

Studiengang Systemtechnik
Vertiefungsrichtung Design & Materials

Diplom 2014

Daniel Biner

*Design und hydraulische Leistung
einer gegenläufigen Mikroturbine*

- Dozentin
Cécile Münch-Alligné
- Experte
François Avellan
- Datum der Abgabe des Schlussberichts
18. Juli 2014

<input checked="" type="checkbox"/> FSI <input type="checkbox"/> FTV	Année académique / Studienjahr 2013/14	No TD / Nr. DA dm/2014/49
Mandant / Auftraggeber <input type="checkbox"/> HES-SO Valais-Wallis <input type="checkbox"/> Industrie <input checked="" type="checkbox"/> Etablissement partenaire <i>Partnerinstitution</i>	Etudiant / Student Daniel Biner Professeur / Dozent Cécile Münch-Alligné	Lieu d'exécution / Ausführungsort <input checked="" type="checkbox"/> HES-SO Valais-Wallis <input type="checkbox"/> Industrie <input type="checkbox"/> Etablissement partenaire <i>Partnerinstitution</i>
Travail confidentiel / vertrauliche Arbeit <input type="checkbox"/> oui / ja ¹ <input checked="" type="checkbox"/> non / nein	Expert / Experte (données complètes) François Avellan EPFL STI IGM LMH Av. de Cour 33bis 1007 Lausanne	

Titre / Titel Design und hydraulische Leistung einer gegenläufigen Mikroturbine
Description / Beschreibung <p>Gegenwärtig wird an der HES-SO Valais-Wallis in Zusammenarbeit mit der EPFL eine gegenläufige Mikroturbine entwickelt und getestet. Mit dieser Mikroturbine soll die von den Druckminderern des Trinkwassernetzes freigesetzte Energie wiedergewonnen werden. Ziel dieses Projekts ist die digitale Erstellung eines Hydraulikdesigns für die Turbinenräder sowie deren Herstellung mithilfe eines 5-Achsen-Bearbeitungszentrums. Der Wirkungsgrad der Räder wird auf der Testbank des Hydrauliklabors der Schule numerisch simuliert und getestet werden.</p>
Objectifs / Ziele <ul style="list-style-type: none"> - Design der Räder und der Mikroturbine für bestimmte hydraulische Eigenschaften - Numerische Simulation der Strömung in der Turbine - Analyse der numerischen Resultate - Herstellung der Räder mit dem 5-Achsen-Bearbeitungszentrum der Schule - Messung der Wirkungsgrade der Turbine auf der hydraulischen Testbank der Schule - Analyse der Resultate - Vergleich der experimentellen und numerischen Resultate.

Signature ou visa / Unterschrift oder Visum Responsable de l'orientation <i>Leiter der Vertiefungsrichtung:</i>  ¹ Etudiant / Student: 	Délais / Termine Attribution du thème / Ausgabe des Auftrags: 12.05.2014 Remise du rapport / Abgabe des Schlussberichts: 18.07.2014, 12:00 Expositions / Ausstellungen der Diplomarbeiten: 27 – 29.08.2014 Défense orale / Mündliche Verfechtung: Semaine Woche 36
---	--

¹ Par sa signature, l'étudiant-e s'engage à respecter strictement la directive DI.1.2.02.07 liée au travail de diplôme.
Durch seine Unterschrift verpflichtet sich der/die Student/in, sich an die Richtlinie DI.1.2.02.07 der Diplomarbeit zu halten.

Design und hydraulische Leistung einer gegenläufigen Mikroturbine

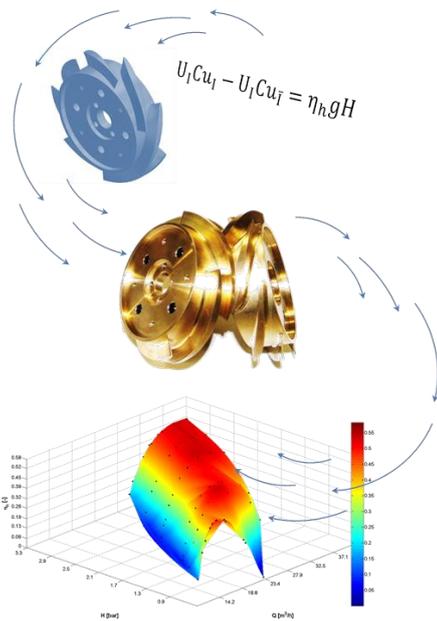
Diplomand/in Daniel Biner

Ziel des Projekts

Das Design, die Herstellung, die Simulation und die Prüfung von Rädern der gegenläufigen Mikroturbine für die Druckreduktion in Trinkwassernetzwerken.

Methoden | Experimente | Resultate

Eine Matlab-Anwendung ermöglicht das Design von Turbinenrädern für unterschiedliche hydraulische Eigenschaften. Eine Applikation überträgt die Daten ins CAD Programm zur Erstellung eines 3D Modells. Der NC-Code für die Fräsbearbeitung der Turbinenräder wurde mittels AlphaCAM programmiert. Die Räder wurden auf dem Bearbeitungszentrum der HES-SO mit zufriedenstellender Qualität hergestellt. Zudem wurde eine Strömungssimulation der gezeichneten Turbinenräder ausgeführt. Auf dem hydraulischen Teststand der HES-SO konnten die Eigenschaften der Räder getestet werden. Für die Auswertung der Messdaten wurde eine Matlab-Anwendung programmiert, welche die gewünschten Diagramme erstellt. Der Herstellungsprozess der Räder auf dem Bearbeitungszentrum der HES-SO ist lediglich für Einzelanfertigungen geeignet. Der vom Design verlangte Wirkungsgrad von 85% stimmt gut mit den Resultaten der Simulation überein (83%), hingegen konnten bei den Messungen lediglich 53% nachgewiesen werden. Spaltverluste zwischen Rad und Leitung sind verantwortlich für die schlechte Effizienz. Der aufgeführte Prozess ist funktionstüchtig und dient als Grundlage für die zukünftige Optimierung der Turbinengeometrie.



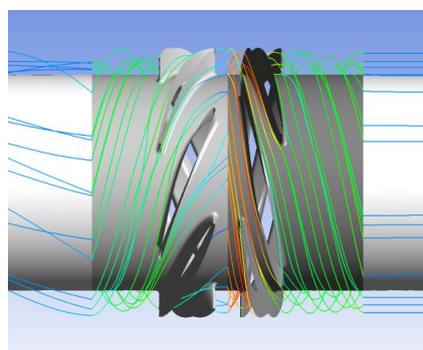
Diplomarbeit
 | 2014 |

Studiengang
 Systemtechnik

Anwendungsbereich
 Design & Materials

Verantwortliche/r Dozent/in
 Dr Cécile Münch-Alligné
 cecile.muench@hevs.ch.ch

Partnerinstitution
 theARK



CFD Simulation mittels Ansys CFX



Fräsbearbeitung der Turbinenräder auf dem 5-Achs-Bearbeitungszentrum der HES-SO

Danksagung

Ein herzliches Dankeschön gilt all jenen, die durch ihre tatkräftige und bereichernde Unterstützung zu der erfolgreichen Verwirklichung dieser Diplomarbeit beigetragen haben. Namentlich erwähnt seien:

Cécile Münch-Alligné

Vlad Hasmatuchi

Amandus Steiner

Silvain Richard

das Team der mechanischen Werkstatt

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Grundgedanken.....	1
1.2	Projektbeschreibung.....	1
1.3	Ziele dieser Arbeit.....	2
2	Technische Spezifikationen	2
2.1	Aufbau der Mikroturbine.....	2
2.2	Kategorisierung.....	3
2.3	Kenndaten	5
3	Theoretische Grundlagen	6
3.1	Grundgleichungen der Hydraulik	6
3.2	Das Design der Radgeometrie [2] [3].....	7
3.2.1	Geschwindigkeitsdreiecke	7
3.2.2	Ein und Austrittswinkel	10
3.2.3	Profilmittellinie.....	11
3.2.4	Die Profilform	13
3.2.5	Anzahl der Turbinenschaufeln.....	17
4	Das Design.....	18
4.1	Berechnung mittels Matlab Software.....	18
4.1.1	Wahl des Betriebspunktes	18
4.1.2	Berechnungsroutine	19
4.2	CAD Modell.....	20
4.2.1	Datenaustausch.....	20
4.2.2	Vervollständigung des CAD-Modells.....	21
5	CFD Simulation.....	22
5.1	Grundlagen [4] [3]	22
5.1.1	Navier-Stokes.....	22
5.1.2	Finite Volumen Verfahren.....	23
5.2	Simulation der Mikroturbine	25

5.2.1	Ausgangslage	25
5.2.2	CFX Pre	25
5.2.3	Domains	26
5.2.4	Domain Schnittstellen.....	28
5.2.5	Boundaries.....	29
5.2.6	Solver Einstellungen.....	30
5.3	Resultate der CFD Simulation.....	31
5.3.1	Postprocessing.....	31
5.3.2	Qualitative Ergebnisse.....	31
5.3.3	Numerische Ergebnisse	33
6	Bearbeitung.....	37
6.1	Werkstoffauswahl.....	37
6.2	Toleranzen	37
6.3	Fünf-Achs-Bearbeitungszentren [5]	38
6.3.1	Bauformen	38
6.3.2	DMU 50 eVolution.....	39
6.4	Aufspannung	40
6.5	Werkzeuge.....	42
6.5.1	Auswahl.....	42
6.5.2	Schnittdaten	43
6.6	CAM	44
6.7	Etappen und Ergebnisse der Bearbeitung	45
7	Messungen	48
7.1	Hydraulischer Teststand.....	48
7.1.1	Aufbau der Anlage	48
7.1.2	Wichtigste Arbeitsregeln.....	50
7.2	Ablauf der Messungen.....	51
7.3	Postprocessing der Messresultate.....	51
7.4	Messfehlerschätzung	52
7.5	Ergebnisse	53
7.5.1	BEP	53
7.5.2	n_{ED} - Q_{ED} - η_h Diagramme	54

7.5.3	H-Q- η_h Diagramm	57
7.5.4	Verteilung der Leistung.....	58
7.6	Besprechung der Messresultate	61
8	Abschliessende Besprechung	62
9	Schlussfolgerung	63
10	Authentizitätserklärung	64
11	Literaturverzeichnis.....	65
12	Anhangverzeichnis.....	66

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: ECO-Logo [7]	1
Abbildung 2: Schematische Darstellung der Mikroturbine.....	2
Abbildung 3: Verschiedene Ausführungen der Mikroturbine	3
Abbildung 4: Spezifische Drehzahl nach Turbinentyp [nach Bohl: „Strömungsmaschinen1“].....	4
Abbildung 5: Betriebsbereiche verschiedener Turbinentypen [nach VA TECH Hydro]	4
Abbildung 6: Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austritt der Turbinenstufen.....	8
Abbildung 7: Definition der Profilmittellinie	11
Abbildung 8: Begrenzungen des Profils.....	11
Abbildung 9: Optimierungsfunktion des Umspannungswinkels.....	13
Abbildung 10: Bisher verwendetes NACA Profil.....	14
Abbildung 11: Standard-NACA Profil mit max. Dicke bei 30%	14
Abbildung 12: Verteilung der zusätzlichen Profildicke	15
Abbildung 13: NACA Profil mit zusätzlicher Profildicke	15
Abbildung 14: Verteilung der Dicke um die Profilmittellinie	16
Abbildung 15: Vollendung des Profils mittels Kreisbogen.....	16
Abbildung 16: Umrechnung ins 3D Koordinatensystem.....	17
Abbildung 17: Routine des Matlab Programms zur Geometrieberechnung	19
Abbildung 18: Matlab-Tool zum Design der Mikroturbine.....	20
Abbildung 19: Importierte Geometrien in Form von 3D Splines	21
Abbildung 20: Anwendung zur Übertragung der CSV Daten	21
Abbildung 21: CAD Modell des Turbinenrades	21
Abbildung 22: Kontrollvolumen der Strömungssimulation eines Verkehrsflugzeuges [8]	24
Abbildung 23: Strömungsgebiet Stator 1	26
Abbildung 24: Strömungsgebiet Stator2	27
Abbildung 25: Strömungsgebiet Rotor1	27
Abbildung 26: Strömungsgebiet Rotor2.....	28
Abbildung 27: Domain Schnittstellen	28
Abbildung 28: Inlet.....	30

Abbildung 29: Outlet	30
Abbildung 30: CFD: Darstellung der Stromlinien	32
Abbildung 31: CFD: Stromlinien in der Turbine	32
Abbildung 32: CFD: Verteilung der absoluten Geschwindigkeit am Eintrittsquerschnitt	32
Abbildung 33: CFD: Verteilung der absoluten Geschwindigkeit am Austrittsquerschnitt	32
Abbildung 34: CFD: Verbleibende Rotation am Austrittsquerschnitt.....	32
Abbildung 35: CFD: Wirkungsgrad und mech. Leistung in Abhängigkeit des Durchflusses	33
Abbildung 36: CFD: Verhältnisse der einzelnen Leistungen und Fallhöhen	34
Abbildung 37: CFD: Wirkungsgrade der einzelnen Räder	35
Abbildung 38: CFD: Verlauf von Druck- und hydraulischem Leistungspotential, $Q = 8.7\text{ls}^{-1}$	36
Abbildung 39: Form -, Lage- und Masstoleranzen	37
Abbildung 40: Beispiele der Bauformen von 5-Achs-Bearbeitungszentren [5]	38
Abbildung 41: Bauform der DMU 50 eVolution	39
Abbildung 42: Begrenzung der B-Achse.....	40
Abbildung 43: Theoretische Fixierung für die Bearbeitung in einer einzigen Aufspannung	40
Abbildung 44: Unzulässiger Bereich für das Umfangsfräsen der Flanken	40
Abbildung 45: Support für die präzise Aufspannung der Turbinenräder	41
Abbildung 46: Aufspannung mittels Teilapparat	41
Abbildung 47: Support mit aufgeschraubtem Rohling.....	41
Abbildung 48: Oberflächenqualität in Abhängigkeit des Fräserversatzes.....	43
Abbildung 49: Erste Fräsversuche mit Hartschaumstoff	45
Abbildung 50: Bearbeitung der Räder aus Messing	45
Abbildung 51: Fräsen der Räder aus POM.....	46
Abbildung 52: Ergebnis der Fräsbearbeitung.....	46
Abbildung 53: Vollendete Turbinenräder.....	47
Abbildung 54: Räder aus POM	47
Abbildung 55: Schema des hydraulischen Teststandes der HES-SO	48
Abbildung 56: Montierte Turbinenräder	49
Abbildung 57: Mikroturbine integriert im Wasserkreislauf des Teststandes	49
Abbildung 58: Kontrollbildschirm des Teststandes.....	49
Abbildung 59: Kontrollbildschirm der Mikroturbine	50
Abbildung 60: Anzeige der Messdaten.....	50

Abbildung 61: Matlab-Tool für das Postprocessing	52
Abbildung 62: Beste Wirkungsgrade pro Fallhöhe.....	53
Abbildung 63: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 0.5\text{bar}$	54
Abbildung 64: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 1.3\text{bar}$	55
Abbildung 65: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 0.5\text{bar}$	55
Abbildung 66: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 2\text{bar}$	56
Abbildung 67: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 2.5\text{bar}$	56
Abbildung 68: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 3\text{bar}$	57
Abbildung 69: H-Q- η_h Diagramm.....	57
Abbildung 70: H-Q- η_h 3D Diagramm.....	58
Abbildung 71: Relative mechanische Leistung der zweiten Stufe für $H = 3\text{ bar}$	59
Abbildung 72: Relative mechanische Leistung der ersten Stufe für $H = 3\text{ bar}$	59
Abbildung 73: Relative mechanische Leistung der ersten Stufe für $H = 1.3\text{ bar}$	60
Abbildung 74: Relative mechanische Leistung der zweiten Stufe für $H = 1.3\text{ bar}$	60

Nomenklatur und Symbole

E	Spezifische Energie	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	r	Radiale Position	$[m]$
p	Statischer Druck	$[Pa]$	θ	Umspannungswinkel	$[^\circ, rad]$
ρ	Dichte	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	w	Profillänge in axialer Richtung	$[m]$
C	Absolute Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$	t	Max. Profildicke	$[m]$
W	Relative Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$	d	Lokale Profildicke	$[m]$
U	Umfangsgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s}\right]$	n_q	Spezifische Drehzahl	
C_m	Meridiankomponente	$\left[\frac{m}{s}\right]$	n	Drehzahl	$\left[\frac{1}{min}\right]$
C_u	Umfangskomponente	$\left[\frac{m}{s}\right]$	n_{ED}	Drehzahlfaktor	$[-]$
g	Erdbeschleunigung	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Q_{ED}	Durchflussfaktor	$[-]$
Z	Höhenpotential	$[m]$	v_c	Schnittgeschwindigkeit	$\left[\frac{m}{min}\right]$
H	Nettogefälle	$[m]$	f	Vorschubgeschwindigkeits	$\left[\frac{mm}{min}\right]$
P_h	Hydraulische Leistung	$[W]$	f_z	Vorschub pro Zahn	$[mm]$
Q	Durchfluss	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$	Z	Zähnezahl	$[-]$
η_h	Hydr. Wirkungsgrad	$[-]$	f_n	Fräsbahnversatz	$[mm]$
P_m	Mechanische Leistung	$[W]$			
M	Drehmoment	$[Nm]$			
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\left[\frac{rad}{s}\right]$			
β	Winkel zwischen \vec{W} und \vec{U}	$[^\circ, rad]$			
S	Strömungsquerschnitt	$[m^2]$			

Indizes

I	Druckseite
\bar{I}	Saugseite
\square^A / \square_1	Eintrittsstufe
\square^B / \square_2	Austrittsstufe

1 Einleitung

1.1 Grundgedanken

Energieeffizienz ist ein Begriff, welcher die heutige Entwicklung von technischen Systemen stark prägt. Ökologische und ökonomische Gründe sprechen dafür, dass Energie ein kostbares Gut ist, welches je länger je mehr mit Bedacht eingesetzt werden muss. Ein ständig aktuelles Thema bildet zudem die Energiegewinnung, unter anderem die Nutzung von alternativen Energiequellen. Die Wasserkraft bildet im globalen Massstab die bedeutendste regenerative Energiequelle zur Stromerzeugung mit über 17% des weltweiten Anteils im Jahre 2010 [1]. Jedoch ist das Potential der Wasserkraft längst nicht ausgeschöpft, denn selbst das Trinkwassernetz verfügt über ein Potential an hydraulischer Energie, welches bis heute ungenutzt bleibt. So wird heute, um den Leitungsdruck in einem Gebäude zu begrenzen, ein Druckreduzierventil eingesetzt. Eine Druckreduzierung kann nur erfolgen, indem dem Wasserfluss Energie entnommen wird. Der Druckminderer gibt diese Energie an die Atmosphäre ab, ohne dass sie genutzt wird. Die gegenläufige Mikroturbine soll in Zukunft diese Energielücke schliessen. Am Trinkwasserzufluss von Grossgebäuden soll sie den Überschuss an hydraulischer Energie in elektrische Energie umwandeln und dabei die Funktion des Druckminderers effizient ersetzen.



Abbildung 1: ECO-Logo [7]

1.2 Projektbeschreibung

Das Projekt Hydro VS ist ein gemeinsames Forschungsprojekt an dem die EPFL sowie die HES-SO Sitten beteiligt sind. Die Partnerinstitution bildet theARK, eine Stiftung für Innovation im Wallis. Hydro VS umfasst mehrere Teilprojekte für neue Technologien der Kleinhydraulik. Die Mikroturbine ist eines davon und 2007 entstand die erste Version im Rahmen eines Bachelorprojektes an der EPFL. Ein Teststand an der EPFL ermöglichte die ersten experimentellen Untersuchungen der ersten Version. Es folgte die Weiterentwicklung zur heute aktuellen, geschlossenen Ausführung der Mikroturbine mit integrierten Generatoren. Im Hydrauliklabor der HES-SO Sitten wurde im vergangenen Jahr ein Teststand für die aktuelle Version fertiggestellt. In Aussicht steht die Verwirklichung einer dritten Ausführung, der Straflo-Version. In den kommenden Jahren wird die Kommerzialisierung der Mikroturbine in Zusammenarbeit mit Industriepartnern angestrebt. Die Aktivitäten rund um dieses Projekt sind gross und werden in kommender Zeit weiterhin anhalten.

1.3 Ziele dieser Arbeit

Um die zukünftige Optimierung der Turbinengeometrie und somit die Effizienzsteigerung sicherzustellen, sind experimentelle Versuche nötig, bei denen unterschiedliche Geometrien geprüft werden müssen. Es ist daher wünschenswert, auf einfache Weise unterschiedliche Radgeometrien anfertigen und testen zu können. Diese Arbeit behandelt die Problematik des Prozesses vom Design und der Herstellung der Turbinenräder, bis hin zu den Messungen auf dem hydraulischen Teststand. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Turbinenradpaar konstruiert, simuliert, hergestellt und getestet werden. Die Ziele im Detail sind die folgenden:

- Design der Räder der Mikroturbine für bestimmte hydraulische Eigenschaften
- Numerische Simulation der Strömung in der Turbine
- Analyse der numerischen Resultate
- Herstellung der Räder auf dem 5-Achsen Bearbeitungszentrum der HES-SO Sitten
- Messung der Wirkungsgrade der Turbine auf dem hydraulischen Teststand der HES-SO Sitten
- Auswertung der Messergebnisse
- Vergleich zwischen Design, numerischer Simulation und Messresultaten

2 Technische Spezifikationen

2.1 Aufbau der Mikroturbine

Die gegenläufige Mikroturbine besteht grundsätzlich aus zwei hintereinanderliegenden, im entgegengesetzten Drehsinn rotierenden und axial durchströmten Turbinenstufen. In Abbildung 2 sind die Stufen farblich hervorgehoben, wobei das Eintrittsrad rot und das Austrittsrad blau gefärbt sind. Beide Stufen tragen dazu bei, die hydraulische Energie des durchströmenden Mediums in mechanische Energie umzuwandeln. Dadurch muss jedes Turbinenrad an einen eigenen Generator gekoppelt sein. Die Anordnung der Generatoren kann auf unterschiedliche Weise erfolgen, wobei das hydraulische Funktionsprinzip beibehalten wird. Bisher existieren zwei unterschiedliche Ausführungen der Mikroturbine, eine gekrümmte Version mit externen Generatoren sowie die aktuelle Ausführung mit integrierten Generatoren. In Planung steht eine dritte Version, bei der Turbinenrad und Generator eine Einheit bilden. In Abbildung 3 sind die drei Varianten ersichtlich.

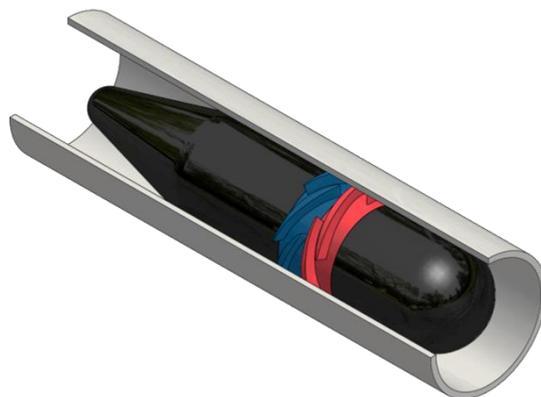


Abbildung 2: Schematische Darstellung der Mikroturbine

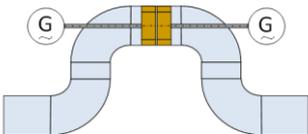
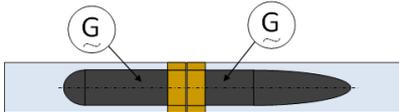
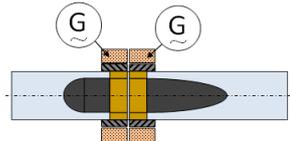
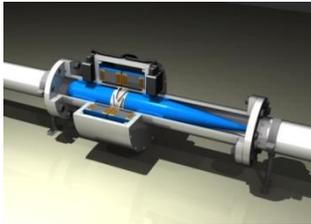
Gekrümmte Ausführung (2010-2012)	Geschlossene Ausführung (2012-2014)	Straflo-Ausführung (2014-2016)
 	 	 

Abbildung 3: Verschiedene Ausführungen der Mikroturbine

2.2 Kategorisierung

Die gegenläufige Mikroturbine ist eine axiale Strömungsmaschine und gehört wie die Kaplan- oder Rohrturbine zur Klasse der Überdruck- oder Reaktionsturbinen. Die Turbinenachse ist horizontal ausgerichtet, wie es auch bei Rohrturbinen der Fall ist. Den wesentlichen Unterschied bilden die zwei hintereinanderliegenden Turbinenstufen, welche in entgegengesetzter Drehrichtung rotieren. Im Gegensatz zu herkömmlichen Kaplan- oder Rohrturbinen, entfällt das Leitsystem am Turbineneintritt. Die erste Turbinenstufe übernimmt hier die Rolle der Leitschaufeln, erzeugt jedoch gleichzeitig einen Teil der Leistung. Theoretisch ist die in der gesamten Turbine umgesetzte hydraulische Energie gleichmässig auf beide Stufen verteilt. Die gegenläufige Mikroturbine verfügt je nach Definition einen oder zwei Freiheitsgrade, nämlich die Drehzahlen der beiden Stufen. Die Rotationsgeschwindigkeit ist die einzige Grösse, die bei einem gegebenen Betriebspunkt geregelt werden kann, um die optimalen Bedingungen zu erzielen.

Die spezifische Drehzahl n_q ist eine Kenngrösse, die es erlaubt, verschiedene Turbinentypen miteinander zu vergleichen. Die spezifische Drehzahl ist definiert durch Formel (1). In Abbildung 4 sind die passenden Radgeometrien in Abhängigkeit von n_q und der Fallhöhe H dargestellt. Die Graphik enthält den Nennlastpunkt der Mikroturbine für die in dieser Arbeit untersuchte Radgeometrie. Wie zu sehen ist, liegt dieser Punkt ausserhalb des Bereichs für die gängigen Turbinenarten, was das komplett neue, bisher ungenutzte Anwendungsgebiet der Mikroturbine sichtbar macht.

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1)$$

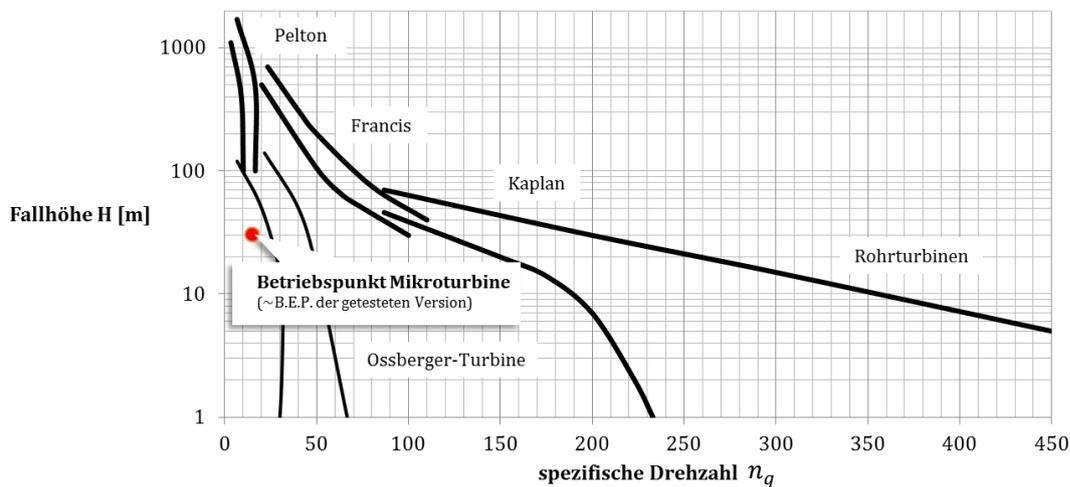


Abbildung 4: Spezifische Drehzahl nach Turbinentyp [nach Bohl: „Strömungsmaschinen1“]

Der Begriff Mikroturbine deutet auf den niedrigen Leistungsbereich hin, im Vergleich zu herkömmlichen hydraulischen Maschinen. Der hydraulische Leistungsbereich befindet sich bei etwa 1-3 kW. In Abbildung 5 werden die Betriebsbereiche herkömmlicher Turbinentypen dargestellt. Um einen anschaulichen Vergleich zu schaffen, wurde der Betriebspunkt der getesteten Version in der Graphik eingetragen.

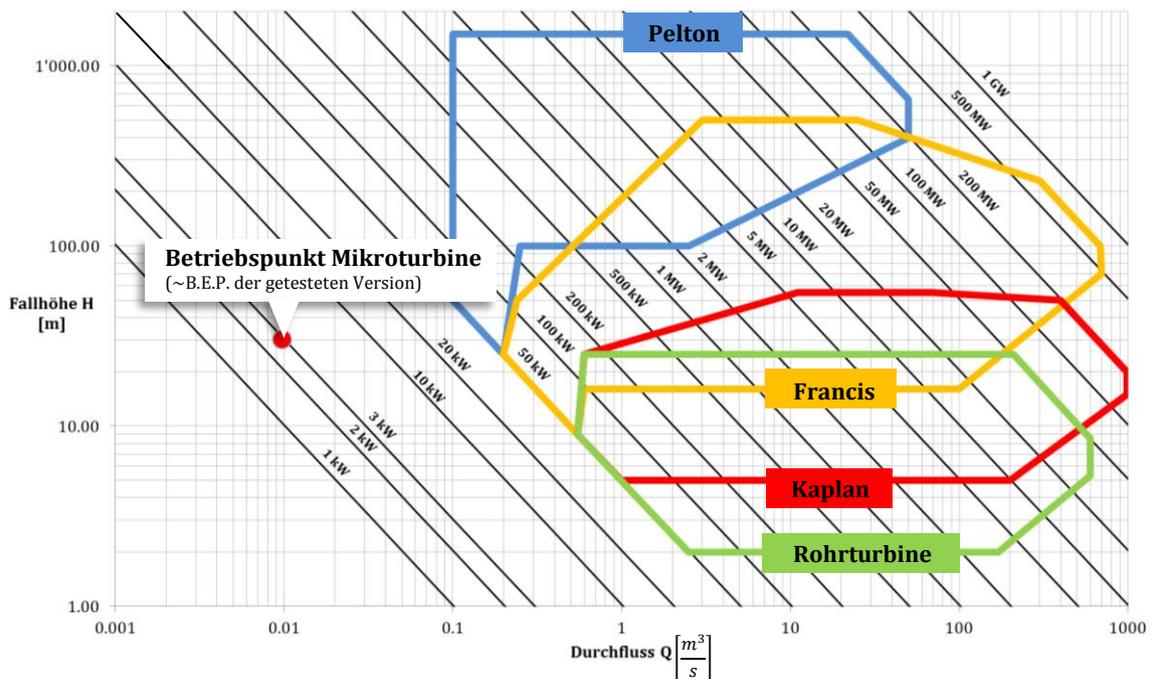


Abbildung 5: Betriebsbereiche verschiedener Turbinentypen [nach VA TECH Hydro]

2.3 Kenndaten

Die Ausgangslage für das Design der Mikroturbine bilden die einzuhaltenden Rahmenbedingungen oder das technische Pflichtenheft. Diese Daten wurden bereits in früheren Projektarbeiten definiert und werden in dieser Arbeit als Richtlinie verwendet. Die Kenndaten definieren unter anderem den Bereich des gewünschten Nennlastpunktes der Maschine sowie die einzuhaltenden Dimensionen. In der Praxis kann der Nennlastpunkt je nach Betriebsbedingungen variieren, was den Einsatz von unterschiedlichen Radgeometrien erforderlich macht.

<i>Richtwerte für die Kenndaten</i>			
Durchfluss	Q	8.7	$\left[\frac{L}{s}\right]$
Druckabfall	Δp	1 – 3	[bar]
Ausgangsdruck	$p_{\bar{i}}$	1	[bar]
Nominaldrehzahl	n	3000	$\left[\frac{1}{min}\right]$
Raddurchmesser	D_a	0.1	[m]
Nabendurchmesser	D_i	0.08	[m]
Hydr. Wirkungsgrad	η_h	≥ 0.8	[-]

Tabelle 1: Richtwerte für die Kenndaten

Anzumerken ist, dass der Raddurchmesser sowie der Nabendurchmesser für die bestehende Ausführung der Turbine gegeben sind und nicht angepasst werden können.

3 Theoretische Grundlagen

3.1 Grundgleichungen der Hydraulik

Die spezifische Energie E beschreibt die gesamte, massenspezifische Energie eines strömenden Fluides. Sie ist von der Bernoulli-Gleichung abgeleitet und besteht aus einer kinetischen und einer potentiellen Energie sowie aus einer Druckenergie.

$$E = \frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} + gZ \quad (2)$$

Um die von einer Strömungsmaschine umgesetzte Energie auszudrücken, wird meistens das Nettogefälle H verwendet. Die Grösse entspricht der Energiedifferenz zwischen Druck- und Saugseite, ausgedrückt in Form einer Höhenenergie. Der Zusammenhang zwischen der spezifischen Energie und dem Nettogefälle ist in Formel (3) gegeben.

$$H = \frac{E_I - E_{\bar{I}}}{g} \quad (3)$$

Formel (4) zeigt, dass sich H nun durch die Geschwindigkeitsdifferenz, die Druckdifferenz und die Höhendifferenz zwischen Druck- und Saugseite ausdrücken lässt. Im Falle der Mikroturbine, deren Achse horizontal liegt und deren Strömungsquerschnitt an Druck- und Saugseite gleich ist, verschwindet der Energieanteil des Potential- und Geschwindigkeitsunterschieds. Dies gilt allgemein für horizontal liegende Reaktionsturbinen.

$$H = \frac{p_I - p_{\bar{I}}}{\rho g} + \frac{C_I^2 - C_{\bar{I}}^2}{2g} + Z_I - Z_{\bar{I}} \quad (4)$$

Mit Hilfe des Durchflusses Q lässt sich nun die hydraulische Leistung P_h beschreiben laut Formel (5).

$$P_h = \rho Q g H \quad (5)$$

Der hydraulische Wirkungsgrad η_h ist laut Formel (6) das Verhältnis zwischen der mechanischen Leistung an der Turbinenwelle P_m und der theoretischen hydraulischen Leistung P_h .

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{M\omega}{\rho Q g H} \quad (6)$$

3.2 Das Design der Radgeometrie [2] [3]

Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten theoretischen Grundlagen erläutert, welche für das hydraulische Design der Mikroturbine verwendet wurden. Einige der aufgeführten Gleichungen bezeichnen nicht den allgemeinen Fall, sondern gelten ausschliesslich für diesen Turbinentyp.

3.2.1 Geschwindigkeitsdreiecke

Einige der wichtigsten Merkmale für das Design der Turbinenräder sind die Winkel β am Eintritt und am Austritt der Turbinenschaufeln. Sie sind grundlegend für die Erzeugung der Geometrie. Sie werden durch Geschwindigkeitsdreiecke charakterisiert, welche jeweils an der vorderen und hinteren Profilkante definiert werden. Die Geschwindigkeitsdreiecke bestehen aus den drei Geschwindigkeitskomponenten \vec{W} , \vec{C} , und \vec{U} . Es gilt die Beziehung:

$$\vec{W} = \vec{C} - \vec{U} \quad (7)$$

Abbildung 6 zeigt die Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austritt der beiden Turbinenstufen. Zu bemerken ist, dass die Meridiangeschwindigkeiten am Eintritt der Stufe A und am Austritt der Stufe B parallel zur Rotationsachse liegen. Dies sind Hypothesen und entsprechen dem idealsten Fall. Denn weist die Strömung, welche die Turbine verlässt, eine Rotation auf, verbleibt im Medium eine Drehenergie, die in der Maschine nicht verwertet werden konnte. Die Umfangsgeschwindigkeiten werden als bekannt angenommen. Sie lassen sich aus der Rotationsfrequenz und der radialen Position berechnen. Dies bedeutet, dass die Form der Geschwindigkeitsdreiecke und somit auch die Winkel der Turbinenblätter von der radialen Position abhängig sind. Die Meridiankomponenten C_m sind definiert durch den Strömungsquerschnitt S an der entsprechenden Stelle, sowie den Durchfluss Q , welcher auf Grund der Massenerhaltung an jedem Querschnitt gleich gross ist. Diese Beziehung lässt sich durch Formel (8) ausdrücken.

$$S_I^A C_{m_I}^A = S_I^A C_{m_I}^A = S_I^B C_{m_I}^B = S_I^B C_{m_I}^B = Q \quad (8)$$

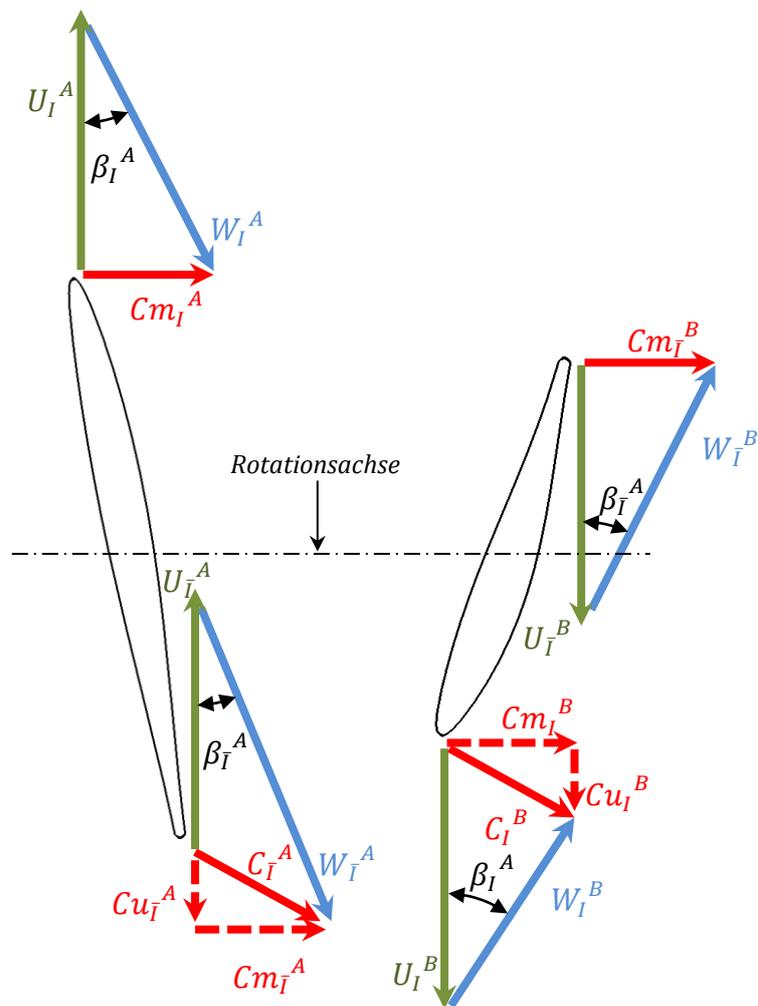


Abbildung 6: Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austritt der Turbinenstufen

Leonard Euler hat die Strömungsmaschinen-Hauptgleichung definiert, welche die Energieumsetzung einer theoretisch idealen Turbine oder Pumpe ausdrückt, siehe Formel (9). Nimmt man an, dass die Strömung am Eintritt rotationsfrei ist, so ist die Projektion der Komponente von C auf U_I gleich 0. Somit vereinfacht sich die Gleichung zu Formel (11). Zu beachten ist, dass die Gleichung für die erste Stufe angewendet wird, indem die Fallhöhe aufgeteilt wird. Wie die Fallhöhe auf die beiden Turbinenräder aufgeteilt werden muss, wird anschliessend erklärt (siehe Formel (16)).

$$U_I C u_I - U_I C u_{\bar{I}} = \eta_h g H \quad (9)$$

$$U^A_I \perp C m_I^A \rightarrow C u_I = 0 \quad (10)$$

$$-U_{\bar{I}}^A C u_{\bar{I}}^A = \eta_h g H^A \quad (11)$$

$$C u_{\bar{I}}^A = -\frac{\eta_h g H^A}{U_{\bar{I}}^A} \quad (12)$$

Wie bereits angedeutet, soll gelten, dass die Strömung am Austritt der Turbine parallel zur Turbinenachse liegt. Die Eulersche Gleichung gilt ebenfalls für die zweite Stufe, wobei auf Grund der angesprochenen Bedingung, die Umfangskomponente an der Saugseite verschwindet. Somit gilt für die Umfangskomponente $C u_I^B$ die Beziehung in Formel (13).

$$C u_I^B = \frac{\eta_h g H^B}{U_I^B} \quad (13)$$

Damit die Strömung ungebremst von der ersten zur zweiten Stufe übergeht, muss die Bedingung gelten, dass die Austrittsgeschwindigkeit des ersten Rades gleich der Eintrittsgeschwindigkeit des zweiten Rades ist. Damit sind natürlich auch die Umfangskomponenten dieser beiden Geschwindigkeitsvektoren gleich, woraus sich folgendes ableiten lässt:

$$C_{\bar{I}}^A = C_I^B \rightarrow |C u_{\bar{I}}^B| = \left| \frac{\eta_h g H^B}{U_I^B} \right| = \left| -\frac{\eta_h g H^A}{U_{\bar{I}}^A} \right| = |C u_{\bar{I}}^A| \quad (14)$$

Es bleibt eine simple Gleichung, welche die Relation zwischen Umfangsgeschwindigkeit und der Fallhöhe herstellt. Sie ist in Formel (15) erläutert. Es gilt die Beziehung $H = H^A + H^B$ wodurch sich laut Formel (16) die Fallhöhen der einzelnen Räder anhand der gesamten Fallhöhe und der Winkelgeschwindigkeit definieren lassen.

$$\frac{H^B}{U^B} = \frac{H^A}{U^A} \quad (15)$$

$$H^A = H \frac{\omega^A}{\omega^A + \omega^B} \quad H^B = H \frac{\omega^B}{\omega^A + \omega^B} \quad (16)$$

3.2.2 Ein und Austrittswinkel

Sind alle Geschwindigkeitsdreiecke definiert, so können die Winkel β mittels Trigonometrie berechnet werden. In Formel (17) bis (20) sind diese Beziehungen gegeben.

$$\beta_I^A = \arctan\left(\frac{Cm_I^A}{U_I^A}\right) \quad (17)$$

$$\beta_I^A = \arctan\left(\frac{Cm_I^A}{U_I^A - Cu_I^A}\right) \quad \wedge \quad Cu_I^A = -\frac{\eta_h g H^A}{U_I^A} \quad (18)$$

$$\beta_I^B = \arctan\left(\frac{Cm_I^B}{U_I^B - Cu_I^B}\right) \quad \wedge \quad Cu_I^B = Cu_I^A \quad (19)$$

$$\beta_I^B = \arctan\left(\frac{Cm_I^B}{U_I^B}\right) \quad (20)$$

3.2.3 Profilmittellinie

Die Profilmittellinie oder auch Skelettlinie genannt ist die Basis für das Design der Turbinenschaufeln. Sie ist laut Definition die Verbindungslinie der in ein Profil einbeschriebenen Kreismittelpunkte. Die Schaufeln der Mikroturbine sind auf einem Zylindermantel verteilt. Die Profیلgeometrie wird dabei eingegrenzt durch den Radius r , den Umspannungswinkel θ und die Profillänge in axialer Richtung w . Diese Größen werden in Abbildung 8 veranschaulicht. Abbildung 7 beschreibt die Abwicklung des Profils in der 2D Ebene, welche hier als XY-Ebene definiert wurde. Das Produkt von Umspannungswinkel und radialer Position ergibt die Länge der Profilmittellinie in Y-Richtung. Wie zu erkennen ist, bestimmen die Winkel β die Randbedingungen der Skelettlinie. Es muss nun eine Verbindungslinie zwischen Ein- und Austrittspunkt konstruiert werden, welche die Randbedingungen erfüllt und einen möglichst gleichförmigen Verlauf hat. Um dies zu erzielen, wird die Profilmittellinie durch ein Polynom 3. Grades beschrieben.

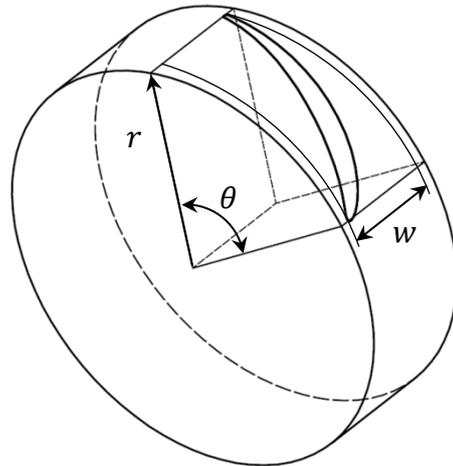


Abbildung 8: Begrenzungen des Profils

Wie zu erkennen ist, bestimmen die Winkel β die Randbedingungen der Skelettlinie. Es muss nun eine Verbindungslinie zwischen Ein- und Austrittspunkt konstruiert werden, welche die Randbedingungen erfüllt und einen möglichst gleichförmigen Verlauf hat. Um dies zu erzielen, wird die Profilmittellinie durch ein Polynom 3. Grades beschrieben.

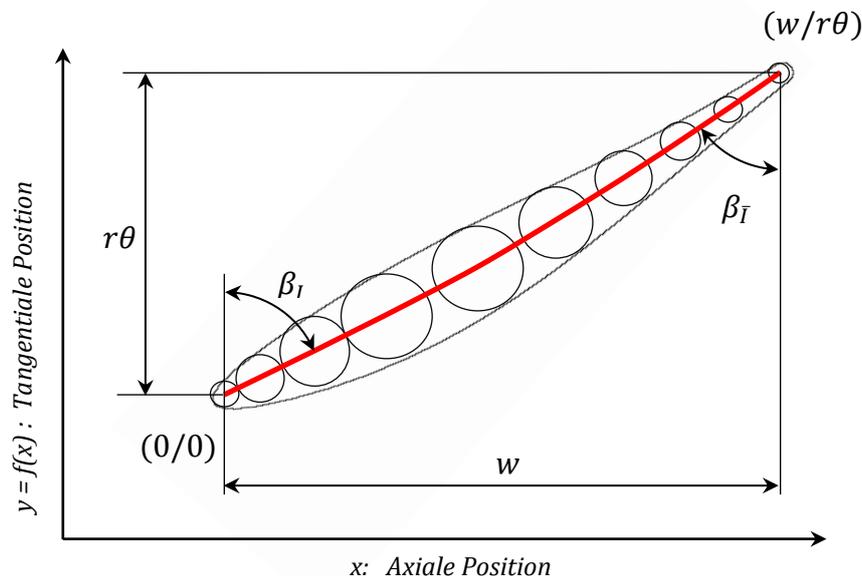


Abbildung 7: Definition der Profilmittellinie

Das Polynom ist in Formel (21) gegeben. Es enthält vier unbekannte Koeffizienten a_0 bis a_3 , welche durch das Einsetzen der Randbedingungen von Formel (22) und (23) aufgelöst werden können.

$$y(x) = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0 \quad (21)$$

$$y(0) = 0 \quad \wedge \quad y(w) = r\theta \quad (22)$$

$$y'(0) = \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta_I\right) \quad \wedge \quad y'(w) = \tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta_{\bar{I}}\right) \quad (23)$$

Die Koeffizienten lauten somit:

$$a_3 = \frac{w(\cot \beta_I + \cot \beta_{\bar{I}}) - 2r\theta}{w^3} \quad (24)$$

$$a_2 = \frac{3r\theta - w(2\cot \beta_I + \cot \beta_{\bar{I}})}{w^2} \quad (25)$$

$$a_1 = \cot \beta_I \quad (26)$$

$$a_0 = 0 \quad (27)$$

Es verbleibt eine einzige Unbekannte, und zwar der Spannungswinkel θ . Es erfordert weitere Bedingungen der Profilmittellinie um einen optimalen Wert für θ zu finden. Die Funktion soll keinen Wendepunkt enthalten, was einen S-Schlag des Profils vermeiden soll, wodurch folgende Bedingung geltend wird:

$$y'(x) \geq 0 \quad \forall x \in [0, w] \quad (28)$$

In die Gleichung der Profilmittellinie eingesetzt ergeben sich die folgenden Ausdrücke für θ :

$$\theta \geq \frac{w * \cot \beta_I}{r} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{\cot \beta_{\bar{I}}}{\cot \beta_I} - 1 \right) \left(\frac{w - 3x}{w - 2x} \right) \right] \quad \forall x \in \left[0, \frac{w}{2} \right] \quad (29)$$

$$\theta \leq \frac{w * \cot \beta_I}{r} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{\cot \beta_{\bar{I}}}{\cot \beta_I} - 1 \right) \left(\frac{w - 3x}{w - 2x} \right) \right] \quad \forall x \in \left[\frac{w}{2}, w \right] \quad (30)$$

Abbildung 9 macht die Optimierungsfunktion des Umspannungswinkels sichtbar. Durch die oben definierten Bedingungen entsteht ein begrenzter, zulässiger Bereich für θ . Es gilt nun einen Wert für θ festzulegen, der in diesem Bereich liegt. Je grösser der Umspannungswinkel ist, desto grösser wird die Profillänge und damit die vom Medium umströmte Fläche. Dies hat eine Erhöhung der Reibungsverluste zur Folge, deshalb soll der Umspannungswinkel so klein wie möglich sein, was im Punkt $x = 0$ der Fall ist. Für $x = 0$ ergibt sich somit der optimale Wert des Umspannungswinkels laut Formel (31).

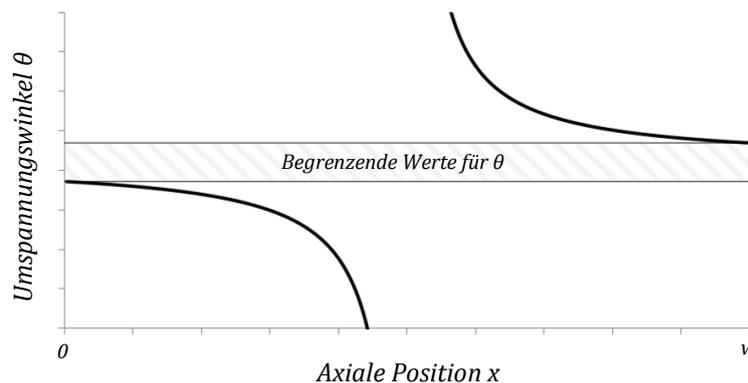


Abbildung 9: Optimierungsfunktion des Umspannungswinkels

$$\theta_{opt} = \frac{w * \cot\beta_I}{r} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{\cot\beta_I}{\cot\beta_I} - 1 \right) \right] \quad (31)$$

3.2.4 Die Profilform

Die Profilmittellinie ist nun vollständig definiert, jedoch weist das Profil noch keine Dicke auf. Es muss eine geeignete Dickenverteilung rund um die Skelettlinie erstellt werden. Die Verwendung einer NACA Profilform für die Turbinenblätter der Mikroturbine hat sich bisher als wirkungsvoll erwiesen. Diese Profiltypen werden gewöhnlich für das Design von Tragflächen verwendet, finden jedoch auf Grund niedriger Widerstandsbeiwerte auch in anderen Bereichen Anwendung. Es gibt zahlreiche Serien von NACA Profilen, welche sich meist durch mathematische Funktionen beschreiben lassen. Für die bestehenden Radgeometrien wurde bisher ein modifiziertes NACA Profil verwendet, dessen Dickenverteilung durch Formel (32) gegeben ist. Dabei ist d die lokale und gesuchte Profildicke und t die maximale Profildicke, welche frei gewählt wird. Es gilt dass w die gesamte Profillänge und x_c die lokale Position auf der Skelettlinie in x -Richtung darstellt.

$$d = 2t \left(1 - \frac{x_c}{w} \right) \frac{1.0675 \left(\frac{x_c}{w} \right)^{0.5} - 0.2758 \frac{x_c}{w} + 2.4478 \left(\frac{x_c}{w} \right)^2 - 2.838 \left(\frac{x_c}{w} \right)^3}{1 - 0.176 \left(\frac{x_c}{w} \right)} \quad (32)$$

Die resultierende Geometrie für eine gerade Profilmittellinie ist in Abbildung 10 zu sehen. Die maximale Dicke liegt bei 40% der Profillänge und die Profilkurve weist im hinteren Bereich einen Wendepunkt auf.

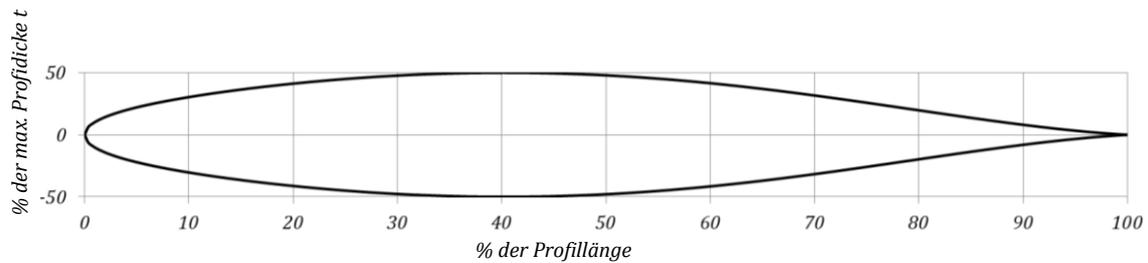


Abbildung 10: Bisher verwendetes NACA Profil

Für das Design der Mikroturbine könnten weitere standardmässige NACA-Profile verwendet werden, um später bei Simulation und Experiment auch den Effekt der Profilform auf die hydraulischen Eigenschaften zu untersuchen. Die sogenannten modifizierten NACA-Profile der 4-digit oder 5-digit Serien wurden dabei in Betracht gezogen. Ihre Dickenverteilungen sind durch ähnliche Gleichungen definiert, wie es in Formel (32) der Fall ist. Die Dickenverteilung dieser NACA Serie ist durch Formel (34) und (33) definiert. Die Koeffizienten a_0 bis a_3 (nicht zu verwechseln mit den Koeffizienten des Polynoms der Profilmittellinie) und b_0 bis b_3 sind Tabellenwerte, welche für unterschiedliche Profilformen gegeben sind. Die wichtigsten geometrischen Kriterien der NACA-Profile sind die maximale Profildicke, die Lage der maximalen Profildicke, die Wölbung und Wölbungsrücklage (definiert durch Skelettlinie und in diesem Fall nicht definiert) sowie der Nasenradius. In Abbildung 11 ist ein Profil dieser Serie dargestellt mit der maximalen Profildicke bei 30% der Profillänge.

$$d = \frac{2t}{0.2} \left(a_0 \left(\frac{x_c}{w} \right)^{0.5} + a_1 \frac{x_c}{w} + a_2 \left(\frac{x_c}{w} \right)^2 + a_3 \left(\frac{x_c}{w} \right)^3 \right) \quad \text{vor } t_{max} \quad (33)$$

$$d = \frac{2t}{0.2} \left(b_0 + b_1 \left(1 - \frac{x_c}{w} \right) + b_2 \left(1 - \frac{x_c}{w} \right)^2 + b_3 \left(1 - \frac{x_c}{w} \right)^3 \right) \quad \text{hinter } t_{max} \quad (34)$$

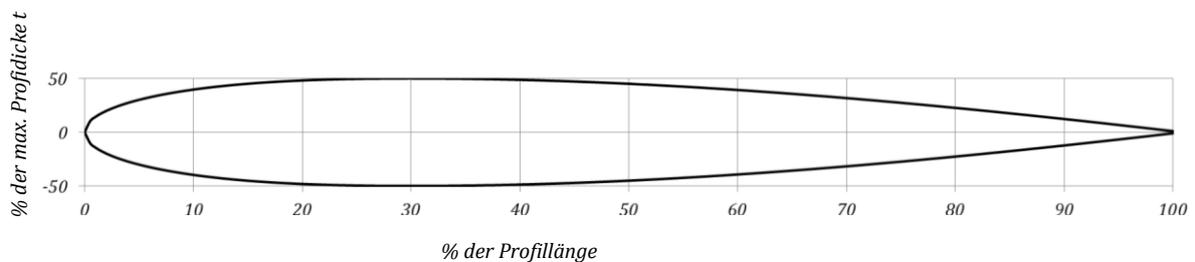


Abbildung 11: Standard-NACA Profil mit max. Dicke bei 30%

Im Rahmen dieser Arbeit wurden keine weiteren Untersuchungen anderer Profilformen gemacht. Für das Design wurde das bereits verwendete Profil gewählt.

Man bemerkt, dass die Dicke bei der Profilhinterkante gegen 0 strebt. Aus Gründen der Festigkeit und der Herstellbarkeit ist eine solche Hinterkante nur theoretisch möglich. Es muss daher eine minimale Dicke des Profils definiert werden, welche an der Hinterkante erzielt werden soll. Dem ursprünglichen Profil wird daher eine zusätzliche Dicke d_{min} aufaddiert. Damit keine abrupte Formänderung entsteht, wird dieses Aufmass stetig aufgebaut und erreicht an der Hinterkante den Maximalwert. Das Aufmass hängt somit von der Position ab und wird durch Formel (35) definiert. Abbildung 12 zeigt den Verlauf dieser Funktion. Die Steigung an Anfang und Ende dieser Kurve ist gleich 0. Damit soll der Einfluss dieser Formänderung auf die Strömungseigenschaften möglichst minimiert werden.

$$d_{min} = \frac{t_{min}}{2} \left(1 - \cos \left(\pi \frac{x_c}{w} \right) \right) \quad (35)$$

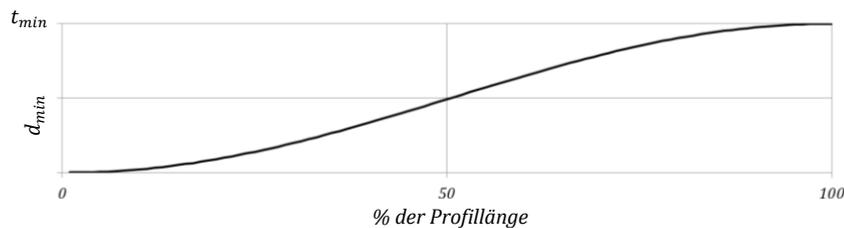


Abbildung 12: Verteilung der zusätzlichen Profildicke

Abbildung 13 zeigt das in Abbildung 10 dargestellte Profil, nachdem eine zusätzliche Dicke hinzugefügt wurde. Die Hinterkante ist jetzt jedoch nicht mehr geschlossen und muss durch eine Rundung vollendet werden. Diese Methode wird später beschrieben.

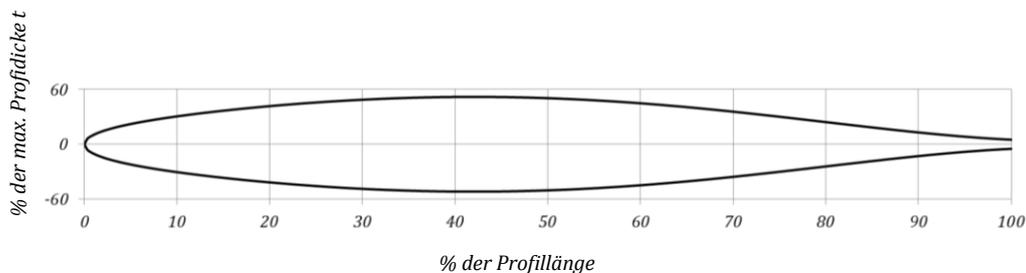


Abbildung 13: NACA Profil mit zusätzlicher Profildicke

Nun ist die Verteilung der Dicke bekannt und muss rund um die Profilmittellinie angeordnet werden. Gegeben ist die lokale Dicke d , die Position auf der Profilmittellinie sowie die Steigung der Profilmittellinie, die durch die erste Ableitung des oben definierten Polynoms gegeben ist. Um die beiden Profilseiten zu finden, werden an jedem Punkt (x_c / y_c) der Skelettlinie zwei entgegen gerichtete, und zur Skelettlinie senkrecht stehende Verschiebungsvektoren der Länge $\frac{d}{2}$ eingefügt, wie die Formeln (36) und (37) zeigen. Die Punkte (x_s / y_s) bilden die obere Profilseite und die Punkte (x_i / y_i) die untere Profilseite.

$$\begin{pmatrix} x_s \\ y_s \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \end{pmatrix} + \frac{d}{2} \begin{pmatrix} \cos \left(\arctan(y') + \frac{\pi}{2} \right) \\ \sin \left(\arctan(y') + \frac{\pi}{2} \right) \end{pmatrix} \quad (36)$$

$$\begin{pmatrix} x_i \\ y_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \end{pmatrix} + \frac{d}{2} \begin{pmatrix} \cos \left(\arctan(y') - \frac{\pi}{2} \right) \\ \sin \left(\arctan(y') - \frac{\pi}{2} \right) \end{pmatrix} \quad (37)$$

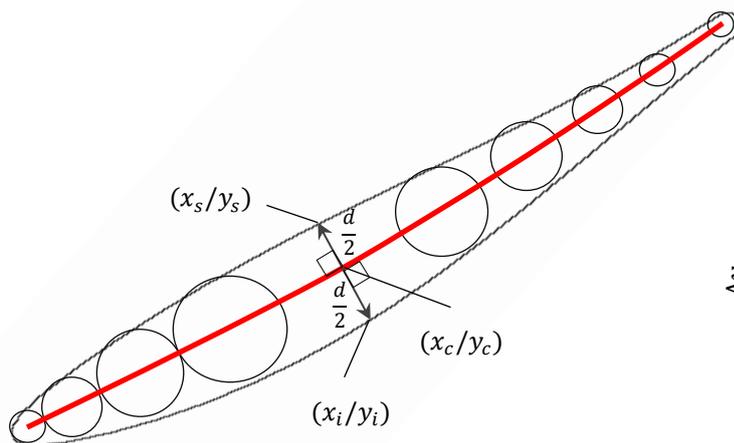


Abbildung 14: Verteilung der Dicke um die Profilmittellinie

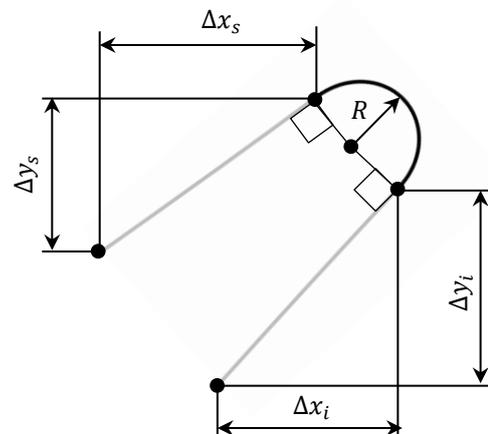


Abbildung 15: Vervollständigung des Profils mittels Kreisbogen

Die offene Profilhinterkante wird mit einem tangential anliegenden Kreisbogen geschlossen, wie in Abbildung 15 zu erkennen ist. Man nimmt dazu die zwei letzten definierten Punkte am Ende der oberen und unteren Profilseite, um die Steigung zu berechnen. Durch Vektorgeometrie kann dann der Kreismittelpunkt und Radius gefunden werden. Zu beachten ist, dass die Koordinaten der Profile in einer 2D Ebene liegen. Sie müssen noch so umgerechnet werden, dass sie sich auf dem Mantel des Zylinders der entsprechenden radialen Position befinden. Wenn wir die bisherige Definition des Koordinatensystems beibehalten, so dass die X-Achse parallel zur Turbinenachse liegt, so bleiben die X-Werte erhalten. Gesucht sind neu die Werte Y' und Z' für die Raumdarstellung der Profile. Abbildung 16 und Formeln (38) bis (40) zeigen die geometrischen Beziehungen für diese Umrechnung.

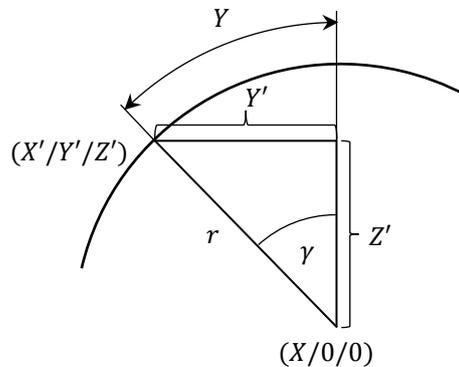


Abbildung 16: Umrechnung ins 3D Koordinatensystem

$$X' = X \tag{38}$$

$$Y' = r * \sin\gamma = r * \sin\left(\frac{Y}{r}\right) \tag{39}$$

$$Z' = r * \cos\gamma = r * \cos\left(\frac{Y}{r}\right) \tag{40}$$

3.2.5 Anzahl der Turbinenschaufeln

Die Schaufeln sind gleichmässig am Umfang verteilt und ihre Anzahl muss so gewählt werden, damit eine korrekte Umlenkung der Strömung erzielt wird, der Strömungsquerschnitt jedoch nicht zu stark reduziert wird. Ein weiteres Kriterium stellen die Oszillationen dar, welche von interagierenden Druckfeldern entstehen können. Diese können die Turbinenräder in Schwingungen versetzen, was in gewissen Fällen zu einer Ermüdungsbeanspruchung mit Folgeschäden führen kann. Die Anzahl der Schaufeln ist entscheidend, ob sich die Schwingungen ungünstig überlagern. Bei einer Anzahl von 5 Schaufeln für die erste Stufe und einer Anzahl von 7 Schaufeln für die zweite Stufe wird eine ungünstige Kombination vermieden. Die somit erhaltenen Oszillationsfrequenzen weisen keine gemeinsamen Vielfachen unterhalb der fünften Ordnung auf.

4 Das Design

4.1 Berechnung mittels Matlab Software

Die in Kapitel 3 erläuterte Theorie wurde in einer Matlab Anwendung implementiert. Diese Software wurde bereits 2007 für ein Semesterprojekt an der EPFL erstellt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden einige Anpassungen vorgenommen, die vorwiegend funktionserweiternd sind. Die Rechenmethoden blieben grundsätzlich erhalten.

4.1.1 Wahl des Betriebspunktes

Die Wahl des Betriebspunktes basiert grundsätzlich auf den in Kapitel 2.3 definierten Richtwerten und wurde nicht auf Grund von Ergebnissen der bereits bestehenden Radgeometrien getroffen. Allerdings wurden die Abmessungen, die Anzahl Schaufeln, die Profilform und die Drehzahl beibehalten. Es ist zu erwähnen, dass die Wahl der hydraulischen Parameter für die bestehenden Räder nicht exakt bekannt ist. Es wurden Versuche durchgeführt, die bestehende Geometrie durch die passende Selektion dieser Werte zu rekonstruieren. Die Resultate ergaben allerdings nie eine 100%-ige Übereinstimmung. Für das Design der neuen Räder wurde daher willkürlich ein bestimmter Nennlastpunkt festgelegt, welcher die hydraulischen Eigenschaften innerhalb der Richtwerte erfüllen soll. Da das grundsätzliche Ziel dieser Arbeit nicht die Verbesserung der Effizienz bildet, sondern der Prozess im Vordergrund steht, ist diese Argumentation für die Auswahl des Betriebspunktes gerechtfertigt.

Das Matlab Programm ist als GUI aufgebaut und ermöglicht dadurch eine benutzerfreundliche Eingabe der Parameter. In Tabelle 2 sind alle Eingabewerte aufgelistet, somit kann auch der gewählte Nennlastpunkt eingesehen werden.

Turbinenradius	50	[mm]	Stufe A		
Nabenradius	40	[mm]	Breite der Stufe	15	[mm]
Distanz zwischen den Stufen	10	[mm]	Drehzahl ³	3000	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$
Radialspiel zwischen Rohr und Turbine	0.2	[mm]	Anzahl Turbinenschaufeln	5	[-]
Maximale Profildicke	4.5	[mm]	Stufe B		
Minimaler Kantenradius	0.5	[mm]	Breite der Stufe	20	[mm]
Typ des Umspannungswinkels ¹	Fixed	[-]	Drehzahl	3000	$\left[\frac{1}{\text{min}}\right]$
Typ des Profils ²	NACA-X4	[-]	Anzahl Turbinenschaufeln	7	[-]
Druckabfall	3	[bar]			
Durchfluss	8.7	$\left[\frac{\text{l}}{\text{s}}\right]$			
Hydraulischer Wirkungsgrad	85	[%]			

Tabelle 2: Definierte Eingabeparameter für die Matlab Berechnung

1 Der Umspannungswinkel ist laut den Gleichungen von der radialen Position abhängig. Wird die Option „fixed“ gewählt, so wird diese Abhängigkeit unterbunden und der Umspannungswinkel ist für alle radialen Positionen gleich und entspricht dem Wert am Nabenradius ($r = 40mm$).

2 Das gewählte Profil entspricht dem bisher verwendeten NACA Profil, welches in Kapitel 3.2.4 deklariert ist.

3 Die bestehenden Generatoren weisen den besten Wirkungsgrad bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} auf. Folglich soll der Betriebspunkt für diese Drehzahl ausgerichtet werden.

4.1.2 Berechnungsroutine

Die Eingabewerte werden in einer Struktur gespeichert und das Programm errechnet dann die Geometrie der Turbinenblätter an mehreren radialen Positionen. Die Profilgeometrie ist dabei in die obere und untere Profilseite aufgeteilt. Jede dieser Seiten besteht dann aus etwa 200 Koordinatenpunkten. Die ursprüngliche Version des Programms exportierte diese Daten in ein Excel Dokument. Dieses Dateiformat ergab allerdings Schwierigkeiten beim Importieren der Daten ins CAD Programm. Es wurde daher ein neutraleres Format zur Speicherung der Daten gewählt, und zwar das CSV Format. Im Hauptfenster der GUI wird die generierte Turbinenform in einer 3D Graphik angezeigt, was eine erste Kontrolle erlaubt. Zudem wurde zur Überprüfung der Profilgeometrie eine Funktion erstellt, welche die Profilkontur in einem 2D Diagramm plottet.

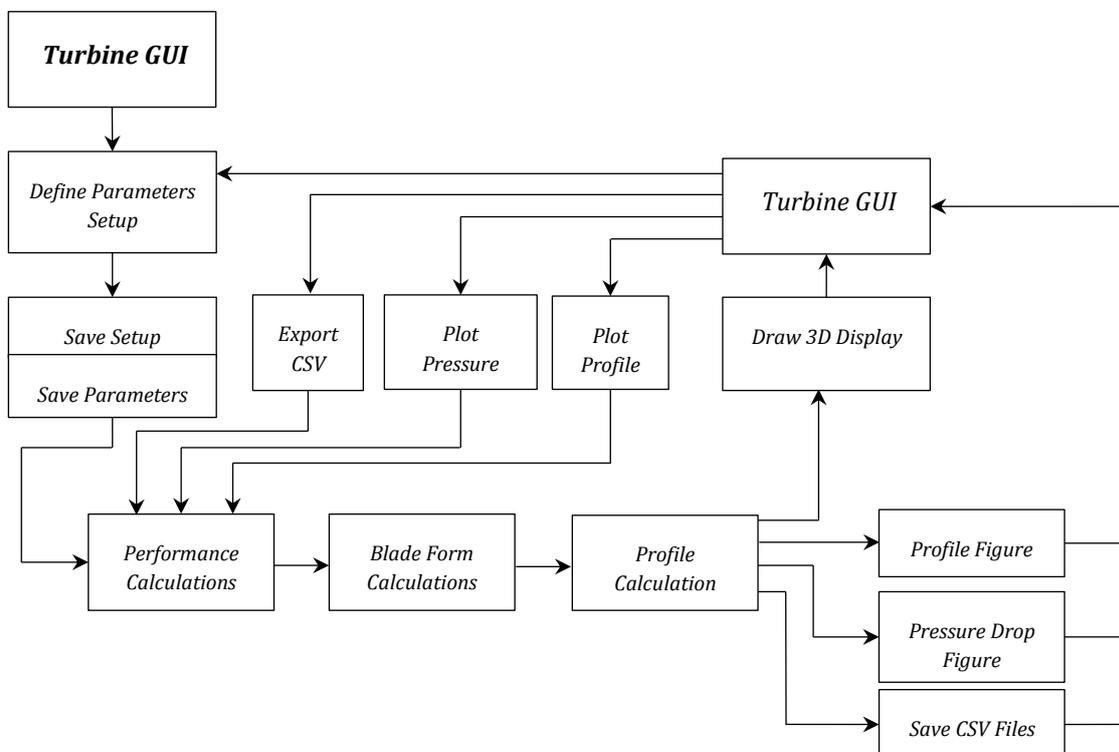


Abbildung 17: Routine des Matlab Programms zur Geometrieberechnung

Abbildung 18 zeigt den Aufbau des Programms und die grundsätzlichen Funktionen. Neu implementiert wurde die Auswahlmöglichkeit verschiedener NACA-Profilformen.

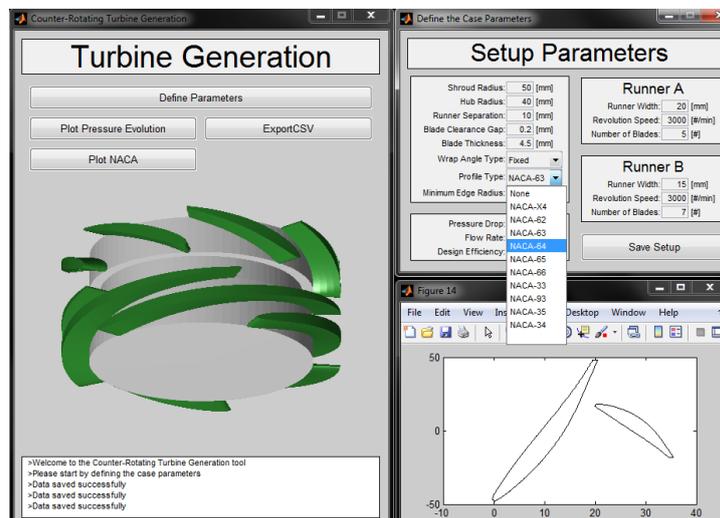


Abbildung 18: Matlab-Tool zum Design der Mikroturbine

4.2 CAD Modell

4.2.1 Datenaustausch

Die von Matlab generierten Daten in Form von CSV Dateien dienen zur Erstellung einer CAD Zeichnung der Turbine. Es musste ein Weg gefunden werden, die Daten ins CAD Programm Autodesk Inventor zu importieren. Autodesk Inventor verfügt über eine flexible Entwickleroberfläche (API) für die Programmierung von benutzerspezifischen Anwendungen. Es handelt sich um eine COM Schnittstelle auf welche mit den geläufigsten Programmiersprachen zugegriffen werden kann, so zum Beispiel Microsoft Visual C++, VB, C# u.a. Für die Applikation dieses Projektes wurde die Programmiersprache C# verwendet. Die Programmierung erfolgte mit Hilfe der frei verfügbaren Entwicklersoftware Microsoft Visual C# Express. Diese erlaubt die einfache Erstellung einer Windows-Forms-Anwendung. Die Anwendung erlaubt die Auswahl eines Ordners, welcher die CSV Dateien enthält. Die CSV Dateien werden eingelesen und die Koordinatenpunkte strukturiert in einer Liste gespeichert. Die Punkte werden dann über die COM Schnittstelle nach Inventor exportiert, d.h. es werden 3D Punktereihen erstellt, welche mittels 3D-Splines verbunden werden. Bevor die Daten übertragen werden, wird automatisch ein neues Bauteil erstellt werden. Eine Progressbar zeigt den Fortschritt der Datenübertragung an. Schliesslich befinden sich alle gewünschten Profile in Form von 3D-Sketches im neuen Bauteil.

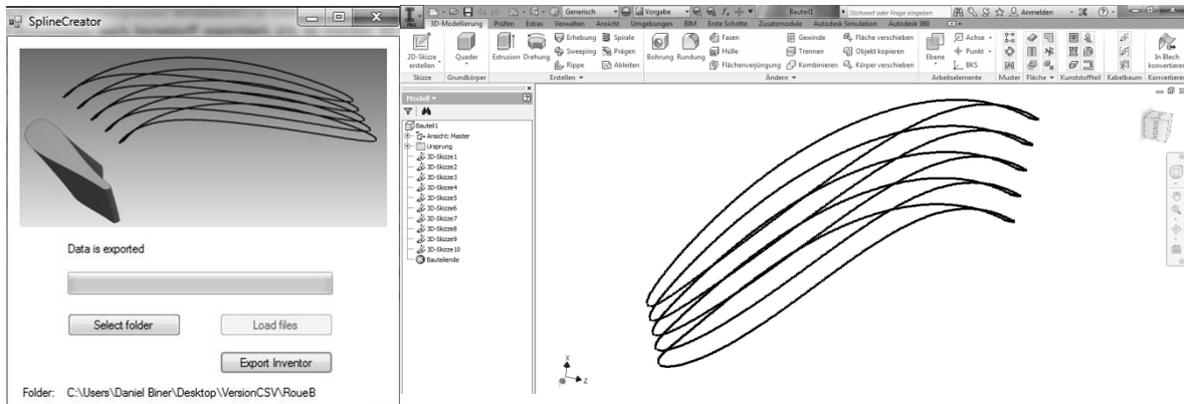


Abbildung 20: Anwendung zur Übertragung der CSV Daten

Abbildung 19: Importierte Geometrien in Form von 3D Splines

4.2.2 Vervollständigung des CAD-Modells

Sind alle Splines importiert, erfolgt die manuelle Vervollständigung des CAD-Modells. Die Profile werden mittels Loftflächen verbunden. Die gewünschte Anzahl Turbinenblätter wird durch eine Rotation der einzelnen Blattgeometrie erhalten. Der Grundzylinder wird durch Erstellung eines Rotationskörpers gezeichnet und mit den Schaufeln verbunden.

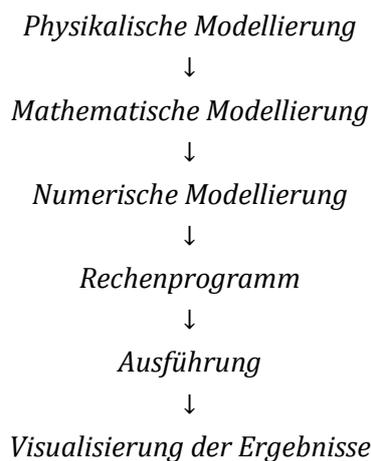


Abbildung 21: CAD Modell des Turbinenrades

5 CFD Simulation

5.1 Grundlagen [4] [3]

Die numerische Strömungssimulation ist heute unerlässlich zur Untersuchung von strömungstechnischen Problemstellungen. Sie lässt Vorhersagen zu, welche sonst durch kostspielige Experimente verifiziert werden müssten und bietet dabei relativ schnell und kostengünstig Einblicke in strömungsmechanische Phänomene, welche bei experimentellen Methoden nicht sichtbar gemacht werden können. So sind dies die kompletten Strömungsfelder des Druckes, der Geschwindigkeit, der Temperatur und der Turbulenz. Dank den heutigen Rechenkapazitäten, können komplexe Probleme gelöst werden, die keine Modellannahmen erfordern. Die Grundlagen der Strömungssimulation können in folgende Etappen eingeteilt werden:



5.1.1 Navier-Stokes

Claude Navier machte 1822 die erste mathematische Beschreibung für die Bewegung einer Newton'schen Flüssigkeit. 1843 erweiterte George Stokes diese Formulierung, welche bis heute grundlegend für die numerische Strömungssimulation ist. Bei den Gleichungen handelt es sich um nichtlineare partielle Differenzialgleichungen, welche keine analytischen Lösungen besitzen. In praktischen Fällen kommen daher numerische Verfahren zum Einsatz, um eine Lösung zu erlangen. Formel (41) beschreibt die Erhaltung der Masse in einem Strömungsfeld. Formel (42) drückt die Impulsänderung infolge Druck, Gravitation, Viskosität und äusseren Kräften aus.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = S_m \quad (41)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (42)$$

Die Hypothese, dass das Fluid inkompressibel sei, vereinfacht die Gleichungen auf Formel (43) und (44).

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = S_m \quad (43)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (44)$$

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Theorie der Strömungsvorgänge auf Bilanzgleichungen von Masse, Impuls und Energie basiert.

5.1.2 Finite Volumen Verfahren

Das Standardverfahren zur Lösung strömungstechnischer Probleme bildet das Finite-Volumen-Verfahren. Die in dieser Arbeit verwendete Simulationssoftware ANSYS CFX, basiert ebenfalls auf diesem Prinzip. Das zu untersuchende Strömungsgebiet wird dabei in endlich kleine Kontrollvolumen unterteilt, die durch ein Rechengitter definiert sind. Die Bilanzgleichungen einer beliebigen Grösse ϕ werden in den Kontrollvolumen integriert, um algebraische Gleichungen zu erhalten, welche eine Lösung des Systems zulassen. Die allgemeine Form der Bilanzgleichung ist in Formel (45) gegeben, wobei \underline{J} die Summe der Diffusions- und Konvektionsflüsse darstellt und S_ϕ den Quellterm bildet.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \underline{\nabla} * \underline{J} = S_\phi \quad (45)$$

In differenzieller Form:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{instationär}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi)}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{Quelle}} \quad (46)$$

Dabei kann ϕ eine Geschwindigkeitskomponente, eine Enthalpie, Temperatur, Turbulenzgrösse u.a. sein. Γ_ϕ kann als „Leitwert“ betrachtet werden und ist wie S_ϕ ein spezifischer Wert für die entsprechende Grösse ϕ .

Abbildung 22 zeigt ein Beispiel der Unterteilung eines Strömungsfeldes in einzelne Kontrollvolumen. Die Differenzialgleichungen werden an den diskreten Orten des Gitternetzes angewendet, um ein lineares Gleichungssystem mit den unbekanntenen Werten ϕ zu erhalten. Über den Verlauf von ϕ zwischen den Gitterpunkten werden Annahmen gemacht (Interpolation). Ein Segment übt dabei keinen globalen Einfluss aus, sondern beeinflusst lediglich die ϕ -Werte der benachbarten Segmente. Eine Schwierigkeit der Strömungssimulation stellt bis heute die Modellierung der Turbulenzen dar. Turbulenzen sind instationäre, chaotische Effekte die sich über grosse räumliche und zeitliche Massstäbe erstrecken. Die numerische Erfassung dieser Effekte würde extrem kleine Rechengitter und Zeitschritte erfordern, was den Rahmen der gegenwärtigen Rechenleistungen sprengen würde. Trotzdem muss diesem Phänomen Achtung geschenkt werden, da es grossen Einfluss auf das Strömungsverhalten hat. Die Beschreibung der Turbulenz erfolgt in den meisten Simulationen durch temporäre Fluktuationen um einen zeitlichen Durchschnittswert $\bar{\phi}$, wie in Formel (47) deklariert ist. Es soll hier nicht näher auf das Turbulenzmodell eingegangen werden.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (47)$$

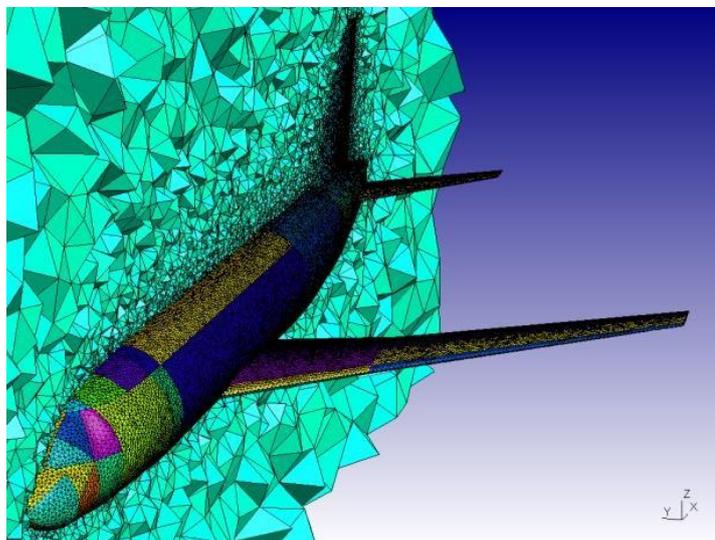


Abbildung 22: Kontrollvolumen der Strömungssimulation eines Verkehrsflugzeuges [8]

5.2 Simulation der Mikroturbine

5.2.1 Ausgangslage

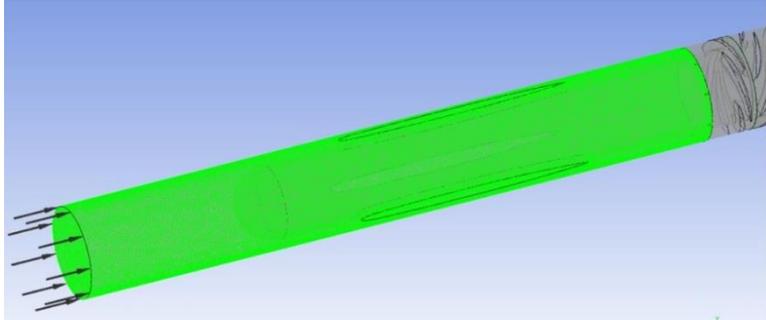
Die numerische Simulation der Mikroturbine erfolgte mit der Simulationssoftware ANSYS CFX. Die CAD Daten der Räder, sowie der gesamten Testanlage, werden benötigt, um das Rechengitter zu Erstellen. Auf Grund der Komplexität dieses Schrittes, welcher viel Erfahrung erfordert, wurde diese Etappe von einem Mitarbeiter des Hydraulik-Teams übernommen. Die Qualität des Rechengitters ist grundlegend für ein korrektes Simulationsergebnis. Im Allgemeinen erfordert der Umgang mit Strömungssimulationsprogrammen viel Erfahrung, um falsche Resultate zu vermeiden und diese richtig zu interpretieren. Die Kernaufgabe in dieser Arbeit bildete ein Teil des Preprocessings sowie das Postprocessing um die wichtigsten Resultate zu erhalten.

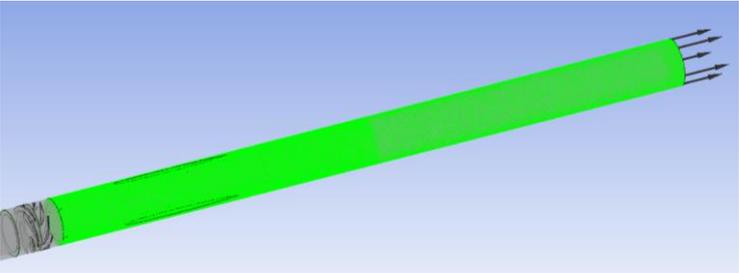
5.2.2 CFX Pre

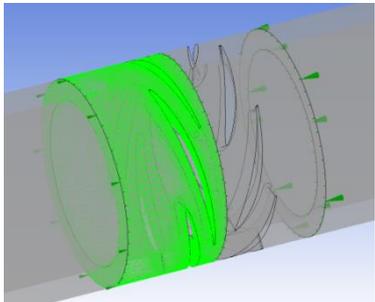
Mit Hilfe dieses Teilprogramms wird das Preprocessing ausgeführt. Das Rechengitter wird im Vorfeld mittels einer spezifischen Software anhand der CAD Daten erstellt. Die Rechengitter werden importiert und können noch modifiziert werden. Der Typ der Analyse wird festgelegt und es werden die einzelnen Strömungsgebiete (Domains) und ihre physikalischen Eigenschaften definiert. Ausserdem müssen die Übergänge oder Grenzen zwischen den Domains bestimmt werden. Jedes Strömungsgebiet ist räumlich begrenzt und die Eigenschaften dieser Grenzen (Boundaries) müssen ebenfalls angegeben werden. Eine Grenze kann einen Einlass (Inlet) oder Auslass (Outlet) darstellen, wobei beispielsweise Durchfluss oder mittlerer Druck definiert werden können. Die meisten Grenzflächen im Fall der Mikroturbine stellen eine reibungsbehaftete Wand dar (Wall). Des Weiteren werden die Solver-Einstellungen festgelegt, welche für die spätere Berechnung erforderlich sind. Die erstellte Datei von CFX Pre (.def) bildet die Inputdatei für den Solver.

5.2.3 Domains

Im folgenden Abschnitt sind die einzelnen Domains für die Simulation der Mikroturbine beschrieben. Die Domains umfassen nicht nur die Turbinenräder, sondern auch den kompletten Aufbau, wie er am aktuellen Teststand besteht.

<i>Stator1</i>	
Der Stator 1 bildet den Einlassbereich der Turbine. Er besteht aus dem äusseren Rohr sowie dem innenliegenden Kern, in dem sich der Generator der ersten Stufe befindet. Der Kern wird durch drei Profile im Zentrum gehalten.	
Typ	Fluid domain
Fluid Definition	Water Continious Fluid
Domains Model	Reference Pressure: 1 [atm] Buoyancy Model: Non Buoyant
Domain Motion	Stationary
	
<i>Abbildung 23: Strömungsgebiet Stator 1</i>	

<i>Stator2</i>	
<p>Der Stator 2 bildet den Auslassbereich der Turbine. Er ist grundsätzlich gleich aufgebaut wie Stator1. Die Eigenschaften dieser Domain sind gleich wie jene von Stator1.</p>	
Typ	Fluid domain
Fluid Definition	Water
	Continious Fluid
Domains Model	Reference Pressure: 1 [atm]
	Buoyancy Model: Non Buoyant
Domain Motion	Stationary
	
<p><i>Abbildung 24: Strömungsgebiet Stator2</i></p>	

<i>Rotor1</i>	
<p>Der Rotor1 stellt die erste Turbinenstufe dar. Diese Domain enthält die Schaufelgeometrie, die Nabe sowie das äussere Begrenzungsrohr und weist eine Drehbewegung auf. Es werden die vereinfachenden Hypothesen gemacht, dass kein Spiel zwischen Rohr und Turbine besteht und dass somit auch das Rohr rotiert.</p>	
Typ	Fluid domain
Fluid Definition	Water
	Continious Fluid
Domains Model	Reference Pressure: 1 [atm]
	Buoyancy Model: Non Buoyant
Domain Motion	Rotating
	Angular Velocity: -3000 [min ⁻¹]
	Rotating Axis: Z
	
<p><i>Abbildung 25: Strömungsgebiet Rotor1</i></p>	

<i>Rotor2</i>	
Der Rotor2 stellt die zweite Turbinenstufe dar. Diese Domain hat dieselben Eigenschaften wie Rotor1, jedoch ist die Drehrichtung entgegengesetzt.	
Typ	Fluid domain
Fluid Definition	Water
	Continuous Fluid
Domains Model	Reference Pressure: 1 [atm]
	Buoyancy Model: Non Buoyant
	Domain Motion
	Rotating
	Angular Velocity: 3000 [min ⁻¹]
	Rotating Axis: Z

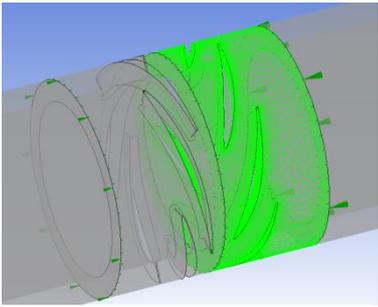


Abbildung 26: Strömungsgebiet Rotor2

5.2.4 Domain Schnittstellen

Der Übergang zwischen den rotierenden und statischen Bereichen, sowie zwischen den beiden Turbinenstufen, muss durch die Domain Schnittstelle definiert werden. Das Rechengitter wird dadurch an den Übergangsstellen abgestimmt. Für die vier Domains gibt es drei Schnittstellen, wie in Abbildung 27 zu sehen ist.

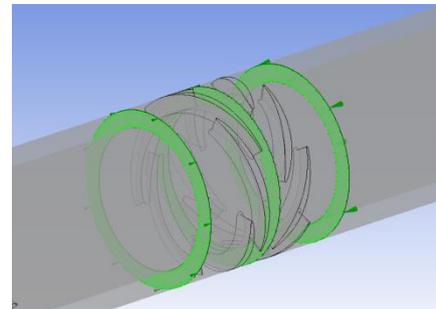


Abbildung 27: Domain Schnittstellen

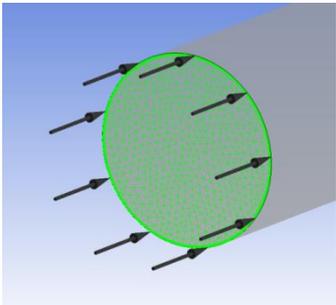
<i>Stator1 – Rotor1</i>	
Schnittstelle zwischen Stator1 und Rotor1	
Interface Typ	Fluid Fluid
Interface Model	General Connection
	Frozen Rotor
	Pitch change: Value1

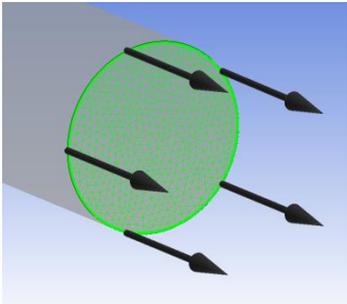
<i>Rotor1 – Rotor2</i>	
Schnittstelle zwischen den Turbinenstufen	
Interface Typ	Fluid Fluid
Interface Model	General Connection
	Frozen Rotor
	Pitch change: Value1
<i>Rotor2 – Stator2</i>	
Schnittstelle zwischen Rotor2 und Stator2	
Interface Typ	Fluid Fluid
Interface Model	General Connection
	Frozen Rotor
	Pitch change: Value1

5.2.5 Boundaries

Die Boundaries bestimmen die Grenzbedingungen eines Strömungsgebietes. So muss beispielsweise für die Leitungen die Bedingung gelten, dass es sich um eine reibungsbehaftete Wand handelt. Die gesamte vom Fluid überströmte Oberfläche innerhalb der Turbine muss diese Eigenschaft aufweisen. Die Einlass- und Auslassfläche werden hingegen unterschiedlich definiert. Am Einlass wird auf Grund des gewünschten Betriebspunktes der Durchfluss definiert. Am Austritt soll gelten, dass der Durchschnittsdruck dem Atmosphärendruck entspricht. Es wurden insgesamt 4 Betriebspunkte simuliert, wobei lediglich der Wert des Durchflusses am Eintritt anders definiert wurde. Die Rotationsgeschwindigkeiten wurden beibehalten sowie die Bedingungen am Ausgang der Turbine.

<i>Allgemeine Grenzbedingungen</i>	
Die gesamte Oberfläche, welche mit dem Medium in Kontakt kommt, wird als reibungsbehaftete, glatte Wand simuliert.	
Boundary Type	Wall
Mass and Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall

<i>Inlet</i>	
Leitungsquerschnitt am Eingang der Turbine. Es wurden Simulationen mit vier verschiedenen Durchflüssen ausgeführt.	 <p style="text-align: center;"><i>Abbildung 28: Inlet</i></p>
Boundary Type Inlet	
Mass Flow Rate 6.96 / 7.85 / 8.7 / 9.57 [kgs ⁻¹]	
Flow Direction Normal to Boundary Condition	
Turbulence Medium (Intensity = 5%)	

<i>Outlet</i>	
Leitungsquerschnitt am Ausgang der Turbine. Die Bedingung ist, dass Atmosphärendruck herrscht.	 <p style="text-align: center;"><i>Abbildung 29: Outlet</i></p>
Relative Pressure 0 [bar]	
Pres. Profile Blend 0.05	
Pressure Averaging Average Over Whole Outlet	

Den detaillierten Bericht zur ausgeführten CFD Analyse mit Informationen zum Rechengitter finden Sie unter **Anhang 4**.

5.2.6 Solver Einstellungen

Für die Lösungsfindung muss die maximale Anzahl von Iterationen oder die maximale Konvergenz definiert werden. Der Solver findet eine Lösung durch eine iterative Annäherung, die von einer komplett falschen Ausgangslage aus erfolgt. Deshalb müssen Grenzen gesetzt werden, was die Anzahl Iterationen betrifft.

<i>Solver Einstellungen</i>	
Advection Scheme	High Resolution
Turbulence Numerics	High Resolution
Convergence Control	Min. Iterations: 1 Max. Iterations: 3000
Timescale Control	Auto Timescale
Length Scale Option	Conservativ
Timescale factor	1
Convergence Criteria	Residual Type: MAX Residual Target: 1 e-12

5.3 Resultate der CFD Simulation

5.3.1 Postprozessing

Die Simulationsberechnungen erfolgten auf einem dafür ausgelegten Rechner der EPFL mit angemessener Rechenkapazität. Die Resultate liegen in Form einer *.res Datei vor, welche mit CFX Post visualisiert und ausgewertet werden müssen. Es können die gewünschten Feldgrößen an konkreten Orten in unterschiedlicher Form angezeigt werden. So zum Beispiel in Form von Vektoren oder Höhenlinien in einem bestimmten Strömungsquerschnitt. Es besteht die Möglichkeit, Variablen zu bestimmen und Größen anhand der Resultate der Simulation zu berechnen, um die wichtigsten Daten zu erlangen. So beispielsweise der Druckunterschied, welcher sich aus der Differenz des mittleren Druckes an einer Schnittfläche am Eintritt und am Austritt bestimmen lässt. Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten von den Simulationen abgeleiteten Kenngrößen aufgezeigt und besprochen.

5.3.2 Qualitative Ergebnisse

Die Auswertung der Simulation kann auf qualitativen Aspekten basieren. So kann der Verlauf der Stromlinien viel über die hydraulische Güte der Turbine aussagen. Abbildung 30 zeigt die Stromlinien welche vom Eingang bis hin zum Ausgang führen. Es handelt sich um den Betriebspunkt mit dem vorgesehenen Durchfluss von $8.7 \frac{m^3}{s}$. Das anströmende Fluid weist keine Rotationsbewegung auf, wie es erwünscht ist. Jedoch bleibt am Austritt ein gewisser Drall vorhanden. Dies entspricht nicht dem Idealfall.

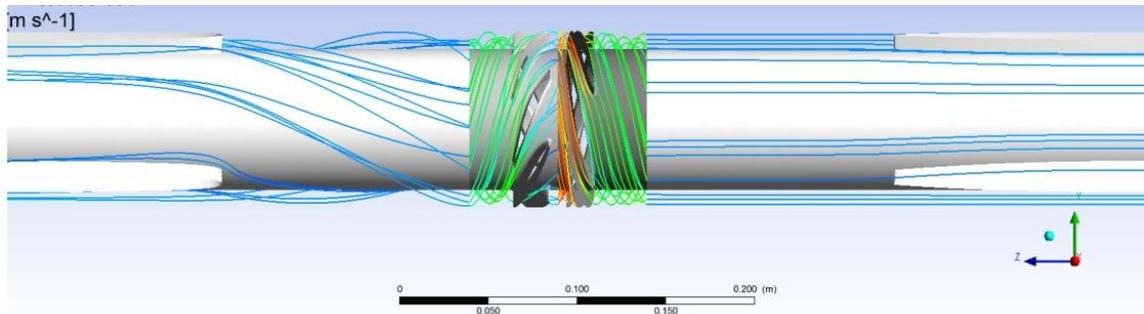


Abbildung 30: CFD: Darstellung der Stromlinien

Abbildung 31 macht die Stromlinien im Bereich der Turbinenräder sichtbar. Das Medium strömt relativ ungehindert in die erste Stufe über. Die Eintrittswinkel sind somit korrekt definiert worden. Auch am Eintritt des zweiten Rades scheint der Übergang gleichmässig zu erfolgen. Die Rotation des Flusses am Austritt lässt daraus schliessen, dass der Austrittswinkel nicht ideal ist. Die Rotationsbewegung und die ungleiche Geschwindigkeitsverteilung am Austrittsbereich werden in Abbildung 34 und Abbildung 33 dargestellt. Im Eintrittsbereich ist die Geschwindigkeit gleichmässig verteilt, wie in Abbildung 32 zu erkennen ist.

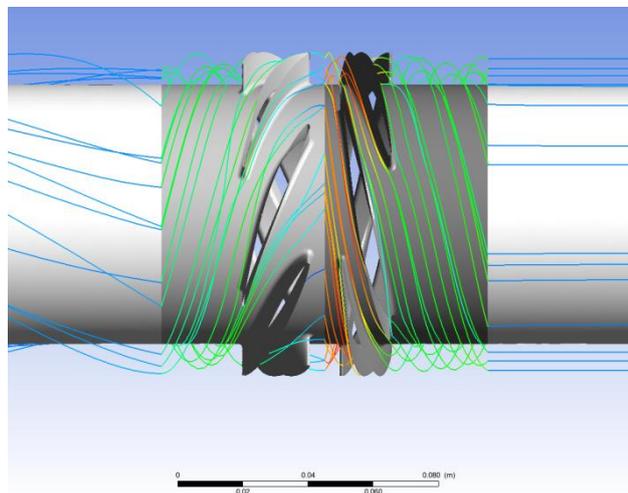


Abbildung 31: CFD: Stromlinien in der Turbine

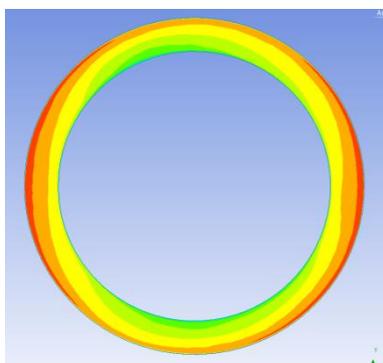


Abbildung 33: CFD: Verteilung der absoluten Geschwindigkeit am Austrittsquerschnitt

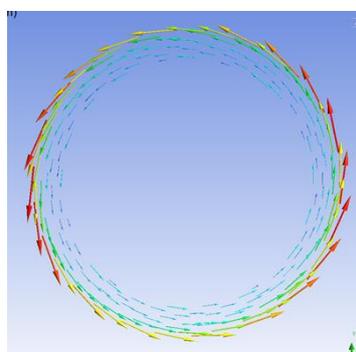


Abbildung 34: CFD: Verbleibende Rotation am Austrittsquerschnitt

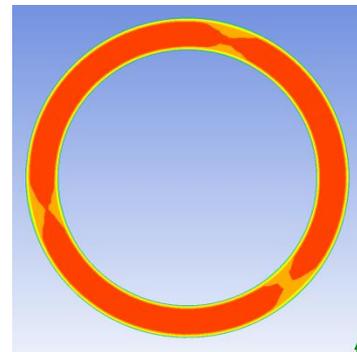


Abbildung 32: CFD: Verteilung der absoluten Geschwindigkeit am Eintrittsquerschnitt

5.3.3 Numerische Ergebnisse

Es wurden insgesamt vier Betriebspunkte untersucht, um den Nennlastpunkt der Mikroturbine ausfindig zu machen. Die Anzahl der Berechnungen erstrecken sich nur über einen sehr kleinen Betriebsbereich, bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} für beide Räder. Es wurde jeweils nur der Durchfluss verändert. Um den effektiven Nennlastpunkt zu finden, müssten zahlreiche Simulationen mit unterschiedlichen Drehzahlen und Geschwindigkeitsverhältnissen erfolgen. Aus zeitlichen Gründen wurde darauf verzichtet. Die berechneten hydraulischen Eigenschaften für die vier Simulationen sind in Tabelle 3 zu erkennen. Der beste hydraulische Wirkungsgrad beträgt 83.14% und wurde beim für das Design vorgesehenen Durchfluss von $8.7 \frac{\text{l}}{\text{s}}$ ausfindig gemacht. Der Wirkungsgrad ist um rund 2% kleiner als bei der Annahme für das Design. Der Druckunterschied ist um 0.81 [bar] grösser als es vom Design definiert wurde. Auffallend ist die extrem ungleiche Verteilung des Druckabfalls. Dies lässt erkennen, dass die zweite Stufe eher als Aktionsturbine arbeitet, d.h. kinetische Energie umwandelt.

η_h [%]	Q [$\frac{\text{l}}{\text{s}}$]	P_h [W]	P_{m1} [W]	P_{m2} [W]	H_1 [Pa]	H_2 [Pa]	H [Pa]
78.86	7.0	1'210.4	713.8	240.7	150'938	30'301	181'239
83.08	7.9	2'142.0	1'084.3	695.3	213'282	63'316	276'598
83.14	8.7	3'311.8	1'516.6	1'237.1	284'160	96'830	380'990
81.29	9.6	4'762.5	2'013.3	1'858.3	363'536	133'334	496'871

Tabelle 3: Wichtigste Resultate der CFD Simulation

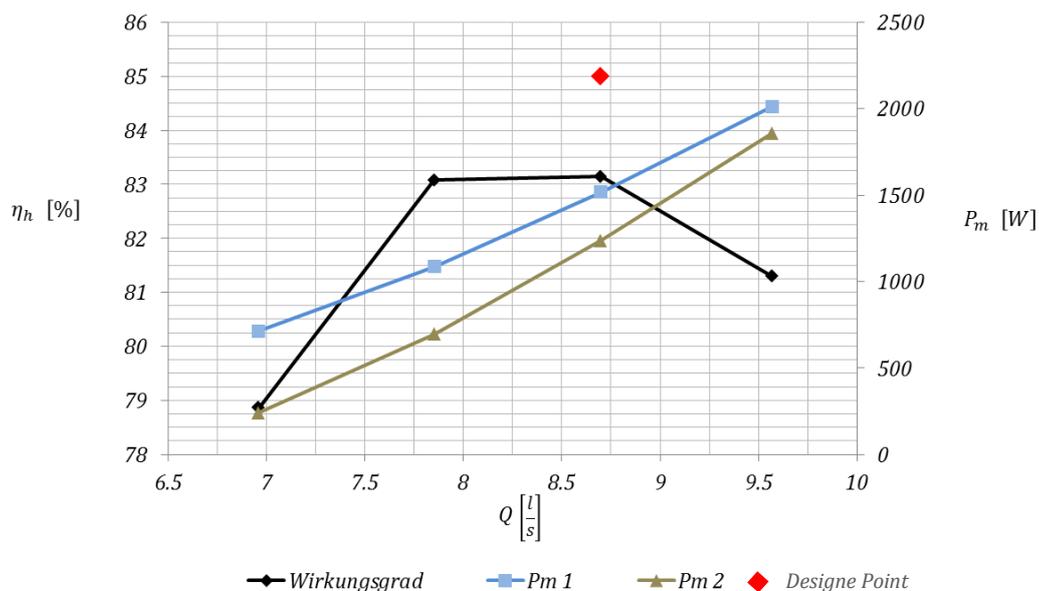


Abbildung 35: CFD: Wirkungsgrad und mech. Leistung in Abhängigkeit des Durchflusses

Abbildung 35 zeigt den hydraulischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Durchflusses. Der Nennlastpunkt lässt sich folglich mit Bestimmtheit auf einen Durchfluss zwischen 7.9 und 9.6 $\frac{[l]}{[s]}$, tendenziell eher zwischen 7.9 und 8.7 $\frac{[l]}{[s]}$ einschränken. Die mechanischen Leistungen beider Stufen sind ebenfalls abgebildet. Laut Design sollten diese für beide Räder gleich gross sein, was jedoch nicht zutrifft. Abbildung 36 stellt die Verhältnisse zwischen den einzelnen mechanischen Leistungen und der einzelnen druckbezogenen Fallhöhen dar. Es ist erkennbar, dass das Verhältnis der Leistungen bei zunehmendem Durchfluss gegen 1 strebt. Das Verhältnis des Druckabfalls weist dieselbe Tendenz auf, jedoch ist dies beim grössten gemessenen Durchfluss weiterhin extrem unausgeglich. Es lässt sich ein 3- bis 5-mal höherer Druckabfall der ersten Stufe nachweisen. Dies lässt vermuten, dass der Wirkungsgrad des ersten Rades schlechter ist als derjenige des zweiten Rades. Zu beachten ist, dass Abbildung 36 nur in Bezug auf den Druck gültig ist. Die kinetische Energie wird in der Graphik nicht berücksichtigt.

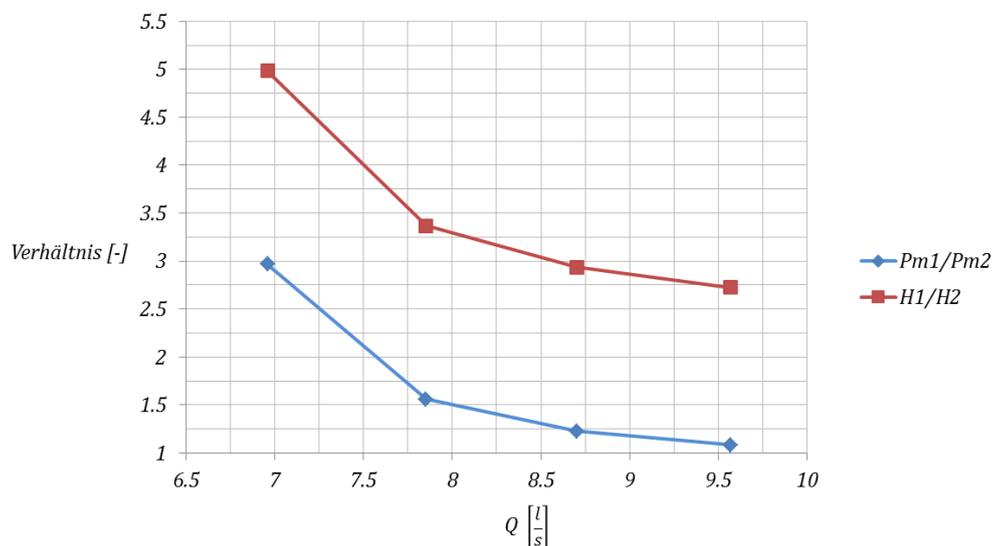


Abbildung 36: CFD: Verhältnisse der einzelnen Leistungen und druckbezogenen Fallhöhen

Um den Wirkungsgrad der einzelnen Stufen zu untersuchen, kommt nun auch die kinetische Energie ins Spiel, und es ist nicht nur der Druckunterschied massgebend. Das Fluid erfährt eine Geschwindigkeitsänderung, wenn es die Turbinenstufen durchquert. Die Geschwindigkeit hat einen erheblichen Einfluss auf die Berechnung der einzelnen, totalen Fallhöhen und somit auch der einzelnen Wirkungsgrade. Die Fallhöhe ist folglich definiert durch Formel (48) und somit die hydraulische Leistung durch Formel (49).

$$H = \frac{p_1 - p_{\bar{1}}}{\rho g} + \frac{C_1^2 - C_{\bar{1}}^2}{2g} \quad (48)$$

$$P_h = \rho g H Q = Q \left((p_1 - p_{\bar{1}}) + \frac{\rho (C_1^2 - C_{\bar{1}}^2)}{2} \right) \quad (49)$$

In CFX Post wurden die Werte für die hydraulischen Leistungen demnach berechnet. Dabei wurde der flächenbezogene Durchschnitt der Geschwindigkeit am entsprechenden Querschnitt verwendet, um die durchschnittliche Kinetische Energie zu erhalten (*areaAve(Velocity in Stn Frame) @...*).

Das Ergebnis bestätigt die Vermutung, dass das erste Rad eine kleinere Effizienz aufweist. Abbildung 37 zeigt den Verlauf der einzelnen Wirkungsgrade. Die Effizienz der ersten Stufe ist relativ konstant, die der zweiten variiert dagegen, da die erste Stufe die zweite Stufe beeinflusst.

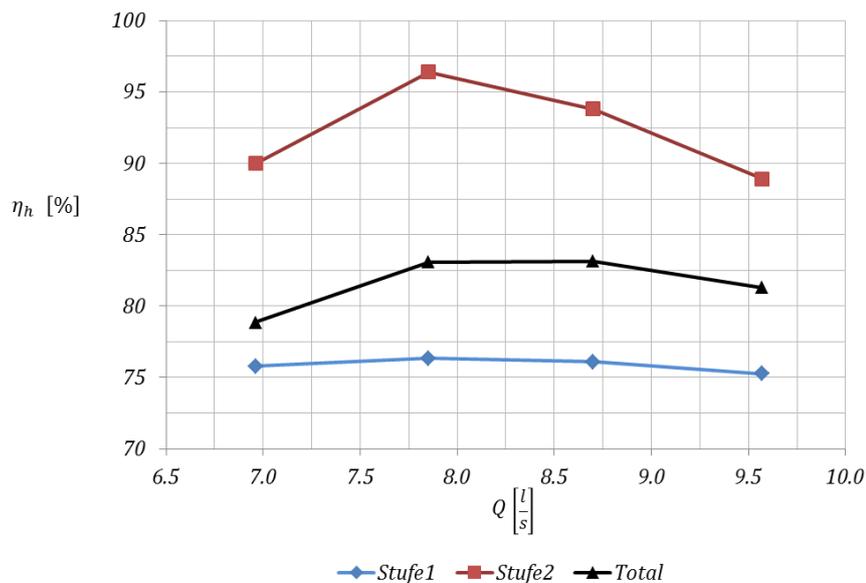


Abbildung 37: CFD: Wirkungsgrade der einzelnen Räder

In Anbetracht der Verteilung der mechanischen Leistungen und der Wirkungsgrade, wird erkennbar, dass das hydraulische Potential zu Lasten der ersten Stufe aufgeteilt ist. Die erste Stufe weist einen schlechteren Wirkungsgrad auf, produziert jedoch mehr mechanische Leistung. Somit kann die zweite Stufe weniger zum Gesamtwirkungsgrad beitragen, so dass der Vorteil des höheren Wirkungsgrades quasi egalisiert wird. Es soll der Verlauf der umgesetzten Leistung sowie des Druckes aufgezeigt werden. Dies wurde lediglich für einen Betriebspunkt ausgeführt, und zwar für einen Durchfluss von $8.7 \left[\frac{l}{s} \right]$. Abbildung 38 zeigt diesen Verlauf. Die Graphik macht den hohen Druckverlust der ersten Stufe erkennbar. Man erkennt, dass das erste Rad mehr Energie umwandelt, als das zweite. Ausserdem erkennt man, dass ein grosser Teil des Druckpotentials in der ersten Stufe in kinetische Energie umgewandelt wird. Dies ist mit einem Pfeil gekennzeichnet. Die graue, gestrichelte Linie zeigt den Verlauf einer idealen Leistungsverteilung. Abbildung 38 macht ersichtlich, dass das zweite Rad vor allem kinetische Energie umwandelt.

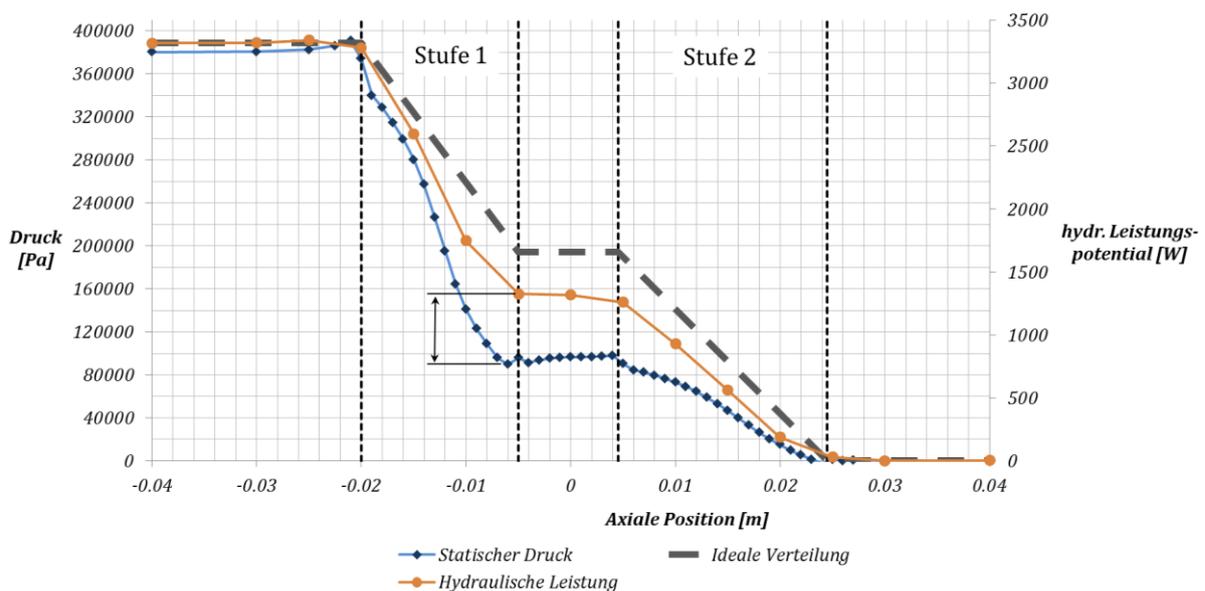


Abbildung 38: CFD: Verlauf von Druck- und hydraulischem Leistungspotential, $Q = 8.7 l s^{-1}$

6 Bearbeitung

6.1 Werkstoffauswahl

Ein grundlegendes Kriterium für die Werkstoffwahl bildet die Korrosionsbeständigkeit, genauer die Lebensmittelverträglichkeit. Da die Turbine in Trinkwasserleitungen eingesetzt wird, sollten keine gesundheitsschädigenden Oxide entstehen. Bisher wurden die Räder aus Bronze hergestellt, wobei beim Einsatz auf dem Teststand als Folge von Spaltkorrosion bereits die Bildung von Grünspan erkennbar war. Dieses Phänomen kann bei Kupferlegierungen in Verbindung mit Wasser und anderen Metallen kaum verhindert werden. Eine sichere Lösung wäre der Gebrauch von Chromstahl, der eine ausserordentlich gute Korrosionsbeständigkeit aufweist. Jedoch ergeben sich dadurch Nachteile wegen der schlechten Zerspanbarkeit dieses Werkstoffes. Die im Rahmen dieser Arbeit gefertigten Räder werden jedoch lediglich auf dem Teststand zum Einsatz kommen, weshalb das Kriterium der Lebensmittelverträglichkeit ausgeblendet wurde. Die Wahl des Werkstoffes fiel daher auf eine Kupfer-Zink-Legierung, die sich leicht zerspanen lässt und ähnliche Korrosionseigenschaften wie die der bestehenden Räder aufweist. Ausserdem soll zusätzlich ein Paar Räder aus schwarzem POM hergestellt werden, um später auf dem Teststand Kavitationseffekte besser sichtbar zu machen.

6.2 Toleranzen

Für die Bearbeitung der Räder sind einige Mass- und Formtoleranzen zu berücksichtigen, um eine präzise Zentrierung und eine hohe Rundlaufgenauigkeit zu erzielen und die passgenaue Montage der Räder erfolgen kann. Es traten bei den bereits existierenden Rädern Probleme auf, was Rundlauf und Zentrierung betrifft, auf Grund falsch definierter Toleranzen und ungenauer Aufspannung bei der Fräsbearbeitung. Der genaue Rundlauf ist wichtig, um Schwingungen im Betrieb zu vermeiden. Die Zentrierung der Räder erfolgt auf dem kleinsten Innendurchmesser ($\varnothing 15$). Die Toleranzen sind in Abbildung 39 ersichtlich. In der Zeichnung sind alle Drehbearbeitungen (und Bohrbearbeitungen) definiert, welche vor der Fräsbearbeitung abgeschlossen werden. Die Rohlinge wurden in der Werkstatt der HES-SO Sitten angefertigt. Im *Anhang 3* ist die komplette Zeichnung zu finden.

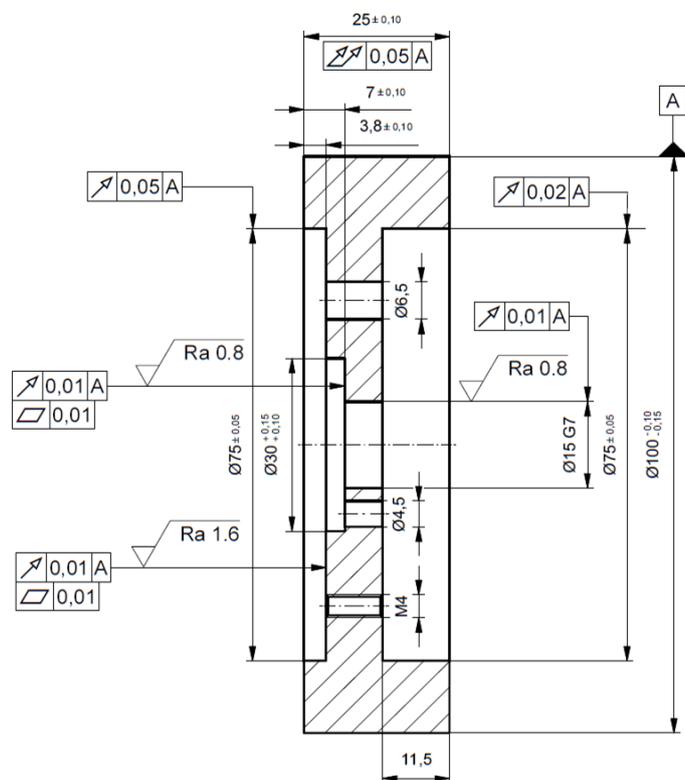


Abbildung 39: Form-, Lage- und Masstoleranzen

6.3 Fünf-Achs-Bearbeitungszentren [5]

5-Achs-Bearbeitungszentren dienen dazu, möglichst viele automatisierte Bearbeitungen in einer einzigen Aufspannung zu realisieren, wobei von Bearbeitungen mit umlaufendem Werkzeug die Rede ist (Fräs- und Bohrbearbeitung). Diese Art von Werkzeugmaschinen besitzt fünf numerisch gesteuerte Achsen, wodurch der Werkzeugeingriff an jedem beliebigen Punkt des Werkstückes ermöglicht wird. Dabei kann jeder gewünschte Winkel zwischen Werkzeug und Werkstückoberfläche eingehalten werden. Die Maschinen verfügen meistens über ein automatisches Werkzeugwechselsystem und einen Werkzeugspeicher.

6.3.1 Bauformen

Die Verwirklichung der Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Daher gibt es zahlreiche Unterschiede der Maschinenbauform. Abbildung 40 zeigt Beispiele der drei prinzipiellen Arten von Bearbeitungszentren:

- 1) & 2) Feststehendes Werkstück mit zwei Schwenkachsen des Werkzeugs
- 3) Feststehende Werkzeugachse und zweifache Schwenkbewegung des Werkstücks
- 4) Je eine Schwenkbewegung der Werkzeugachse und des Werkstücks

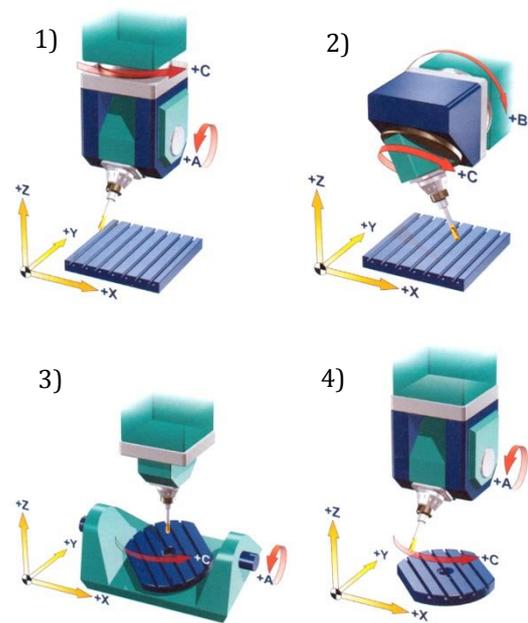


Abbildung 40: Beispiele der Bauformen von 5-Achs-Bearbeitungszentren [5]

Es gibt noch weitere Bauformen, mit unterschiedlicher Aufteilung der Schwenkachsen A, B und C. Dies ist beim Bearbeitungszentrum DMU 50 eVolution der Fall, welches für die Herstellung der Turbinenräder verwendet wurde.

6.3.2 DMU 50 eVolution

Die HES-SO Sion verfügt über das 5-Achsen Bearbeitungszentrum DECKEL MAHO DMU 50 eVolution, welches vorwiegend für die Herstellung von Spritzgussformen für die Pulvertechnologie zum Einsatz kommt. Die wichtigsten Kenndaten der Maschinen sind in Tabelle 4 aufgeführt.

Verfahrwege X/Y/Z	500/420/380 mm
Drehzahl	18'000 min ⁻¹
Werkzeugwechsler	2 x 16-fach, SK40
Schwenkrundtisch	D500x380 mm

Tabelle 4: Kenndaten des Bearbeitungszentrums

Die Schwenkbewegungen dieser Maschine werden vom Werkstück ausgeführt. D.h. die Werkzeugachse ist feststehend und bewegt sich lediglich über die drei transversalen Achsen X, Y, Z. Ein Drehtisch übt eine Schwenkbewegung um die C-Achse aus. Die zweite Schwenkbewegung erfolgt über die B-Achse, welche jedoch nicht parallel zur Y-Achse liegt, sondern 45° zu ihr auf der YZ Ebene. Die B-Achse hat einen begrenzten Drehwinkel von 0° bis +180°, was für die Bearbeitung der Turbinenräder nachteilig ist. Abbildung 41 zeigt das Bearbeitungszentrum und die entsprechenden Achsen. Die Flexibilität dieser Bauform ist durch die Anordnung der B-Achse und deren Bewegungsbereich beschränkt und nicht für alle Anwendungen geeignet. Ist B an der Endposition von +180°, so ist die Werkzeugflanke parallel zum Frästisch, wie in Abbildung 42 zu erkennen ist.

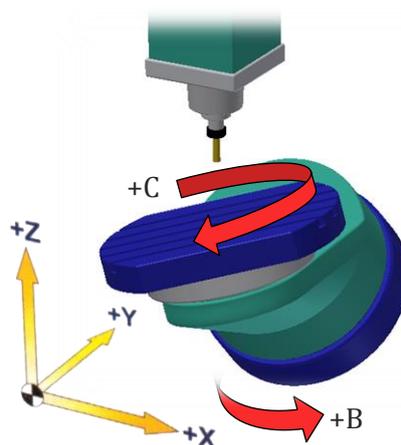


Abbildung 41: Bauform der DMU 50 eVolution

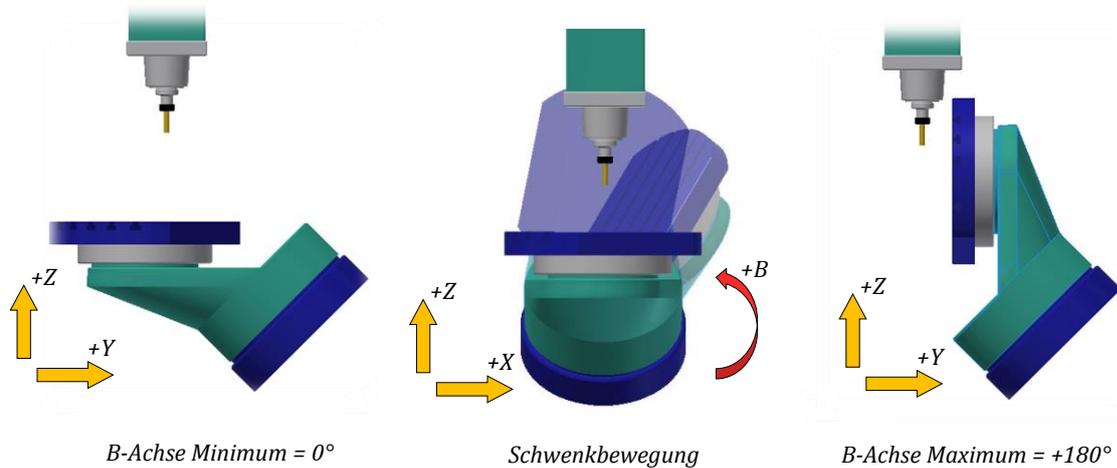


Abbildung 42: Begrenzung der B-Achse

6.4 Aufspannung

Es ist wünschenswert, dass die Turbinenräder in einer einzigen Aufspannung bearbeitet werden können, aus Gründen der Präzision und der Bearbeitungszeit. Die Stirnseite des Werkstücks müsste dazu parallel zum Frästisch liegen, so dass die Turbinenachse parallel zur C-Achse liegt, wie Abbildung 43 zeigt. Das Bearbeitungszentrum erlaubt diese Möglichkeit auf Grund der Anordnung der B-Achse nicht. Die Flanken der Turbinenschaufeln sind auf beide Seiten geneigt, auf Grund der geschränkten Geometrie. Die Oberfläche der Flanken muss jedoch mittels Umfangsfräsen erfolgen, um eine gute Oberflächengüte sicherzustellen. Die Werkzeugachse kann nie parallel zum Neigungswinkel δ der Turbinenblätter, wie er in Abbildung 44 eingezeichnet ist, positioniert werden. Deshalb musste eine andere Aufspannungsart gewählt werden.

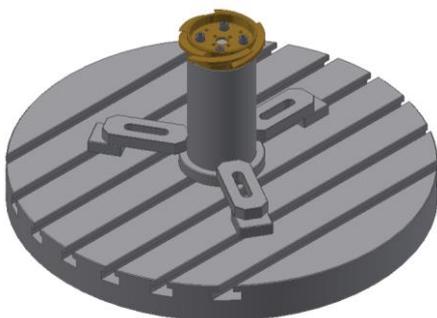


Abbildung 43: Theoretische Fixierung für die Bearbeitung in einer einzigen Aufspannung

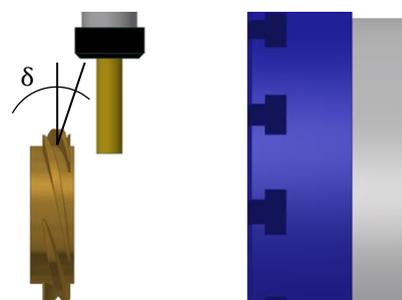


Abbildung 44: Unzulässiger Bereich für das Umfangsfräsen der Flanken

Die einzige Möglichkeit für die Aufspannung bildet die Verwendung eines Teilapparates. Dabei entfällt die Möglichkeit einer Komplettbearbeitung in einer einzigen Aufspannung. Jedes Turbinenblatt muss einzeln bearbeitet werden. Es ist erforderlich, das Turbinenrad koaxial mit der Achse des Teilapparates aufzuspannen, um einen präzisen Rundlauf zu garantieren. Die bereits bestehenden Räder wurden extern hergestellt und wiesen einen Qualitätsmangel in Bezug auf den Rundlauf auf, da der präzisen Aufspannung zu wenig Beachtung geschenkt wurde. Um dies zu vermeiden, wurde ein geometrisch tolerierter Support angefertigt, welcher in der Spannzangenaufnahme des Teilapparates eingespannt werden kann und einen Zentrierzapfen für das Turbinenrad aufweist. Die Zeichnung des Supports ist in Abbildung 45 dargestellt. Die vier Stirnseitig angebrachten Gewindebohrungen ermöglichen das Aufschrauben der Räder, welche am rechts liegenden Zapfen ($\varnothing 15$) zentriert werden.

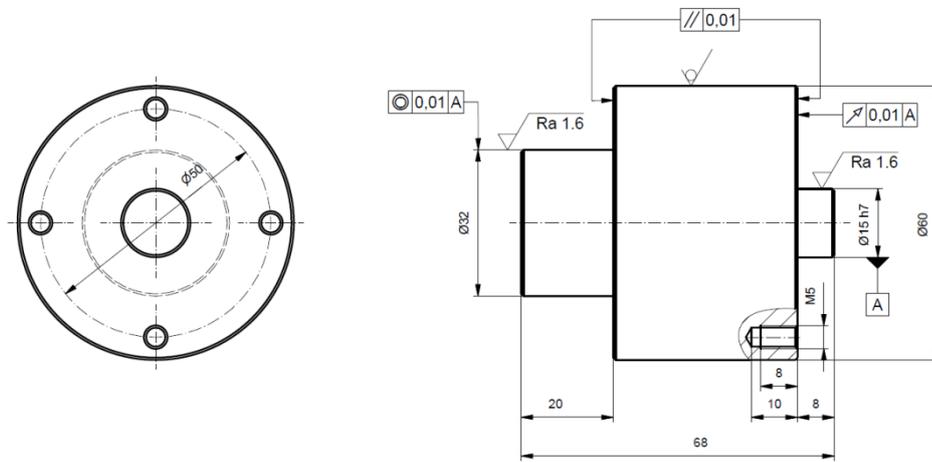


Abbildung 45: Support für die präzise Aufspannung der Turbinenräder

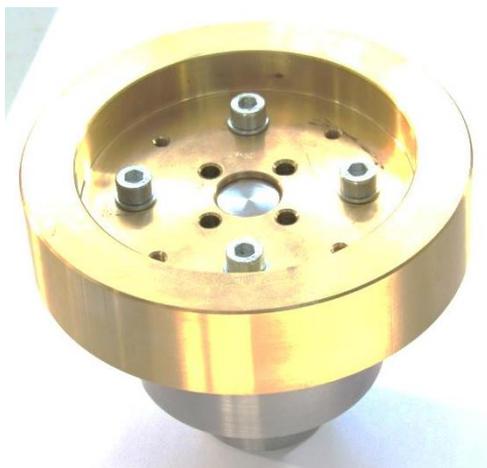


Abbildung 47: Support mit aufgeschraubtem Rohling



Abbildung 46: Aufspannung mittels Teilapparat

6.5 Werkzeuge

6.5.1 Auswahl

Die Herstellung wurde wie es üblich ist in eine Schrapp- und eine Schlichtbearbeitung unterteilt und erfordert daher den Einsatz von zwei verschiedenen Schaftfräsern. Der Abstand zwischen den Turbinenschaufeln begrenzt den Durchmesser der Werkzeuge. Der Schrappfräser wurde so gewählt, dass dieser den grösstmöglichen Durchmesser aufweist. Das Schlichtwerkzeug, welches zwangsläufig ein Kugelschaftfräser sein muss, sollte eher klein gewählt werden, um den Radius an der Blattwurzel zu minimieren. Dabei muss jedoch auch auf eine ausreichende Steifigkeit geachtet werden. Es ist unumgänglich, dass an der Blattwurzel ein Radius entsteht, welcher aus Festigkeitsgründen von Vorteil, aus strömungstechnischen Gründen dagegen eher Nachteilig ist. Weiter zu beachten ist die Eignung der Werkzeuge für den zu bearbeitenden Werkstoff, in diesem Fall sind dies Kupferlegierungen. Ausserdem müssen die Werkzeuge eine ausreichende Schneidkantenlänge besitzen. Tabelle 5 zeigt die gewählten Werkzeuge.

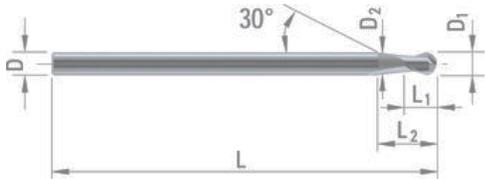
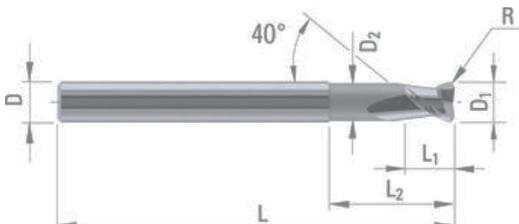
<i>Schlichten</i> DIXI 7045 - STIRNRADIUSFRÄSER	<i>Schruppen</i> DIXI 7552 - FRÄSER TORISCHE AUSFÜHRUNG																														
<table style="width: 100%; border: none;"> <tr><td style="width: 15%;"><i>D</i></td><td>6</td></tr> <tr><td><i>D</i>₁</td><td>3</td></tr> <tr><td><i>D</i>₂</td><td>2.8</td></tr> <tr><td><i>L</i>₁</td><td>5</td></tr> <tr><td><i>L</i>₂</td><td>12</td></tr> <tr><td><i>L</i></td><td>102</td></tr> <tr><td><i>Z</i></td><td>2</td></tr> </table>	<i>D</i>	6	<i>D</i> ₁	3	<i>D</i> ₂	2.8	<i>L</i> ₁	5	<i>L</i> ₂	12	<i>L</i>	102	<i>Z</i>	2	<table style="width: 100%; border: none;"> <tr><td style="width: 15%;"><i>D</i></td><td>6</td></tr> <tr><td><i>D</i>₁</td><td>4</td></tr> <tr><td><i>D</i>₂</td><td>3.7</td></tr> <tr><td><i>L</i>₁</td><td>5</td></tr> <tr><td><i>L</i>₂</td><td>12</td></tr> <tr><td><i>L</i></td><td>57</td></tr> <tr><td><i>R</i></td><td>0.5</td></tr> <tr><td><i>Z</i></td><td>2</td></tr> </table>	<i>D</i>	6	<i>D</i> ₁	4	<i>D</i> ₂	3.7	<i>L</i> ₁	5	<i>L</i> ₂	12	<i>L</i>	57	<i>R</i>	0.5	<i>Z</i>	2
<i>D</i>	6																														
<i>D</i> ₁	3																														
<i>D</i> ₂	2.8																														
<i>L</i> ₁	5																														
<i>L</i> ₂	12																														
<i>L</i>	102																														
<i>Z</i>	2																														
<i>D</i>	6																														
<i>D</i> ₁	4																														
<i>D</i> ₂	3.7																														
<i>L</i> ₁	5																														
<i>L</i> ₂	12																														
<i>L</i>	57																														
<i>R</i>	0.5																														
<i>Z</i>	2																														
																															

Tabelle 5: Fräswerkzeuge [6]

6.5.2 Schnittdaten

Laut Angaben des Herstellers sind Schnittgeschwindigkeit v_c , maximale Schnitttiefe a_p und Vorschub pro Zahn f_z bekannt. Die entsprechende Drehzahl und der Vorschub errechnen sich laut Formel (50) und (51). Die Resultate sind in Tabelle 6 zu sehen. Es bleibt anzumerken, dass die Drehzahl des Bearbeitungszentrums nicht mehr 8000 min^{-1} , sofern kein ausgewuchtetes Werkzeug verwendet wird.

	<i>Schlichten</i>	<i>Schruppen</i>	
v_c	120	100	$\left[\frac{m}{min}\right]$
a_p	0.45	6	$[mm]$
f_z	0.02	0.04	$[mm]$
n	13000	8000	$\left[\frac{1}{min}\right]$
f	500	600	$\left[\frac{mm}{min}\right]$

Tabelle 6: Schnittdaten für Messing

$$n = \frac{v_c}{D\pi} \quad (50)$$

$$f = f_z * Z * n \quad (51)$$

Die Schlichtbearbeitung des zylindrischen Bereiches zwischen den Turbinenblättern erfolgt mit der Werkzeugspitze des Kugelschaftfräasers. Die Oberflächengüte hängt dadurch stark vom Versatz f_n zwischen den Fräserbahnen ab. Eine hohe Oberflächenqualität ist erwünscht, um Reibungsverluste zu begrenzen. Die mittlere Rauheit R_a sollte daher im Bereich von $1.6\mu\text{m}$ bis $3.2\mu\text{m}$ liegen. Der nötige Fräserversatz errechnet sich gemäss Formel (53) und (52). Tabelle 7 zeigt die Resultate dieser Berechnung und der gewählte Wert ist farblich markiert.

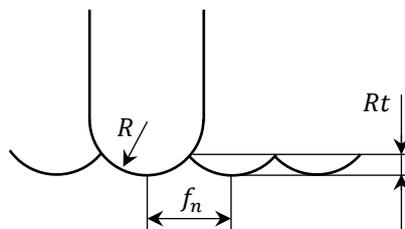


Abbildung 48: Oberflächenqualität in Abhängigkeit des Fräserversatzes

$$R_t \cong 4 * R_a \tag{52}$$

$$f_n \cong \sqrt{R_t * 8 * R} \tag{53}$$

Ra	Kugelradius R [mm]			
	1	1.5	2	2.5
6.4	0.45	0.55	0.64	0.72
3.2	0.32	0.39	0.45	0.51
1.6	0.23	0.28	0.32	0.36
0.8	0.16	0.20	0.23	0.25

Tabelle 7: Fräserversatz für bestimmte Rauheitswerte Ra

6.6 CAM

Die Programmierung des 5-Achsen Bearbeitungszentrums für die Herstellung der Turbinenräder erfolgt mit der Software AlphaCAM. Eine CAM Software (computer aided manufacturing) dient zur Generierung von Werkzeugpfaden, welche von CAD Dateien abgeleitet werden können. Ein maschinenspezifischer Postprozessor übersetzt die berechneten Werkzeugpfade in einen NC-Code, welcher die Steuerbefehle für das Bearbeitungszentrum enthält. Das CAD Modell der Turbinenräder wurde ins CAM Programm importiert um die gewünschten Werkzeugpfade zu erzeugen. Im **Anhang 1** finden Sie eine ausführliche Anleitung zu diesem Schritt.

6.7 Etappen und Ergebnisse der Bearbeitung



Abbildung 49: Erste Fräsversuche mit Hartschaumstoff

Die ersten Räder wurden aus Sicherheitsgründen aus PU Hartschaumstoff gefräst, wie die Abbildung 49 zeigt. So konnten Fehlerquellen gefunden und die Qualität kontrolliert werden. Es waren einigen Versuche und Anpassungen der CAM-Programmierung notwendig, bis der NC-Code fehlerfrei funktionierte. Es ergaben sich zudem maschinenabhängige Schwierigkeiten, auf Grund der zu kleinen Blockzykluszeiten im NC Code. Diese hängen ab von der Länge der Polygonzüge, welche die Fräskontur definieren. Bei hohen Vorschüben oder kleinen Elementlängen stösst die Rechenleistung der CNC an ihre Grenzen und die Rechenzeit ist grösser als die für das Abfahren des programmierten Satzes benötigte Zeit. Durch Anpassung der Maschinenparameter konnte das Problem behoben werden, jedoch auf Kosten einer kontinuierlichen Achsenbewegung. Weitere Fehlerquellen ergaben sich beim Postprozessor, woraufhin die Frässtrategie geändert werden musste.



Abbildung 50: Bearbeitung der Räder aus Messing

Die Herstellung der Räder aus Messing erfolgt ohne Kühlmittelzufuhr. Die gute Zerspanbarkeit und Wärmeabfuhr von Messing sowie der Gebrauch von Vollhartmetallfräsern erlauben eine problemlose Trockenbearbeitung. Die Verstellung des Teilapparates muss manuell erfolgen. Es wurden alle Blätter geschruppt, bevor mit dem Schlichten begonnen werden konnte. Die Bearbeitungszeit pro Rad beträgt etwa 4 bis 5 Stunden und ist noch verbesserungswürdig. Es konnten keine Vibrationen des Werkzeuges festgestellt werden. Die Koaxialität zwischen dem Support und der Achse des Teilapparates wurde überprüft und es wurde eine Rundlaufgenauigkeit von $1.5\mu\text{m}$ gemessen.



Abbildung 51: Fräsen der Räder aus POM



Abbildung 52: Ergebnis der Fräsbearbeitung

Die Bearbeitung der Kunststoffräder erfolgte mit Einsatz von Kühlwasser, um das Schmelzen des Kunststoffes zu vermeiden. Es wurden einfachheitshalber dieselben Schnittdaten und NC Programme beibehalten, wie sie zur Bearbeitung der Messingräder verwendet wurden.

Die erzielte Qualität der Räder ist grösstenteils zufriedenstellend. Zu bemängeln ist ein Interpolationsfehler des Bearbeitungszentrums, auf Grund dessen am ersten Turbinenrad eine leichte Erhebung an der Flanke der Turbinenblätter ersichtlich ist. Die Unebenheit ist jedoch vernachlässigbar. Des Weiteren konnte die angestrebte Oberflächengüte von Ra 1.6 auf der Zylinderfläche nicht erreicht werden. Da bei der Schlichtoperation das Werkzeug stets senkrecht zur Oberfläche steht, strebt die Schnittgeschwindigkeit am Kontaktpunkt gegen Null. Um eine bessere Oberflächenqualität zu erzielen, müsste die Werkzeugachse stets einen kleinen Neigungswinkel zur Flächennormale aufweisen. Der Programmieraufwand wäre jedoch erheblich grösser.



Abbildung 53: Vollendete Turbinenräder

Die Bohrungen für die Aufspannung wurden zum Schluss mit Stopfbuchsen aus Kunststoff geschlossen, um sie abzudichten. Eine abschliessende Ausmessung und Kontrolle der Geometrie konnte aus zeitlichen Gründen nicht erfolgen. Die Montage der Räder konnte jedoch ohne Probleme ausgeführt werden. Die visuelle Prüfung des Rundlaufs der montierten Räder war durchaus zufriedenstellend und besser als bei den vorgängigen Rädern.



Abbildung 54: Räder aus POM

Die Räder aus POM konnten erfolgreich gefertigt werden. Die Oberflächengüte am Zylindermantel war jedoch spürbar schlechter als bei den Metallrädern. Um beim Kunststoff saubere Schnittbedingungen zu schaffen, braucht es hohe Schnittgeschwindigkeiten. Diese können an der Spitze des Kugelschaftfräasers kaum erreicht werden. Wie angesprochen, wäre die Neigung der Fräsachse für die zukünftige Fertigung abzuklären. Die Festigkeitskriterien für diese Kunststoffräder wurden in einer früheren Projektarbeit abgeklärt und stellen keine Probleme dar.

7 Messungen

7.1 Hydraulischer Teststand

7.1.1 Aufbau der Anlage

Der hydraulische Teststand der HES-SO Sion ermöglicht die Simulation von einem Wassernetzwerk, um eine hydraulische Maschine unter verschiedenen Bedingungen zu testen. Die Anlage besteht aus einem Wasserkreislauf mit einem eingebundenen, geschlossenen Reservoir, sowie einem zusätzlichen zur Atmosphäre hin geöffneten Wasserspeicher. Der Kreislauf wird von drei parallel geschalteten Kreiselpumpen betrieben. Die Steuerung der Anlage kann fast ausschliesslich über einen PC betrieben werden. Es gibt Elektroventile welche manuell am Steuerschrank betätigt werden müssen, sowie ein manuelles Absperrventil, das sich hinter den Pumpen befindet. Abbildung 55 zeigt das Schema der Anlage und in Tabelle 8 sind die wichtigsten Kenndaten zu finden.

<i>Charakteristik des hydraulischen Teststandes</i>	
Maximaldruck:	160mCE
Maximaldurchfluss:	45 m ³ h ⁻¹
Leistung einer Pumpe:	5.5kW
Maximaldrehzahl der Pumpen:	3'000 min ⁻¹
Totales Volumen des Kreislaufs:	5'000 l

Tabelle 8: Kenndaten des Teststandes

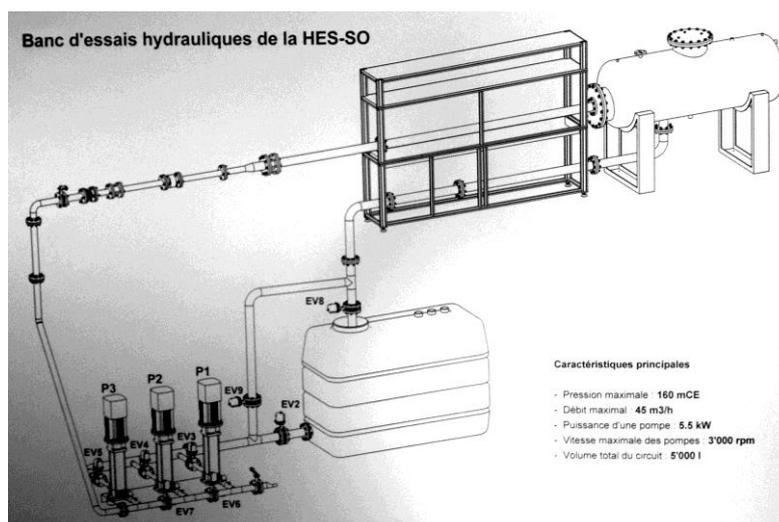


Abbildung 55: Schema des hydraulischen Teststandes der HES-SO

Der Einbau der Räder ist relativ aufwendig zu bewerkstelligen. Ein Arbeitsaufwand von fast einem Tag musste dazu investiert werden. Die grösste Schwierigkeit besteht in der Ausrichtung des mittleren Rohres, welches die Turbinenräder umschliesst, so dass diese ohne Berührung drehen können.



Abbildung 57: Mikroturbine integriert im Wasserkreislauf des Teststandes

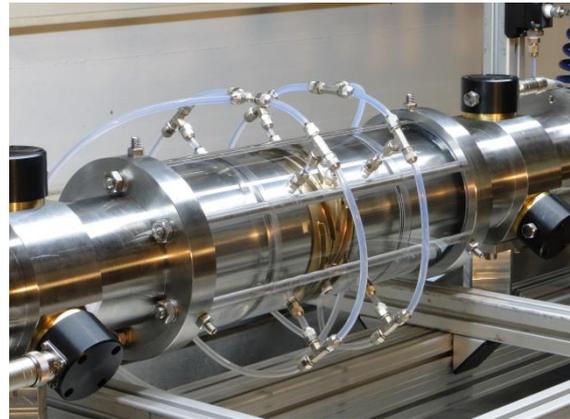


Abbildung 56: Montierte Turbinenräder

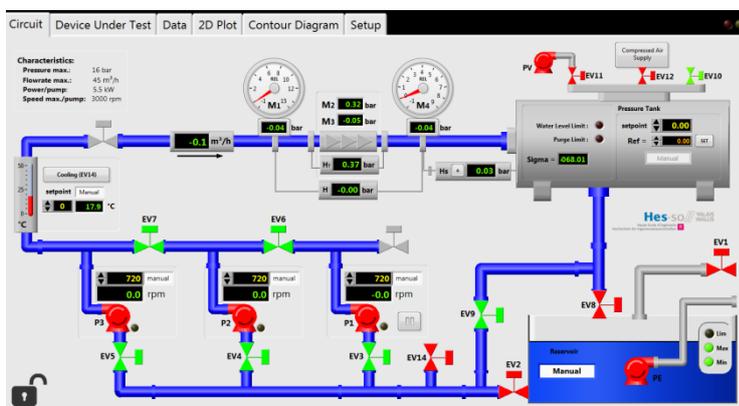


Abbildung 58: Kontrollbildschirm des Teststandes

Die Steuerbefehle für die Pumpen und gewisse Ventile erfolgen wie angesprochen einen PC. Abbildung 58 zeigt den Kontrollbildschirm. Die Pumpen können nach Drehzahl, Durchfluss oder nach einem bestimmten Druckabfall zwischen Ein- und Ausgang der zu testenden Maschine geregelt werden. Dies ermöglicht die Simulation einer konstanten Fallhöhe. Im geschlossenen Kreislauf betrieben (siehe Abbildung 58) kann der Druck im System angehoben werden, um am Ausgang

der Maschine einen Restdruck zu erhalten. Das obere Reservoir ist deshalb als Druckbehälter ausgelegt worden, und besitzt ein Überdruckventil. Ausserdem kann mittels einer Vakuumpumpe ein Unterdruck erzeugt werden, um dem Wasser im Kreislauf Gase zu entziehen. Die Mikroturbine kann unabhängig von Teststand geregelt werden. In Abbildung 59 ist der Kontrollbildschirm zur Steuerung der Mikroturbine zu erkennen. Es lassen sich die Drehzahlen beider Räder unabhängig voneinander regeln oder es lässt sich ein bestimmtes Geschwindigkeitsverhältnis einstellen. Die Drehzahlregelung der angetriebenen Turbine erfolgt durch die Last an den Generatoren. Diese können jedoch auch als Motor betrieben werden und die Turbine antreiben. Die aktuellen Ist-Werte werden wie Abbildung 60 erkennen lässt, in einem weiteren Fenster angezeigt und die Messreihe kann jederzeit gespeichert werden. Somit kann eine Reihe von Messpunkten in Form einer Excel Tabelle erstellt werden.

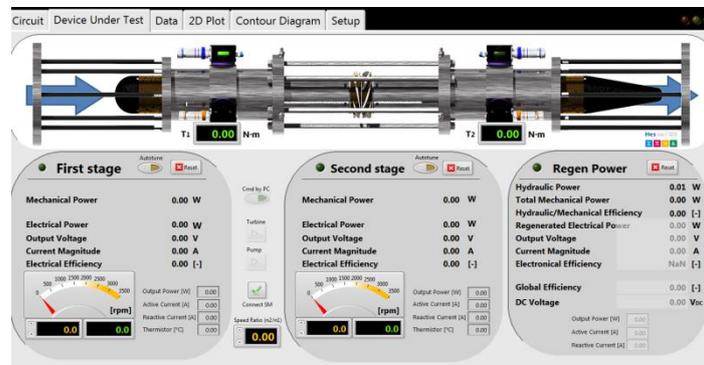


Abbildung 59: Kontrollbildschirm der Mikroturbine

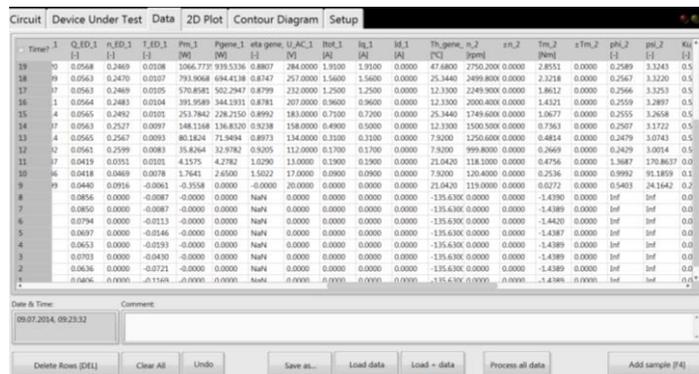


Abbildung 60: Anzeige der Messdaten

7.1.2 Wichtigste Arbeitsregeln

Angesichts der Tatsache, dass der gesamte Wasserkreislauf geschlossen werden kann und die Pumpen bis zu 16 bar erzeugen können, sind sicherheitstechnische Regeln im Umgang mit der Anlage zu beachten. Es sind zwar Sicherheitselemente angebracht, die zumindest das Bersten des Druckbehälters verhindern können, doch der Umgang erfordert trotzdem Vorsichtsmassnahmen. Ausserdem besteht die Möglichkeit, dass das untere Reservoir unkontrolliert überlaufen kann. Die wichtigsten Arbeitsregeln sind wie folgt aufgelistet:

- Füllen des oberen Reservoirs nur mit zur Atmosphäre hin geöffneten Ventilen am Druckbehälter
- Einlassen von Frischwasser ebenfalls nur mit geöffneten Ventilen des Druckbehälters
- Niemals die Pumpen bei vollständig geschlossenem Ablauf des Druckbehälters betreiben
- Vorsicht beim Bedienen der manuell betätigten Elektroventile. Das Öffnen der falschen Ventile kann das untere Reservoir zum Überlaufen bringen
- Der Druckbehälter muss in zwei Schritten entleert werden. Zuvor muss jedoch das untere Becken komplett leert sein

- Druckluft in der Elektronik der Turbine muss stets höher sein als der Druck im Wasserkreislauf, um das Eindringen von Wasser zu verhindern
- Überruck im Druckbehälter sollte gewöhnlich nicht mehr als 1 bar betragen

7.2 Ablauf der Messungen

Der Wasserkreislauf muss vor dem Messvorgang entlüftet werden. Ausserdem ist es notwendig die Drehmomentsensoren korrekt zu kalibrieren. Ein systematischer Messablauf ist für die spätere Auswertung der Daten dringend von Nöten. Es muss in diesem Sinne eine neue Grösse definiert werden, die das Geschwindigkeitsverhältnis zwischen den beiden Turbinenrädern beschreibt. Das Geschwindigkeitsverhältnis α ist laut Formel (54) gegeben.

$$\alpha = \frac{n_1}{n_2} \quad (54)$$

Es sollen Messungen bei konstanten Fallhöhen H erfolgen, die ab hier im Sinne eines Druckabfalls in [bar] angegeben sind. Bei jeder Fallhöhe werden bei verschiedenen Werten von α im gesamten zulässigen Geschwindigkeitsbereich (0-3500 min⁻¹) Messungen erstellt. Dabei gilt n_2 als die Referenzdrehzahl. Tabelle 9 zeigt alle zulässigen und ausgeführten Messpunkte (grau schattiert). Die Pumpen werden so geregelt, dass an der Turbine der gewünschte Druckabfall erfolgt. Es wird eine Vielzahl von Messwerten angezeigt, wobei für die Charakterisierung der Turbine nicht alle benötigt werden. Die Wichtigsten sind die Fallhöhe, der Durchfluss, die Drehzahlen, die Drehmomente und mechanischen Leistungen der einzelnen Stufen sowie der hydraulische Wirkungsgrad.

<i>Für $H = 0.5 / 1 / 1.3 / 2 / 2.5 / 3$ [bar]</i>										
n_2	n_1									
3500	700	1225	1750	2275	2975	3500	4130	5390	7000	9975
3250	650	1138	1625	2113	2763	3250	3835	5005	6500	9263
3000	600	1050	1500	1950	2550	3000	3540	4620	6000	8550
2750	550	963	1375	1788	2338	2750	3245	4235	5500	7838
2500	500	875	1250	1625	2125	2500	2950	3850	5000	7125
2250	450	788	1125	1463	1913	2250	2655	3465	4500	6413
2000	400	700	1000	1300	1700	2000	2360	3080	4000	5700
1750	350	613	875	1138	1488	1750	2065	2695	3500	4988
1500	300	525	750	975	1275	1500	1770	2310	3000	4275
1250	250	438	625	813	1063	1250	1475	1925	2500	3563
1000	200	350	500	650	850	1000	1180	1540	2000	2850
750	150	263	375	488	638	750	885	1155	1500	2138
500	100	175	250	325	425	500	590	770	1000	1425
250	50	87.5	125	163	213	250	295	385	500	713
α	0.2	0.35	0.5	0.65	0.85	1	1.18	1.54	2	2.85

Tabelle 9: Messpunkte

7.3 Postprozessing der Messresultate

Alle Messpunkte liegen nach dem Messvorgang in Form von Excel Tabellen vor. Das Postprozessing der Daten stellt eine weitere Schwierigkeit dar. Demzufolge, wurde eine Lösung gesucht, die Messwerte auf einfache Weise zu bearbeiten. Dazu wurde mit Matlab eine Anwendung programmiert, welche das Einlesen der aller Daten erlaubt, diese in einer Struktur speichert und die gewünschten, interpolierten Kurven herausgeben kann. Die Funktionen des Programms im Detail sind folgende:

- GUI zur einfachen Bedienung
- Auswahl eines Ordners mit Excel Daten, jede Datei entspricht dabei einer Messreihe mit konstanter Fallhöhe
- Selektion der ausschlaggebenden Messwerte und geordnetes Abspeichern in einer Struktur
- Umrechnung der Messwerte auf eine konstante Fallhöhe H, mit Hilfe der Ähnlichkeitsgesetze
- Bei Auswahl einer einzigen Messreihe können die theoretischen Werte für andere Fallhöhen durch die Ähnlichkeitsgesetze berechnet werden
- Die Werte können absolut oder relativ zum Maximalwert angezeigt werden
- Anzeige der folgenden Graphen ist möglich:

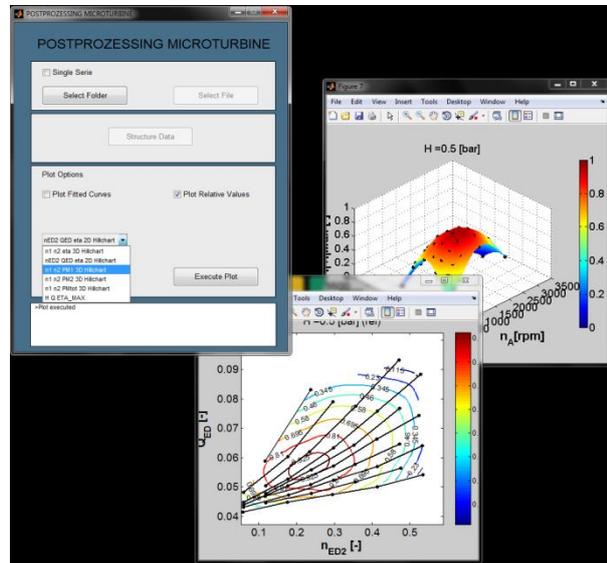


Abbildung 61: Matlab-Tool für das Postprozessing

- n_1 - n_2 - η_h 3D Graphik
- n_{ED2} - Q_{ED} - η_h 2D Kontur
- n_1 - n_2 - P_{m1} 3D Graphik
- n_1 - n_2 - P_{m2} 3D Graphik
- n_1 - n_2 - P_{m_tot} 3D Graphik
- H - Q - η_h 2D Kontur und 3D Graphik

7.4 Messfehlerschätzung

Es gibt verschiedene Fehlerquellen, die das Resultat der Messungen verfälschen können. Die Messresultate sind daher mit Vorsicht zu interpretieren, besonders die Angabe des hydraulischen Wirkungsgrades, welche anhand des gemessenen Drehmomentes, Durchflusses, Druckunterschied und der Drehzahlen bestimmt wird, ist von Störfaktoren beeinflusst. Einerseits üben Elektromagnetische Felder der Motor- bzw. Generatorsteuerungen störende Effekte auf die Messgeräte, vor allem den Drehmomentsensor, aus. Wie angesprochen, muss die Kalibrierung des Drehmomentsensors vor den Messungen richtig vorgenommen werden. Es kommt die Messunsicherheit der Messgeräte hinzu. Schätzungsweise können folgende Angaben zur Messunsicherheit der Messgeräte gemacht werden:

- Drehmomentsensor: ± 0.1 [Nm]
- Drucksensoren: ± 0.015 [bar]
- Durchflussmessgerät: ± 0.125 [m^3h^{-1}]
- Drehzahlmessgeräte: ± 2 [U/min]

Auf Basis der obigen Werte, sind im folgenden Abschnitt die Fehlergrenzen für die maximalen gemessenen Wirkungsgrade bestimmt worden.

7.5 Ergebnisse

7.5.1 BEP

Die Messungen ergaben, dass die gewünschte Effizienz nicht erreicht wurde. Zu beachten ist, dass Region des BEP nicht auf eine bestimmte Fallhöhe eingegrenzt werden kann, da die maximalen Wirkungsgrade pro Fallhöhe sehr nahe beieinanderliegen, was theoretisch auch zutreffend ist. Im Allgemeinen sind die Drehzahlen bei den grössten gemessenen Wirkungsgraden tiefer, als es vom Design vorgesehen war. Tabelle 10 fasst die Resultate zusammen. Tendenziell liegt der BEP bei einer Fallhöhe von 3bar. Bei kleinen Messwerten sind die theoretischen Fehlergrenzen relativ hoch.

H [bar]	Q [ls ⁻¹]	α [-]	n_2 [min ⁻¹]	η_h [%]	$min.^*$	$max.^*$
0.5	3.95	1	1010	50	37.7	63.2
1	5.63	1	1493	51.5	45	58.4
1.3	6.77	1.18	1749	50.5	45.4	56.2
2	7.9	1	2003	52.8	49.5	56.2
2.5	9.22	1	2499	52.9	50.1	55.8
3	9.8	1.18	2257	53	50.7	55.2

Tabelle 10: Bester Wirkungsgrad pro Fallhöhe

* Fehlergrenzen für den Wirkungsgrad, anhand der oben definierten Messunsicherheit der Geräte. Es ergeben sich extreme Fehler für kleine Messwerte. Die Annahme für die Fehlergrenzen beschreibt jedoch einen Extremfall und ist nicht realitätsnah. Für die Zukunft muss eine genauere Fehlerbestimmung der Anlage erfolgen.

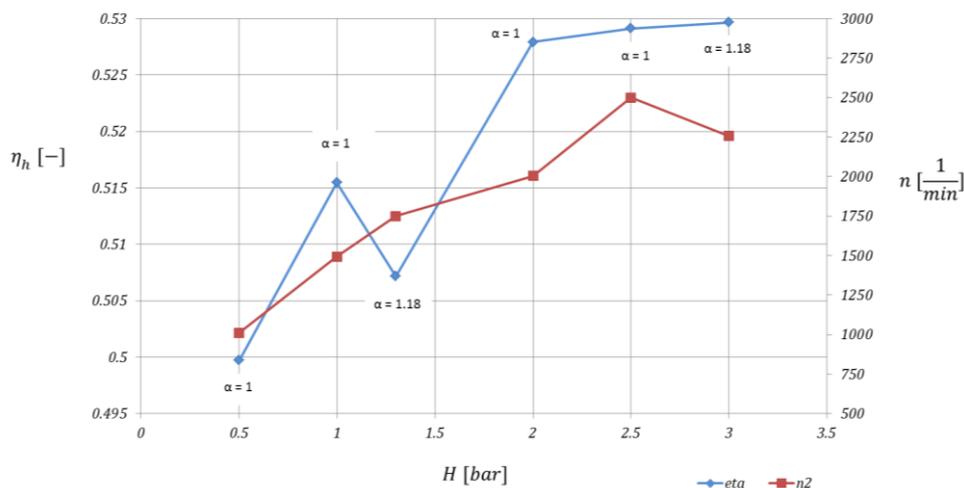


Abbildung 62: Beste Wirkungsgrade pro Fallhöhe

7.5.2 n_{ED} - Q_{ED} - η_h Diagramme

Die Charakteristik von hydraulischen Maschinen wird zu Vergleichszwecken meistens mit Dimensionslosen Kennzahlen beschrieben. Die Faktoren Q_{ED} und n_{ED} sind normalisierte Kennwerte in Bezug auf den Durchfluss, bzw. die Drehzahl. Der Faktor n_{ED} kann in Bezug auf n_1 oder n_2 ausgedrückt werden. Da jedoch stets n_2 als Referenzdrehzahl verwendet wurde, wird die Charakteristik der Mikroturbine durch n_{ED2} beschrieben. Formel (55) und (56) erläutern die Definition der beiden Kennzahlen für den Fall der Mikroturbine.

$$n_{ED2} = \frac{Dn_2}{\sqrt{E_{tot}}} \quad (55)$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{E_{tot}}} \quad (56)$$

Abbildung 63 bis Abbildung 68 zeigen die Resultate dieser Auswertung für alle gemessenen Fallhöhen. Der Maximalwert des Wirkungsgrades bewegt sich entlang des Geschwindigkeitsverhältnisses $\alpha=1$ oder $\alpha=1.18$. Dies ergibt eine gute Übereinstimmung im Vergleich zum Design.

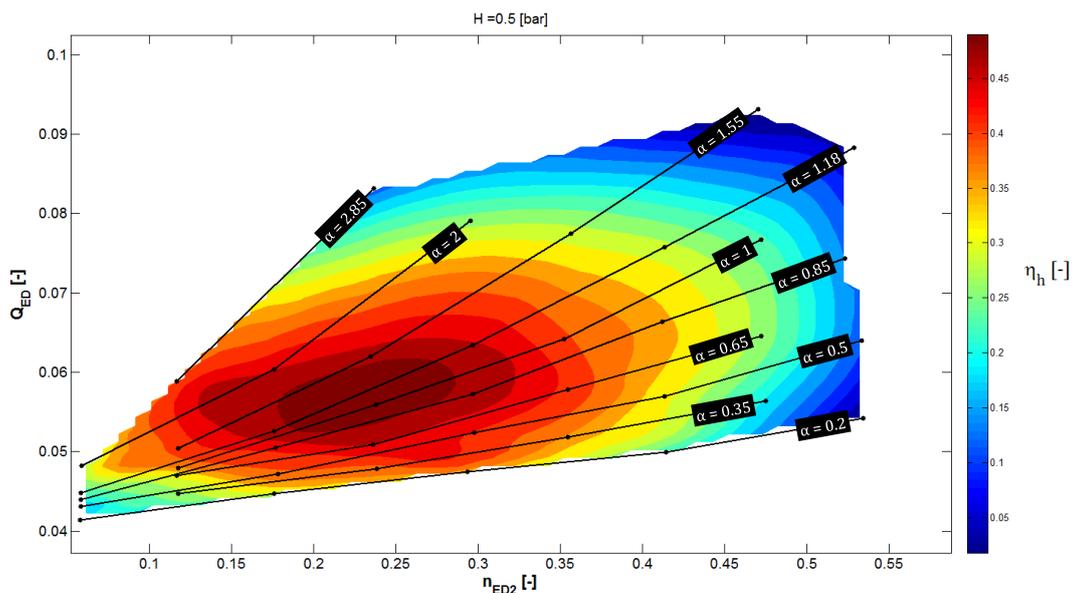


Abbildung 63: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 0.5\text{bar}$

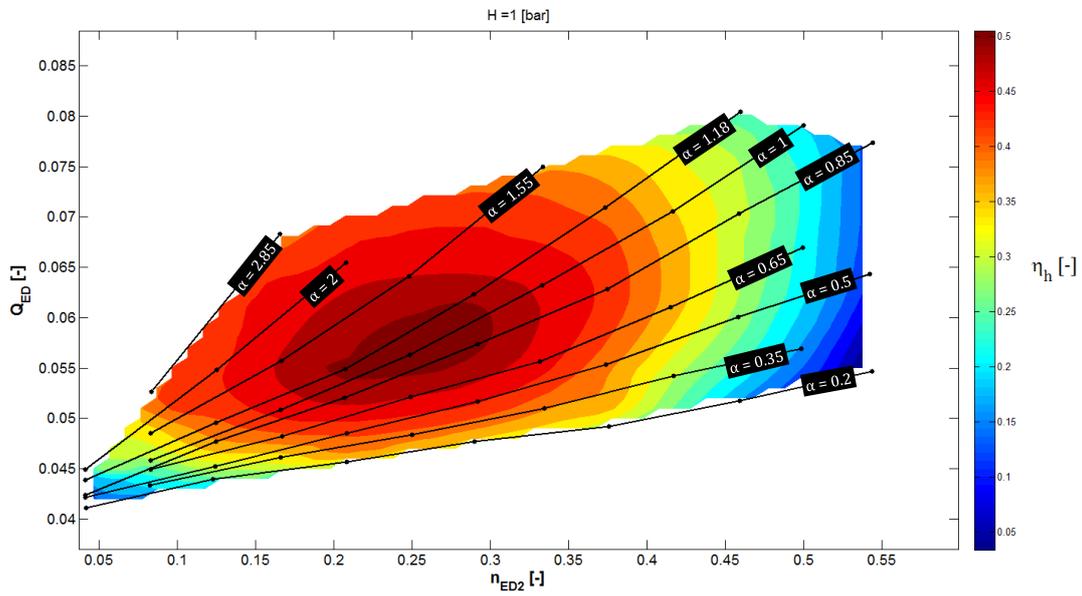


Abbildung 65: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 0.5$ bar

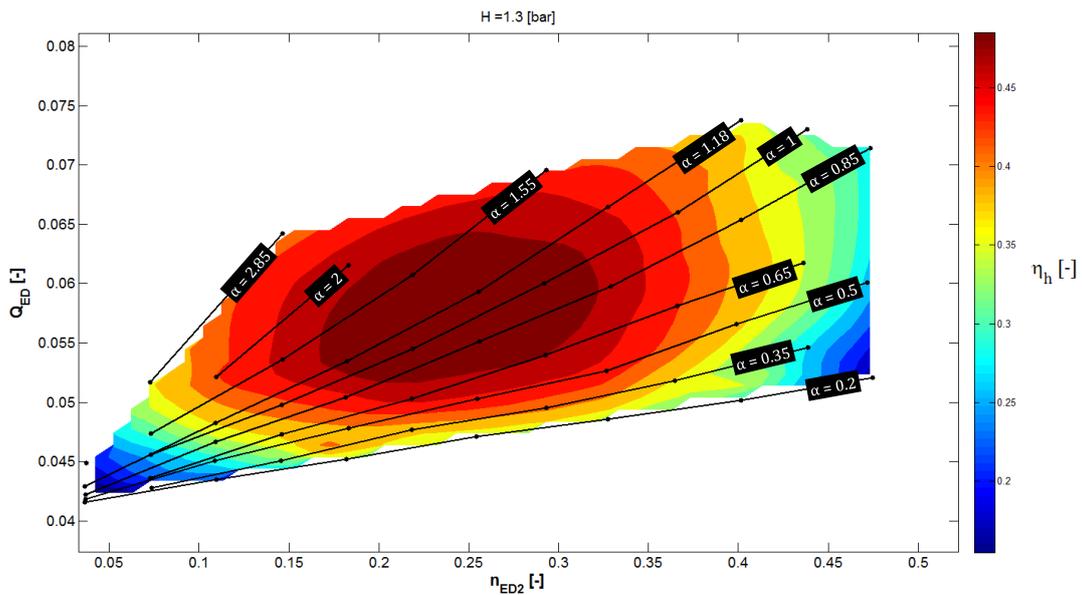


Abbildung 64: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 1.3$ bar

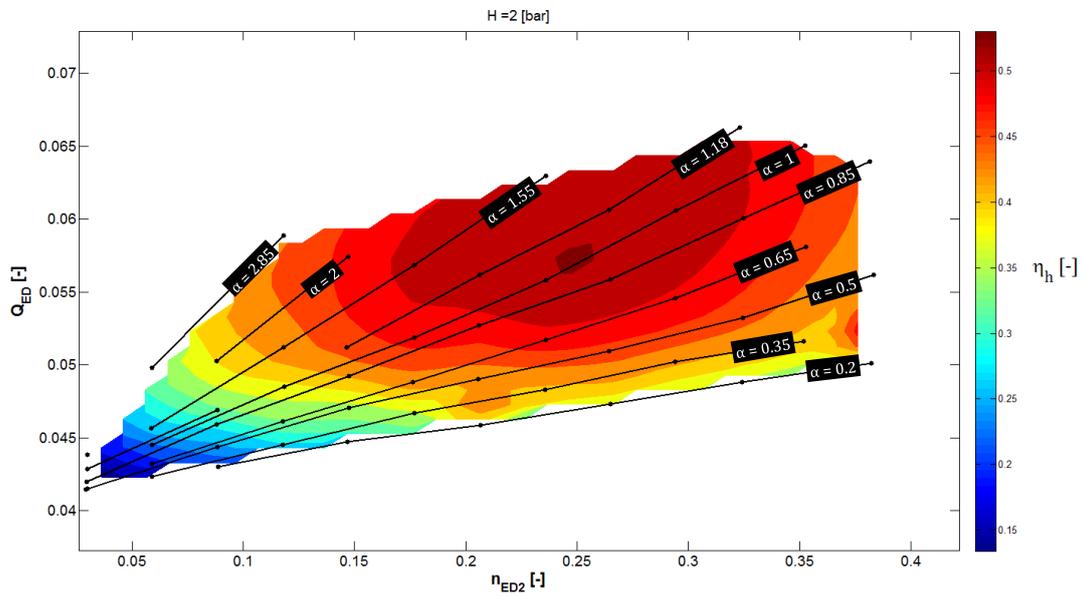


Abbildung 66: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 2$ bar

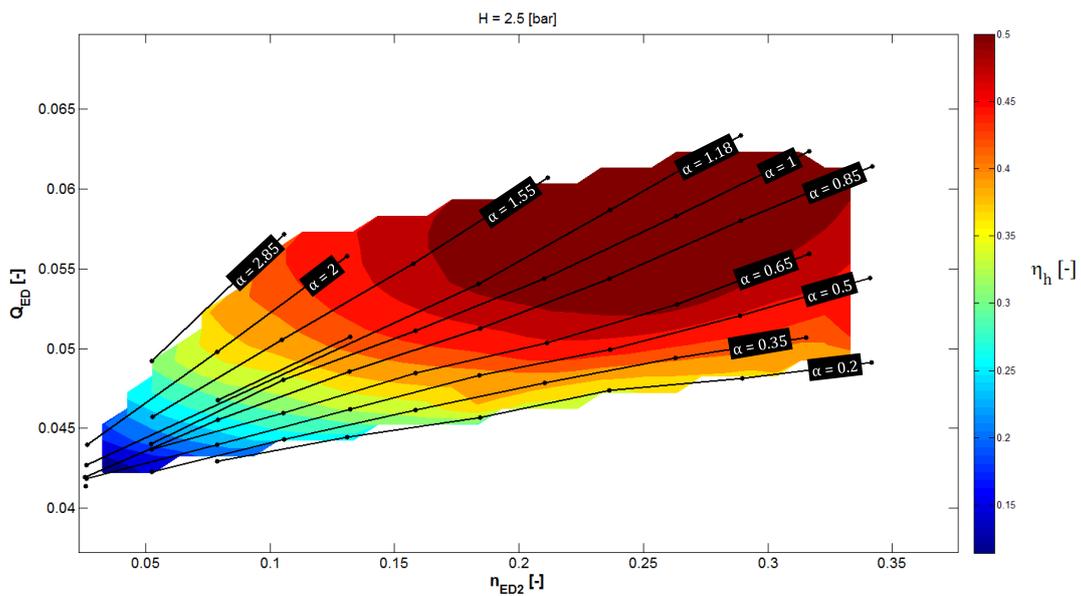


Abbildung 67: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 2.5$ bar

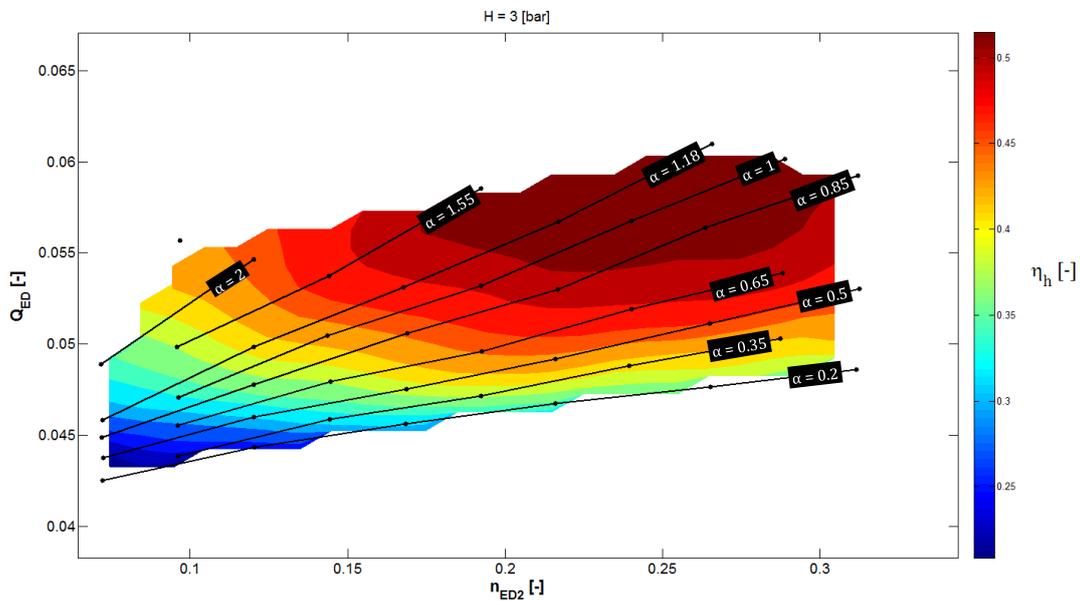


Abbildung 68: n_{ED2} - Q_{ED} - η_h Diagramm für $H = 3\text{bar}$

7.5.3 H-Q- η_h Diagramm

Um die Charakteristik der Mikroturbine über den gesamten geprüften Bereich darzustellen, wurde ein H-Q- η_h Diagramm erstellt. Dabei wurden für jede Fallhöhe die maximalen Wirkungsgrade bezogen auf den gesamten Durchflussbereich im Diagramm eingezeichnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 69 gegeben. Es ist festzustellen, dass die Fläche zwei Maxima aufweist, was jedoch nur auf die zu kleine Anzahl der Messpunkte zurückzuführen ist. Die Interpolationsfunktion ist ein wichtiger Faktor für die Qualität der Graphik und kann in manchen Fällen falsche Ergebnisse liefern. In Abbildung 70 sind die

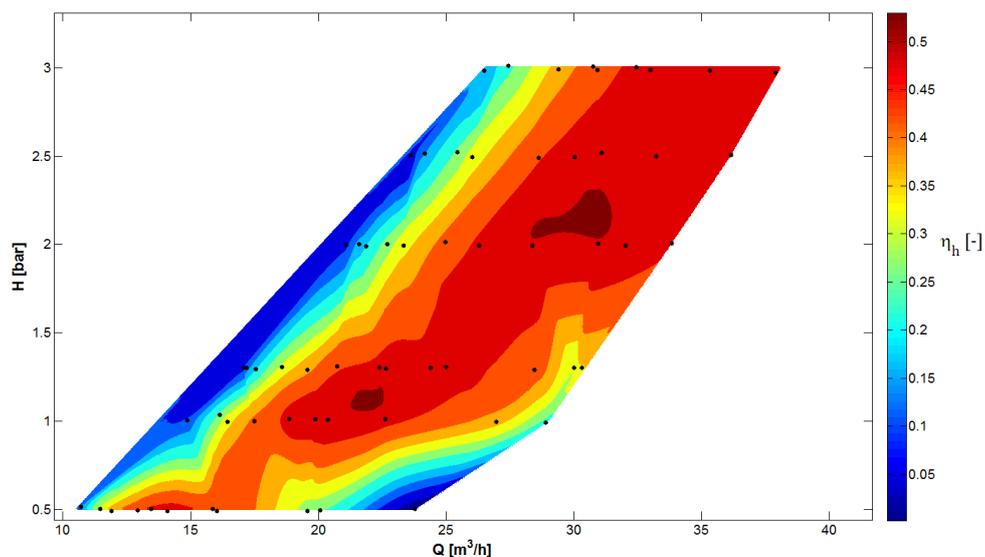


Abbildung 69: H-Q- η_h Diagramm

Interpolationsfehler deutlicher zu erkennen. Die Graphik lässt erkennen, dass die beste Effizienz bei einem konstanten Geschwindigkeitsverhältnis erzielt wird, welches nahe bei 1 liegt.

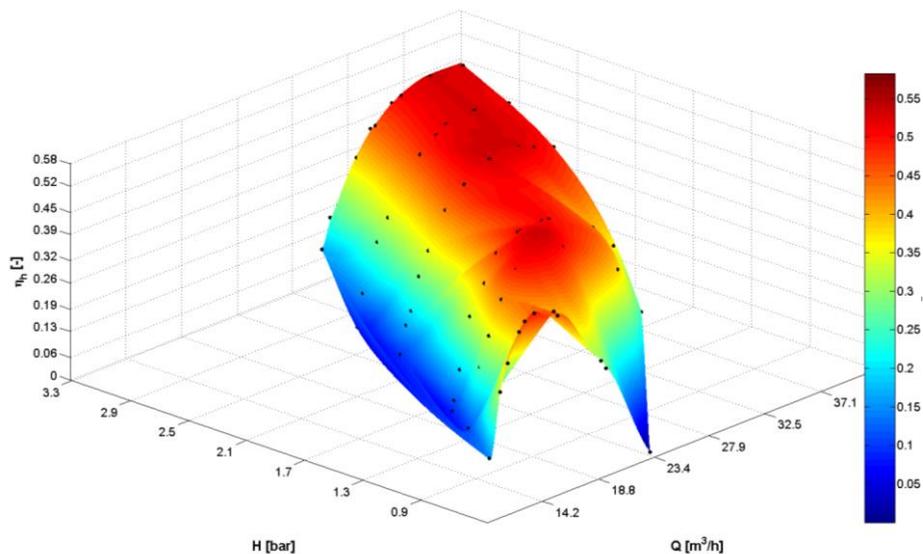


Abbildung 70: H-Q- η_h 3D Diagramm

7.5.4 Verteilung der Leistung

Die folgenden Ergebnisse zeigen, wie die mechanische Leistung auf beiden Rädern verteilt ist. Laut der Auslegung, müssten die beiden Leistungen bei gleichen Drehzahlen identisch sein. Die Resultate ergaben, wie schon bei der CFD Simulation erkennbar war, eine ungleiche Verteilung der Last. Abbildung 71 und Abbildung 72 zeigen die relativen mechanischen Leistungen der einzelnen Räder für eine Fallhöhe von 3bar. Die Werte sind relativ zur totalen, maximalen Leistung der Turbine für die entsprechende Fallhöhe. Bei einer Drehzahl von 3000min^{-1} und $\alpha=1$ trägt das erste Rad 60% und das zweite Rad 40% zur Gesamtleistung bei. Abbildung 73 und Abbildung 74 zeigen die gleiche Charakteristik bei einer Fallhöhe von 1.3 bar. Hier fällt die die Verteilung extrem ungleichmässig aus. Bei einer Drehzahl von 3000min^{-1} und $\alpha=1$ leistet das erste Rad mehr als 90%, das zweite folglich weniger als 10%. Auch hier deuten die Werte darauf hin, dass sich die besten hydraulischen Eigenschaften im Bereich des Auslegungspunktes befinden.

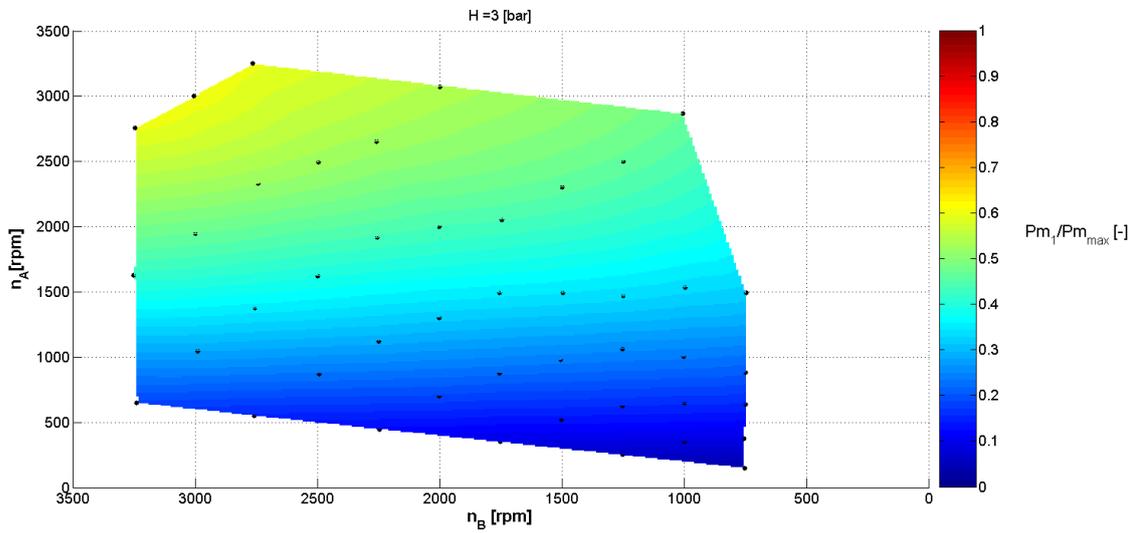


Abbildung 72: Relative mechanische Leistung der ersten Stufe für $H = 3$ bar

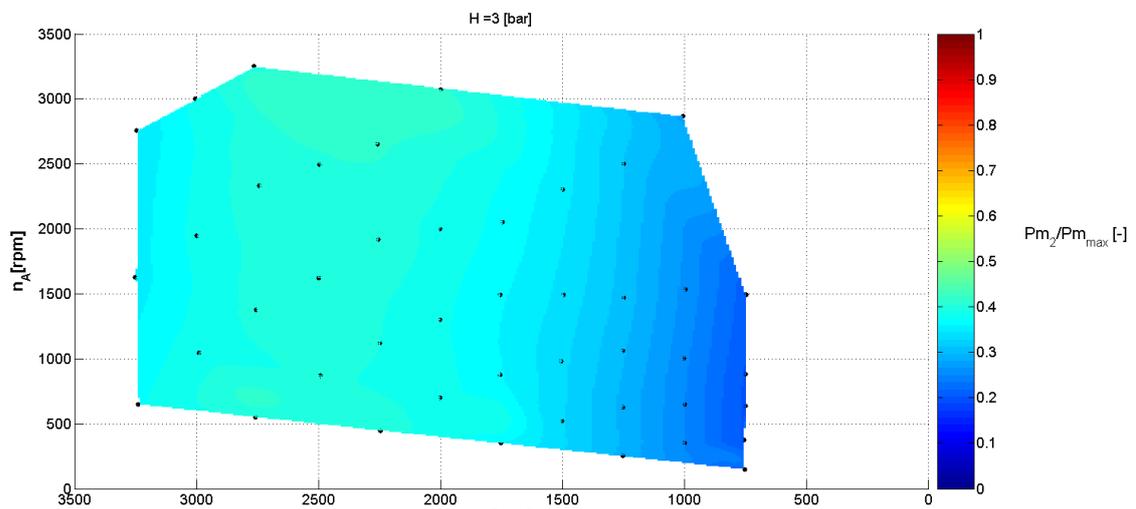


Abbildung 71: Relative mechanische Leistung der zweiten Stufe für $H = 3$ bar

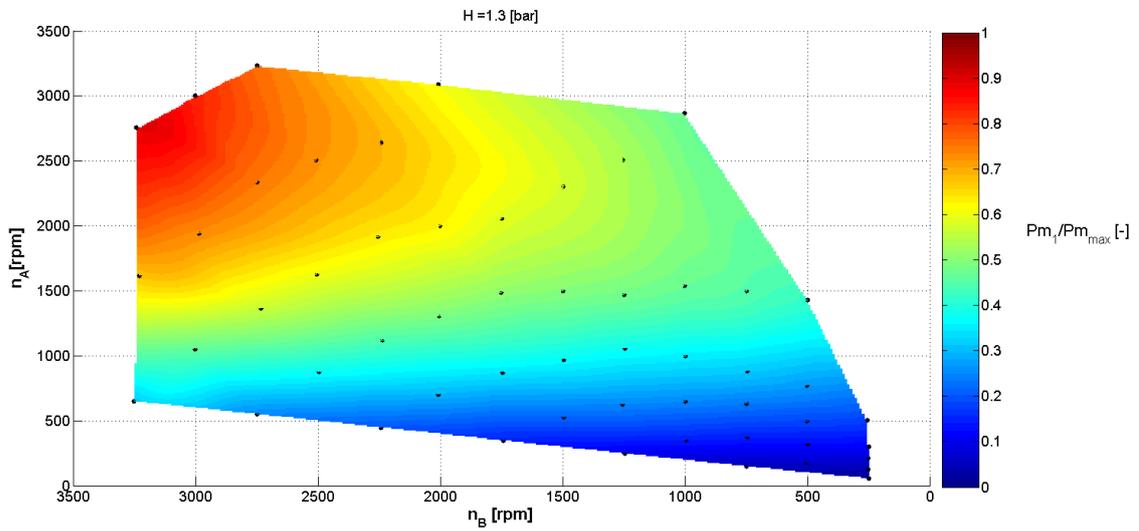


Abbildung 73: Relative mechanische Leistung der ersten Stufe für H = 1.3 bar

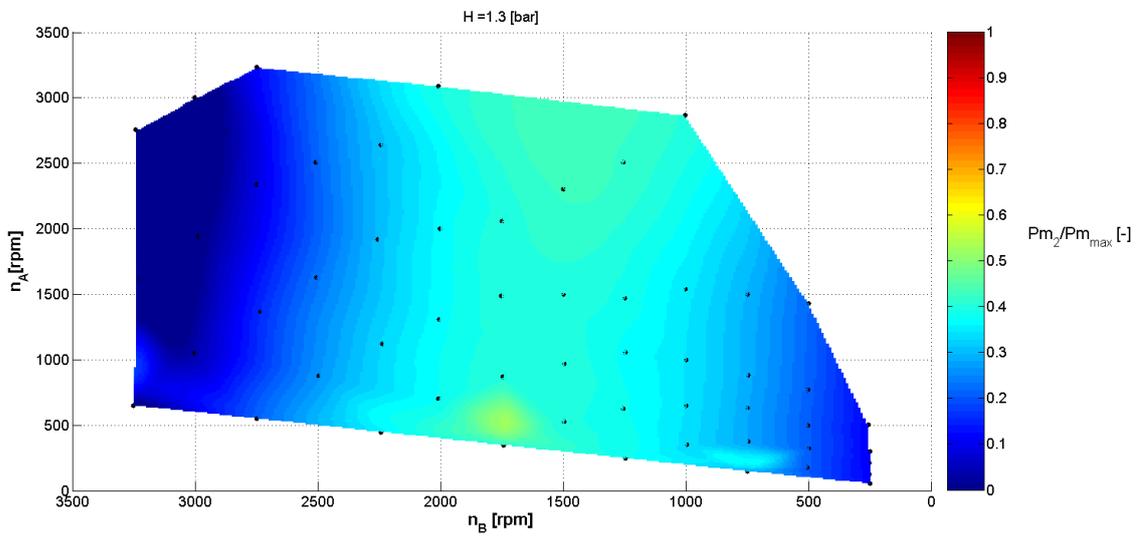


Abbildung 74: Relative mechanische Leistung der zweiten Stufe für H = 1.3 bar

7.6 Besprechung der Messresultate

Allgemein sind vor allem grosse Unterschiede des hydraulischen Wirkungsgrades zwischen dem Design und den Messwerten erkennbar. Allerdings stimmt die Tendenz der Bereiche, in denen die besten Eigenschaften zu erwarten waren, mit denen der Messergebnisse überein. Verglichen mit dem Design, besteht eine negative Verschiebung des Drehzahlbereichs, bei dem die besten Leistungen gefunden wurden. Zudem ist die Leistungsverteilung unausgeglichen. Die Gründe für den extrem viel kleineren Wirkungsgrad sind jedoch nicht auf mechanische Verluste zurückzuführen. Die hydrodynamischen Gleitlager der Turbine weisen ein sehr geringes Reibungsmoment auf, welches in Versuchen ermittelt wurde, und kleiner als die Genauigkeitstoleranz der Drehmomentsensoren ist. Die hauptsächlichsten Verluste basieren daher auf hydraulischen Effekten wie Reibung und Turbulenzen. Der Übergang zwischen den Statoren und den Rädern, sowie zwischen den einzelnen Rädern ist nicht spielfrei. Dort können turbulente Effekte auftreten. Der wohl bedeutendere Faktor stellt das Spiel zwischen der Turbine und der Ummantelung dar. Aus dem Grund, dass die Zentrierung der Räder auf dem Teststand relativ schwierig zu bewerkstelligen ist, muss ein grosses Spiel zwischen Turbinenrad und Ummantelung eingehalten werden. Frühere Versuche am Teststand der EPFL haben gezeigt, dass sich durch Verminderung des Spiels erhebliche Leistungssteigerungen ergeben haben. Der aktuelle Aufbau am Teststand lässt diese Option nicht zu. Das radiale Spiel kann bis zu 0.2mm betragen, wodurch ein Teil des Durchflusses zwischen Turbinenblatt und Leitung hindurchfliessen kann. Dadurch entsteht einerseits der Effekt eines Druckausgleichs zwischen Ein- und Austritt sowie Turbulenzen, die den Fluss stören. Der beschriebene Störeffekt kann durch einen spielfrei anliegenden, sich mitdrehenden Ring vermieden werden, wie dies bei der geplanten Straflo-Version erfolgen wird.

8 Abschliessende Besprechung

Abschliessend sollen die wichtigsten Ergebnisse der aufgeführten Etappen diskutiert werden. Tabelle 11 stellt einen Vergleich her zwischen dem Design und den Werten, die für den Nennlastpunkt ermittelt wurden, im Rahmen der in dieser Arbeit ausgeführten Simulationen und Messungen.

<i>Grösse</i>	<i>Design</i>	<i>CFD</i>	<i>Messung</i>
η_h [%]	85%	83%	~53%
H [bar]	3bar	3.8bar	3Bar
Q [$l s^{-1}$]	8.7	8.7	9.8
α [-]	1	1	1.18
n_2 [min^{-1}]	3000	3000	2257
Pm_1/Pm_2 [-]	1	1.22	1.5

Tabelle 11: Vergleich der Nennlastpunkte von Design, CFD und Messung

Der Wirkungsgrad in der Simulation kommt der vorhergesagten Effizienz sehr nahe. Hingegen wurden bei den Messungen wesentlich schlechtere Werte gefunden. Die Verluste durch das Spiel der Turbinenräder am Umfang werden bei der Simulation nicht miteinbezogen. Das Simulationsmodell geht davon aus, dass die Räder spielfrei sind. Durch diese Vereinfachung entstehen grosse Differenzen zur Realität, denn mit CFD Simulationen können für gewöhnlich sichere Voraussagen gemacht werden, die $\pm 2\%$ von den realen Werten abweichen. Ein repräsentativer Vergleich zwischen der Simulation und den Messungen ist nicht vollständig möglich, da sich die erwähnten Umstände stark unterscheiden. Um genauere Aussagen machen zu können, müssten Messungen mit einem anliegenden Aussenring an den Turbinenrädern gemacht werden. Dies steht unter Diskussion und wird wohl in näherer Zukunft erfolgen.

Die Verschiebung des Drehzahlbereichs und des Durchflussbereichs ist ein weiterer, auffallender Aspekt. In der Simulation ist der Druckabfall wesentlich höher, als es durch das Design definiert wurde. Vergleicht man Design und die Messung, so ist bei gleicher Fallhöhe der gemessene Durchfluss wesentlich höher, was wiederum auf eine Ineffizienz hinweist.

Ein interessanter Aspekt der CFD Simulation ist die Verteilung der hydraulischen Energie sowie der Wirkungsgrade auf die einzelnen Räder. Die Auswertung ergab, dass das erste Turbinenrad einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad aufweist. Diese Erkenntnis konnte durch den Versuch nicht direkt sichtbar gemacht werden. Intuitiv lässt die Verteilung der mechanischen Leistung bei den Messungen den gegenteiligen Schluss zu. Hierbei zeigen sich die Vorteile der Simulation, welche eine sehr detaillierte Analyse ermöglicht. Da das erste Rad einen grösseren Anteil der hydraulischen Energie umwandelt, kann die zweite Stufe nicht mehr ausreichend arbeiten.

9 Schlussfolgerung

Die für diese Arbeit gesteckten Zielvorgaben konnten alle erreicht werden. Ein Designtool in Form einer Matlab-Anwendung ermöglicht die Berechnung der Turbinengeometrie für bestimmte hydraulische Eigenschaften. Das Tool wurde modifiziert und ermöglicht unter anderem die Auswahl unterschiedlicher Profilformen. Die Ausgabedaten der Matlab-Anwendung liegen in Form von CSV-Dateien vor. Eine eigens dafür erstellte Applikation ermöglicht das Importieren dieser Daten in das CAD Programm Autodesk Inventor, um dadurch ein 3D Modell erstellen zu können. Die CAD Daten bilden die Basis für die CAM Programmierung mittels AlphaCam. Es wurde ein Turbinenradpaar berechnet, gezeichnet und auf dem Bearbeitungszentrum der HES-SO hergestellt. Die Erstellung des NC Codes via AlphaCam stellte sich als zeitaufwändig, problemfällig und relativ unflexibel heraus. Die Qualität der Bearbeitung war zufriedenstellend, die Oberflächengüte und die Bearbeitungszeit sind jedoch noch verbesserungswürdig. Das Bearbeitungszentrum hat nicht die geeignete Bauform für die Fertigung einer Turbinengeometrie, wodurch eine Aufspannung mittels Teilapparat nötig war. Für Einzelanfertigungen ist diese Methode zulässig, jedoch lässt sich eine serielle Produktion auf diesem Maschinentyp ausschliessen. Es wurde eine CFD Simulation der konstruierten Räder ausgeführt, was relativ gute Resultate lieferte. Es konnte ein hydraulischer Wirkungsgrad von 83% nachgewiesen werden. Es stellten sich vor allem Mängel in Bezug auf das erste Turbinenrad heraus. Es wurde eine Reihe von Messungen auf dem hydraulischen Teststand der HES-SO ausgeführt, um die Eigenschaften der gefrästen Räder in der Realität zu prüfen. Die Hauptschwierigkeit bildete dabei die Auswertung der Messdaten. Auf Grund dessen wurde eine Matlab-Anwendung implementiert, welche durch eine benutzerfreundliche Bedienung die gewünschten Diagramme automatisch erstellt. Die hydraulischen Eigenschaften erwiesen sich in der Praxis als deutlich schlechter, als die vom Design und der Simulation gemachten Vorhersagen. Der beste gemessene hydraulische Wirkungsgrad betrug 53%. Hauptsächlich können die Verluste auf das beträchtliche Spiel zwischen Turbinenrad und Ummantelung zurückgeführt werden. In der Simulation wurde dieser Begebenheit keine Beachtung geschenkt. Ausserdem war eine ungleiche Verteilung der mechanischen Leistung auf die Turbinenräder erkennbar. Die Zonen der besten hydraulischen Effizienz waren tendenziell mit den vorgesehenen Werten des Designs übereinstimmend. Um genauere Aussagen über die Übereinstimmung der Simulation und der Messungen zu machen, müsste eine spielfreie Variante der Räder mit einem fest anliegenden Aussenring getestet werden, wie es für die zukünftige Straflo-Ausführung der Fall sein wird. Für weitere Forschungszwecke können in Zukunft relativ schnell unterschiedliche Turbinenräder an der HES-SO konstruiert, hergestellt und geprüft werden. Es sind jedoch noch Änderungen des Design-Tools notwendig, welche die Erkenntnisse der erlangten Resultate miteinbeziehen, um eine optimale Geometrie erzeugen zu können. Auch das Programm zur Auswertung der Messdaten weist noch Verbesserungspotential auf.

10 Authentizitätserklärung

Hiermit bestätige ich, die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst zu haben und alle benutzten Quellen, welche öffentlichen Dokumenten entnommen wurden, als solche eindeutig und wiederauffindbar erkenntlich gemacht habe.

Unterschrift:

11 Literaturverzeichnis

- [1] „de.statista.com,“ [Online]. Available: <http://de.statista.com/statistik/daten/studie/190298/umfrage/stromerzeugung-weltweit-nach-energetraegern-seit-1998/>. [Zugriff am 06. 07. 2014].
- [2] L. Binggeli, A. Flüglitaler, J. Spelling, P. Scheuber und E. Kertésk, *Design of a counter-rotating turbine for control of pressure drops in water network*, EPFL, Lausanne, 2007.
- [3] J. Spelling, „CFD analysis and redesign of counter-rotating turbine runners,“ Lausanne, EPFL, 2007.
- [4] W. W. Baumann, O. Frederich, M. Schatz, F. Thiele und U. Bunge, „www.cfd.tu-berlin.de,“ 2006. [Online]. Available: <http://www.cfd.tu-berlin.de/Lehre/CFD2/skript/fvm-skript.pdf>. [Zugriff am 15. 07. 2014].
- [5] H. B. Kief und H. A. Roschiwal, *CNC Handbuch 2009/2010*, München: Carl Hanser Verlag, 2009.
- [6] „<http://www.dixipolytool.ch>,“ DIXIpolytool, [Online]. Available: <http://www.dixipolytool.ch/index.php?id=174&L=5&categorie=2>. [Zugriff am 14. 07. 2014].
- [7] „<http://www.4us2be.com>,“ [Online]. Available: <http://www.4us2be.com/environment/be-green-and-eco-clean/>. [Zugriff am 13. 07. 2014].
- [8] „<http://timothyandrewbarber.blogspot.ch>,“ [Online]. Available: <http://timothyandrewbarber.blogspot.ch/2011/08/gmsh-three-dimensional-finite-element.html>. [Zugriff am 15. 07. 2014].
- [9] *IEC 60193 International Standard, Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model Acceptance tests*, Geneva, Switzerland, 1999.
- [10] V. Hasmatuchi, *Presentation: New counter rotating microturbine for drinking water system*, HES-SO Sion, 2014.

12 Anhangverzeichnis

Anhang 1: Anleitung zur AlphaCam-Programmierung der Turbinenräder

Anhang 2: Messresultate: Q- η -Diagramme der einzelnen Fallhöhen

Anhang 3: Werkstattzeichnung der Rohlinge

Anhang 4: Detaillierter Bericht zur CFD Simulation

Anhang 1

Anleitung zur AlphaCAM
Programmierung der Turbinenräder

Anleitung zur CAM Programmierung der Turbinenräder

1. Alphacam Lathe starten
2. CAD importieren und Nullpunkt auf gewünschten Punkt verschieben. Die Orientierung des Werkstücks kontrollieren, d.h. die Achse des Turbinenrades muss auf der Z-Achse liegen.
3. Arbeitsebene auf XZ-Ebene setzen und einen Begrenzungsquader zeichnen. Der Quader muss zwischen dem Zylinder- und dem Aussendurchmesser liegen und so breit wie das Turbinenrad sein (Abbildung 1). Der Quader dient später zur Definition der Abwicklungsebenen.

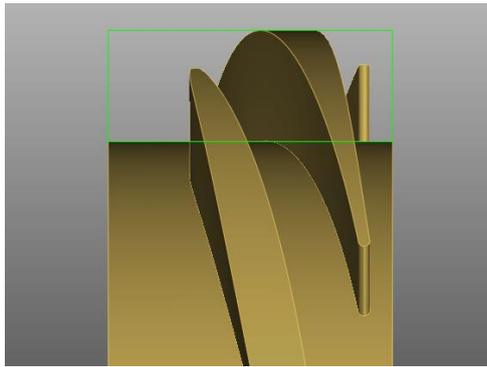


Abbildung 1 : Begrenzungsquader

4. Nun werden die Kanten der Turbinenschaufeln als 3D Polylinien erstellt. Dazu die folgende Funktion anwählen: **3D → Solid Modell Erkennung → Erstelle eine 3D Kante als Polylinie**. Für den Bogenfehler 0.001 eingeben. Sie werden dann aufgefordert, die gewünschten Kanten anzuwählen. Vorgang für jedes Profil auf dem Zylinderdurchmesser und am Aussendurchmesser ausführen (Abbildung 2).

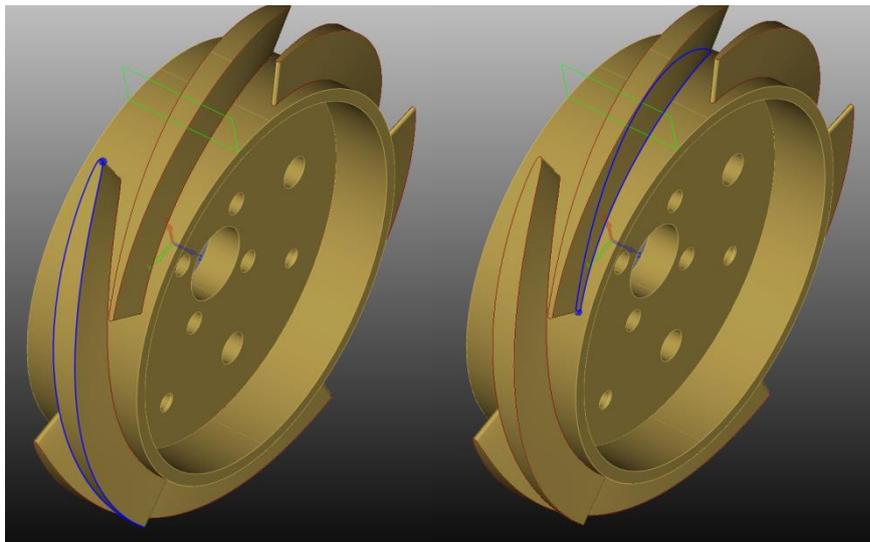


Abbildung 2 : Kanten als Polylinien

5. Die erzeugten Kanten werden nun auf die entsprechende Abwicklungsebene projiziert. Zunächst werden die Profile auf dem Zylinderdurchmesser projiziert. Dazu folgende Funktion wählen: **3D** → **Element projizieren**.

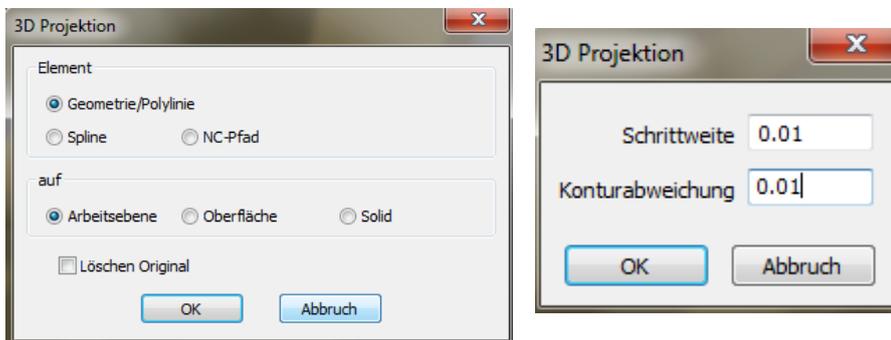


Abbildung 3 : Projektionsoptionen

Profile auf Zylinderdurchmesser selektieren sowie den **Begrenzungsquader!** **ESC** → Meldung mit OK bestätigen. Sie werden dann aufgefordert, die Arbeitsebene für die Projektion zu wählen. Wählen Sie „Abwicklung“.

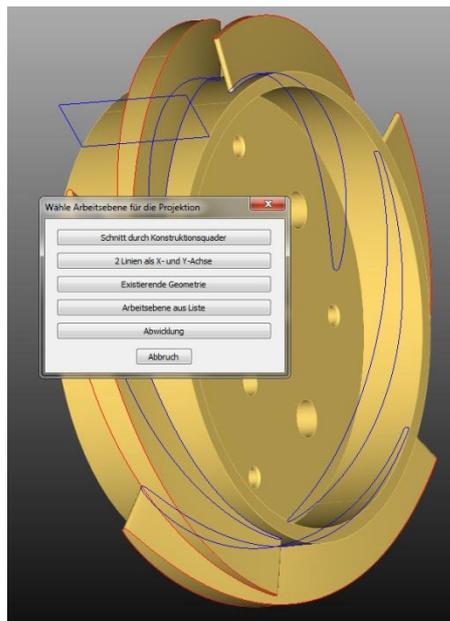


Abbildung 4: Abwicklung erstellen

Die Ansicht wechselt nun auf die XZ Ebene. Nun muss eine Linie auf dem gewünschten Durchmesser für die Abwicklung gewählt werden. Klicken Sie dazu auf die untere horizontale Linie des zu Beginn erstellten Begrenzungsquaders (Abbildung 5).

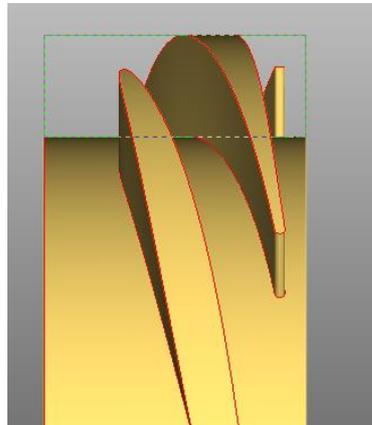


Abbildung 5:
Abwicklungsdurchmesser wählen

6. Die projizierten Profile erscheinen nun links in der Legende unter **1**. Markieren Sie alle Geometrien und durch Rechtsklick wählen Sie **Erzeuge Gruppe**. Die erzeugte Gruppe umbenennen (z.B. „Wurzelprofile“) und nach oben in die 2D-Ebene ziehen (linke Maustaste gedrückt halten und in 2D Ebene verschieben).

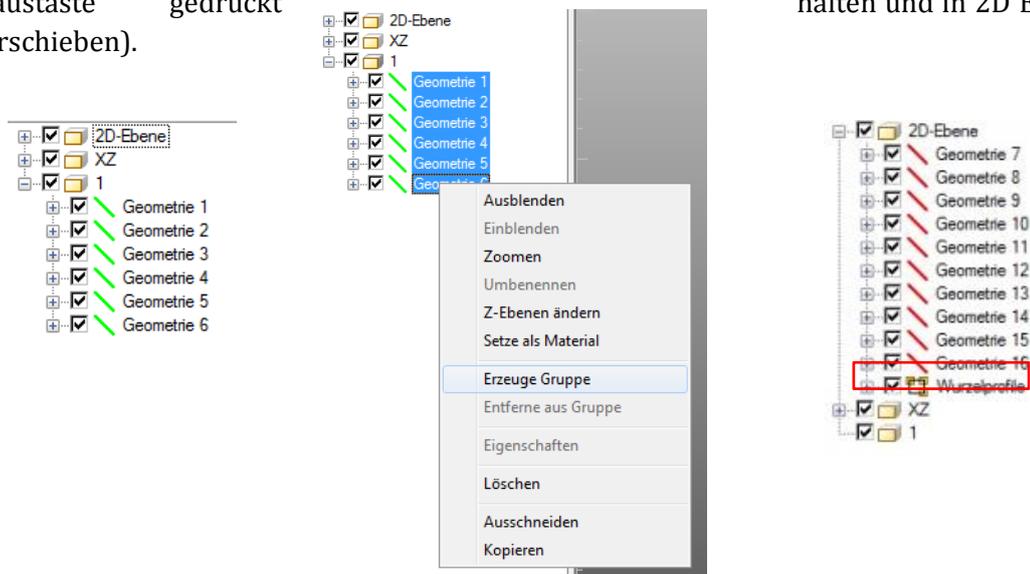


Abbildung 6: Gruppieren von Elementen

7. Den Vorgang für die Profile am Aussendurchmesser wiederholen. Dabei nicht vergessen, auch den Begrenzungsquader zu projizieren. In der 2D Ebene sollten sich nun die beiden Gruppen mit den Wurzel- und den Randprofilen befinden.

8. Nun müssen die erzeugten Gruppen im DXF-Format einzeln abgespeichert werden. Dazu deaktivieren sie alle Layer, ausser der Gruppe, welche abgespeichert werden soll.

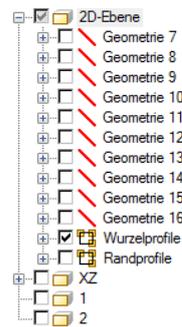


Abbildung 7: Layer aktivieren

Auf **Datei** → **CAD Datei speichern...** klicken, DXF Format wählen und nur die sichtbaren Layer auswählen.



Abbildung 8: Wahl der sichtbaren Layer

9. AlphaCAM Mill öffnen. CAD Datei des Turbinenrades importieren. Werkstück ausrichten, dass die Turbinenachse auf der X-Achse liegt. Dazu eine Drehung um die Y-Achse um 90° ausführen. Wichtig ist, dass die XZ-Ebene des Werkstücks in der XZ-Ebene bleibt. Nullpunkt auf gewünschten Punkt verschieben.
10. Arbeitsebene auf Stirnfläche des Rades setzen. Danach zwei Kreise mit Zylinderdurchmesser und Aussendurchmesser zeichnen, sowie eine Linie zwischen beiden Kreisen, die in der **absoluten XZ** Ebene liegt (Abbildung 9).

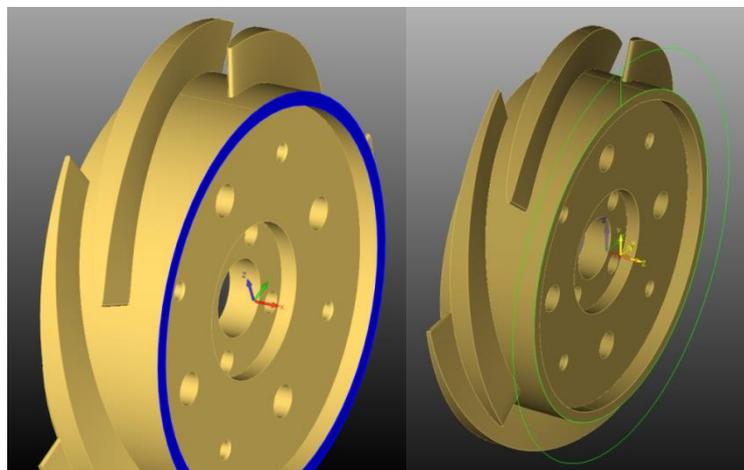


Abbildung 9: Vorbereitung der Abwicklungsebene

11. Nun müssen 2 neue Abwicklungsebenen erstellt werden. Die erste bildet die Abwicklung des Aussendurchmessers und die zweite die Abwicklung des Zylinderdurchmessers. Um die Abwicklungsebenen zu erstellen klicken Sie auf **3D → Abwicklung → Neue Ebene Definieren**. Benennen Sie die Ebene und geben Sie die Z-Ebenen an (hier wird die Breite der Abwicklungsebene definiert und entspricht der Breite des Rades) Für den Winkel der Ebene 90° eingeben (Abbildung 10).

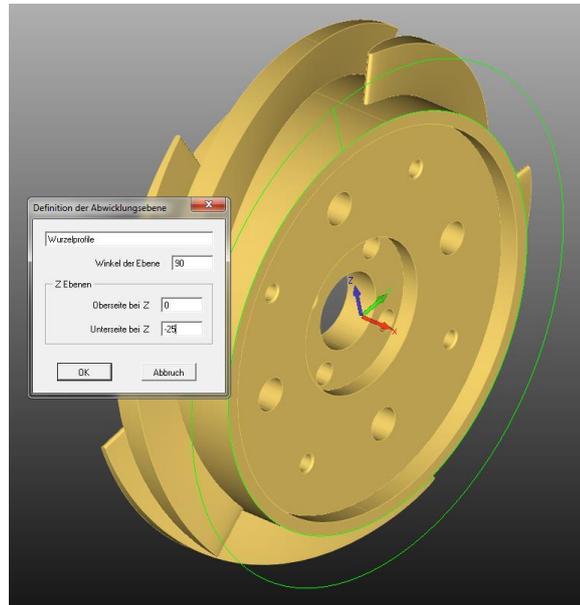


Abbildung 10: Abwicklungsebene erstellen

Danach selektieren Sie den Kreis auf dem Zylinderdurchmesser (Geometrie zum Abwickeln) und als Startpunkt der Ebene den Schnittpunkt zwischen dem Kreis und der Linie (Abbildung 11). Die Ebene umkehren, falls Z nicht vom Rad weg weist. Die Abwicklungsebene erscheint danach schwarz und liegt tangential zum Zylinderdurchmesser.

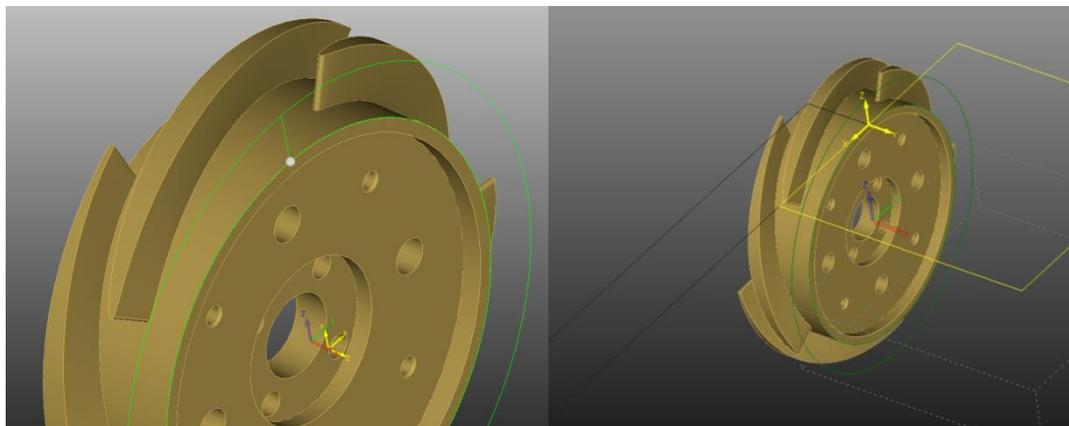


Abbildung 11: Wahl des Startpunktes der Abwicklungsebene und Resultat

Erstellen Sie ebenfalls die Abwicklungsebene für den Aussendurchmesser. Startpunkt der Ebene ist wiederum der Schnittpunkt zwischen der Linie und dem äusseren Kreis. Nun finden Sie die beiden Abwicklungsebenen in der Legende vor (Abbildung 12).

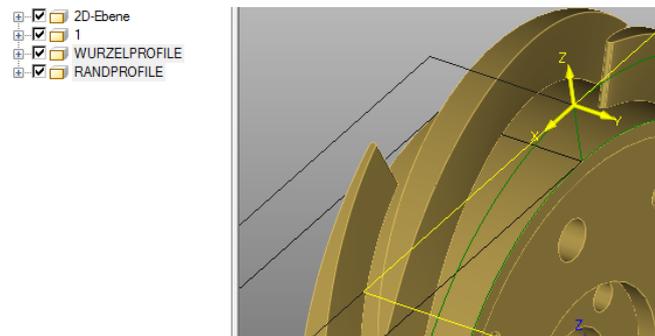


Abbildung 12: Legende mit Abwicklungsebenen

- Die DXF Dateien mit den Profilen importieren. Klicken Sie auf **Datei → CAD-Datei laden...** Wählen Sie den Dateityp DXF und geben Sie für **Zwischenraum ignorieren bis zu** den Wert 0.0001 ein! Speicher löschen darf **nicht** aktiviert sein!

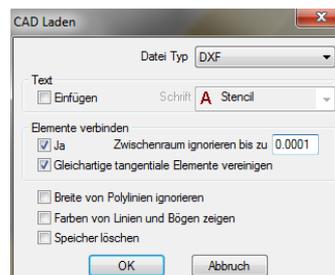


Abbildung 13: Laden der Profile

Die DXF Zeichnung wird in die 2D-Ebene Eingefügt (XY-Ebene). Die Profile sind in einzelne Geometrien aufgeteilt. Erstellen Sie eine Gruppe aus den eingefügten Geometrien und verschieben Sie die Gruppe in die entsprechende Abwicklungsebene.

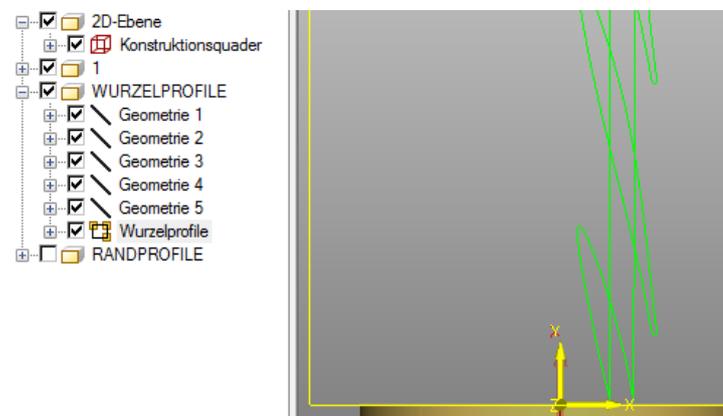


Abbildung 14: Einfügen der Profile

13. Die Profile müssen noch positioniert und gedreht werden. Dazu müssen Sie in der Abwicklungsebene arbeiten. Klicken Sie dazu in der Legende auf die entsprechende Abwicklungsebene. Es wird zunächst eine Drehung um 90° ausgeführt. Zur Auswahl aller Geometrien kann die Gruppe angeklickt werden. Wichtig ist, dass auch die gerade Linie mitgedreht wird (Projektion des Begrenzungsquaders). Als Bezugspunkt für die Verschiebung dient der Endpunkt dieser Linie. Er wird auf den Ursprung der Abwicklungsebene verschoben ($x = 0, y = 0$), somit sind die Profile richtig positioniert (Abbildung 15).

Bezugspunkt für die Verschiebung

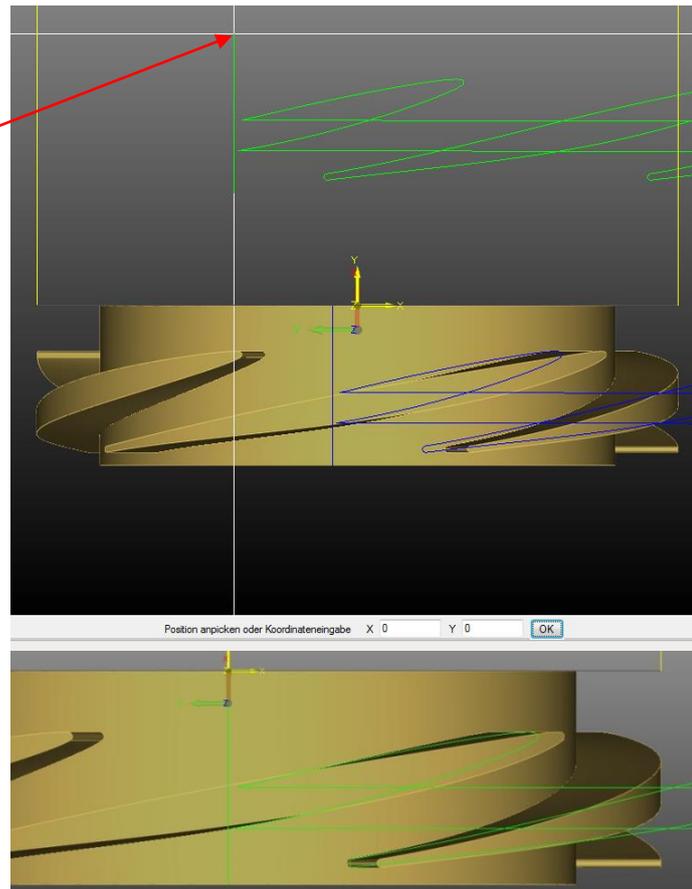


Abbildung 15: Positionieren der Profile

14. Die Gruppe mit den Profilen muss jetzt aufgelöst werden. Rechtsklick auf die Gruppe → **Entferne Gruppe**. Trennen Sie die Geometrie an beiden Enden der langen geraden Linien, indem Sie die Funktion **Bruch** verwenden. Die Linien können dann gelöscht werden.



Abbildung 16: Funktion „Bruch“

Kopieren Sie ein vollständiges Profil und wählen Sie den Bezugspunkt präzise an der äussersten Stelle rechts! Es ist wichtig dass dieser Bezugspunkt genau gewählt wird (Abbildung 17). Zoomen Sie ausreichend und die Ansicht muss unbedingt senkrecht zur Abwicklungsebene sein. Das vollständige Profil wird an denselben Punkt beim unvollständigen Profil in der Mitte kopiert (deckungsgleich). Wiederum muss der Punkt präzise gewählt werden. Das unvollständige Profil kann dann gelöscht werden. Es werden nur drei Profile benötigt wie zu sehen ist. Hierzu muss zusätzlich ein Profil links vom mittleren Profil eingefügt werden. Der Bezugspunkt wird dabei am rechts danebenliegenden Profil gewählt, um es präzise zu positionieren.

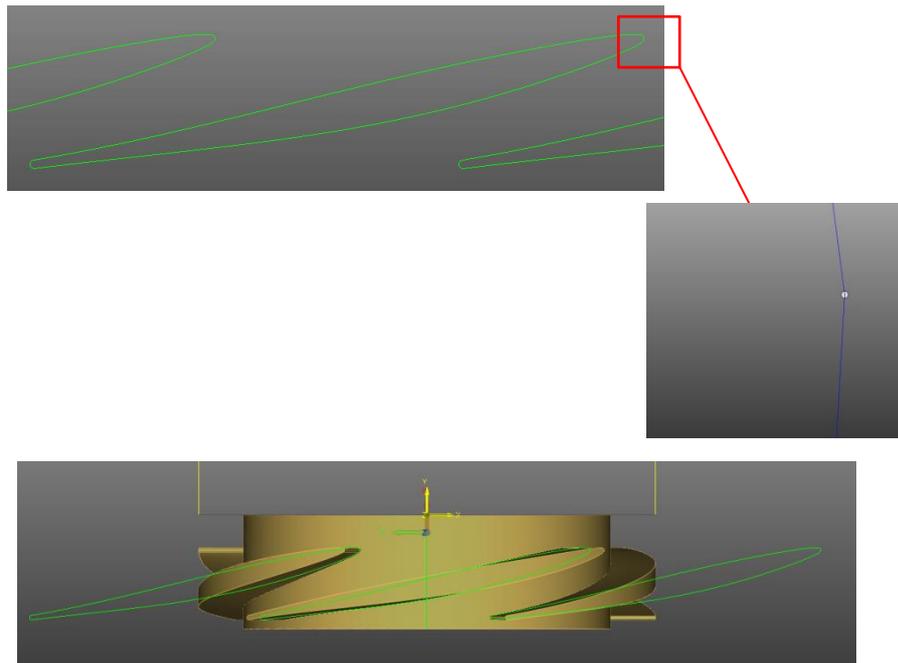


Abbildung 17: Vervollständigung der Profile

15. Denselben Vorgang auf der anderen Abwicklungsebene ausführen, mit den Randprofilen. Aussen wird jedoch nur 1 Profil benötigt (Abbildung 18).

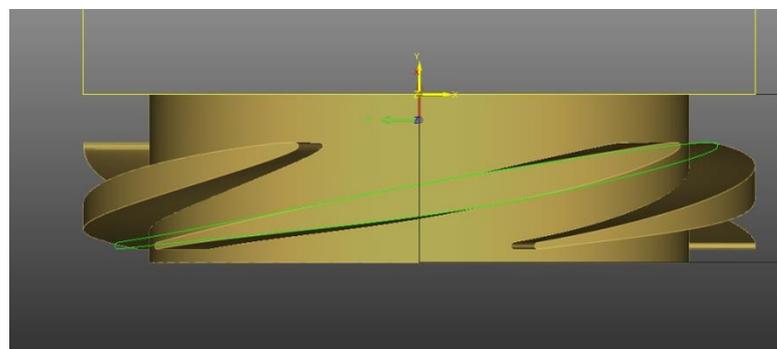


Abbildung 18: Äussere Abwicklungsebene mit einem Randprofil

16. Nun wird die Tasche für den Schrappvorgang gezeichnet, und zwar auf der Abwicklungsebene der Wurzelprofile. Erstellen Sie zuerst eine Linie parallel zu den drei Profilen im Abstand von 1mm. Benutzen Sie die Funktion **Versetzen**. Diese Distanz bildet das Aufmass. Für das Eintrittsrads (5 Schaufeln) reicht 1mm Aufmass. Für das Austrittsrads muss ein Aufmass von 1.5mm gewählt werden. Das Aufmass hängt vom Neigungswinkel der Turbinenschaufeln ab. In der Simulation muss später verifiziert werden, dass beim Schrappen nicht zu viel abgetragen wird.

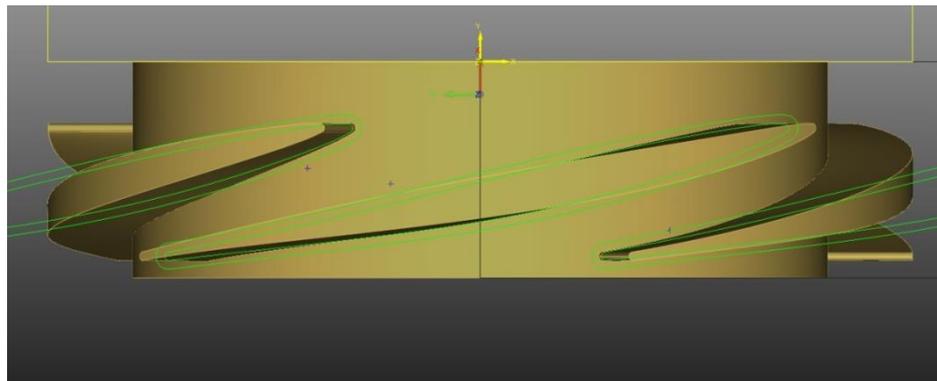
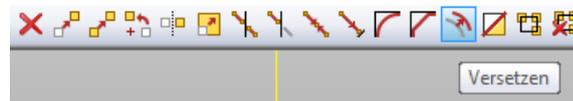


Abbildung 19: Versatz erstellen

Zeichnen Sie zwei Taschenkonturen laut Abbildung 20. Die Konturen müssen geschlossen sein, dazu die Funktion **Verbinden** anwenden. Die Taschen überlappen sich in der Mitte um insgesamt 2.98mm. Um dies zu erzielen, versetzen Sie die Linie in der Mitte, die auf der Turbinenachse liegt, um jeweils 1.49mm nach links bzw. nach rechts. Dieses Mass hängt ab vom Fräserradius beim Schlichten (1.5mm). Es muss etwas kleiner gewählt werden, damit beim Taschenzyklus diese Mittellinie nicht erreicht wird (dies verhindert die Drehung der C-Achse während des Taschenzyklus, d.h. die B-Achse erreicht somit nie 0). Zum Verschieben und Kopieren verwenden Sie stets die Mittellinie als Bezugspunkt, deren Ende im Ursprung der Abwicklungsebene liegt. Zu beachten ist, dass die Breite der Tasche überall mehr als 4mm betragen muss (Durchmesser des Schrappfräsers).

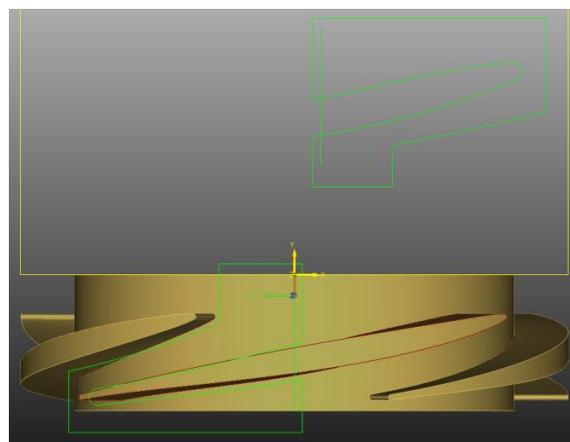


Abbildung 20: Zeichnen der Taschenkontur

Sie sollten dann zwei Taschen erhalten, laut Abbildung 21.

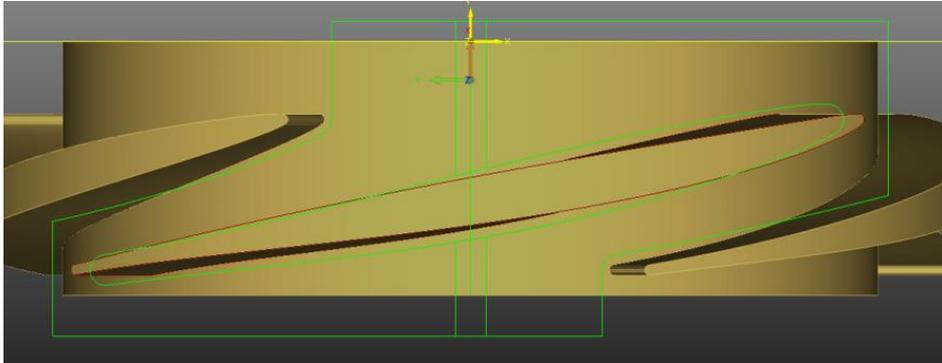


Abbildung 21: Zwei geschlossene, sich überlappende Taschenkonturen

17. Wickeln Sie die beiden Ebenen auf, mit der Funktion **Wrap developed plane**. Desaktivieren Sie die Funktion **Original löschen** und selektieren Sie anschliessend jeweils das Profil in der Mitte. Das Wurzel- und Randprofil liegen dann abgewickelt vor (Abbildung 22).

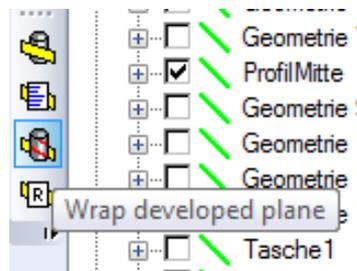


Abbildung 22: Ebenen aufwickeln

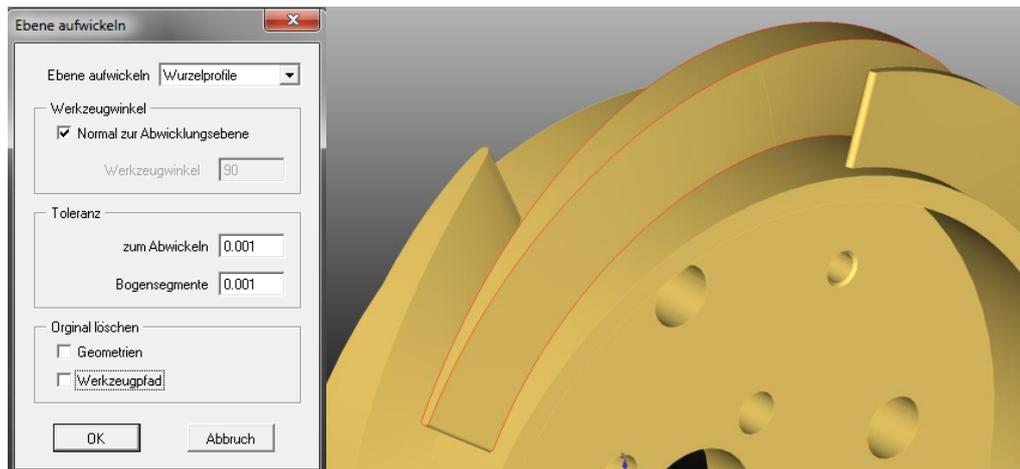


Abbildung 23: Optionen zum Aufwickeln der Ebenen

18. Zeichnen Sie eine 3D-Polylinie zwischen den beiden Abgewickelten Profilen, möglichst parallel zu der Turbinenschaufel. Diese Linie definiert den Startpunkt für die anschließende Bearbeitung (Abbildung 24). Danach kann die Werkzeugorientierung auf den beiden Profilen bestimmt werden. Wählen Sie den Startpunkt manuell. Dieser liegt auf dem Schnittpunkt der zuvor gezeichneten Linie.

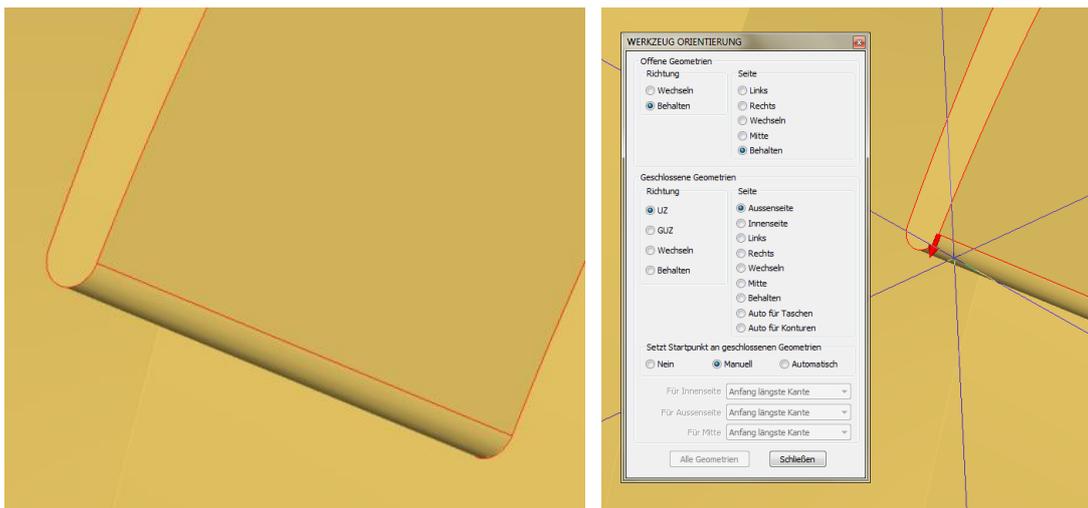


Abbildung 24: Startpunkt der Bearbeitung beider Profile mittels Linie definiert und

19. Nun kann die Schruppbearbeitung programmiert werden. Zunächst werden die beiden Taschen erstellt, die sich auf der Abwicklungsebene der Wurzelprofile befinden. Bestimmen Sie die Werkzeugorientierung und wählen Sie das Werkzeug. Mit der Funktion **Taschen u. Inselfräsen** erstellen Sie die Bearbeitung wie gewohnt. Das Aufmass in Z soll 0.2 betragen und in XY muss kein Aufmass gegeben werden.

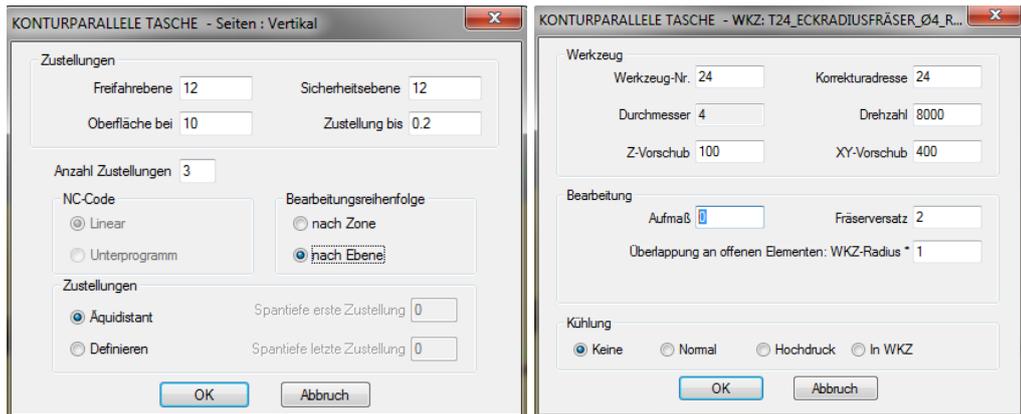


Abbildung 25: Taschenoptionen

Nachdem die Taschen erstellt wurden, wickeln Sie die Ebene wie zuvor ab. Löschen Sie die originalen Werkzeugpfade nicht, wenn sie später noch Änderungen vornehmen möchten. Bei Änderungen muss die Ebene von neuem abgewickelt werden. Selektieren Sie **Alle** und wählen Sie **NC-Pfade**. Das Ergebnis der Abwicklung sehen Sie in Abbildung 26.

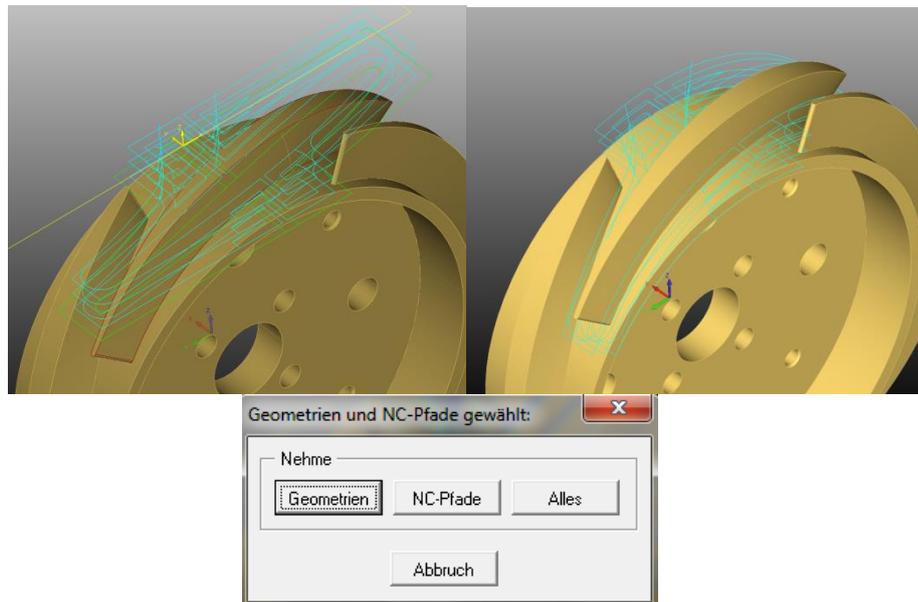


Abbildung 26: Werkzeugpfade Abwickeln

20. Nun wird das Aufmass von 1mm auf 0.2mm reduziert. Diese Bearbeitung erfolgt nicht mehr senkrecht zum Zylinder, sondern parallel zum Turbinenblatt. Dazu die Funktion **NC-Pfade** → **Fräsbahn aus zwei Konturen...** verwenden. Dieser Schruppvorgang wird in 3 Zustellungen in Z gemacht. Dazu muss die Funktion 3-mal verwendet werden und jeweils das Aufmass in Z wird angepasst (7mm, 4mm, 1mm). Beachten Sie die Schrittweite. Ist diese zu gross, kann es zu einer Konturverletzung an den Enden der Schaufeln kommen. Setzen Sie die Schrittweite auf 0.1 und den Bogenfehler auf 0.02. Wichtig ist die Bearbeitungsseite auf **links** zu stellen.

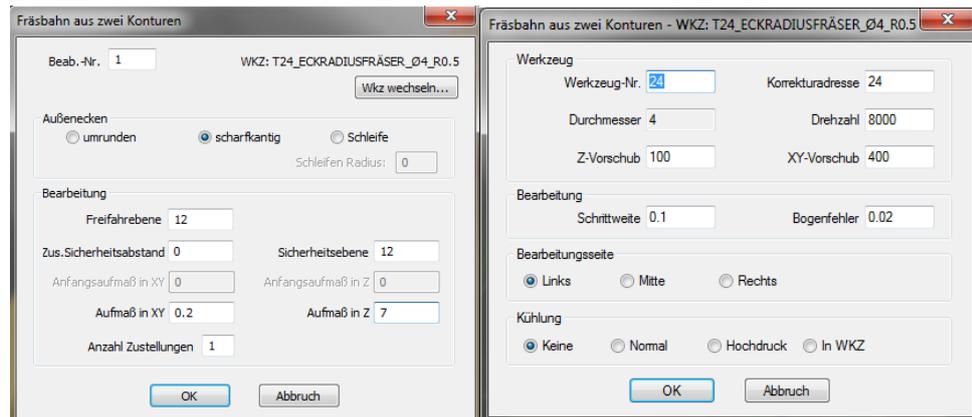


Abbildung 27: Fräsbahn aus 2 Konturen erstellen

Danach muss die Hauptgeometrie gewählt werden. In unserem Fall ist dies immer das Wurzelprofil. Für die Nebengeometrie wählen Sie das Randprofil an. Das minimale Aufmass in Z muss 1mm betragen (falls mit dem Eckradiusfräser Radius 0.5mm geschruppt wird).

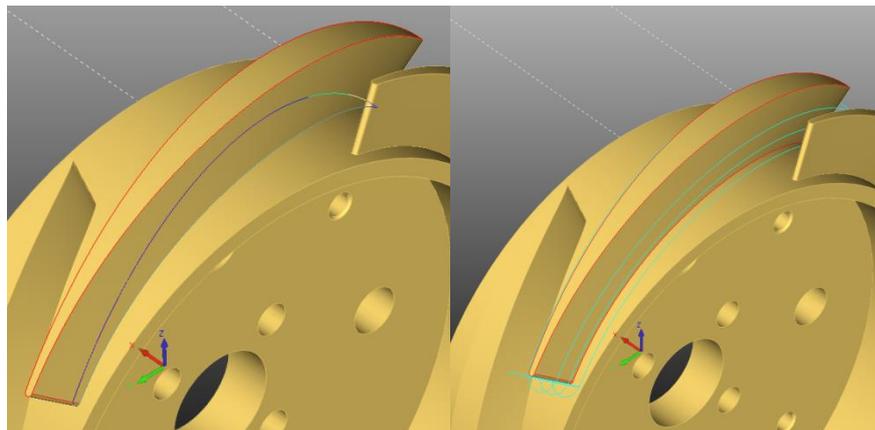


Abbildung 28: Auswahl der Haupt- und Nebengeometrie

Es bleibt noch das an und Abfahren zu definieren. **NC-Pfade → 3d An- u. Abfahren...**
Verwenden Sie die Einstellungen laut Abbildung 29 und wählen Sie die drei Fräsbahnen an. Die Schruppbearbeitung ist somit abgeschlossen. Speichern Sie und erstellen Sie eine Kopie der Datei, indem Sie sie ein zweites Mal abspeichern. Verwenden sie die Kopie um mit der Schlichtbearbeitung fortzufahren.

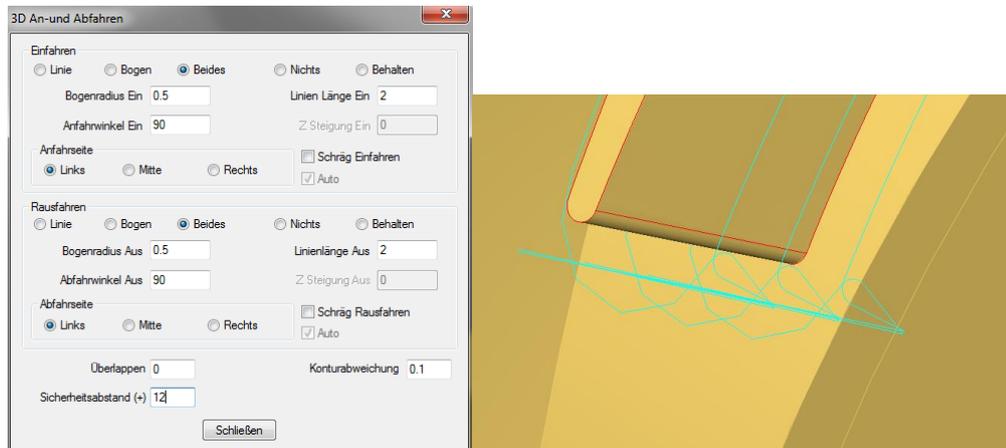


Abbildung 29: 3D An- und Abfahren



Abbildung 30: Schruppbearbeitung

21. Nun folgt die Schlichtbearbeitung. Erstellen Sie auf beiden Abwicklungsebenen Profile im Abstand von 1.5, 1.8, 2.1, 2.4 und 2.7mm zum mittleren Profil (Abbildung 31). Sie dienen zum schlichten des Bodens rund um das Profil, ohne dieses zu verletzen. Die Anzahl dieser Versetzungen hängt vom Aufmass ab, welches bei der Taschenkontur gegeben wurde. Der erste Versatz (1.5mm) entspricht dem Fräserradius. Danach teilen Sie das Aufmass (in diesem Fall 1mm) in Schritte von 0.3mm auf ($4 \times 0.3 = 1.2\text{mm}$). Machen Sie dies für das Wurzel und das Randprofil. Wickeln Sie die erstellten Geometrien ab (Abbildung 31), die Originale können Sie löschen.

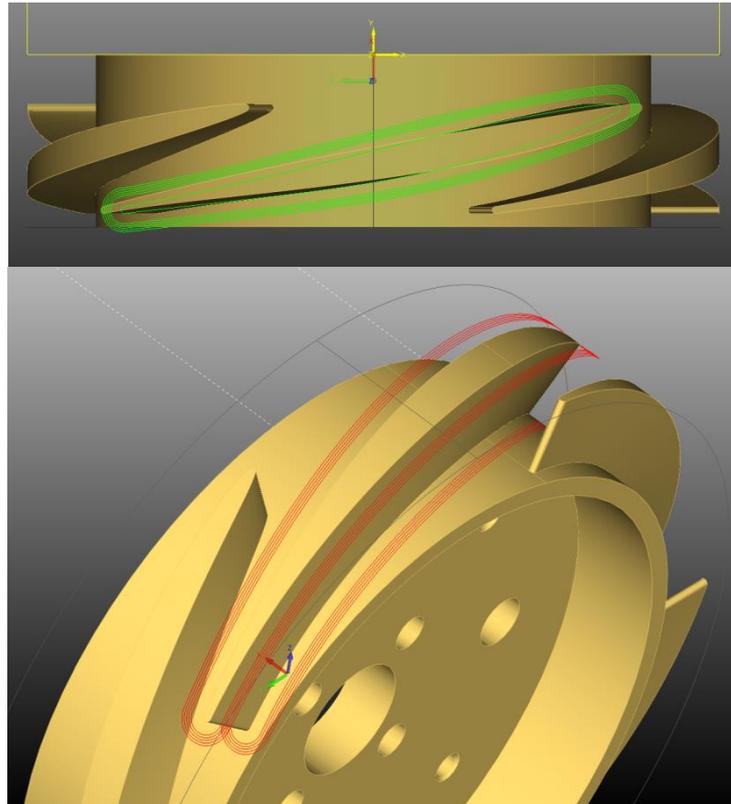


Abbildung 31: Schlichtbearbeitungen des Bodens rund um das Profil

Wie oben erstellen Sie wieder 3D Polylinien welche die oberen und unteren Profile verbinden und möglichst parallel zu der Turbinenschaufel verlaufen. Diese bestimmen den Startpunkt für das An- und Abfahren. Die Werkzeugorientierung definieren (UZ, mitte). Erstellen Sie dann die NC Pfade mit der Funktion **Fräsbahn aus zwei Konturen**. Teilen Sie die Bearbeitung so auf, dass die Flanken in 3 Zustellungen in Z geschichtet werden. Bearbeitungsseite **Mitte** wählen. Die Schrittweite auf 0.1 und der Bogenfehler auf 0.01 stellen. Definieren Sie das An- und Abfahren laut Abbildung 32.

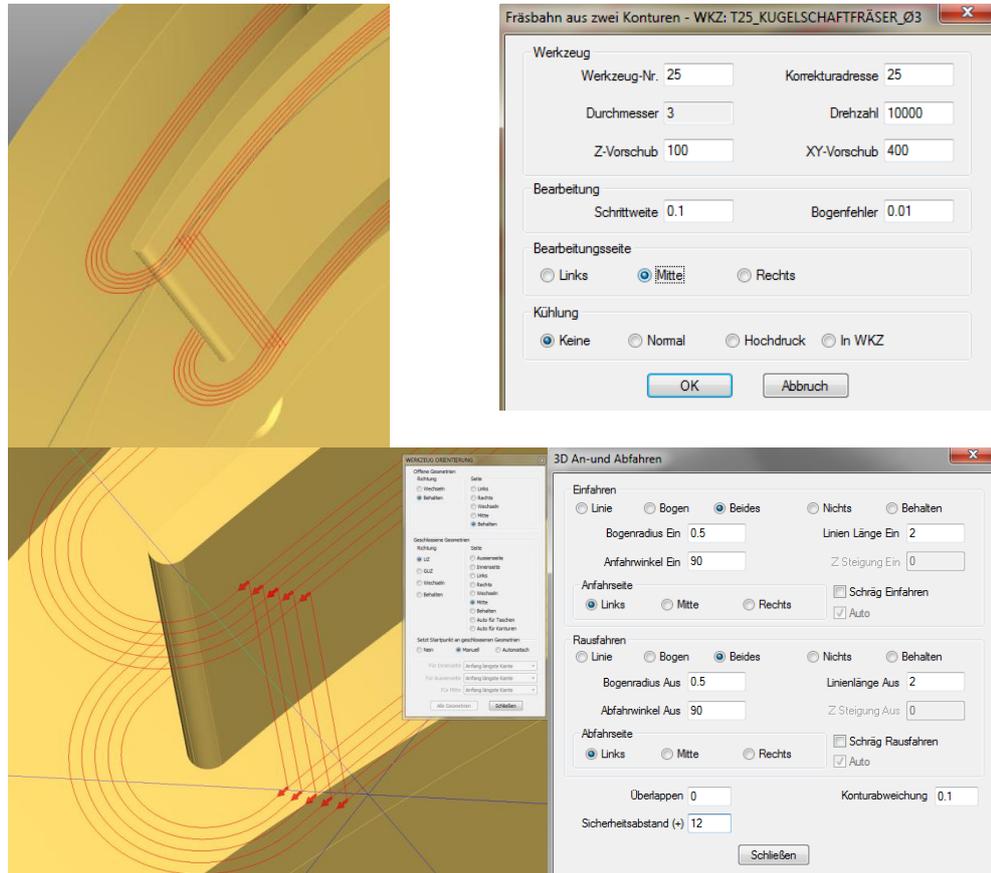


Abbildung 32: Schichtbearbeitung definieren

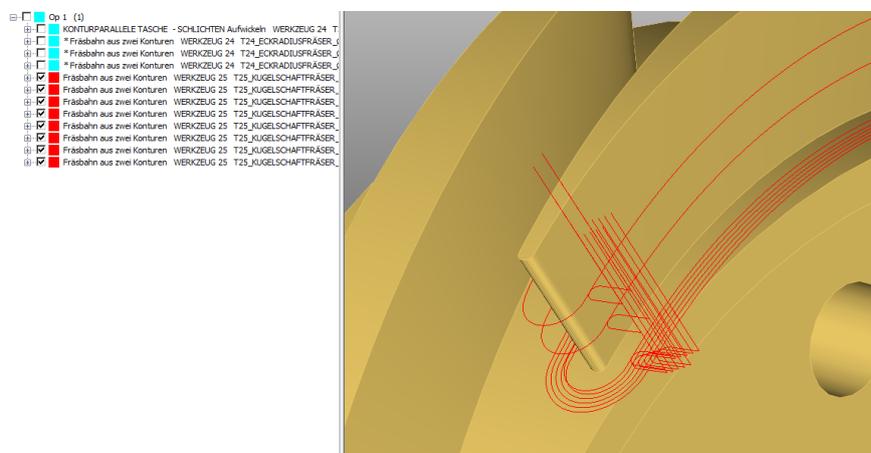


Abbildung 33: An- und Abfahrbewegungen

22. Es fehlt noch das Schlichten des Bodens. Dazu verwenden Sie die beim Schruppen erstellten Taschenkonturen. Erzeugen Sie eine Tasche mittels **Taschen u. Inselfräsen**. Wählen sie im ersten Fenster **Linear**. Wichtig ist, dass die Lage der Oberfläche mindestens dem Radius des Kugelschaftfräasers entspricht, sonst werden die Grenzen der Tasche nicht wie gewünscht eingehalten. Geben Sie zur Sicherheit 10mm ein. Stellen Sie den Fräserversatz auf 0.2mm, wählen Sie die erste Tasche an und machen Sie dasselbe für die zweite Tasche. Danach müssen die NC-Pfade wie gewohnt abgewickelt werden.

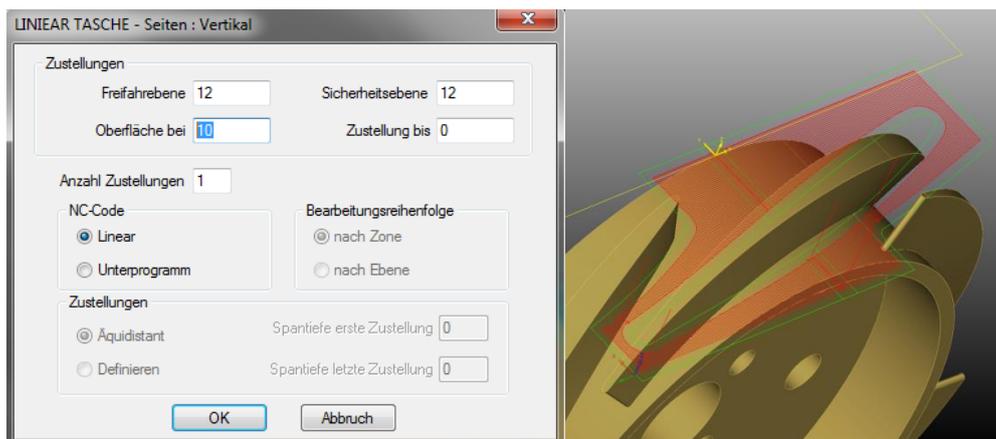


Abbildung 34: Lineartasche definieren

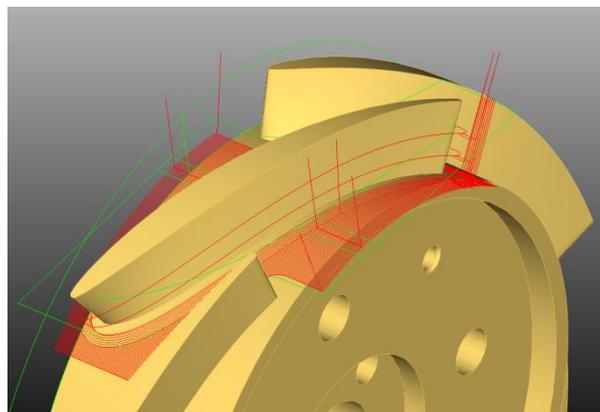


Abbildung 35: Abgewickelte Werkzeugpfade der Lineartasche

23. Verwenden Sie den Postprozessor **DMU 50eVo 5 axes_hevs_19.05.2014_TD_Biner** oder **DMU 50eVo 5 axes_hevs_08.04.2013**. Zum Generieren des NC-Codes verwenden Sie folgende Einstellungen:

- Tolérance de forme cycle 32: 0.01
- Distance d'approche en 5 axes: 150

Der letzte Wert (150) hängt ab von der Aufspannung des Werkstückes. Bei Änderungen der Aufspannung geben Sie aus Sicherheitsgründen ein grösseres Mass ein (z.B. 200).

24. Es müssen zuletzt einige manuelle Änderungen am NC-Code vorgenommen werden. Dies sollen die Bewegungen beim Anfahren einer 5-Achsbearbeitung eingrenzen. Zudem wird das Erreichen der Endschalter verhindert und das Kollisionsrisiko mit dem Teilapparat vermindert. Öffnen sie den NC-Code mittels Notepad um die Änderungen vorzunehmen. Verwenden Sie die Funktion **Edit → Find...** um an die gewünscht Stelle im Programm zu gelangen. Kopieren Sie den Text **„5 AXES“** in das Suchfeld. Überall wo dieser Begriff erscheint, muss die Änderung vorgenommen werden.

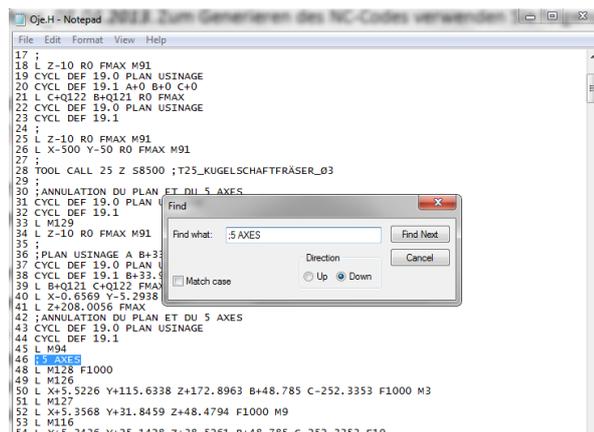


Abbildung 36: Suchfunktion zur Bearbeitung des NC-Codes

Ändern Sie wie folgt alle Stellen im Programm, die nach dem Kommentar „5 AXES“ folgen. Der Befehl M128 wird nach unten verschoben. M126 und M127 werden gelöscht. Der Vorschub F1000 kann erhöht werden auf F5000, sowie der Vorschub für das Eintauchen F10, welcher viel zu klein ist, muss erhöht werden auf z.B. F100. Begrenzen Sie den Y-Wert in der ersten Linieninterpolation auf 100, um zu vermeiden, dass der Endschalter überschritten wird.

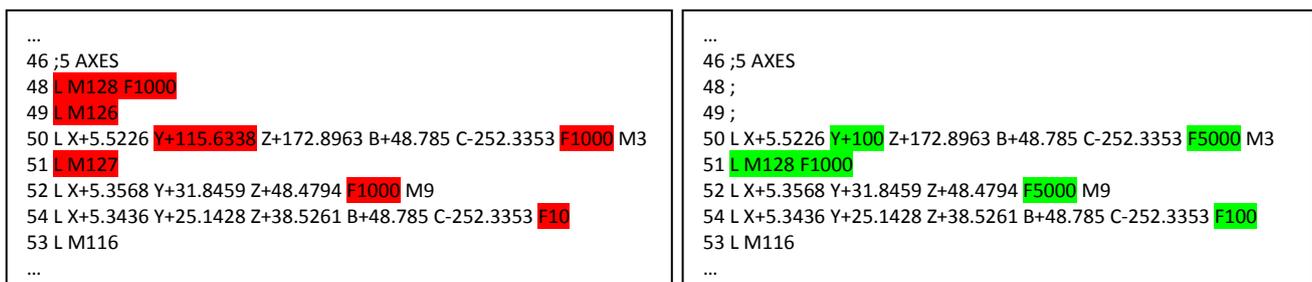
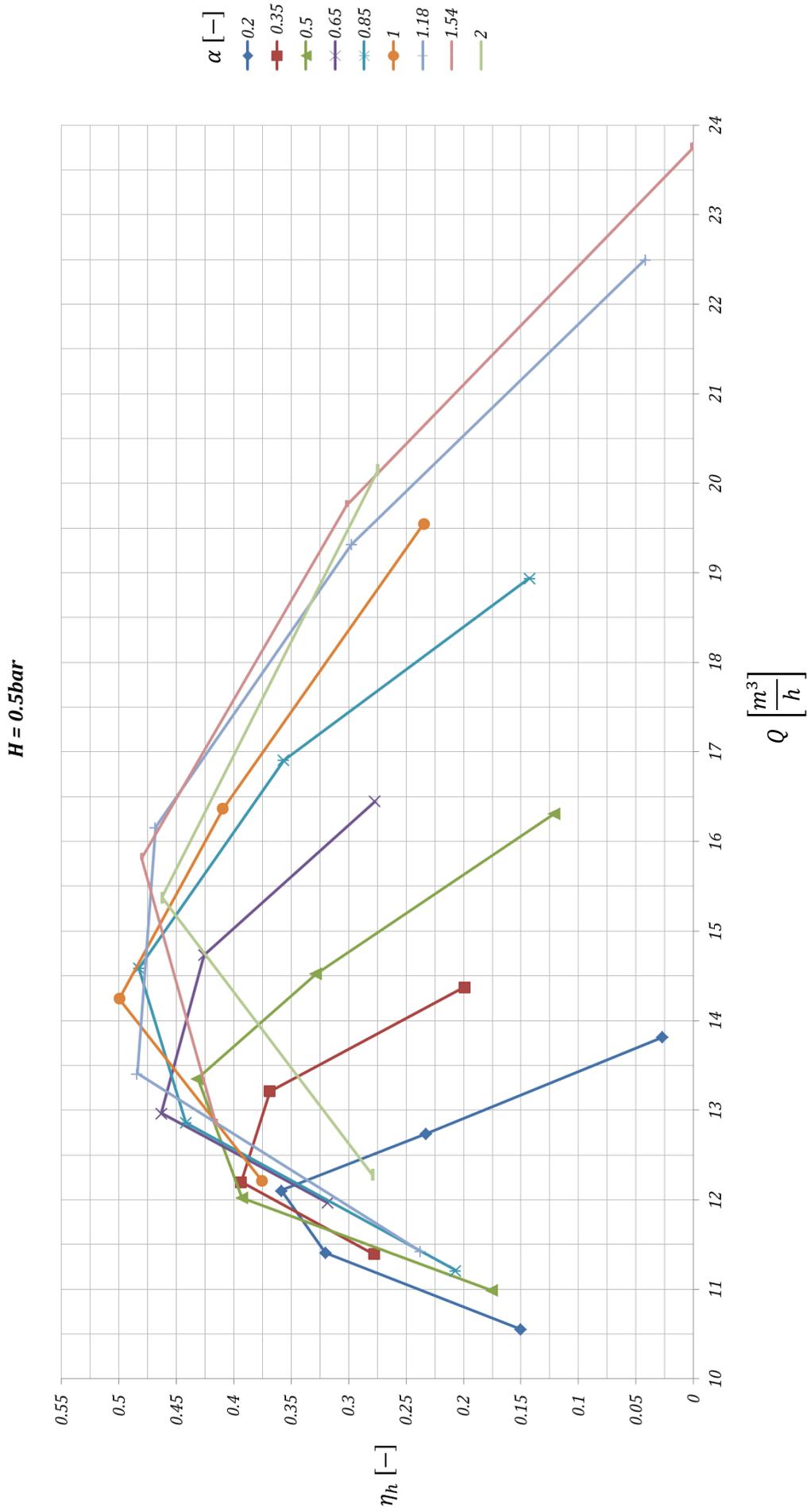


Abbildung 37: Anpassungen des NC-Codes

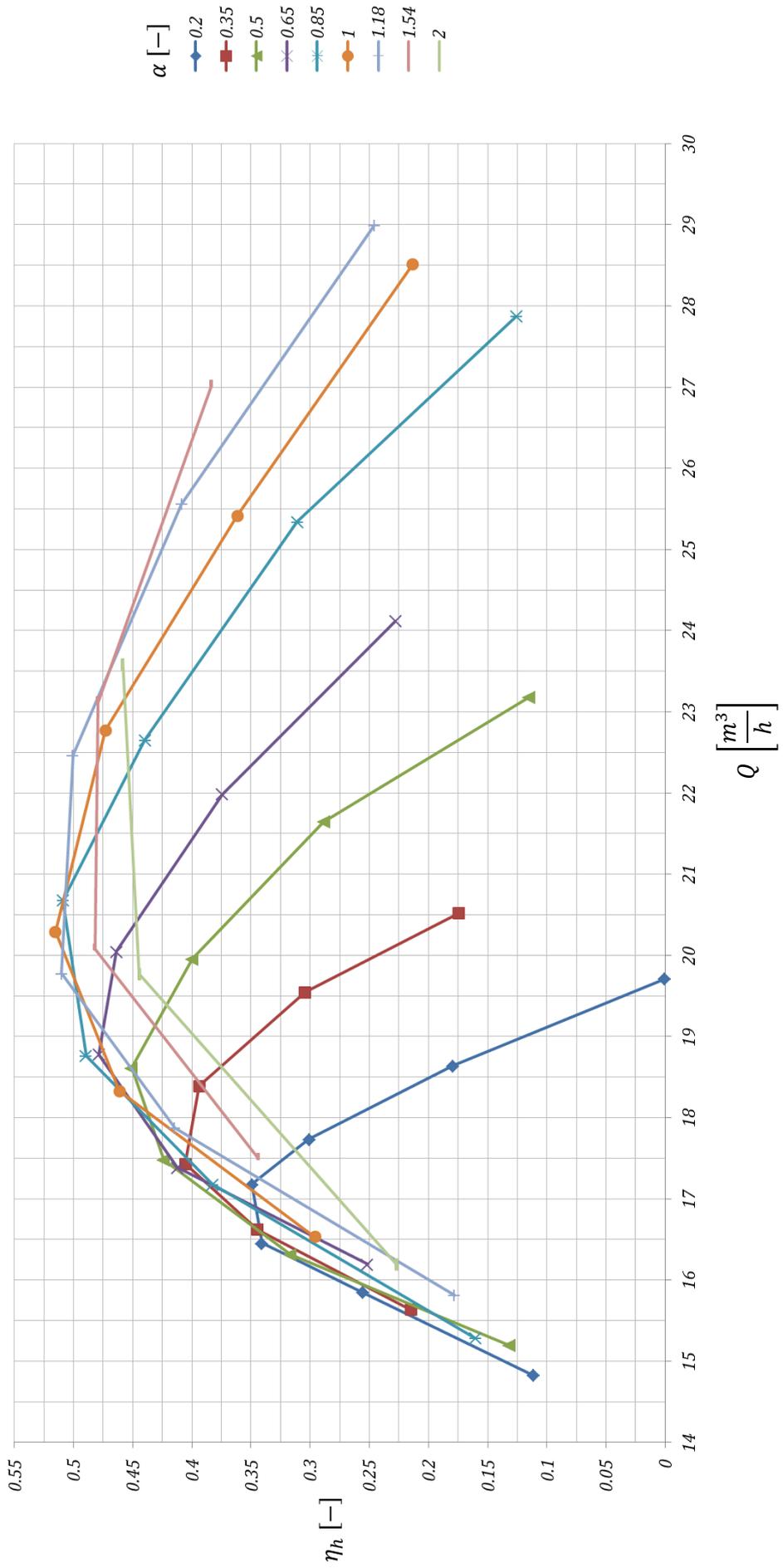
Anhang 2

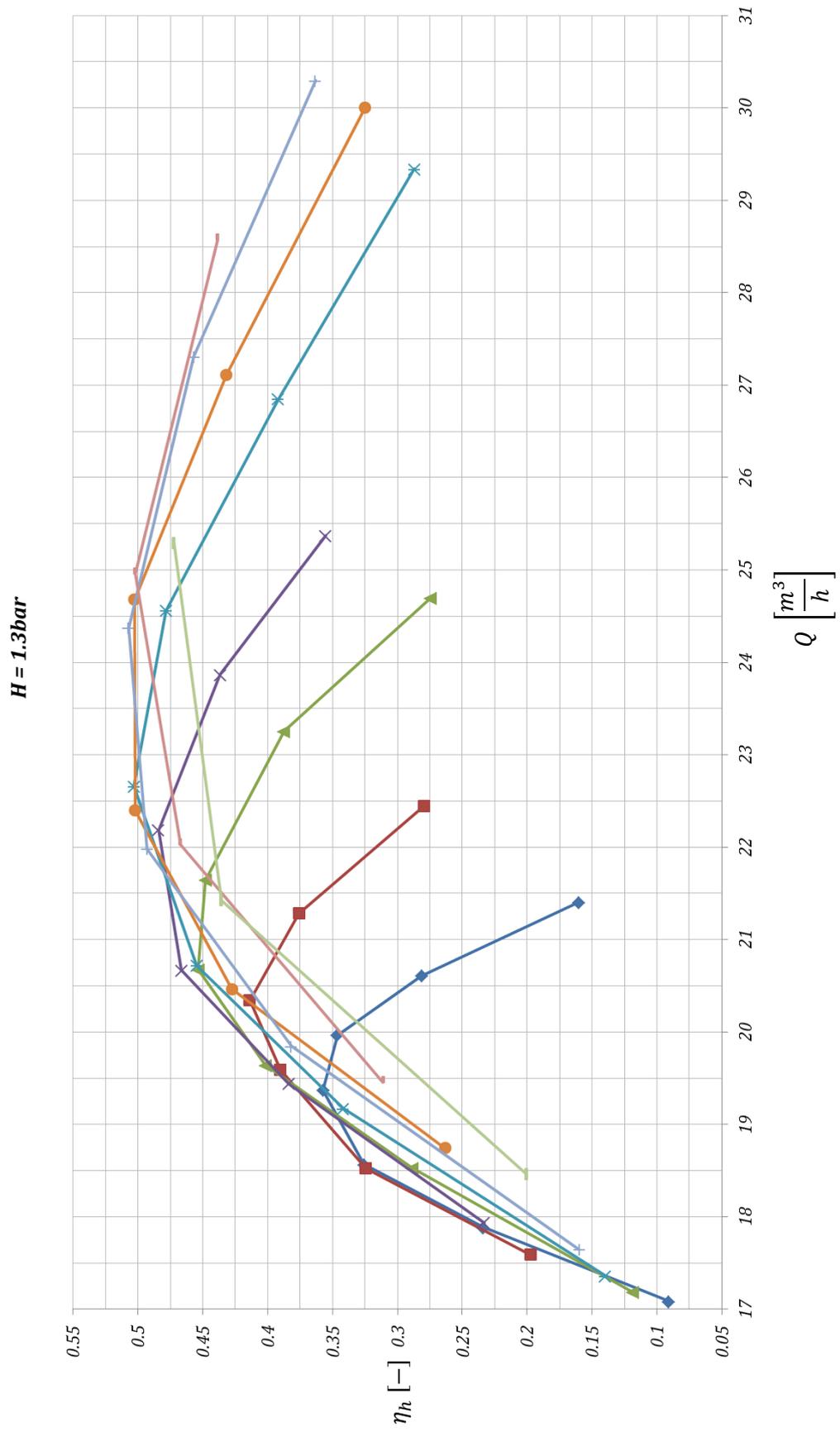
Messresultate:

Q- η -Diagramme der einzelnen Fallhöhen

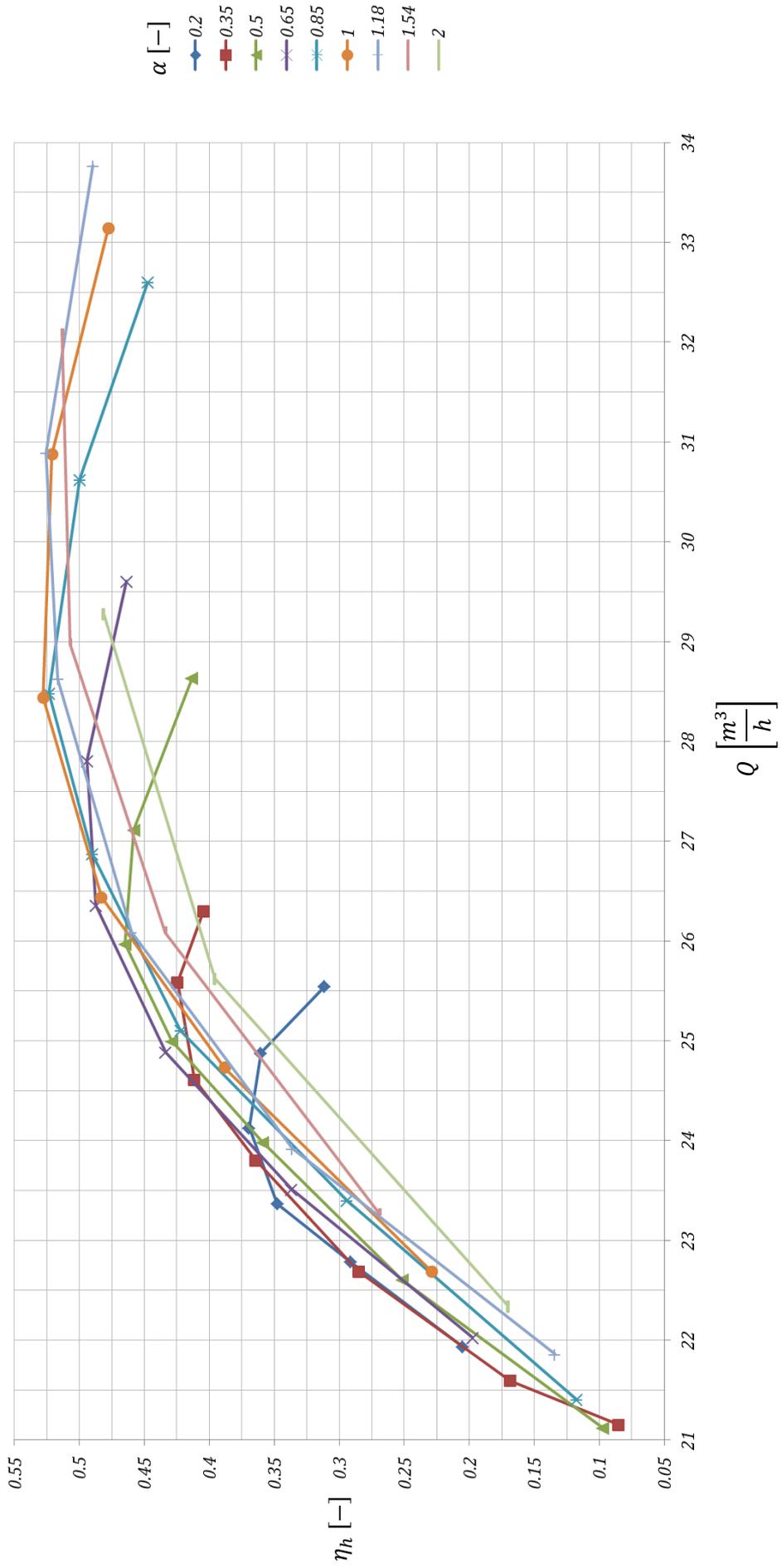


$H = 1\text{bar}$

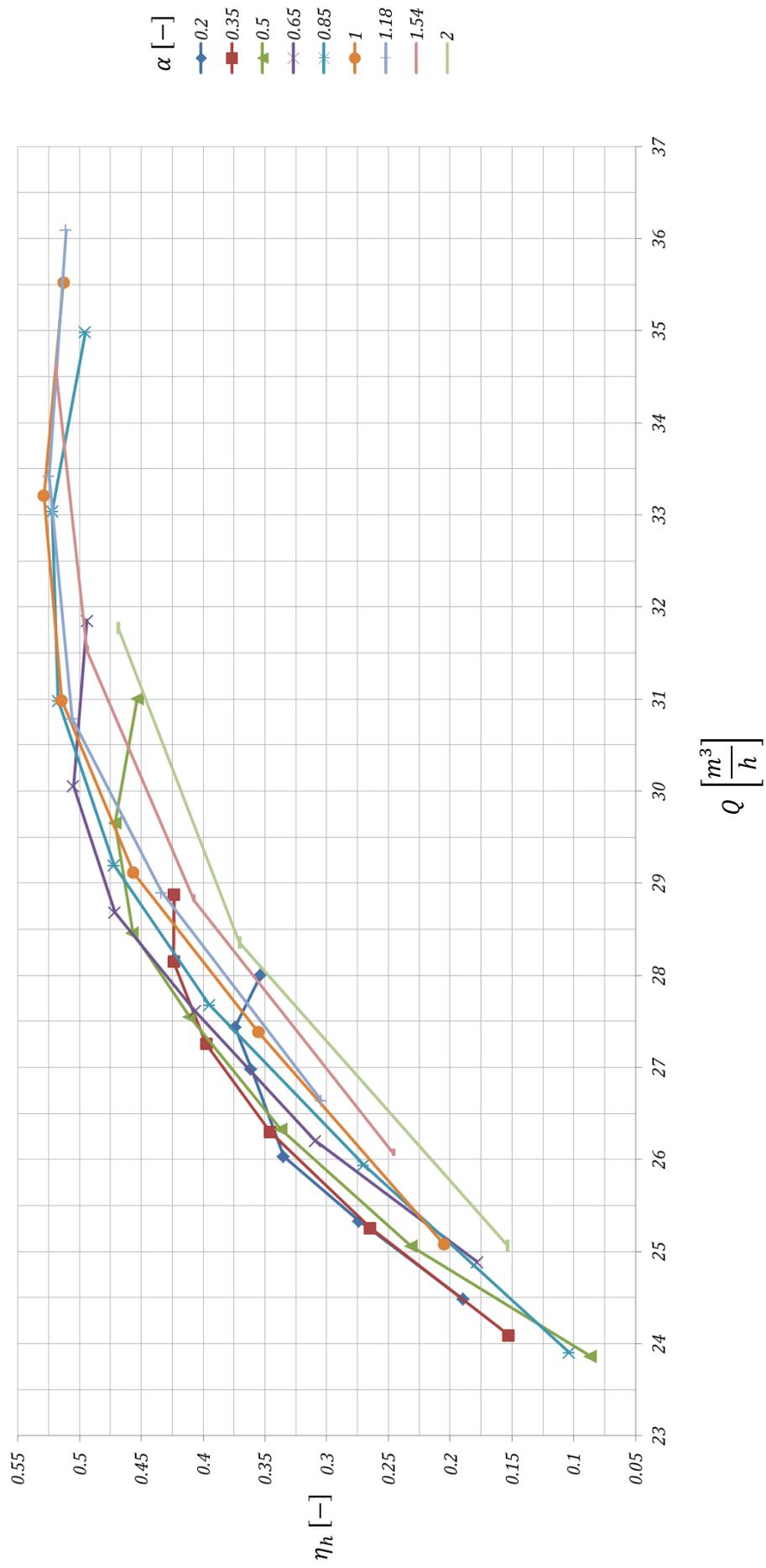




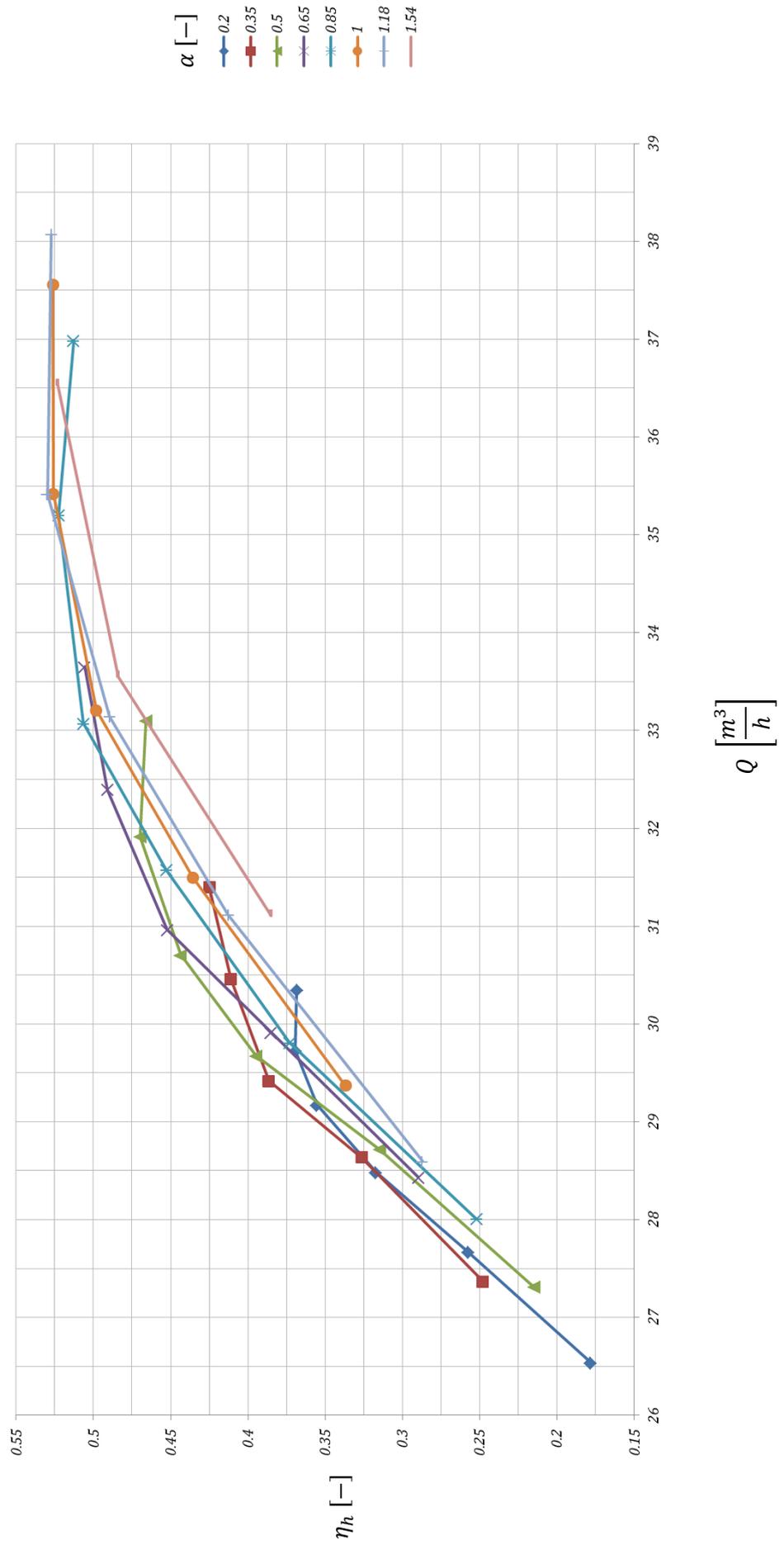
$H = 2\text{bar}$



$H = 2.5\text{bar}$



$H = 3 \text{ bar}$



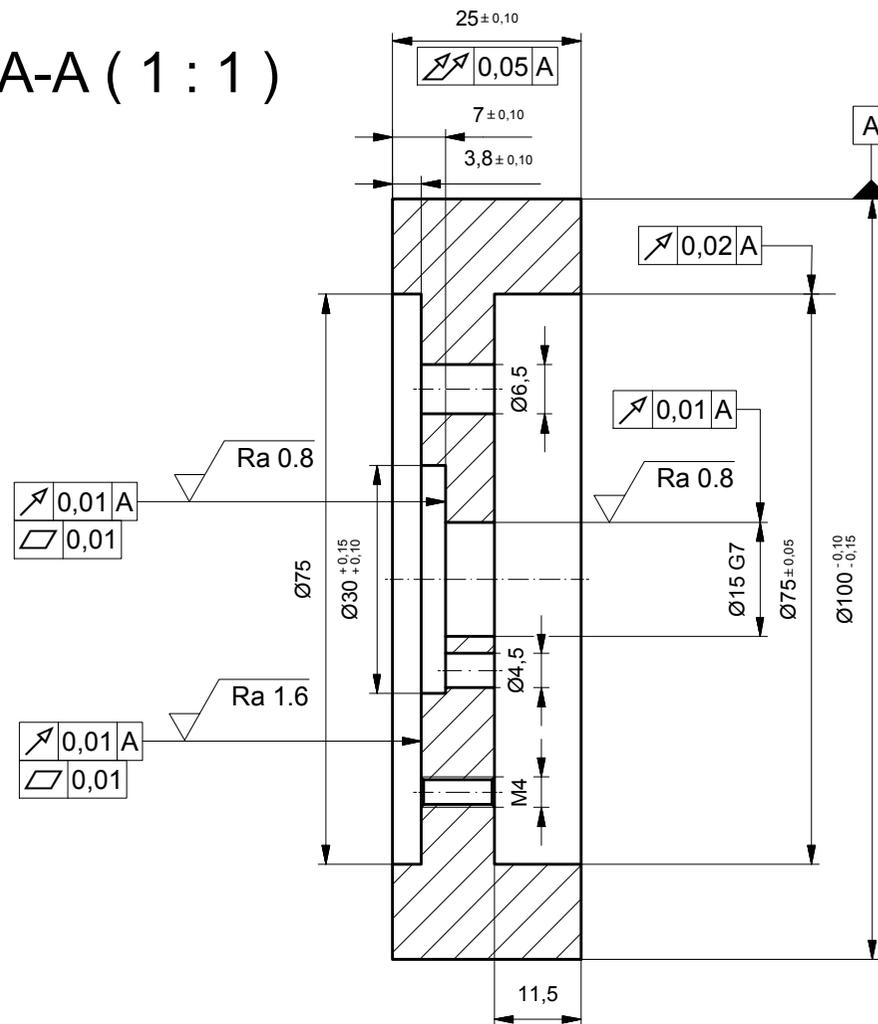
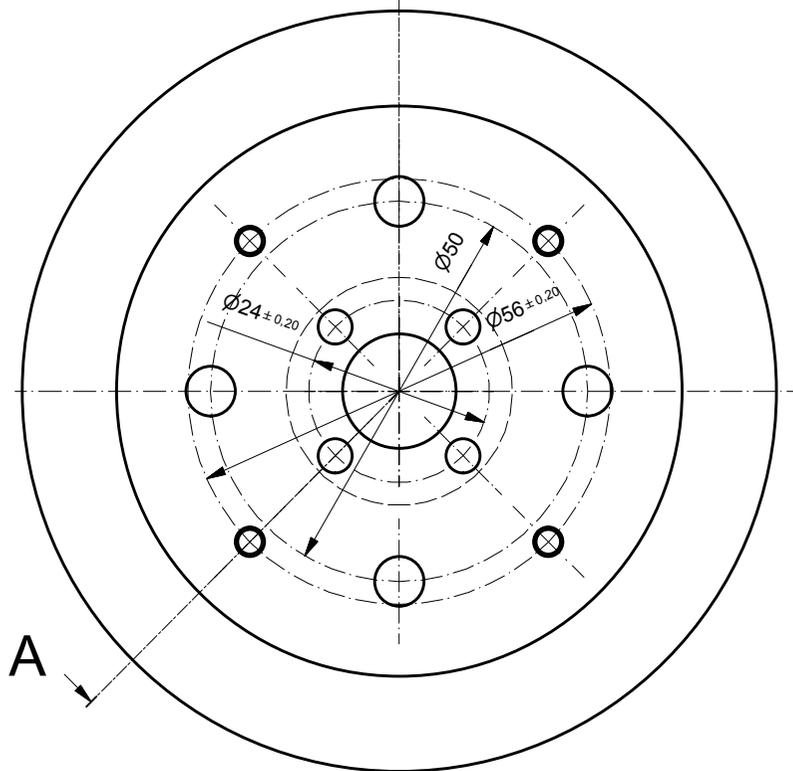
Anhang 3

Werkstattzeichnung der Rohlinge

Ra 3.2

A

A-A (1:1)



Tolérance générale ISO 2768-mk
Chamfrain 0.3×45°
Ebauche $\varnothing 102$

P02	1	Laiton / Messing	Rohteil Mikroturbine		
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques		
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale		
Drehbearbeitung			Dessiné	daniel.biner	13.05.2014
Microturbine			Gezeichnet		Echelle
			Contrôlé		1:1
			Geprüft		
Fichier Z:\Students\Projects\Biner_Ts_TD_2014\Inventor\Drehbearbeitungen.idw					
Datei					
Hes·so			VALAIS WALLIS		

Anhang 4

Bericht der CFD Simulation

Report of CFD analysis

1. File Report

Table 1. File Information for Microturbine_TD2

Case	Microturbine_TD2
File Path	C:\Users\daniel.biner\Desktop\CFD\CFX Files\Betriebspunkte\Q_7p8\Microturbine_TD2.res
File Date	23 juin 2014
File Time	06:17:52
File Type	CFX5
File Version	15.0

2. Mesh Report

Table 2. Mesh Information for Microturbine_TD2

Domain	Nodes	Elements
Rotor 1	546864	1458718
Rotor 2	571559	1491680
Stator 1	475084	1193490
Stator 2	557981	1415510
All Domains	2151488	5559398

Table 3. Mesh Statistics for Microturbine_TD2

Domain	Minimum Face Angle	Maximum Edge Length Ratio
Rotor 1	4.31398 [degree]	120.729
Rotor 2	4.49095 [degree]	128.888
Stator 1	4.96858 [degree]	130.036
Stator 2	2.7515 [degree]	237.305
All Domains	2.7515 [degree]	237.305

3. Physics Report

Table 4. Domain Physics for Microturbine_TD2

Domain - Rotor 1	
Type	Fluid
Location	ROTOR_1_FLUID
<i>Materials</i>	
Water	
Fluid Definition	Material Library
Morphology	Continuous Fluid
<i>Settings</i>	
Buoyancy Model	Non Buoyant
Domain Motion	Rotating
Angular Velocity	-3.0000e+03 [rev min ⁻¹]
Axis Definition	Coordinate Axis
Rotation Axis	Coord 0.3
Reference Pressure	1.0000e+00 [atm]
Turbulence Model	SST
Turbulent Wall Functions	Automatic
Domain - Rotor 2	
Type	Fluid
Location	ROTOR_2_FLUID
<i>Materials</i>	
Water	
Fluid Definition	Material Library
Morphology	Continuous Fluid
<i>Settings</i>	
Buoyancy Model	Non Buoyant
Domain Motion	Rotating
Angular Velocity	3.0000e+03 [rev min ⁻¹]
Axis Definition	Coordinate Axis
Rotation Axis	Coord 0.3

Reference Pressure	1.0000e+00 [atm]
Turbulence Model	SST
Turbulent Wall Functions	Automatic
Domain - Stator 1	
Type	Fluid
Location	STATOR_1_FLUID
<i>Materials</i>	
Water	
Fluid Definition	Material Library
Morphology	Continuous Fluid
<i>Settings</i>	
Buoyancy Model	Non Buoyant
Domain Motion	Stationary
Reference Pressure	1.0000e+00 [atm]
Turbulence Model	SST
Turbulent Wall Functions	Automatic
Domain - Stator 2	
Type	Fluid
Location	STATOR_2_FLUID
<i>Materials</i>	
Water	
Fluid Definition	Material Library
Morphology	Continuous Fluid
<i>Settings</i>	
Buoyancy Model	Non Buoyant
Domain Motion	Stationary
Reference Pressure	1.0000e+00 [atm]
Turbulence Model	SST
Turbulent Wall Functions	Automatic
Domain Interface - Rotor_1_Rotor_2	
Boundary List1	Rotor_1_Rotor_2 Side 1
Boundary List2	Rotor_1_Rotor_2 Side 2

Interface Type	Fluid Fluid
<i>Settings</i>	
Interface Models	General Connection
Frame Change	Frozen Rotor
Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
Pitch Change	Value
Pitch Ratio	1.0000e+00
Mesh Connection	GGI
Domain Interface - Stator_Rotor_1	
Boundary List1	Stator_Rotor_1 Side 1
Boundary List2	Stator_Rotor_1 Side 2
Interface Type	Fluid Fluid
<i>Settings</i>	
Interface Models	General Connection
Frame Change	Frozen Rotor
Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
Pitch Change	Value
Pitch Ratio	1.0000e+00
Mesh Connection	GGI
Domain Interface - Stator_Rotor_2	
Boundary List1	Stator_Rotor_2 Side 1
Boundary List2	Stator_Rotor_2 Side 2
Interface Type	Fluid Fluid
<i>Settings</i>	
Interface Models	General Connection
Frame Change	Frozen Rotor
Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
Pitch Change	Value
Pitch Ratio	1.0000e+00
Mesh Connection	GGI

Table 5. Boundary Physics for Microturbine_TD2

Domain	Boundaries	
Rotor 1	Boundary - Rotor_1_Rotor_2 Side 1	
	Type	INTERFACE
	Location	INTERFACE_STAGE1_STAGE2_1
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
	Turbulence	Conservative Interface Flux
	Boundary - Stator_Rotor_1 Side 2	
	Type	INTERFACE
	Location	INTERFACE_STATOR_ROTOR_STAGE1 2
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
	Turbulence	Conservative Interface Flux
	Boundary - PIPE_STATOR_1	
	Type	WALL
	Location	PIPE_STATOR_1
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
	Wall Roughness	Smooth Wall
	Boundary - PIPE_WALL_1	
	Type	WALL
	Location	PIPE_WALL_1
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
	Wall Roughness	Smooth Wall
	Boundary - RUNNER_1	
	Type	WALL
	Location	RUNNER_1
<i>Settings</i>		
Mass And Momentum	No Slip Wall	
Wall Roughness	Smooth Wall	

Rotor 2	Boundary - Rotor_1_Rotor_2 Side 2	
	Type	INTERFACE
	Location	INTERFACE_STAGE1_STAGE2_2
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
	Turbulence	Conservative Interface Flux
	Boundary - Stator_Rotor_2 Side 2	
	Type	INTERFACE
	Location	INTERFACE_STATOR_ROTOR_STAGE2 2
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
	Turbulence	Conservative Interface Flux
	Boundary - PIPE_STATOR_2	
	Type	WALL
	Location	PIPE_STATOR_2
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
	Wall Roughness	Smooth Wall
	Boundary - PIPE_WALL_2	
	Type	WALL
	Location	PIPE_WALL_2
<i>Settings</i>		
Mass And Momentum	No Slip Wall	
Wall Roughness	Smooth Wall	
Boundary - RUNNER_2		
Type	WALL	
Location	RUNNER_2	
<i>Settings</i>		
Mass And Momentum	No Slip Wall	
Wall Roughness	Smooth Wall	
Stator 1	Boundary - INLET	
	Type	INLET

Location	INLET
<i>Settings</i>	
Flow Direction	Normal to Boundary Condition
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum	Mass Flow Rate
Mass Flow Rate	7.8300e+00 [kg s ⁻¹]
Turbulence	Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
Boundary - Stator_Rotor_1 Side 1	
Type	INTERFACE
Location	INTERFACE_STATOR_ROTOR_STAGE1
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
Turbulence	Conservative Interface Flux
Boundary - STATOR_1_BULBE	
Type	WALL
Location	STATOR_1_BULBE
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall
Boundary - STATOR_1_PIPE	
Type	WALL
Location	STATOR_1_PIPE
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall
Boundary - STATOR_1_PIPE_WALL	
Type	WALL
Location	STATOR_1_PIPE_WALL
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall
Boundary - STATOR_1_PROFILS	

	Type	WALL
	Location	STATOR_1_PROFILS
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
	Wall Roughness	Smooth Wall
Stator 2	Boundary - Stator_Rotor_2 Side 1	
	Type	INTERFACE
	Location	INTERFACE_STATOR_ROTOR_STAGE2
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	Conservative Interface Flux
	Turbulence	Conservative Interface Flux
	Boundary - OUTLET	
	Type	OUTLET
	Location	OUTLET
	<i>Settings</i>	
	Flow Regime	Subsonic
	Mass And Momentum	Average Static Pressure
	Pressure Profile Blend	5.0000e-02
	Relative Pressure	0.0000e+00 [bar]
	Pressure Averaging	Average Over Whole Outlet
	Boundary - STATOR_2_CONE	
	Type	WALL
	Location	STATOR_2_CONE
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
	Wall Roughness	Smooth Wall
	Boundary - STATOR_2_PIPE	
	Type	WALL
	Location	STATOR_2_PIPE
	<i>Settings</i>	
	Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall	

Boundary - STATOR_2_PIPE_WALL	
Type	WALL
Location	STATOR_2_PIPE_WALL
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall
Boundary - STATOR_2_PROFILS	
Type	WALL
Location	STATOR_2_PROFILS
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall