werden würde und somit der Einsatz einer im Allgemeinen sehr gut regelbaren Pelton-Turbine zu bevorzugen ist.

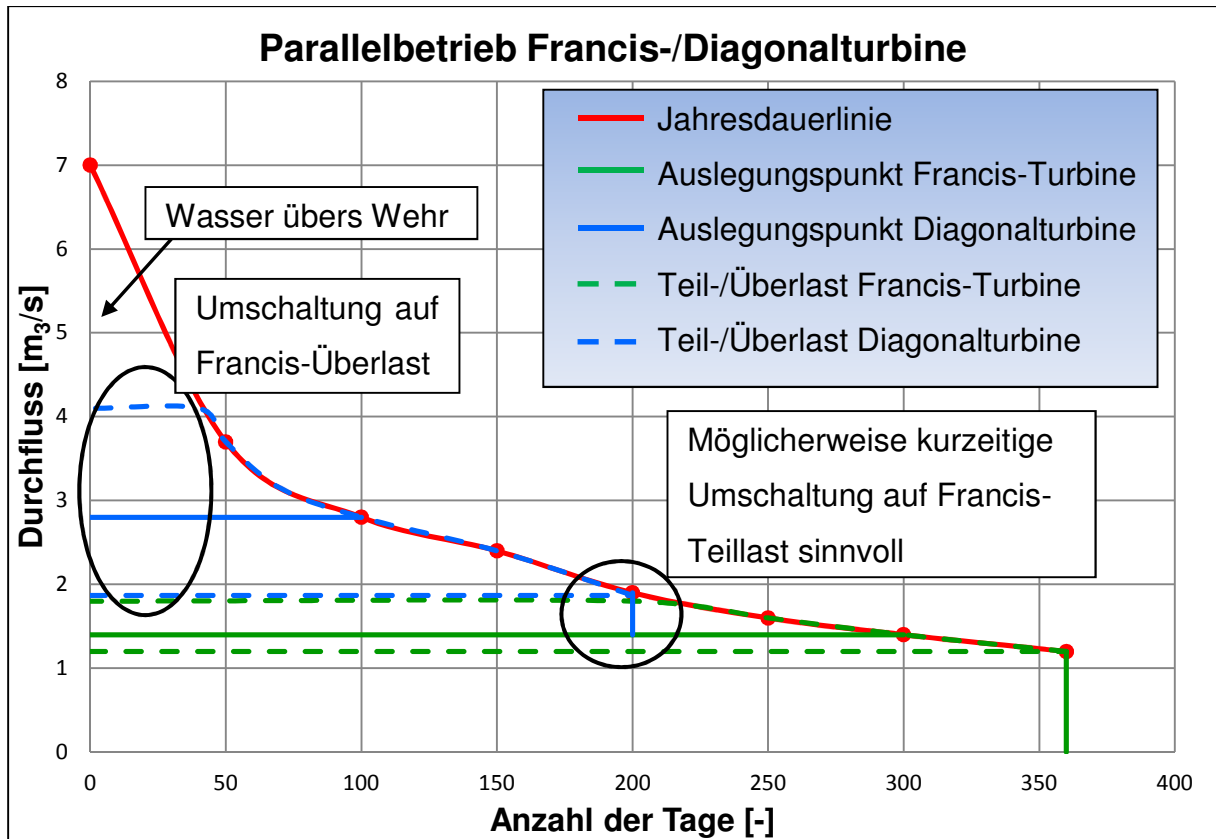


Abbildung 105: möglicher Parallelbetrieb von Francis- und Diagonalturbine

Anhang

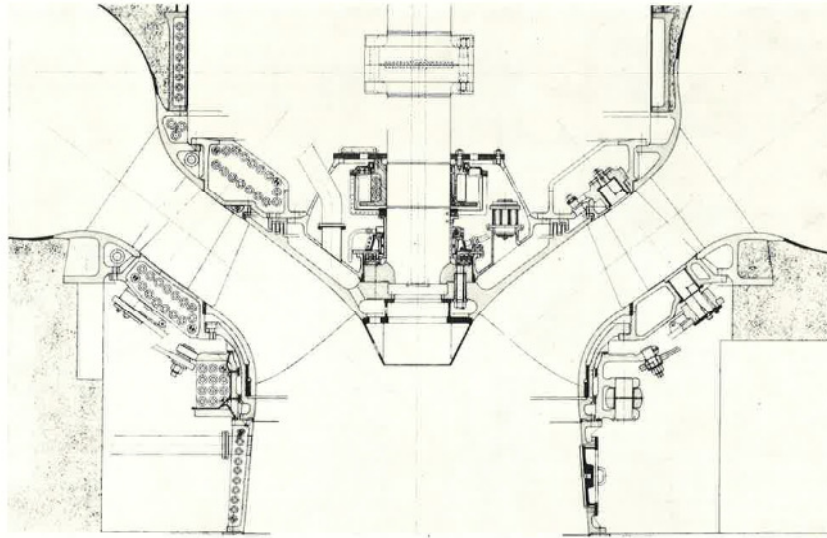


Abbildung 106: Meridianschnitt einer Diagonalturbine mit fixierten Laufschaufeln
(Quelle:[20])

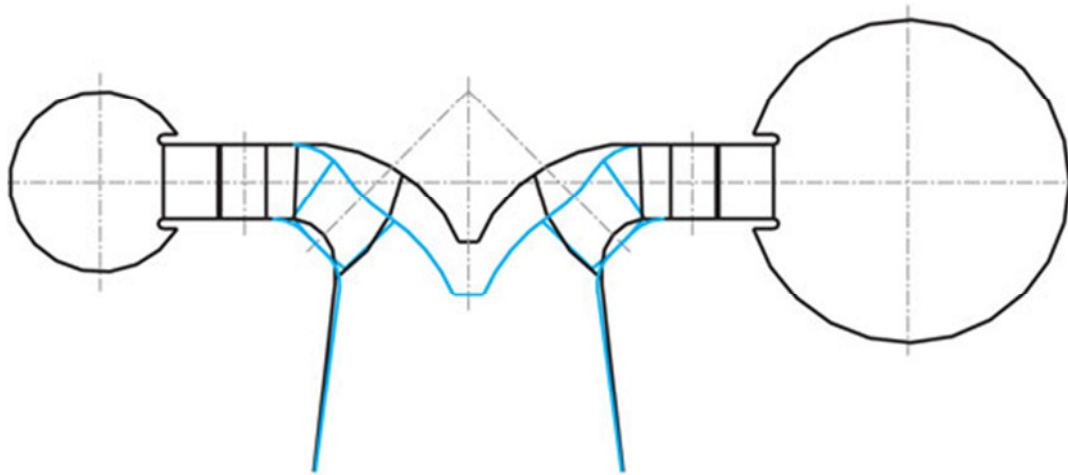


Abbildung 107: Vergleich einer Francis-Pumpturbine mit einer Diagonal-Pumpturbine
(blau) (Quelle: [21])

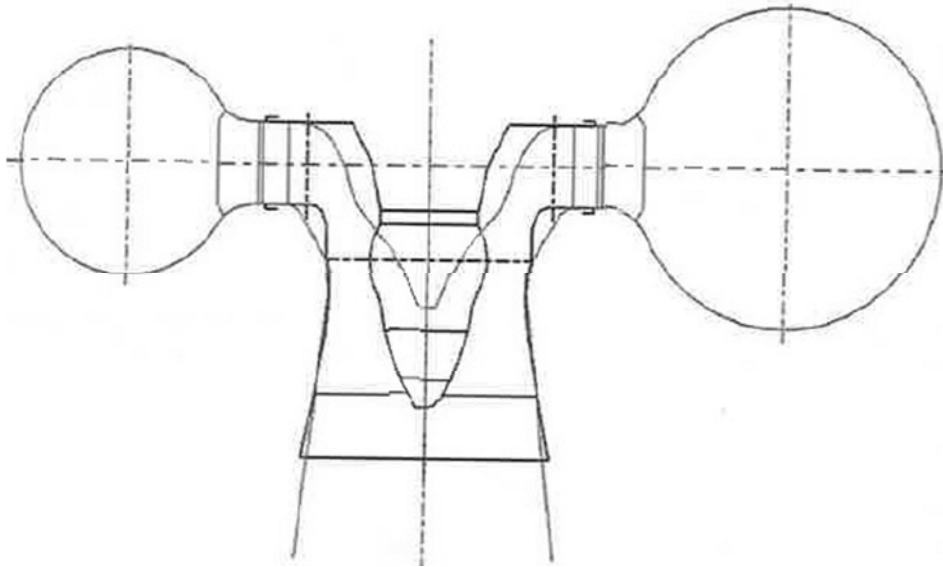


Abbildung 108: Vergleich der Meridiankontur von Kaplan- und Diagonalturbine (Quelle: [22])

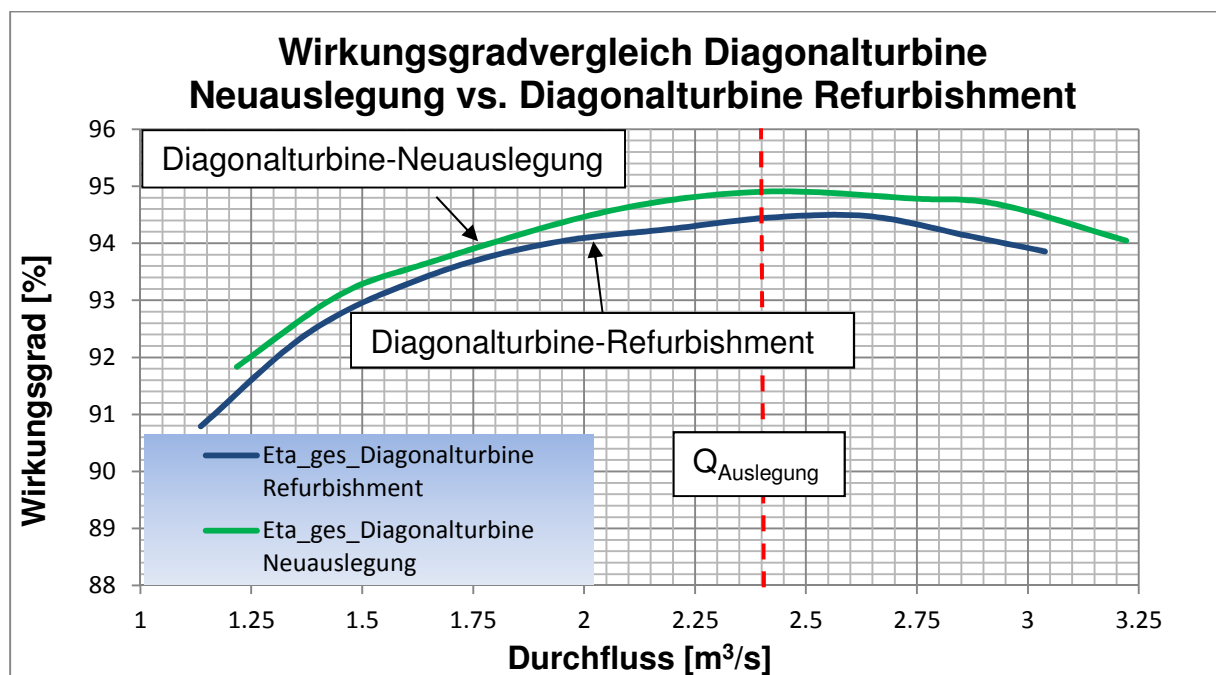


Abbildung 109: Wirkungsgradvergleich Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung

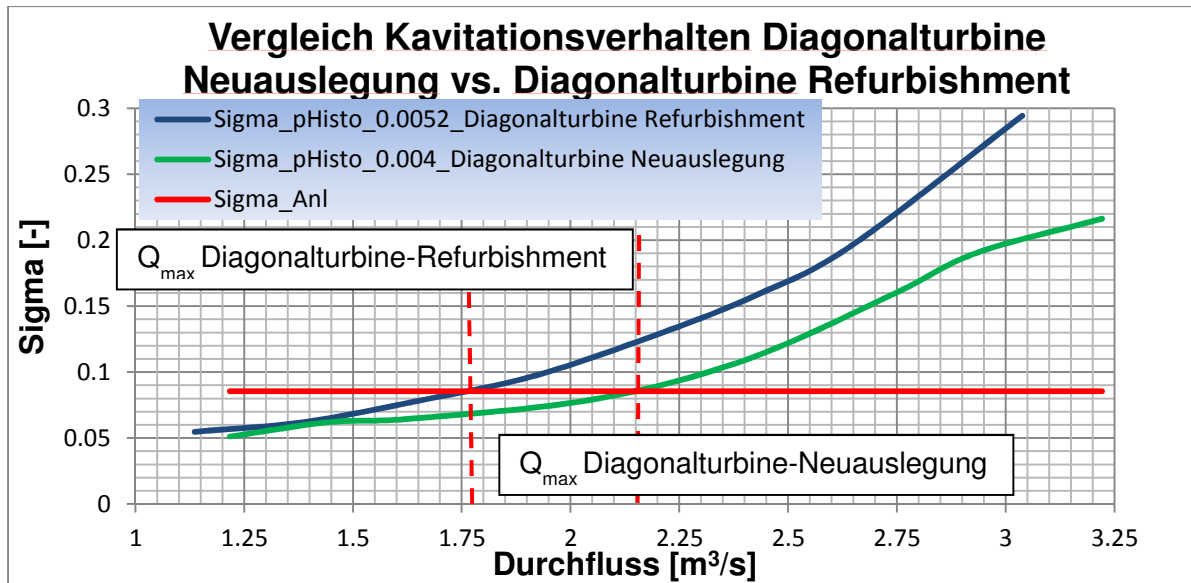


Abbildung 110: Kavitationsvergleich Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung

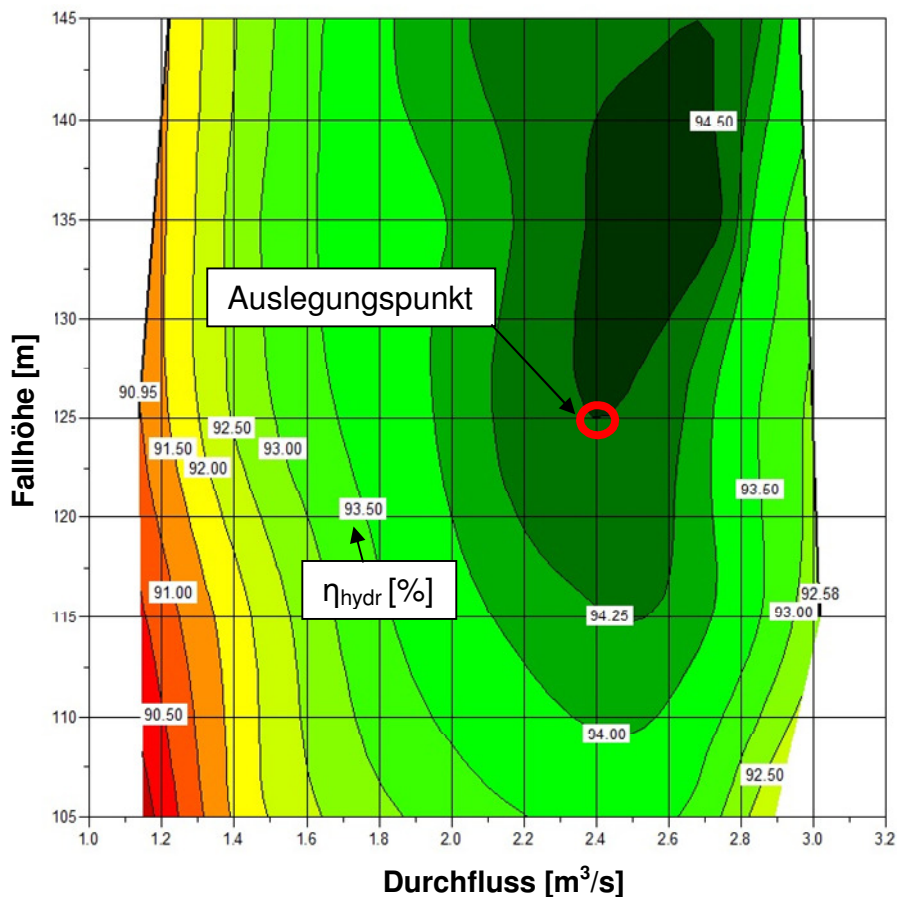


Abbildung 111: Wirkungsgrad-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Refurbishment

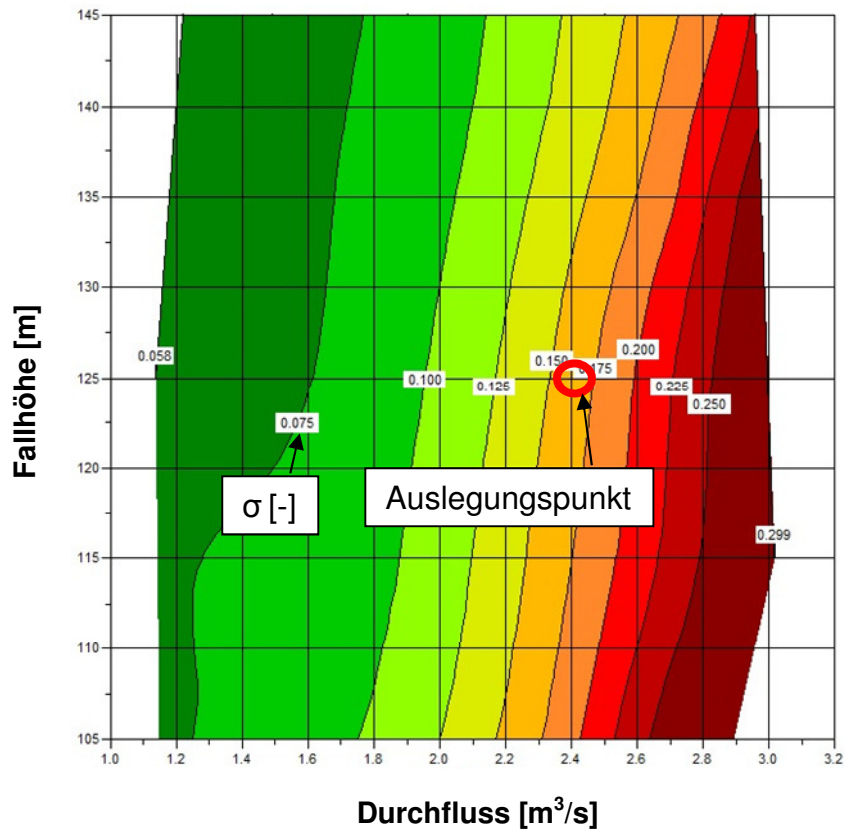


Abbildung 112: Sigma-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Refurbishment

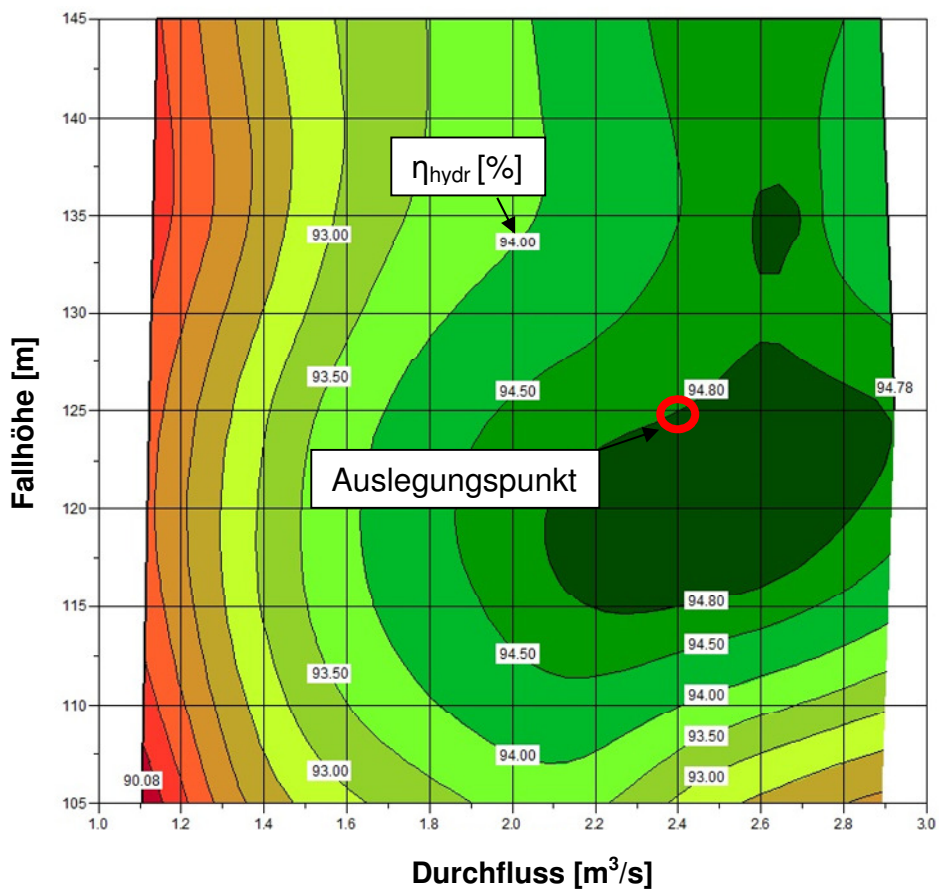


Abbildung 113: Wirkungsgrad-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Neuauslegung

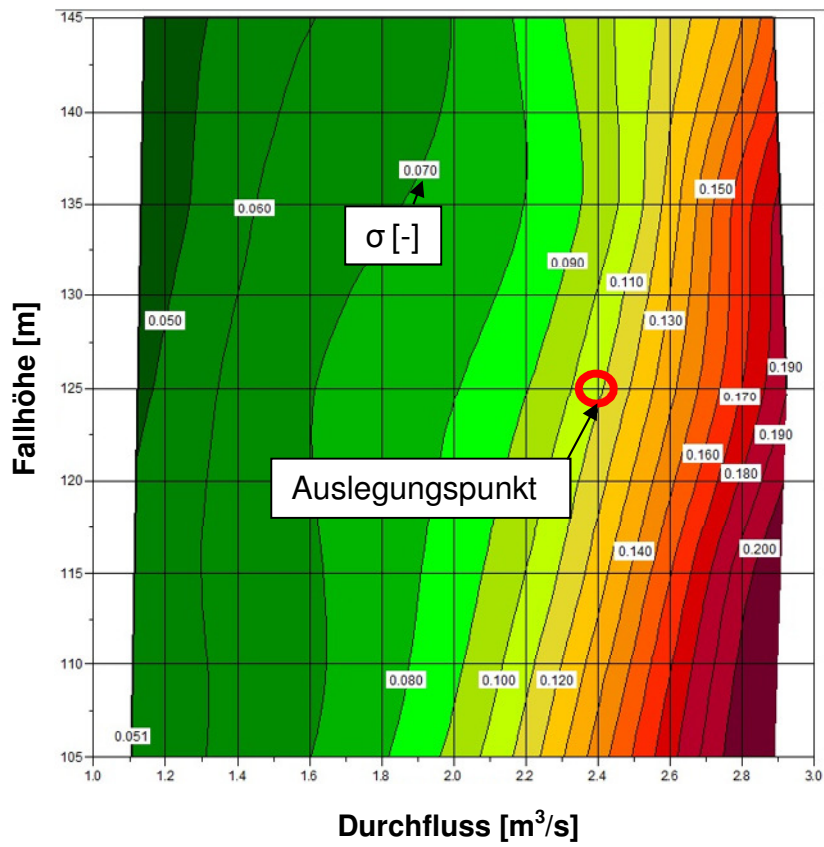


Abbildung 114: Sigma-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Neuauslegung

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Deriaz (Quelle: [3])	2
Abbildung 2: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Kwiatkovsky (Quelle: [4])...	3
Abbildung 3: Einsatzdiagramm der verschiedenen Turbinenarten (Quelle: [9]).....	9
Abbildung 4: Einsatzdiagramm der verschiedenen Turbinenarten nach Escher-Wyss (Quelle:[-])	10
Abbildung 5: Meridianschnitt einer Diagonalturbine nach Hironaka, K. (Quelle: [11])	12
Abbildung 6: Geometrie eines NACA-Profiles (Quelle: [12]).....	14
Abbildung 7: Meridianschnittvergleich von Diagonalturbine Refurbishment und Francis-Koroglu	17
Abbildung 8: Einkanalmodell (li.) und Vollmodell (re.) in CFX-Pre der Diagonalturbine	18
Abbildung 9: Randbedingungen und Interfaces am Vollmodell	23
Abbildung 10: p-Histogramm Bestimmung für den Auslegungspunkt der Diagonalturbine Refurbishment	31
Abbildung 11: Wirkungsgradauswertung der Francis-Referenzturbinen.....	34
Abbildung 12: Kavitationsauswertung der Francis-Referenzturbinen	35
Abbildung 13: Meridianschnitt Diagonalturbine Refurbishment mit den Teilfluträdern	38
Abbildung 14: Allgemeine Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad-Ein- und Austritt.	41
Abbildung 15: Fertiges Laufrad der Erstausslegung Diagonalturbine Refurbishment	43
Abbildung 16: Topologie des H-Gitters (links) und des J-Gitters (rechts) (Quelle: [18])	44
Abbildung 17: Topologie des L-Gitters (links) und des C-Gitters (rechts) (Quelle: [18])	44
Abbildung 18: Vernetzung des Laufradkanals mit Verstellachse der Diagonalturbine Refurbishment.....	46
Abbildung 19: Meridianschnitt aller Komponenten - Diagonalturbine Refurbishment	47
Abbildung 20: Propellerkurven und Einhüllende der Erstausslegung - Diagonalturbine Refurbishment	48
Abbildung 21: Einhüllende der Erstausslegung – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell.....	49

Abbildung 22: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstausslegung.....	50
Abbildung 23: Druckverteilung an der Druckseite (li.) und an der Saugseite (re.) der Laufschaufel – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstausslegung	50
Abbildung 24: c_m -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell – Erstausslegung.....	51
Abbildung 25: c_u -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstausslegung.....	52
Abbildung 26: Kavitationsbeurteilung – Erstausslegung – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell.....	53
Abbildung 27: Laufschaufel mit Niederdruckzonen - Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell – Erstausslegung.....	53
Abbildung 28: Meridianschnitt-Änderungen während des Optimierungsprozesses – Diagonalturbine Refurbishment.....	54
Abbildung 29: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 1. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Einfachmodell.....	56
Abbildung 30: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 1. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell	57
Abbildung 31: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment –Einfachmodell.....	58
Abbildung 32: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt - 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	59
Abbildung 33: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 3. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	60
Abbildung 34: Strömung im Saugrohr – 3. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	61
Abbildung 35: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 4. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	62
Abbildung 36: Strömung im Saugrohr – 4. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	63

Abbildung 37: NACA-Profil in Schaufelmitte der Erstauslegung (li.) und nach der Optimierung (5. Optimierungsschritt) (re.) – Diagonalturbine Refurbishment.....	64
Abbildung 38: Einhüllende der Wirkungsgrade nach dem 6. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	66
Abbildung 39: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 6. Optimierungsschritt– Diagonalturbine Refurbishment –Vollmodell.....	66
Abbildung 40: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 6. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	67
Abbildung 41: c_m -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 6. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	68
Abbildung 42: Kavitationsbeurteilung – 6. Optimierung – Diagonalturbine Refurbishment –Vollmodell.....	69
Abbildung 43: Kavitationsbeiwert über der spezifischen Drehzahl nach Giesecke (Quelle: [19]).....	69
Abbildung 44: Verlauf der Absolutgeschwindigkeit kurz vor Laufrad-Austrittskante – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	72
Abbildung 45: Kavitationsbeurteilung – finale Version – Diagonalturbine Refurbishment –Vollmodell.....	73
Abbildung 46: Vergleich der Zonen niedrigen Drucks vor (li.) und nach (re.) der Kavitations-Optimierung - Diagonalturbine Refurbishment - Vollmodell.....	73
Abbildung 47: Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunkt - Diagonalturbine Refurbishment.....	74
Abbildung 48: Veränderung des Laufschaufel-Eintrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Refurbishment.....	75
Abbildung 49: Veränderung des Laufschaufel-Austrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Refurbishment.....	75
Abbildung 50: Mittelwertbildung bei transienter Rechnung - Diagonalturbine Refurbishment.....	76
Abbildung 51: Vergleich der Rechenmodelle - finale Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell.....	77
Abbildung 52: Propellerkurven und Einhüllende der finalen Version - Diagonalturbine Refurbishment - Vollmodell.....	78

Abbildung 53: Wirkungsgradaufsplittung der finalen Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	78
Abbildung 54: Schaufelbelastung der finalen Version in Schaufelmitte – Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	79
Abbildung 55: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – finale Version - Diagonalturbine Refurbishment – Vollmodell	80
Abbildung 56: Verstellachsen von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Refurbishment.....	81
Abbildung 57: Verstellmomente von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Refurbishment.....	81
Abbildung 58: Knotenanzahl der unterschiedlichen Rechennetze - Diagonalturbine Refurbishment.....	82
Abbildung 59: Untersuchung der Netzgitterunabhängigkeit - Diagonalturbine Refurbishment.....	83
Abbildung 60: Verlustaufsplittung für Francis-Turbinen über der spezifischen Drehzahl (Quelle: [20]).....	84
Abbildung 61: Vergleich von Francis-Referenzturbinen und Diagonalturbine Refurbishment	85
Abbildung 62: Vergleich des Kavitationsverhaltens - Diagonalturbine Refurbishment vs. Francis-Referenzturbinen.....	86
Abbildung 63: Meridianschnitt Diagonalturbine Neuauslegung mit den Teilfluträdern	88
Abbildung 64: Fertiges Laufrad der Erstausslegung Diagonalturbine Neuauslegung.	90
Abbildung 65: Vernetzung des Laufradkanals mit Verstellachse der Diagonalturbine Neuauslegung.....	90
Abbildung 66: Meridianschnitt aller Komponenten - Diagonalturbine Neuauslegung	91
Abbildung 67: Propellerkurven und Einhüllende der Erstausslegung - Diagonalturbine Neuauslegung.....	92
Abbildung 68: Einhüllende der Erstausslegung – Diagonalturbine Neuauslegung	93
Abbildung 69: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante – Diagonalturbine Neuauslegung – Einfachmodell – Erstausslegung.....	94

Abbildung 70: Druckverteilung an der Druckseite (li.) und an der Saugseite (re.) der Laufschaufel – Diagonalturbine Neuauslegung – Einfachmodell – Erstausslegung	94
Abbildung 71: c_m -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante – Diagonalturbine Neuauslegung – Erstausslegung	95
Abbildung 72: c_u -Verlauf an Laufschaufel-Austrittskante - Diagonalturbine Neuauslegung – Erstausslegung	95
Abbildung 73: Kavitationsbeurteilung Erstausslegung - Diagonalturbine Neuauslegung	96
Abbildung 74: Laufschaufel mit Niederdruckzonen - Diagonalturbine Neuauslegung	96
Abbildung 75: Meridianschnitt-Änderungen während des Optimierungsprozesses – Diagonalturbine Neuauslegung	97
Abbildung 76: Ablösungen vor der Laufschaufel-Eintrittskante - Diagonalturbine Neuauslegung	98
Abbildung 77: "Clocking" Leitschaufel-zu Laufschaufelposition - Diagonalturbine Neuauslegung	99
Abbildung 78: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 1. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung – Einfachmodell	100
Abbildung 79: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 1. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Erstausslegung–Einfachmodell	100
Abbildung 80: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung –Einfachmodell	101
Abbildung 81: Einhüllende der Wirkungsgrade nach dem 6. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung - Vollmodell	102
Abbildung 82: Anströmung der Laufschaufel-Eintrittskante im Auslegungspunkt– 2. Optimierungsschritt– Diagonalturbine Neuauslegung –Vollmodell ...	103
Abbildung 83: c_u -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt – Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell	104
Abbildung 84: c_m -Verlauf am Laufschaufel-Austritt – 2. Optimierungsschritt - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell	104
Abbildung 85: Kavitationsbeurteilung – 6. Optimierung – Diagonalturbine Neuauslegung –Vollmodell	105

Abbildung 86: Verlauf der Absolutgeschwindigkeit kurz vor Laufrad-Austrittskante – Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell.....	106
Abbildung 87: Kavitationsbeurteilung – finale Version – Diagonalturbine Neuauslegung –Vollmodell	107
Abbildung 88: Vergleich der Zonen niedrigen Drucks vor (li.) und nach (re.) der Kavitatons-Optimierung - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell.....	107
Abbildung 89: Wirkungsgradaufspaltung der Optimierungsversionen im Auslegungspunt - Diagonalturbine Neuauslegung	108
Abbildung 90: Veränderung des Laufschaufel-Eintrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Neuauslegung.....	109
Abbildung 91: Veränderung des Laufschaufel-Austrittswinkels im Optimierungsprozess - Diagonalturbine Neuauslegung	109
Abbildung 92: Vergleich der Rechenmodelle - finale Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell.....	110
Abbildung 93: Propellerkurven und Einhüllende der finalen Version - Diagonalturbine Neuauslegung - Vollmodell	111
Abbildung 94: Wirkungsgradaufspaltung der finalen Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell.....	111
Abbildung 95: Schaufelbelastung der finalen Version in Schaufelmitte - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell.....	112
Abbildung 96: cu-Verlauf am Laufschaufel-Austritt – finale Version - Diagonalturbine Neuauslegung – Vollmodell	113
Abbildung 97: Verstellachsen von Leit- und Laufschaufel – Diagonalturbine Neuauslegung.....	113
Abbildung 98: Verstellmomente von Leit- und Laufschaufel - Diagonalturbine Neuauslegung	114
Abbildung 99: Knotenanzahl der unterschiedlichen Rechennetze - Diagonalturbine Neuauslegung.....	115
Abbildung 100: Untersuchung der Netzgitterunabhängigkeit - Diagonalturbine Neuauslegung.....	115
Abbildung 101: Vergleich von Francis-Turbine und Diagonalturbine Neuauslegung	116

Abbildung 102: Kavitationsvergleich Diagonalturbine Neuauslegung vs. Francis-Referenzturbine	117
Abbildung 103: Vergleich der Abströmung in Schaufelmitte - Francis-Referenzturbine vs. Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung.....	118
Abbildung 104: Meridianschnittvergleich: Francis-Referenzturbine vs. Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung	119
Abbildung 105: möglicher Parallelbetrieb von Francis- und Diagonalturbine.....	122
Abbildung 106: Meridianschnitt einer Diagonalturbine mit fixierten Laufschaufeln (Quelle:[]).....	123
Abbildung 107: Vergleich einer Francis-Pumpturbine mit einer Diagonal-Pumpturbine (blau) (Quelle: []).....	123
Abbildung 108: Vergleich der Meridiankontur von Kaplan- und Diagonalturbine (Quelle: []).....	124
Abbildung 109: Wirkungsgradvergleich Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung	124
Abbildung 110: Kavitationsvergleich Diagonalturbine Refurbishment vs. Diagonalturbine Neuauslegung.....	125
Abbildung 111: Wirkungsgrad-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Refurbishment	125
Abbildung 112: Sigma-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Refurbishment.....	126
Abbildung 113: Wirkungsgrad-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Neuauslegung	126
Abbildung 114: Sigma-Muscheldiagramm - Diagonalturbine Neuauslegung.....	127

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Übersicht der möglichen Referenzprojekte	11
Tabelle 2: Geometrievergleich bei gleicher spezifischer Drehzahl	16
Tabelle 3: Geometrievergleich bei höherer spezifischer Drehzahl.....	16
Tabelle 4: Randbedingungen des Vollmodells.....	19
Tabelle 5: Abmessungen der Teilfluträder Diagonalturbine Refurbishment.....	39

Tabelle 6: Eintritts- und Austrittswinkel der Teilfluträder der Erstauslegung – Diagonalturbine Refurbishment.....	41
Tabelle 7: Abmessungen der Teilfluträder Diagonalturbine Neuauslegung	88
Tabelle 8: Eintritts- und Austrittswinkel der Teilfluträder - Diagonalturbine Neuauslegung	89

Literaturverzeichnis

- [1] Gschwandtner, M.: Energie aus den Gewässern, Hamburg 2015
- [2] Skota, A.; Motycak, L.; Mikulasek, J.: Some Aspects Regarding Application of Diagonal Pump Turbines, in: PennWell
- [3] Raabe, J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen, 2. Auflage, Düsseldorf 1989
- [4] Giesecke, J.: Wasserkraftanlagen: Planung, Bau und Betrieb, 6. Auflage, Stuttgart 2013
- [5] Brenn, G.; Meile, W.: Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung I, korrigierte Auflage, Graz, 2012
- [6] Benigni, H.: Skriptum Rechnerische Simulation Hydraulischer Strömungsmaschinen, Graz, 2015
- [7] Steiner, H.: Vorlesungsskriptum Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung, Graz, 2014
- [8] Menter, F. R.: Best Practise: Scale Resolving Simulations in ANSYS CFD, November 2015
- [9] Geppert, G.; Marthe, T.: Die Diagonalturbine im Kleinwasserkraftwerk, in: Wasserkraft und Energie, Hall in Tirol, 2002
- [10] Höfler, H. K.; Grein, H.: "Wasserkraftnutzung mit hydraulischen Maschinen", Einsatzbereiche von Escher Wyss Wasserturbinen, Sulzer Escher Wyss, 1984
- [11] Hironaka, K.: Hydraulic Study of Deriaz Turbine and Pump-Turbine, in: Mitsubishi Technical Review, 1965
- [12] Jacobs, E. N.; Ward, K. E.; Pinkerton, R. M.: The Characteristics of 78 related Airfoil Sections from Tests in the Variable-Density Wind Tunnel, NACA Technical Report No. 460, 1933
- [13] ANSYS CFX 16.0 Dokumentation: ANSYS Turbogrid Theory Guide. 2015
- [14] International Electrotechnical Commission: IEC 60193, Genf, 1999

- [15] Höller, S.; Jaberg, H.; Benigni, H.; Kim, J.: Cavitation optimization of a variable pitch mixed flow pump for cooling water by numerical methods and test rig verification, Düsseldorf, 2016
- [16] Krivchenko, G.: Hydraulic Machines: Turbines and Pumps, Second Edition, Boca Raton, 1994
- [17] ANSYS CFX 16.0 Dokumentation: ANSYS Turbogrid User's Guide, 2015
- [18] Giesecke, J.; Mosonyi, E.: Wasserkraftanlagen – Planung, Bau und Betrieb, 5 Auflage, Springer, Berlin, 2009
- [19] International Electrotechnical Commission: IEC 62256, Genf, 2008
- [20] Bovet, T.: Le Distributeur de la Turbine Hydraulique a Reaction, Lausanne, 1969
- [21] Skotak, A.; Stegner, P.: Choosing Turbines for Low-Head Pumped-Storage Plants, published in: www.hydropowerworld.com, Aufruf vom 11.12.2016
- [22] Muehlbacher, B.; Oberbichler, E.; Akgun, E.; Hong, J.; Ha, P.; Park, S.: Andong Hydropower plant rehabilitation in the republic of Korea-New Turbine-Generator sets with a unique design, in 19th International Seminar on Hydropower Plants, Wien, November 2016