

DIPLOMARBEIT

Entwicklung einer Mikroturbine als Antriebseinheit in einem intravenösen Katheter

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades einer
Diplom-Ingenieurin

unter der Leitung von


Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Margit Gföhler
Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaft

von

Roksana Suszek, M.A.

Matr.Nr. 0928175



Wien, am 27. Oktober 2016

.....

(Roksana Suszek)

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde eine hydraulische Mikroturbine mit dem Arbeitsmedium Perfluorcarbon für den Einsatz in der Antriebseinheit eines intravenösen Membrankatheters entwickelt und getestet. Die Turbine hat die Aufgabe eine Mikropumpe anzutreiben, welche die nötige Druckdifferenz in dem Blutfluss durch den Membrankatheter aufbaut.

Zentrale Rahmenbedingungen für die Auslegung der Turbine waren der maximale Außendurchmesser von 6 mm um den intravenösen Einsatz zu ermöglichen, sowie die abgegebene Leistung von etwa 1,5 Watt bei einer Drehzahl von 29.000 U/min, die für die Funktionalität der Mikropumpe erforderlich ist. Da Gleichdruckturbinen die größte Energieumsetzung in einer Stufe ermöglichen, wurde eine Turbine dieser Bauart für den vorgesehenen Einsatz entwickelt. Ein vollständiger Prototyp wurde gefertigt und assembliert. Die Fertigung des Leit- und Laufrades erfolgte unter Verwendung generativer Fertigungsverfahren.

Zur Drehmomentmessung der Mikroturbine wurde ein Pendelmotorprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen, mit dem die Drehzahl-Drehmoment Kurven in Abhängigkeit vom Volumenstrom ermittelt wurden. Bei den durchgeführten Drehmomentmessungen mit Wasser und Druckluft als Arbeitsfluid der Turbine konnte an der Abtriebswelle der Turbine ein Moment aufgebaut werden, welches nahezu dem Auslegungswert entspricht. Jedoch war die erreichte Drehzahl zu niedrig um die erforderliche Leistung zu erzielen. Bei der Erprobung mit Perfluorcarbon wurde nur ein vernachlässigbar kleines Drehmoment gemessen.

Mögliche Maßnahmen für die Verbesserung der Turbinenfunktionalität wurden nach folgenden Gesichtspunkten diskutiert: Reibungseinflüsse, Materialeigenschaften, Fertigungsabweichungen und Betriebsbereich.

Abstract

The aim of this thesis was the development and testing of a microturbine with perfluorocarbon as drive medium as part of the drive unit for an intravenous membrane catheter. The turbine is supposed to drive a micropump, which has the task of building up the necessary pressure difference in the blood flow through the catheter.

Main requirement for the design was the generated power output of about 1,5 W at 29.000 revolutions per minute in order to drive the micropump. Further constraints are the geometric limitations, the maximum outer diameter of 6 mm and an axial configuration, which arise due to the intravenous application. As impulse turbines generate maximum energy conversion in one stage, this type of turbine was chosen for the planned task. A complete prototype in original size was manufactured and assembled. The guide wheel as well as the blade wheel of the turbine were produced by means of rapid prototyping.

An experimental setup based on an electrical dynamometer was established in order to measure the torques generated by the turbine and to derive its characteristic curves. The turbine approximately generated the required torque in measurements with water as well as compressed air as drive fluids. Nevertheless, due to low numbers of revolutions per minute the required power output could not be achieved. Generated torques in tests with perfluorocarbon as drive medium remained insignificant.

Approaches to improve the performance of the turbine are discussed with respect to four aspects: friction, material properties, production deviations and operating point.

Wichtigste Formelzeichen

d_a	Außendurchmesser
d_m	Mitteldurchmesser
d_n	Nabendurchmesser
d_a	Außendurchmesser
d_m	Mitteldurchmesser
d_n	Nabendurchmesser
n	Drehzahl
P	Leistung
T	Drehmoment
F	Kraft
u	Umfangsgeschwindigkeit
c	absolute Geschwindigkeit
w	relative Geschwindigkeit
α	absoluter Strömungswinkel
β	relativer Strömungswinkel
Y	spezifische Stutzenarbeit
Y_{Sch}	spezifische Schaufelarbeit
p	Druck
η_h	hydraulischer Wirkungsgrad
η_V	volumetrischer Wirkungsgrad
η	Gesamtwirkungsgrad
r	Reaktionsgrad

ψ	Druckzahl
φ	Durchflusszahl
λ	Leistungszahl
ε	Beaufschlagungsgrad
ρ	Dichte
ρ_{PFC}	Dichte des PFCs
ρ_{Wasser}	Dichte des Wassers
σ	Laufzahl
δ	Durchmesserzahl
\dot{V}	Volumenstrom
\dot{m}	Massenstrom
v_{Naben}	Nabenverhältnis
$b_{Schaufel}$	radiale Schaufelhöhe
a_m	mittlere Kanalweite der Laufschaufel
a_5	Kanalweite am Leitschaufeleintritt
a_4	Kanalweite am Leitschaufelausritt
$r_{Skelett}$	Krümmungsradius der Skelettlinie der Laufschaufel
$r_{LeSkelett}$	Krümmungsradius der Skelettlinie der Leitschaufel
$r_{Vorderseite}$	Krümmungsradius an der Vorderseite der Laufschaufel
e_{La}	axiale Länge der Laufschaufel
e_{Le}	axiale Länge der Leitschaufel
L_{La}	Sehnenlänge der Laufschaufel
L_{Le}	Sehnenlänge der Leitschaufel
t_m	Teilung am Mitteldurchmesser der Laufschaufel
t_{mLe}	Teilung am Mitteldurchmesser der Leitschaufel
$z_{Schaufel}$	Zahl der Laufschaufeln
z_{Le}	Zahl der Leitschaufeln
ψ_H	Enthalpiekenngroße
C_U	experimenteller Beiwert
E	E-Modul
S_D	Shore-D Härte

Fußzeichen

- I Zylinderschnitt am Nabendurchmesser
- II Zylinderschnitt am Mitteldurchmesser
- III Zylinderschnitt am Außendurchmesser
 - 1 Kontrollebene an der Saugkante der Laufschaufel
 - 2 Kontrollebene an der Druckkante der Laufschaufel
 - 3 Kontrollebene am Spalt zwischen den Lauf- und Leitschaufeln
 - 4 Kontrollebene an der Eintrittskante der Leitschaufel
 - 5 Kontrollebene an der Austrittskante der Leitschaufel
- u Umfangskomponente einer Geschwindigkeit
- m Meridiankomponente einer Geschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Stand der Technik	2
1.2.1	Übersicht über bestehende Oxygenatoren	2
1.2.2	Intravaskuläre Oxygenierung	6
1.2.3	Antriebstechnik für medizinische Geräte	8
1.3	Neuentwicklung eines Oxygenators	11
1.3.1	Intravasaler Membrankatheter	11
1.3.2	Mikroturbine als Antriebseinheit	12
1.3.3	Aufgabenstellung	13
2	Technische Umsetzung	14
2.1	Grundlagen der Auslegung	14
2.1.1	Strömungen in Leit- und Laufschaufelreihe	14
2.1.2	Energieumsetzung im Laufrad	16
2.1.3	Dimensionslose Kennzahlen	17
2.2	Turbinenauslegung	21
2.2.1	Anforderungen und Rahmenbedingungen	21
2.2.2	Festlegung der Bauart-Varianten	21
2.2.3	Strömungsquerschnitte	24
2.2.4	Laufradauslegung	25
2.2.5	Leitradauslegung	44
3	Design	49

3.1	Virtuelle Produktentwicklung	49
3.1.1	CAD Konstruktion	49
3.1.2	Gesamtkonstruktion in Überblick	50
3.1.3	Konstruktion der Einzelteile	51
3.1.4	Rapid Prototyping	57
3.2	Herstellung	58
3.2.1	Generative Fertigung	58
3.2.2	Konventionelle Fertigung	64
3.3	Zusammenbau	65
4	Durchgeführte Messungen	70
4.1	Versuchsaufbau	70
4.2	Ergebnisse	75
4.2.1	Arbeitsmedium Wasser	75
4.2.2	Arbeitsmedium PFC	79
4.2.3	Arbeitsmedium Druckluft	80
5	Diskussion	82
A	Fertigungszeichnungen und Stückliste	100

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Das Akute Atemnotsyndrom, ARDS¹, ist eine schwere Form des Lungenkollaps. Die Sterberate für Betroffene liegt zwischen 27% und 45%. [5, S. 61] Eine der häufigsten Behandlungstechniken für ARDS ist die rein symptomatische mechanische Ventilation. Diese Methode ist zwar lebensrettend, führt jedoch, durch die erhöhten Atemwegsdrücke und Atemzugsvolumina, sowie durch den zyklischen Kollaps und die Wiederöffnung der Atemwege, zur biomechanischen Schädigung des Lungengewebes. Deshalb kann es durch eine entzündungsprovozierende Reaktion zur beatmungsinduzierten Lungenschädigung, auch „VILI“² genannt, kommen. Ferner können freigesetzte Entzündungsmediatoren Schädigungen weiterer Organe, wie beispielsweise der Leber oder Nieren verursachen. Durch diese Komplikationen wird die Sterberate bei ARDS weiter gesteigert. [22, S. 195]

Aus diesem Grund empfiehlt die Europäische Lungengesellschaft, sowie die Europäische Lungenstiftung Verbesserungen in Hinblick auf Beatmungstechniken zu suchen. [5, S. 60]

¹acute respiratory distress syndrome

²ventilator-induced lung injury

1.2 Stand der Technik

1.2.1 Übersicht über bestehende Oxygenatoren

Ein Oxygenator wird einerseits in der Herzchirurgie eingesetzt, wo er gemeinsam mit einem Wärmetauscher, Pumpen, Filter und einem Schlauchsystem eine Herz-Lungen-Maschine bildet. Andererseits findet er in der Intensivmedizin Verwendung, beispielsweise zur Behandlung von akuten Lungenversagen.

In beiden Fällen erfüllt der Oxygenator die gleiche Funktion, in der Verwendung als künstliche Lunge. Er ermöglicht eine Abgabe des Kohlendioxid aus dem Venenblut und in weitere Folge dessen Anreicherung mit Sauerstoff.

Für klinische Zwecke werden Scheiben-, Dispersion- und Membranoxygenatoren eingesetzt.

Scheibenoxigenatoren verfolgen das Prinzip des ersten Mayo-Gibbon-Sieboxigenator aus dem Jahr 1953. Hierbei werden die Scheiben in Rotation versetzt und im venösen Blut eingetaucht. Zuzufolge dessen entsteht ein dünner Blutfilm der mit Sauerstoff beladen wird. Trotz des hohen Oxygenierungseffekts, bei gleichzeitig geringer mechanischer Blutbeschädigung, sind die Wartungsarbeiten äußerst aufwendig, weil die Materialien nach jeder Verwendung sowohl gereinigt als auch sterilisiert werden müssen. Deswegen wird dieses Prinzip heute kaum noch angewendet.[13, S. 429]

In den Herz-Lungen-Maschinen hingegen finden öfters die Dispersionoxigenatoren ihre Anwendung. Hierbei findet der Gasaustausch direkt an der Oberfläche der Atemgasbläschen statt, die vom Boden des Blutgefäßes eingeleitet werden. Die Sauerstoffbeladung ist intensiv, das Verfahren führt jedoch zur Bildung eines Schaums, der durch geeignete Filter wieder entfernt werden muss.[13, S. 429]

Membranoxygenatoren wurden im Jahr 1956 zum ersten Mal eingesetzt, jedoch erst seit den 1980er Jahren wurde deren Nutzung eklatant mehr. Heute stellt er den am meisten verbreiteten Typ des Oxygenators dar. Ähnlich der menschlichen Lunge, entspricht die eine Seite den sauerstoffhaltigen Alveolen³ und die andere der Kapillarwand. Die Blut- und Gasseite

³ Lungenbläschen

sind durch eine semipermeable, mikroporöse Membran getrennt, entlang deren die Diffusion durch Partialdruckdifferenzen der beteiligten Atemgase stattfindet. Im Gegensatz zu den Dispersionsoxygenatoren ist eine selektive Steuerung des Partialdruckes von Sauerstoff und Kohlenstoffdioxid möglich. Ein weiterer Vorteil der Membranoxygenatoren besteht darin, dass die Blut- und Gasphase getrennt sind, wodurch das Risiko einer Mikroembolie⁴ sowie mechanische Blutbeschädigungen reduziert werden. [24, S. 538]

ECMO steht für Extrakorporale Membranoxygenierung und bezeichnet ein Verfahren, bei dem die Lungenfunktion durch einen Membranoxygenator übernommen wird. In einer klassischen ECMO Therapie handelt es sich um ein veno-venöses Bypass Verfahren. Das Blutfluss wird entweder mittels Roller- oder Zentrifugalpumpe generiert und danach mittels heparinbeschichteten Kanülen über ein Schlauchsystem in die Kapillarmembranoxygenatoren gepumpt. Derzeit sind mehrere Produkte erhältlich, denen unterschiedliche Varianten der ECMO Behandlung zugrunde liegen:

- **iLA** interventional lung system beziehungsweise interventionelle extrakorporale Lungenunterstützung wurde durch die Firma Novalung entwickelt. Das Prinzip ist in Abbildung 1.1 dargestellt. Circa 25% des Herzzeitvolumens⁵ wird durch das arteriovenöse Druckgefälle über den Membranoxygenator geleitet. Der Schwerpunkt des Verfahrens liegt bei der Elimination des Kohlendioxids. Des Weiteren wird die Sauerstoff Verfügbarkeit verbessert. Durch den Verzicht auf das Pumpensystem verläuft der Prozess blutschonend. Die Methode eignet sich speziell für Patienten mit ausreichender Herzfunktion und potential zu reversiblen Lungenversen, z.B. infolge eines Traumas. Laut [25] fehlen bei der iLA derzeit jedoch noch randomisierte Studienergebnisse, weswegen das Verfahren in der Lungen Therapie nicht häufig eingesetzt wird. iLA wird auch als pECLA, pumpless extracorporeal lung assist bezeichnet. [25, S. 257]
- **QUADROX-i** sind oft verwendete Standard Oxygenatoren, die in der ECMO Behandlung eingesetzt werden. Ihr Gehäuse hat eine Trichterform in dem das venöse Blut durch einen Schlauch nach unten in eine Kalotte geleitet wird. Am Rand der Kalotte

⁴ Verschluss kleiner Blutgefäße durch einen Embolus, wie z. B. Thromben, Fettzellen oder Fremdkörper

⁵ Das Herzminutenvolumen (HMV) oder Herzzeitvolumen (HZV) ist das Blutvolumen, welches innerhalb einer Minute vom Herz durch die Aorta ascendens gepumpt wird.

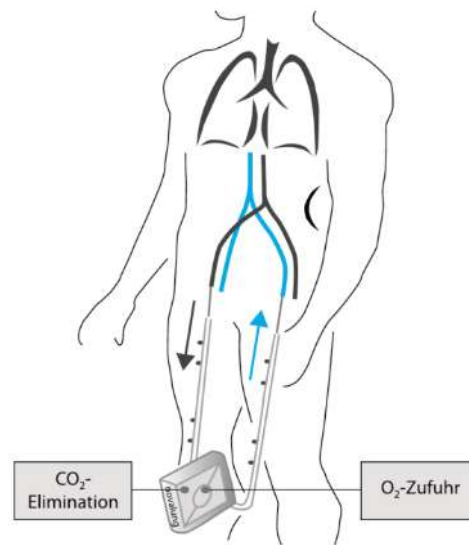


Abbildung 1.1: Das Prinzip der Lungenunterstützung mittels iLA ECMO Verfahren [25, S. 257]

werden Luftblasen entfernt und anschließend wird das Blut durch einen Filter geleitet. Die Membran besteht aus mikroporösen Polymethylpentene (PMP) Hohlfasern. Die Fasern sind in Matten angeordnet und jeweils um 90° versetzt gestapelt. Darüber hinaus wird die Faseroberfläche, die zum Gasaustausch zur Verfügung steht, dank einer Reduktion der Faserüberlappungen, vergrößert. Die um 90° versetzte Faseranordnung ist in beiden Kammern des Oxygenators vorzu finden. Abbildung 1.2 zeigt diese Faseranordnung. Zuerst wird das Blut durch eine Kammer, gefüllt mit Gasfaser- und Wärmetauscherplatten, geführt. Anschließend, wird in der zweiten Kammer, die ausschließlich aus mikroporösem Polypropylen Fasern besteht, das Blut weiter oxyniert. [9, S. 6-8]

- **HemoLung RAS** der Firma ALung ist eine Gesamtlösung, welche aus einer Kartusche, einem Katheter und einer Steuerungseinheit besteht. Das Blut wird aus dem Körper über einen knickresistenten Katheter in die Kartusche geleitet, in der sich eine Zentrifugalpumpe und eine Membran befinden. Die Zentrifugalpumpe leitet das Blut zur Membran, wodurch an der Faseroberfläche der Gasaustausch stattfindet. Die Membran ist doppelt beschichtet, einerseits, durch eine Siloxanschicht welche dem Auslaufen des Plasmas vorbeugt und andererseits durch eine Heparinschicht welche

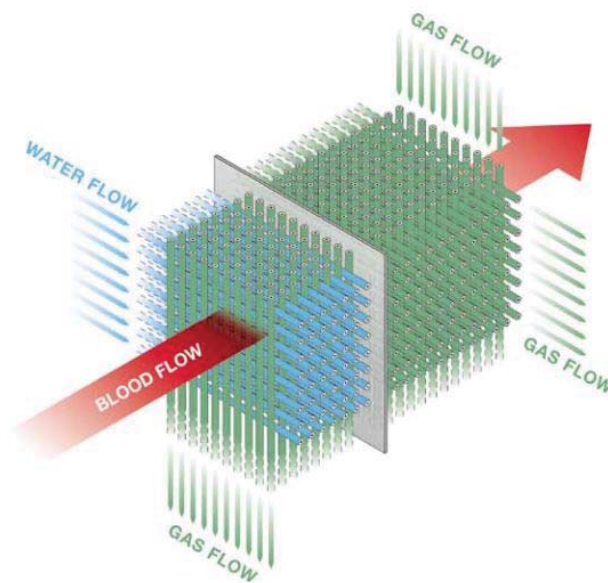


Abbildung 1.2: Die Fasernanordnung und Strömungen in beiden Kammern des Quadrox-i Oxygenators [9, S. 6]

einer Thrombose entgegenwirken soll.[2, S. 1-2]

- **MEDOS Hilite 7000 und 7000 LT** wurde durch die Firma Medos Medizintechnik entwickelt. Die Membran besteht aus mikroporösen Hohlfasern mit einem integriertem Wärmetauscher. Das Model Hilite 7000 besteht aus gasdurchlässigen Polypropylenhohlfasern (PP), der Oxygenator 7000 LT hingegen stellt einen plasmadichten Aufbau dar, der bedingt durch seine Ausführung aus Polymethylpentenhohlfasern (PMP) besteht. Der maximale Blutfluss beträgt 7 l/min. Darüber hinaus gibt es auch kleinere Ausführungen für pädiatrische Anwendungen, sowie Ausführungen mit oder auch ohne Heparinbeschichtung.[1, S. 1-2]
- **Affinity NT** der Firma Medtronic ist ein Oxygenator mit radialem Blutfluss, der mittels CFD⁶ Simulationen optimiert wurde. Die Membran besteht aus plasmadichten Hohlfasern. Der maximale Blutfluss beträgt, ebenfalls wie bei MEDOS Hilite, 7 l/min.[10, S. 2-7]

Darüber hinaus gibt es weitere extrakorporale Membranoxygenatoren, die am Markt ver-

⁶ computational flow dynamics

füßbar sind. Nichts desto trotz umfasst die soeben angeführte Liste die am häufigsten verwendeten Lösungen. Das Ziel der ECMO Behandlung bei ARDS Patienten ist die Erholung der Lunge zu ermöglichen. Für die Senkung der Sterberate dieser Erkrankung ist die Therapie jedoch gescheitert. Die Ursache dafür liegt an den nach der Behandlung auftretenden Komplikationen. Daher wird davon abgeraten, die ECMO Therapie routinemäßig bei ARDS Behandlungen einzusetzen, außer, wenn es sich um schwerste Fälle dieser Erkrankung handelt. [25, S. 257]

1.2.2 Intravaskuläre Oxygenierung

Als Alternative zur ECMO wurden einige intravenöse Lösungen entwickelt. Der erste intravenöse Membranoxygenator **IVOX** (Intravascular Oxygenator) der Firma Cardiopulmonics, besteht aus mikroporösen, mit Sauerstoff durchströmten Polypropylenhohlfasern, die direkt innerhalb der Hohlvene platziert werden. In Abbildung 1.3 links ist die Anwendung schematisch dargestellt. Im Gegensatz zu den Materialien und der Funktionsweise, die den extrakorporalen Membranoxygenatoren ähnlich sind, wurde das Design verändert. Einerseits, sind die Fasern gewellt, um einen gestörten und nichtlaminaren Blutfluss zu verursachen. Diese Bedingungen, kombiniert mit einem niedrigen venösen Blutdruck, maximieren den Kontakt zwischen dem Blut und der Membran und in weitere Folge den Gasaustausch. Andererseits, wird eine Vakuumpumpe eingesetzt um den Sauerstoff in die Fasern zu fördern. Da der Druck des Gases subatmosphärisch bleibt, würde eine Membranstörung eine Bluteinströmung in die Fasern bewirken, anstatt das Ausströmen des Sauerstoffs zu fördern. Eine weitere Schutzart, das Ausströmen des Gases zu vermeiden besteht darin, eine Siloxanschicht zur Anwendung zu bringen. Des Weiteren wurde eine Heparinschicht zur Vorbeugung von Thrombosen eingesetzt. [17, S. 450-451]

IVOX wurde an 160 ARDS Patienten in den USA erprobt. Die durchgeführten Studien haben bewiesen, dass dieser Membranoxygenator bis zu 28% des metabolischen Gasaustauschs durchführen kann. Anschließend wurde die Lösung als Ergänzung der invasiven mechanischen Beatmung eingeführt, aber das Überleben der Patienten wurde dadurch nicht signifikant gesteigert. Auch wenn die Intensivität der mechanischen Beatmung reduziert

werden konnte, sind die Gasaustauschraten zu gering um eine wirkungsvolle Therapie zu ermöglichen. Die Lösung ist somit in der klinischen Routine nicht etabliert.[6, S. 1]

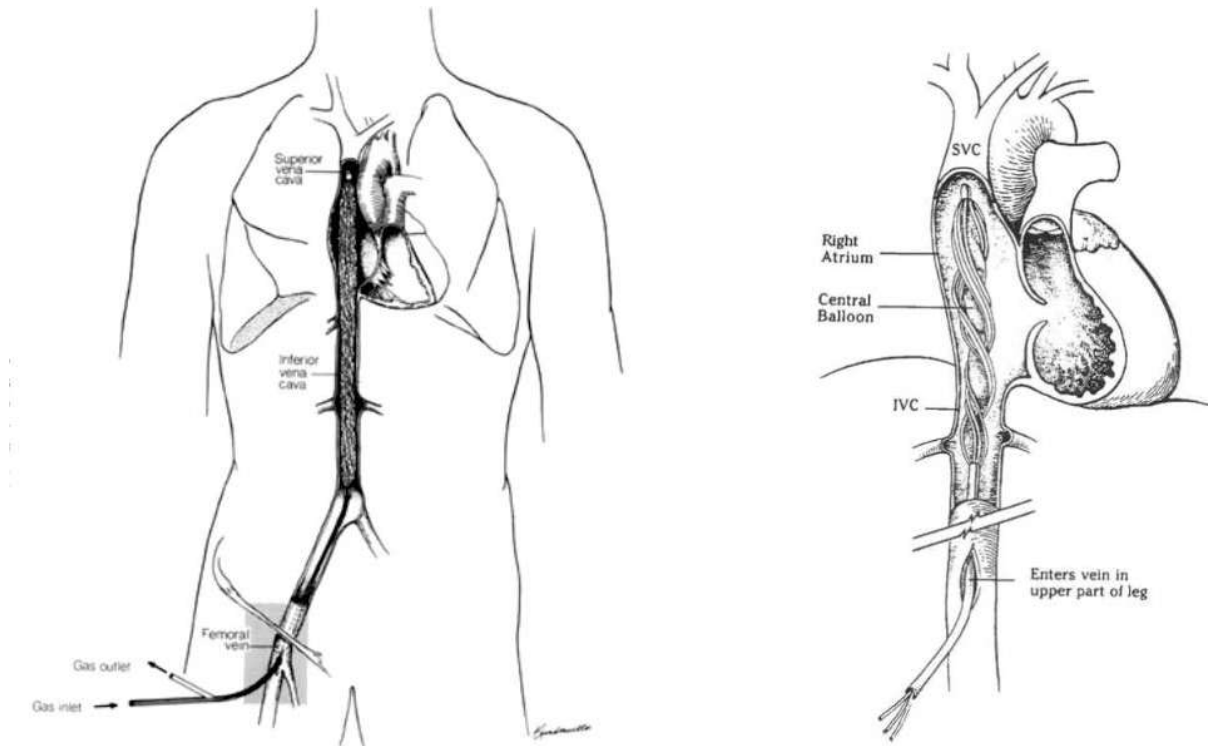


Abbildung 1.3: Links: Position der intravaskulären Membranoxygenator IVOX bei einem menschlichen Patienten. [17, S. 451] Rechts: Aufbau und Positionierung des IMO zwischen SVC (Superior Vena Cava) und IVC (Inferior Vena Cava). [6, S. 2]

An der Universität in Pittsburgh, in Zusammenarbeit mit der Firma Medtronic, wurde ein weiterer intravenöser Membranoxygenator unter den Namen **IMO** (intravenous membrane oxygenator) entwickelt. Das Ziel der Erfindung war die Gasaustauschraten auf 50% des metabolischen Bedarfs zu steigern. Wie in Abbildung 1.3 rechts dargestellt, besteht der IMO aus einem zentral platzierten, mit Helium betriebenen Ballon aus Polyurethan. Dessen Pulsation verursacht eine Anregung der mikroporösen Hohlfasern, die rundum gewickelt sind. Auf diese Weise wird die Konfiguration der Fasern im Bündel geändert, sowie seine Tendenz zum verklumpen reduziert. [6, S. 2-5] Darüber hinaus entstehen durch die regelmäßigen Pulsationen konvektive Strömungen, die die Gasaustauschraten verbessern. Abbildung 1.4 zeigt diese Strömungsmuster. [23, S. 395]

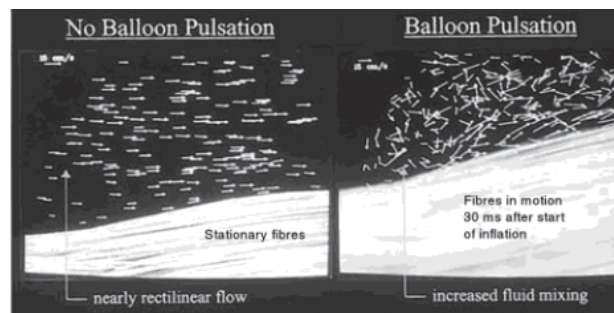


Abbildung 1.4: Strömungsmuster mit und ohne pulsieren des Helium Ballons. Links ist eine lineare und rechts eine konvektive Strömung zu sehen. [23, S. 395]

Mehrere Prototypen des IMO wurden konstruiert und durch in vivo Experimente an Kälbern erprobt. Trotz der erfolgversprechenden Ergebnisse, wurden aus Sicherheitsgründen keine Versuche an menschlichen Patienten durchgeführt. Die Ursache dafür lag an den ungenügenden Sicherheitsmaßnahmen, das Ausströmen von Gasen zu verhindern.

An dem Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik der RWTH Aachen wurde ein intravaskulärer gasdurchströmter Oxygenerator **HIMOX** entwickelt, der ebenfalls in der Hohlvene platziert wird. Um die Gasaustauschrate zu erhöhen wurde eine möglichst senkrechte Anordnung der Hohlfasern zur Blutströmung realisiert, indem die Faserbündeln auf den Katheter frei gleitbar angeordnet sind und nach dem Einbau eine verdrehte Form annehmen. Dadurch wird eine konvektive Strömung angestrebt. Um den entstehenden Druckabfall in den Fasern zu kompensieren wurde eine Mikroaxiale Pumpe eingesetzt. [16]

1.2.3 Antriebstechnik für medizinische Geräte

Fluidbetriebene, schnelllaufende Mikroturbinen finden häufig ihre Anwendung als Antriebseinheiten bei Handgriffelementen in der Zahnmedizin. Um die Anforderungen an einen schnell laufenden Bearbeitungswerkzeug für zahnärztliche Anwendungen zu erfüllen, wurde 1953 erstmals eine hydraulische, wasserbetriebene Dentalturbine entwickelt. Eine derartige Konstruktion betrifft einen zahnärztlichen Turbinenantrieb, der eine Möglichkeit zur Aufnahme eines Bearbeitungswerkzeuges aufweist und dessen Laufrad in einem Gehäuse drehbar gelagert ist. Obwohl die damals erreichte Drehzahl von 61.000 U/min heutzutage

bei modernen bei modernen Werkzeuge auf 450.000 U/min gesteigert wurde, ist die zugrunde gelegte Wirkungsweise bis heute unverändert. 1957 wurde der Borden Airotor eingeführt. Dieses Handgriffelement verfügt über eine pneumatisch angetriebene, luftgelagerte Turbine als Antrieb und kann bereits eine Geschwindigkeit von bis zu 300.000 U/min erreichen. In den folgenden Jahren haben weitere Entwicklungen stattgefunden, die vor allem die Lagerungsarten und die Steigerung des Wirkungsgrades betrafen. Die Einführung der Kugellagerung bringt Verbesserungen in Bezug auf die Unwucht und wird heute nunmehr ausschließlich verwendet. Durch die zuletzt entwickelten Kugellager aus Keramik wurde der Geräuschpegel und den Verschleiß erheblich verringert. Zudem, hat heute bei einem Turbinenhandstück das Laufrad nicht nur die Aufgabe das Werkzeug anzutreiben, sondern auch den Strom für eine integrierte Lichtquelle zu erzeugen. Hierbei wird es zusätzlich noch als Teil eines elektromechanischen Wandlers eingesetzt. [18, S. 474-477]

Weist das Arbeitsmedium vor und nach dem Laufrad den gleichen statischen Druck auf, spricht man von einer Turbine in Gleichdruckbauweise. Die Gleichdruckturbine wird auch als Aktionsturbine oder Impulsturbine bezeichnet. Die mechanische Arbeit an der Welle kommt ausschließlich aus der Strömungsumlenkung des Fluids beziehungsweise aus der Umwandlung seiner kinetischen Energie zustande. Im Gegensatz dazu arbeitet eine Reaktionsturbine, welche auch als Überdruckturbine bezeichnet wird. Hierbei wird durch den noch zur Verfügung stehenden Teil des Druckgefälles im Laufrad mechanische Energie generiert, die zum Teil aus der Umsetzung des Druckgefälles resultiert. Ein Vergleich der Schaufeln und der Druckverlauf in einer Gleich- und Überdruckturbine wird in Abbildung 1.5 dargestellt.

Die im zahnärztlichen Turbinenantrieb verwendete Mikroturbinen werden in Gleichdruckbauweise ausgeführt. Zwei Beispiele dieser Ausführung werden in der Abbildung 1.6 dargestellt, die Laufräder sind jeweils mit dem Buchstaben A markiert. Die für das Gleichdruckprinzip charakteristischen, für eine maximale Fluidumlenkung, stark gekrümmten Schaufeln sind bei den Leiträdern leicht zu erkennen.

Die folgenden Vorteile einer Gleichdruckturbine begründen deren Einsatz in der Zahnmedizintechnik, sowie weitere technische Anwendungen, wo ein schnelllaufender Antrieb mit relativ hohem Anfahrmoment und zusätzlich möglichst hoher Energieumsetzung innerhalb

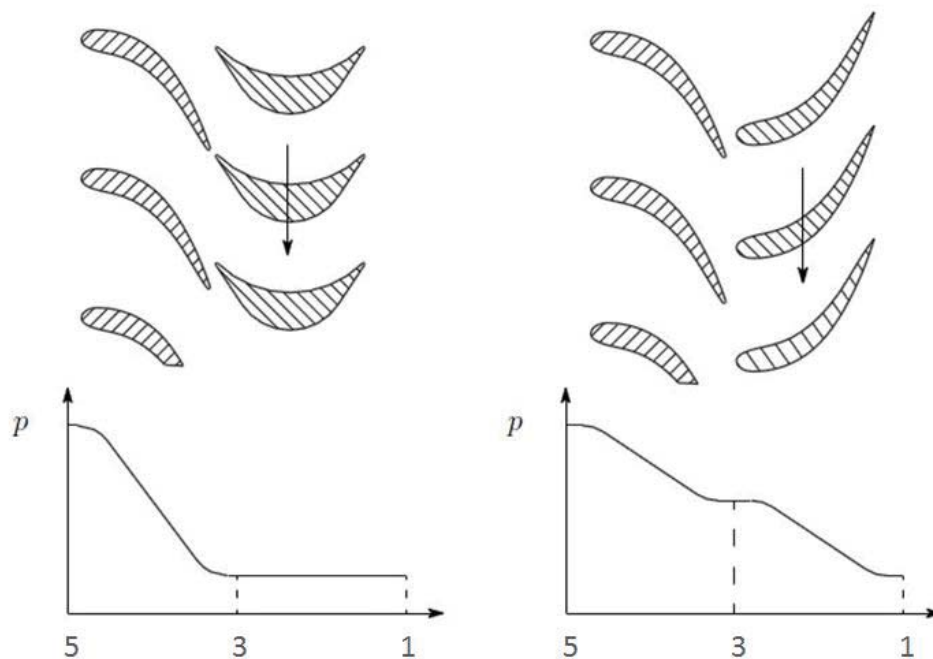


Abbildung 1.5: Links: Schaufeln einer Gleichdruckturbine und rechts: Schaufeln einer Überdruckturbine und deren Druckverlauf, qualitativ dargestellt. Der Pfeil weist auf die Strömungsrichtung hin. Die Nummerierung der Kontrollebenen wird in der Abbildung 2.1 erläutert. [11, S. 2]

eine Stufe erforderlich ist:

- Minimale Stufenanzahl, da eine Gleichdruckturbine in eine Stufe die zweifache Umfangsgeschwindigkeit abbauen kann, ganz im Gegensatz zu einer Überdruckturbine. Dies bedeutet, dass unter der Voraussetzung von gleicher Drehzahl, Turbinendurchmesser und Volumenstrom, eine Gleichdruckstufe doppelt so viel Leistung wie eine Überdruckstufe mit einem Reaktionsgrad von 0,5 abgeben kann.
- Teilbeaufschlagung ist möglich.

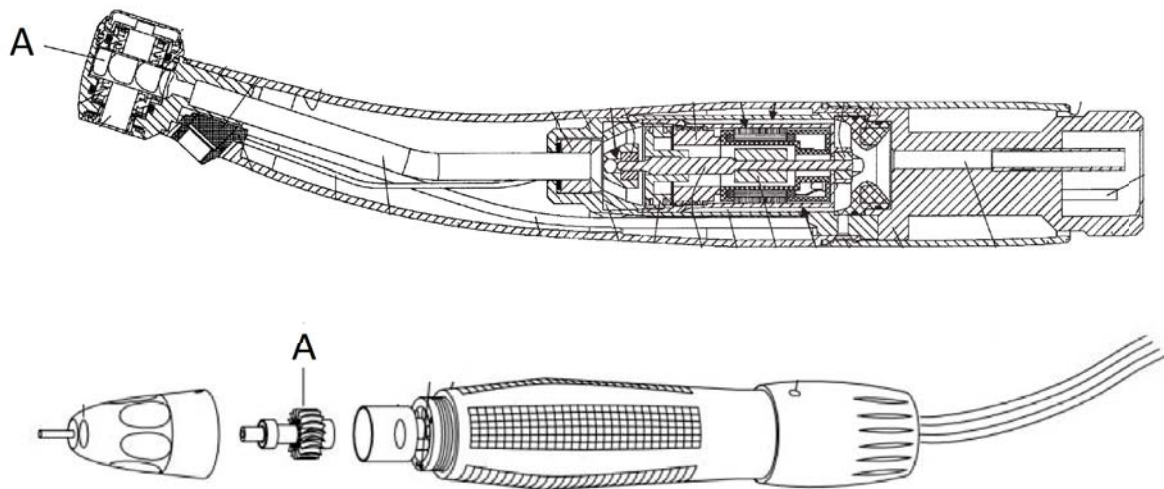


Abbildung 1.6: Zwei Beispiele für Aktionsturbinen in der Zahnmedizintechnik, die Laufräder wurden mit dem Buchstaben A markiert. Oben: Ein patentiertes Handgriffselement der Firma W und H Dentalwerk Bürmoos [19, S. 15] Unten: Turbinenhandstück 744 der Firma Kavo [8, S. 1]

- Axialschub im Gegensatz zur Überdruckturbinen, bleibt gering, da das Druckgefälle am Laufrad klein ist.[11, S. 3]

Nachteilig ist der schlechte Wirkungsgrad der Gleichdruckturbinen, da die Umlenkung im Laufgitter sehr stark ist. Bei einer Überdruckturbinen wird hingegen das Stufengefälle im Leit- und Laufgitter abgebaut.[11, S. 3]

1.3 Neuentwicklung eines Oxygenators

1.3.1 Intravasaler Membrankatheter

In Kooperation mit der Firma Aporon, wird am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien ein neuartiges Konzept für einen intravasalen Membran-Katheter entwickelt. Im Unterschied zu den derzeitigen ECMO Lösungen für Flüssigbeatmung, wo das Blut aus dem Körper geleitet werden muss,

befindet sich der Katheter direkt in der Hohlvene, was einen intrakorporalen Sauerstoff - Kohlendioxid Austausch ermöglicht.

Darüber hinaus, wird als Medium, welches die Hohlfaser durchströmt und das Kohlendioxid aus dem Blut aufnimmt, Perfluorcarbon verwendet (folgend nur mehr PFC genannt), welches sich durch die äußerst hohe Transportkapazität von Sauerstoff und Kohlendioxid auszeichnet. Diese Eigenschaft ermöglicht eine viel kleinere Baugröße, wie es bei gasdurchströmten Katheter der Fall ist und gewährleistet durch die geringen Abmessungen die zusätzlich noch wichtigere Möglichkeit des intrakorporalen Einsatzes. Ferner ist PFC biologisch inert und wird als Blutersatzstoff eingesetzt, was ein wesentlicher sicherheitstechnischer Vorteil im Falle eines Auslaufens gegenüber den gasdurchströmten Lösungen darstellt.

1.3.2 Mikroturbine als Antriebseinheit

Um eine nötige Druckdifferenz für den Katheter aufzubauen beziehungsweise den Druckverlust im Blutgefäß durch das Einbringen des Katheters auszugleichen und folgend den Blutfluss durch die Membran zu steuern, ist eine axiale Mikropumpe erforderlich. Als Antriebseinheit für die Mikropumpe wird im PFC Kreislauf eine Mikroturbine eingesetzt. Die Drehmomentübertragung von der Turbine zur Pumpe erfolgt berührungslos, mittels einer, am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien entwickelten und patentierten miniatur Magnetkupplung⁷. Eine derartige Drehmomentübertragung von der Mikroturbine zur Mikropumpe ist insofern erforderlich, da diese Lösung eine hermetischer Trennung ermöglicht und somit Blut und PFC in getrennten Kreisläufem geführt werden können.

Das PFC wird, nach dem Durchströmen des Katheters, in welchem der Gasaustausch stattfindet, aus dem Körper geleitet. Anschließend wird dem Gemisch in einem externen Oxygenator das Kohlendioxid wieder entzogen. Dann wird das mit Sauerstoff angereicherte PFC wieder zurück in den Körper geleitet.

Die Eckdaten für die Turbine ergeben sich einerseits durch den maximalen Außendurchmesser, um den intrakorporalen Einsatz zu ermöglichen und andererseits durch die Leistung

⁷Anmeldenummer A503343/2014 beim Österreichischen Patentamt

und Drehzahl, die für die Funktionalität der Mikropumpe erforderlich sind:

- Maximaler Außenraddurchmesser $d_a = 6\text{mm}$
- Drehzahl $n = 29000 \frac{U}{\text{min}}$
- Aufgebrachte mechanische Leistung an der Welle $P = 1,5\text{W}$

1.3.3 Aufgabenstellung

Das Ziel dieser Diplomarbeit ist die technische Entwicklung einer Mikroturbine, welche für den im vorigen Abschnitt beschriebenen Einsatz geeignet ist. Im ersten Schritt soll, nach vorgegebenen Rahmenbedingungen, eine Auslegung und Konstruktion der Turbine erfolgen. Im nächsten Schritt findet die Fertigung unter Anwendung von Rapid-Prototyping-Verfahren statt. Schließlich sollen alle eigens konstruierten und hergestellten Bauteile, als auch etwaige Zukaufteile zusammen gebaut werden und der gesamte Aufbau auf einem Prüfstand erprobt werden.

Kapitel 2

Technische Umsetzung

2.1 Grundlagen der Auslegung

2.1.1 Strömungen in Leit- und Laufschaufelreihe

Eine axiale Strömungskraftmaschine, beziehungsweise eine axiale Turbine, besteht aus ringförmigen Leit- und Laufschaufelreihen, die nacheinander angeordnet sind. Das Fluid wird zuerst durch das am Gehäuse befestigte Leitschaufelgitter und anschließend durch das mit der Umfangsgeschwindigkeit u rotierenden Laufschaufelgitter geleitet. Die absolute Geschwindigkeit c setzt sich aus der relativen Geschwindigkeit w und der Umfangsgeschwindigkeit u zusammen:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.1)$$

Zu der absoluten Geschwindigkeit gehört ein absoluter Strömungswinkel α und zu der relativen Geschwindigkeit ein relativer Winkel β . Die Geschwindigkeitsdreiecke einer axialen Gleichdruckturbine werden in Abbildung 2.1 gezeigt.

Die Geschwindigkeiten und Winkel in Abbildung 2.1 sind qualitativ dargestellt. Die Umfangsgeschwindigkeit einer Axialmaschine bleibt konstant und daher gilt $u_1 = u_2$. Ferner sind die Relativgeschwindigkeiten w_2 und w_1 am Ein- und Austritt des Laufrades betrags-

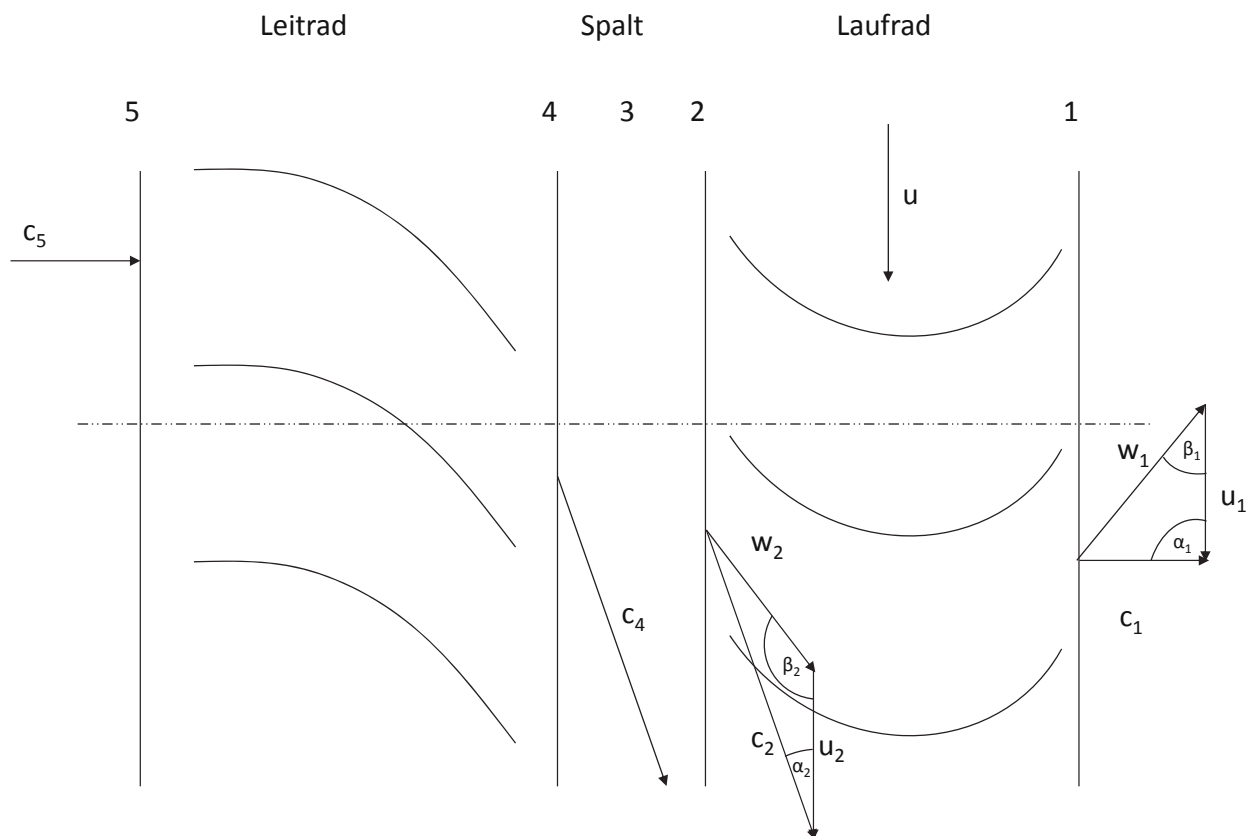


Abbildung 2.1: Qualitative Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke und der festgelegten Kontrollebenen in einer axialen Gleichdruckturbinen

mäßig gleich. Aufgrund von Fluidumlenkungen ändert sich jedoch deren Richtung. Wie bei allen Axialmaschinen, wirkt die Umfangsgeschwindigkeit nur in radialer Richtung. Überdies bleibt bei axialer Ausführung die Meridiankomponente aufgrund der Kontinuitätsbedingung konstant. An diese Stelle sei noch anzumerken, dass der Spalteinfluss 3 vernachlässigt wird. Daher sind die Leitrad-Austrittsgeschwindigkeit c_4 und Laufrad-Eintrittsgeschwindigkeit c_2 gleich.

Des Weiteren erfolgt in Abbildung 2.1 eine Festlegung der Kontrollebenen, die in der Auslegungsrechnung verwendet werden. Diese Nummerierung, die entgegen der Strömungsrichtung erfolgt, wird zwecks einer Übereinstimmung mit den verwendeten Literaturquellen gewählt, insbesondere mit [20] und [14]. Dabei entspricht die Nummer zwei der Kontrollebene auf der Druckseite und die Nummer eins jener Ebene auf der Saugseite der Turbinen.

2.1.2 Energieumsetzung im Laufrad

Das Energiegefälle zwischen Ein- und Austrittstutzen wird als spezifische Stutzenarbeit bezeichnet. Bei Turbinen, bei denen als Arbeitsmedium eine inkompressible Flüssigkeit eingesetzt wird, wird die spezifische Stutzenarbeit folgendermaßen definiert [14, S. 13]:

$$Y = g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2.2)$$

Insbesondere für Gleichdruckturbinen gilt $p_2 = p_1$, daher beträgt die hydrostatische Druckdifferenz 0. Ferner ist die Höhendifferenz $z_2 - z_1$ für die in dieser Diplomarbeit ausgelegte Mikroturbine vernachlässigbar und die Stutzenarbeit wird ausschließlich durch die Änderung der kinetischen Energie des Arbeitsmediums berechnet: $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$. Die spezifische Stutzenarbeit wird in Nm/kg gemessen, durch kürzen ergibt sich somit $[Y] = \frac{m^2}{s^2}$. [14, S. 12]

Darüber hinaus wird der Begriff der Förderhöhe beziehungsweise Fallhöhe $[H] = m$ durch [14, S. 12]:

$$H = \frac{Y}{g} \quad (2.3)$$

definiert.

Die Summe der verschiedenen Verlustarten, die durch Reibung, Richtung- und Querschnittsänderung zustande kommen, werden als hydraulische Verluste beziehungsweise als Schaufelverluste bezeichnet. Eine Arbeit, die an den Laufschaufeln verrichtet wird, unterscheidet sich von der spezifischen Stutzenarbeit durch den Betrag diese Verluste. Der Schaufelwirkungsgrad beziehungsweise der hydraulische Wirkungsgrad errechnet sich als Quotient aus der spezifischen Schaufelarbeit Y_{Sch} und der spezifischen Stutzenarbeit einer Turbine [14, S. 20]:

$$\eta_h = \frac{Y_{Sch}}{Y} \quad (2.4)$$

2.1.3 Dimensionslose Kennzahlen

Bei einer Auslegungsrechnung ist die Vielzahl an Unbekannten durch wenige verfügbare Gleichungen nicht möglich zu bestimmen. Aus diesem Grund werden Messergebnisse aus bestehenden Anlagen und Modellmaschinen verwendet. Eine Übertragung dieser Erkenntnisse ist durch Einführung von dimensionslosen Kennzahlen möglich. Im diesem Abschnitt werden nur die wichtigsten Kennziffern erklärt, die für die Auslegung der Mikroturbine verwendet werden [20, S. 106].

Der **Reaktionsgrad** kennzeichnet die Reaktionswirkung einer Turbine beziehungsweise ihre Überdruckwirkung. Er wird folgendermaßen definiert [20, S. 106]:

$$r = \frac{p_2 - p_1}{Y} \quad (2.5)$$

Der Ausdruck im Zähler wird als spezifische Spaltendruckarbeit zusammengefasst. Bei einer Gleichdruckturbine beträgt diese Arbeit 0 und somit wird der Reaktionsgrad 0. In der Praxis werden Turbinen mit kleinem Reaktionsgrad bis 0,3 ebenfalls als Gleichdruckturbinen bezeichnet.

Die **Druckzahl** errechnet sich durch den Quotient aus der spezifischen Stutzenarbeit und dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit:

$$\psi = \frac{2Y}{u^2} \quad (2.6)$$

Mit der Druckzahl kann eine überschlägige Abschätzung der notwendigen Umfangsgeschwindigkeit beziehungsweise des Laufraddurchmessers für die vorgegebene spezifische Stutzenarbeit durchgeführt werden.

Die Richtwerte variieren je nach Literaturquelle. Laut [20, S. 109] und [14, S. 57] ist bei einer Wasser-Gleichdruckturbine für die Druckzahl 4,5 bis 5 zu wählen.

Der Reaktionsgrad und die Druckzahl sind grundsätzlich voneinander nicht unabhängig, sie können jedoch näherungsweise als abhängig betrachtet werden [20, S. 109]:

$$\psi \approx \frac{4(1-r)}{\eta_h} \quad (2.7)$$

Ohne Berücksichtigung des hydraulischen Wirkungsgrades ergibt sich bei reiner Gleichdruckwirkung eine theoretische Druckzahl von 4.

Die **Durchflusszahl**, auch als Lieferzahl oder Volumenzahl bezeichnet, errechnet sich durch [20, S. 110]:

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{d_a^3 \pi n} \quad (2.8)$$

In der Gleichung 2.8 bezeichnet \dot{V} den Volumenstrom, der durch ein mit der Drehzahl n laufendes Turbinenrad mit einem Außendurchmesser d_a strömt.

Die **Leistungszahl** kann einerseits durch Leistung P , Außendurchmesser d_a , Drehzahl n und Dichte ρ ausgedrückt werden und andererseits, nach Umformen, durch die oben eingeführte dimensionslosen Kennzahlen, Druckzahl und Durchflusszahl [4, S. 75]:

$$\lambda = \frac{8P}{d_a^5 n^3 \pi^4 \rho} = \frac{\varphi \psi}{\eta} \quad (2.9)$$

Die Durchflusszahl und die Druckzahl bilden ein weiteres Verhältnis, die **Laufzahl** σ , die eine besondere Bedeutung für die Auslegungsrechnung hat. Darüber hinaus kann diese Kennzahl ebenfalls durch n , \dot{V} und Y ausgedrückt werden [4, S. 74]:

$$\sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = n \frac{2\sqrt{\dot{V}\pi}}{(2Y)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.10)$$

Auf eine ähnliche Weise, durch das Verhältnis von Durchflusszahl zu Druckzahl, entsteht die **Durchmesserzahl**. Im Gegensatz zur Laufzahl, wird hier der Laufrad-Außendurchmesser nicht mehr eliminiert, dafür entfällt jedoch die Drehzahl [4, S. 75]:

$$\delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} = D \sqrt[4]{\frac{2Y}{\dot{V}^2} \frac{\sqrt{\pi}}{2}} \quad (2.11)$$

Durch eine Gegenüberstellung der Laufzahl und der Durchmesserzahl entsteht das Cordier Diagramm, welches eine besondere Hilfe für die Auslegungsrechnung von Arbeits- sowie Kraftmaschinen darstellt. Das Diagramm wurde nach Otto Cordier benannt, der es im Jahr 1953 erstmals vorgestellt hat. Aus den optimalen Betriebsdaten von n , \dot{V} , d_a und Y , welche bei bestem Wirkungsgrad ermittelt wurden, wurden optimale Laufzahlen und Durchmesserzahlen berechnet und die Zahlenpaarwerte in einem doppellogarithmischen Diagramm eingetragen. Die Kurven, welche einen Streubereich aufweisen, sind in Abbildung 2.2 dargestellt [4, S. 79].

Das Cordier-Diagramm ermöglicht, bei bekannten \dot{V} und Y , die Ermittlung des Raddurchmessers bei gegebener Drehzahl. Ebenfalls ist eine umgekehrte Vorgehensweise möglich, um bei bekanntem Raddurchmesser die Drehzahl zu bestimmen. Zusätzlich sind die Laufradformen, entweder axial, diagonal oder radial, aus dem Diagramm zu entnehmen.

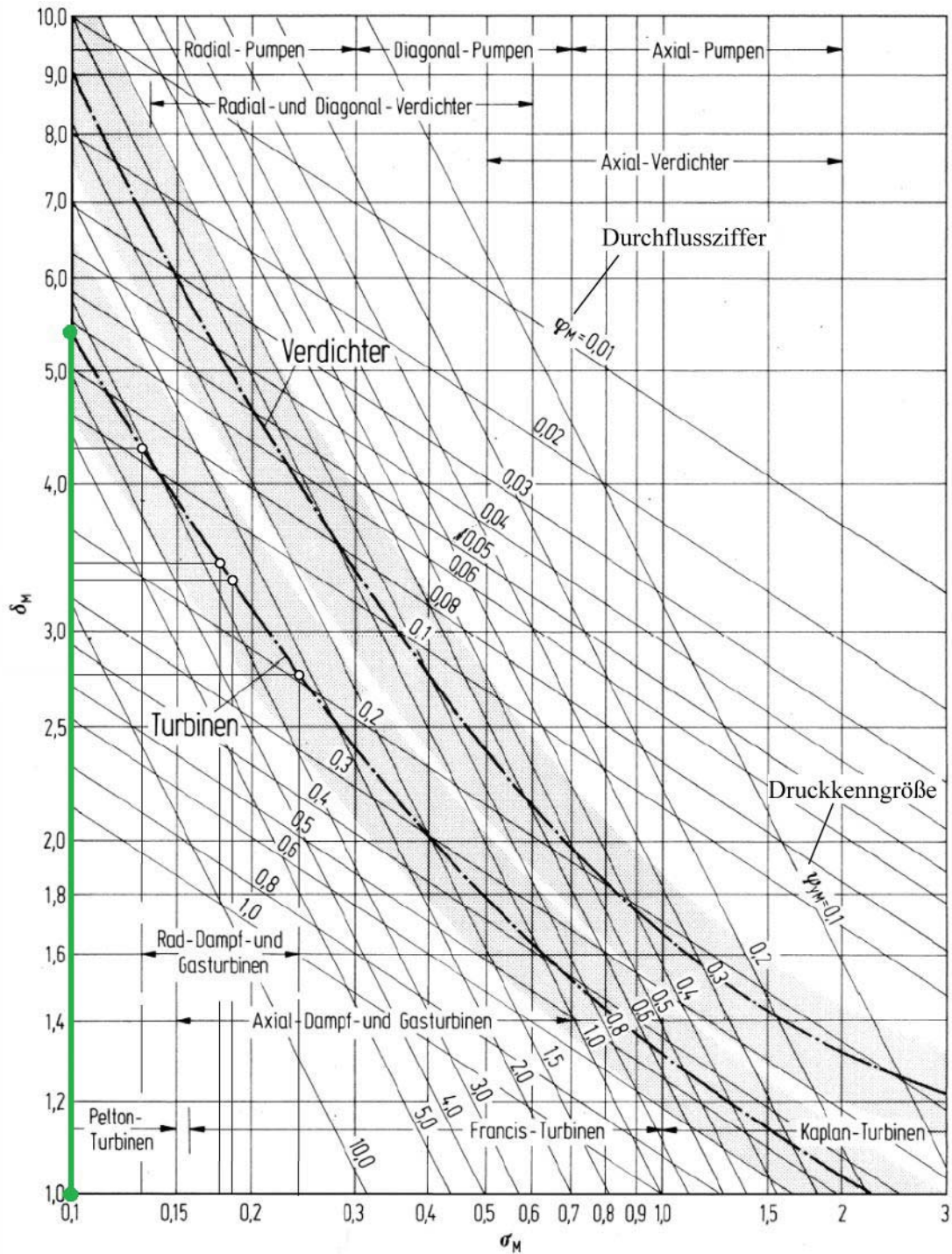


Abbildung 2.2: Cordier Diagramm [4, S. 79] Die abgelesenen Werte, die mit einer grünen Linie verbunden sind, werden im Abschnitt 2.2.2 diskutiert.

2.2 Turbinenauslegung

2.2.1 Anforderungen und Rahmenbedingungen

Die vorgegebenen Rahmenbedingungen beziehen sich vorwiegend auf das Einbaumaß und auf die erforderliche Leistung, welche die Turbine erbringen muss. Zum Einen wurde der maximale Außendurchmesser auf 6 mm beschränkt, um die Gesamtlösung in der Hohlvene platzieren zu können. Zum anderen wurde bedingt durch die Geometrie eine axiale Bauart festgelegt. Des Weiteren soll die entwickelte Turbine, um ihre Aufgabe als Antrieb einer hydraulische Mikropumpe zu erfüllen, eine Leistung von 1,5 W erbringen. Der mögliche Drehzahlbereich, welcher für die Funktionalität der Pumpe erforderlich ist, liegt zwischen einer Mindestdrehzahl von 29.000 U/min und Höchstdrehzahl von 31.000 U/min.

2.2.2 Festlegung der Bauart-Varianten

Im ersten Schritt soll ein Gesamtwirkungsgrad angenommen werden. Der Gesamtwirkungsgrad η wird auf 0,3 gesetzt. Dieser Abschätzung liegen die extrem kleinen Abmessungen, die große Herausforderungen im Bezug auf Herstellung und Zusammenbau stellen, zu Grunde. Selbst kleinste Unwuchten oder eine geringfügige Abweichung der angestrebten Abmessungen können sich enorm negativ auf den Wirkungsgrad der Anlage auswirken.

Somit werden folgende Werte für die Auslegung am Anfang festgelegt:

- Außenraddurchmesser $d_a = 6\text{mm}$
- Drehzahl $n = 29000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$
- Dichte des Arbeitsfluids $\rho_{\text{PFC}} = 1941 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Mechanische Leistung an der Welle $P = 1,5\text{W}$
- Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0,3$

Ebenfalls kann die Umfangsgeschwindigkeit bei bekanntem Durchmesser bestimmt werden:

$$u_a = d_a \pi n = 9,11 \frac{m}{s} \quad (2.12)$$

Als unbekannte Größen in der Auslegungsrechnung bleiben der Volumenstrom und die spezifische Stutzenarbeit. Es ergibt sich keine Gelegenheit das Cordier Diagramm direkt anzuwenden, da ohne \dot{V} und Y weder Bestimmung der Laufzahl noch der Durchmesserzahl möglich ist. Aus diesem Grund wurde eine Tabelle in Microsoft Excel erstellt und die Werte iterativ bestimmt, wie in Tabelle 2.1 dargestellt wird.

In der ersten Spalte der Tabelle wurden unterschiedliche Druckzahlen im Bereich von 0,1 bis 5,5 eingetragen. Die spezifische Stutzenarbeit, die in der folgenden Spalte dargestellt ist, wurde aus den korrespondierenden Druckzahlen und der bekannten Umfangsgeschwindigkeit gebildet, siehe Gleichung 2.7. Im nächsten Schritt wurde die Leistungszahl λ nach der Gleichung 2.9 bestimmt: $\lambda = 0,07229$. Die Leistungszahl kann man einerseits über die Leistung und andererseits über Druckzahl und Lieferzahl bei bekanntem Wirkungsgrad ausdrücken. Daher wurden mit der bekannten Leistungszahl und dem Wirkungsgrad, die Lieferzahlen auf korrespondierende Druckzahlen umgerechnet und eingetragen. In weitere Folge wurde bei gegebener Lieferzahl nach Umformen der Gleichung 2.8 der Volumenstrom berechnet. Nun sind alle Größen bekannt um die Laufzahl und die Durchmesserzahl zu bestimmen. Die Spalten H , \dot{V} , σ und δ wurden mit farbigen Datenbalken dargestellt um die Steigung beziehungsweise die Senkung der Werte besser ersichtlich zu machen. Die grün markierten Werte von σ und δ sind im Cordier Diagramm ablesbar.

Nach der Bestimmung aller Größen, welche in der Tabelle 2.1 dargestellt sind, erfolgte eine qualitative Auswahl jener Zahlenpaare \dot{V} und Y , die die erforderliche Leistung der Turbine erbringen.

Durch die vielen Vorteile von Gleichdruckturbinen, die im Kapitel 1.2.3 genannt wurden, vor allem die nützliche Tatsache der größten Energieumsetzung in eine Stufe, wurde diese Bauart angestrebt. Außerdem wirkt sich ein niedriger Volumenstrom, der für diese Bauart erforderlich ist, vorteilhaft für das Gesamtsystem aus, da die Reibungsverluste in den Leitungen dadurch minimiert werden. Nachteilig hingegen ist, dass bei einer Gleichdruckturbinen ein hoher Betrag der spezifischen Stutzenarbeit beziehungsweise der nötigen Druckdifferenz,

Druckzahl ψ	Y in m^2/s^2	H in m	Lieferzahl ϕ	V punkt in L/min	Laufzahl σ	Durchmesserz ahl δ
0,100	4,150	0,423	2,410	37,242	8,729	0,362
0,200	8,300	0,846	1,205	18,621	3,670	0,609
0,300	12,451	1,269	0,803	12,414	2,211	0,826
0,400	16,601	1,692	0,602	9,310	1,543	1,025
0,500	20,751	2,115	0,482	7,448	1,167	1,211
0,600	24,901	2,538	0,402	6,207	0,930	1,389
0,700	29,051	2,961	0,344	5,320	0,767	1,559
0,800	33,201	3,384	0,301	4,655	0,649	1,723
0,900	37,352	3,807	0,268	4,138	0,560	1,882
1,000	41,502	4,231	0,241	3,724	0,491	2,037
1,100	45,652	4,654	0,219	3,386	0,436	2,188
1,200	49,802	5,077	0,201	3,103	0,391	2,336
1,300	53,952	5,500	0,185	2,865	0,354	2,480
1,400	58,102	5,923	0,172	2,660	0,322	2,622
1,500	62,253	6,346	0,161	2,483	0,296	2,761
1,600	66,403	6,769	0,151	2,328	0,273	2,898
1,700	70,553	7,192	0,142	2,191	0,253	3,033
1,800	74,703	7,615	0,134	2,069	0,235	3,166
1,900	78,853	8,038	0,127	1,960	0,220	3,297
2,000	83,003	8,461	0,120	1,862	0,206	3,426
2,100	87,154	8,884	0,115	1,773	0,194	3,554
2,200	91,304	9,307	0,110	1,693	0,183	3,680
2,300	95,454	9,730	0,105	1,619	0,173	3,805
2,400	99,604	10,153	0,100	1,552	0,164	3,928
2,500	103,754	10,576	0,096	1,490	0,156	4,050
2,600	107,904	10,999	0,093	1,432	0,149	4,171
2,700	112,055	11,422	0,089	1,379	0,142	4,291
2,800	116,205	11,846	0,086	1,330	0,136	4,410
2,900	120,355	12,269	0,083	1,284	0,130	4,527
3,000	124,505	12,692	0,080	1,241	0,124	4,644
3,100	128,655	13,115	0,078	1,201	0,119	4,759
3,200	132,805	13,538	0,075	1,164	0,115	4,874
3,300	136,956	13,961	0,073	1,129	0,110	4,988
3,400	141,106	14,384	0,071	1,095	0,106	5,101
3,500	145,256	14,807	0,069	1,064	0,103	5,213
3,600	149,406	15,230	0,067	1,034	0,099	5,324
3,700	153,556	15,653	0,065	1,007	0,096	5,435
3,800	157,706	16,076	0,063	0,980	0,093	5,545
3,900	161,857	16,499	0,062	0,955	0,090	5,654
4,000	166,007	16,922	0,060	0,931	0,087	5,762
4,100	170,157	17,345	0,059	0,908	0,084	5,870
4,200	174,307	17,768	0,057	0,887	0,082	5,977
4,300	178,457	18,191	0,056	0,866	0,079	6,083
4,400	182,607	18,614	0,055	0,846	0,077	6,189
4,500	186,758	19,037	0,054	0,828	0,075	6,294
4,600	190,908	19,461	0,052	0,810	0,073	6,399
4,700	195,058	19,884	0,051	0,792	0,071	6,503
4,800	199,208	20,307	0,050	0,776	0,069	6,606
4,900	203,358	20,730	0,049	0,760	0,067	6,709
5,000	207,508	21,153	0,048	0,745	0,066	6,812
5,100	211,659	21,576	0,047	0,730	0,064	6,914
5,200	215,809	21,999	0,046	0,716	0,063	7,015
5,300	219,959	22,422	0,045	0,703	0,061	7,116
5,400	224,109	22,845	0,045	0,690	0,060	7,216
5,500	228,259	23,268	0,044	0,677	0,058	7,316

Tabelle 2.1: Eine Iterative Bestimmung des erforderlichen Volumenstroms und der spezifischen Stutzenarbeit für die gegebene Turbinenleistung

die im Leitrad abgebaut werden muss, erforderlich ist.

Mit diesen Überlegungen wurde die niedrigste mögliche Druckzahl von $\psi=4$ für Gleichdruckbauweise gewählt, um nicht einen allzu großen Druckabfall bei einem günstigen Volumenstrom einzusetzen. Siehe dazu die gelb markierte Zeile in der Tabelle 2.1. Da die Laufzahl $\sigma = 0,087$ außerhalb des Erfahrungsbereichs liegt, wird der kleinst mögliche Wert von $\sigma_{CordierDiagramm} = 0,1$ verwendet und dazu korrespondierende Wert im Cordier Diagramm abgelesen. Die abgelesenen Werte $\sigma_{CordierDiagramm} = 0,1$ und $\delta_{CordierDiagramm} = 5,35$ wurden im Diagramm 2.2 durch grüne Punkte markiert und mit einer grünen Linie verbunden.

Es folgt eine Überprüfung der gewählten Außendurchmesser:

$$d_{aCordier} = \frac{\delta_{Cordier}}{\left(\frac{2Y}{V^2}\right)^{\frac{1}{4}} \frac{\pi^{\frac{1}{2}}}{2}} = 5,63mm \quad (2.13)$$

Um etwaige Verluste aufgrund von Fertigungsabweichungen auszugleichen wurde der Durchmesser auf 6 mm aufgerundet. Die Teilbeaufschlagung bei Gleichdruckturbinen stellt eine mögliche Abhilfe dar, um bei gleichbleibender Leistung P , welche den Werten von \dot{V} und Y entspricht und gleicher Reaktionswirkung einen größeren Durchmesser zu erzielen. Dadurch wird ein möglichst kleiner Reaktionsgrad bei einem gewünschten Durchmesser von 6 mm realisiert.

2.2.3 Strömungsquerschnitte

In der Abbildung 2.3 werden unterschiedliche Durchmesser dargestellt, die in der Auslegungsrechnung verwendet werden. d_a steht für den Außendurchmesser, d_n bezeichnet den Nabendurchmesser und d_{ges} ist der Gehäuseinnendurchmesser, dieser entsteht durch eine Addition der doppelten radialen Spaltbreite t_{Spalt} von 0,2 mm:

$$d_{ges} = d_a + t_{Spalt} = 6,4mm \quad (2.14)$$

Die Spaltenverluste werden mit 3% angenommen, daher ergibt sich der volumetrischer Wirkungsgrad:

$$\eta_V = 0,97 \quad (2.15)$$

Somit kann man den Netto Volumenstrom bestimmen:

$$\dot{V}_{Netto} = \dot{V} \eta_V = 0,922 \frac{L}{min} \quad (2.16)$$

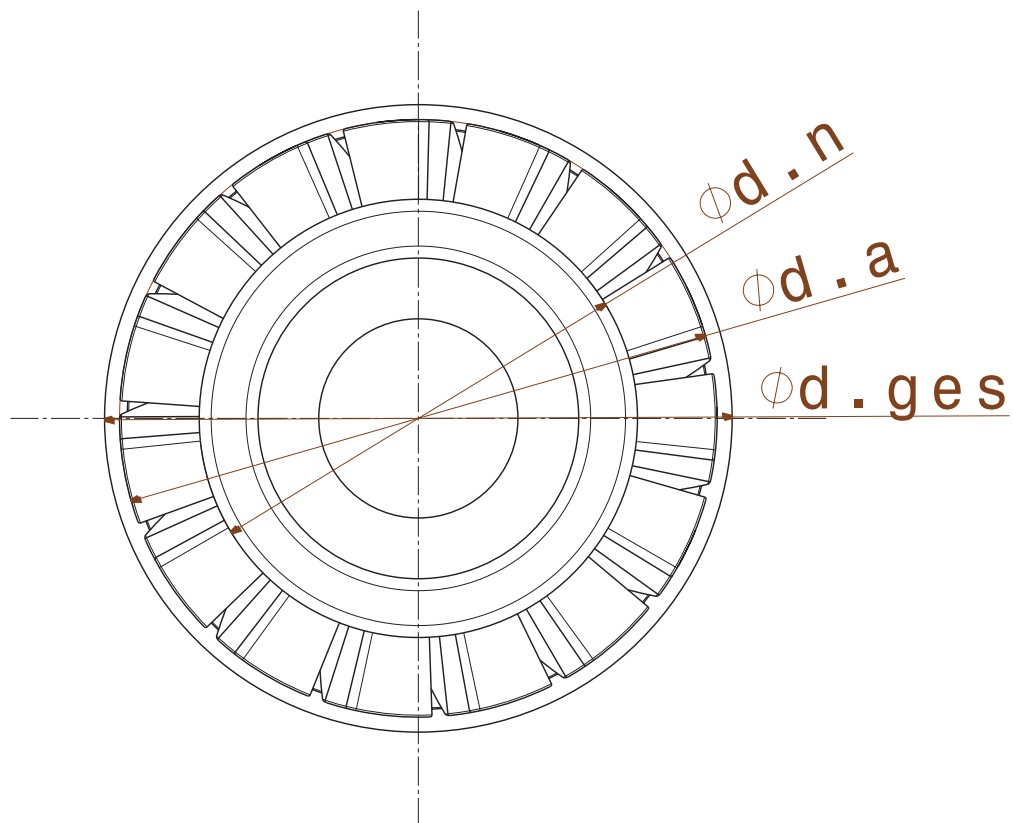


Abbildung 2.3: Bezeichnungen für die Turbinendurchmesser die in der Berechnung verwendet werden

2.2.4 Laufradauslegung

Die Auslegung einer Turbine hat ihren Anfang auf der Druckseite des Laufrades. Aus der spezifischen Schaufelarbeit ergeben sich die Geschwindigkeiten und in weiterer Folge die Geometrie der Schaufel.

Wahl des Beaufschlagungsgrades

Der gleiche Druck an der Druck- und Saugkante des Laufrades ermöglicht eine Teilbeaufschlagung der Turbine. Der Beaufschlagungsgrad ε ist als ein Verhältnis der beaufschlagten Bogenlänge zum ganzen Radumfang definiert. Durch eine geeignete Wahl des Beaufschlagungsgrades kann man die radiale Schaufelhöhe $b_{Schaufel}$ bei gleichbleibendem Volumenstrom variieren. Aus der Gleichung: 2.17 wird ersichtlich, dass der Ausdruck $\varepsilon b_{Schaufel}$ möglichst groß angestrebt werden soll, damit der Winkel α_2 , im Hinblick auf die Schaufeldicke, die hier als *Verengung* bezeichnet wird, in einem zulässigen Bereich (zwischen 14° und 20°) gewählt werden kann [14, S. 213]:

$$\dot{V}_{Netto} = d_m \pi \varepsilon b_{Schaufel} c_{2II} \sin(\alpha_2) Verengung \quad (2.17)$$

Damit der Ausdruck $\varepsilon b_{Schaufel}$ möglichst groß wird, wird in der Literatur [14, S. 213] vorgeschlagen, ε möglichst groß zu wählen und $b_{Schaufel}$ gering zu halten ist. Die Ursache dafür sind durch die Teilbeaufschlagung entstehenden Ventilationsverluste, die sich negativ auf den Wirkungsgrad der Anlage auswirken. Es werden die kleinst möglichen noch zulässigen Werte von $b_{Schaufel}$ mit 11 mm vorgegeben, was bei einer Mikroturbine jedoch nicht möglich ist. Darum wird hier, aufgrund von diversen Schätzungen bei noch unbekannter Schaufelgeometrie, eine Schaufelhöhe $b_{Schaufel}$ von 0,8 mm gewählt und ein kleinst zulässiger Wert ε von 0,5 angenommen. Diese Werte werden am Ende des Abschnitts 2.2.4 nochmals nachgerechnet.

Festlegung der Radgeometrie und Berechnungsebenen

Durch die radiale Schaufelhöhe wird der Nabendurchmesser festgelegt. Es beträgt somit der Nabendurchmesser d_n 4,4 mm. Nun kann der mittlere Durchmesser als Mittelwert bestimmt werden:

$$d_m = \frac{d_a + d_n}{2} = 5,2 \text{ mm} \quad (2.18)$$

Es besteht die Möglichkeit den mittleren Durchmesser als geometrischen Mittelwert zu berechnen. Damit wird nicht die Höhe der Schaufeln, sondern die Fläche oberhalb und unterhalb der Mittelfläche berücksichtigt. Hier wurde, aufgrund der kleinen Abmessungen sowie der geringfügigen Unterschiede, darauf verzichtet.

Eine Berechnung der Geschwindigkeiten und des Stömungswinkels erfolgt für drei Strömungsfäden, die durch drei radiale Ebenen beziehungsweise in drei Zylinderschnitten der Schaufeln fließen, welche in Abbildung 2.9 dargestellt sind.

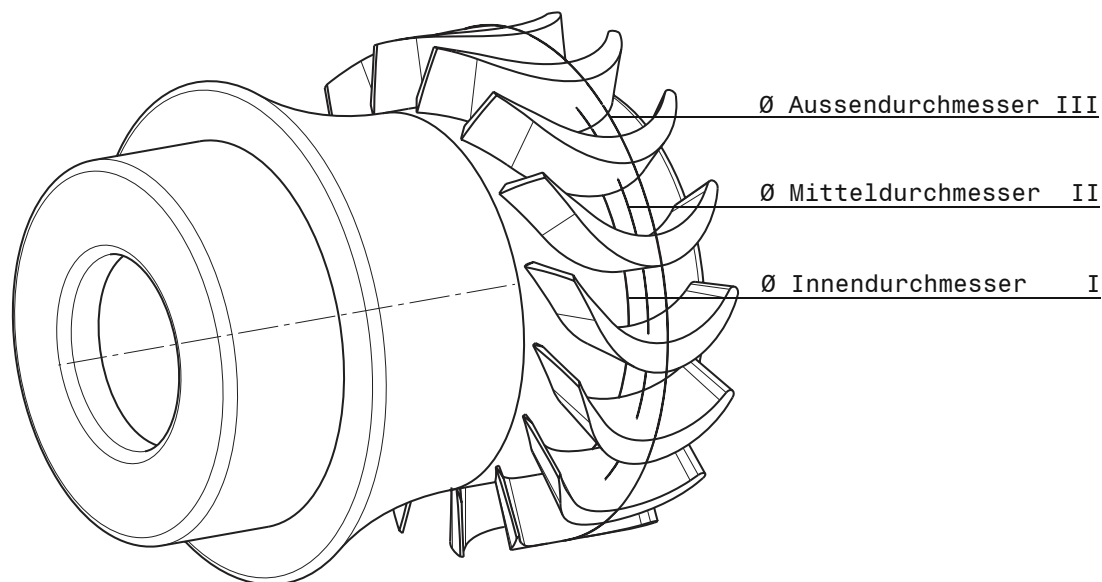


Abbildung 2.4: Darstellung der drei Strömungsfäden beziehungsweise Zylinderschnitten der Schaufeln

Aus fertigungstechnischen Gründen werden, wegen den äußerst kleinen Turbinenabmessungen, die Schaufelprofile über die Höhe konstant hergestellt. Darum werden bei der Konstruktion der Schaufel die Winkel aller drei Berechnungsebenen erhalten bleiben, wodurch der Reaktionsgrad an den drei verschiedenen Durchmessern variiert. Maßgeblich für die Konstruktion sind die Winkel und Abmessungen, die am mittleren Durchmesser II bestimmt werden. Darum wird dieser Zylinderschnitt in der Auslegungsrechnung als erstes betrachtet.

Wahl des Reaktionsgrades

Ein erforderlicher Reaktionsgrad im Mittelschnitt kann nach [11, S. 15] ermittelt werden.

Das Nabenvverhältnis ergibt sich zu:

$$v_{Naben} = \frac{d_a}{d_n} = 0,733 \quad (2.19)$$

Der erforderliche Reaktionsgrad im Mittelschnitt kann über eine Gleichung, die aufgrund des Gesetzes des Potentialwirbels beziehungsweise des radialen Gleichgewichts hergeleitet wurde, bestimmt werden [11, S. 15]:

$$r_{II_{erf}} = 1 - \left(\frac{2v_{Naben}}{1 + v_{Naben}} \right)^2 = 0,284 \quad (2.20)$$

In der vorliegenden Berechnung, wird aufgrund der radial konstanten Winkel α das Prinzip des radialen Gleichgewichts nicht eingehalten. Der sich aus der Gleichung 2.20 ergebende erforderliche Reaktionsgrad in der Mittelschicht dient lediglich als Richtwert.

Um die Änderung der Reaktion in radialer Richtung gering zu halten beziehungsweise kleine Reaktionsgrade $\rightarrow 0$ zu erzielen, soll das Nabenvverhältnis $\rightarrow 1$ maximiert werden, wobei ein Wert von 1 die radiale Schaufelhöhe auf 0 reduzieren würde, was nicht möglich ist.

An dieser Stelle wurde entschieden, den Reaktionsgrad in der Mittelschicht $r_{II} = 0$ zu wählen, wodurch eine Vereinfachung der Konstruktion bei äußerst kleinen Abmessungen der Turbine erzielt wird. Obwohl der dadurch entstehende Reaktionsgrad am Nabendurchmesser ein negatives Vorzeichen aufweist, wird sein Betrag durch das relativ hohe Nabenvverhältnis von 0,733 und die kleinen Turbinenabmessungen, gering bleiben.

Geschwindigkeiten und Winkel am mittleren Durchmesser II der Druckseite

Im ersten Schritt wird die Umfangsgeschwindigkeit berechnet:

$$u_{2_{II}} = d_m \pi n = 7,896 \frac{m}{s} \quad (2.21)$$

Der Reaktionsgrad in der Mittelschicht wird zu 0 gewählt:

$$r_{II} = 0 \quad (2.22)$$

Als nächstes wird der absolute Strömungswinkel α gewählt, der in der Regel bei der Gleichdruckbauweise zwischen 10° und 15° liegt [20, S. 65]

$$\alpha_{2II} = 14^\circ \quad (2.23)$$

Durch die bekannte Umfangsgeschwindigkeit und dem Reaktionsgrad ist eine Bestimmung der Umfangskomponente der absoluten Geschwindigkeit möglich [14, S. 53]

$$c_{2uII} = (1 - r_{II})2u_{2II} = 15,792 \frac{m}{s} \quad (2.24)$$

Nun sind alle Größen bekannt um die Absolutgeschwindigkeit c_{2II} , sowie ihre Meridiankomponente c_{2mII} zu berechnen:

$$c_{2II} = \frac{c_{2uII}}{\cos(\alpha_{2II})} = 16,275 \frac{m}{s} \quad (2.25)$$

$$c_{2mII} = c_{2II} \sin(\alpha_{2II}) = 3,937 \frac{m}{s} \quad (2.26)$$

Durch die geometrischen Verhältnisse ergibt sich aus dem Kosinussatz die relative Geschwindigkeit w_{2II} . Damit ist eine Bestimmung des relativen Strömungswinkels β möglich:

$$w_{2II} = \sqrt{u_{2II}^2 + c_{2II}^2 - 2u_{2II}c_{2II}\cos(\alpha_{2II})} = 8,823 \frac{m}{s} \quad (2.27)$$

$$\beta_{2II} = \arccos\left(\frac{u_{2II}^2 + w_{2II}^2 - c_{2II}^2}{2u_{2II}w_{2II}}\right) = 153,497^\circ \quad (2.28)$$

Der dadurch entstehende, stumpfe Winkel β bestätigt die richtige Wahl von α .

Nun ist das Geschwindigkeitsdreieck vollständig bestimmt und wird in Abbildung 2.5 gezeigt.

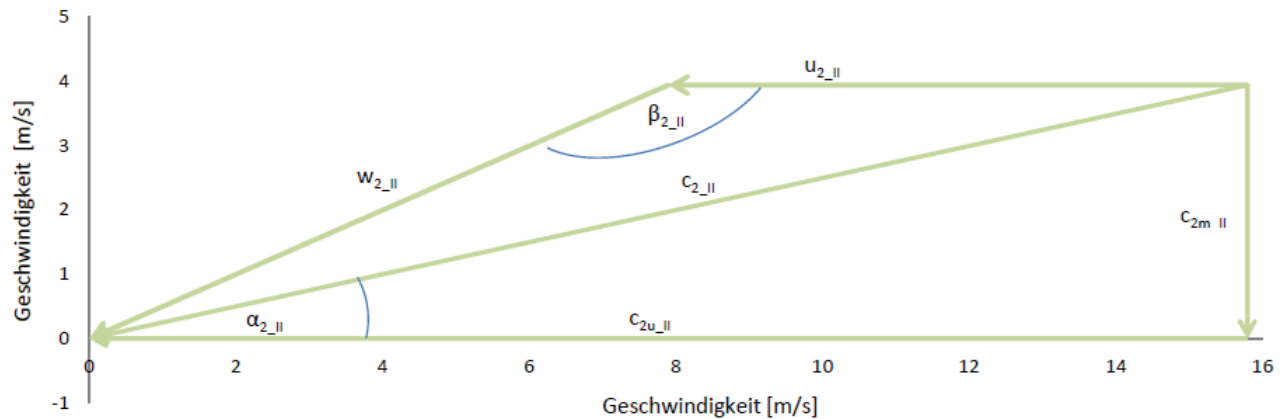


Abbildung 2.5: Geschwindigkeiten in der Mittelschicht II an der Druckseite 2 der Turbine

Geschwindigkeiten und Winkel am äußeren Durchmesser III und am inneren Durchmesser I der Druckseite

Nun erfolgt die Berechnung für die zwei restlichen Strömungsfäden, am äußeren Durchmesser I, sowie am inneren Durchmesser III.

Der absolute und der relative Winkel der Zylinderschaufel bleiben zwar in der Konstruktion konstant, jedoch kann die Strömung in den drei berechneten Fäden nicht als vollständig schaufelkongruent angenommen werden. Wie bei allen Axialmaschinen bleibt die Meridionalan Komponente der Absolutgeschwindigkeit konstant, wodurch sich die relative Geschwindigkeit w und der relative Winkel β in der radialen Richtung ändern. Im Gegensatz dazu dürfen die Abströmwinkel des Leitrades $\alpha_4 = \alpha_2$ (Spalteneinfluss 3 wird vernachlässigt), sowie des Laufrades β_1 als konstant in der radialen Richtung angenommen werden, da die Kanalweite a und Teilung t bei über die Höhe konstanten Schaufelprofilen sich im gleichen Maße ändern [11, S. 13]:

$$\alpha_{2I} = \alpha_{2II} = \alpha_{2III} = 14^\circ \quad (2.29)$$

Meridiankomponente ist ebenfalls konstant:

$$c_{2m_I} = c_{2m_{II}} = c_{2m_{III}} = 9,937 \frac{m}{s} \quad (2.30)$$

An dieser Stelle sei noch anzumerken, dass durch die obigen Annahmen das Prinzip des radialen Gleichgewichts nicht eingehalten werden kann. Laut diesem herrscht über dem gesamten Radius ein konstanter Drall: $rc_u = konst.$ Das würde bei einer konstanten Meridiangeschwindigkeit nur durch Herstellung gekrümmter Schaufeln möglich sein. [11, S. 13] Bei der Mikroturbine wird dieser Unterschied als geringfügig klein angenommen und es werden einfache Zylinderschaufeln gefertigt.

Die Umfangsgeschwindigkeiten u_{2_I} und $u_{2_{III}}$ an den Durchmesser I und III ergeben sich zu:

$$u_{2_I} = d_n \pi n = 9,111 \frac{m}{s} \quad (2.31)$$

$$u_{2_{III}} = d_n \pi n = 6,681 \frac{m}{s} \quad (2.32)$$

Durch den konstanten Winkel α sind die Absolutgeschwindigkeiten c_{2_I} und $c_{2_{III}}$ sowie deren Umfangskomponenten c_{2u_I} und $c_{2u_{III}}$ in radialer Richtung ebenfalls konstant:

$$c_{2_I} = \frac{c_{2m_I}}{\sin(\alpha_{2_I})} = 16,275 \frac{m}{s} \quad (2.33)$$

$$c_{2_{III}} = \frac{c_{2m_{III}}}{\sin(\alpha_{2_{III}})} = 16,275 \frac{m}{s} \quad (2.34)$$

$$c_{2u_I} = c_{2_I} \cos(\alpha_{2_I}) = 15,792 \frac{m}{s} \quad (2.35)$$

$$c_{2u_{III}} = c_{2_{III}} \cos(\alpha_{2_{III}}) = 15,792 \frac{m}{s} \quad (2.36)$$

Im nächsten Schritt werden durch die geometrische Verhältnisse, aus dem Kosinussatz, die relativen Geschwindigkeiten w_{2_I} und $w_{2_{III}}$, sowie die relativen Strömungswinkel β_{2_I} und $\beta_{2_{III}}$ bestimmt:

$$w_{2_I} = \sqrt{u_{2_I}^2 + c_{2_I}^2 - 2u_{2_I}c_{2_I}\cos(\alpha_{2_I})} = 7,755 \frac{m}{s} \quad (2.37)$$

$$w_{2_{III}} = \sqrt{u_{2_{III}}^2 + c_{2_{III}}^2 - 2u_{2_{III}}c_{2_{III}}\cos(\alpha_{2_{III}})} = 9,925 \frac{m}{s} \quad (2.38)$$

$$\beta_{2_I} = \arccos\left(\frac{u_{2_I}^2 + w_{2_I}^2 - c_{2_I}^2}{2u_{2_I}w_{2_I}}\right) = 149,488^\circ \quad (2.39)$$

$$\beta_{2_{III}} = \arccos\left(\frac{u_{2_{III}}^2 + w_{2_{III}}^2 - c_{2_{III}}^2}{2u_{2_{III}}w_{2_{III}}}\right) = 156,628^\circ \quad (2.40)$$

Dadurch sind vollständige Geschwindigkeitsdreiecke gebildet. Diese werden in der Abbildung 2.6 für alle drei Strömungsfäden der Druckseite dargestellt.

Schließlich wird der Reaktionsgrad r_I am äußeren Durchmesser und r_{III} am inneren Durchmesser ermittelt [14, S. 53]:

$$r_I = 1 - \frac{c_{2uI}}{2u_{2_I}} = 0,133 \quad (2.41)$$

$$r_{III} = 1 - \frac{c_{2uIII}}{2u_{2_{III}}} = -0,182 \quad (2.42)$$

Aus der Gleichung 2.42 ergibt sich ein negativer Reaktionsgrad am Nabendurchmesser, der wegen der Gefahr von Rückströmungen den Wirkungsgrad der Anlage weiter verschlechtern kann. Die Ursache dafür ist der gewählte Reaktionsgrad von $r_{II} = 0$ an der Mittelschicht, der zur Vereinfachung der Konstruktion und Fertigung der Mikroturbine beiträgt. Im Abschnitt 2.2.4 wurde diese Entscheidung genauer diskutiert.

Die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{1m_{II}}$ bleibt in der Umfangsrichtung konstant. Ferner besteht die Absolutgeschwindigkeit nur aus ihrer Meridiankomponente, da die Umfangskomponente durch die geeignete Wahl von α entfällt.

$$c_{1m_{II}} = c_{2m_{II}} = 3,937 \frac{m}{s} \quad (2.45)$$

$$c_{1_{II}} = c_{1m_{II}} = 3,937 \frac{m}{s} \quad (2.46)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit bleibt bei den Axialmaschinen in der Umfangsrichtung konstant:

$$u_{1_{II}} = u_{2_{II}} = 7,786 \frac{m}{s} \quad (2.47)$$

Durch die einfachen geometrischen Verhältnisse ergibt sich die relative Geschwindigkeit $w_{1_{II}}$ und der relative Winkel $\beta_{1_{II}}$:

$$w_{1_{II}} = \sqrt{c_{1_{II}}^2 + u_{1_{II}}^2} = 8,823 \frac{m}{s} \quad (2.48)$$

$$\beta_{1_{II}} = \arccos\left(\frac{u_{1_{II}}}{w_{1_{II}}}\right) = 26,503^\circ \quad (2.49)$$

Zum Zwecke der Überprüfung, wird nachgerechnet, ob die Summe der Winkel β an der Druck- und Saugkante 180° ergibt:

$$\beta_{1_{II}} + \beta_{2_{II}} = 180^\circ \quad (2.50)$$

Eine Gegenüberdarstellung der Geschwindigkeitsdreiecke in der Mittelschicht an der Druckseite 2 und an der Saugseite 1 wird in Abbildung 2.7 gezeigt.

Im nächsten Schritt werden die Geschwindigkeiten und die Winkel am inneren und äußeren Durchmesser der Saugseite ermittelt.

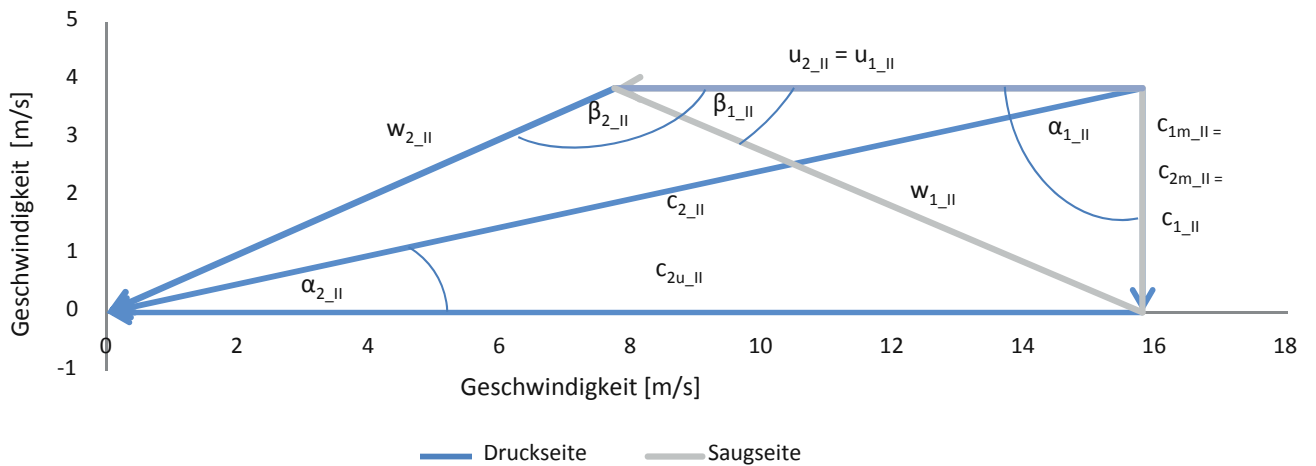


Abbildung 2.7: Geschwindigkeiten in der Mittelschicht II an der Druckseite 1 und an der Saugseite 2 der Turbine

Der Austrittswinkel β_1 des Laufrades wird als konstant in radialer Richtung angenommen [11, S. 13]:

$$\beta_{1I} = \beta_{1II} = \beta_{1III} = 26,503^\circ \tag{2.51}$$

Ebenfalls, wie schon bei der Berechnung des Stömungfadens am mittleren Durchmesser, bleibt die Meridiangeschwindigkeit c_{1m} konstant:

$$c_{1mI} = c_{1mII} = c_{1mIII} = 3,937 \frac{m}{s} \tag{2.52}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit entspricht ihrem Wert am gleichen Durchmesser an der gegenüberliegenden Seite der Schaufel:

$$u_{1I} = u_{2I} = 9,111 \frac{m}{s} \tag{2.53}$$

$$u_{1III} = u_{2III} = 6,681 \frac{m}{s} \tag{2.54}$$

Durch die Änderung des Winkels α_1 bei gleichbleibendem Winkel β_1 ergibt sich eine Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit, deren Wert der Differenz zwischen Umfangsgeschwindigkeit am mittleren und jeweils inneren und äußeren Durchmesser entspricht:

$$c_{1uI} = u_{1I} - u_{1II} = 1,215 \frac{m}{s} \quad (2.55)$$

$$c_{1uIII} = u_{1II} - u_{1III} = 1,215 \frac{m}{s} \quad (2.56)$$

Diese Geschwindigkeiten haben zwar den gleichen Betrag, aber eine entgegengesetzte Richtung, wie in der Abbildung 2.8 dargestellt wird.

Nun können, durch trigonometrische Gleichungen, der Winkel α_1 , die Absolutgeschwindigkeit c_1 , sowie die Relativgeschwindigkeit w_1 ermittelt werden:

$$\alpha_{1I} = \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1mI}}{c_{1uI}}\right) = 72,854^\circ \quad (2.57)$$

$$\alpha_{1III} = 180^\circ - \operatorname{atan}\left(\frac{c_{1mIII}}{c_{1uIII}}\right) = 107,146^\circ \quad (2.58)$$

$$c_{1I} = \frac{c_{1mI}}{\sin(\alpha_{1I})} = 4,12 \frac{m}{s} \quad (2.59)$$

$$c_{1III} = \frac{c_{1mIII}}{\sin(\alpha_{1III})} = 4,12 \frac{m}{s} \quad (2.60)$$

$$w_{1I} = \sqrt{c_{1I}^2 + u_{1I}^2 - 2c_{1I}u_{1I}\cos(\alpha_{1I})} = 8,823 \frac{m}{s} \quad (2.61)$$

$$w_{1III} = \sqrt{c_{1III}^2 + u_{1III}^2 - 2c_{1III}u_{1III}\cos(\alpha_{1III})} = 8,823 \frac{m}{s} \quad (2.62)$$

In der Abbildung 2.8 sind vollständige Geschwindigkeitsdreiecke der Saugseite dargestellt. Zur besseren Übersicht werden die druckseitigen Geschwindigkeiten in der Abbildung ausgeblendet.

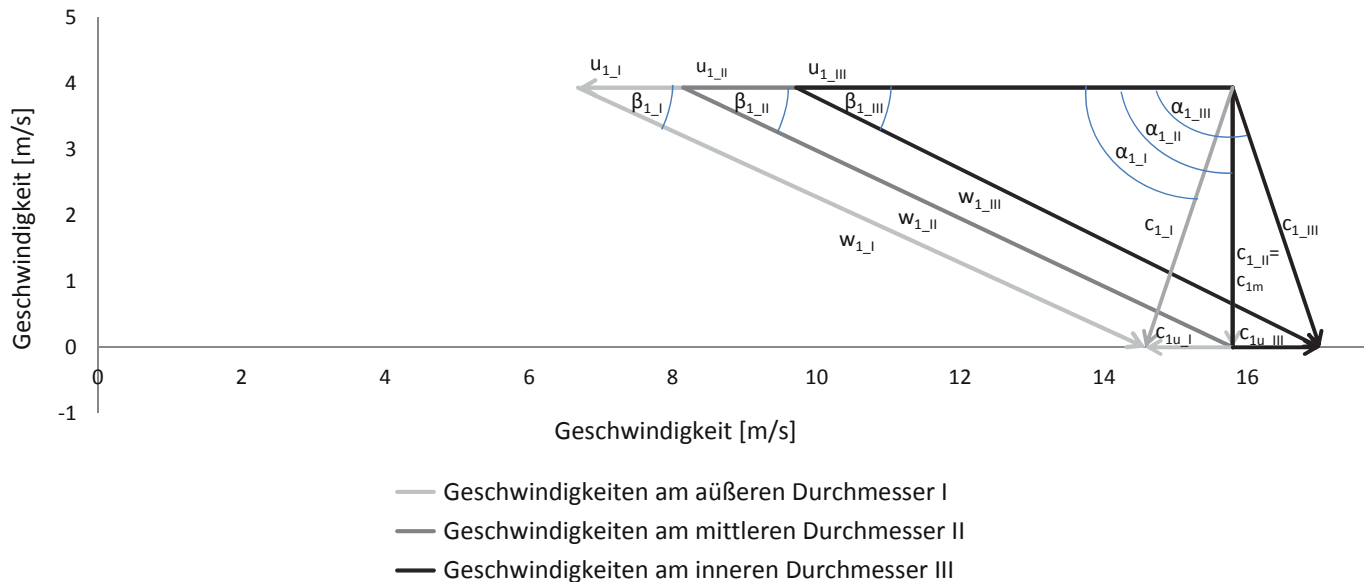


Abbildung 2.8: Geschwindigkeiten für alle drei Berechnungsebenen an der Saugseite 1 der Turbine. Die Druckseite ist zur besseren Übersicht nicht abgebildet.

Teilung und Schaufelgeometrie

Die Turbinenausführung als Gleichdruck-Axialmaschine stellt bei hydraulischen Maschinen einen Sonderfall dar. Hydraulische Aktionsturbinen werden in Form eines radialbeaufschlagten Pelton Rades entworfen, was im Bezug auf die Einbaumaße der Mikroturbine nicht möglich ist. Darum werden hier Gleichungen verwendet, die auf die Auslegung von thermischen Turbomaschinen zurück greifen. Siehe dazu [3] sowie [20, S. 64-67].

Eine übliche Schaufelform einer axialen Gleichdruckstufe-Dampfturbine wird in Abbildung 2.9 dargestellt. Die Konstruktion der Schaufeln erfolgt am mittleren Durchmesser d_m . Die Geometrie des Laufrades ist durch den relativen Strömungswinkel β bestimmt. Die Druckseite der Schaufeln wird gerundet, siehe r_a , um die Stoßverluste bei abweichender Strömungsrichtung zu mindern. Zuzufolge des konstanten Druckes bleibt die Relativgeschwindigkeit einer

Gleichdruckmaschine ebenfalls konstant. Da sich wegen der Kontinuitätsbedingung die Stömungsquerschnitte bei gleichbleibender Schaufelhöhe $b_{Schaufel}$ nicht ändern dürfen, bleibt die mittlere Kanalweite a_m somit konstant.

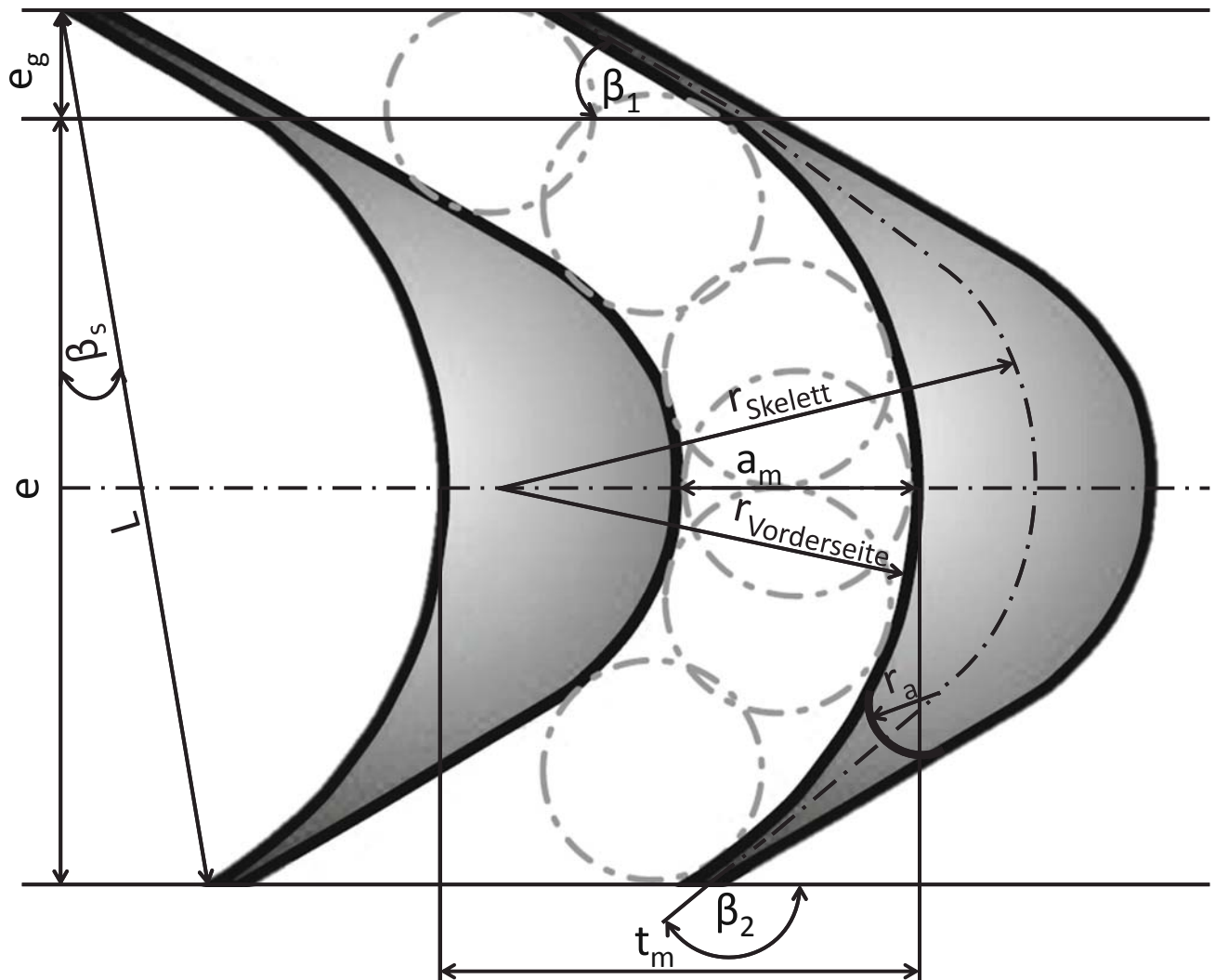


Abbildung 2.9: Schaufelgeometrie des Laufrades einer axialen Gleichdruck-Turbine am mittleren Durchmesser d_m

Bei der hier entwickelten Turbine werden die Schaufeln als Kreisbogenschaukel ausgeführt. Die Schaufelkrümmung soll die Strömung ohne plötzliche Beschleunigungsänderungen durch eine Änderung der Kanalweite führen. Dazu werden zwei Radien, der Krümmungsradius der Skelettlinie $r_{Skelett}$, der in der Mitte der Schaufel verläuft, sowie der Krümmungsradius an der Vorderseite der Schaufel $r_{Vorderseite}$ ermittelt. Die Radien sind einerseits durch die

Winkel β_1 und β_2 und andererseits durch die axiale Schauffellänge des Laufrades e_{La} bestimmt. Diese Länge ergibt sich aus der Konstruktion, sowie aus einer iterativen Nachrechnung am Ende dieses Abschnitts. Des Weiteren wird der Austritt der Schaufel spitz ausgeführt und wegen der besseren Führung der Strömung werden circa 10% der axialen Schauffellängen gerade ausgeführt. Diese Länge, e_{La_g} ist aufgrund der Konstruktion gegeben und errechnet sich zu [20, S. 64-67]:

$$e_{La} = 1,98mm \quad (2.63)$$

$$e_{La_g} = 0,319mm \quad (2.64)$$

$$r_{Skelett} = \frac{e_{La}}{\cos(\beta_{1II}) - \cos(\beta_{2II})} = 1,106mm \quad (2.65)$$

$$r_{Vorderseite} = \frac{e_{La} - e_{La_g}}{\cos(\beta_{1II}) - \cos(\beta_{2II})} = 1,058mm \quad (2.66)$$

Die mittlere Kanalweite a_m ergibt sich ebenfalls aufgrund der Konstruktion. Dabei werden diverse Hilfsformeln für Dampfturbinen nicht verwendet, da sich als Ergebnis eine zu schmale Kanalweite für eine Flüssigkeitsführung ergibt. Darum wird diese möglichst groß gewählt:

$$a_m = 0,7mm \quad (2.67)$$

Des Weiteren, wurden zwei Hilfszahlen herangezogen, um die mittlere Teilung abzuschätzen. Laut [20, S. 65]:

$$t_{Schtzung1} = \frac{r_{Vorderseite}}{2\sin(\beta_{1II} + 180^\circ - \beta_{2II})} = 0,662mm \quad (2.68)$$

Laut [20, S. 169]

$$t_{\text{Schätzung}2} = \frac{e_{La}}{0,95} = 2,084\text{mm} \quad (2.69)$$

Da die Ergebnisse sehr weit auseinander liegen, wird die Teilung und die sich damit ergebende Schaufelzahl mittels Zweifel Kriterium zur Minimierung der Reibungsverluste ermittelt. Einerseits reduziert eine kleine Teilung t_m bei einer großen Sehnenlänge L_{La} die Schaufelbelastung sowie die Grenzschichtablösungen. Andererseits, erhöhen sich durch eine größere Anzahl von Schaufeln die Reibungsverluste in der Turbine. Um ein Optimum zu finden wurde ein experimenteller Beiwert ermittelt [3, S. 810]:

$$C_U = 0,8 \quad (2.70)$$

Im nächsten Schritt, wird aufgrund von Zu- und Abstömwinkel β_2 und β_1 der Staffelungswinkel β_S bestimmt. Der Staffelungswinkel β_S wird anfänglich näherungsweise aus Abbildung 2.10 abgelesen. Für den Winkel β_2 , der zwischen 150° und 160° liegt und den Winkel β_1 der etwas weniger als 30° beträgt, wird somit der Staffelungswinkel von 107° abgelesen.

Der Staffelungswinkel des Laufrades wird nun rechnerisch überprüft. Ein Polynom zweiten Grades mit experimentell ermittelten Koeffizienten k_{A0} bis k_{C2} wird herangezogen um den Winkel β_S rechnerisch zu ermitteln [3, S. 811].

$$\begin{aligned} k_{A0} &= 693.6479492200 & k_{A1} &= -10.7163448 & k_{A2} &= 0.0441625752 \\ k_{B0} &= -5.5007133484 & k_{B1} &= 0.1052053347 & k_{B2} &= -0.0004236867 \\ k_{C0} &= -0.0076573845 & k_{C1} &= 0.0000145823 & k_{C2} &= 0.0000001621 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \beta_S &= (k_{A0} + k_{A1}\beta_{2II} + k_{A2}\beta_{2II}^2) + (k_{B0} + k_{B1}\beta_{2II} + k_{B2}\beta_{2II}^2)\beta_{1II} + \\ &(k_{C0} + k_{C1}\beta_{2II} + k_{C2}\beta_{2II}^2)\beta_{1II}^2 = 105.761^\circ \end{aligned}$$

Das Ergebnis liegt sehr nahe dem graphisch ermittelten Wert. Für die Konstruktion wurde der Winkel $\beta_S = 107^\circ$ verwendet.

Somit kann die Profillänge der Schaufel ermittelt werden:

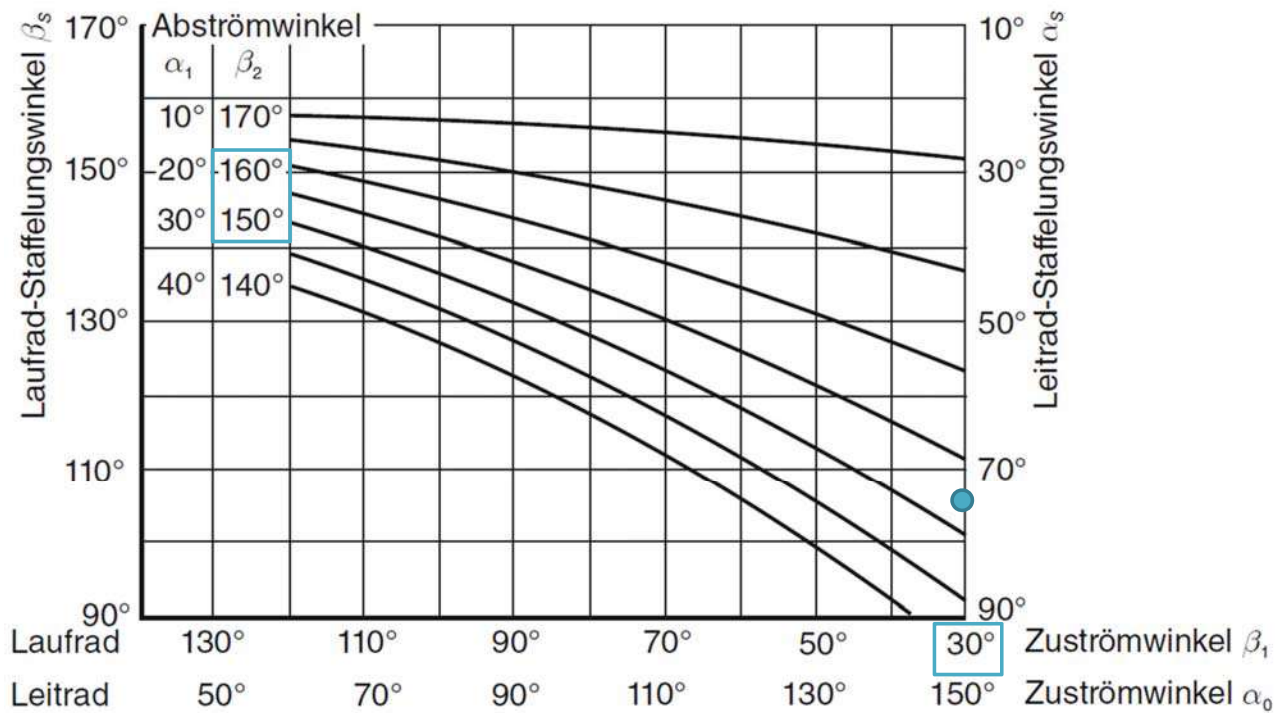


Abbildung 2.10: Staffelungswinkel β_S in Abhängigkeit vom Zu- und Abströmwinkel des Leit- und Laufrades. [3, S. 810]

$$L_{La} = \frac{e_{La}}{\sin(\beta_S)} = 2.07\text{mm} \tag{2.71}$$

Das Teilungsverhältnis, das als Quotient aus mittlerer Teilung t_m zur Sehnenlänge L_{La} gebildet wird, kann mit folgender Gleichung bestimmt werden [3, S. 810]:

$$\frac{t_m}{L_{La}} = C_U \frac{\sin(\beta_S)}{2\sin(\beta_{2II})^2(\cot(\beta_{1II}) - \cot(\beta_{2II}))} = 0,479 \tag{2.72}$$

Alternativ, kann das gesuchte Teilungsverhältnis aus dem Diagramm 2.11 ablesen werden. Dazu ist es erforderlich die Enthalpiekenngröße ψ_H zu bestimmen [3, S. 763]:

$$\psi_H = \frac{c_{1uI} - c_{2uI}}{u_a} = -2 \tag{2.73}$$

Das Teilungsverhältnis wird nun als $\frac{t_m}{L_{La}} = 0,45$ abgelesen. Dies ist der Fall bei reinen

Aktionsturbinen mit Reaktionsgrad von $r=0$, wo das Laufrad sehr eng geteilt wird und das Leitrad eine circa doppelt so große Teilung aufweist. Für beide Teilungsverhältnisse werden nun die zugehörigen Teilungen und Schaufelzahlen ermittelt. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 2.2 zusammengefasst.

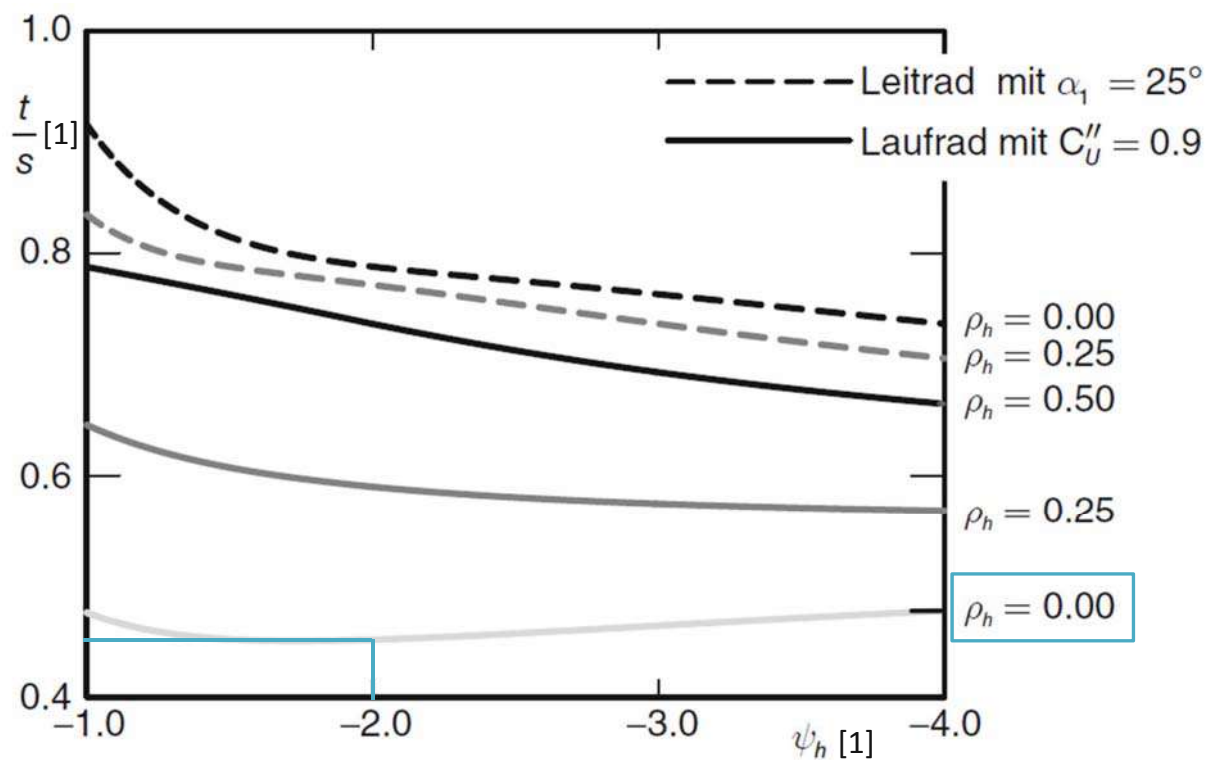


Abbildung 2.11: Optimale Teilungsverhältnisse t_m zu L_{La} , hier als $\frac{t}{s}$ bezeichnet, zu Enthalpiekenngrößen ψ_h . ρ_h bezeichnet den Reaktionsgrad [3, S. 811]

Tabelle 2.2: Teilung und Schaufelzahl des Laufrades

Teilungsverhältnis $\frac{t_m}{L_{La}}$	0,45	0,479
Teilung $t_m = L_{La} \frac{t_m}{L_{La}}$	0,922	0,932
Schaufelzahl $z_{Schaufel} = \pi \frac{d_m}{t_m}$	16,475	17,534

Für die Konstruktion wurde eine Schaufelzahl von $z_{Schaufel} = 15$ gewählt. Dies liegt den sehr kleinen Abmessungen des Turbinenrades zugrunde. Bei einer zu kleinen Teilung ist es nicht mehr möglich die sehr dünnen Schaufeln herzustellen. Somit beträgt die Teilung am mittleren Durchmesser:

$$t_m = \pi \frac{d_m}{z_{Schaufel}} = 1,089mm \quad (2.74)$$

Nachrechnung der Schaufelhöhe

Nun sind alle Größen bekannt um die Höhe der Schaufel $b_{Schaufel}$ zu überprüfen. Die Wandstärke der Schaufel σ_m beträgt:

$$\sigma_m = t_m - a_m = 0,389mm \quad (2.75)$$

Somit ergibt sich die Verengung aufgrund der Schaufeldicke zu [14, S. 213]:

$$Verengung = \frac{t_m - \sigma_m}{t_m} = 0,6426mm \quad (2.76)$$

Dadurch ist es möglich die erforderliche Schaufelhöhe aus der Kontinuitätsgleichung 2.17 zu bestimmen [14, S. 213]:

$$b_{Schaufel_{erf}} = \frac{\dot{V}_{Netto}}{c_{2II} d_m \pi \varepsilon \sin(\alpha_2) Verengung} = 0,728mm \quad (2.77)$$

Der gewählte Wert von $b_{Schaufel} = 0,8mm$ weist eine gute Übereinstimmung mit dem errechneten Wert von 0,728mm auf.

Darüber hinaus wurden zahlreiche Überprüfungswerte und Verhältnisse ermittelt, die zum Zwecke einer besseren Übersicht der Berechnung, nicht in diese Arbeit eingebunden wurden.

2.2.5 Leitrad auslegung

Die Leitrad auslegung wird in der Literatur nicht so ausföhrlich behandelt wie dies beim Laufrad der Fall ist. Das Leitrad einer Turbine hat eine Aufgabe die Strömung dem Laufrad unter Drucksenkung zuzuföhren. Hierbei handelt es sich um ein Beschleunigungsgitter, das sich gegenüber der Umgebung in Ruhe befindet. Darum wird hier die Umfangsgeschwindigkeit u zu 0 und eine Bestimmung der relativen Geschwindigkeit w , sowie der relativen Winkeln β ist nicht mehr erforderlich. Im Gegenteil zur Laufradauslegung, ist die Leitradgeometrie durch die Absolutgeschwindigkeiten und die absoluten Stömungswinkeln α festgelegt.

Geschwindigkeiten und Winkel an Ein- und Austrittskante des Leitrads

Durch die Vernachlässigung des Spalteneinflusses ist die Eintrittsgeschwindigkeit des Laufrades c_{2II} mit der Austrittsgeschwindigkeit des Leitrades c_{4II} identisch:

$$c_{4II} = c_{2II} = 16,275 \frac{m}{s} \quad (2.78)$$

Der Winkel am Austritt der Düsen entspricht näherungsweise dem Winkel an der druckseitigen Kante des Laufrades:

$$\alpha_{4II} = \alpha_{2II} = 14^\circ \quad (2.79)$$

Somit kann die Düsenaustrittsgeschwindigkeit in ihre Umfangskomponente c_{4uII} und Meridiankomponente c_{4mII} zerlegt werden:

$$c_{4uII} = c_{4II} \cos(\alpha_{4II}) = 15,792 \frac{m}{s} \quad (2.80)$$

$$c_{4mII} = \sqrt{c_{4II}^2 - c_{4uII}^2} = 3,937 \frac{m}{s} \quad (2.81)$$

Für eine drallfreie Anströmung wird der Eintrittswinkel α_{5II} zu 90° gewählt:

$$\alpha_{5II} = 90^\circ \tag{2.82}$$

Somit entspricht bei reiner Gleichdruckwirkung, wenn die Winkel α_{5II} und α_{1II} gleich sind, die Eintrittsgeschwindigkeit des Leitrades, der an der Saugkante des Laufrades:

$$c_{5II} = c_{1II} = 3,937 \frac{m}{s} \tag{2.83}$$

Des Weiteren existiert die Eintrittsgeschwindigkeit nur in Meridianrichtung. Somit ist die Anstömung drallfrei und die Umfangskomponente entfällt.

$$c_{5mII} = c_{5II} = 3,937 \frac{m}{s} \tag{2.84}$$

Da sich das Leitrad in Ruhe befindet, sind die Abweichungen der Strömungswinkel über die Schaufelhöhe durch die nicht schaufelkonguente Strömung von kleinerer Bedeutung als es bei dem Laufrad der Fall ist. Darum werden hier lediglich die Strömungsgeschwindigkeiten am mittleren Durchmesser ermittelt. Die vollständigen Geschwindigkeitsdreiecke sind in Abbildung 2.12 dargestellt.

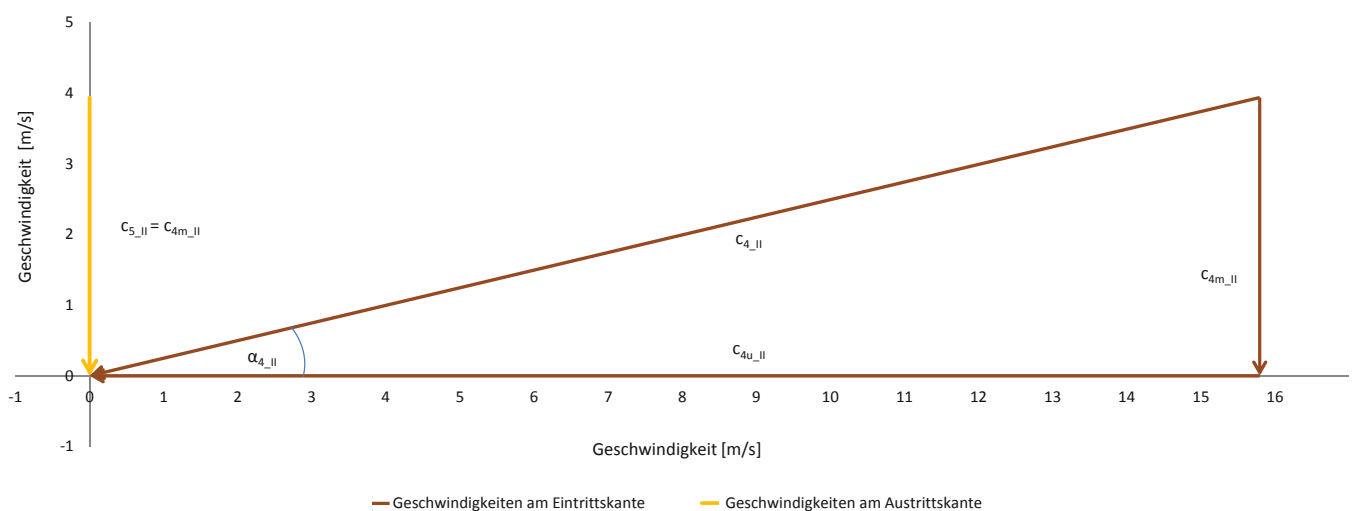


Abbildung 2.12: Die Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austrittskante des Leitrades

Die nötige Druckdifferenz kann über die Fallhöhe bestimmt werden [4, S. 23]

$$\delta_p = \rho_{PFC} g H = 3.154 \text{ bar} \quad (2.85)$$

Teilung und Düsengeometrie

Obwohl nach dem Vorschlag aus [20, S. 174] das Leitrad etwas größer als das Laufrad gefertigt werden sollte, wird hier aufgrund der sehr kleinen Abmessungen und fertigungstechnischen Toleranzen darauf verzichtet. Somit ist die Schaufelhöhe b_{Schaufel} für das Lauf- und Leitrad identisch. Ebenfalls sind die Außen-, Innen- und Mitteldurchmesser mit den Durchmessern des Laufrads gleich.

Der axiale Abstand beziehungsweise die Ringspaltweite zwischen Leit- und Laufschaufelreihe soll möglichst klein bleiben. Durch fertigungstechnische Toleranzen ergibt sich ein Mindestabstand von $s_{ax} = 0,25 \text{ mm}$.

Ähnlich wie bei dem Laufrad, werden hier ebenfalls einfache Kreisbogenschaufeln gefertigt. Für die Ermittlung der Radien werden hier die absoluten Strömungswinkel α herangezogen [20, S. 211]. Die Bezeichnungen für die Radien und Längen können aus der Abbildung 2.9 entnommen werden.

Die axiale Schaufelerstreckung wird aufgrund der Konstruktion bestimmt:

$$e_{Le} = 2,2 \text{ mm} \quad (2.86)$$

Der Krümmungsradius der Skelettlinie ergibt sich zu:

$$r_{Le_{\text{Skelett}}} = \frac{e_{Le}}{\cos(\alpha_{4II}) - \cos(\alpha_{5II})} = 2,473 \text{ mm} \quad (2.87)$$

Nun wird das Zweifel Kriterium herangezogen um die optimale Schaufelzahl zu ermitteln. Die Vorgehensweise ist mit der Bestimmung der Laufrad Teilung identisch [3, S. 810].

Im ersten Schritt wird der Staffelungswinkel aus dem Diagramm 2.10 abgelesen:

$$\alpha_S = 30^\circ \quad (2.88)$$

Somit kann die Sehnenlänge der Schaufel ermittelt werden:

$$L_{Le} = \frac{e_{Le}}{\sin(\alpha_S)} = 4,4mm \quad (2.89)$$

Damit ergibt sich das Teilungsverhältnis zu [3, S. 810]:

$$\frac{t_{mLe}}{L_{Le}} = C_U \frac{\sin(180^\circ - \alpha_S)}{2\sin(180^\circ - \alpha_{4II})^2(\cot(180^\circ - \alpha_{5II}) - \cot(180^\circ - \alpha_{4II}))} = 0,852 \quad (2.90)$$

Genauso wie bei der Laufradauslegung wird das gesuchte Teilungsverhältnis zusätzlich aus dem Diagramm 2.11 abgelesen. Somit ergibt sich das Teilungsverhältnis zu $\frac{t_{Le}}{L_{Le}}=0,85$. Für die beiden Berechnungen ergeben sich geringfügig unterschiedliche Ergebnisse für Teilungsverhältnis t_{Le} und Schaufelzahl z_{Le} . Die Ergebnisse sind in der Tabelle 2.3 zusammengefasst.

Tabelle 2.3: Teilung und Schaufelzahl des Leitrades

Teilungsverhältnis $\frac{t_{Le}}{L_{Le}}$	0,85	0,852
Teilung $t_{Le} = L_{Le} \frac{t_{Le}}{L_{Le}}$	3,749	3,74
Schaufelzahl $z_{Le} = \pi \frac{d_m}{t_m}$	4,358	4,368

Die Schaufelzahl wird zu $z_{Le}=4$ gewählt und somit wird die Teilung des Laufrades bestimmt:

$$t_{Le} = \pi \frac{d_m}{z_{Le}} = 4,084mm \quad (2.91)$$

Für die Konstruktion der Düsen sind die Kanalweiten am Leitrad Eintritt und -austritt wesentlich. Die Kanalweite am Eintritt wurde zu $a_5 = 1,1mm$ gewählt. Dadurch ergibt sich aus der Kontinuitätsbedingung die Breite des Austrittskanals:

$$a_4 = a_5 \frac{c_5}{c_4} = 0,266mm \quad (2.92)$$

Nachrechnung der Schaufelhöhe

Im letzten Schritt wird die Schaufelhöhe, ähnlich wie bei der Laufradauslegung, nachgerechnet.

Die Wandstärke der Schaufel σ_5 am Kanaleintritt beträgt:

$$\sigma_5 = t_{Le} - a_5 = 2,984mm \quad (2.93)$$

Somit ergibt sich die Verengung aufgrund der Schaufeldicke zu [14, S. 213]:

$$Verengung_{Le} = \frac{t_{Le} - \sigma_5}{t_{Le}} = 3,173mm \quad (2.94)$$

Nun ist es möglich die erforderliche Schaufelhöhe aus der Kontinuitätsgleichung 2.17 zu bestimmen [14, S. 213]:

$$b_{Le_{erf}} = \frac{\dot{V}_{Netto}}{c_{5II} d_m \pi \sin(\alpha_5) Verengung} = 0,869mm \quad (2.95)$$

Aus der obigen Berechnung ergibt sich eine erforderliche Schaufelhöhe von $b_{Le_{erf}} = 0,869mm$, die eine gute Übereinstimmung mit dem gewählten Wert von $b_{Schaufel} = 0,8mm$ aufweist.

Kapitel 3

Design

3.1 Virtuelle Produktentwicklung

3.1.1 CAD Konstruktion

Zur Realisierung der technischen Konstruktion wurde das Programm CATIA V5-R21 der Firma Dassault Systèmes herangezogen. Das dreidimensionale CAD System ist modular aufgebaut. Folgende Funktionsumgebungen (workbenches) wurden für die Erstellung der Konstruktion verwendet [15, S. 14]:

- **Part design** eine dreidimensionale Umgebung, ermöglicht die Konstruktion der Einzelteile als Volumenstruktur.
- **Sketcher** eine ebene Umgebung, um das nötige Umrissprofil des Körpers in Form einer Skizze zu konstruieren.
- **Assembly design** ein Modul zum Zusammenfügen der Einzelteile zu einer Baugruppe.
- **Generative Shape Design** eine Umgebung die eine Konstruktion der Flächenmodelle durch aufspannende Kurven ermöglicht.

- **STL Rapid Prototyping** ein Modul zur Erstellung und Verwaltung von STL Dateien für die Zwecke der Stereolithografie.¹
- **Drafting** eine Funktionsumgebung zur Erstellung von Werkstattzeichnungen.
- **Photo Studio** eine Umgebung zur Erzeugung von gerenderten Produktaufnahmen.
- **Generative Structural Analysis** eine Umgebung zur Finite Elemente Analyse.

3.1.2 Gesamtkonstruktion in Überblick

In Abbildung 3.1 ist die Gesamtkonstruktion der Turbine dargestellt. Die grünen Pfeile zeigen die Strömungsrichtung durch die Turbine an. Das Gehäuse, der saugseitige Schlauchanschluss und die hermetische Trennung sind geschnitten dargestellt. Das Fluid strömt das Leitrad an und anschließend wird, durch die Energie des im Leitrad abgebauten Druckes, das Laufrad angetrieben, welches mit der magnetischen Kupplung fest verbunden ist. Die Flüssigkeit wird durch einen saugseitigen Schlauchanschluss wieder in den Kreislauf geführt.

¹ein Prinzip des Rapid Prototyping beziehungsweise des Rapid-Manufacturing

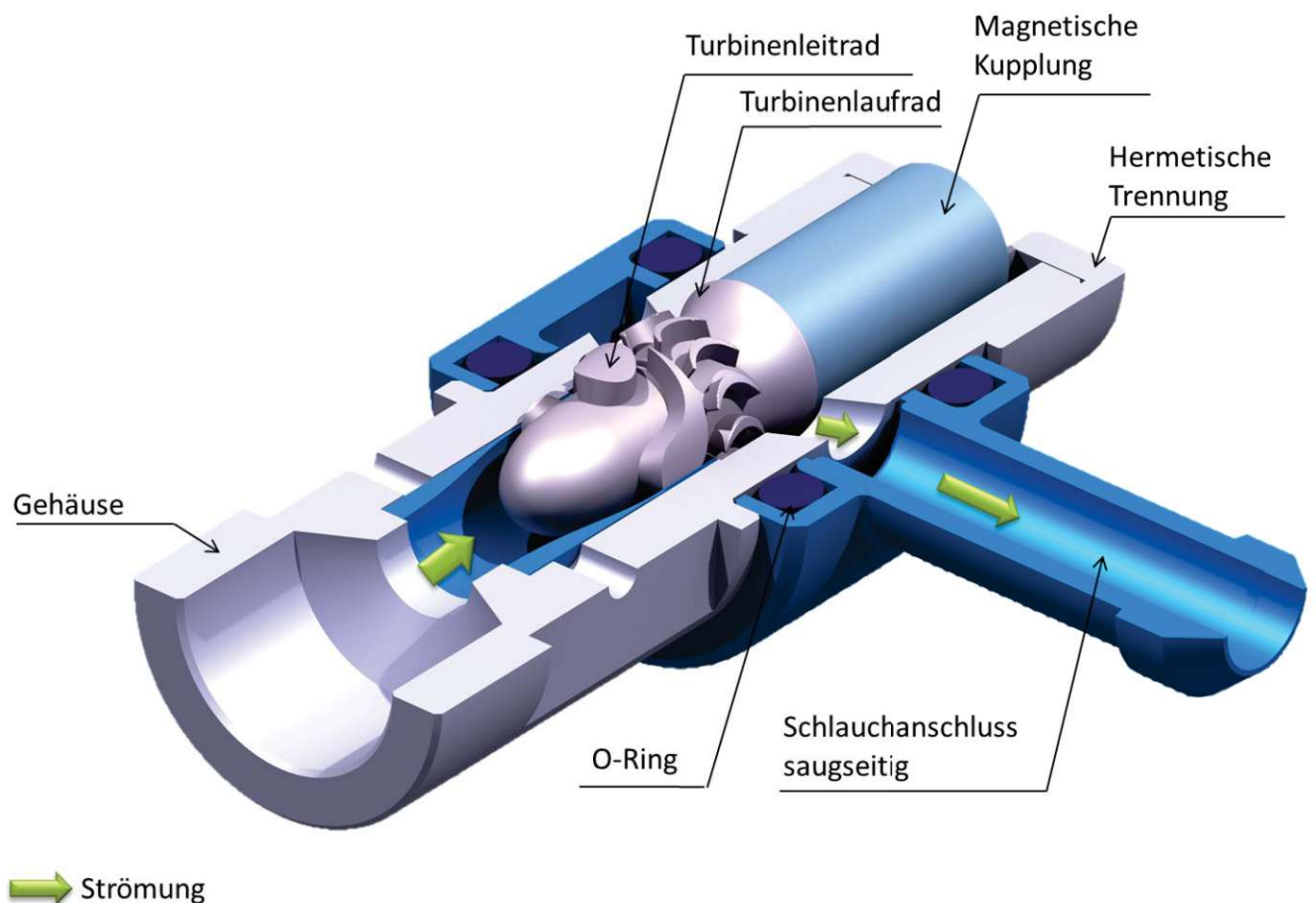


Abbildung 3.1: Gesamtkonstruktion der Turbinenbauteile

3.1.3 Konstruktion der Einzelteile

Turbinenlaufrad

Die Abbildung 3.2 stellt das Turbinenlaufrad dar. Die charakteristische für die Gleichdruckwirkung stark gekrümmte Form der Schaufeln ergibt sich aus der Auslegungsrechnung. Die Turbine wird nach der Schaufelreihe in radialer Richtung nach außen ausgeführt, um das Herausführen des Fluids in den Kreislauf zu erleichtern, siehe dazu den grünen Pfeil. Das Laufrad wird durch generative Fertigung mit Hilfe eines 3D-Druckers hergestellt.

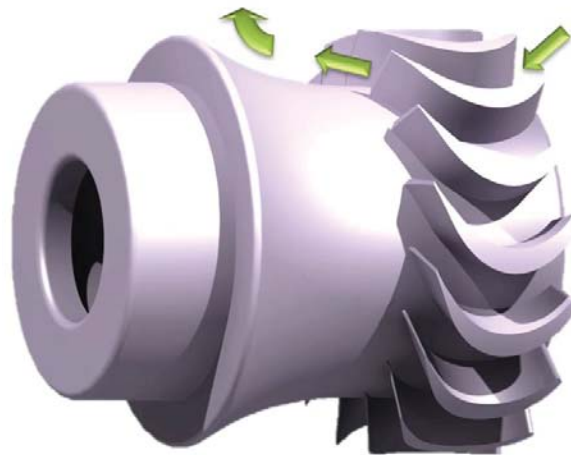


Abbildung 3.2: Das Turbinenlaufrad. Die grüne Pfeile stellen die Strömungsrichtung dar.

Turbinenleitrad

Das Turbinenleitrad ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Dieser Teil wurde ebenfalls durch additive Fertigung hergestellt. Das Leitrad wurde gesamt mit einer Hülse gedruckt, um den Zusammenbau zu erleichtern und in weiterer Folge die Verklebung am Testgehäuse zu ermöglichen. Die Hülse wurde für die bessere Übersicht geschnitten dargestellt. Durch die extrem kleinen Abmessungen hat sich die Fertigung eines Laufrades mit offenen Düsenaustritten als besondere Herausforderung herausgestellt. Im Abschnitt 3.2.1 wird darauf näher eingegangen.

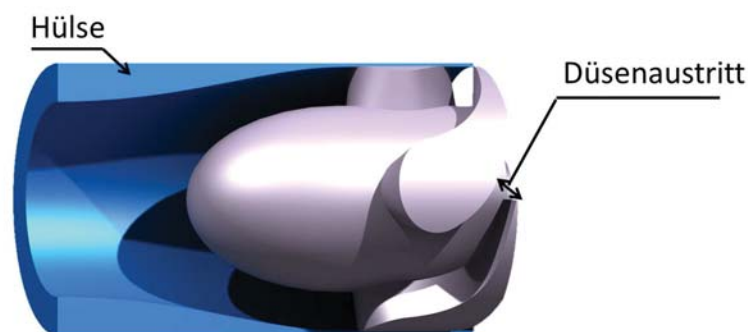


Abbildung 3.3: Das Turbinenleitrad

Magnetische Kupplung

Die magnetische Kupplung hat die Aufgabe das Drehmoment der Turbine zur Generatorwelle berührungslos zu übertragen. Diese wurde an dem Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik entwickelt und zum Patent angemeldet, siehe 1.3.2. Der turbinenseitige Teil der magnetischer Kupplung besteht aus einem H-Topf und einem Magneten, wie in Abbildung 3.4 dargestellt.

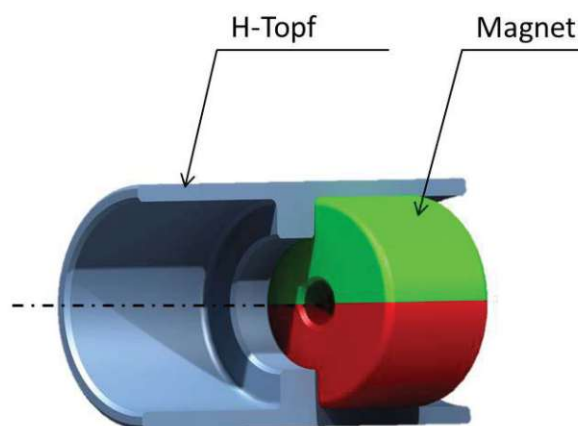


Abbildung 3.4: Magnetische Kupplung

Gehäuse und Hermetische Trennung

Das Gehäuse und die Hermetische Trennung sind in einem Schnitt in Abbildung 3.5 dargestellt.

Das Gehäuse wurde für die Erprobung der Turbine auf dem Pendelmotorprüfstand entwickelt. Das Bauteil wurde durch konventionelles CNC-Fräsen hergestellt. Als Werkstoff wurde Messing gewählt, da dies nicht ferromagnetisch ist und so einen möglichst geringen Einfluss auf den Betrieb der magnetischen Kupplung hat.

Die Bohrungen in radialer Richtung wurden speziell als Einleitungen für die Klebung des Leitrades an dem Gehäuse vorgesehen. Die Bohrungen, welche unter einem Winkel von 30°

geneigt wurden, führen das Fluid aus der Turbine heraus, wie in Abbildung 3.5 dargestellt ist.

Die hermetische Trennung hat die Funktion das Ausströmen der Flüssigkeit, welche sich innerhalb des Gehäuses befindet zu verhindern, gleichzeitig jedoch die Drehmomentübertragung über die magnetische Kupplung zu ermöglichen. Das Bauteil wurde ebenfalls durch CNC-Fräsen hergestellt.

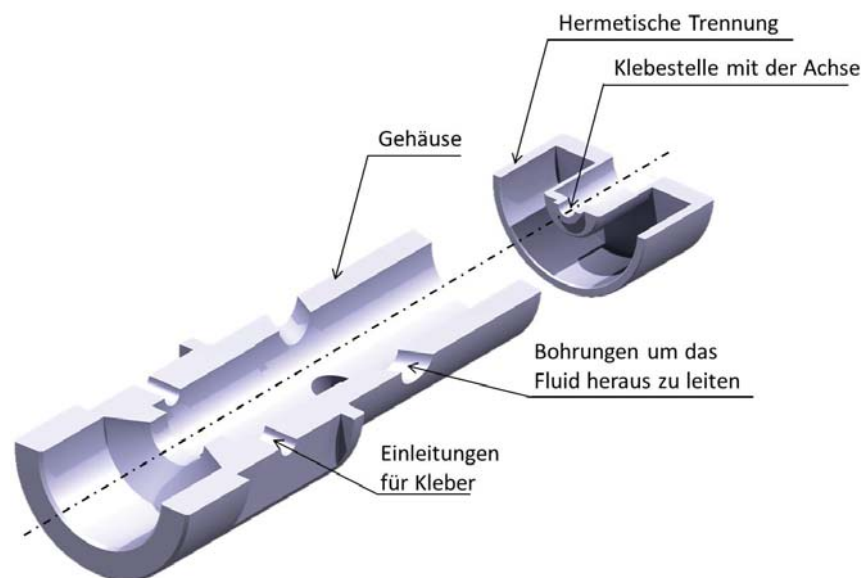


Abbildung 3.5: Das Gehäuse und die Hermetische Trennung in einer Explosionsdarstellung. Für eine bessere Übersicht sind die Teile im Schnitt dargestellt.

Saugseitiger Schlauchanschluss und O-Ringe

Der saugseitige Schlauchanschluss hat die Aufgabe, das aus den Bohrungen ausströmende Fluid zu sammeln und in den Kreislauf zurückzuführen. Die Fertigung erfolgte mittels 3D Druck. Die Abbildung 3.6 zeigt den Schlauchanschluss mit integrierten Dichtungen. Die von der Firma RS zugekauften O-Ringe 0076-24 wurden in der Ausführung NBR 70 (Nitril-Butadien-Kautschuk) gewählt.

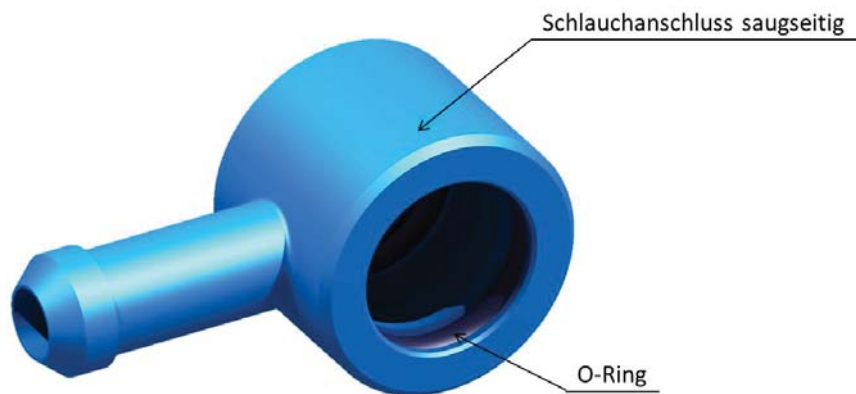


Abbildung 3.6: Saugseitiger Schlauchanschluss und O-Ringe

CFK Achse

In Abbildung 3.7 ist der als Achse eingesetzte CFK Stab dargestellt. Der kohlenstofffaser-verstärkte Kunststoff zeichnet sich durch hohe Steifigkeit und geringes Gewicht aus. Der Einsatz für die Achse ist durch die hohe Festigkeit beziehungsweise Biegesteifigkeit begründet. CFK Stäbe werden durch eine Art Strangziehen, genauer als Pultrudieren bezeichnet, hergestellt und dadurch variiert der Durchmesser stark von circa 0,99 bis 1,02 mm.



Abbildung 3.7: CFK Achse mit 1 mm Durchmesser

Lager und Distanzhülse

Die Lagerung des Laufrades und der Kupplung wurde mit Rillenkugellagern ausgeführt, wie in Abbildung 3.9 ersichtlich ist. Es wurden K1 Rillenkugellager 1 x 3 x 1 mm in offener Ausführung von der Firma Sol-Expert Group verwendet, die in Abbildung 3.8 dargestellt sind. Es handelt sich um Modellbau Produkte und deshalb liegen keine expliziten technischen Daten vor, um eine genaue Lagerberechnung durchführen zu können. Distanzhülsen in den gewünschten Abmessungen waren nicht erhältlich. Darum wurden Innenringe aus Lagern gepresst und als Distanzhülsen verwendet.



Abbildung 3.8: K1 Rillenkugellager 1 x 3 x 1 mm in offener Ausführung

Abbildung 3.9 stellt einen Schnitt durch die Baugruppe mit allen Turbinenteilen dar. Wegen den sehr kleinen Dimensionen ist die Ausführung als klassische Fest-Los Lagerung für den Zusammenbau nicht möglich. Darum wurden die Distanzhülsen und Lagerinnenringe durch Klebepunkte an der feststehenden Achse gesichert. Die CFK Achse ist einerseits mit dem Leitrad und andererseits mit der hermetischen Trennung durch Klebungen fest verbunden.

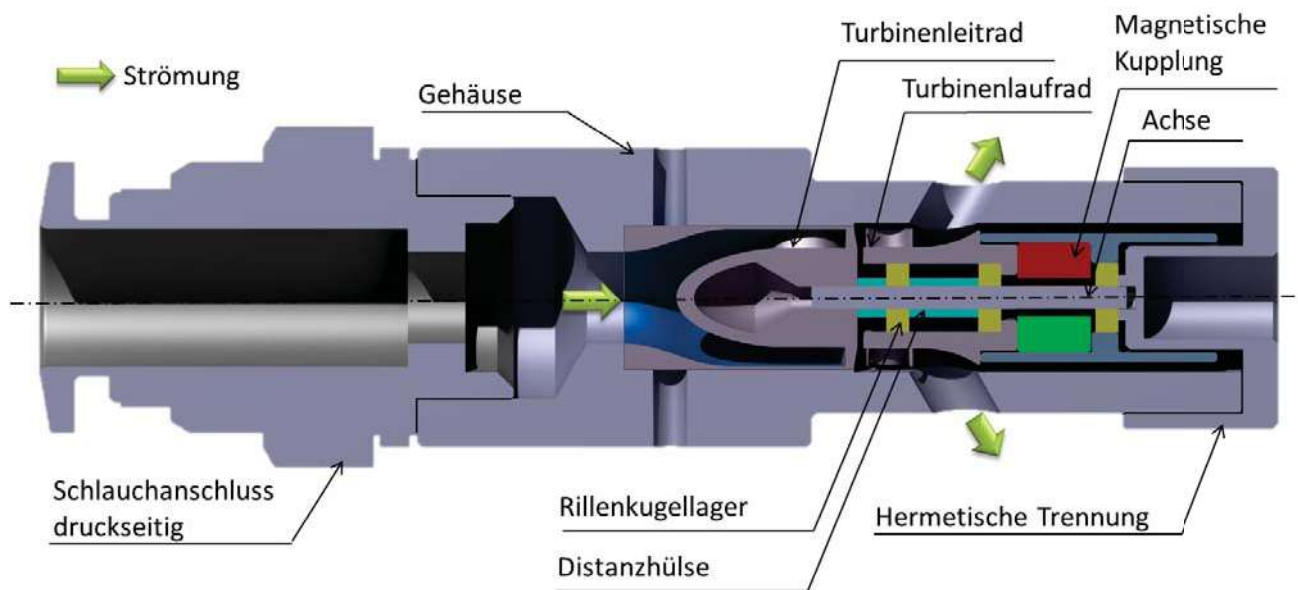


Abbildung 3.9: Baugruppe mit allen Komponenten der zusammgebauten Turbine

3.1.4 Rapid Prototyping

Rapid Prototyping bezeichnet ein Fertigungsverfahren bei dem die Werkstücke direkt hergestellt werden. Dank einer direkten Übergabe von mittels CAD erstellten dreidimensionalen Bauteilen in digitaler Form, entfällt der manuelle Verwaltungsaufwand der Fertigung. Der Begriff Rapid Prototyping fasst unterschiedliche Fertigungsverfahren zusammen. Die Bauteile können dabei, abhängig vom Verfahren, aus verschiedenen Werkstoffen hergestellt werden. Eine gemeinsame Dateiformat Schnittstelle für alle Verfahren des Rapid Prototypings stellt das STL²-Format dar.

Die STL Dateien wurden in der CATIA Funktionsumgebung STL Rapid Prototyping generiert. Mittels einer *Tessellation* wird die Oberfläche eines Volumenkörpers in kleine Dreiecke zerlegt. Um eine ausreichend genaue Netzstruktur (*Mesh*) zu bekommen, werden die Parameter *Sag* und *Step* gewählt. Der Parameter *Sag* gibt einen maximalen Abstand der Kontur zu einer Dreiecksehne an und ist maßgebend für die Feinheit der *Tessellation*. Für eine ausreichende Genauigkeit der sehr kleinen Teile wurde der Parameter auf 0,0001 mm

²STereoLithography oder Standard Tessellation Language

gesetzt. Darüber hinaus bietet der Parameter *Step* eine Möglichkeit die maximale Länge der Segmente zu verkürzen, jedoch ohne Auswirkung auf die Präzision.

Für die Anordnung und die schichtweise Zerlegung (Slicing) der mittels STL Rapid Prototyping generierten Bauteile wurde eine Freeware Version der Software *Creation Workshop* verwendet. Die Software für Druckaufbereitung und Steuerung der additiven Fertigung wurde von der Firma Data Tree 3D entwickelt.

3.2 Herstellung

3.2.1 Generative Fertigung

Die Fertigung des Leit- und Laufrades, sowie eines saugseitigen Schlauchanschlusses erfolgte unter Anwendung von Rapid Prototyping beziehungsweise einem Generativen-Fertigungsverfahren. Die additive Fertigung der Turbinen Bauteile wurde mittels dem 3D-Drucker *Titan 1* von Firma Kudo3D durchgeführt. Beim Druckverfahren wurde das Prinzip der DLP Stereolithografie angewendet, bei dem ein flüssiges Photopolymer³ mithilfe eines DLP Projektors schichtweise zu einem 3D-Objekt ausgehärtet wird. Der Drucker ermöglicht eine Fertigung von Bauteilen ab einer XY Auflösung von $37 \mu\text{m}$, bei einer minimalen Schichthöhe von $5 \mu\text{m}$.

Im Folgenden werden alle konstruktiven Maßnahmen beschrieben, die eingeleitet werden mussten, um eine additive generative Fertigung der Teile zu ermöglichen.

Anpassung der Geometrie

In der additiven Fertigung der Bauteile hängt die Mindestbreite eines Spalts beziehungsweise eines Lochs von Stärke des Bauteils ab. Die Materialansammlung wirkt sich negativ auf die Spaltgröße aus - je größer die Wandstärke eines Bauteils ausgeführt wird, desto kleiner werden die gedruckten Spalten. Diese Abhängigkeit wurde in Abbildung 3.10 qualitativ dargestellt. [7, S. 12]

³lichtaushärtende Kunststoffe

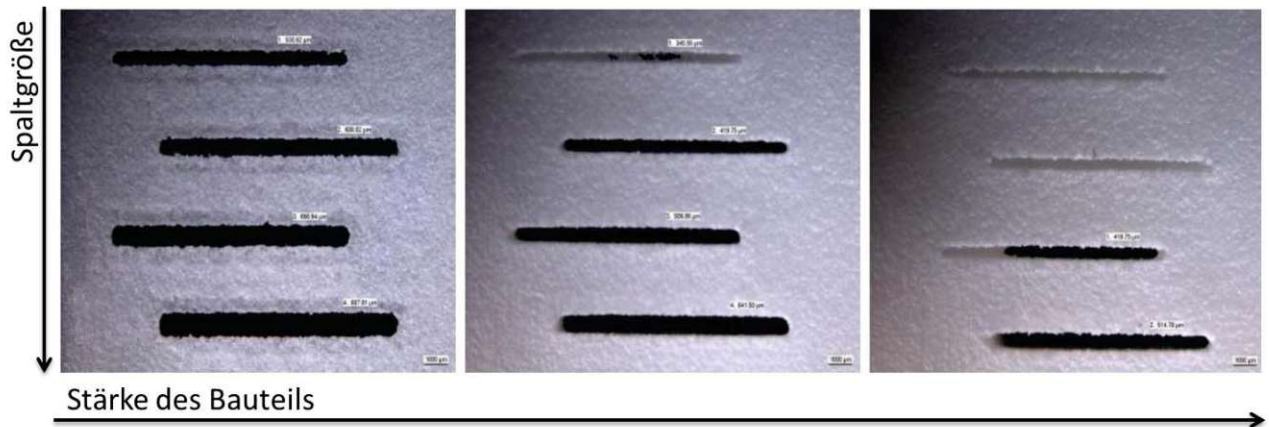


Abbildung 3.10: Qualitative Darstellung der Auswirkung der Bauteilstärke auf die Größe des Spaltes [7, S. 12]

Die besten Wirkungsgrade werden bei vollbeaufschlagten Turbinen erreicht, wie in Abbildung 3.12 dargestellt wurde. Nichtsdestotrotz, die Teilbeaufschlagung ist eine wichtige Maßnahme, die erlaubt, bei gleichbleibendem Durchmesser, Volumenstrom und Druckdifferenz, einen kleineren Reaktionsgrad zu erzielen. Wenn eine Teilbeaufschlagung realisiert wird, sollte, um einen möglichst guten Wirkungsgrad zu erzielen, mit möglichst wenigen beaufschlagten Düsensegmenten realisiert werden, wie in Abbildung 3.11 ersichtlich ist.

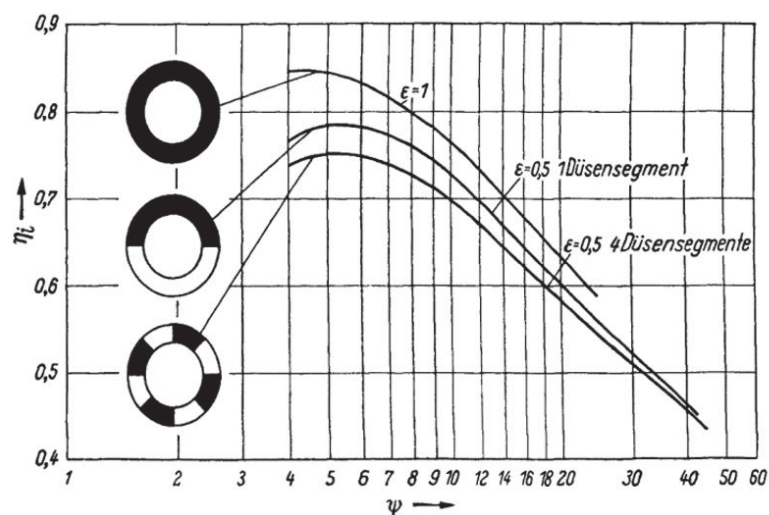


Abbildung 3.11: Einfluss der Teilbeaufschlagung auf den Wirkungsgrad der Anlage [14, S. 214]

Ursprünglich wurde eine Teilbeaufschlagung mit einem Düsensegment gewählt. In Abbildung 3.12 links ist ein Leitrad dargestellt, bei dem 50% des Umfangs beaufschlagt wird. Der beaufschlagte Bereich wird in einem Düsensegment realisiert. Die Fertigung des Leitrades mit einem Düsensegment war trotz mehrmaliger Versuche wegen der entstehenden Materialansammlung auf einer Seite des Bogens nicht möglich, da die Düsenaustritte immer verschlossen waren. Eine Anordnung der Düsen in vier Sektoren, wie in Abbildung 3.12 rechts dargestellt wurde, hat die Materialansammlung auf der Hinterseite des Leitrades vermindert und somit den 3D-Druck ermöglicht.

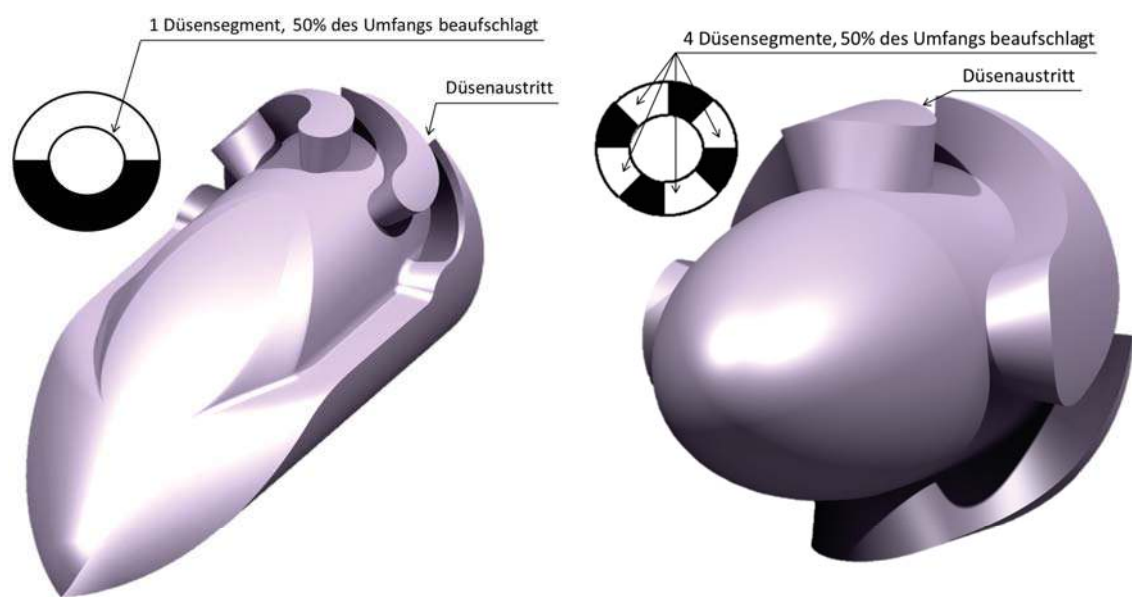


Abbildung 3.12: Links: erste Version des Leitrades mit einem beaufschlagten Düsensegment. Rechts: finale Konstruktion des Leitrades mit vier Düsensegmenten um die Fertigung zu ermöglichen

Des Weiteren wurde in der Gleichung 2.92 die Breite des Kanals am Austritt der Düsen zu $a_4 = 0,266\text{mm}$ errechnet. Durch zahlreiche Versuche wurde ein Mindestmaß eines noch druckbaren offenen Düsenaustritts von 0,4 mm ermittelt und auch realisiert.

Anpassung der Abmessungen

Durch die additive Fertigung werden, im Gegensatz zu den in der Konstruktion angegebenen Maßen, die Wellen tendenziell etwas größer und die Naben kleiner hergestellt. Dadurch

musste, um die gewünschten Abmessungen zu erreichen, bereits im CAD Design die Welle kleiner und die Nabe größer konstruiert werden. [7, S. 10] Ein Beispiel, wie die Abmessungen verändert wurden, wird in Abbildung 3.13 gezeigt. Die Ist-Werte sind in grün und Soll-Werte in blau dargestellt. Der Radius der Nabe im Leitrad für eine Welle mit 1 mm Durchmesser wurde um 0,15 mm vergrößert. Der Radius der Hülse wurde um 0,05 mm kleiner als das Testgehäuse ausgeführt. All diese Anpassungen stellen Erfahrungswerte dar und wurden durch unzählige Versuchsreihen ermittelt.

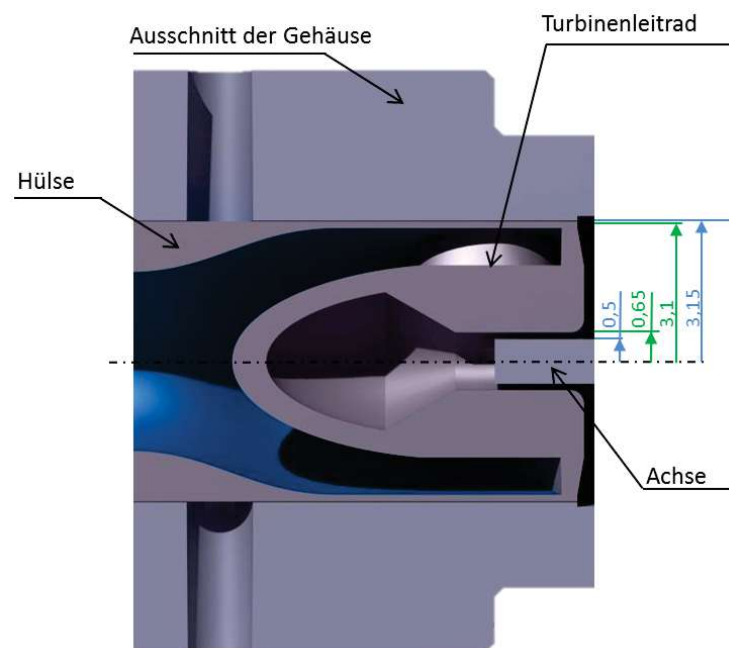


Abbildung 3.13: Abminderung der Abmessungen der Hülse und Vergrößerung der Nabe um die gewünschten Abmessungen bei der generativen Fertigung zu erreichen. Die Ist-Abmessungen sind in grün und die Soll-Abmessungen in blau dargestellt.

Eine weitere Herausforderung stellt das beleuchtungsbedingte Schrumpfen der Bauteile während der Fertigung dar. Dazu wurden die Bauteile im Programm *Creative Workshop* um 0,2% bis 0,7% vergrößert um die gewünschten Endabmessungen zu erreichen. Trotzdem war die Ermittlung einheitlicher Werte unmöglich, da die Ergebnisse je nach Positionierung der Teile aufgrund von ungleichmäßiger Beleuchtung der Plattform durch den DLP Projektor variieren.

Stützstruktur

Des Weiteren wurde, wie in Abbildung 3.14 links dargestellt, das Leitrad auf einer Auflage mit einer Stützstruktur hergestellt, um eine ausreichende Haftung der Teile an der Plattform zu erzielen. Darüber hinaus kann eine Stützstruktur die Aufgabe haben etwaige Überhänge zu unterstützen, wie das beispielsweise beim Schlauchanschluss, dargestellt in Abbildung 3.14 rechts, der Fall ist.

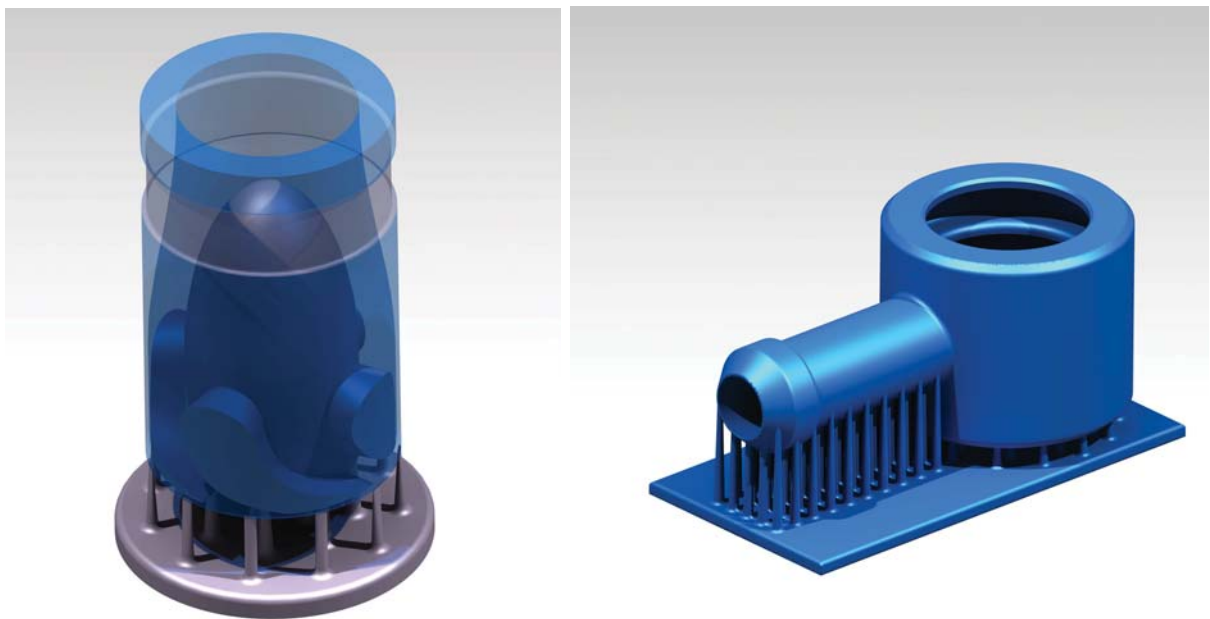


Abbildung 3.14: Links: das Laufrad in der Hülse auf der Stützstruktur. Die Hülse wurde für die bessere Übersicht transparent dargestellt. Rechts: Schlauchanschluss auf der Stützstruktur.

Ergebnisse der generativen Fertigung

Für die additive Fertigung wurden drei Photopolymere von Firma 3D Materials verwendet, deren Shore-D Härte S_D von Hersteller angegeben ist. Das E-Modul wurde durch folgende Gleichung 3.1 ermittelt [12, S. 431]:

$$\log E = 0,0235(S_D + 50) - 0,643 \quad (3.1)$$

Die Ergebnisse dieser Berechnung, sowie die Mindestauflösung in deren das Photopolymer anzuwenden ist, sind in der Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Eigenschaften der verwendenden Photopolymere

Polymer	Shore-D Härte	E-Modul	Auflösung ab
<i>3DM-HR</i>	80	260 MPa	25 μm
<i>3DM-ABS</i>	83	306 MPa	50 μm
<i>3DM-XGreen</i>	84	323 MPa	100 μm

Wie in der Tabelle 3.1 dargestellt ist, zeichnet sich das Gießharz *3DM-HR*, welches sich für eine besonders hohe Auflösung eignet, schon ab 25 μm , durch eine geringere Härte und geringerem E-Modul, als die zwei anderen Polymere aus. Aus diesem Material wurden die sehr kleinen Turbinenteile, das Lauf- und Leitrad, hergestellt. Durch die geeignete Form wurde das Laufrad weder mit Stützen noch einer Auflage gedruckt. Alle Teile wurden anschließend unter einer LED UV vollständig Lampe ausgehärtet.

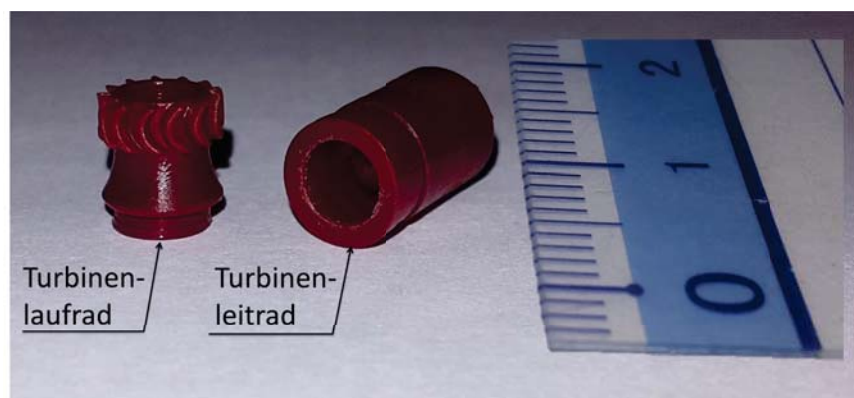


Abbildung 3.15: Laufrad und Leitrad der Turbine nach Entfernung der Stützstruktur.

Der saugseitige Schlauchanschluss wurde ursprünglich mit dem 3D-Material *ABS* Harz gedruckt, die Bauteile wurden jedoch zu spröde. Da der Teil wesentlich größer und einfacher gestaltet ist wie beispielsweise das Leit- und Laufrad der Turbine, wurde das Harz *3DM-XGreen* verwendet, dass sich zwar für eine Auflösung erst ab 100 μm eignet, aber eine Fertigung weniger spröde Teile ermöglicht. Die Abbildung 3.16 stellt das Bauteil nach Entfernung der Stützstruktur dar.



Abbildung 3.16: Saugseitiger Schlauchanschluss nach Entfernung der Stützstruktur.

3.2.2 Konventionelle Fertigung

Ursprünglich wurden auch weitere Teile des Prototyps, das Testgehäuse und die hermetische Trennung unter Anwendung von generativen Fertigungsverfahren hergestellt. Jedoch konnte das Gehäuse durch mangelnde Steifigkeitseigenschaften die Aufgabe der Positionierung und Zentrierung der drehenden Teile nicht erfüllen. Darum wurden das Gehäuse und die hermetische Trennung aus Messing durch CNC-Fräsen hergestellt. Die Bauteile weisen ausreichende Steifigkeitseigenschaften aus, trotz der funktionsbedingten Ausführung der hermetischen Trennung mit einer Wandstärke der dünnsten Wand von nur 0,3 mm. Der H-Topf der magnetischen Kupplung wurde aus abwechselnd schichtweise verlöteten Baustahlbeziehungsweise Messingblechen hergestellt. Die Fertigungszeichnungen dieser Bauteile befinden sich im Anhang.

3.3 Zusammenbau

Die Zusammenbau der Turbine wurde in folgenden Schritten durchgeführt:

- **Schritt 1:** Im ersten Schritt wurden das Leitrad und die Achse durch ein selbst gefertigtes Spezialwerkzeug, welches beide Teile zentrisch zueinander ausrichtet miteinander verklebt.
- **Schritt 2:** Ein Lager-Innenring wurde direkt nach dem Leitrad auf der Achse angebracht und ebenfalls durch eine Verklebung fixiert. Anschließend wurde das erste Lager aufgeschoben und ebenfalls mit der Welle verklebt. Es folgen drei Lager-Innenringe, die eine Art Distanzhülse bilden.
- **Schritt 3:** Um das Anbringen des Laufrades zu erleichtern, wurde das zweite Lager in das Laufrad eingepresst. Das Laufrad wurde mit dem Außenring des ersten Lagers durch eine Klebung fest verbunden.
- **Schritt 4:** In den H-Topf der magnetischen Kupplung wurde der Magnet eingepresst und anschließend auch das dritte Lager. Die Schritte 1 bis 4 werden in der Abbildung 3.17 zusammengefasst.

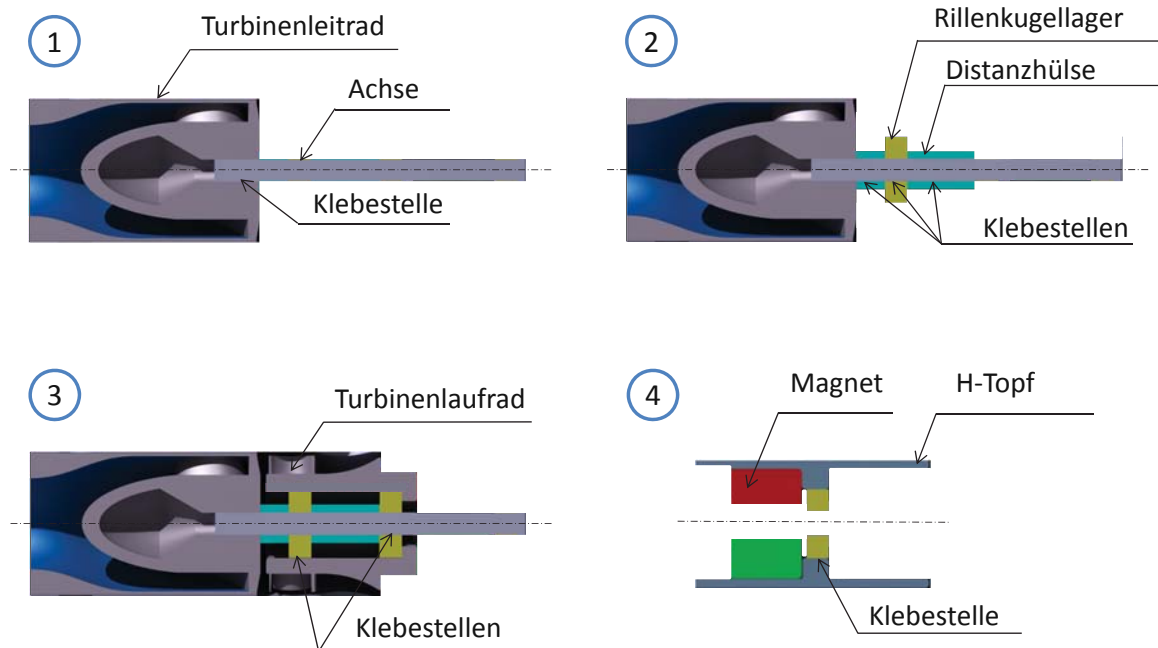


Abbildung 3.17: Zusammenbau der Turbine, Schritte 1 bis 4.

- **Schritt 5:** Die gesamte Baugruppe der magnetischen Kupplung wurde auf die Welle geschoben und der Lagerinnenring durch einen Klebepunkt gesichert. Durch das Ankleben der magnetischen Kupplung an das Laufrad entsteht die Baugruppe, die in Abbildung 3.19 dargestellt ist.
- **Schritt 6:** Die Baugruppe wurde in das Messing Gehäuse hinein geschoben und das Leitrad anschließend über die dafür vorgesehenen Bohrungen verklebt. Die Schritte 5 und 6 sind in Abbildung 3.18 dargestellt.

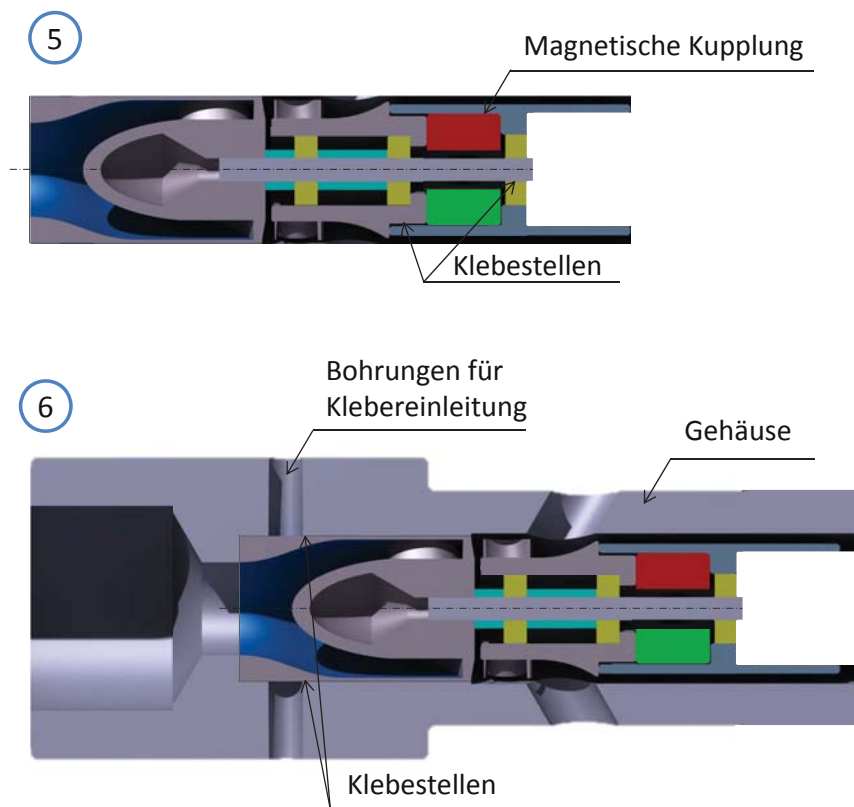


Abbildung 3.18: Zusammenbau der Turbine, Schritte 5 und 6.

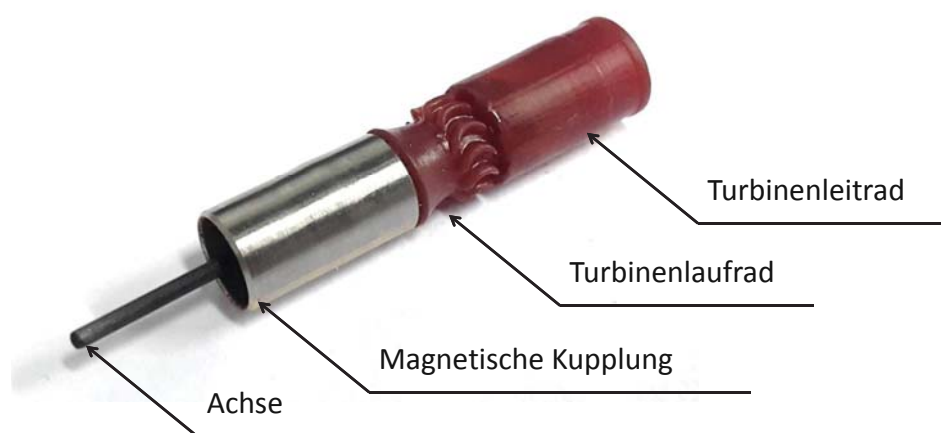


Abbildung 3.19: Zusammenbau der magnetischen Kupplung und des Leit- und Laufrades der Turbine an der Achse

- **Schritt 7:** An der in das Messing Gehäuse eingeklebten Baugruppe wurde nun die hermetische Trennung angebracht. Die CFK-Achse wird länger ausgeführt und nach dem Anbringen der hermetischen Trennung gekürzt. Die Verklebung der Achse mit der hermetischen Trennung erfolgt in Betrieb. Die Turbine wird mit Druckluft angetrieben, während der Kleber härtet, um eine optimale, zentrische Einstellung zu gewährleisten. Der Schritt 7 ist in Abbildung 3.20 dargestellt.

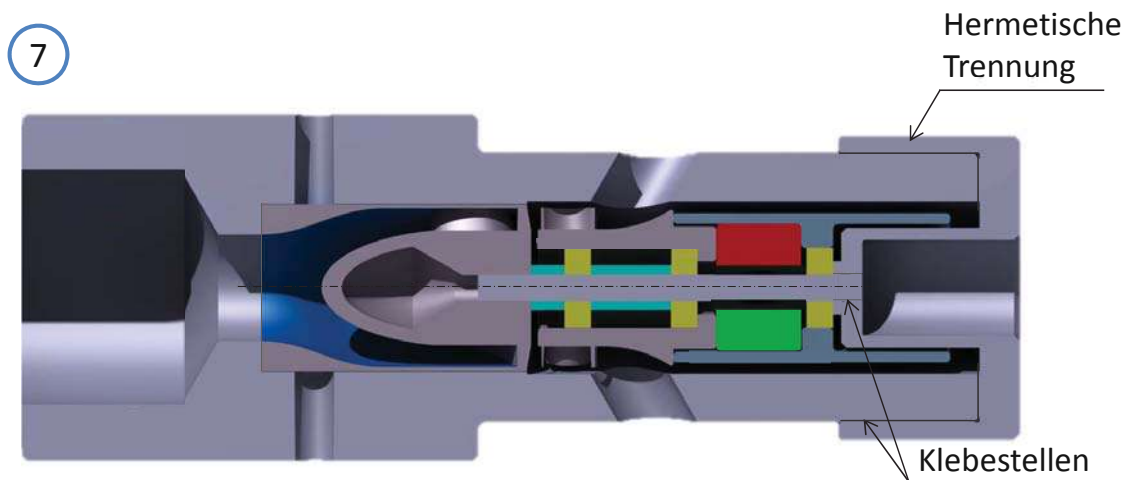


Abbildung 3.20: Zusammenbau der Turbine, Schritt 7.

Anschließend können die Schlauchanschlüsse an der Saug- und Druckseite der Turbine angeschlossen und die zusammengebaute Turbine in eine Halterung für die Testung am Pendelmotorprüfstand eingeschoben werden, wie in Abbildung 3.21 dargestellt wurde.

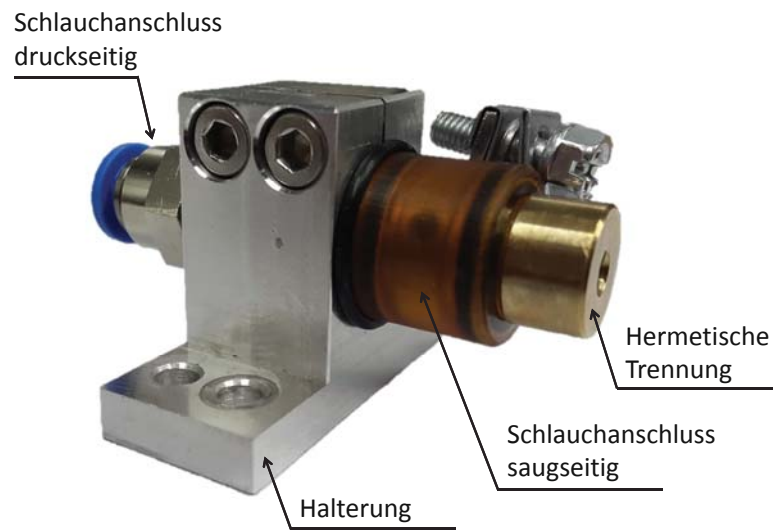


Abbildung 3.21: Vollständig zusammengebaute Turbine in einer Haltevorrichtung

Kapitel 4

Durchgeführte Messungen

4.1 Versuchsaufbau

Ein hydraulischer Kreislauf, der als Teil des Gesamttestaufbaus für die Erprobung am Pendelmotorprüfstand aufgebaut wurde, ist in Form eines Schaltplans in Abbildung 4.1 vereinfacht dargestellt. Der gesamte Kreislauf, der auch in Abbildung 4.2 zu sehen ist, besteht aus der Mikroturbine (1), die über eine Pumpe (2) *164 400 12 - UP 10* (Marco Fluid Technology) angetrieben wird und einem Speicherbehälter (3), dessen Funktion der Ausgleich der Volumenstromschwankungen an der Saugseite der Pumpe ist. Die Drossel (6) kann zur Querschnittsverengung des Schlauchs verwendet werden, um höhere Drücke im Kreislauf zu erreichen. Der Druckgradient zwischen Turbinen Ein- und Austritt wird mittels einem Drucksensor (5) gemessen und der Volumenstrom wird mittels einem Durchflusssensor (4) ermittelt.

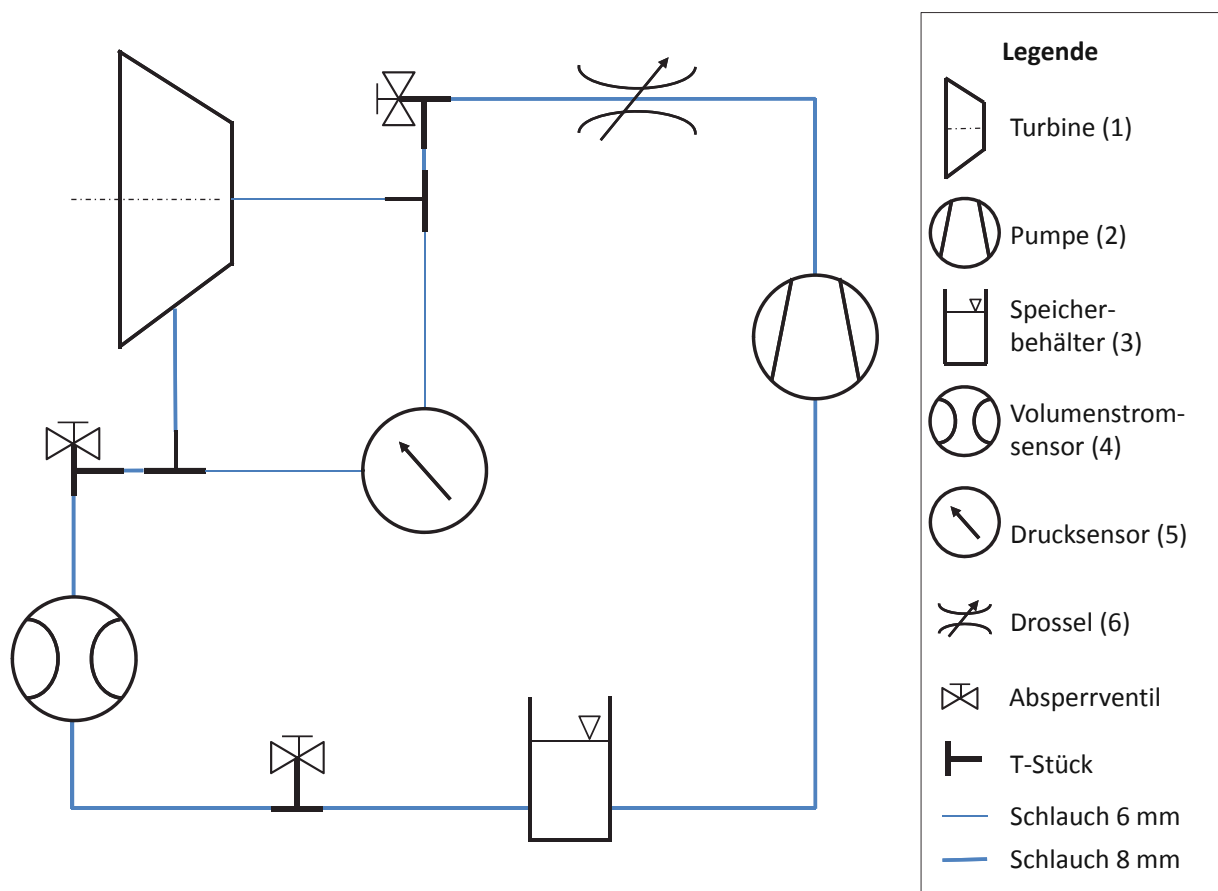


Abbildung 4.1: Schaltplan des hydraulischen Kreislaufs.

Die Schläuche, Absperrventile, T-Stücke, Steckverbindungen, Schlauchanschlüsse und Drossel stellen Produkte für pneumatische Anwendungen der Firma Festo dar. Durch den Einsatz dieser Elemente war der Kreislauf auch bei dem Erreichen des Betriebsdruckes der Turbine von circa 3 bar sowohl mit Wasser, als auch mit PFC als Arbeitsmedium dicht.

Zur Drehmomentmessung an der Mikroturbine wurde ein Pendelmotorprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Ein Pendelmotorprüfstand ermöglicht die Messung des an einer Welle abgegebenen Drehmoments. Dazu wird der Stator drehbar gelagert und mit Hilfe einer über eine Waage durchgeführten Kraftmessung, bei bekanntem Hebelarm, das Drehmoment berechnet. Aufgrund der Mechanik der Waage ist die exakte Messung nur bei einem zeitlich konstanten Drehmoment möglich.

Durch Versuche an einem Testaufbau mit einem Gleichstrommotor *Maxon Motor EC 16 400161* als Antriebseinheit, wurde die Funktionalität des Prüfstands bestätigt. Der gemessene Messfehler, der im Schnitt 8% betrug wurde als akzeptabel für die Abschätzung des Drehmoments der Mikroturbine angenommen. [21, S. 8]

Die Abbildung 4.2 zeigt den gesamten Versuchsaufbau mit der Turbine als Antriebseinheit (1), die mit dem Drehstromgenerator *Celeroton CM-2-500* (7) magnetisch gekoppelt ist. Die Schaltung des Drehstromgenerators im Dreieck mit einem Potentiometer (8) je Strang, aufgebaut am Klemmbrett (9), ermöglicht eine stufenlose Änderung der Last. Die Pumpe wird über das Netzgerät (12) *Laboratory Power Supply EA-PS 9080-50* mit Strom versorgt. Die Laborwaage *AnD HM-202* (10) dient zur Kraftmessung.

Um die Drehmomentmessung zur ermöglichen, ist der Drehstromgenerator drehbar gelagert. In Abbildung 4.3 links ist eine Verbindung des Drehstromgenerator-Hebelarms über einen Faden (11) mit der Laborwaage dargestellt.

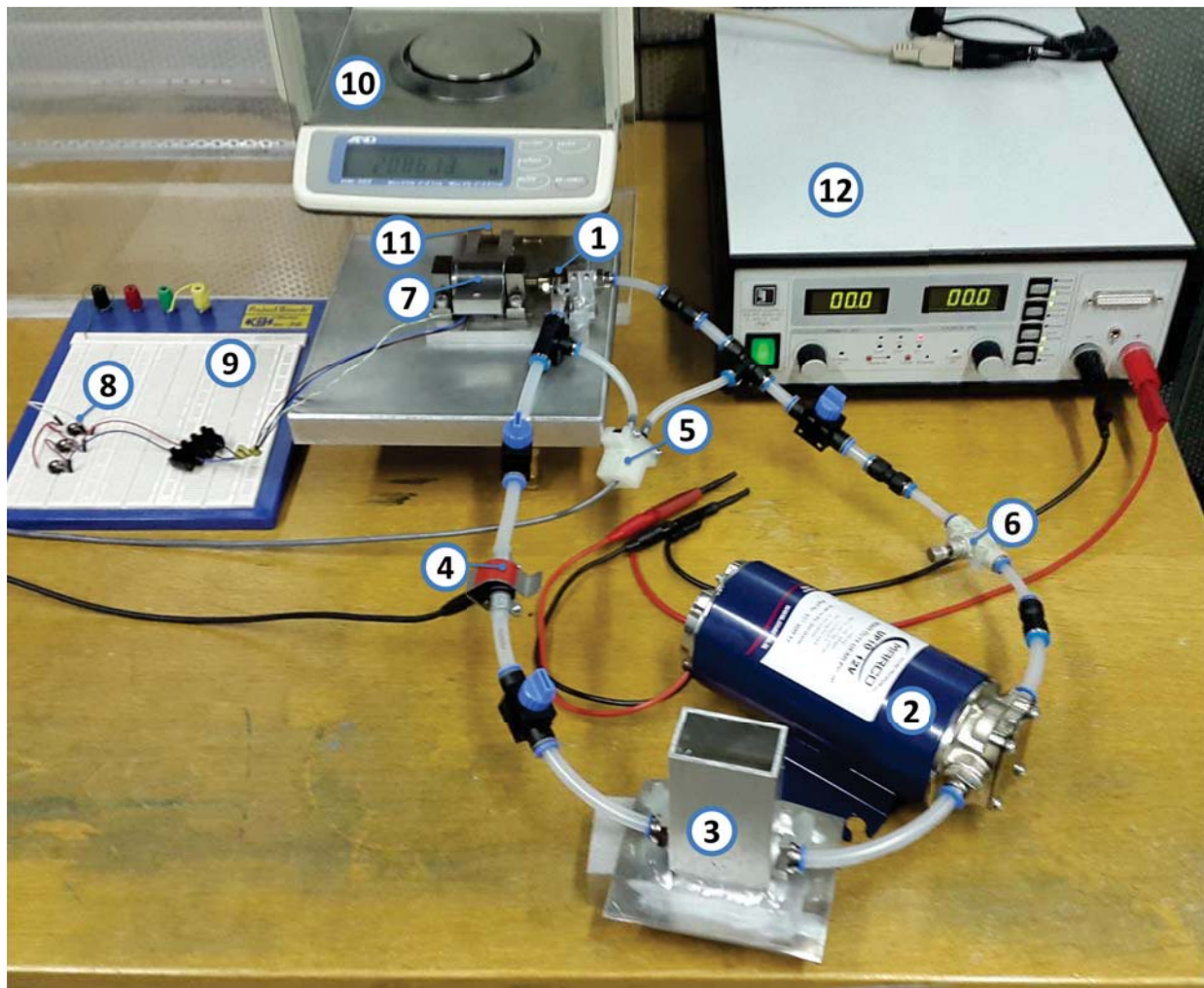


Abbildung 4.2: Das gesamte Versuchsaufbau: die Mikroturbine (1), die Pumpe (2), der Speicherbehälter (3), der Durchflusssensor (4), der Drucksensor (5), die Drossel (6), der Drehstromgenerator (7), das Potentiometer (8), das Klemmbrett (9), die Laborwaage (10), der Faden (11) und das Netzgerät (12).

Zusätzlich wurde ein Hallsensor zur Messung der Änderung des Magnetfeldes an der magnetischen Kupplung verwendet, um daraus die Drehzahl zu bestimmen. Der Hallsensor (13) ist in Abbildung 4.3 rechts ersichtlich. Die Messwerte aller drei Sensoren werden in einem Labview GUI¹ eingeblendet.

¹grafische Benutzerschnittstelle beziehungsweise graphical user interface

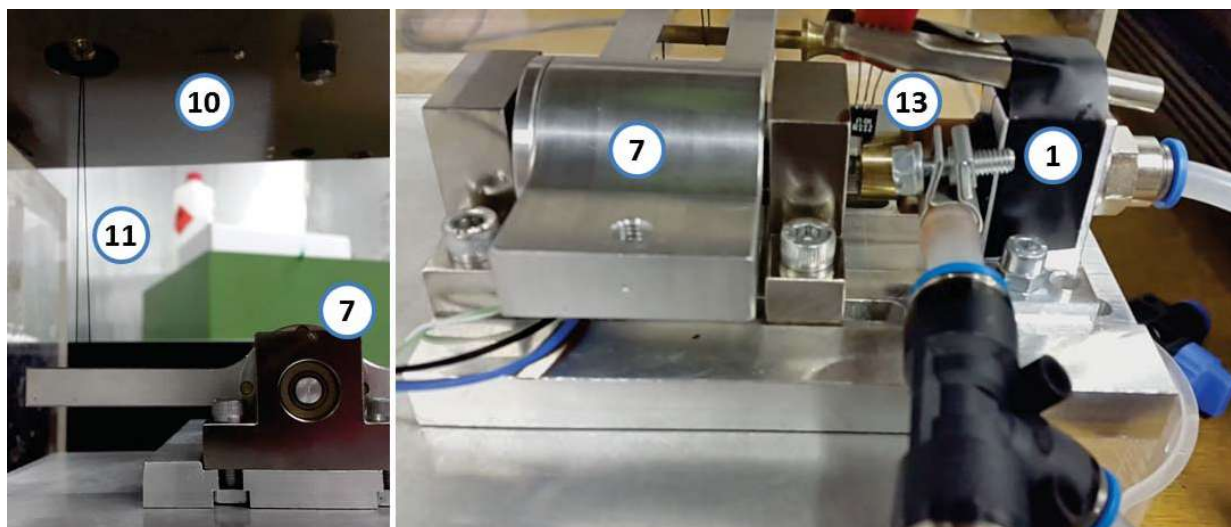


Abbildung 4.3: Links: Verbindung des Gehäuse-Hebelarms des drehbar gelagerten Generators (7) und der Laborwaage (10) über einen Faden (11). Rechts: Turbine (1) und Generator (7) magnetisch gekoppelt. Die Drehzahlmessung erfolgt über den Hallsensor (13).

Versuchsaufbau mit einem pneumatischen Kreislauf

Zusätzlich wurden Messungen mit Druckluft als Arbeitsmedium der Turbine durchgeführt. Dafür wurde der hydraulische Kreislauf durch einen pneumatischen, offenen Kreislauf ersetzt, wie in Abbildung 4.2 dargestellt. Die aus dem Kompressor strömende Druckluft wird über einen Massenstromregler *red-y smart controller GSC* (14) gesteuert und der Druck mit einem Rohrfeder-Standardmanometer *EN 837-1* (15) gemessen. Die Druckluft wird nach dem Austritt aus der Turbine an die Umgebung abgegeben. Die Kraftmessung erfolgt am Pendelmotorprüfstand, identisch wie bei dem hydraulischen Kreislauf.



Abbildung 4.4: Offener, pneumatischer Kreislauf für die Messungen mit Druckluft: die Turbine (1), der Generator (7), die Laborwaage (10), Massenstromregler (14) und Manometer (15).

4.2 Ergebnisse

4.2.1 Arbeitsmedium Wasser

Im ersten Schritt hat eine Erprobung der Turbine mit destilliertem Wasser als Arbeitsmedium stattgefunden. Diese kostengünstigen Tests mit Wasser liefern Vergleichsergebnisse und erlauben das Prüfen der Dichte des Kreislaufs bei Betriebsdruck bevor das teure PFC verwendet wird.

Durch den Einsatz eines Medium mit einer anderen Dichte als dies des PFCs, verändert sich die Nennleistung der Turbine, die über die Stutzenarbeit Y , den Volumenstrom \dot{V} und die Dichte ρ bei bekannten Wirkungsgrad η bestimmt werden kann: $P = \dot{V}Y\eta\rho$. Angenommen dass Y , \dot{V} und η gleich bleiben, ergibt sich mit der Dichte des Wassers: $P_{Wasser} = \dot{V}Y\eta\rho_{Wasser} = 0,77W$, was die Nennleistung der mit Wasser betriebenen Turbine darstellt. Das Nenndrehmoment ergibt sich über $T_{Wasser} = \frac{P_{Wasser}}{2n\pi} = 0,25Nmm$.

In Tabelle 4.1 wurden die Messergebnisse der Erprobung mit Wasser zusammengefasst. Der

Hebelarm bezeichnet die Entfernung der Generatorachse von der Verbindung zur Waage über den Faden. Die von der Waage angezeigte Werte wurden in der Spalte Masseßummengefasst. Um den Vergleich mit den Auslegungswerten darzustellen, wurden die Spalten in denen die Drehzahl, das Drehmoment und die Leistung abgebildet sind, illustrativ mit Datenbalken dargestellt. Die Betriebsdrehzahl der Turbine von 29000 U/min wurde bei weitem nicht erreicht. Die höchsten gemessenen Werte liegen bei ca. 2000 U/min. Nichtsdestotrotz wurde an der Welle ein Drehmoment von bis zu 0,3 Nmm gemessen, was nahezu den Nennmoment von 0,25 Nmm entspricht. Durch die geringe Drehzahl wird jedoch an der Welle kaum mechanische Leistung abgegeben, die Höchstwerte liegen bei 0,04 W.

Nr	Hebel- arm [r]=mm	Masse [m]=g	Dreh- zahl [n]= U/min	Volumen- strom [V_Punkt]= L/min	Druck- differenz [Δ_p]= mmHg	Druck- differenz [Δ_p]=bar	Poten- tiome- ter 1 [R]= MΩ	Poten- tiome- ter 2 [R]= MΩ	Poten- tiome- ter 3 [R]= MΩ	Stro- m [I]=A	Span- nung [U]= V	Drehmo- ment [T]= rmg =Nmm	Leistung mech. [P]= Tn2π/60 =W
1	60	20,96	0	0	48	0,064	1	1	1	0	0	0	0
2	60	21,46	760	0,318	641	0,855	1	1	1	8	1,8	0,2943	0,0234
3	60	21,47	350	0,321	650	0,867	1	1	0	8	1,8	0,3002	0,0110
4	60	21,45	120	0,321	640	0,853	1	0	0	8	1,8	0,2884	0,0036
5	60	21,43	80	0,321	641	0,855	0	0	0	8	1,8	0,2766	0,0023
6	60	21,39	1180	0,344	760	1,013	1	1	1	9	2	0,2531	0,0313
7	60	21,4	300	0,348	720	0,960	1	1	0	9	2	0,259	0,0081
8	60	21,4	150	0,348	700	0,933	1	0	0	9	2	0,259	0,0041
9	60	21,38	140	0,34	700	0,933	0	0	0	9	2	0,2472	0,0036
10	60	21,37	1280	0,398	2030	2,706	1	1	1	10	2,2	0,2413	0,0323
11	60	21,4	370	0,401	2050	2,733	1	1	0	10	2,2	0,259	0,0100
12	60	21,37	165	0,4	2300	3,066	1	0	0	10	2,2	0,2413	0,0042
13	60	21,36	150	0,396	2000	2,666	0	0	0	10	2,2	0,2354	0,0037
14	60	21,35	1750	0,41	1215	1,620	1	1	1	12	2,5	0,2296	0,0421
15	60	21,34	1760	0,412	1125	1,500	1	1	0	12	2,5	0,2237	0,0412
16	60	21,38	510	0,415	1100	1,467	1	0	0	12	2,5	0,2472	0,0132
17	60	21,36	340	0,412	1100	1,467	0	0	0	12	2,5	0,2354	0,0084
18	60	21,28	1850	0,456	1360	1,813	1	1	1	14	2,8	0,1884	0,0365
19	60	21,31	1800	0,455	1333	1,777	1	1	0	14	2,8	0,206	0,0388
20	60	21,36	620	0,451	1380	1,840	1	0	0	14	2,8	0,2354	0,0153
21	60	21,37	400	0,45	1315	1,753	0	0	0	14	2,8	0,2413	0,0101
22	60	21,44	1300	0,418	2400	3,200	1	1	1	15	2,3	0,2825	0,0385
23	60	21,49	885	0,396	2450	3,266	1	1	0	15	2,3	0,312	0,0289
24	60	21,51	550	0,396	2180	2,906	1	0	0	15	2,3	0,3237	0,0186
25	60	21,39	0	0,396	2600	3,466	0	0	0	15	2,3	0	0,0000

Tabelle 4.1: Versuchsergebnisse der Erprobung der Turbine mit Wasser als Arbeitsmedium

In Diagramm 4.5 werden die Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine, die mit Wasser als Arbeitsfluid ermittelt wurden, dargestellt. Die Messpunkte bei den höchsten Drehzahlwerten repräsentieren Messungen bei denen alle drei Widerstände $1\text{ M}\Omega$ betragen, das entspricht der kleinsten Last am Drehstromgenerator. Durch die Änderung der weiteren Widerstände aus $0\ \Omega$ entstehen die Messpunkte bei kleineren Drehzahlwerten, bis zu dem Punkt, der dem niedrigsten Drehzahlwert entspricht, bei dem alle drei Widerstände $0\ \Omega$ betragen. Durch Reduktion der Widerstände steigt das Drehmoment nur wenig an, die Reduktion der Drehzahl ist jedoch ersichtlich.

Drehmoment-Drehzahl Kennlinien Wasser

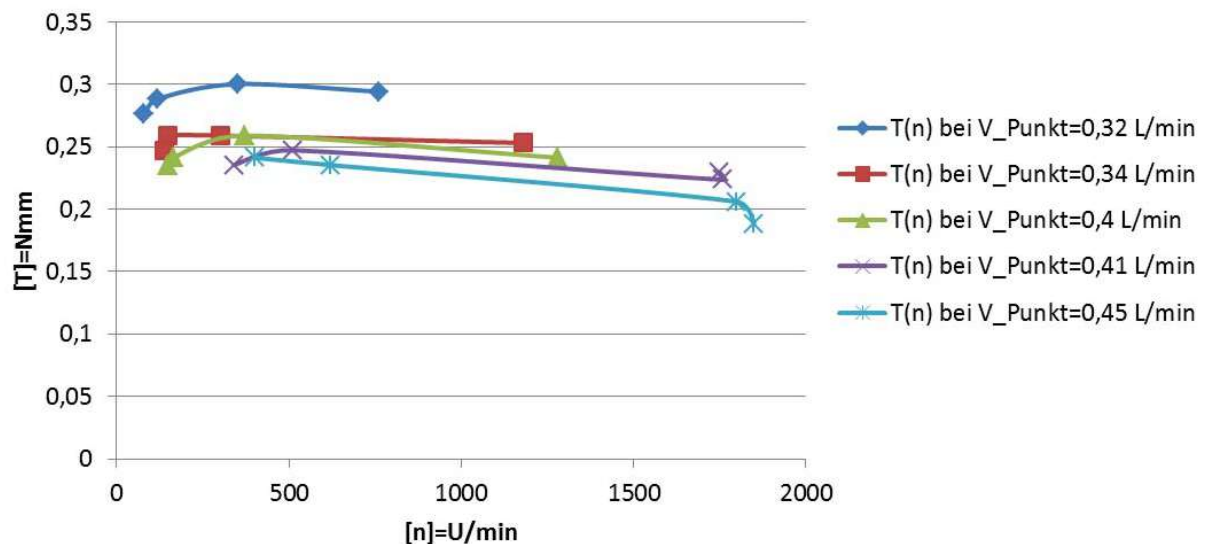


Abbildung 4.5: Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit Wasser in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V}

Bei steigendem Volumenstrom ist zwar eine steigende Drehzahl, aber nur eine geringfügige Reduktion des Drehmoments zu sehen. Das Erreichen des Volumenstroms, der laut der Auslegung 1 L/min betragen soll, wurde aufgrund des steigenden Druckes unmöglich. Die Turbine ist bei $3,4\text{ bar}$ zum Stillstand gekommen.

4.2.2 Arbeitsmedium PFC

Anschließend wurden die Messungen mit PFC als Arbeitsmedium durchgeführt. Die gemessene Werte des Drehmoments befinden sich an der Messfehlergrenze, wie in Diagramm 4.6 ersichtlich ist. Die höchste Drehzahl liegt bei 575 U/min und die Turbine kommt, ebenfalls wie bei der Messung mit Wasser, bei 3,4 bar zum Stillstand.

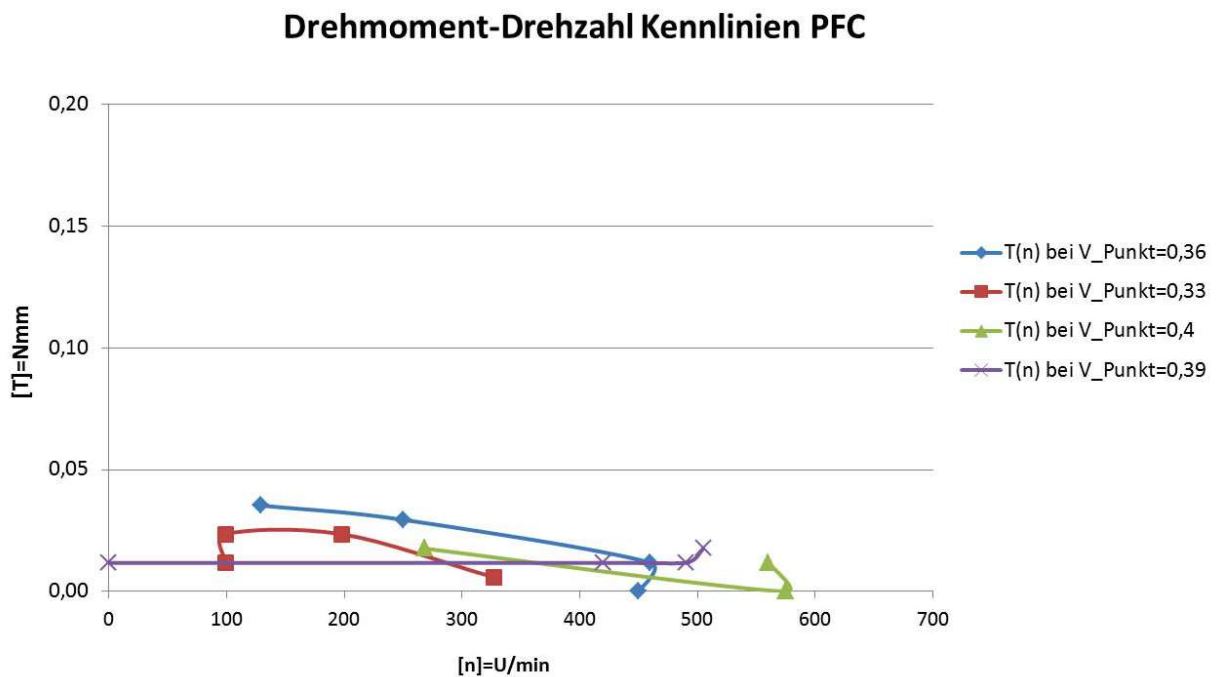


Abbildung 4.6: Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit PFC in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V}

Des Weiteren wurden die Messungen an der Turbine ohne Last durchgeführt. Die Turbine im Leerlauf mit PFC als Arbeitsmedium hat eine Höchstdrehzahl von 6600 U/min erreicht und ist bei 4,4 bar zum Stillstand gekommen.

4.2.3 Arbeitsmedium Druckluft

Weitere Messungen an der Turbine wurden mit Druckluft durchgeführt. Dafür wurde der hydraulische Kreislauf mit einem pneumatischen Kreislauf ersetzt, wie es im Abschnitt 4.1 beschrieben wurde.

Die Versuchsergebnisse sind in der Tabelle 4.2 zusammengefasst. Die Werte des Drehmoments steigen ähnlich wie bei den Messungen mit Wasser, bis $T = 0,3 \text{ Nm}$. Die höchste Drehzahl liegt bei 6330 U/min , dadurch ergibt sich eine Leistung von $P = 0,13 \text{ W}$. Ab einem Druck von $5,4 \text{ bar}$ sinkt die Drehzahl und somit die abgegebene mechanische Leistung.

In Abbildung 4.7 sind die Drehmoment-Drehzahl Kennlinien für die mit Druckluft angetriebene Turbine dargestellt. Die Messpunkte, identisch wie bei Messungen mit Wasser und PFC, ergeben sich durch Verstellen der Last am Drehstrom-Generator. Da die Messungen über einen Masseregler gesteuert wurden, ist der Massenstrom an Druckluft bekannt. Deshalb wurden jeweils Kurven mit einem konstanten Massenstrom und nicht Volumenstrom ermittelt.

Drehmoment-Drehzahl Kennlinien Druckluft

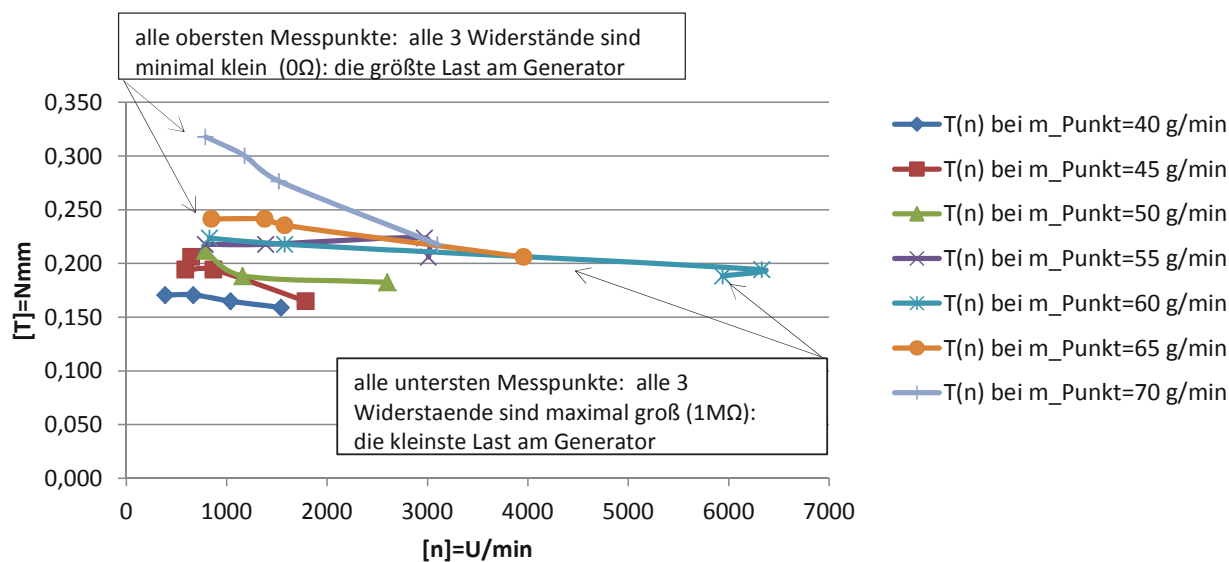


Abbildung 4.7: Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit Druckluft in Abhängigkeit vom Massenstrom \dot{m}

Nr	Hebel- arm [r]=mm	Masse [m]=g	Dreh- zahl [n]= U/min	Massen- strom [m_Punkt]= g/min	Druck- differenz [Δ_p]=bar	Poten- tiome- ter 1 [R]= MΩ	Poten- tiome- ter 2 [R]= MΩ	Poten- tiome- ter 3 [R]= MΩ	Drehmo- ment [T]= rmg =Nmm	Leistung mech. [P]= Tn2π/60 =W
1	60	23,34	0	0	0,20	1	1	1	0,000	0,00
2	60	23,61	1540	40	3,20	1	1	1	0,159	0,03
3	60	23,62	1040	40	3,20	1	1	0	0,165	0,02
4	60	23,63	670	40	3,20	1	0	0	0,171	0,01
5	60	23,63	390	40	3,20	0	0	0	0,171	0,01
6	60	23,62	1790	45	3,60	1	1	1	0,165	0,03
7	60	23,67	870	45	3,60	1	1	0	0,194	0,02
8	60	23,67	590	45	3,60	1	0	0	0,194	0,01
9	60	23,69	650	45	3,60	0	0	0	0,206	0,01
10	60	23,65	2600	50	4,00	1	1	1	0,182	0,05
11	60	23,66	1160	50	4,00	1	1	0	0,188	0,02
12	60	23,7	790	50	4,00	1	0	0	0,212	0,02
13	60	23,7	790	50	4,00	0	0	0	0,212	0,02
14	60	23,69	3010	55	4,40	1	1	1	0,206	0,06
15	60	23,72	2970	55	4,40	1	1	0	0,224	0,07
16	60	23,71	1390	55	4,40	1	0	0	0,218	0,03
17	60	23,71	790	55	4,40	0	0	0	0,218	0,02
18	60	23,66	5940	60	5,00	1	1	1	0,188	0,12
19	60	23,67	6330	60	5,00	1	1	0	0,194	0,13
20	60	23,71	1580	60	5,00	1	0	0	0,218	0,04
21	60	23,72	830	60	5,00	0	0	0	0,224	0,02
22	60	23,69	3960	65	5,40	1	1	1	0,206	0,09
23	60	23,74	1580	65	5,40	1	1	0	0,235	0,04
24	60	23,75	1380	65	5,40	1	0	0	0,241	0,03
25	60	23,75	850	65	5,40	0	0	0	0,241	0,02
26	60	23,71	3100	70	5,80	1	1	1	0,218	0,07
27	60	23,81	1520	70	5,80	1	1	0	0,277	0,04
28	60	23,85	1180	70	5,80	1	0	0	0,300	0,04
29	60	23,88	790	70	5,80	0	0	0	0,318	0,03

Tabelle 4.2: Versuchsergebnisse der Erprobung der Turbine mit Druckluft als Arbeitsmedium

Kapitel 5

Diskussion

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde eine Mikroturbine als Antriebseinheit für einen intra-venösen Membrankatheter entwickelt. Die Aufgabe der Mikroturbine besteht darin, eine erforderliche mechanische Leistung aufzubringen, sowie eine erforderliche Drehzahl aufzubauen und dadurch eine Mikropumpe anzutreiben. Durch den Einsatz der Mikropumpe wird die nötige Druckdifferenz für den Katheter aufgebaut.

Für die Auslegungsrechnung wurden folgende Rahmenbedingungen festgelegt:

- Maximaler Außenraddurchmesser $d_a = 6\text{mm}$, axiale Bauart. Die geometrischen Bedingungen ergeben sich aus den Abmessungen der Hohlvene, in der das Gesamtsystem platziert wird.
- Drehzahl $n = 29000 \frac{U}{\text{min}}$ wurde durch die Anforderungen für die Funktionalität der Mikropumpe ermittelt.
- Abgegebene mechanische Leistung an der Welle $P = 1,5\text{W}$ wurde ebenfalls aus der Antriebsleistung für die Mikropumpe ermittelt.

Durch die vielen Vorteile von Gleichdruckturbinen, vor allem die nützliche Tatsache der größten Energieumsetzung in eine Stufe, wurde eben diese Bauart realisiert.

Alle eigens konstruierten und hergestellten Bauteile, als auch etwaige Zukaufteile wurden zu

einem Prototyp zusammen gebaut. Die Fertigung des Leit- und Laufrades erfolgte unter Anwendung von Rapid-Prototyping-, beziehungsweise der Generativen-Fertigungs-Verfahren.

Zur Drehmomentmessung der Mikroturbine wurde ein Pendelmotorprüfstand aufgebaut und in Betrieb genommen. Anschließend wurde die Turbine mit PFC, destilliertem Wasser und Druckluft als Arbeitsfluid getestet, wodurch die Drehzahl-Drehmoment Kurven in Abhängigkeit vom Volumenstrom im Kreislauf bestimmt wurden.

Bei den durchgeführten Drehmomentmessungen mit Wasser als Arbeitsfluid der Turbine wurde ein Moment gemessen, welches nahezu den Auslegungswerten entspricht. Im Gegensatz dazu wurde bei der Erprobung mit PFC nur ein vernachlässigbar kleines Drehmoment gemessen.

Trotz den ausreichend hohen Werten des Drehmoments bei der Erprobung mit Wasser, war die erreichte Drehzahl zu niedrig um die gewünschte Leistung zu erzielen. Bei den durchgeführten Drehmomentmessungen mit Druckluft wurde, bei gleichbleibendem Drehmoment, eine höhere Drehzahl und dadurch auch eine höhere Leistung gemessen. Nichtsdestotrotz liegen die höchsten Drehzahlwerte bei nur ca. 6000 U/min, was näherungsweise 20% der geforderten Drehzahl entspricht.

Die aufgetretenen Schwierigkeiten, sowie die Maßnahmen für die Verbesserung der Turbinenfunktionalität werden nach folgenden Gesichtspunkten diskutiert: Reibung, Materialeigenschaften, Fertigungsabweichungen und Betriebsbereich.

Materialeigenschaften

Die Eigenschaften des zur Herstellung der Turbinenbauteile verwendeten Polymers *3DM HR* sind in der Tabelle 3.1 zusammengefasst. Um die auftretende Spannungen und Verschiebungen zu untersuchen, wurde eine Finite Elemente Analyse mittels CATIA V5-R21 durchgeführt. Zur Vereinfachung wurde ein Bauteil aus der Achse und dem Leitrad generiert. Als Material wurde für den Bauteil das Polymer *3DM HR* gewählt. Dadurch, dass die CFK Achse einen wesentlich höheren E-Modul von 240 GPa in Vergleich zum E-Modul von 260 Mpa des Harzes aufweist, werden die simulierten Verschiebungen etwas größer als die

tatsächlichen Verschiebungen sein. Die Klebungen der Hülse an dem Gehäuse und der Welle an der hermetischen Trennung werden als Festeinspannung angenommen. Der Belastungsfall ist ein hydrostatischer Druck von 3,5 bar an der Leitradeintrittsseite. Der untersuchte Bauteil mit der Festeinspannung als Randbedingungen und der Druckbelastung in Form der gelben Pfeile ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

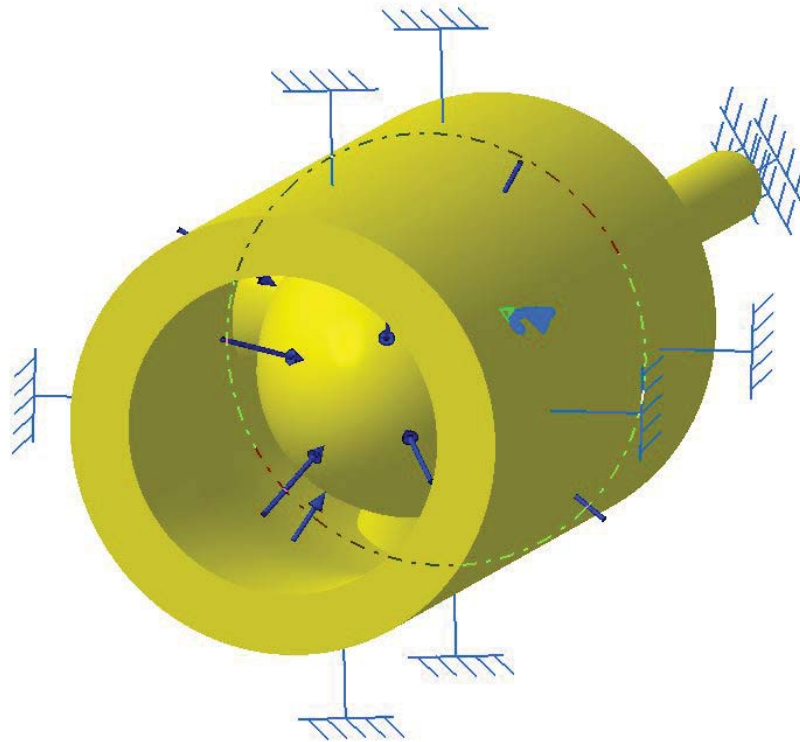


Abbildung 5.1: Der aus der Achse und dem Leitrade zusammengesetzte Bauteil mit Randbedingungen und Druckbelastung, die als blaue Pfeile dargestellt sind.

Um einen Vergleich mit den Kennwerten aus dem einachsigen Zugversuch zu ermöglichen, wird ein mehrachsiger Spannungszustand als Vergleichsspannung, die eine fiktive einachsige Spannung bezeichnet, dargestellt. Die Berechnung der Vergleichsspannung kann nach unterschiedlichen Hypothesen erfolgen. Nach der Gestaltänderungshypothese, die auch als von Mises Vergleichsspannung bezeichnet wird, wird das Versagen eines Bauteils dann eintreten, wenn seine Gestaltänderungsenergie einen gewissen Grenzwert überschreitet. Die Ergebnisse der von Mises Vergleichsspannung sind in der Abbildung 5.2 zusammengefasst. Die Spannungsspitzen von 1,8 Mpa stellen einen extrem kleinen Bereich an der Oberfläche

dar und werden nicht in Betracht gezogen. Die zweithöchsten Spannungswerte entstehen an den Schaufeln und betragen im Schnitt 0,36 MPa. Diese moderaten Spannungen führen zu sehr kleinen Verschiebungswerten, wie in Abbildung 5.3 zu sehen ist. Die Höchstwerte der Verschiebung liegen bei 0,007 mm und entstehen an der Nabe am Eintritt des Leitrades. Die Translationsverschiebung von 0,002 mm an der Verbindung zwischen der Welle und dem Leitrad ist zu klein um eine nennenswerte Verformung der Achse zu verursachen, selbst wenn diese durch das weniger steife Harz anstelle von CFK ausgeführt ist.

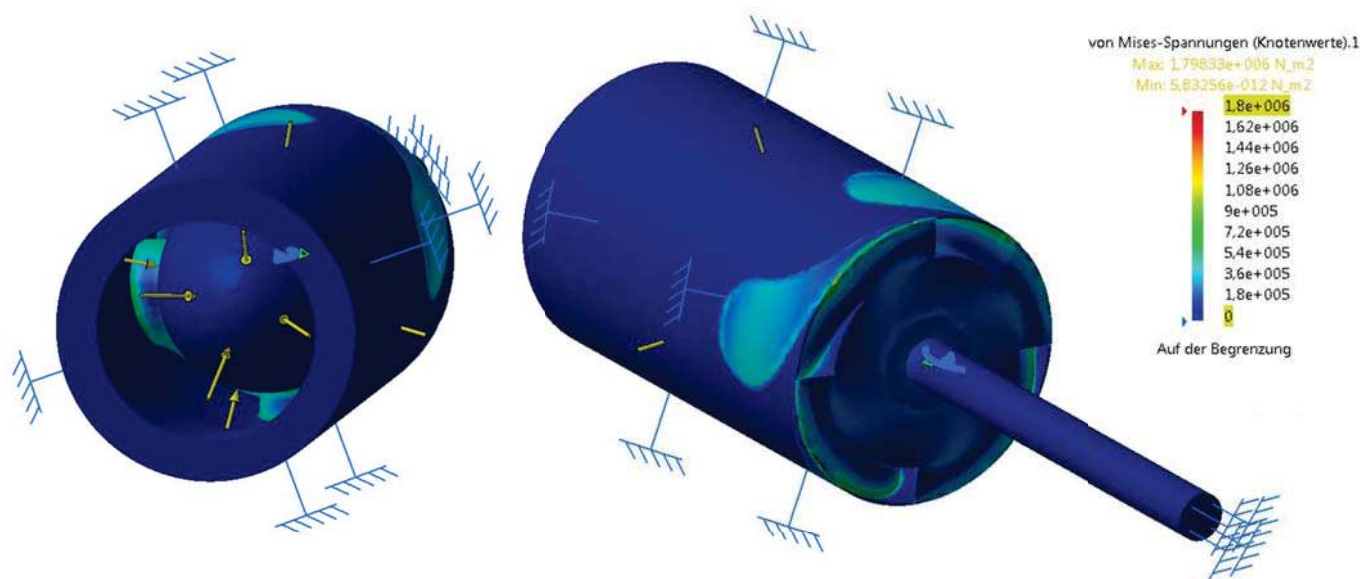


Abbildung 5.2: Werte der von Mises Vergleichsspannung in zwei unterschiedlichen Ansichten am Bauteil zufolge der Druckbelastung von 3,5 bar.

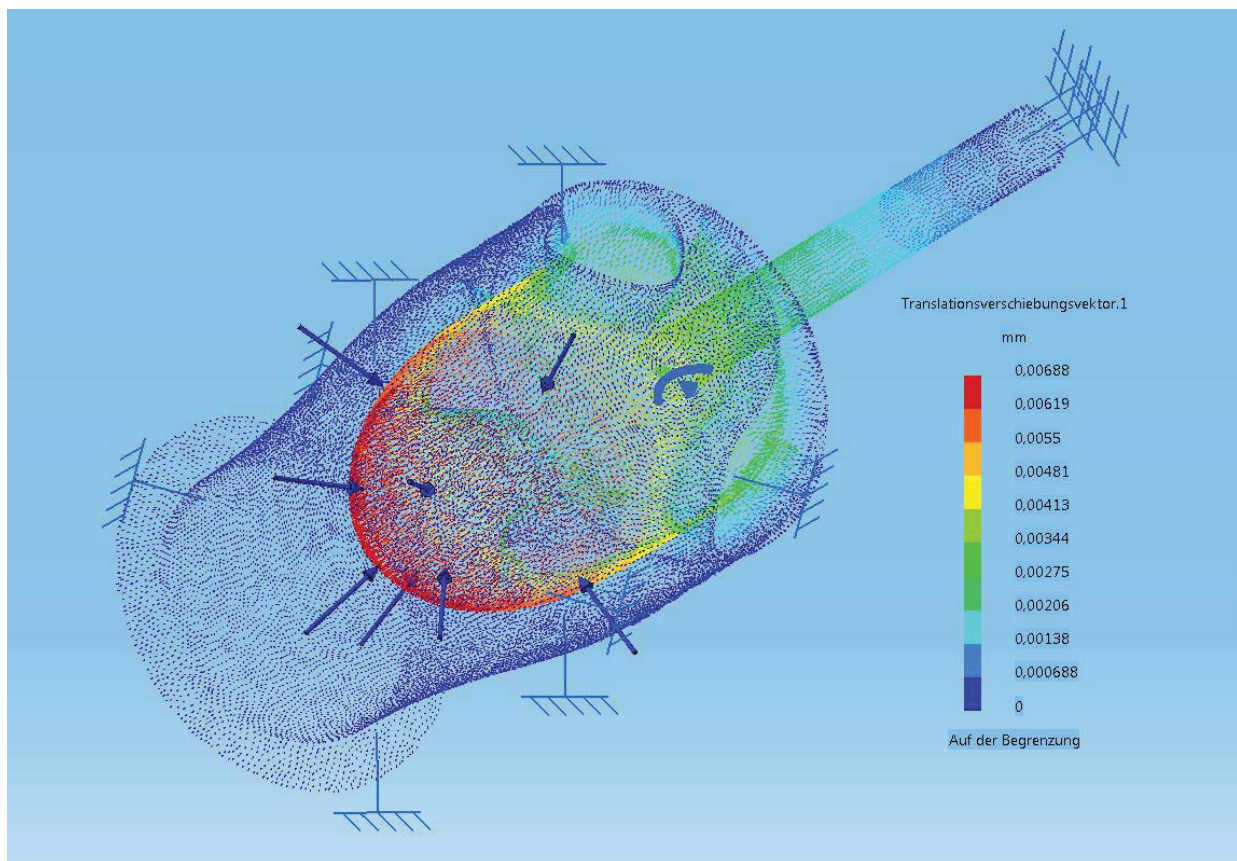


Abbildung 5.3: Translationsverschiebungsvektoren zufolge der Druckbelastung von 3,5 bar.

Anhand dieser kurzer Analyse konnte gezeigt werden, dass während des Betriebs keine nennenswerte Verformung beziehungsweise Verbiegung der Achse zustande kommt und der Stillstand der Turbine bei 3,4 bar im Betrieb mit PFC oder mit Wasser nicht auf die Materialeigenschaften zurückgeführt werden kann.

Reibung

Das Drehmoment T_{MECH} an der Welle setzt sich folgendermaßen zusammen: $T_{MECH} = T_I - T_R$, wobei T_I das von der Turbine aufbrachte innere Moment ist und T_R die Summe aller Reibungsmomente darstellt, vor allem das Moment zur Überwindung der Lagerreibung.

Durch die Verwendung der magnetischen Kupplung wirkt eine Axialkraft auf die Rillenkugellager. Durch vereinfachte Annahmen wird die Größe dieser Kraft geschätzt. Es wird angenommen, dass der turbinenseitig eingebaute Magnet in der magnetischen Kupp-

lung und der generatorseitige Magnet durch einen circa 1 mm breiten Luftspalt getrennt sind, da die Permeabilität von Messing näherungsweise der von Luft entspricht. Die vom Hersteller zur Verfügung gestellten Daten für die verwendete Magneten lauten: *Magnet-Ring R04.8x01x03.2PcD-N52* mit Durchmesser 4,8 mm turbinenseitig und *Magnet-Ring R03.2x01x03.2PcD-N52* mit Durchmesser 3,2 mm generatorseitig wurden durch Firma HKCM Engeneering ausgewertet und in den Diagramme 'Magnetkraft bei Abstand s' 5.5 und 5.4 zusammengefasst. Durch das Ablesen der Werte für 1 mm Abstand des jeweiligen Magneten, ergeben sich die Magnetkräfte von $F_{Magnet_{4.8}} = 2,56N$ für den turbinenseitigen Magneten und $F_{Magnet_{3.2}} = 1,91N$ für den generatorseitigen Magneten. Da für die magnetische Kraft das Superpositionsprinzip gilt, kann die resultierende Kraft durch Addition ermittelt werden. Dadurch ergibt sich die resultierende Axialkraft zu $F_{Magnet_{res}} = 4,47N$.

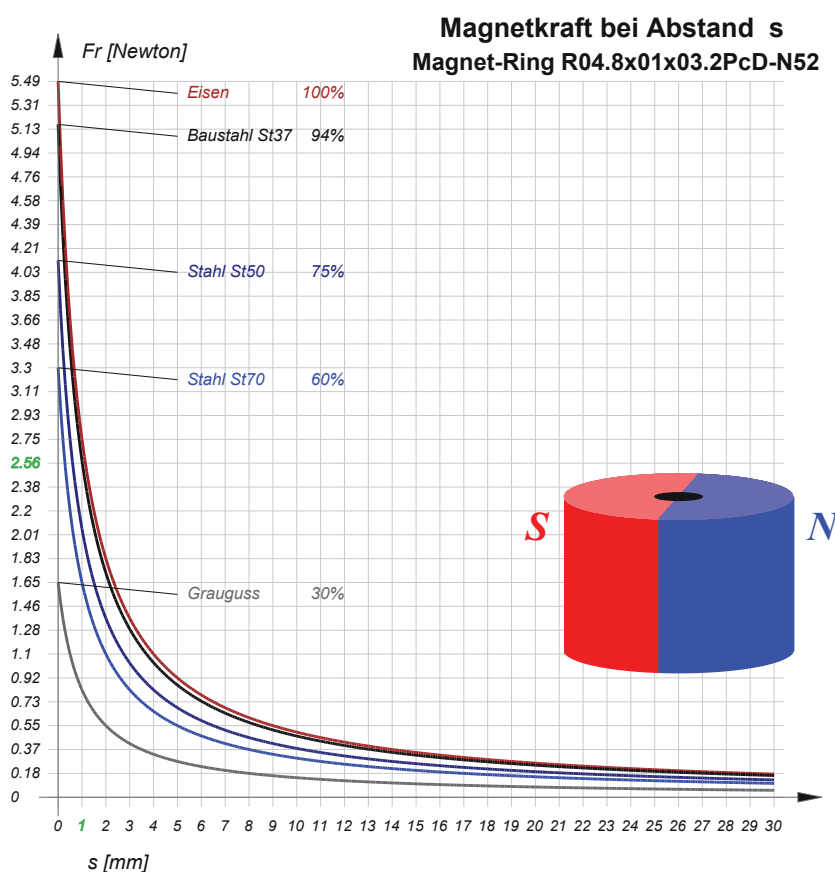


Abbildung 5.4: Magnetkraft in Abhängigkeit vom Abstand, Werte für den turbinenseitigen Magneten mit 4,8 mm Durchmesser. Die abgelesenen Werte: 2,56 Newton bei 1 mm Abstand sind grün markiert.

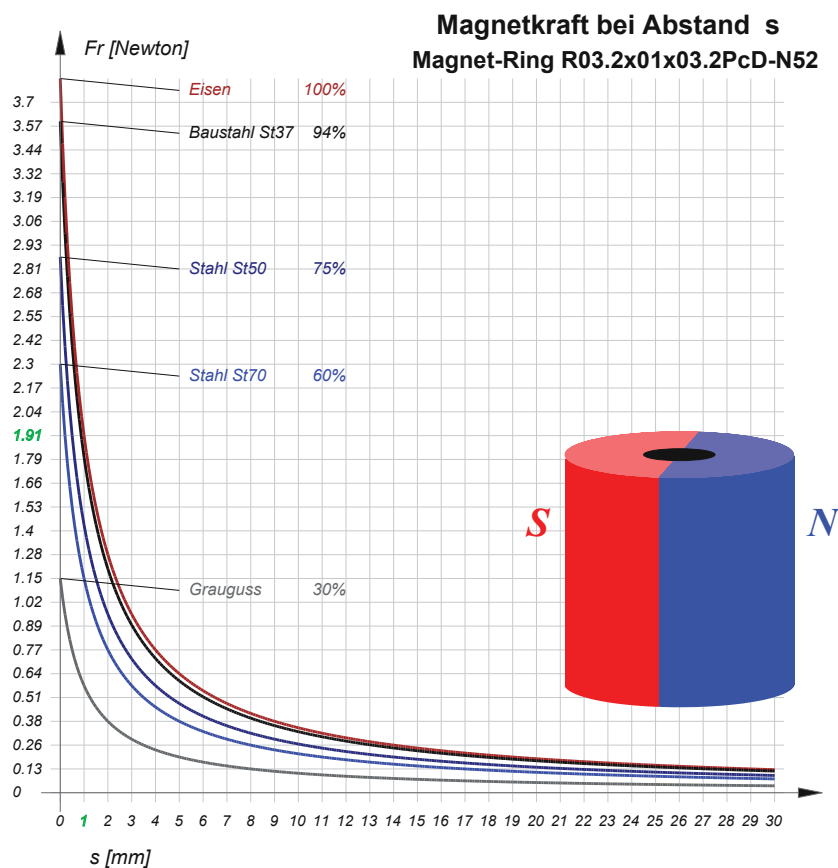


Abbildung 5.5: Magnetkraft in Abhängigkeit vom Abstand, Werte für den generatorseitigen Magneten mit 3,2 mm Durchmesser. Die abgelesenen Werte: 1,91 Newton bei 1 mm Abstand sind grün markiert.

Die abgeschätzte Magnetkraft von 4,5 N sollte in der Lagerberechnung als Axialkraft berücksichtigt werden, diese war jedoch aufgrund von nicht explizit vorhandenen technischen Daten der verwendeten Rillenkugellager nicht möglich. Darum sollten höherwertigere Lager angeschafft werden, bei denen durch eine Berechnung der Belastungsfall überprüft werden kann. Durch den Einsatz von Lagern mit kleineren Reibungswerten und Fertigungstoleranzen können Verbesserungen in puncto Reibung erzielt werden, ebenso auch eine Abminderung der Unwucht durch das bessere Einhalten von Fertigungstoleranzen.

Fertigungsabweichungen

Durch die extrem kleinen Dimensionen der Anlage ergeben sich sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Fertigung. Wie bereits im Kapitel 3 beschrieben, waren die durch generative Fertigung hergestellten Teile nicht hundertprozentig reproduzierbar und geringfügig asymmetrisch. Dadurch wurde der Zusammenbau der Turbine erschwert und die erforderlichen Abstände zwischen den Komponenten konnten nicht überall exakt eingehalten werden.

Für die weitere Fertigung mit dem bestehenden 3D Drucker soll dessen mechanische Stabilität verbessert werden, damit reproduzierbare Ausdrücke mit höheren Genauigkeiten hergestellt werden können. Einen weiteren Schritt könnte der Tausch des DLP Projektors darstellen, der durch die ungleichmäßige Ausleuchtung der Druckfläche die Druckeigenschaften beeinträchtigt.

Betriebsbereich

Die erreichten Höchstwerte des Volumenstroms betragen bis zu 0,45 L/min, deutlich weniger als die in den Auslegungsdaten angegebenen 1 L/min. Um bessere Flussraten zu erreichen, müssen der Druckabfall an der Turbine durch konstruktive Maßnahmen vermindert und die Schlauchlänge im Kreislauf auf das notwendige Minimum gekürzt werden.

Zum einen könnte die Entwicklung einer Gleichdruckturbine mit einem Reaktionsgrad von $r=0,3$ zwar die Gleichdruckwirkung abmindern, aber gleichzeitig den Druckgradienten, der im Leitrad abgebaut werden muss, um 30% reduzieren, wodurch die Fertigung der Leit-schaufelreihe in Bezug auf die Größe der Düsenaustritte deutlich erleichtert würde. Darüber hinaus wirkt sich die Vergrößerung der Strömungswege vorteilhaft für die Reibungseinflüsse aus. Der Betriebspunkt einer derartigen Turbine müsste durch einen leichten Anstieg des geforderten Volumenstroms und die Senkung des Betriebsdruckes geringfügig geändert werden um eine vergleichbare Leistung zu erzielen.

Zum anderen würde eine weitere Verschiebung des Betriebspunkts in Richtung steigenden Volumenstrom und sinkenden Druck erlauben, eine axial angeströmte hydraulische Turbine in Kaplan Ausführung zu bauen. Eine derartige Änderung würde aber die Bauweise des

gesamten Membrankatheters beeinflussen und es müssten dafür die Rahmenbedingungen neu festgelegt werden.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Das Prinzip der Lungenunterstützung mittels iLA ECMO Verfahren [25, S. 257]	4
1.2	Die Fasernanordnung und Strömungen in beiden Kammern des Quadrox-i Oxygenators [9, S. 6]	5
1.3	Links: Position der intravaskulären Membranoxygenator IVOX bei einem menschlichen Patienten. [17, S. 451] Rechts: Aufbau und Positionierung des IMO zwischen SVC (Superior Vena Cava) und IVC (Inferior Vena Cava). [6, S. 2]	7
1.4	Strömungsmuster mit und ohne pulsieren des Helium Ballons. Links ist eine lineare und rechts eine konvektive Strömung zu sehen. [23, S. 395]	8
1.5	Links: Schaufeln einer Gleichdruckturbine und rechts: Schaufeln einer Überdruckturbine und deren Druckverlauf, qualitativ dargestellt. Der Pfeil weist auf die Strömungsrichtung hin. Die Nummerierung der Kontrollebenen wird in der Abbildung 2.1 erläutert. [11, S. 2]	10
1.6	Zwei Beispiele für Aktionsturbinen in der Zahnmedizintechnik, die Laufräder wurden mit dem Buchstaben A markiert. Oben: Ein patentiertes Handgriffselement der Firma W und H Dentalwerk Bürmoos [19, S. 15] Unten: Turbinenhandstück 744 der Firma Kavo [8, S. 1]	11
2.1	Qualitative Darstellung der Geschwindigkeitsdreiecke und der festgelegten Kontrollebenen in einer axialen Gleichdruckturbine	15

2.2 Cordier Diagramm [4, S. 79] Die abgelesenen Werte, die mit einer grünen Linie verbunden sind, werden im Abschnitt 2.2.2 diskutiert. 20

2.3 Bezeichnungen für die Turbinendurchmesser die in der Berechnung verwendet werden 25

2.4 Darstellung der drei Strömungsfäden beziehungsweise Zylinderschnitten der Schaufeln 27

2.5 Geschwindigkeiten in der Mittelschicht II an der Druckseite 2 der Turbine . . 30

2.6 Geschwindigkeiten für alle drei Berechnungsebenen I, II und III der Druckseite 2 der Turbine 33

2.7 Geschwindigkeiten in der Mittelschicht II an der Druckseite 1 und an der Saugseite 2 der Turbine 35

2.8 Geschwindigkeiten für alle drei Berechnungsebenen an der Saugseite 1 der Turbine. Die Druckseite ist zur besseren Übersicht nicht abgebildet. 37

2.9 Schaufelgeometrie des Laufrades einer axialen Gleichdruck-Turbine am mittleren Durchmesser d_m 38

2.10 Staffelungswinkel β_S in Abhängigkeit vom Zu- und Abstömwinkel des Leit- und Laufrades. [3, S. 810] 41

2.11 Optimale Teilungsverhältnisse t_m zu L_{La} , hier als $\frac{t}{s}$ bezeichnet, zu Enthalpiekenngößen ψ_h . ρ_h bezeichnet den Reaktionsgrad [3, S. 811] 42

2.12 Die Geschwindigkeitsdreiecke an Ein- und Austrittskante des Leitrades . . . 45

3.1 Gesamtkonstruktion der Turbinenbauteile 51

3.2 Das Turbinenlaufrad. Die grüne Pfeile stellen die Strömungsrichtung dar. . . 52

3.3 Das Turbinenleitrad 52

3.4 Magnetische Kupplung 53

3.5 Das Gehäuse und die Hermetische Trennung in einer Explosionsdarstellung.
Für eine bessere Übersicht sind die Teile im Schnitt dargestellt. 54

3.6 Saugseitiger Schlauchanschluss und O-Ringe 55

3.7 CFK Achse mit 1 mm Durchmesser 55

3.8 K1 Rillenkugellager 1 x 3 x 1 mm in offener Ausführung 56

3.9 Baugruppe mit allen Komponenten der zusammengebauten Turbine 57

3.10 Qualitative Darstellung der Auswirkung der Bauteilstärke auf die Größe des Spaltes [7, S. 12] 59

3.11 Einfluss der Teilbeaufschlagung auf den Wirkungsgrad der Anlage [14, S. 214] 59

3.12 Links: erste Version des Leitrades mit einem beaufschlagten Düsensegment.
Rechts: finale Konstruktion des Leitrades mit vier Düsensegmenten um die Fertigung zu ermöglichen 60

3.13 Abminderung der Abmessungen der Hülse und Vergrößerung der Nabe um die gewünschten Abmessungen bei der generativen Fertigung zu erreichen. Die Ist-Abmessungen sind in grün und die Soll-Abmessungen in blau dargestellt. 61

3.14 Links: das Laufrad in der Hülse auf der Stützstruktur. Die Hülse wurde für die bessere Übersicht transparent dargestellt. Rechts: Schlauchanschluss auf der Stützstruktur. 62

3.15 Laufrad und Leitrad der Turbine nach Entfernung der Stützstruktur. 63

3.16 Saugseitiger Schlauchanschluss nach Entfernung der Stützstruktur. 64

3.17 Zusammenbau der Turbine, Schritte 1 bis 4. 66

3.18 Zusammenbau der Turbine, Schritte 5 und 6. 67

3.19 Zusammenbau der magnetischen Kupplung und des Leit- und Laufrades der Turbine an der Achse 67

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

3.20 Zusammenbau der Turbine, Schritt 7. 68

3.21 Vollständig zusammengebaute Turbine in einer Haltevorrichtung 69

4.1 Schaltplan des hydraulischen Kreislaufs. 71

4.2 Das gesamte Versuchsaufbau: die Mikroturbine (1), die Pumpe (2), der Speicherbehälter (3), der Durchflusssensor (4), der Drucksensor (5), die Drossel (6), der Drehstromgenerator (7), das Potentiometer (8), das Klemmbrett (9), die Laborwaage (10), der Faden (11) und das Netzgerät (12). 73

4.3 Links: Verbindung des Gehäuse-Hebelarms des drehbar gelagerten Generators (7) und der Laborwaage (10) über einen Faden (11). Rechts: Turbine (1) und Generator (7) magnetisch gekoppelt. Die Drehzahlmessung erfolgt über den Hallsensor (13). 74

4.4 Offener, pneumatischer Kreislauf für die Messungen mit Druckluft: die Turbine (1), der Generator (7), die Laborwaage (10), Massenstromregler (14) und Manometer (15). 75

4.5 Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit Wasser in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V} 78

4.6 Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit PFC in Abhängigkeit vom Volumenstrom \dot{V} 79

4.7 Drehzahl-Drehmoment Kennlinien der Turbine mit Druckluft in Abhängigkeit vom Massenstrom \dot{m} 80

5.1 Der aus der Achse und dem Leitrad zusammengesetzte Bauteil mit Randbedingungen und Druckbelastung, die als blaue Pfeile dargestellt sind. 84

5.2 Werte der von Mises Vergleichsspannung in zwei unterschiedlichen Ansichten am Bauteil zufolge der Druckbelastung von 3,5 bar. 85

5.3 Translationsverschiebungsvektoren zufolge der Druckbelastung von 3,5 bar. 86

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

5.4 Magnetkraft in Abhängigkeit vom Abstand, Werte für den turbinenseitigen Magneten mit 4,8 mm Durchmesser. Die abgelesenen Werte: 2,56 Newton bei 1 mm Abstand sind grün markiert. 87

5.5 Magnetkraft in Abhängigkeit vom Abstand, Werte für den generatorseitigen Magneten mit 3,2 mm Durchmesser. Die abgelesenen Werte: 1,91 Newton bei 1 mm Abstand sind grün markiert. 88

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Tabellenverzeichnis

2.1	Eine Iterative Bestimmung des erforderlichen Volumenstroms und der spezifischen Stutzenarbeit für die gegebene Turbinenleistung	23
2.2	Teilung und Schaufelzahl des Laufrades	42
2.3	Teilung und Schaufelzahl des Leitrades	47
3.1	Eigenschaften der verwendenden Photopolymere	63
4.1	Versuchsergebnisse der Erprobung der Turbine mit Wasser als Arbeitsmedium	77
4.2	Versuchsergebnisse der Erprobung der Turbine mit Druckluft als Arbeitsmedium	81

Literaturverzeichnis

- [1] Medos Medizintechnik AG. *Technical data sheet: hilite LT Oxygenerators*. Medos Cardiopulmonary Solutions, 2015.
- [2] Inc. ALung Technologies. *Hemolung RAS*. ALung, 2012.
- [3] Willy J.G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke; Grundlagen, Aero-Thermodynamik, Ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme; 4. Auflage*. Springer Berlin, Heidelberg, 2013.
- [4] Willi Bohl; Wolfgang Elmendorf. *Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise*. Vogel Fachbuch, 2013.
- [5] John Gibson; Robert Loddenkemper et al. *Lunge und Gesundheit in Europa, Fakten und Zahlen*. Frischtexte Verlag Herne, 2014.
- [6] Mahender Macha et al. *Acute In Vivo Studies of the Pittsburgh Intravenous Membrane Oxygenerator*. International Center for Artificial Organs and Transplantation and Wiley Periodicals, 1996.
- [7] EOS GmbH. *Additive Fertigung; Basis Designrichtlinien für die Additive Fertigung*. EOS eManufacturing Solutions, 2016.
- [8] KaVo Dental GmbH. *Turbinenhandstück 744*. Kavo Dental Excellence, 2016.
- [9] Maquet Cardiopulmonary GmbH. *QUADROX-i Small Adult and Adult*. Maquet Gettinge Group, 2015.
- [10] Medtronic USA Inc. *Medtronic Affinity NT Oxygenation System*. Medtronic Technologies, 2011.


- [11] Lukas Ingo. *Auslegung von Laufgittern für Axialturbinenstufen mit kleinem Reaktionsgrad*. Technische Universität Wien, 2003.
- [12] Boyce M. Joyce H. *Duromer Hardness and the Stress-Strain behaviour of elastometric materials*. MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY, CAMBRIDGE, 2002.
- [13] Horst Lutz. *Anästhesiologische Praxis; Zweite, überarbeitete und erweiterte Auflage*. Springer Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986.
- [14] Carl Pfeleiderer; Hartwig Petermann. *Strömungsmaschinen; Fünfte, neubearbeitete Auflage*. Springer Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986.
- [15] Rudolf Rembold. *Einstieg in CATIA V5, Konstruktion in Übungen und Beispielen; 2., überarbeitete Auflage*. Hanser, 2004.
- [16] Giorgio Cattaneo; Helmut Reul. *New fiber configuration for intravenous gas exchange*. International Journal Of Artificial Organs; WICHTIG EDITORE, 2005.
- [17] C.T Mora; R.A Guyton; D.C Finlayson; R.L. Rigatti. *Cardiopulmonary Bypass*. Springer Medizin Verlag, 1995.
- [18] J. Robert Eshleman; Davic C. Sarrett. *Jada Landmark Series*. The Journal of the American Dental Association, 2013.
- [19] Karl Schmiedlechner. *Fluidbetriebenes medizinisches, insbesondere dentales, Handgriffelement; EP 2308408 A2*. Europäische Patentanmeldung, 2016.
- [20] Herbert Sigloch. *Strömungsmaschinen, Grundlagen und Anwendungen; 5., aktualisierte Auflage*. Hanser Verlag München, 2013.
- [21] Roksana Suszek. *Aufbau und Inbetriebnahme eines Pendelmotorprüfstandes zur Drehmomentmessung einer Mikroturbine*. TU Wien, 2016.
- [22] Stefan Fischer; Thomas Hachenberg; Tobias Welte. *Anästhesie und Intensivtherapie in der Thoraxchirurgie*. Thieme, 2010.

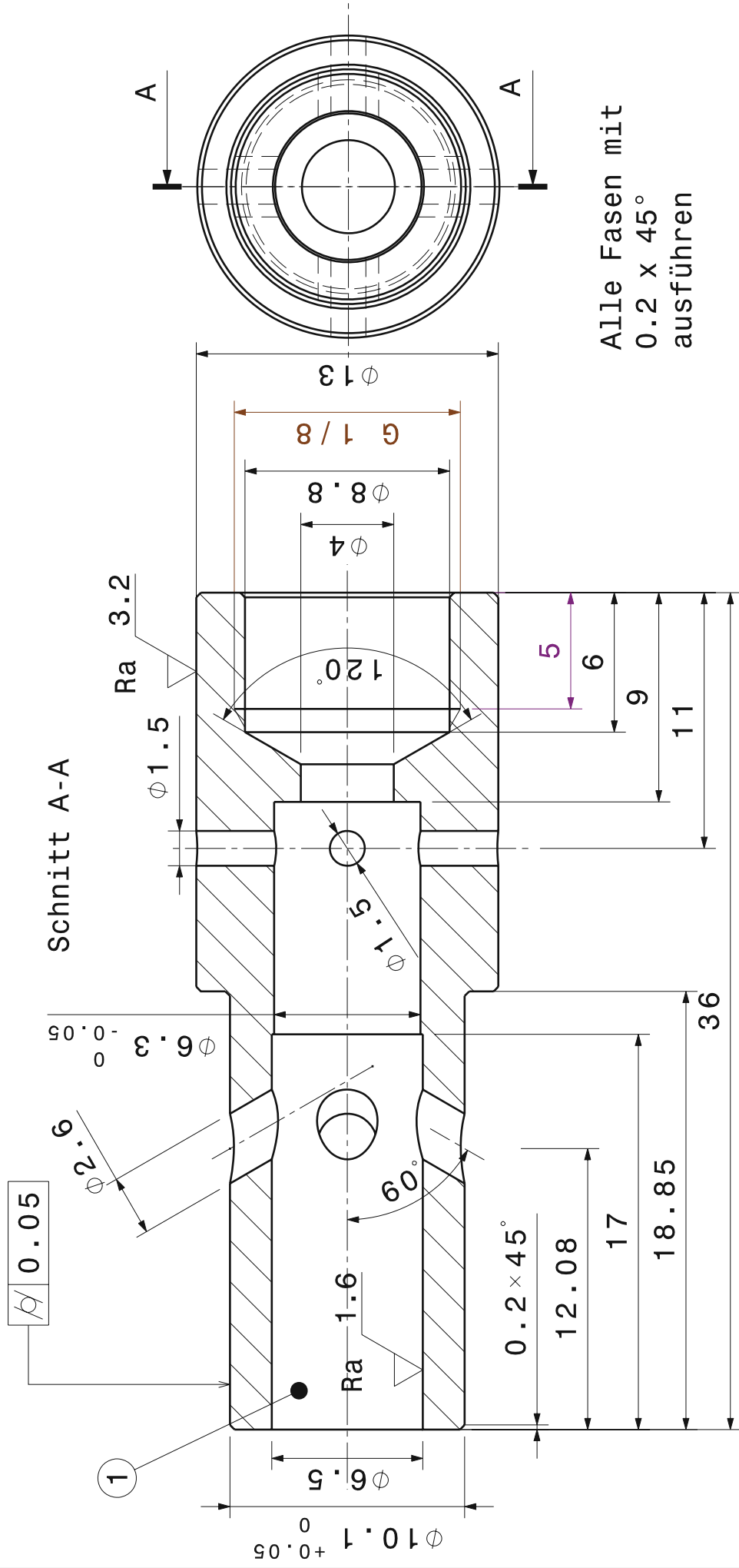
- [23] Nicholas R. Banner; Julia M. Polak; Magdi H. Yacoub. *Lung Transplantation*. Cambridge University Press, 2003.
- [24] Gernot Marx; Elke Muhl; Kai Zacharowski; Stefan Zeuzem. *Die Intensivmedizin; 12., vollständig überarbeitete, aktualisierte und erweiterte Auflage*. Springer Berlin, Heidelberg, 2015.
- [25] Reinhard Larsen; Thomas Ziegenfuß. *Beatmung Grundlagen und Praxis; mit 112 Abbildungen; 4., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage*. Springer Medizin Verlag, 2009.

Anhang A

Fertigungszeichnungen und Stückliste



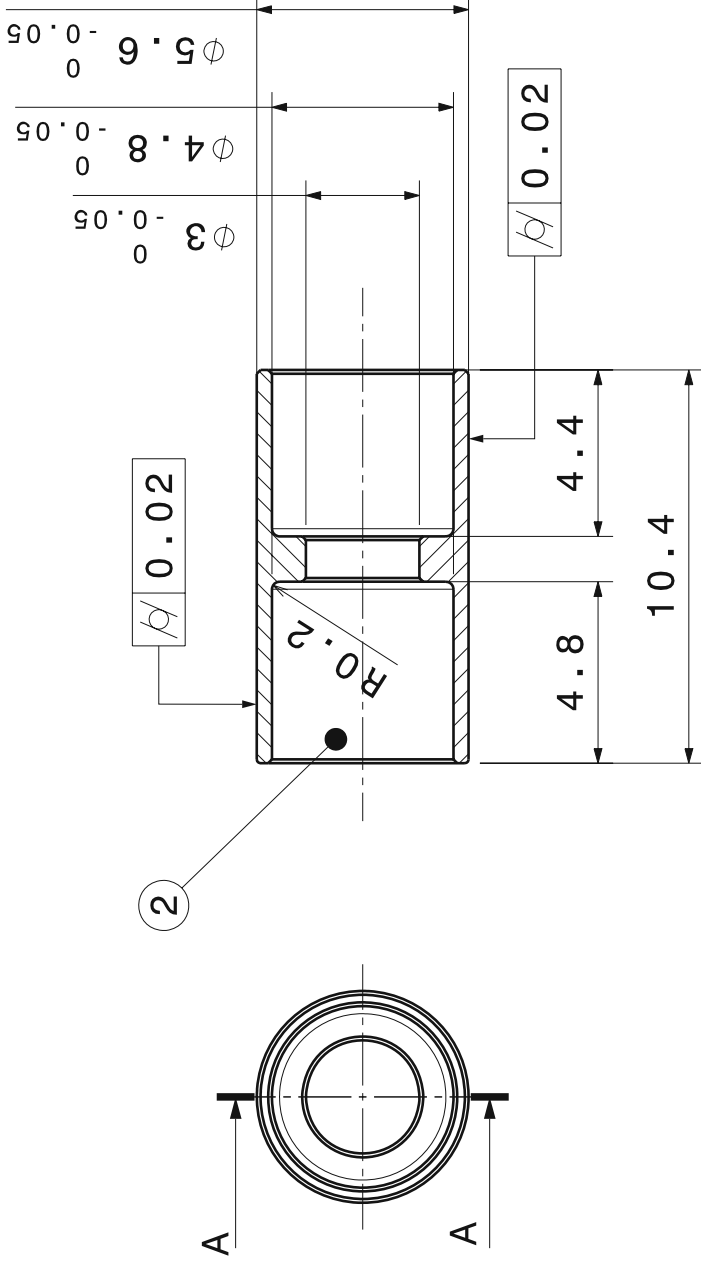
11	2	Stück	0-Ring 0076-24	LC-T-11	NBR70
10	2	Stück	Distanzhülse 1x1x3	LC-T-10	-
9	1	Stück	CFK Achse Ø1	LC-T-9	CFK
8	3	Stück	Rillenkugellager 1x1x3	LC-T-8	-
7	1	Stück	Magnet turbinenseitig	LC-T-7	-
6	1	Stück	Schlauchanschluss saugseitig	LC-T-6	Harz 3DM- XGreen
5	1	Stück	Turbinenleitrad	LC-T-5	Harz 3DM-HR
4	1	Stück	Turbinenlaufrad	LC-T-4	Harz 3DM-HR
3	1	Stück	Hermetische Trennung	LC-T-3	CuZn39Pb3
2	1	Stück	H-Topf	LC-T-2	CuZn39Pb3 S235JR
1	1	Stück	Gehäuse	LC-T-1	CuZn39Pb3
Teil	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer	Werkstoff
Allgemeintoleranz			Oberfläche	Werkstoff	Rohmaße
Verantwortliche Abteilung			Dokumentenart	Dokumentenstatus	
Inst. f. Konstruktionswissenschaften			Stückliste		
 Erstellt durch: R. Suszek		Titel, Zusätzlicher Titel Stückliste		Sachnummer	
Genehmigt von: M. Gföhler				Maßstab	Änd. A
				Ausgabedatum 2016-10-20	Spr. de
				Blatt 1/1	




Allgemeintoleranz ISO 2768 - fein	Oberfläche unbehandelt	Werkstoff CuZn39Pb3	Rohrmaße 37x14x14	Gewicht 0.019 kg
Verantwortliche Abteilung Inst. f. Konstruktionswissenschaften		Dokumentenart Einzelteil Zeichnung	Dokumentenstatus freigegeben	
		Titel, Zusätzlicher Titel Gehäuse		
		Sachnummer LC-T-1		
Erstellt durch: R. Suszek		Maßstab 4:1	Änd. A	Ausgabedatum 2016-10-12
Genehmigt von: M. Gföhler		Spr. de	Blatt 1/1	

Schnitt A-A

Ra 1.6

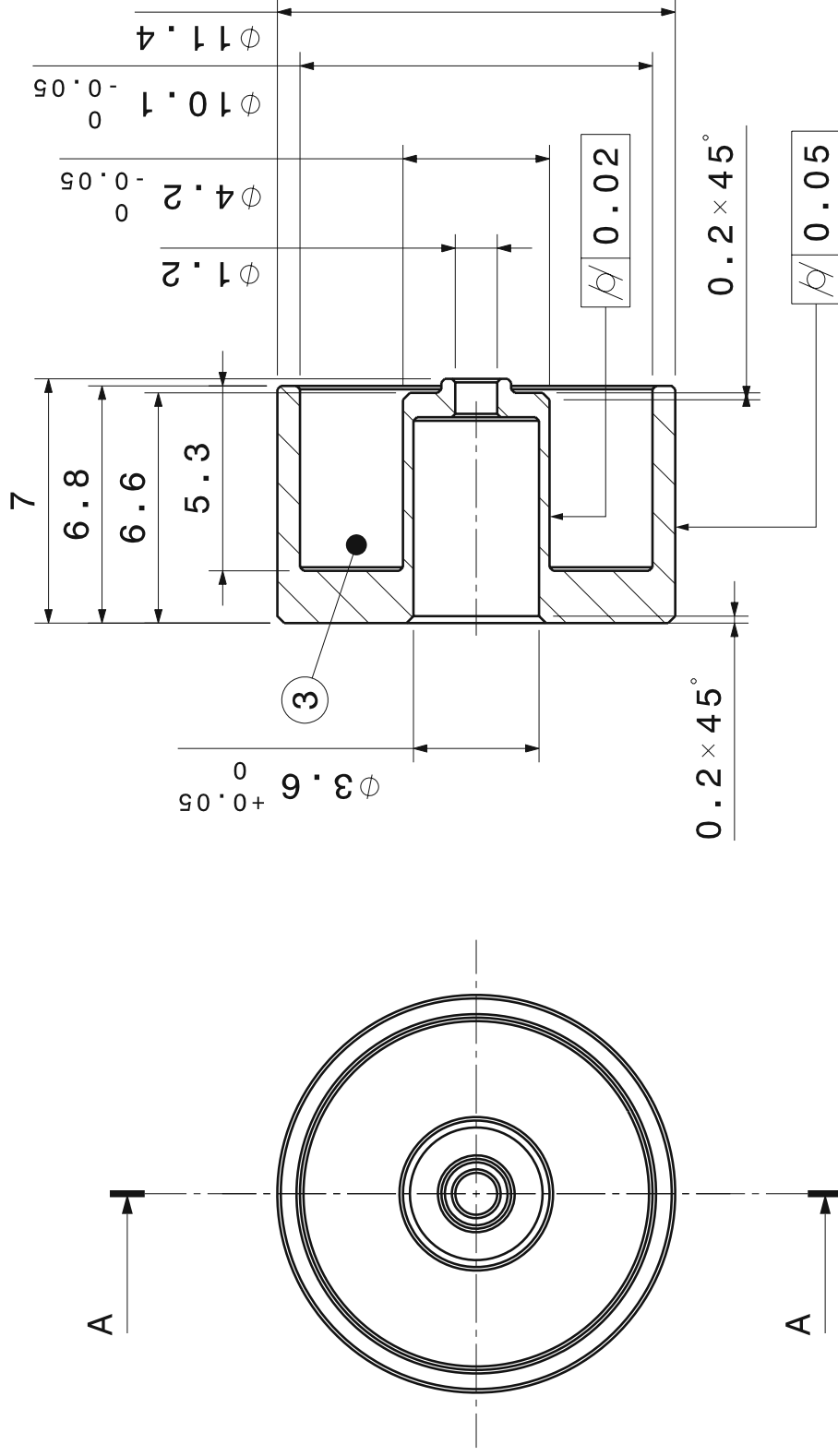


Alle unbemaßten
Fasen mit
0.1 x 45°
ausführen

Allgemeintoleranz ISO 2768 - fein	Oberfläche unbehandelt	Werkstoff CuZn39Pb3, S235JR	Rohmaße 11x6x6	Gewicht 0.002 kg
Verantwortliche Abteilung Inst. f. Konstruktionswissenschaften		Dokumentenart Einzelteil Zeichnung	Dokumentenstatus freigegeben	
		Sachnummer LC-T-2		
Erstellt durch: R. Suszek		Maßstab 5:1		
Genehmigt von: M. Gföhler		Änd. A		
Titel, zusätzlicher Titel H-Topf		Ausgabedatum 2016-10-12		
		Spr. de		
		Blatt 1/1		

Ra 1.6

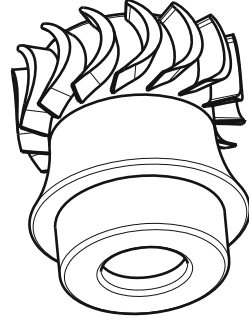
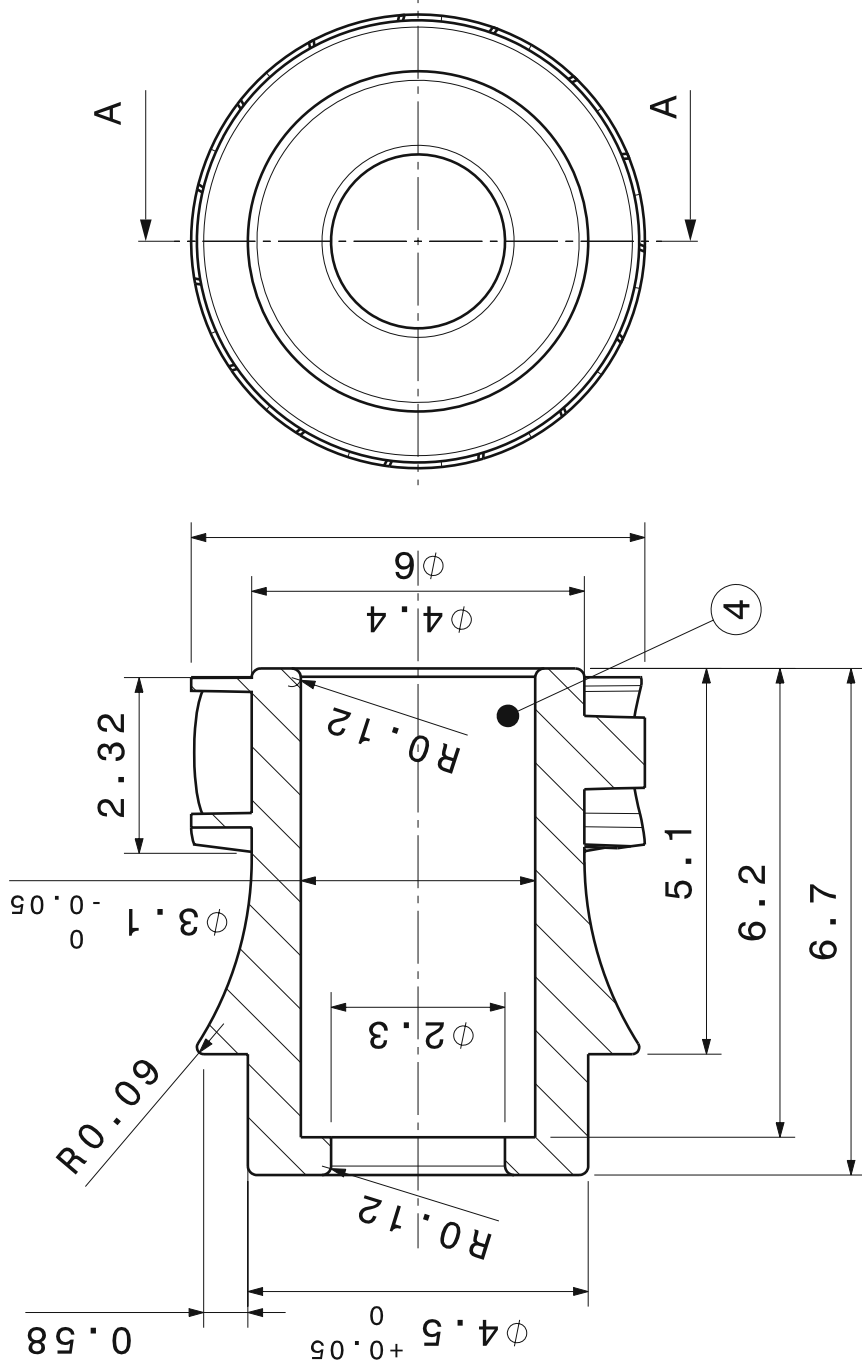
Schnitt A-A



Alle unbemaßten
Fasen mit
0.1 x 45°
ausführen

Allgemeintoleranz ISO 2768 - fein	Oberfläche unbehandelt	Werkstoff CuZn39Pb3	Rohmaße 12x8x8	Gewicht 0.006 kg
Verantwortliche Abteilung Inst. f. Konstruktionswissenschaften		Dokumentenart Einzelteil Zeichnung	Dokumentenstatus freigegeben	
 Erstellt durch: R. Suszek Genehmigt von: M. Gföhler		Sachnummer LC-T-3		
		Titel, Zusätzlicher Titel Hermetische Trennung		
		Maßstab 5:1	Änd. A	Ausgabedatum 2016-10-12
		Spr. de		
		Blatt 1/1		

Schnitt A-A



Hauptparameter für die Schaufelgeometrie

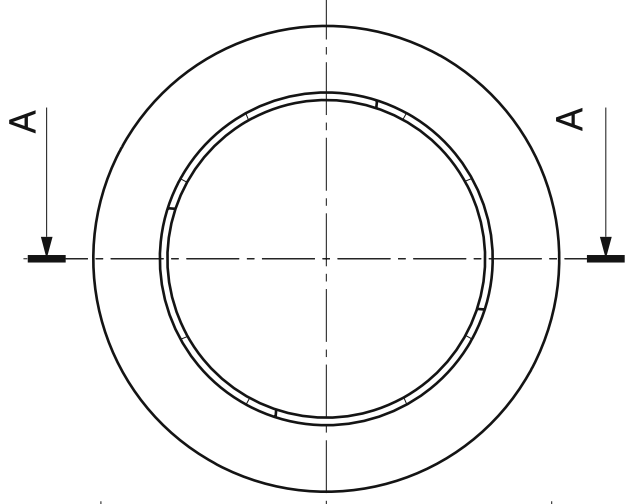
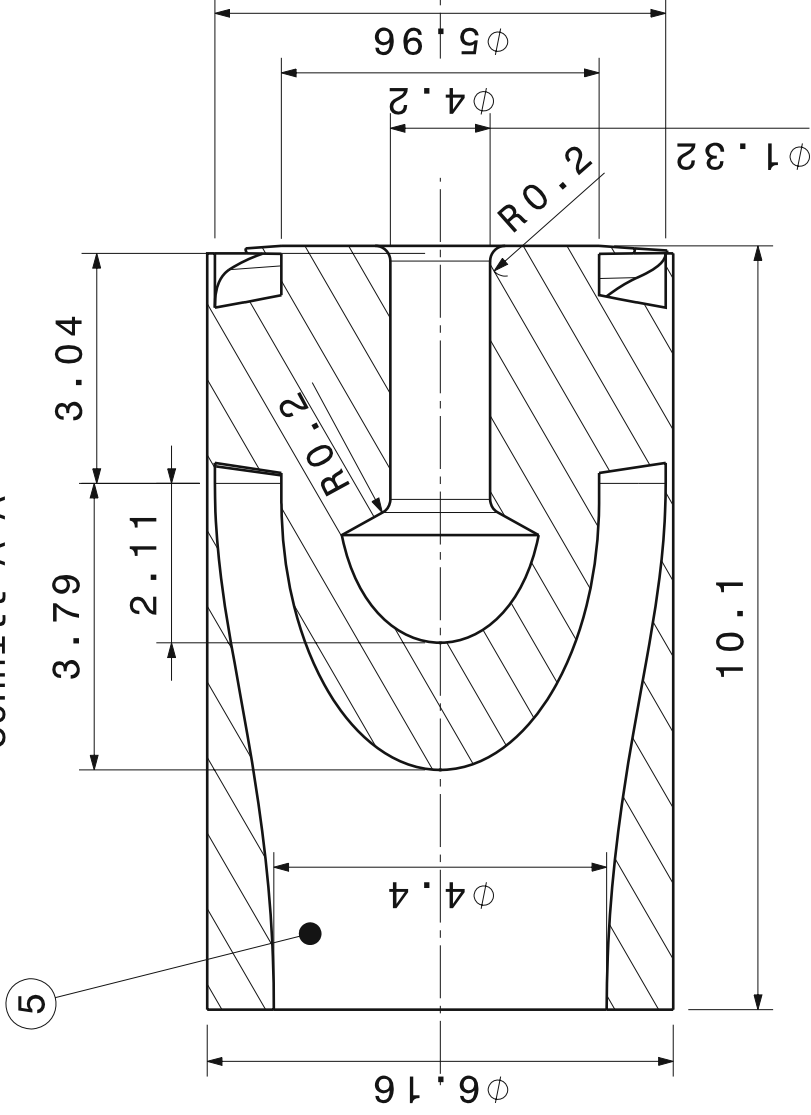
Bezeichnung	Parameter	Maß
Krümmungsradius an der Vorderseite der Laufschaufel	$r_{\text{Vorderseite}}$	1.058
Krümmungsradius der Skelettlinie der Laufschaufel	r_{Skelett}	1.106
mittlere Kanalweite	a_m	0.7
Teilung am Mitteldurchmesser	t_m	1.089
Zahl der Laufschaufeln	Z_{Schaufel}	15

Allgemeintoleranz	Oberfläche unbehandelt	Werkstoff Harz 3DM-HR	Rohmaße	Gewicht 0.0001 kg	
Verantwortliche Abteilung Inst. f. Konstruktionswissenschaften	Dokumentenart Einzelteil Zeichnung	Dokumentenstatus freigegeben			
 Erstellt durch: R. Suszek Genehmigt von: M. Gföhler	Titel, Zusätzlicher Titel Turbinenlaufrad		Sachnummer LC-T-4		
			Maßstab 10:1	Änd. A	Ausgabedatum 2016-10-12
				Spr. de	Blatt 1/1

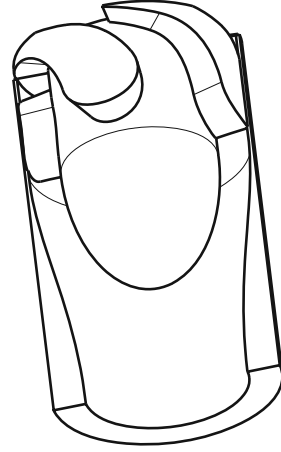
Hauptparameter für die Düsengeometrie


Bezeichnung	Parameter	Maß
mittlere Kanalweite	a_4	0.266
Teilung am Mitteldurchmesser	t_{Le}	4.084
Zahl der Laufschaufeln	z_{Le}	4

Schnitt A-A



Anmerkung: um die Schrumfung der Bauteile durch die additive Fertigung zu kompensieren wurde die Bohrung mit einem Ist-Druchmesser von 1,32 mm konstruiert um den Soll-Durchmesser von 1 mm zu erreichen.



Allgemeintoleranz	-	Oberfläche	unbehandelt	Werkstoff	Harz 3DM-HR	Rohmaße	-	Gewicht	0.0001 kg
Verantwortliche Abteilung	Inst. f. Konstruktionswissenschaften	Dokumentenart	Einzelteil Zeichnung	Dokumentenstatus	freigegeben				
		Erstellt durch:		Sachnummer					
		R. Suszek		LC-T-5					
		Genehmigt von:		Maßstab		Änd.		Ausgabedatum	
		M. Gföhler		10:1		A		2016-10-12	
				Spr.		de		Blatt	
								1/1	