

# MASTERARBEIT



## Auslegung und Konstruktion eines Laborprüfstandes für eine mehrstufige Pumpturbine

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

**Master of Science (MSc)**

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. **Christian Bauer**

Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. **Eduard Doujak**

Projektass. Dipl.-Ing. **Philipp Unterberger**

(E 302 Institut für Energietechnik und Thermodynamik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Volker Rabl**

E 600 445 / 0626846

Langenlebarnerstrasse 39/3

3430 Tulln

## **Danksagung**

Mein Dank gilt Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.Ing. Christian Bauer und Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak des Institus für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien, die mich während meiner gesamten Arbeit unterstützt und mit Rat zur Seite gestanden haben.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Projektass. Dipl.-Ing. Philipp Unterberger, der die Arbeit auch seitens der TU Wien betreut und mich in jeder Phase der Masterarbeit bereitwillig unterstützt hat.

## **Kurzfassung**

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Realisierbarkeit eines Modellversuchsstandes für ein modulares Pumpturbinenkonzept, welches in Zusammenarbeit der beiden Institute Energietechnik und Thermodynamik sowie Energiesysteme und Elektrische Antriebe der Technischen Universität Wien entstand. Im Zuge dieser Arbeit wurde geprüft, ob sich eine wirtschaftliche Umsetzung eines Prüfstandes in ein vorhandenes Laborgebäude einbinden lässt. Nach der Bestimmung und Auslegung der Leistungsdaten wurde näher auf die Konstruktion der Anlage und den dazugehörigen Komponenten eingegangen. Abschließend wurde ein Modell zur besseren Darstellung der Pumpturbine mittels 3D Druckverfahrens angefertigt.

## **Abstract**

In this master thesis the author evaluates the reliability of a down-sized modular pump turbine model, which was constructed at the Vienna University of Technology in cooperation with the Institute for Energy Systems and Thermodynamics and the Institute for Energy Systems and Electrical Drives ('Institut für Energietechnik und Thermodynamik' and 'Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe'). The author assesses the economic feasibility of the implementation of a modular pump turbine in an existing laboratory building. The thesis begins with the collection and analysis of performance data, then moves on to discuss the construction of the machine. Finally, the model using 3D printing technology for a better demonstration of the pump turbine is described.

## Inhalt

1	Einleitung .....	1
2	Entwicklung auf dem Gebiet der Pumpspeichertechnologie .....	4
3	Modulares Pumpturbinenkonzept.....	6
4	Theorie der Pumpturbinen .....	11
4.1	Betriebsarten von Pumpturbinen.....	11
4.2	Regelung einer Pumpturbine.....	13
5	3D Druck Modell .....	14
5.1	Anforderungen an das Modell.....	14
5.2	Druckverfahren .....	15
5.3	Nacharbeiten nach dem Druck.....	20
5.4	Lackieren und Zusammenbau.....	21
6	Prototyp, Modell und Prüfstand .....	23
6.1	Definitionen .....	23
6.2	Prototyp.....	23
6.3	Umrechnung des Prototypen auf das Modell .....	24
6.3.1	Ähnlichkeitsgesetze und dimensionslose Kennzahlen.....	24
6.4	Modell.....	26
6.4.1	Daten des Modells.....	26
6.4.2	Umrechnung vom Pumpbetrieb zum Turbinenbetrieb .....	27
6.4.3	Bestimmen der Kennlinien .....	28
6.5	Versuchsstand.....	31
6.5.1	Turbinenbetrieb .....	32
6.5.2	Pumpbetrieb.....	33
6.5.3	Einfluss der Mehrstufigkeit und Aufbau des Laborversuchsstands.....	34
6.5.4	Lagerauslegung.....	37
6.5.5	Transiente Berechnung .....	42
6.5.6	Abmessungen und Bilder des Versuchstands .....	45
6.5.7	Komponenten des Prüfstandes.....	50

6.5.8	Verluste .....	52
6.5.9	Pumpturbine.....	55
6.5.10	Hochdruckpumpe .....	58
6.5.11	Niederdruckpumpe .....	60
6.5.12	Elektrische Antriebe .....	61
6.5.13	Drehmomentmessung und Wellenkupplung.....	62
6.5.14	Absperrorgane.....	63
6.5.15	Durchflussmessung .....	65
6.5.16	Unterwassertank .....	66
7	Kostenabschätzung .....	69
8	IEC Normen .....	70
9	Zusammenfassung .....	72

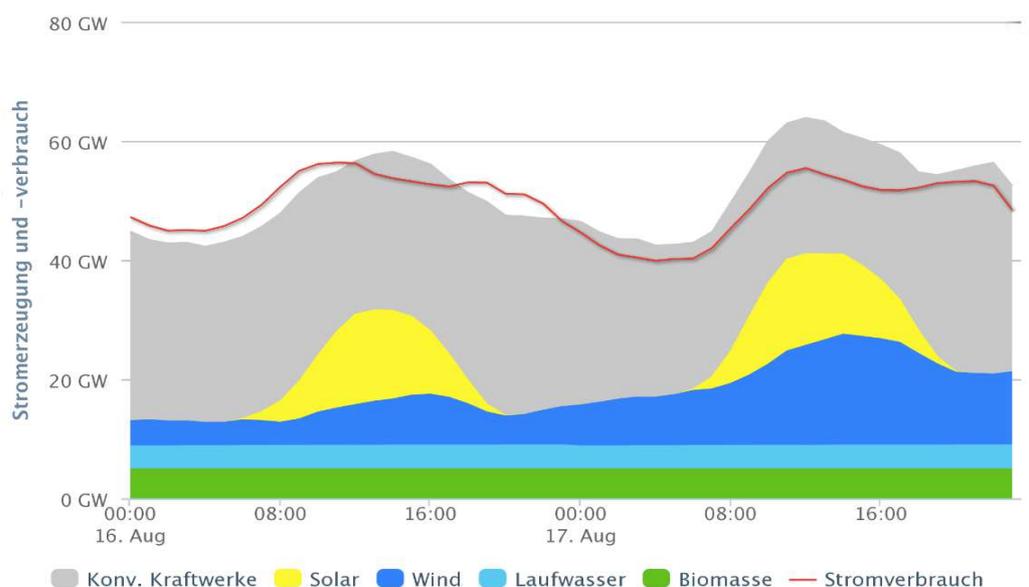
## Nomenklatur

$b_0$	Schaufelhöhe am Laufradeintritt (Turbinenbetrieb)	$mm$
$b_2$	$b_0$ + Wandstärke von Laufradboden und -Kranz	$mm$
$D$	Durchmesser Laufrad	$mm$
$D_{a,M}$	Durchmesser Laufrad der Anlage / Modell	$mm$
$d_2, d_a$	Äußerer Durchmesser am Laufrad	$mm$
$d_{sp}$	Durchmesser am Spalt	$mm$
$d_w$	Wellendurchmesser	$mm$
$E$	Spezifische Hydraulische Energie	$\frac{J}{kg}$
$F_{a,M}$	Kraft Anlage / Modell	$N$
$F_{ax}$	Gesamte Axialkraft	$N$
$F_{Ds}$	Kraft auf Deckscheibe	$N$
$F_{Hy}$	Hydraulische Kraft auf das Laufrad	$N$
$F_I$	Impulskraft	$N$
$F_{Ts}$	Kraft auf Tragscheibe	$N$
$F_W$	Unausgeglichene Wellenkräfte	$N$
$H$	Fallhöhe / Förderhöhe	$m$
$H_{a,M}$	Fallhöhe / Förderhöhe der Anlage / Modell	$m$
$k$	Rotation des Fluids	–
$K_A$	Antriebsfaktor	–
$k_v$	Radialkraftbeiwert	–
$n$	Drehzahl	$\frac{1}{min}$
$n_{a,M}$	Drehzahl Anlage / Modell	$\frac{1}{min}$
$NPSH_{a,M}$	Net Positive Suction Head Anlage / Modell	$m$
$n_{11}$	Einheitsdrehzahl	$\frac{1}{min}$
$\eta$	Gesamtwirkungsgrad	–
$\eta_{a,M}$	Wirkungsgrad Anlage / Modell	–
$\eta_h$	Hydraulischer Wirkungsgrad	–
$n_q$	Spezifische Drehzahl	$min^{-1}$
$n_q$	Spezifische Drehzahl pro Stufe	$min^{-1}$
$n_{q;T,P}$	Spezifische Drehzahl Turbinen- / Pumpbetrieb	$min^{-1}$
$P$	Leistung	$W$

$P_{a,M}$	Leistung Anlage / Modell	$W$
$P_{max}$	Maximale Leistung	$W$
$p_{amb}$	Umgebungsdruck	$Pa$
$p_1$	Druck am äußeren Durchmesser vom Laufrad	$Pa$
$\Delta p$	Druckverlust	$Pa$
$\Delta p_{LA}$	Druckerhöhung im Laufrad im Pump- bzw. Turbinenbetrieb	$Pa$
$\rho$	Dichte des Mediums	$\frac{kg}{m^3}$
$Q$	Durchfluss	$\frac{m^3}{s}$
$Q_{a,M}$	Durchfluss Anlage / Modell	$\frac{m^3}{s}$
$Q_{La}$	Durchfluss am Leitapparat	$\frac{m^3}{s}$
$Q_{opt;T,P}$	Durchfluss im Optimum im Turbinen- / Pumpbetrieb	$\frac{m^3}{s}$
$Q_{Sp}$	Durchfluss im Spalt	$\frac{m^3}{s}$
$Q_{11}$	Einheitsdurchfluss	$\frac{m^3}{s}$
$R_e$	Elastizitätsgrenze	$\frac{N}{mm^2}$
$Re$	Reynoldszahl	–
$R_m$	Streckgrenze	$\frac{N}{mm^2}$
$T$	Drehmoment	$Nm$
$\tau$	Zulässige Schubspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$u_2$	Umfangsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
$v$	Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
$\gamma$	Abströmbeiwert vom Förderstrom	–
$\gamma_{opt}$	Optimaler Abströmbeiwert vom Förderstrom	–
$Z_{St;a,M}$	Anzahl der Stufen Anlage / Modell	$A$
$\tau_{zul}$	Zulässige Spannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_b$	Zulässige Biegespannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\xi$	Druckverlustbeiwert	–

# 1 Einleitung

Die Stromerzeugung unterliegt heutzutage einer immer größer werdenden Fluktuation, weshalb die Methoden zur Energiespeicherung immer mehr an Bedeutung gewinnen. Durch das starke Vorantreiben erneuerbarer Energien im letzten Jahrzehnt braucht es zusehends Möglichkeiten, die Überproduktion an Strom durch starke Sonneneinstrahlung oder günstige Windphasen zu nutzen. Sehr gute Einspeisetarife, die wie indirekte Förderungen wirken, ließen in kurzer Zeit gigantische Windparks aus dem Boden oder der Meeresoberfläche schießen und versorgen die Netze mit umweltfreundlichem Strom. Die Politik treibt den Ausbau regenerativer Energieerzeugungen voller Elan voran, wobei die Speicherung und Verteilung nicht Schritt halten kann. Gerade die beiden am wenigsten beeinflussbaren Energiequellen, Sonne und Wind, tragen den größten Anteil an der regenerativen Energieherstellung. In Abbildung 1.1 ist die Stromproduktion Deutschlands an zwei Sommertagen zu sehen. Die rote Linie markiert den jeweils aktuellen Strombedarf. Der graue Bereich dahinter stellt die Stromproduktion konventioneller Kraftwerke dar. Es fällt sofort auf, dass die Peaks der Solarstromproduktion über das Ziel hinaus schießen und so für eine Überproduktion an Strom sorgen. Dieser unvorhersehbare Zustand ermöglicht eine immer wichtiger werdende Stromspeicherung. Eine der technisch ausgereiftesten und wirtschaftlichsten Methoden ist die der Pumpspeicherkraftwerke. Dabei wird in Zeiten des Stromüberschuss der überschüssige Strom dazu genutzt, Wasser von einem Unterwasserbecken in ein Oberwasserbecken, das auf einer größeren geodätischen Höhe liegt, zu pumpen. Diese potentielle Energie, in Form von gespeichertem Wasser, kann in Zeiten des höheren Strombedarfs durch eine im Tal gelegene Turbine strömen, die so wiederum Strom erzeugen kann.



Stand: 18.08.2014, 05:45

Abbildung 1.1 Energieerzeugung in Deutschland an zwei Sommertagen [1]

Pumpspeicherkraftwerke sind in der Errichtung sehr teuer, was viele Energieversorger abschreckt. Ein weiteres Problem sind die nur schwer zu erhaltenden Bewilligungen, die für einen Neubau notwendig sind. Gerade in Österreich kommt eine weitere Erschwernis hinzu. Das Stromnetz ist ungenügend ausgebaut, um große Strommengen wirtschaftlich zu transportieren. Es ist bis heute nicht gelungen, ein geschlossenes 380 kV Netz in Österreich zu installieren, geschweige denn noch leistungsfähigere Leitungen zu den bevorzugten Pumpspeichergegenden zu legen. Dadurch kann ein großer Teil des zu viel prädestinierten Solar- bzw. Windstroms nicht zur Speicherung genutzt werden und verpufft teilweise.

Aufgrund der genannten Problematiken lohnt sich ein Blick auf die Kleinwasserkraft. Dafür ist es erheblich einfacher, Bewilligungen zu erhalten. Es ist nicht notwendig, riesige Strommengen über das Netz zu der Anlage zu transportieren, bzw. in das Netz einzuspeisen.

Abbildung 1.2 zeigt aber, dass es gerade im Übergang vom Small- zum Largehydro Bereich sehr wenig installierte Leistung gibt. Im Bereich von 6 - 15 MW gibt es nur eine geringe Anzahl von Anlagen. Der Grund dafür sind wohl die hohen spezifischen Investitionskosten, die technische Gründe haben. Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien wurde untersucht, welche Anforderungen an Maschinen in diesem Leistungsbereich gestellt werden müssen.

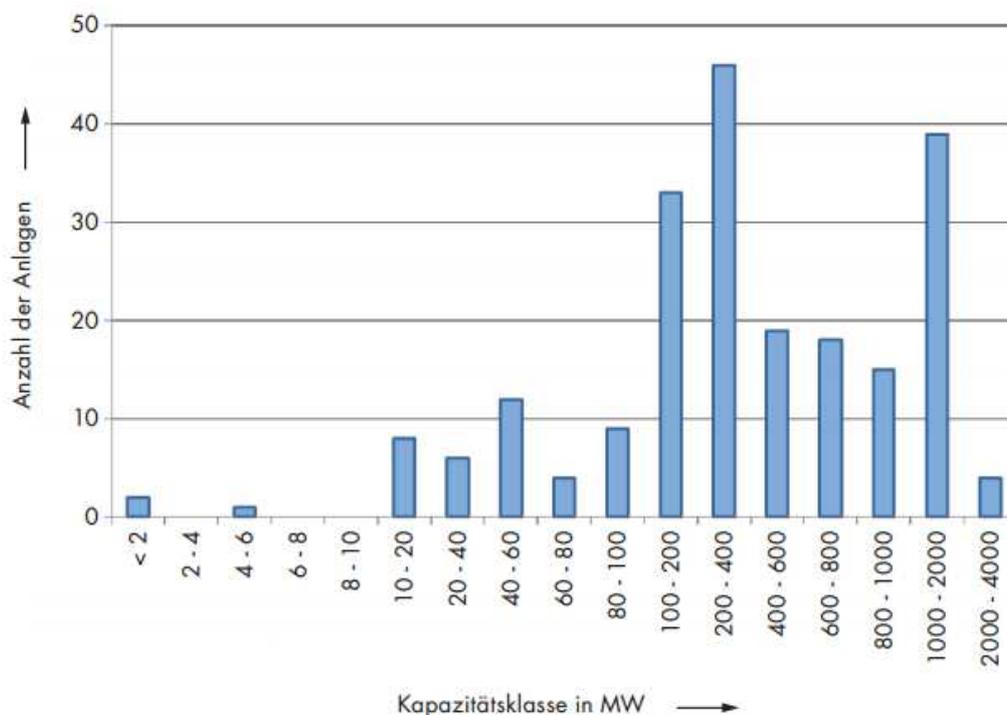


Abbildung 1.2 Anzahl installierter Anlagen der jeweiligen Leistungsklassen [2]

Es wurde ein modulares Pumpturbinenkonzept ausgearbeitet, welches diese Lücke bestmöglich schließen soll. Es ist überall dort optimal, wo hohe Fallhöhen herrschen und nur ein geringer Durchfluss möglich ist. Eine Studie der Universität für Bodenkultur Wien hat aufgezeigt, dass ein großes energetisches Potential durch die Sekundärnutzung von Speicherseen möglich ist [4], worauf im Auftrag des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik der Technischen Universität Wien das Potential von Österreichs Oberwasserbecken für Beschneiungsanlagen geprüft wurde [12]. Der Vorteil dieser Anwendungsgebiete liegt unter anderem darin, dass keine zusätzlichen Kosten für die Errichtung eines Oberwasserbeckens entstehen.

Alleine im österreichischen Bundesland Salzburg wurde befunden [4], dass 47 von 102 künstlichen Wasserbecken für die Verwendung von Pumpturbinen kleiner als 16 MW geeignet sind. Die Summe der installierten Kleinkraftwerke beläuft sich auf zirka 1000 MW [3]. Es kann auch damit gerechnet werden, dass die Akzeptanz der Bevölkerung für solche Anlagen größer wäre, weil damit kein großer Eingriff in den Naturraum nötig wäre.

## 2 Entwicklung auf dem Gebiet der Pumpspeichertechnologie

Da bei Pumpturbinen, wie der Name schon sagt, gepumpt und tubiniert wird, gilt es spezielle Herausforderungen zu bewältigen. Beide Nutzungsarten sollen den höchst möglichen Wirkungsgrad erreichen. Zwei unterschiedliche Konzepte werden heute verwendet, um dies zu realisieren: Der Zwei- und der Dreimaschinensatz.

Eine Maschine stellt immer die elektrische Seite dar, wobei auf der hydraulischen Seite unterschieden wird, ob eine Maschine als Pumpe und Turbine fungiert, oder dafür zwei getrennte Maschinen verwendet werden (Abbildung 2.1).

Der Zweimaschinensatz besteht aus einer reversiblen Pumpturbine und dem Motor-Generator. Diese Pumpturbine kann in eine Drehrichtung pumpen und in die entgegengesetzte Richtung als Turbine arbeiten. Für diese Maschinenanordnung spricht der geringere Platzbedarf, der gerade zum Beispiel in Kavernen von Vorteil ist. Auch der geringere Investitionsbedarf ist für Energiebetreiber interessant. Dagegen spricht die längere Umschaltzeit, weil das Laufrad angehalten, das Gehäuse wasserfrei gemacht werden muss und erst dann wieder angefahren werden kann sowie die Tatsache, dass der Auslegung einer Betriebsart der Vorzug gelassen werden muss.

Beim Dreimaschinensatz gibt es neben dem Motor-Generator eine meist mehrstufige Speicherpumpe, einen hydraulischen Wandler und eine Turbine, die meist eine Francis- oder Peltonturbine ist. Für diese Anordnung sprechen eine schnelle Umschaltzeit zwischen Turbinen- und Pumpbetrieb und ein hoher Wirkungsgrad der einzelnen Maschinen. Auch aus technischer Sicht ist diese Anordnung nicht immer optimal. Gerade mehrstufige Pumpen benötigen eine relativ große Einbauhöhe, um sie kavitationssicher betreiben zu können. Um die darüber liegende Peltonturbine betreiben zu können, muss diese auf Unterwasserbecken Niveau liegen. Dieser Umstand führt zu einer langen Verbindungswelle, die technisch ungünstig ist und zu hohen Krafthauskosten führt. In dem von der TU Wien forciertem Einsatzbereich würde sich unter anderem deswegen ein Dreimaschinensatz als unwirtschaftlich herausstellen.

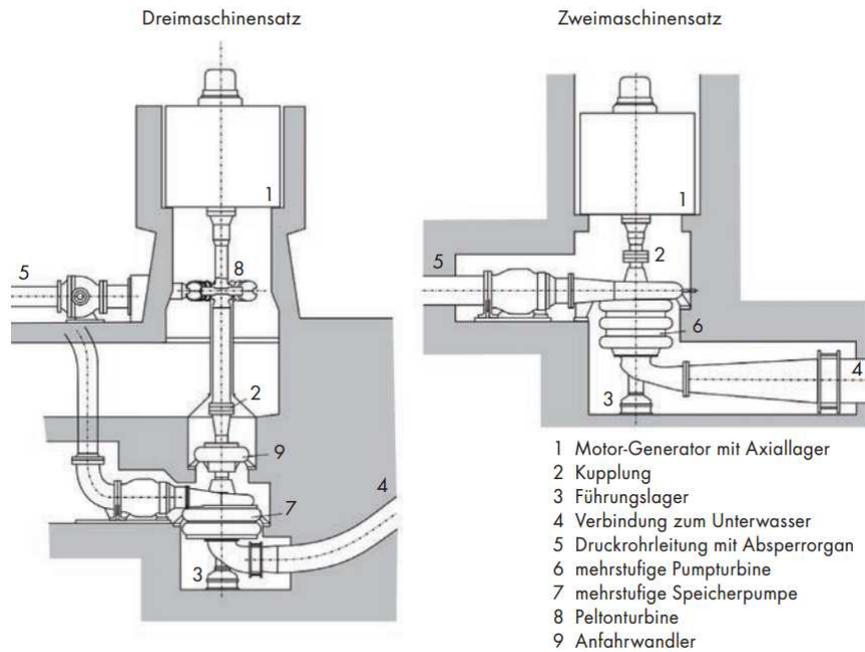


Abbildung 2.1 Vergleich Drei- und Zweimaschinensatz [3]

Abbildung 2.2 zeigt eine Übersicht über den Stand der Technik bei Pumpspeicheranlagen und den möglichen Einsatzbereich der modularen Pumpspeichertechnik. Aufgrund der kleinen Leistung und der kurzen Einsatzdauer von einigen Stunden ist auch die benötigte Speicherkapazität gering. Dieser Umstand lässt sich gut mit kleinen Speicherseen in Einklang bringen.

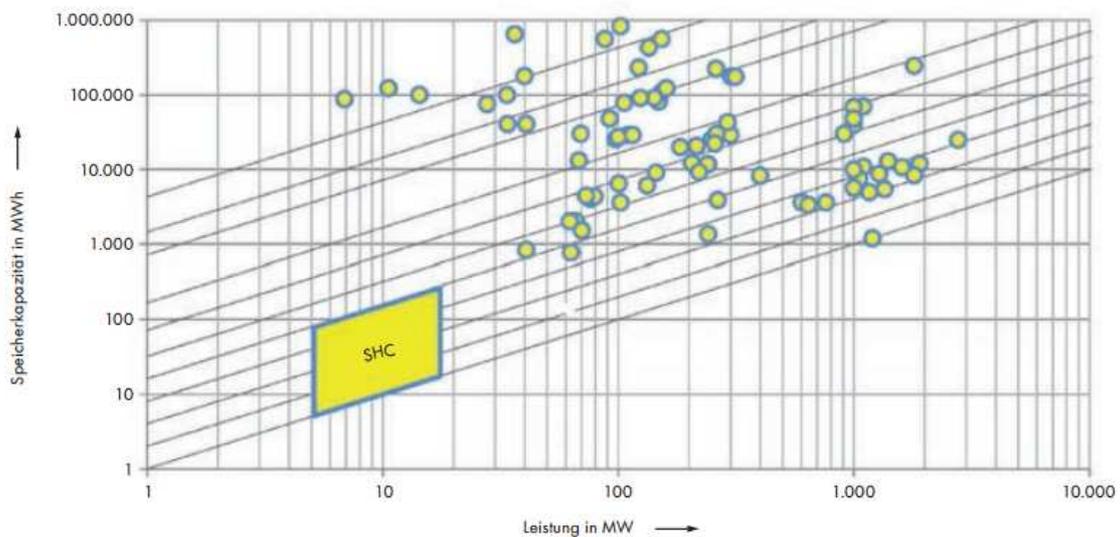


Abbildung 2.2 Stand der Technik für PSKW hinsichtlich Leistung und Speicherkapazität und der Einsatzbereich für das modulare Konzept [5, 6, 7]

### 3 Modulares Pumpturbinenkonzept

Wie Abbildung 1.2 zeigt, ist der Ausbau von Anlagen im Leistungsbereich von 5 - 15 MW sehr gering. Zuvor erwähnte Speicherseen sind somit optimal für die Nutzung modularer Pumpturbinen in diesem Leistungsbereich. Für solche Anwendungsfälle würde bei konventioneller Betrachtung wohl ein Dreimaschinensatz in Frage kommen, der allerdings lange Verbindungswellen benötigen würde, die aber gerade bei kleinen Maschinen sehr dünn werden. Die Verbindung von dünnen Wellen mit großen rotierenden Massen an den Enden führt wie zuvor erwähnt zu technischen Problemen, die nicht in den Griff zu bekommen sind. Durch diese Ausführung baut die Anlage sehr hoch, was zu hohen Baukosten führt und gerade im Small-Hydrobereich Investoren abschreckt.

Die Probleme können aber auch nicht mit einem Zweimaschinensatz beseitigt werden. Eine einstufige reversible Pumpe benötigt eine große Zulaufhöhe um Kavitation vorzubeugen. Gerade die stellt im gebirgigen Gelände aber oft massive Mehrkosten beim Bau dar, weil jeder Meter nach unten mühsam und kostenintensiv in den Fels getrieben werden muss.

Ein Lösungsansatz ist ein modulares mehrstufiges Pumpturbinenkonzept. Dabei wird die Idee verfolgt, eine standardisierte Technik anzubieten, die sich je nach Einsatzbedingungen zusammenstellen lässt. Eine mehrstufige reversible Pumpturbine in Verbindung mit einem drehzahlvariablen Generator könnte das Potential haben, den Leistungsbereich von 5 - 15 MW im Bereich der Pumpspeichieranlagen optimal auszufüllen.

Das modulare Konzept besteht aus drei wesentlichen Teilen (Abbildung 3.1)

- PT Module *hydraulische Stufe, die sich aus Fallhöhe und Durchfluss ergibt.*
- MG Module *elektrische Maschine, die je nach Leistung angepasst werden kann.*
- FC Module *elektrische Versorgungseinheit, wird an MG Module angepasst (Frequenzumrichter). [3]*

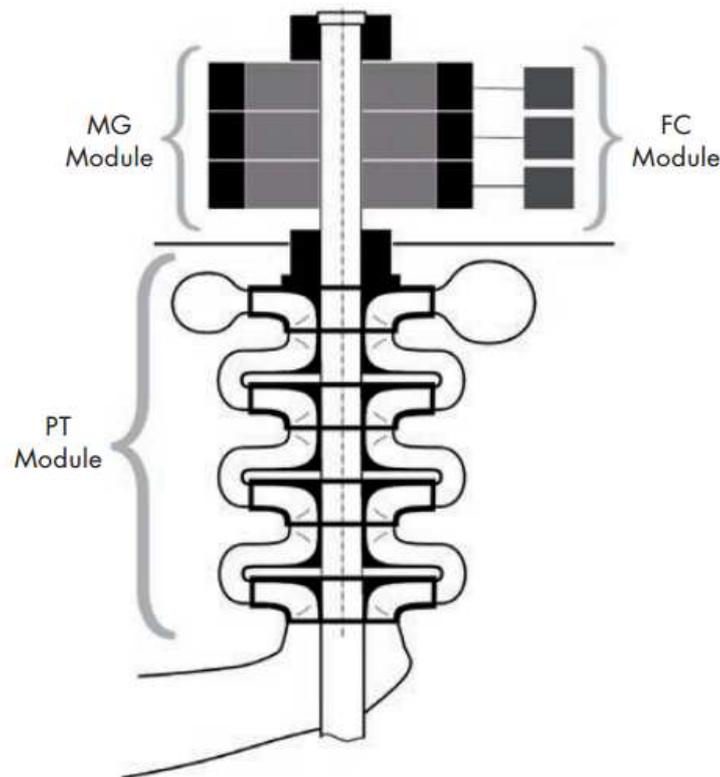


Abbildung 3.1 Module der Pumpturbine [3]

Beim modularen Pumpturbinenkonzept wird versucht, so viel wie möglich auf standardisierte Komponenten zurückgreifen zu können. Diese Standardisierung bezieht sich sowohl auf elektrische als auch auf hydraulische Komponenten der Pumpturbine. Gerade in diesem Leistungsbereich wurden, wie in Abbildung 1.2 ersichtlich, bisher wenige Anlagen verkauft [2]. Das bedeutet auch, dass es dafür wenige Versuchsmodelle gibt und keine standardisierte Hydraulik für die Konstruktion hergenommen werden kann. Dieser Umstand führt für einen Kunden zu hohen Investitionskosten, sofern sich ein Turbinenhersteller findet, der sich daran versucht. Beim modularen Konzept werden die forschungsintensiven Teile wie Laufrad, Umlenker, Spirale und Saugrohr einmal ausgelegt und berechnet und können dann für mehrere Leistungsbereiche eingesetzt werden. Auf der hydraulischen Seite bedeutet dies, dass je nach Fallhöhe die Stufenanzahl der Pumpturbine variiert, jedoch die Laufräder und anderen hydraulischen Komponenten immer gleich bleiben. Dies kann zu einem enormen Einsparungspotential führen, da nicht immer wieder bei Null begonnen werden muss, sondern auf ausgereifte Konstruktionen zurückgegriffen werden kann. Dadurch lassen sich im Laufe des Projekts enorm viele Stunden einsparen, was die Kosten deutlich senken wird.

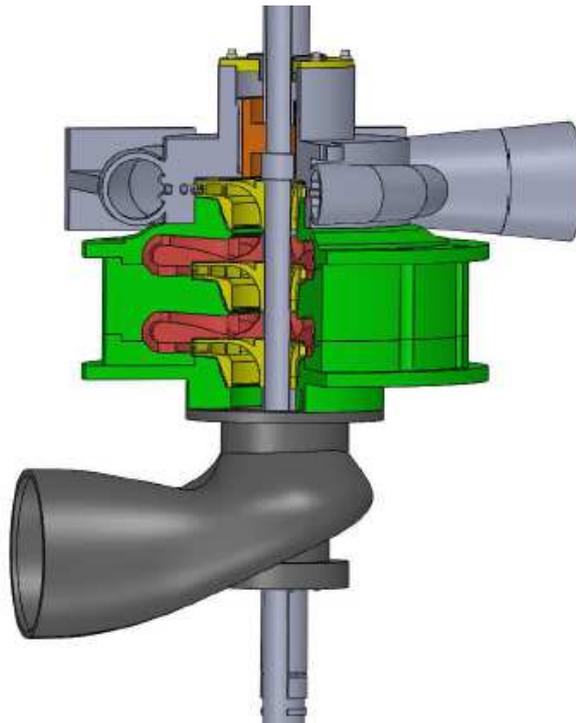


Abbildung 3.2 Modulare Pumpturbine in dreistufiger Ausführung

Beim Laufraddesign muss einer Betriebsart (Pumpe oder Turbine) der Vorzug gegeben werden[8]. Im Turbinenbetrieb wird bei der Umwandlung von potentieller in kinetische Energie die Strömung beschleunigt, was geringe Umlenkradien erlaubt, da beschleunigte Strömung weniger zum Ablösen neigt. So lassen sich kurze und stark gekrümmte Schaufelkanäle realisieren, wodurch die Reibungsverluste minimiert und maximale Wirkungsgrade erreicht werden können [3].

Im Pumpbetrieb sieht dies jedoch etwas anders aus. Hier sind glatte und lange Schaufelkanäle wie auch eine kontinuierliche Querschnittserweiterung gefordert.

Die Verwendung eines für den Turbinenbetrieb optimierten Laufrades im Pumpbetrieb würde zu einigen negativen Einflüssen führen. Es ist dann mit einem geringeren Wirkungsgrad, einer instabilen Kennlinie und einer höheren Lärmentwicklung [9] zu rechnen.

Hydraulische Maschinen werden mehrstufig eingesetzt, wenn die spezifische Drehzahl  $n_q$  unter einen bestimmten Wert sinkt. Dies ist dann der Fall, wenn eine Kombination von großer Fallhöhe und geringem Durchfluss vorliegt. Bei einem geringen  $n_q$  steigen die Verluste im Radseitenraum durch erhöhte Reibung sowie die größeren Spaltverluste stark an [10]. Um  $n_q$  bei gleichbleibender Drehzahl erhöhen zu können, greift man auf die mehrstufige Ausführung von Pumpen zurück. Die spezifische Drehzahl  $n_q$  erhöht sich dann mit jeder Stufe:

$$n_{q,Stufe} = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad <1>$$

In Abbildung 3.3 ist eine Übersicht der verwendeten Stufen im Pumpbetrieb zu sehen, die auch zur Auslegung der Versuchsanlage in dient.

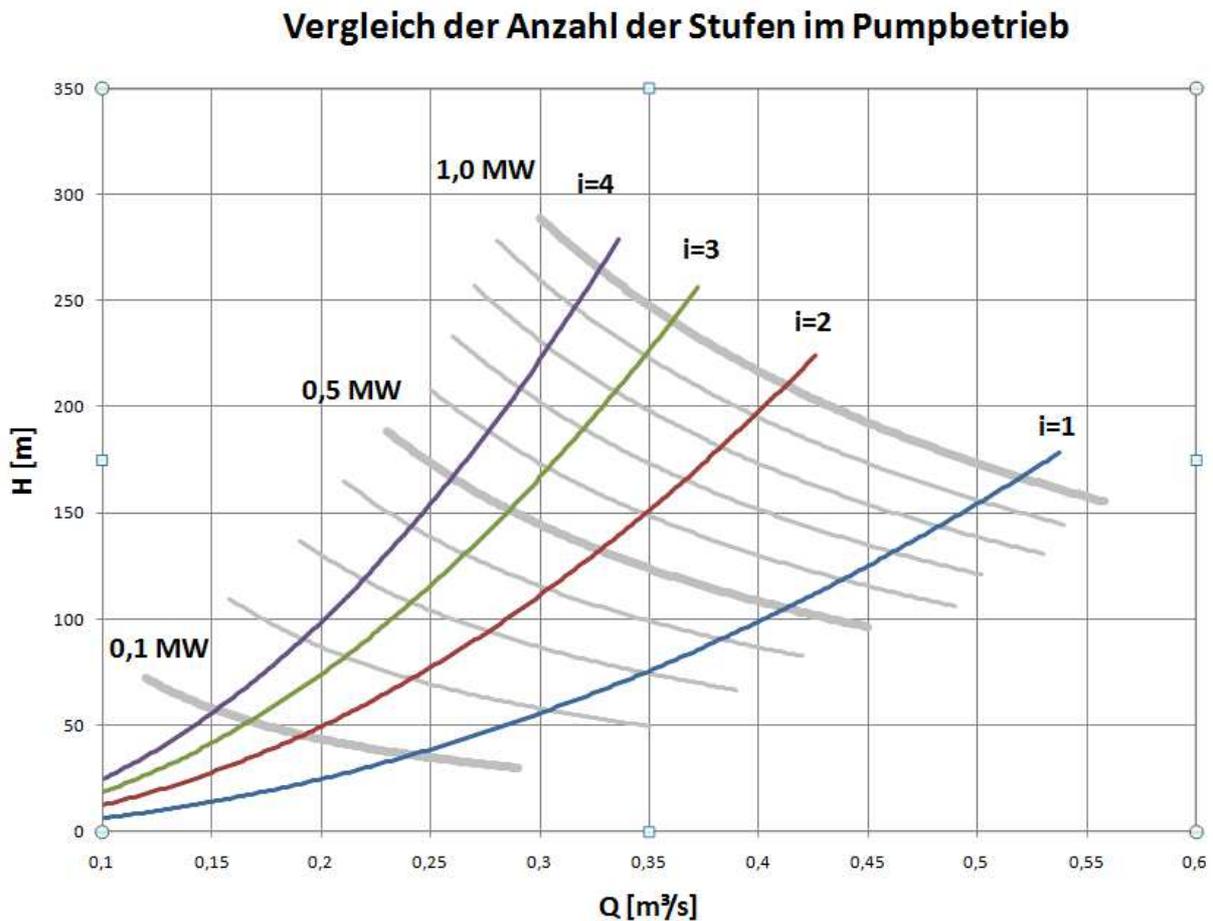


Abbildung 3.3 Pumpbetrieb -- Vergleich Stufenanzahl, i...Stufenanzahl [Quelle: Autor]

In Abbildung 3.3 ist die "Optimumslinie" der jeweiligen Stufenanzahl als Fallhöhe über dem Durchfluss aufgetragen. Über den gesamten Bereich sind die jeweils theoretisch zu erreichenden Leistungen aufgetragen.

Erst durch die richtige Auswahl der Elektrotechnik kann das modulare Pumpturbinenkonzept seine volle Einsatzvariabilität erhalten. Diese erhält das System durch seinen modularen Aufbau des elektro-maschinellen Teils und durch seine Drehzahlvariabilität. Für einen üblicherweise verwendeten Synchrongenerator mit Trommelläufer wäre das nicht möglich. Erst durch ein spezielles Axialflusskonzept wird die Modulbauweise möglich. Wie in Abbildung 3.4 zu sehen, lässt sich die Anzahl der standardisierten Stator- und Rotorscheiben je nach Leistungsbereich verändern.

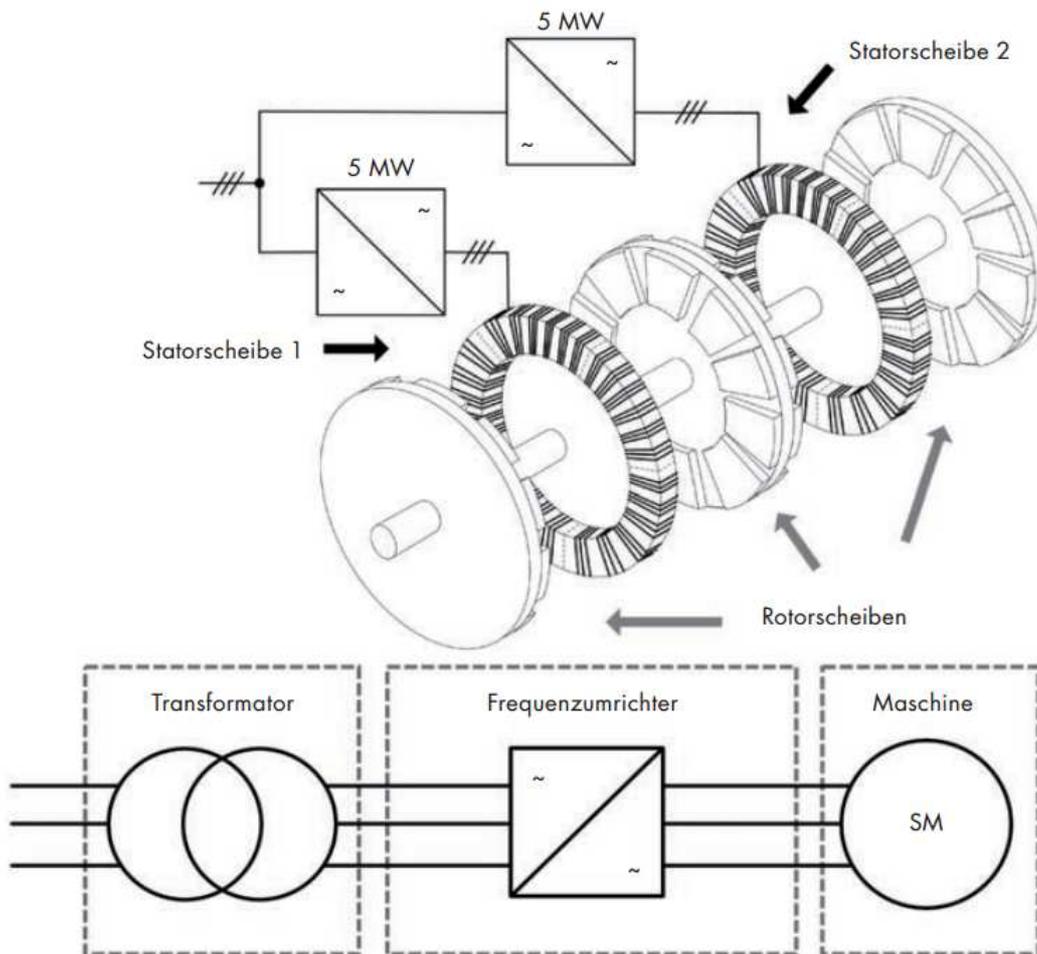


Abbildung 3.4 Aufbau des variablen elektro-maschinellen Teils [11]

Durch die Verwendung des Axialflussscheibensystems [11] kann pro Stator-Rotorscheibenpaar ein Frequenzumrichter verwendet werden, was die Kosten senken kann. Denn gerade Frequenzumrichter mit einer hohen Leistung sind verhältnismäßig teuer.

## 4 Theorie der Pumpturbinen

### 4.1 Betriebsarten von Pumpturbinen

Wahrscheinlich hat sich jeder, der schon mit Pumpen zu tun hatte, darüber Gedanken gemacht, ob das Wasser beim zurückfließen Strom erzeugen könnte. Bei den meisten Anwendungen von Pumpen macht diese Überlegung freilich keinen Sinn, jedoch lässt sich sofort erkennen, dass der Unterschied zwischen einer Pumpe und einer Turbine in manchen Fällen nicht allzu groß ist.

Wie schon zuvor geschildert, gibt es bei der Pumpturbine zwei Betriebsarten: Pumpe und Turbine. In beiden Betriebsarten ist der Druck am Druckstutzen höher als am Saugstutzen. Dabei spricht man von positiver Förder- bzw. Fallhöhe. Bei genauerer Betrachtung ergeben sich jedoch mehrere Kombinationen, bei denen die Vorzeichen von  $Q$ ,  $H$ ,  $M$  und  $n$  wechseln können. Diese Betriebszustände werden in einem 4-Quadranten aufgeteilt, welche in Abbildung 4.1 zu sehen sind.

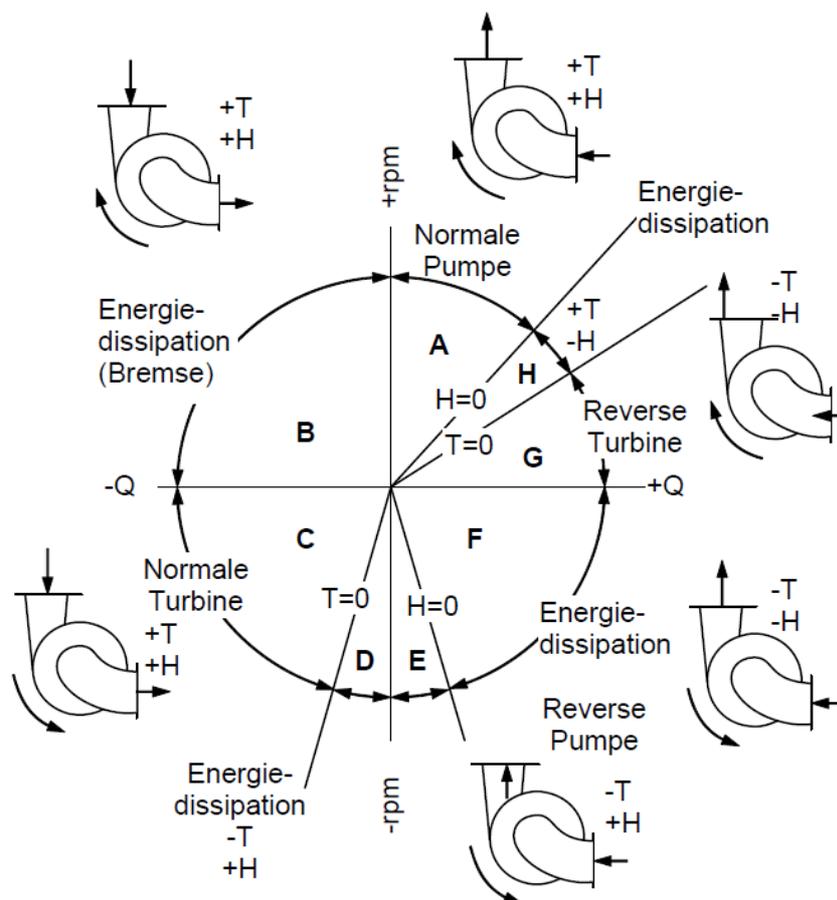


Abbildung 4.1 Betriebszustände; T=Moment [13]

**A:** Normaler Pumpbetrieb zwischen dem maximalen Förderstrom  $Q_{\max}$  bei  $H=0$  und dem Betrieb gegen geschlossenen Schieber.

**B:** Energiedissipation. Der Gegendruck wird so groß, also  $H$  so hoch, dass das Medium vom Druckstutzen zum Saugstutzen strömt. Das Pumpenrad dreht sich jedoch noch in die Antriebsrichtung. Es wird also das Pumpenrad gebremst. Dies ist beim Ausfall des Pumpenantriebs kurzzeitig der Fall.

**C:** Normaler Turbinenbetrieb.

**D:** Ist der Durchsatz  $Q$  zu gering, um das Leerlaufdrehmoment der Maschine zu überwinden, muss das Laufrad angetrieben werden. Die Turbine dissipiert Energie.

**E:** Fällt der Druck am Saugstutzen weiter ab, läuft der Förderstrom weiter vom Saug- zum Druckstutzen, aber in die umgekehrte Drehrichtung des Laufrades. Hohe Verluste sind die Folge.

**F:** Sinkt der Druck im Druckstutzen unter den Druck im Saugstutzen, arbeitet die Pumpe im Saugstutzen mit anormaler Drehrichtung.

**G:** Ist der Druck im Saugstutzen höher als im Druckstutzen, arbeitet die Maschine bei positiver Drehrichtung als Turbine. Das kann der Fall sein, wenn bei linear hintereinander geschalteten Pumpen ein Antrieb ausfällt und die andere Pumpe das Medium durch die dahinter kommende drückt.

**H:** Die Energiedifferenz und die Antriebsleistung des Laufrades werden dissipiert. Im Bereich zwischen  $H=0$  und jenem, in dem der Rotor beginnt, Leistung abzugeben.

Ein typisches 4-Quadrantenkennfeld einer doppelströmigen Pumpe ist in Abbildung 4.2 zu sehen.

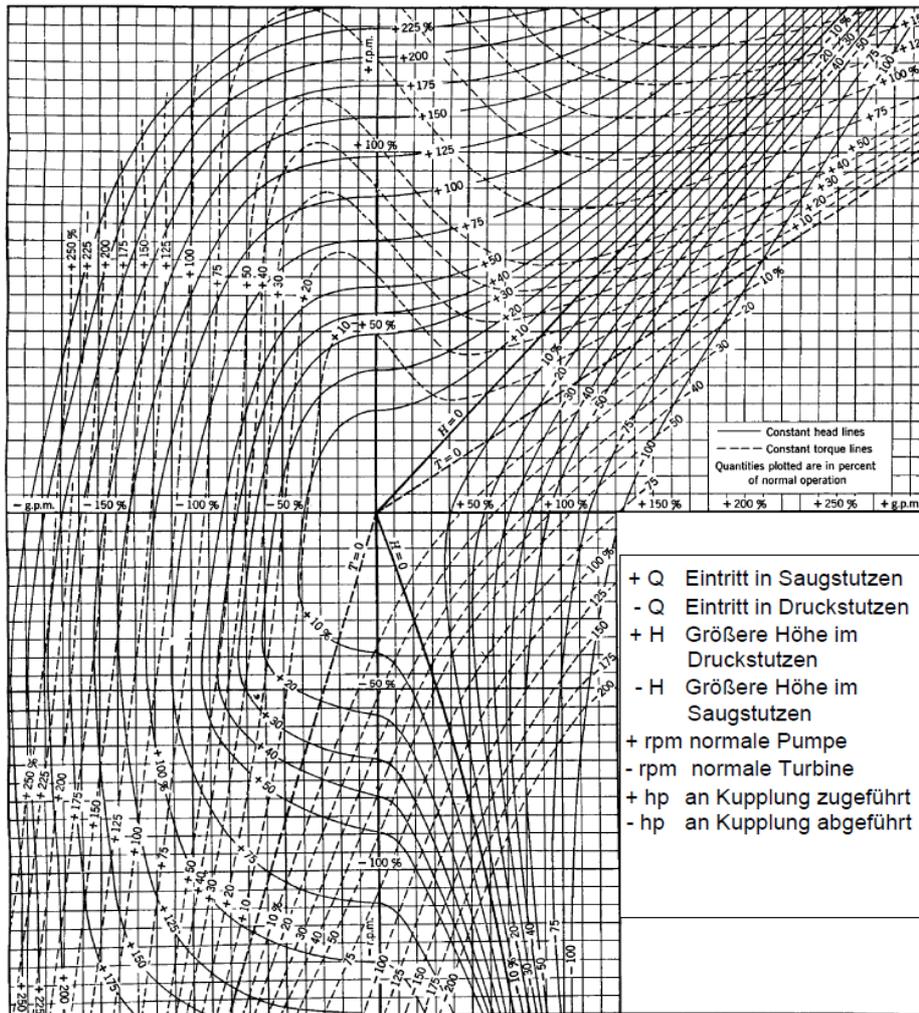


Abbildung 4.2 Allgemeines Kennfeld einer doppelflutigen Pumpe  $n_q=36$  [13]

## 4.2 Regelung einer Pumperturbine

Die Regelung der Leistung der Turbine folgt mittels Änderung des Durchflusses  $Q$  mit der Leitschaufelverstellung. Eine verbesserte Art der Regelung ist zusätzlich die der Drehzahl. Damit lässt sich die Umfangsgeschwindigkeit variieren, wodurch die Anströmwinkel der Eintrittskante verändert werden können.

Da die Wirkungsgradoptima bei Pump- und Turbinenbetrieb nicht immer bei derselben Drehzahl liegen, lässt sich mit der Drehzahlregelung leichter der bestmögliche Wirkungsgrad einstellen. Speziell im Teillast- und Überlastbereich ist dies von Vorteil. Pumpen haben im Gegensatz zu Turbinen keinen Leitapparat und können am besten über die Drehzahl geregelt werden. Wie in Abbildung 6.4 zu sehen ist, wird im Pumpbetrieb ein geringerer Durchfluss benötigt, um dieselbe Leistung zu erreichen wie im Turbinenbetrieb.

## 5 3D Druck Modell

### 5.1 Anforderungen an das Modell

Im Zuge dieser Arbeit sollte ein repräsentatives Modell des modularen Pumpturbinenkonzepts entstehen, anhand dessen die einzelnen Komponenten und die gesamte Funktion der Maschine gezeigt werden kann. Beim Vergleich der Möglichkeiten, ein solches Modell zu fertigen, führt heutzutage kein Weg am 3D Druck vorbei. Gerade bei komplexen Geometrien, wie den Laufrädern oder den Umlenkern, stoßen die meisten Fertigungen an ihre Grenzen oder werden unerschwinglich teuer.

Mittlerweile haben sich einige 3D Drucktechniken am Markt etabliert, wobei es relativ schwierig ist einen Überblick zu bekommen, da jeder Hersteller seine eigenen Patente und Materialien hat.

Bevor mit dem 3D Druck begonnen werden konnte, musste die komplette Pumpturbine in einem Computer-Aided Design (CAD) Programm modelliert werden. Für die hydraulischen Komponenten waren schon Computational Fluid Dynamics (CFD) Berechnungen vorangegangen, wodurch das Wasservolumen bekannt war, mit dem das 3D modellieren gestartet werden konnte. Mit Zuhilfenahme der Splines konnte z.B. auch die komplexe Geometrie des Saugrohres designt werden.

Damit die Funktion der Pumpturbine und dessen Betriebsarten gezeigt werden konnten, mussten die Turbinenwelle und damit auch die Laufräder drehbar sein. Die Welle musste entsprechend drehbar gelagert und konstruktive Maßnahmen getroffen werden, die den Maschinenbau-Standards entsprechen.

Das Modell besteht aus einem Standfuß aus Holz, in das das Lagergehäuse eingefräßt ist. Die Lagerung besteht aus zwei einreihigen Rillenkugellagern, wobei das Festlager mit dem unteren Deckel fixiert ist. Der Aufbau der hydraulischen Komponenten wird am Lagergehäuse verschraubt und darauf aufgebaut. Die Laufräder werden mittels Distanzscheiben im richtigen Abstand gehalten und mit einer Passfedernverbindung drehmomentsteif an der Welle fixiert. Am Ende der Welle werden die axial angeordneten Komponenten der Strömungsmaschine vorgespannt, damit die Einhaltung der Spaltmaße und Radseitenräume gewährleistet ist.

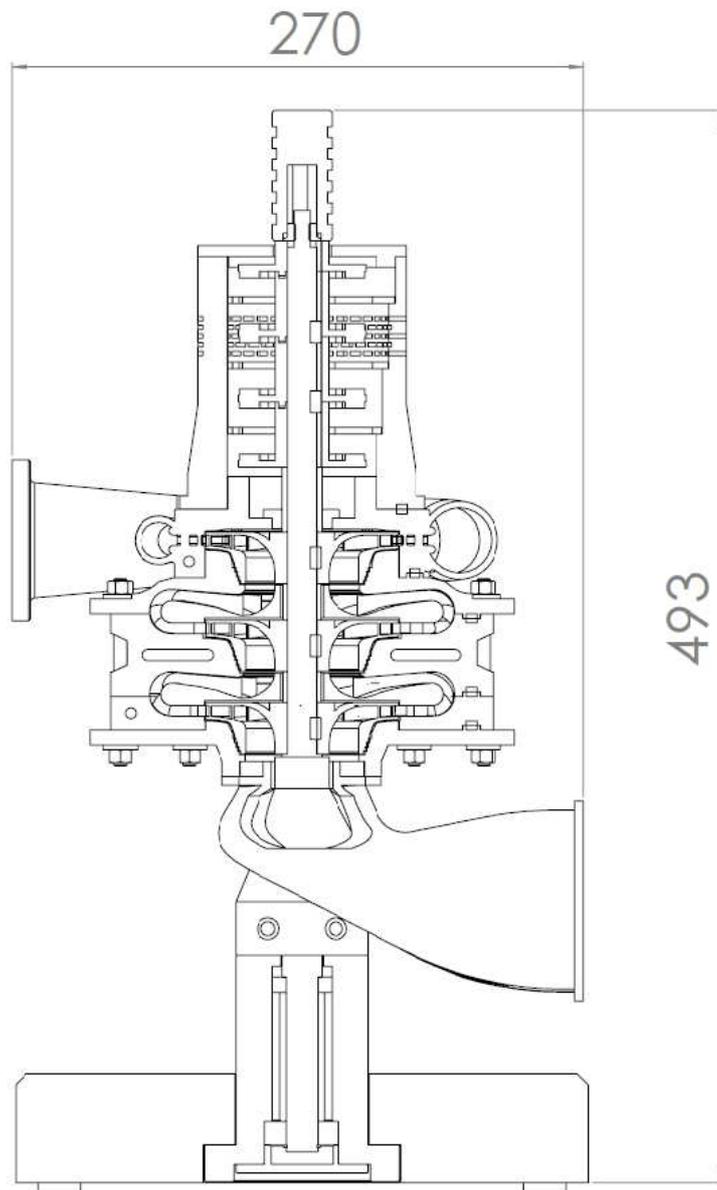


Abbildung 5.1 Tischmodell der modularen Pumpturbine [Quelle: Autor]

## 5.2 Druckverfahren

Es haben sich, wie gerade erwähnt, eine Menge an Druckverfahren am Markt etabliert, wobei es aufgrund der vielen markenspezifischen Benennungen schwierig ist, sich einen Überblick zu verschaffen. In diesem Fall war klar, dass es ein Kunststoffmodell werden wird, da gesinterte Metalldrucker für solche Baugrößen sehr rar sind und die Kosten dafür sehr viel höher gewesen wären. Die Wahl fiel auf das "PolyJet"-Verfahren der Firma Stratasys [14], auf welches innerhalb der Universität zurückgegriffen werden konnte.

Bei der PolyJet-Technologie wird, ähnlich wie bei einem Tintendrucker, Schicht für Schicht vom Druckmaterial aufgetragen. Es steht eine Vielzahl von Materialien zur Verfügung, die sich in Farbe und mechanischen Eigenschaften unterscheiden. Beim Druck wird zu Beginn eine dünne Schicht des Stützmaterials auf die Arbeitsfläche aufgetragen, um das Modell nach dem Druck zerstörungsfrei von der Arbeitsfläche entfernen zu können. Darauf wird das eigentliche Werkstoffmaterial in hauchdünnen Schichten hinzugefügt. Das Grundmaterial befindet sich als Granulat in Kartuschen, das durch Erhitzen verflüssigte Photopolymer wird durch den Druckkopf in Schichten aufgesprüht. Mit starken UV-Lampen wird jede Schicht sofort ausgehärtet. Für Überhänge oder Hohlräume wird ein Stützmaterial verwendet, das sich nach dem Druck abwaschen lässt.

Das PolyJet-Verfahren wird gerade im Prototypbau sehr häufig eingesetzt, weil keine aufwendigen Formen gebaut werden müssen, sondern einfach das Modell - so wie am PC abgebildet - gedruckt werden kann.

Beim Drucker handelt es sich um einen Objet Eden 350. Siehe Abbildung 5.2. Dieser druckt nach dem PolyJet-Verfahren und verarbeitet die unten angeführten Materialien. Mit einer Genauigkeit von bis zu 0,1 mm und einer Schichtstärke von 16 µm lassen sich sehr detailgenaue Prototypen mit feinen Oberflächen fertigen. Die Größe des Modells kann bis zu 340 x 340 x 200 mm sein. Der Drucker kann bis zu 72 Stunden unbeaufsichtigt drucken, wobei sich gezeigt hat, dass diese lange Dauer nicht ratsam ist [14]. Beim Druck des Modells ist es vorgekommen, dass einmal nach 8 Stunden und einmal nach 18 Stunden das Druckmaterial am Düsenkopf verklumpte und dadurch das Werkstück beim hin- und herfahren der Düsen zerstört wurde.



Abbildung 5.2 Drucker Objet Eden 350 [14]

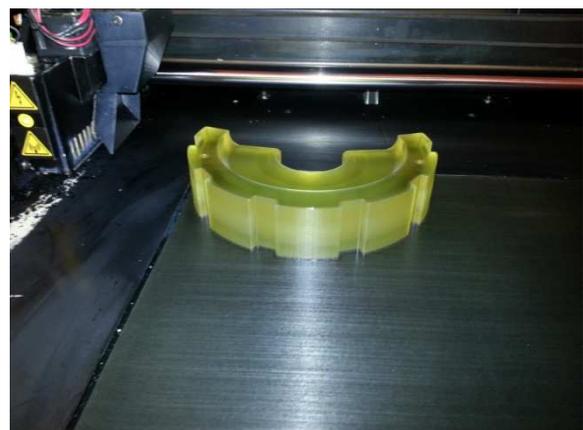


Abbildung 5.3 Druck eines Teils [Quelle: Autor]

Es gibt besonders zu diesem Verfahren eine große Auswahl an verschiedenen Materialien. Je nach mechanischen und optischen Eigenschaften und dem Einsatzbereich kann aus folgenden gewählt werden [14]:

- Zahnmedizinische und biokompatible Materialien
- Transparente Materialien
- Gummiartige Materialien
- Hörgerätematerialien
- Feste, blickdichte Materialien
- Digital ABS-Materialien (Acrylnitril-Butadien-Styrol)
- Hitzebeständige Materialien
- Polypropylen-ähnliche Materialien
- Stützmaterialien

Für das Modell der Pumpturbine wurden die festen und blickdichten, sowie die transparenten Materialien gewählt. Hinsichtlich der mechanischen Eigenschaften wären die digital ABS-Materialien eine interessante Alternative gewesen, diese waren mit dem vorhandenen Drucker jedoch nicht verwendbar.

### Verwendete Materialien [16]:

#### *Grundmaterial*

- FullCure 720
- VeroWhite - FullCure830
- VeroBlue - FullCure 840

#### *Stützmaterial*

- FullCure 705

### Mechanische Eigenschaften

#### *FullCure 720*

Tabelle 5.1 Mechanische Eigenschaften FullCure 720 [14]

Eigenschaft	Ergebnisse	
<b>Zugfestigkeit</b>	MPa	60
<b>Elastizitätsmodul</b>	MPa	2870
<b>Bruchdehnung</b>	%	20
<b>Biegefestigkeit</b>	MPa	76

<b>Biegemodul</b>	MPa	1718
<b>Kerbschlagzähigkeit</b>	J/m	24
<b>Shore-Härte</b>	Skala D	83
<b>Rockwell-Härte</b>	Skala M	81
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 0,45 Mpa</b>	°C	48
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 1,82 MPa</b>	°C	44
<b>Glasübergangstemperatur</b>	°C	49
<b>Restasche</b>	%	<0,03
<b>Feuchtigkeitsabsorption</b>	%	1,53

*Verowhite - FullCure 830*

**Tabelle 5.2 Mechanische Eigenschaften FullCure 830 [14]**

<b>Eigenschaft</b>	<b>Ergebnisse</b>	
<b>Zugfestigkeit</b>	MPa	20
<b>Elastizitätsmodul</b>	MPa	2495
<b>Bruchdehnung</b>	%	20
<b>Biegefestigkeit</b>	MPa	75
<b>Biegemodul</b>	MPa	2137
<b>Kerbschlagzähigkeit</b>	J/m	24
<b>Shore-Härte</b>	Skala D	83
<b>Rockwell-Härte</b>	Skala M	81
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 0,45 Mpa</b>	°C	43
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 1,82 MPa</b>	°C	40
<b>Glasübergangstemperatur</b>	°C	58
<b>Restasche</b>	%	<0,3
<b>Feuchtigkeitsabsorption</b>	%	1,15

Tabelle 5.3 Mechanische Eigenschaften FullCure 840 [14]

Eigenschaft	Ergebnisse	
<b>Zugfestigkeit</b>	MPa	55
<b>Elastizitätsmodul</b>	MPa	2740
<b>Bruchdehnung</b>	%	20
<b>Biegefestigkeit</b>	MPa	84
<b>Biegemodul</b>	MPa	1983
<b>Kerbschlagzähigkeit</b>	J/m	24
<b>Shore-Härte</b>	Skala D	83
<b>Rockwell-Härte</b>	Skala M	81
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 0,45 Mpa</b>	°C	49
<b>Wärmeformbeständigkeit bei 1,82 MPa</b>	°C	45
<b>Glasübergangstemperatur</b>	°C	49
<b>Restasche</b>	%	<0,3
<b>Feuchtigkeitsabsorption</b>	%	1,5

Vor dem Druck mussten die 3D Modelle am PC auf die "Wasserdichtheit" geprüft werden. Die Software des 3D Druckers benötigt geschlossene Geometrien, die keine Lücken aufweisen. Hier wurde eine kostenlose Version des Programms *Netfabb* verwendet, mit der sich die Modelle prüfen lassen. Danach muss die Datei im Dateiformat .STL oder .SLC exportiert werden, die mit der Software des Druckers kompatibel sind. Pro Druckvorgang wird ein Tray (dieser steht für eine bestückte Arbeitsplatte) bestückt. Mit der Software können die Stücke auf der 340 x 340 mm großen Arbeitsplatte platziert werden, wobei durch die optimale Platzierung und Ausrichtung viel Material, Zeit und damit Geld gespart werden kann. Bei schlecht ausgerichteten Teilen kann es vorkommen, dass ein Überhang komplett mit Supportmaterial gestützt werden muss, obwohl bei einem 180° gedrehten Teil kaum etwas dafür notwendig wäre.

Beim Druck wurde 6475 g Baumaterial und 6442 g Supportmaterial benötigt. Davon gingen zirka 1800 g Baumaterial und zirka 2000 g Supportmaterial durch Fehldrucke aufgrund eines verklebten Druckkopfes verloren, die nach weniger als den möglichen 72 Stunden Alleinedruck passiert sind. Beim 3D Druck muss darüber hinaus beachtet werden, dass bei jedem Kartuschenwechsel durch die anschließende Leitungsreinigung zirka 200 g Material verloren geht, sowie auch durch Zwischenreinigungen nach stundenlangem Drucken.

Aufgeteilt auf 8 Trays, benötigte der gesamte Druckprozess 93,5 Stunden, wovon 26 Stunden Fehldrucke waren.

### 5.3 Nacharbeiten nach dem Druck

Das gesamte Werkstück wurde beim Druck in Supportmaterial gehüllt, das danach entfernt werden musste. Am besten lässt es sich mit einem Waterjet entfernen. Der Waterjet besteht aus einer Box, ähnlich einer Sandstrahlbox, in die von außen mit fixierten Arbeitshandschuhen das Werkstück im Inneren gehalten und bestrahlt werden kann. Dabei wird Wasser mit Hochdruck durch eine Handlanze gedrückt, die per Hand in der Box geführt werden muss. So lässt sich das Supportmaterial entfernen. Das Stützmaterial kann einfach über den Abfluss entsorgt werden, weil es keine toxischen Stoffe beinhaltet und sich auflöst. Nach der Vorreinigung sollte das Werkstück noch für zirka eine halbe Stunde in eine 2 prozentige Natronlauge eingelegt werden, weil sich für eine Weiterverarbeitung noch zu viel Stützmaterial auf den Oberflächen befindet.

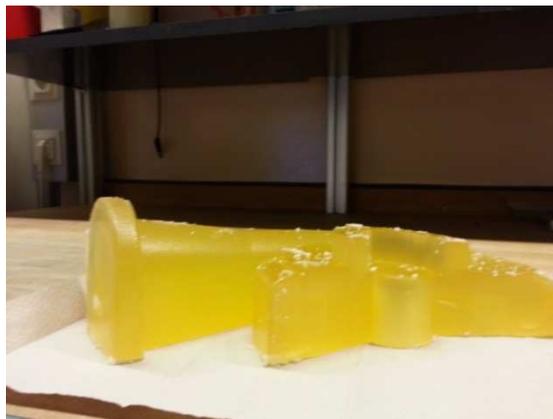


Abbildung 5.4 Spirale nach dem Druck. Umhüllt mit Support Material [Quelle: Autor]

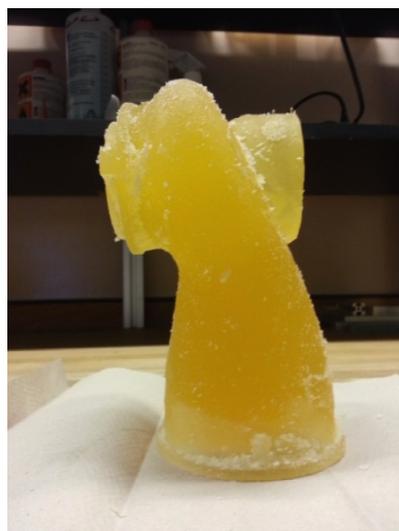


Abbildung 5.5 Saugrohr nach dem Druck. Umhüllt mit Support Material [Quelle: Autor]

## 5.4 Lackieren und Zusammenbau

Vor dem Lackieren wurde das Modell zusammengesetzt und einige Teile durch Schleifen angepasst. Nach dem Laugenbad konnten die Teile lackiert werden. Der Acryllack wurde nach dem Grundieren mit einem Kunststoff-Primer in mehreren Schichten aufgetragen (

Abbildung 5.6 Fertig lackierte Teile des Modells)



Abbildung 5.6 Fertig lackierte Teile des Modells [Quelle: Autor]

Um einen Einblick in die Stützschaufeln der Spirale zu bekommen, wurde die Oberfläche darüber poliert, damit sie transparent wird.

Es wurde bei der Konstruktion darauf geachtet, dass sich das Modell in alle Einzelteile auseinandernehmen lässt, wodurch die einzelnen Komponenten betrachtet werden können. Einige Komponenten werden mit Hilfe von Magneten an ihrer Position gehalten. Das gesamte Modell ist in Abbildung 5.7 zu sehen.

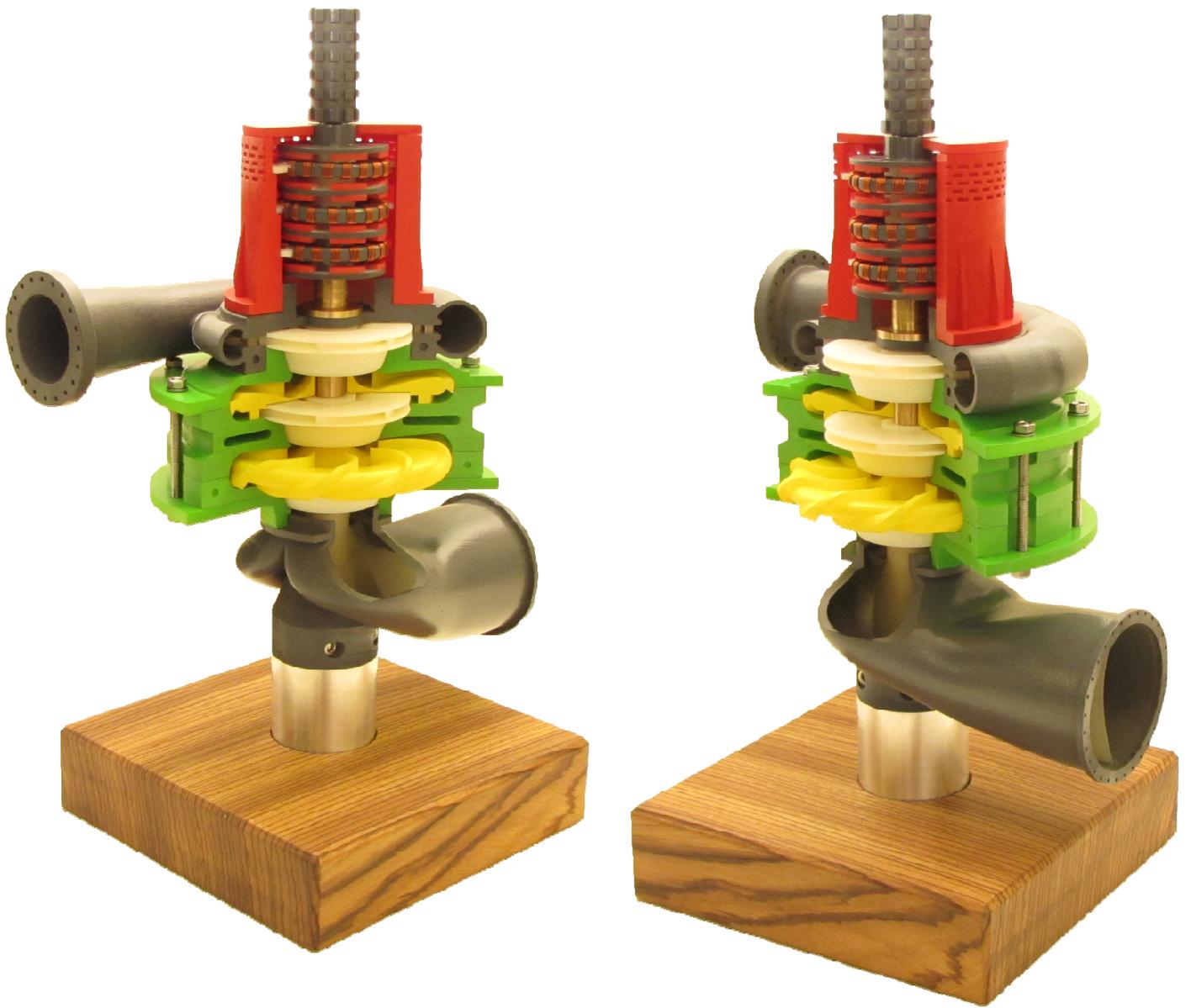


Abbildung 5.7 Fertiges Modell der modularen Pumpturbine [Quelle: Autor]

## 6 Prototyp, Modell und Prüfstand

### 6.1 Definitionen

Im Kapitel *Prototyp, Modell und Prüfstand* wird der Weg von den Auslegungsdaten des Prototypen über die Umrechnung zum Modell bis hin zum Auslegen des Prüfstandes beschrieben.

Der **Prototyp** wurde für den Einsatz als Pumpturbine im Leistungsbereich von 5 - 15 MW geplant. Wie zuvor beschrieben, gibt es in diesem Leistungsbereich eine Lücke bei den weltweit ausgeführten Anlagen, die mit der modularen Pumpturbine geschlossen werden soll.

Das **Modell** ist eine Versuchsmaschine, mit der die Praxistauglichkeit des Prototypen in einem Laborprüfstand getestet werden soll. Es soll zeigen, ob das zuvor am Computer berechnete Verhalten der Realität entspricht.

Der **Prüfstand** ist der gesamte Aufbau, den die Modellmaschine benötigt. Er besteht aus der Pumpturbine selbst und all den zugehörigen Komponenten wie Elektroantriebe, Unterwassertank, Rohrleitungen,...

### 6.2 Prototyp

Der Prototyp ist eine Pumpturbine, mit der ein Leistungsbereich abgedeckt werden soll, der bis dato aus den zuvor genannten Gründen wenig ausgebaut wurde. Folgende Leistungsdaten im Pumpbetrieb wurden bestimmt:

Tabelle 6.1 Daten einer Stufe des Prototypen

Daten	[pro Stufe]
H [m]	205
Q [m <sup>3</sup> /s]	1.6
n [1/min]	1000
D [m]	0.72
Maßstab	1:1
P [kW]	3781

Tabelle 6.2 Vergleich zwei- und dreistufig

Prototyp	2-stufige Pumpturbine			
H [m]	Q [m <sup>3</sup> /s]	D [m]	n [1/min]	P [kW]
<b>410</b>	1.6	1.24	1000	7.562
Prototyp	3-stufige Pumpturbine			
<b>615</b>	1.6	1.24	1000	11.343

Wie in Tabelle 6.2 zu sehen, werden mit zunehmender Stufenzahl die Leistung und die Förderhöhe größer, wogegen der Durchfluss der Maschine gleich bleibt.

## 6.3 Umrechnung des Prototypen auf das Modell

Ausgehend von den Daten des Prototypen wurden die zugehörigen Kennzahlen berechnet und unter Zuhilfenahme der Ähnlichkeitsgesetze das Modell definiert.

### 6.3.1 Ähnlichkeitsgesetze und dimensionslose Kennzahlen

Da sich turbulente Strömungen in komplexen Geometrien analytisch nur schwer beschreiben lassen, ist es im Bereich der Strömungsmaschinen üblich, anhand von Daten ähnlicher Maschinen auf Maschinen mit anderen Abmessungen, Drehzahlen oder anderen Arbeitsmedien umzurechnen. Für diese Umrechnungen werden meist dimensionslose Kennzahlen oder ähnlichkeitsbedingte Modellgesetze herangezogen.

So lassen sich, wie hier notwendig, Maschinen verschiedener Größen vergleichen. Diese Methoden sind aber nur unter bestimmten Bedingungen möglich.

Voraussetzung für diese Umrechnungen sind die dynamische und geometrische Ähnlichkeit der zu vergleichenden Maschinen.

- Geometrische Ähnlichkeit**  
 Alle Abmessungen und Formen der durchströmten Teile zweier Maschinen müssen geometrisch ähnlich sein. Die Teile beider Maschinen müssen im gleichen Maßstabsverhältnis stehen.  
 Grenze: Wandrauigkeit und deren Einflüsse [29]
- Kinematische Ähnlichkeit**  
 Geschwindigkeiten des Modells und des Originals stehen in einem festen Verhältnis.  
 Grenze: Turbulenzgrad, Umschlag laminar - turbulent [29]
- Dynamische Ähnlichkeit**  
 Die Werte von Reynoldszahl, Froudezahl, Eulerzahl usw. sollten gleich sein. Dabei ist darauf zu achten, welche Vorgänge genauer untersucht werden sollen. Trägheitskräfte und Reibungskräfte müssen sich ähnlich verhalten [13 Seite 80 - 83].

Tabelle 6.3 Ähnlichkeitsgesetze für Strömungsmaschinen [13]

Ähnlichkeitsgesetze		
Förderstrom	$Q_a = Q_M \left( \frac{n_a}{D_M} \right)^3 \frac{\eta_{v,a}}{\eta_{v,M}}$	<2>
Förderhöhe	$H_a = H_M \left( \frac{n_a}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_a}{D_M} \right)^2 \frac{z_{st,a} \eta_{h,a}}{z_{st,M} \eta_{h,M}}$	<3>
NPSH	$NPSH_a = NPSH_M \left( \frac{n_a}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_a}{D_M} \right)^2$	<4>

<b>Leistung</b>	$P_a = P_M \left(\frac{n_a}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_a}{D_M}\right)^5 \frac{\rho_a z_{st,a} \eta_M}{\rho_M z_{st,M} \eta_a} \quad <5>$
<b>Kräfte</b>	$F_a = F_M \left(\frac{n_a}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_a}{D_M}\right)^4 \frac{\rho_a}{\rho_M} \quad <6>$

## Kennzahlen [17]

Um Versuchswerte verschiedener Maschinen miteinander vergleichen zu können, werden meist Kennzahlen verwendet.

### Spezifische Drehzahl

Die *spezifische Drehzahl* ist die Drehzahl einer Maschine bei einem Meter Fallhöhe und einem m<sup>3</sup>/s Durchfluss. Sie wird im Turbinenbau meist als Vergleich hergenommen.

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \left[ \frac{1}{\text{min}} \right] \quad <7>$$

### Einheitsdrehzahl

Die Einheitsdrehzahl ist die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen Maschine mit einem Laufraddurchmesser von einem Meter und einer Fallhöhe von einem Meter.

$$n_{11} = n \frac{D}{\sqrt{H}} \left[ \frac{1}{\text{min}} \right] \quad <8>$$

### Einheitsdurchfluss

Der Einheitsdurchfluss ist der Durchfluss einer geometrisch ähnlichen Maschine mit dem Laufraddurchmesser von einem Meter und einer Fallhöhe von einem Meter.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad <9>$$

Tabelle 6.4 Kennzahlen des Prototyps

$n_q$	$n_{11}$	$Q_{11}$
23.3	0.216	50.29

## 6.4 Modell

Nachdem die Kennzahlen bestimmt wurden, konnten mit der gewünschten Leistung alle nötigen Dimensionen berechnet werden.

### 6.4.1 Daten des Modells

Für die Aufnahme eines Muscheldiagramms der Turbine ist es notwendig, genügend Reserven in Richtung höherer Leistung zu haben, um alle Punkte anfahren zu können. Wenn die Turbine im Überlastbereich gefahren wird, sollte zirka eine Leistung von einem Megawatt erreicht werden können.

In dieser Anwendung ist damit die obere Grenze der Leistung erreicht, da aufgrund der Platzverhältnisse im Labor ein in geringerer Größenunterschied zu dem Prototypen nicht mehr wirtschaftlich realisierbar ist. Damit bietet das Modell auch die Möglichkeit, es in einem Feldversuch außerhalb des Labors zu testen.

Dafür hat sich ein Laufraddurchmesser von zirka 0.4 m als optimal herausgestellt. Dessen Nabe ist groß genug, um eine Welle aufzunehmen, um die bei dieser Leistung auftretenden Schubspannungen dauerhaft ertragen zu können.

Damit ergibt sich ein Maßstab von zirka 1:1.7. Vom Maßstab und der gewünschten Leistung ausgehend, errechnen sich durch Zuhilfenahme der Kennzahlen des Prototyps die neuen Leistungsdaten, die in Tabelle 6.5 ersichtlich sind.

Tabelle 6.5 Daten des Modells im Vergleich mit dem Prototypen

	Prototyp	Modell
	Pumpbetrieb	Pumpbetrieb
<b>H [m] pro Stufe</b>	205	57
<b>Q [m<sup>3</sup>/s]</b>	1.6	0.30
<b>n [1/min]</b>	1000	880
<b>D [m]</b>	0.72	0.43
<b>Maßstab</b>	1:1	1:1.67
<b>P [kW] pro Stufe</b>	3781	200
<b>n<sub>q</sub></b>	23.3	23.3
<b>n<sub>11</sub></b>	0.216	0.216
<b>Q<sub>11</sub></b>	50.29	50.29

## 6.4.2 Umrechnung vom Pumpbetrieb zum Turbinenbetrieb

Für die richtige Auswahl der Versorgungspumpe des Versuchsstand, welche im folgenden Hochdruckpumpe genannt wird, wurden mittels empirischer Formeln die Daten für den Turbinenbetrieb umgerechnet. Da, wie eingangs näher erläutert, die Auslegung der Pumpturbine zu Gunsten einer Betriebsart ausfällt, unterscheiden sich die Daten von Pump- und Turbinenbetrieb.

Da sich die hydraulischen Verluste in der Turbine so wie die Leerlauf- und Widerstandskennlinien nicht vorausberechnen lassen, werden Turbinenkennlinien meist aufgrund statistischer Korrelationen abgeschätzt. Die Daten im Wirkungsgradmaximum bei Turbinenbetrieb werden auf die Daten im Bestpunkt bei Pumpbetrieb bezogen. Diese Umrechnung ist mit Vorsicht anzuwenden, da nicht davon ausgegangen werden kann, dass Halbaxial- und Radialpumpen nur wegen eines gleichen Wirkungsgrades dieselben Umrechnungsfaktoren haben. Dennoch lässt sich trotz einer relativ großen Streuung eine verwendbare Kennlinie auswerten, wie sie in diesem Fall ausreicht.

Die Differenz des Wirkungsgrades im Optimalpunkt beträgt meist  $\pm 2$  %. Gerade bei Maschinen mit kleinen spezifischen Drehzahlen hat der Turbinenbetrieb einen höheren Wirkungsgrad, weil die Nebenverluste einen geringeren Anteil haben .

Tabelle 6.6 Umrechnung des Pump- auf Turbinenoptimum für  $12 < n_q < 190$  [13]

Volumenstrom im Turbinenbestpunkt zu Pumpenbestpunkt	$\frac{Q_{opt,T}}{Q_{opt,P}} = \frac{1}{\eta_{opt,P}^{1,2}}$ .10
Fallhöhe im Pumpenbestpunkt zu Förderhöhe im Pumpenbestpunkt	$\frac{H_{opt,T}}{H_{opt,P}} = \frac{1}{\eta_{opt,P}^{1,2}}$ .11
Spezifische Drehzahl der Turbine zu spezifischer Drehzahl der Pumpe	$\frac{n_{q,T}}{n_{q,P}} = 0.95\sqrt{\eta_{opt,P}}$ .12

Tabelle 6.7 Daten im Pumpbetrieb und Turbinenbetrieb

	Pumpbetrieb	Turbinenbetrieb
<b>H [m]</b>	57	67.5
<b>Q [m³/s]</b>	0.30	0.34
<b>n [1/min]</b>	880	780
<b>D [m]</b>	0.43	0.43
<b>Maßstab</b>	1:1.67	1:1.67

<b>P [kW]</b>	200	196
<b>nq</b>	23.3	19.3
<b>n11</b>	0.216	0.216
<b>Q11</b>	50.29	50.29

### 6.4.3 Bestimmen der Kennlinien

Die Kennlinien können ohne Versuchsmessungen nur grob vorhergesagt werden. Aus empirischen Formeln und Messdaten von ähnlichen Maschinen lassen sich grobe Abschätzungen geben. Auch wenn die Aussagekraft nicht mit denen einer Messung vergleichbar ist, bieten die Kennlinien eine gute Möglichkeit verschiedene Leistungen und Stufenzahlen der Pumpenturbine zu vergleichen.

Die Daten im Bestpunkt sind aus der Auslegungsrechnung bekannt:  $Q_{opt}$ ,  $H_{opt}$ . In dieser Rechnung wurden die Nebenverluste nur grob abgeschätzt und sind im hydraulischen Wirkungsgrad enthalten. Der Abströmbeiwert  $\gamma$  und der hydraulische Wirkungsgrad hängen vom Fördergrad  $q^*$  ab. Eine Nachrechnung verschiedener Pumpen hat folgende Abhängigkeit geliefert [13]. Siehe Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2.

Für den hydraulischen Wirkungsgrad gilt die Beziehung:

$$\frac{\eta_h}{\eta_{h,max}} = 1 - 0.6(q^* - 0.9)^2 - 0.25(q^* - 0.9)^3 \quad <13>$$

Nach dieser Auswertung erreicht der hydraulische Wirkungsgrad seinen Höchstwert bei  $q^*=0.9$ . Diese Rechnung gilt nur für den Bereich, in dem noch keine wesentlichen Rückströmungen auftreten. Es gilt:  $q^*=Q/Q_{opt}$  [13]

Es wurde eine Tabelle von  $Q=0$  bis  $Q_{max}$  erstellt und mit den Werten für  $\eta_h/\eta_{h,max}$  und  $\gamma/\gamma_{opt}$  aus Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2  $\eta_h$  und  $\gamma$  berechnet. Daraus kann die Förderhöhe berechnet werden [13, 19].

Diese Berechnung wird jedoch nur im Lastbereich ( $\gamma < 0.95$ ) ausgeführt. Im Bereich von  $Q=0$  und den zuvor berechneten Werten muss nach Erfahrung interpoliert werden. Eine Hilfestellung liegt in der Tatsache, dass die Kennlinie im Bestpunkt die Gerade durch die Punkte  $Q=0$  und  $Q_{opt}$  tangiert [13].

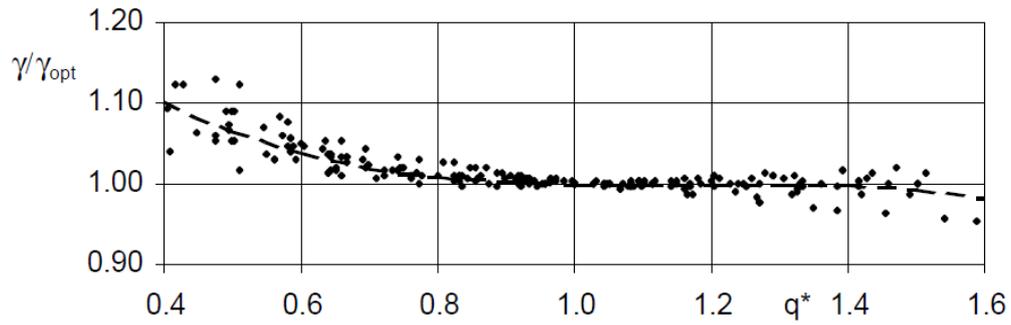


Abbildung 6.1 Abhängigkeit des Abströmbeiwerts vom Förderstrom [13]

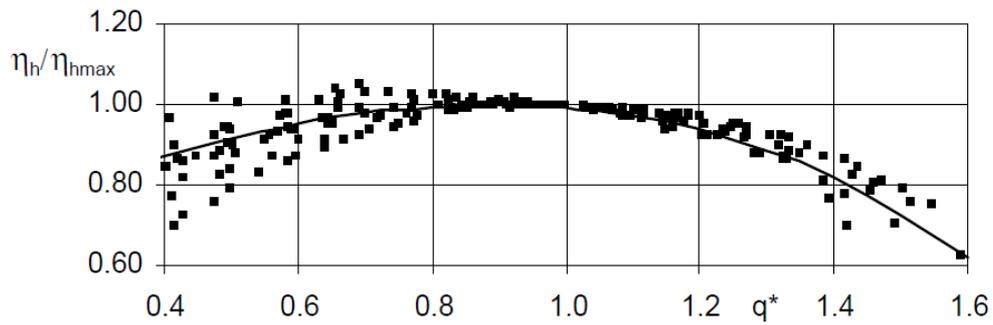


Abbildung 6.2 Abhängigkeit des hydraulischen Wirkungsgrades vom Förderstrom [13]

In Abbildung 6.4 sind die zu erwartenden Leistungen mit den dazugehörigen Drehzahlen sichtbar, die im Labor stufenlos bis zu den hydraulisch gegebenen Grenzen eingestellt werden können. [13 Seite 165 - 167].

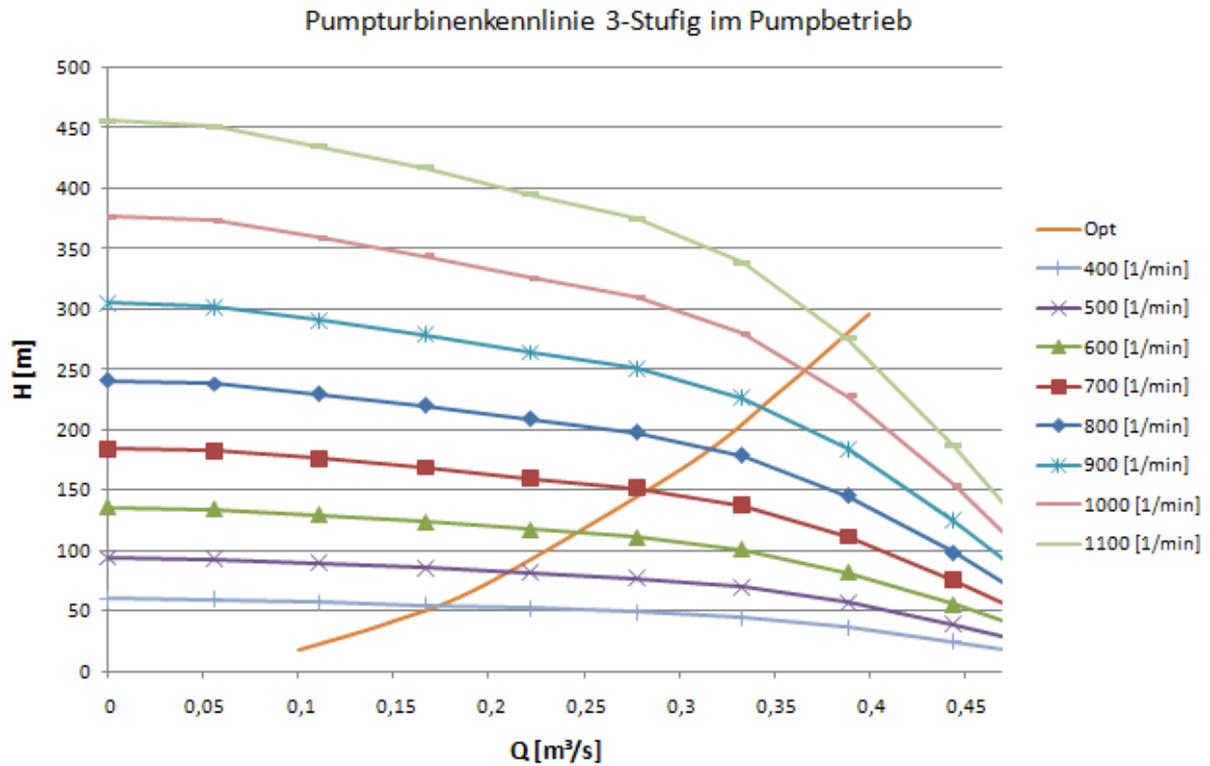


Abbildung 6.3 Pumpturbinenkennlinie 3-Stufig für ver. Drehzahlen [Quelle: Autor]

Wie in Abbildung 6.3 zu sehen ist, verschiebt sich der Bestpunkt, der auf der orangen "Opt-Linie" liegt mit der Drehzahl entlang einer quadratischen Parabel.

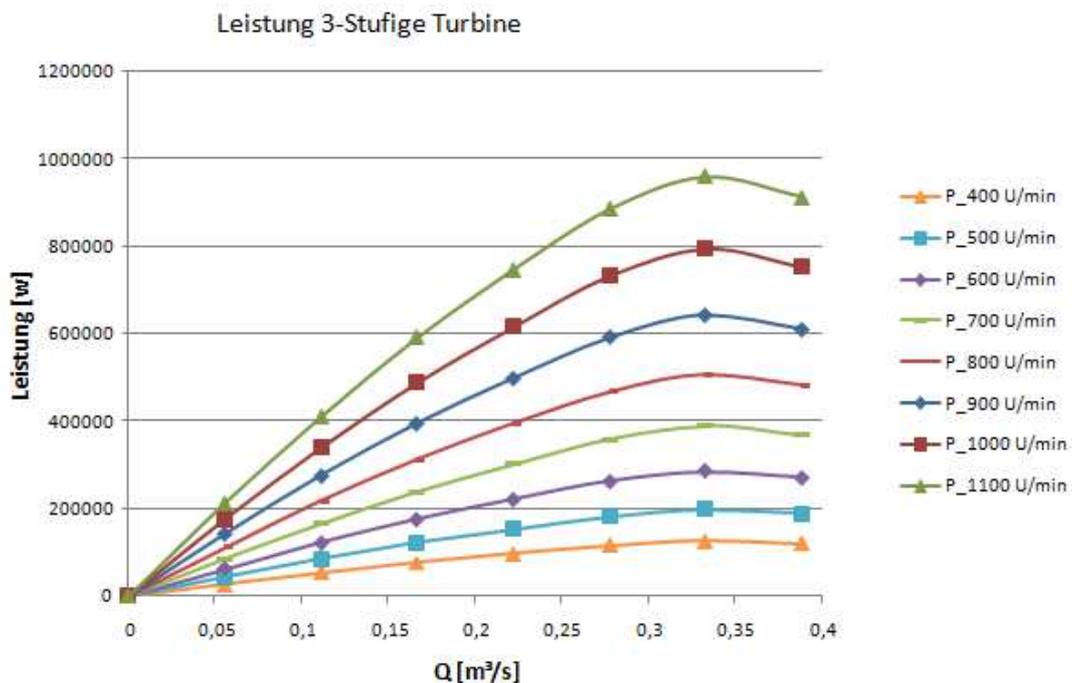


Abbildung 6.4 Leistung der 3-Stufigen Turbine mit ver. Drehzahlen [Quelle: Autor]

## 6.5 Versuchsstand

Damit das Pumpturbinenmodell getestet werden kann, werden einige Komponenten rund um die Maschine benötigt. Diese werden in einen Versuchsstand vereint, der in einem Labor des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien auf einem Spannfeld montiert wird. Abbildung 6.5 stellt ein Schema des Prüfstands dar. Die Anforderungen an den Prüfstand waren, dass alle vier Quadranten des Kennfeldes abgefahren werden können. Dafür müssen die an ausgeführten Großanlagen vorherrschenden Gegebenheiten im Labor simuliert werden können. Vergleicht man die Definition der potentiellen Energie, welche für den Antrieb einer Wasserkraftanlage sorgt und die des Drucks, ist am ersten Blick ersichtlich, dass sich durch die Variation des Drucks im System beinahe alle natürlichen Gegebenheiten einstellen lassen. Anschließend wird das Schema des Prüfstands und dessen Einzelkomponenten beschrieben.

1	Pumpturbine	5	Absperrklappe
2	Unterwassertank	6	Niederdruckpumpe
3	Drossel (Ringkolbenventil)	7	Durchflussmessung
4	Drossel (Ringkolbenventil)	8	Hochdruckpumpe

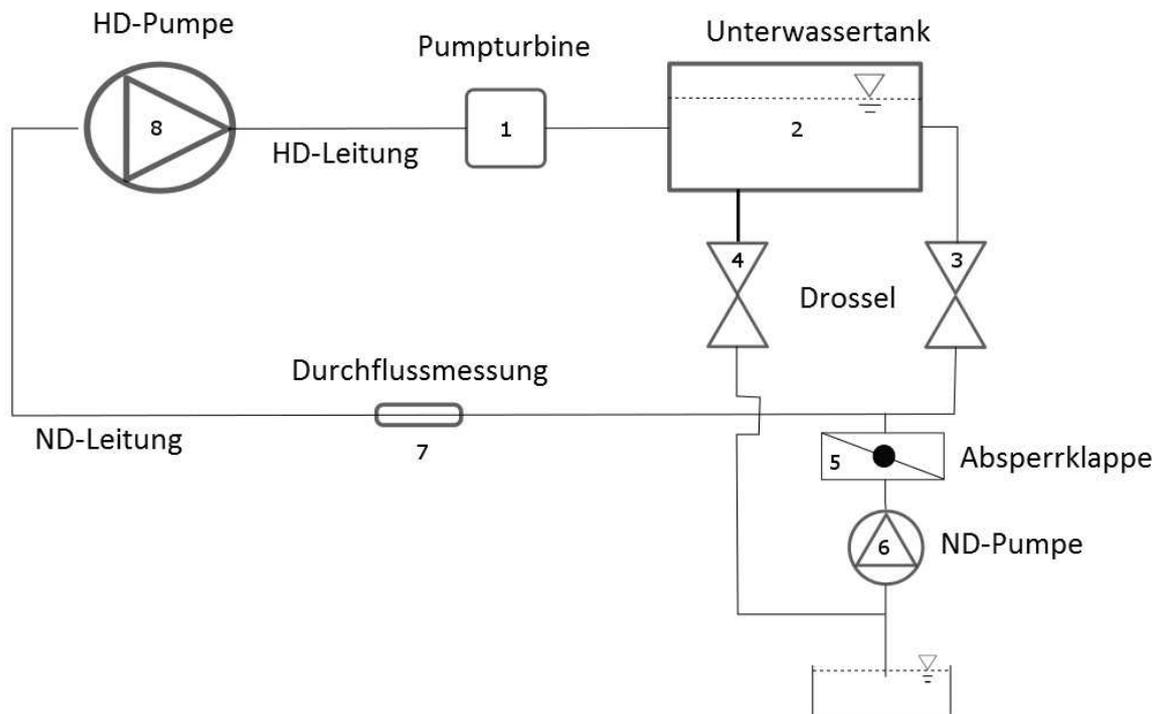


Abbildung 6.5: Schema des Laborprüfstandes [Quelle: Autor]

Der Unterwassertank (2) stellt das Unterwasserbecken dar. Die Brutto Fallhöhe ist die Differenz aus der Oberwasser- und der Unterwasserkote. Da in einer Versuchsanlage jedoch

nicht nur eine spezielle Fallhöhe getestet werden soll, sondern unterschiedlichste Bedingungen vorherrschen können sollen, lässt sich durch eine Druckabsenkung im Tank die Einbauhöhe der Turbine variieren. Mit den beiden Drosseln (3) und (4) kann der Druck bzw. der Durchfluss in der Anlage geregelt werden. Diese sind als Ringkolbenventil ausgeführt, da diese besonders kavitationsfrei zu betreiben sind. Die Absperrklappe (5) sperrt den Weg über den Bypass und somit die Niederdruckpumpe (ND-Pumpe) (6). Diese ist als doppelzentrische Absperrklappe ausgeführt und besitzt nur die Aufgabe des Sperrens und hat keine Regelaufgabe. Die ND-Pumpe sorgt für einen kavitationsfreien Betrieb der Hochdruckpumpe (8), indem sie einen höheren Vordruck am Hochdruckpumpeneingang erzeugt. Die Durchflussmessung (7) befindet sich an einem genügend lange geraden Teilstück der Anlage, um störungsfrei messen zu können und funktioniert nach dem magnetisch-induktiven Messprinzip. Mit der dreistufigen Hochdruckpumpe (HD-Pumpe) (8) wird die Fallhöhe im Turbinenbetrieb der Pumpturbine eingestellt. Mit steigender Leistung der Pumpe wächst die Fallhöhe im System. Im Pumpbetrieb der Pumpturbine entspannt sie das Wasser und gibt Strom an das Netz ab.

### **6.5.1 Turbinenbetrieb**

Im Turbinenbetrieb wird mit der HD-Pumpe (8) die Fallhöhe eingestellt und das Wasser strömt unter hohem Druck in die Einlaufspirale der Pumpturbine (1) weiter zum Laufrad, worin die Druckenergie in Rotationsenergie umgewandelt wird. Das Wasser verlässt die Pumpturbine durch das Saugrohr und strömt in den Unterwassertank (2). Zwischen dem Saugrohr und dem Unterwassertank (2) befindet sich eine Acrylglasstrecke, durch die Untersuchungen im Nachlaufbereich der Pumpturbine (1) unternommen werden können. Aufgrund der Festigkeit von Acrylglas, kann dieses Material und damit verbundene Messverfahren nur im Niederdruckbereich der Maschine verwendet werden. Durch das Acrylglas können etwaige Rückströmgebiete untersucht werden, bzw. mittels Laser-Doppler-Anemometrie Geschwindigkeitsprofile vermessen werden.

Über den Unterwassertank (2) strömt das Medium in die im Untergeschoß stehende ND-Pumpe (6), die genügend Druck für die Hochdruckpumpe (8) erzeugt, damit diese nicht kavitiert.

Für Kavitationsuntersuchungen kann der Unterwassertank (2) evakuiert werden, wodurch der Druck am Saugrohr geringer wird. Durch das Schauglas im Boden des Saugrohrs könnten sich besonders gut Wirbelzöpfe oder Oberflächenkavitation bzw. Kavitation am Laufradaustritt beobachten lassen.

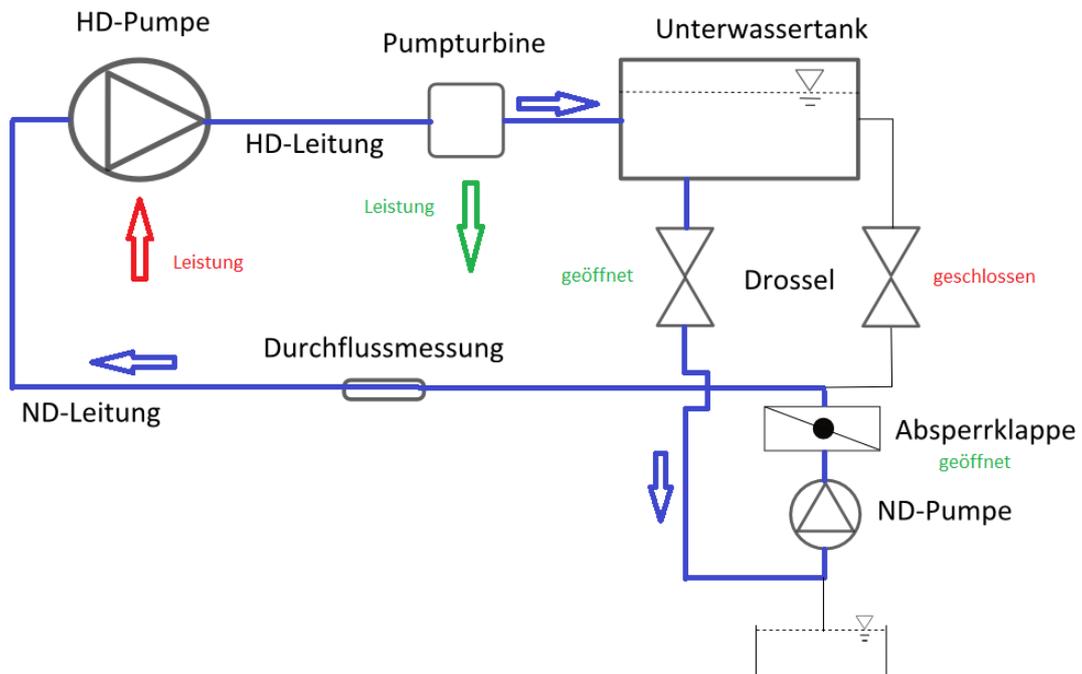


Abbildung 6.6 Versuchsanlage im Turbinenbetrieb [Quelle: Autor]

## 6.5.2 Pumpbetrieb

Beim Pumpbetrieb wird der Pump-turbine (1) über den Unterwassertank (2) Wasser und dem Strömungsmedium Energie zugeführt. Das Wasser verlässt die Pumpe (1) mit hohem Druck und strömt anschließend durch die Hochdruckpumpe, wobei der Druck wieder abgebaut und die Energie an das Netz abgegeben wird. Der Restdruck kann über eine anschließende Drossel (3) eingestellt werden, wodurch die Einbauhöhe der Pumpe (1) simuliert werden kann. Dabei strömt das Wasser wieder zurück in den Unterwassertank (2).

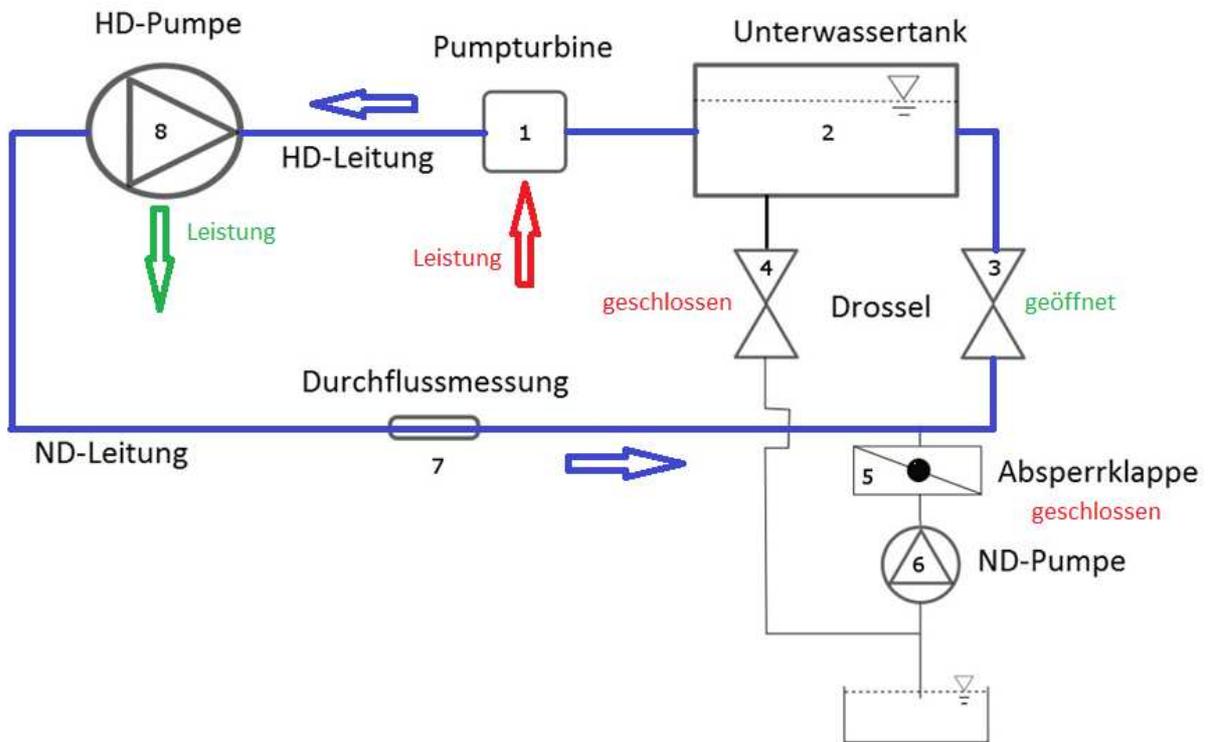


Abbildung 6.7 Versuchsanlage im Pumpbetrieb [Quelle: Autor]

### 6.5.3 Einfluss der Mehrstufigkeit und Aufbau des Laborversuchsstands

Da es sich um eine mehrstufige Pumpturbine handelt, sind für Untersuchungen an der Pumpturbine die Unterschiede und Auswirkungen der Änderung der Stufenzahl interessant. Es wurde festgelegt, dass der Versuchstand ohne großen Aufwand von zwei- auf dreistufig umgebaut werden sollte. Somit können Versuche in der zweistufigen und dreistufigen Variante gefahren werden. Mit den gewonnenen Werten lassen sich Rückschlüsse auf eine einstufige und vierstufige Variante ziehen.

In [18] wurden Daten einer zwei- und dreistufigen Pumpturbine aufgenommen und danach mit Zuhilfenahme einer Referenzstufe auf eine vierstufige Maschine umgerechnet. Versuche mit einer vierstufigen Pumpturbine haben gezeigt, dass diese Umrechnung zulässig ist und hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden können.

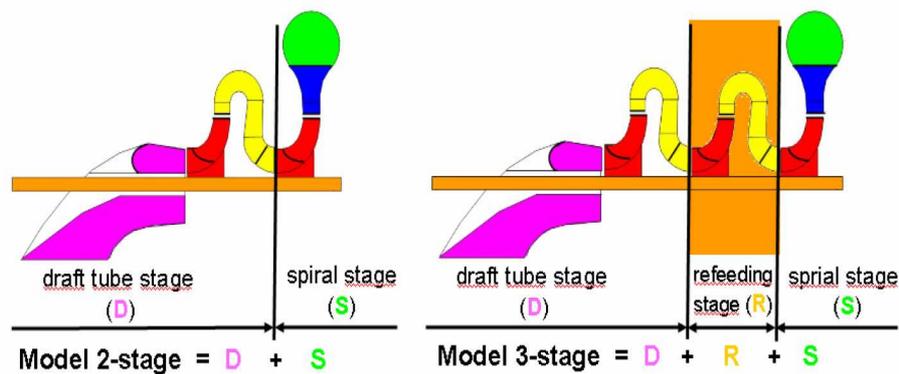


Abbildung 6.8 Anordnung zwei- und dreistufige Pumpturbine [18]

Darin wurden folgende Schritte zur Umrechnung der Stufenzahl angeführt [18]:

- 1) Bestimmen der charakteristischen Daten der zwei- und dreistufigen Ausführung (Druck, Durchfluss, Leistungskoeffizienten)
- 2) Bestimmen der charakteristischen Daten der Stufe R (Abbildung 6.8), indem die gemessenen Ergebnisse der zweistufigen von der dreistufigen abgezogen werden.
- 3) Die charakteristischen Daten der vierstufigen Ausführung werden durch Addieren der dreistufigen und der Stufe R berechnet.
- 4) Aufrechnen der vierstufigen Lösungen auf die Prototypenbedingungen.

Untersuchungen haben gezeigt, dass dieses „Aufwärtsrechnen“ zulässig ist.

### Vergleich der Anzahl der Stufen im Pumpbetrieb

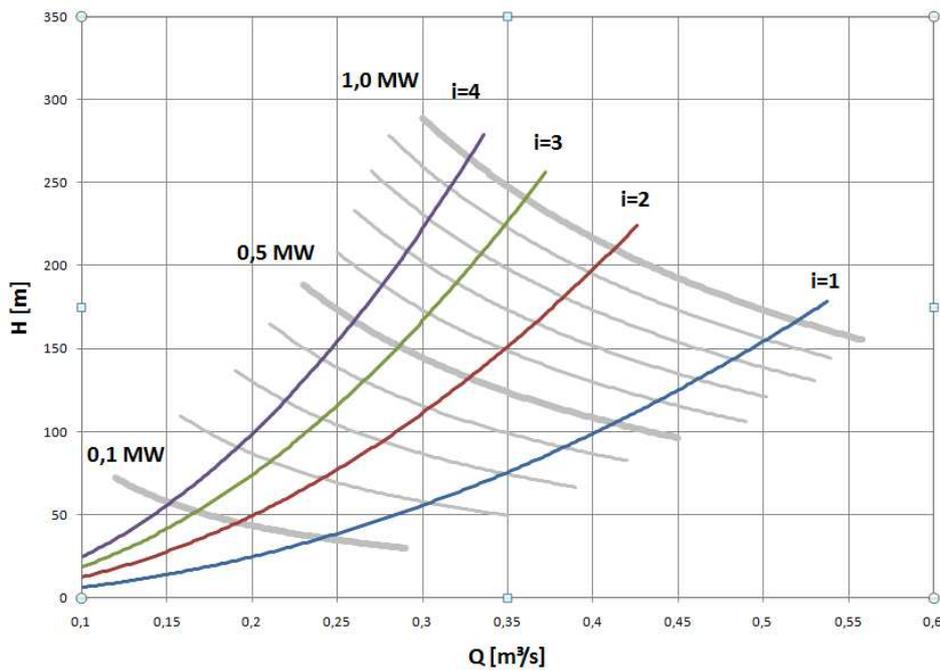


Abbildung 6.9 Pumpbetrieb -- Vergleich Stufenanzahl;  $i$ ...Stufenanzahl [Quelle: Autor]

In Abbildung 6.9 ist ein Vergleich der Stufenanzahl und die dazu benötigten Leistungen zu sehen. Diese Kennlinien der einzelnen Stufen repräsentieren die jeweiligen Optimalpunkte. Sie sind also als Optimumlinie zu verstehen. In Abbildung 6.10 wurden die Leistungsdaten für einen Turbinenbetrieb ausgewertet und dargestellt. Die Umrechnung der beiden Betriebsarten wurde wieder nach den in Tabelle 6.6 genannten Zusammenhängen errechnet. Aus diesen Abbildungen ist ersichtlich, mit welchen Leistungen mit der jeweiligen Stufenanzahl gerechnet werden kann, bzw. bei welcher Leistung ihr Optimum liegt. Durch das Verwenden aller Regelungsarten (Fallhöhe, Durchfluss und Drehzahl) bewegt sich der Betriebspunkt in diesem Feld. Damit waren genügend Daten für die Auslegung aller Komponenten des Prüfstandes vorhanden.

## Vergleich der Anzahl der Stufen im Turbinenbetrieb

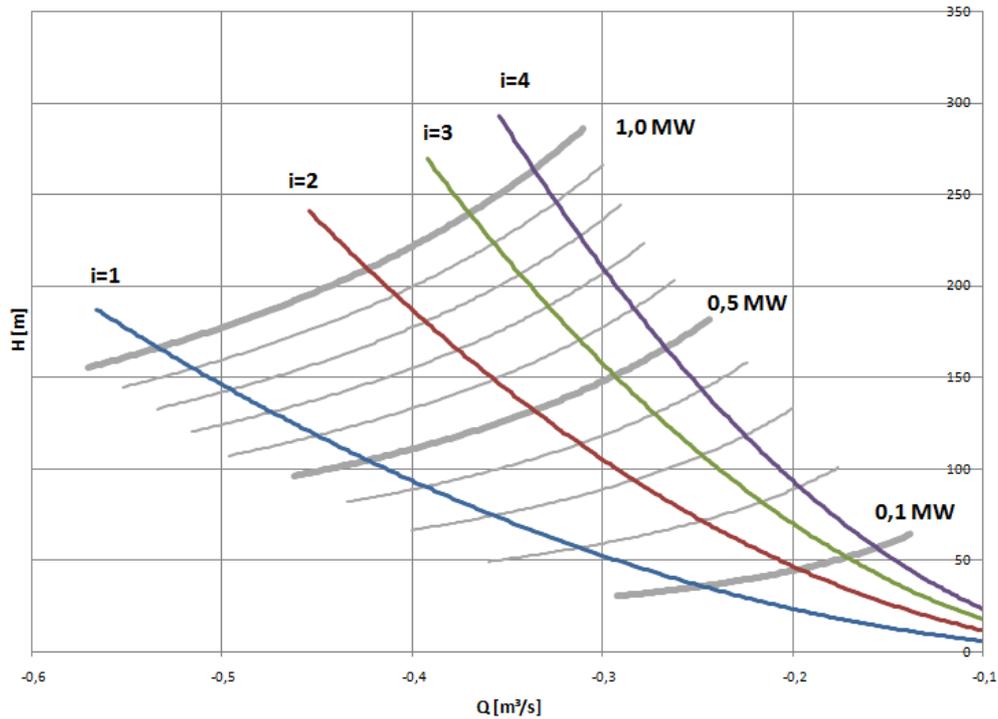


Abbildung 6.10 Turbinenbetrieb - Vergleich Stufenzahl; i...Stufenanzahl [Quelle: Autor]

### 6.5.4 Lagerauslegung

#### 6.5.4.1 Bestimmung der hydraulischen Kräfte

Für die Auslegung der Lagerung mussten zuvor die maximal möglich auftretenden Kräfte berechnet werden. Für die Lagerauslegung werden die hydraulischen Kräfte in Axial- und Radialkräfte aufgeteilt. Die Axialkräfte wirken in Richtung der Pumpturbinenwelle, wogegen die Radialkräfte normal auf diese Welle gerichtet sind. In Folge von einem Druckunterschied zwischen dem Pumpturbinen Eintritt und dem Austritt kommt es zu verschiedenen großen Kräften, die auf das Laufrad wirken. Diese Druckkräfte wirken sowohl auf den Laufradboden, als auch auf den Laufradkranz und sorgen so für Kräfte, die versuchen, das Laufrad in eine bestimmte Richtung zu verschieben. Vor allem die Axialkräfte haben bei der Auslegung eine große Bedeutung. In mehrstufigen Pumpturbinen erreicht der Axialschub schnell Dimensionen, die nicht mehr leicht handhabbar sind. Die Radialkräfte hängen von der Druckverteilung über dem Laufradumfang ab und haben einen kleinen Anteil an den austretenden Kräften. Für eine genauere Betrachtung der Entstehung der Axialkräfte lohnt sich eine Begutachtung der Radseitenräume mit deren Strömungen und Druckverteilungen.

#### 6.5.4.2 Radseitenraum und Leckageströmungen

Aus konstruktiven Gründen gibt es zwischen dem Laufrad und der Gehäusewand einen Spalt. Auf Grund von Toleranzen, Lagerluft, thermischer Wachstum des Generators, wodurch die



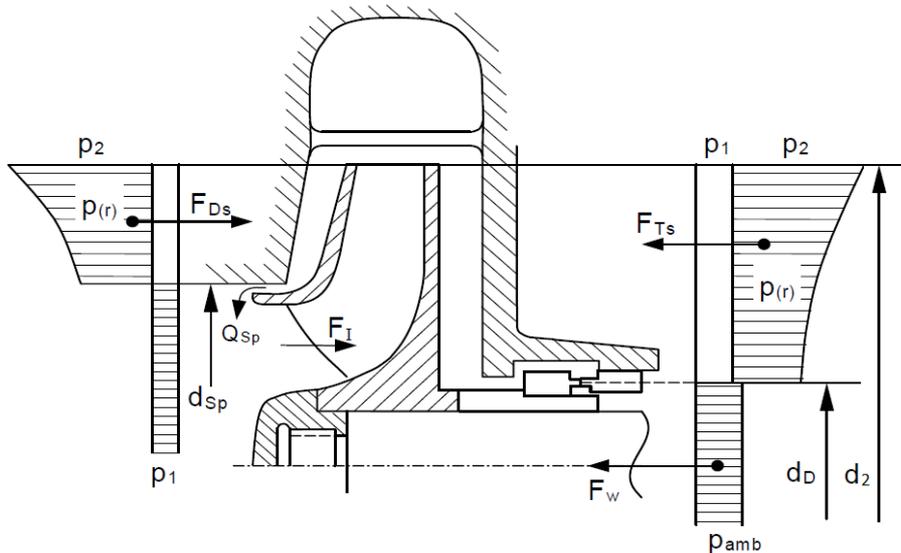


Abbildung 6.12 Kräfte am Laufrad einer einstufigen Pumpe [13]

Es gilt jedoch zu beachten, dass die Berechnung einige Unsicherheiten beinhaltet und deshalb eine entsprechende Sicherheit beaufschlagt werden sollte.

Die Axialkraft hängt auch von der axialen Stellung des Laufrades ab, die sich im Betrieb durch ungenügende Entkopplung des Radseitenraumes ändern kann. Dadurch kann es zu einer Schubumkehr kommen, die vor allem im Teillastbetrieb möglich ist. Dies wird durch einen nicht kompensierten Rest-Achsschub, der bei der Auslegung der Spalte berücksichtigt werden sollte.

Tabelle 6.8: Wichtigste Berechnungsgrößen für die Axialkraftermittlung [13].

Kraft auf die Radscheibe $F_{Ts}$ und $F_{Ds}$	
<b><math>F_B</math> Laufradboden</b>	$F_{Ds} = \pi r_2^2 \left\{ \left( 1 - \frac{d_{sp}^2}{d_2^2} \right) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \overline{k^2} \left( 1 - \frac{d_{sp}^2}{d_2^2} \right)^2 \right\} \quad <15>$
<b><math>F_K</math> Laufradkranz</b>	$F_{Ts} = \pi r_2^2 \left\{ \left( 1 - \frac{d_D}{d_2} \right) \Delta p_{La} - \frac{\rho}{4} u_2^2 \overline{k^2} c_A \right\} \quad <16>$
<b>Axialkraft auf das Laufrad</b>	$F_{Hy} = F_{Ts} - F_{Ds} \quad <17>$
<b>Impulskraft</b>	$F_I = \rho \cdot Q \cdot (c_{1m} - c_{2m} \cos(\varepsilon_2)) \quad <18>$
<b>Unausgeglichener Wellenschub</b>	$F_W = \frac{\pi}{4} d_D^2 (p_{amb} - p_1) \quad <19>$
<b>Resultierende Axialkraft auf den Rotor</b>	$F_{ax} = F_{Hy} - F_I + F_W \quad <20>$

$\Delta p_{La}$ ... Druckerhöhung im Laufrad im Pumpbetrieb bzw. Abbau im Turbinenbetrieb.

$u, c_{xm}$ ... Aus den Geschwindigkeitsdreiecken der hydraulischen Geometrie.

$k$ ... Rotation des Fluids im Radseitenraum

Für die Berechnung der Axialkraft wurden die Anzahl der Spalte des Prototyps übernommen und an das Modell angepasst um die Ähnlichkeit und Normtreue zu bewahren. Die Geometrie der Spalte wurde leicht modifiziert, damit der Leckagestrom durch die Radseitenräume auf zirka ein Prozent des Durchflusses reduziert wird. Generell versucht man diesen Wert anzustreben, da mit größer werdender Leckage der Wirkungsgrad abnimmt. Wenn die Leckage zirka ein Prozent des Gesamtdurchflusses ist, nimmt der Wirkungsgrad um zirka ein Prozent ab [13]. Bei der Auslegung der Labyrinth muss so lange die Anzahl bzw. die Geometrie der Spalte verändert werden, bis sich der gewünschte Achsschub und Leckagestrom ergibt. Dabei können sowohl die Anzahl der Spalte, als auch deren radiale Positionierung und die Spaltlänge variiert werden. Verlockend sind lange Spalte, da darin der meiste Druck abgebaut wird, jedoch ist dabei Vorsicht geboten. In Spalten kommen der Bernoulli- und der Lomakin-Effekt zu tragen. Der Lomakin-Effekt bewirkt eine Stabilisierung des Laufrades und verhindert den Kontakt der statischen und rotierenden Flächen. Dieser Effekt ist dominierend in kurzen Spalten. Werden die Spalte zu lang, überwiegt jedoch der Bernoulli Effekt. Es kommt sonst zu Instabilitäten, welche gerade am Laufradkranz zu einer Anregung des Laufrades führen können und dies mit Vibrationen und Geräuschbildung einhergehen [13].

Nach dem Festlegen der Spaltgeometrie wird der Leckagestrom durch die Radseitenräume bestimmt, wodurch sich der Druck für jeden Abschnitt des Laufradbodens und -kranzes ergibt. Die Berechnung des Leckagestroms erfolgt über den Druckverlust an den Spalten zwischen dem Laufrad und dem Pumpturbinegehäuse [22].

Mit dem Zusammenhang aus Druck und Fläche kann die Kraft auf das Laufrad berechnet werden. In die Berechnung der Kräfte fließt ein Faktor  $k$  ein, der direkt vom Geschwindigkeitsverlauf der Strömung im Spalt abhängt. Bei mehrstufigen Anlagen variiert dieser im Gegensatz zu einstufigen Maschinen. Das kommt daher, dass bei der mehrstufigen Anlage der Leckagestrom in allen Stufen am Laufradboden radial nach außen strömt, außer in der letzten Stufe. Dort strömt das Spaltwasser radial nach innen durch die Bodenentlastung hin zum Saugrohr. Damit verändert sich der Faktor  $k$  in den übrigen Stufen. Am Laufradboden sinkt der Faktor auf kleiner als 0.5 und am Kranz wird er größer als 0.5. Das führt zu einer Erhöhung der resultierenden Axialkraft. Wegen des sich veränderten Faktors  $k$  und dem unterschiedlichen Druck am Laufradeintritt der jeweiligen Stufe, kommt es zu verschiedenen großen Kräften pro Laufrad, die sich schlussendlich zu einer gesamten Kraft addieren.

Tabelle 6.9: Axialkraft der Pumpturbine [28]

Betriebszustand	Drehzahl [1/min]	$F_{ax}$ 3.Stufe [kN]	$F_{ax}$ 2.Stufe [kN]	$F_{ax}$ 1.Stufe [kN]	$F_{ax}$ Gesamt [kN]
<b>Lastabwurf</b>	1140	132	124	49	305
<b>P=600kW</b>	780	121	119	43	283

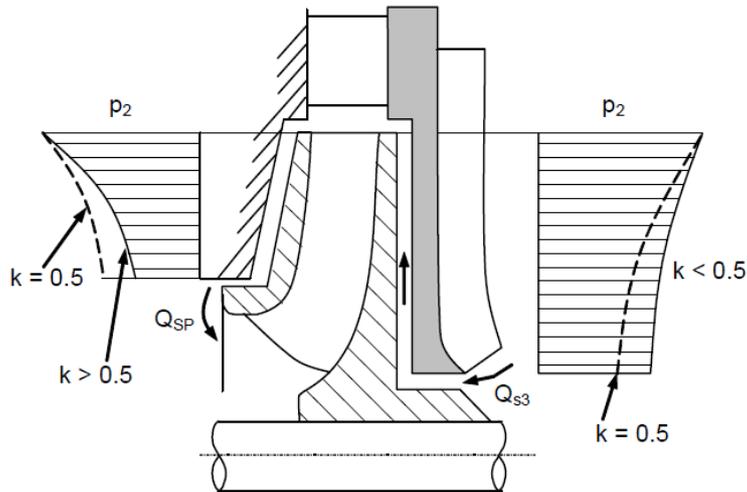


Abbildung 6.13: Richtungen des Leckagestroms und Änderung des Faktors k [13].

#### 6.5.4.4 Radialkraft

Den größten Anteil an den Kräften haben die Axialkräfte, jedoch müssen auch die Auswirkungen von zu großen Radialkräften beachtet werden. Durch eine zu große Wellendurchbiegung kommt es zu einem Dichtspaltverschleiß. Die durch die Radialkräfte hervorgerufenen Wechsellastspannungen führen zu einer größeren Belastung an der Welle.

Tabelle 6.10: Radialkraftberechnung [13]

Radialkraft	$F_R = k_R \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot d_2 \cdot b_2$	<22>
-------------	--	------

$k_R$	0.03 - 0.08 [13]
Fall- bzw. Förderhöhe bei 600 kW	ca. 200 m
$b_2$	$b_0$ + Wandstärken vom Laufradboden und -kranz

Tabelle 6.11 Radialkraft [28]

	H [m] pro Stufe	$F_R$ pro Stufe [N]	$F_R$ 3-Stufen [N]
Radialkraft 600 kW	67.6	530	1588

### 6.5.5 Transiente Berechnung

Transiente Berechnungen sind Teil jeder Auslegung von Wasserkraftanlagen mit größeren Fallhöhen. Mit ihr wird der mögliche Druckstoß berechnet, der zum Platzen der Druckrohrleitung im Zulauf der Turbine führen kann. Bei der Berechnung des Joukowski Stoßes, benannt nach Nikolai Egorovich Joukowski (1847-1921), wird der maximale Druckanstieg in der Leitung berechnet. Hervorgerufen wird der Stoß zum Beispiel durch ein schließendes Absperrorgan am Ende der Rohrleitung. Dabei kommt es zu einer Wellenreflexion zwischen dem Schieber des Absperrorgans und dem Oberwasserbecken der Anlage. Die dabei hin- und herlaufende Druckwelle kann zu Spannungen in der Rohrleitung führen, welche das Material bersten lassen können. Sie verliert mit zunehmender Zeit immer mehr Energie, bis sie abgeklungen ist. Wird zu schnell geschlossen, können Druckspitzen zu dem typischen Längsplätzen der Leitung führen. Deshalb werden bei der Auslegung Schließ- und Öffnungszeiten bestimmt, die eingehalten werden müssen.

Im Fall der Versuchsanlage gibt es kein Absperrorgan vor der Pumpturbine, dennoch kann es zu einem Druckstoß kommen. Bei einem Lastabwurf des Generators wird die Drehzahl kurzzeitig ansteigen, die Turbine wird danach auslaufen. Das zuströmende Wasser wird am auslaufenden Laufrad reflektiert. Die Welle läuft zwischen dem Laufrad der letzten Stufe der Pumpturbine und der letzten Stufe der Hochdruckpumpe hin und zurück. Ausschlaggebend ist die Versperrung durch die Laufradgeometrie, die in erster Linie vom  $n_q$  des Laufrades abhängt.

Mit dem Programm SIMSEN wurde die Konfiguration des Prüfstandes simuliert und der auftretende Druckstoß bei Lastabwurf bei 600 kW ermittelt.

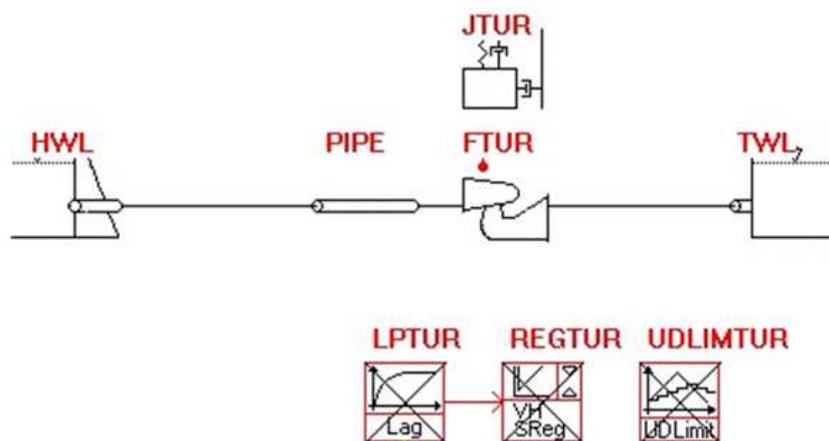


Abbildung 6.14 Simulation des Prüfstandes zur Ermittlung der Druckspitzen [19]

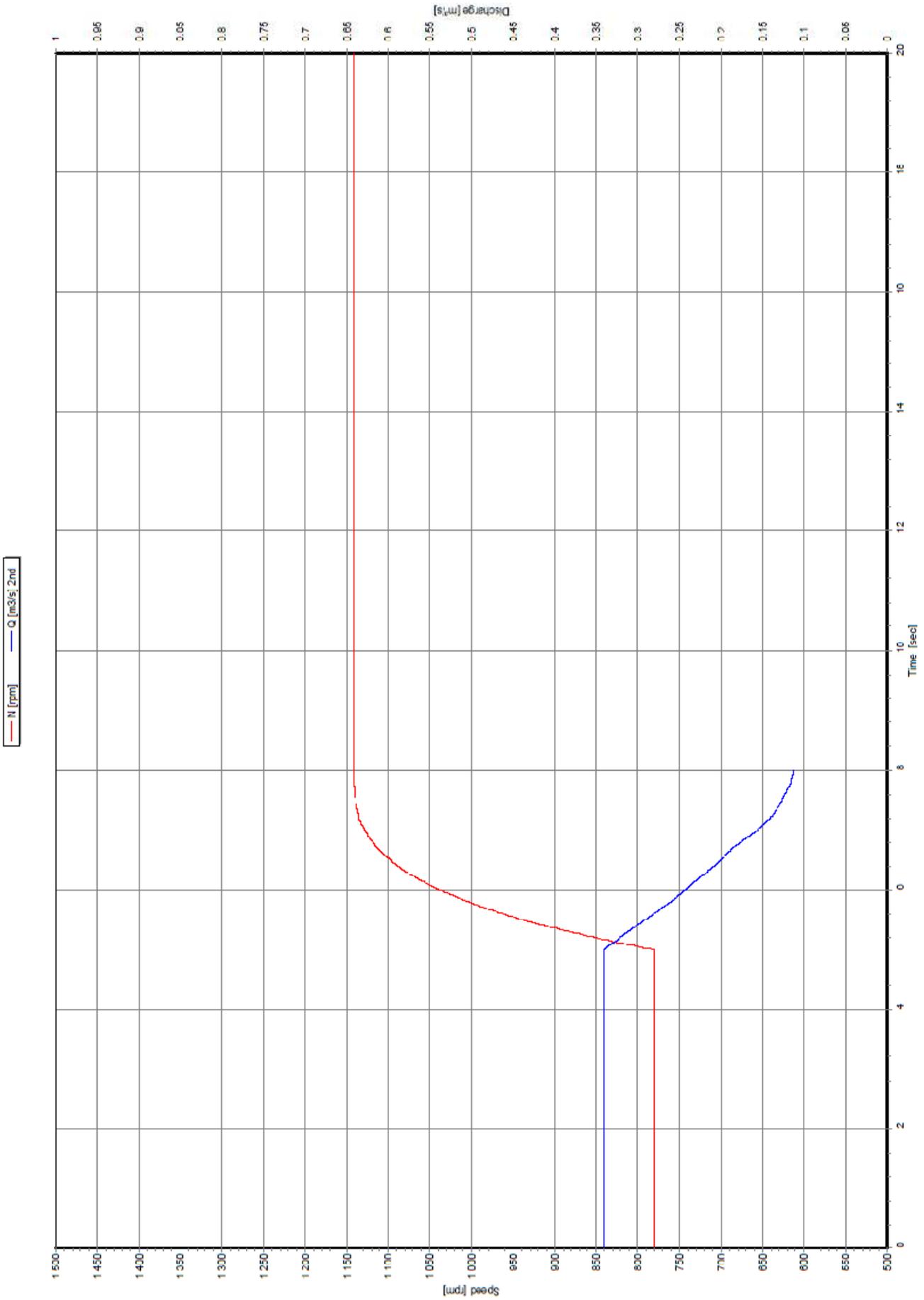


Abbildung 6.15 Drehzahlanstieg und Durchfluss bei Lastabwurf am Generator [28]

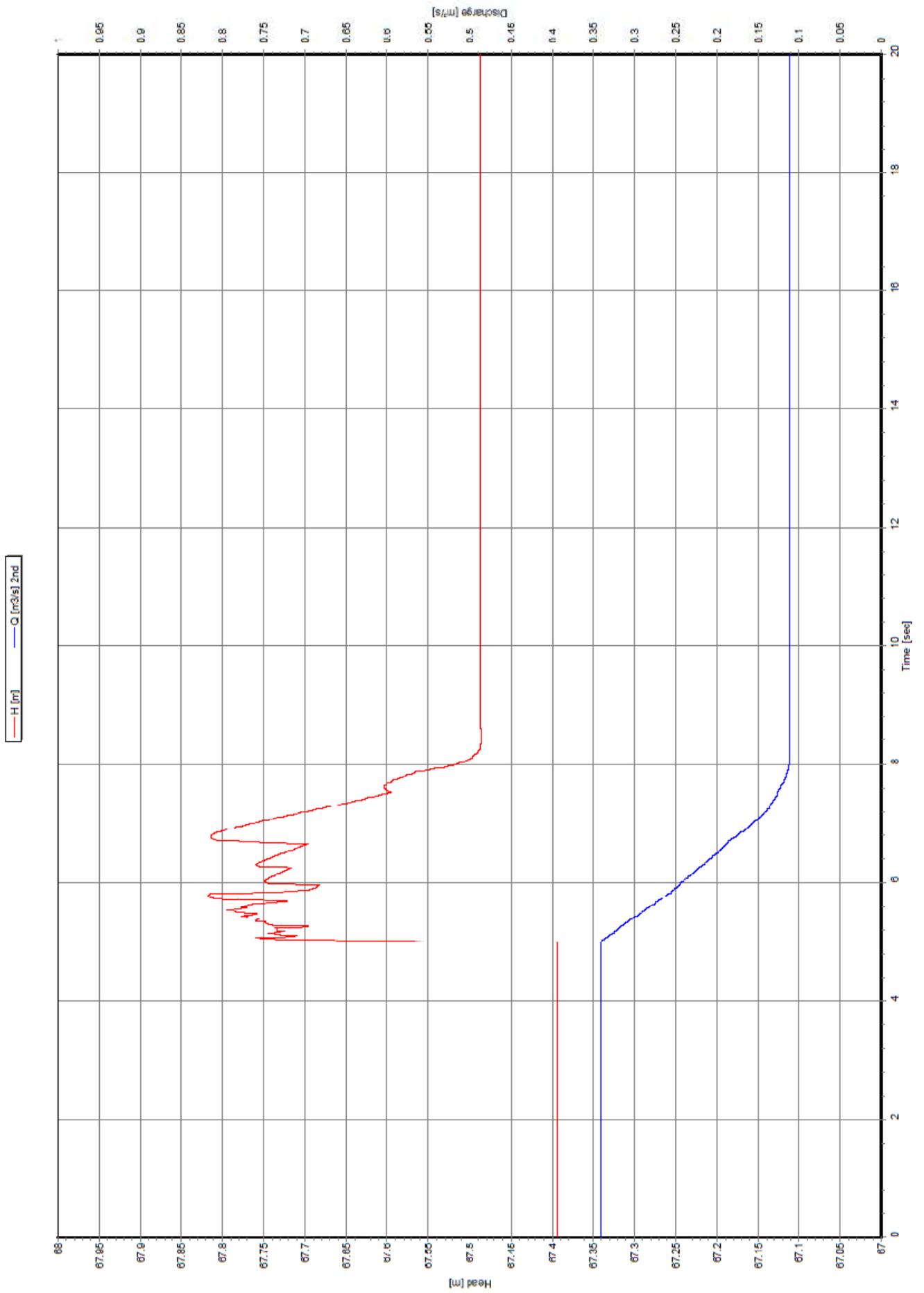


Abbildung 6.16 Druckstoß bei Lastabwurf bei 600 kW [28]

In Abbildung 6.15 ist der Drehzahlanstieg der Laufräder im Falle eines Lastabwurfs am Generator zu sehen. In Rot der Drehzahlverlauf in [1/min] und in Blau der Durchfluss in [m<sup>3</sup>/s]. Bei fünf Sekunden kommt es zu einem Lastabwurf und die Laufräder beschleunigen. Für die Auslegung hat jedoch nur der Drehzahlanstieg eine Aussagekraft. Im weiteren Drehzahlverlauf wurde nicht berücksichtigt, dass bei einem Lastabwurf sofort auch die Hochdruckpumpe vom Netz fallen und somit die Drehzahl unmittelbar nach dem Erreichen der Höchstdrehzahl wieder abfällt. Die Dauer der erhöhten Drehzahl wird im Feldversuch abhängig von der Lagerung relevant. Es muss gewährleistet sein, dass es über die Dauer der Überdrehzahl zu einer genügenden Schmierung der Lager kommt. Einen erheblichen Einfluss hat die maximale Drehzahl auf den Achsschub. Dieser wird mit zunehmender Drehzahl größer und muss in der Auslegung der Lagerung berücksichtigt werden.

Durch die Reflexion der Welle zwischen der Pumpturbine und der Hochdruckpumpe kommt es zu einem Druckstoß wie in Abbildung 6.16 zu sehen. Der maximale Druckanstieg wird nach zirka zwei Sekunden erreicht und beträgt 0.43 m.

### 6.5.6 Abmessungen und Bilder des Versuchstands

Der Versuchstand wird in einem Labor auf einem Spannfeld montiert. In diesem Labor befinden sich mehrere Versuchsanlagen des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien, wodurch die Platzverhältnisse eingeschränkt sind. Die Herausforderung bestand darin, die Anlage mit all Ihren Komponenten unterzukriegen und trotzdem dafür zu sorgen, dass alle Messungen unternommen werden können. Zum Beispiel ist die Durchflussmessung durch ihre Forderung an die geraden Rohrstrecken maßgebend für die Gesamtlänge der Anlage, sofern nicht bei jedem Betriebswechsel umgebaut werden soll. Unter dem Prüfstand befindet sich der Pumpenraum, von dem aus die Anlage gefüllt wird.

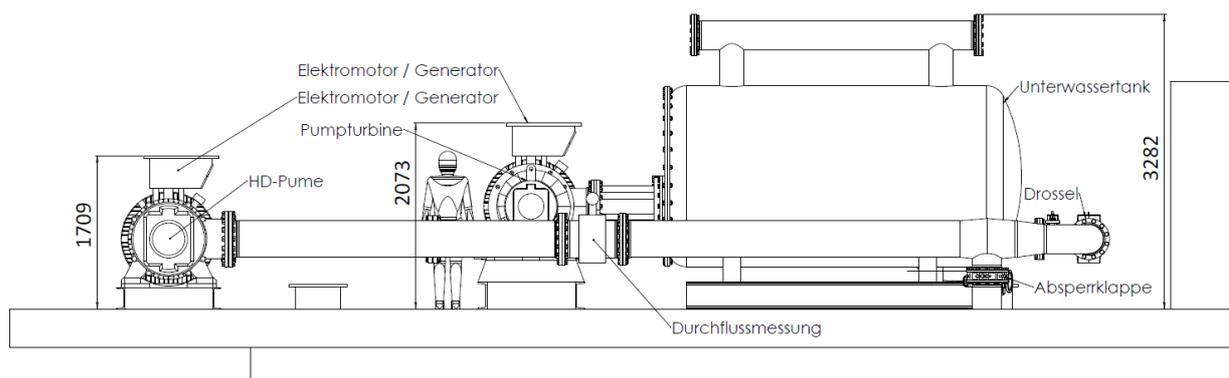


Abbildung 6.17 Versuchstand in der Seitenansicht am Spannfeld im Labor [Quelle: Autor]

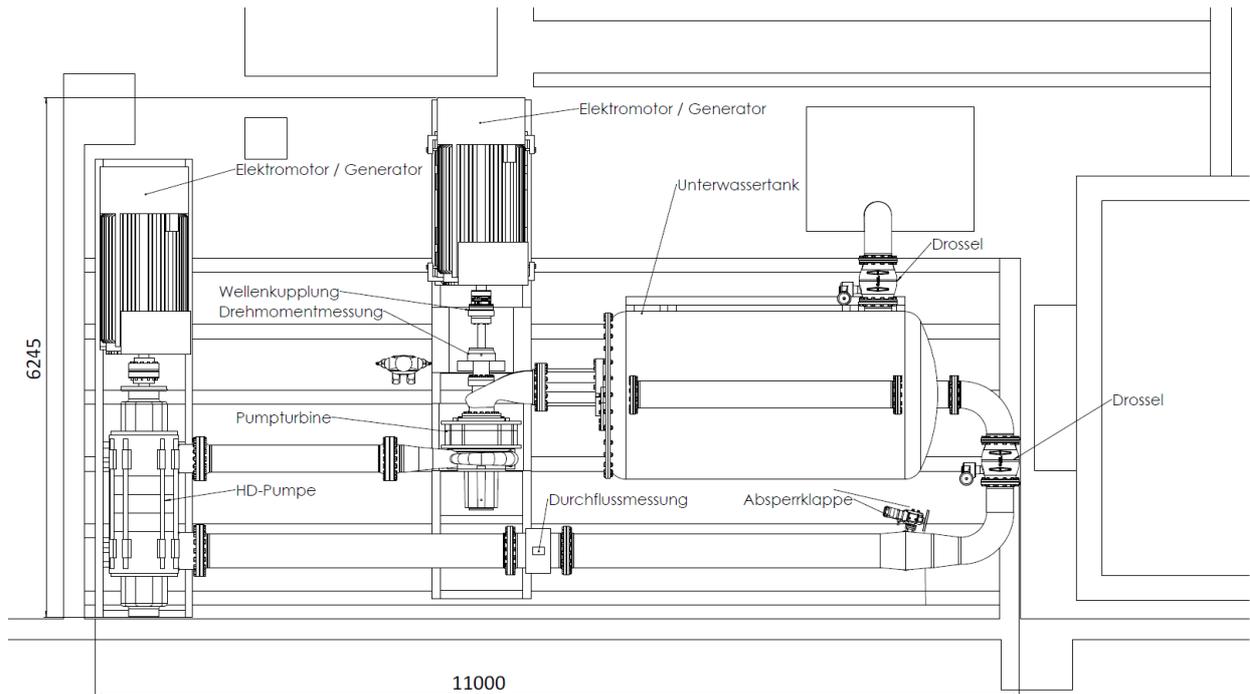


Abbildung 6.18 Versuchsstand im Grundriss am Spannungsfeld des Labors [Quelle: Autor]

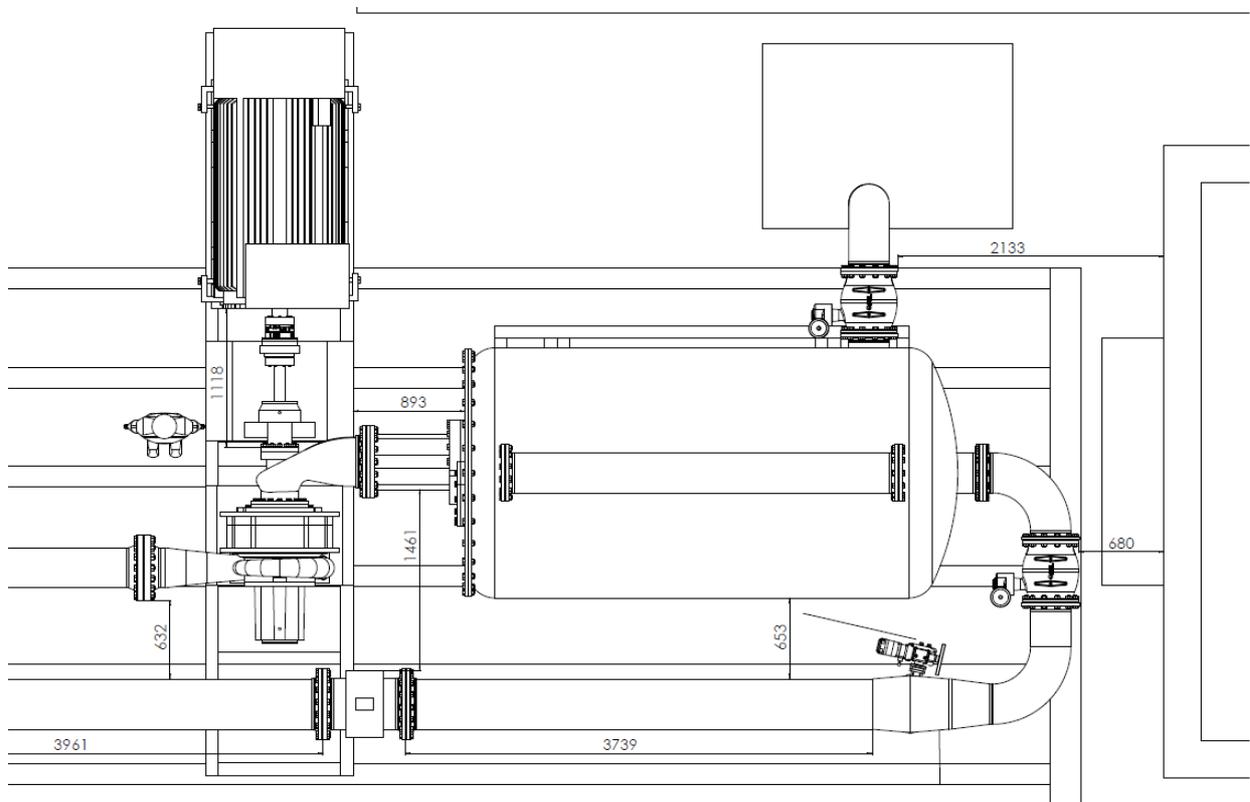


Abbildung 6.19 Messzugänglichkeit an der Versuchsanlage [Quelle: Autor]

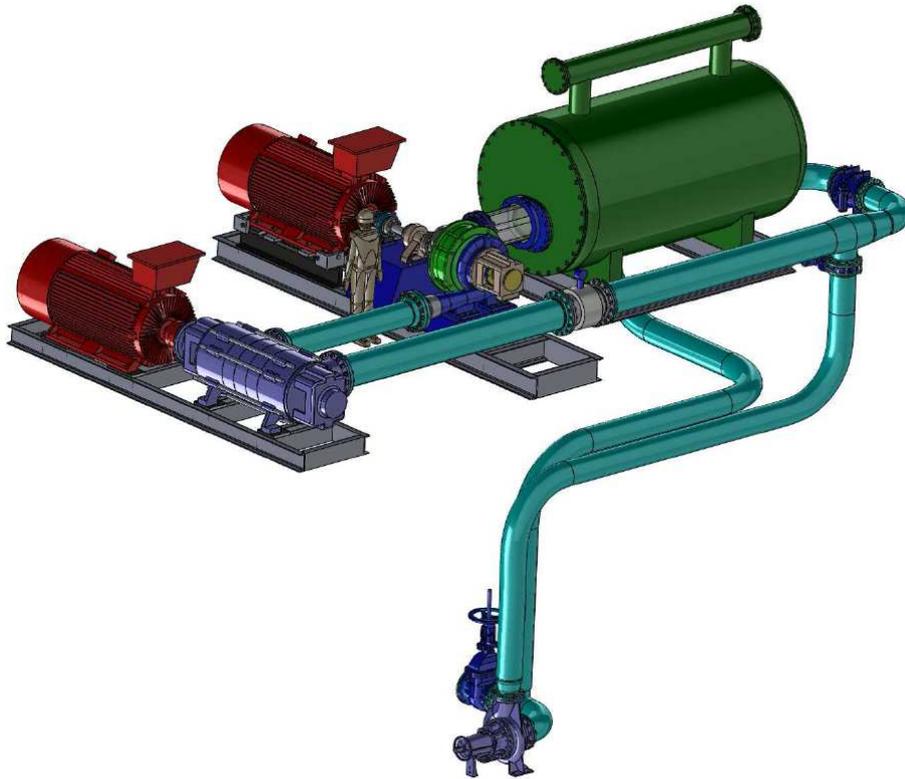


Abbildung 6.20 Versuchsstand ohne Labor [Quelle: Autor]

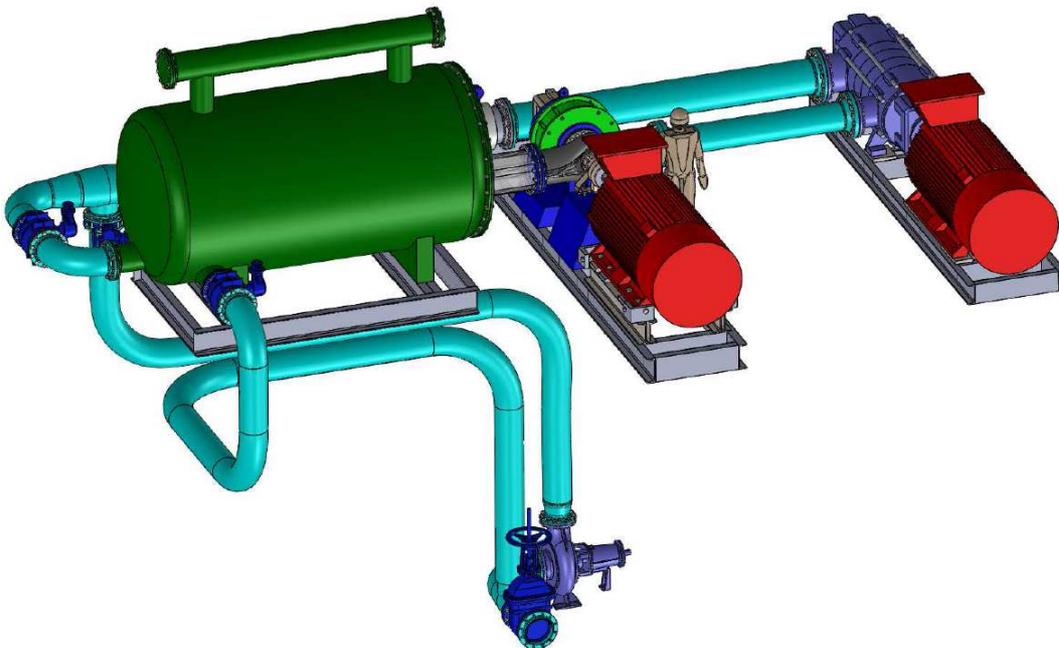


Abbildung 6.21 Versuchsstand ohne Labor [Quelle: Autor]

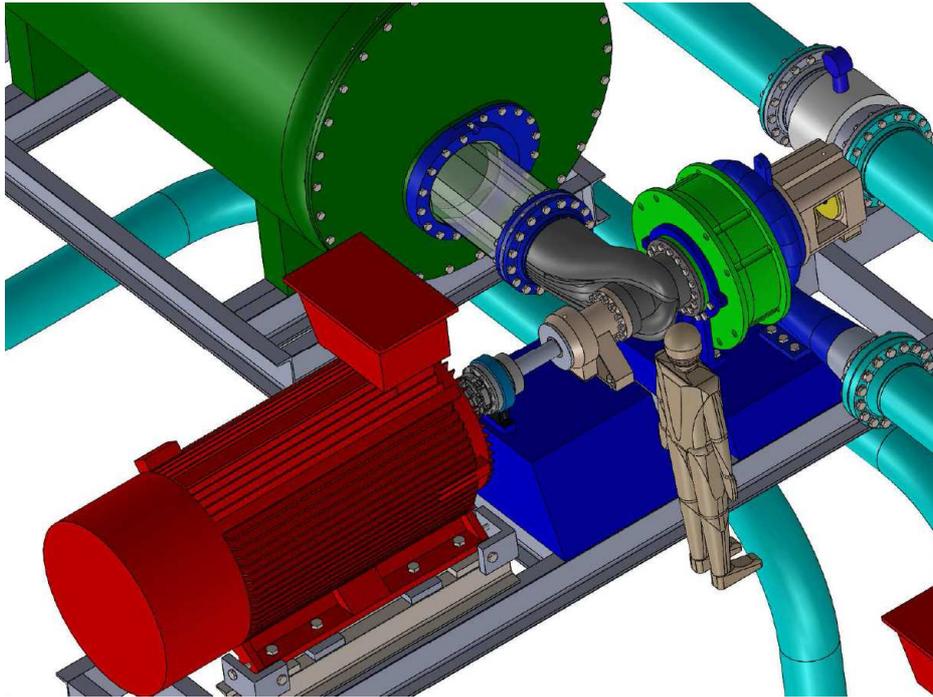


Abbildung 6.22 Pumpturbine am Versuchsstand [Quelle: Autor]

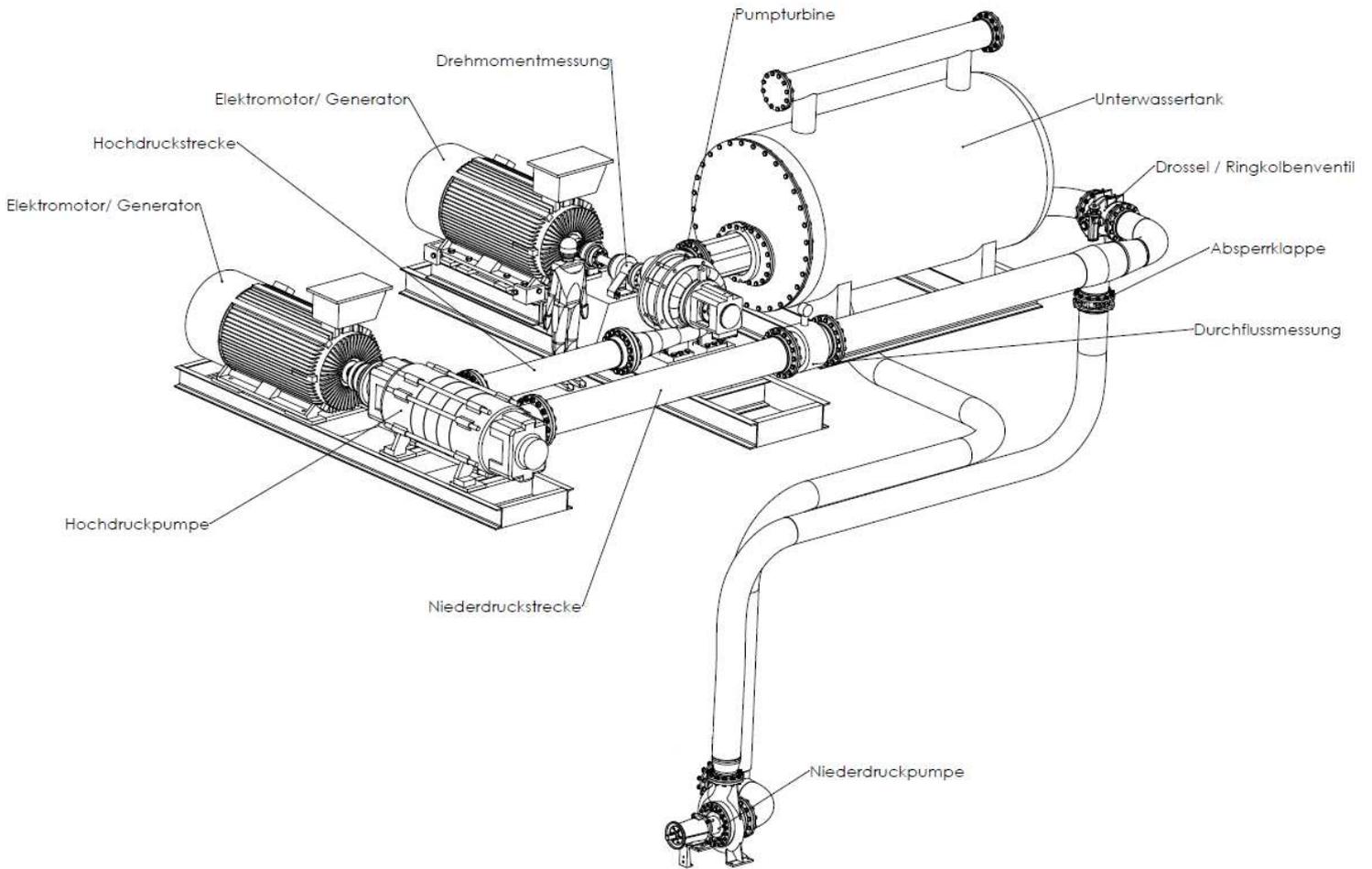


Abbildung 6.23 Komponentenübersicht des Prüfstands [Quelle: Autor]

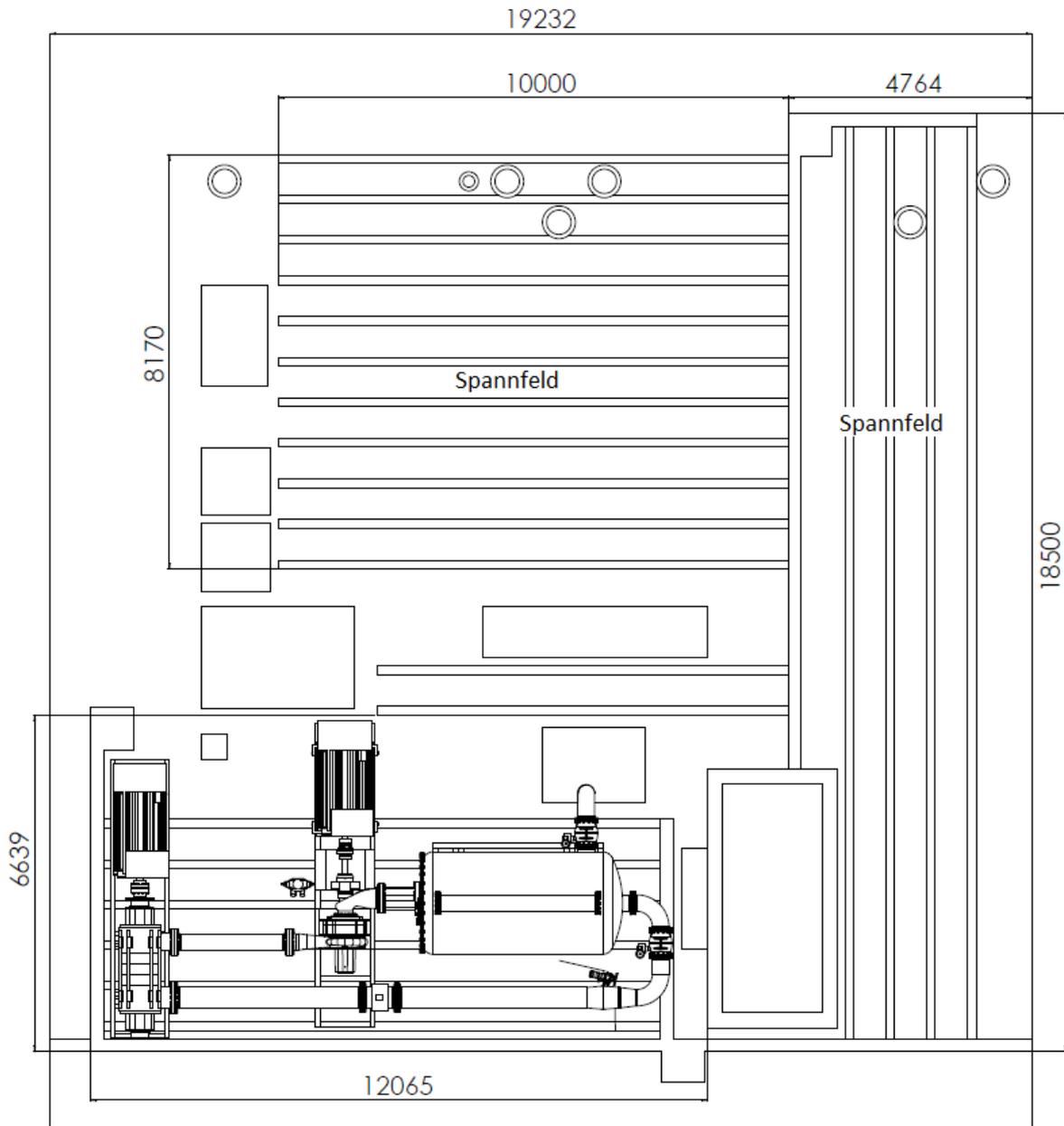


Abbildung 6.24 Labor des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik [Quelle: Autor]

## 6.5.7 Komponenten des Prüfstandes

### 6.5.7.1 Rohrleitungen

Der Prüfstand unterteilt sich in einen Hoch- und einen Niederdruckteil. Die Rohrleitungen verbinden die Pumpturbine mit den Versorgungspumpen und dem Unterwassertank. Dazwischen sind diverse Armaturen, wie Drossel, Absperrhähne und eine Durchflussmessung installiert. Alle Rohrleitungen werden in Edelstahl ausgeführt, ihre Dimensionen richten sich nach der DIN 2462 und DIN 2463.

### 6.5.7.2 Hochdruckteil

Der Hochdruckteil wurde möglichst kurz gehalten, weil die Kosten für die Rohrleitungen und vor allem die Flansche und andere Armaturen sehr viel höher sind, als die für einen geringeren Druck. Außerdem birgt der Hochdruckteil die größten Gefahren in Hinblick auf die Sicherheit.

Ausgehend von einem erwarteten Maximaldruck von 40 bar bei Pumpen gegen geschlossenen Schieber, wurden Flansche mit einem Nenndruck von 63 bar verwendet (PN63 Pressure Nominal). Diese bieten eine ausreichende Sicherheit für den maximal zu erwartenden Druck und mögliche Druckstöße durch eine Fehlbedienung oder Defekte.

Die Nennweite (DN) richtet sich nach dem Anschluss an der Hochdruckpumpe bzw. der Pumpturbine und der Durchflussgeschwindigkeit und damit den Verlusten. In diesem Fall wurde eine Nennweite von 300 mm gewählt. Die Wanddicke richtet sich nach der Wandstärke der jeweiligen Vorschweißflansche und beträgt im Fall von PN63 11 mm.

Tabelle 6.12 Rohrleitung PN64 nach DIN 2462 [36] bzw. DIN 2463 [37]

Rohrleitung PN64		
	Wanddicke [mm]	Außendurchmesser [mm]
<b>DN300</b>	11	323.9
<b>Reduzierung 300 - 250 mm</b>	7.1 - 6.3	323.9 - 267

Tabelle 6.13 Flansche PN64 nach DIN 2636 [35]

Flansch PN64	[mm]				
	DN	kf	df	d1f	Df
<b>DN300</b>	300	460	409	37	530

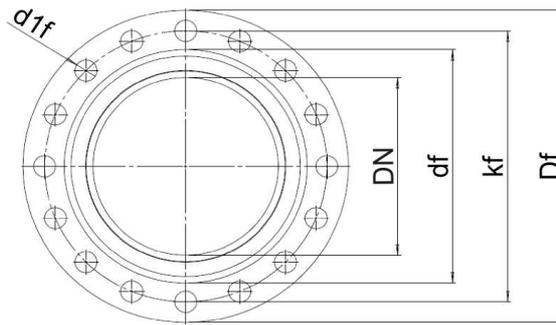


Abbildung 6.25 Maße Flansch [34]

Bei sehr kurzen Hochdruckstrecken ist es aufgrund der Verluste zulässig, hohe Geschwindigkeiten von 10 bis 20 m/s zuzulassen, wobei bei Strecken von mehreren Kilometern der Durchmesser so gewählt wird, dass die Strömungsgeschwindigkeiten nicht mehr als 3 m/s erreichen. In solch einem kurzen Hochdruckstück, wie es bei dieser Anlage der Fall ist, haben die Verluste eine untergeordnete Bedeutung. Es ist eher darauf zu achten, dass die Leitung lang genug ist, um eine störungsfreie Strömung zu erreichen. Dafür wurde ein Länge zu Durchmesser Verhältnis  $L/D$  von  $> 5 - 8$  [26] gewählt. So soll dafür gesorgt werden, dass das Wasser nicht mit einem Vordrall in die Pumpturbine strömt und zu verfälschten Messungen führt. Zwischen dem Hochdruckrohr und dem Druckstutzen der Pumpturbine findet eine Reduzierung von 300 auf 250 mm statt.

Nach der Fertigstellung der Rohrleitungen werden diese mit dem 1.5-fachen Druckstoßdruck abgedrückt und die Schweißnähte zerstörungsfrei geprüft.

### 6.5.7.3 Niederdruckteil

Der Niederdruckteil macht den größten Anteil an der Anlage aus. Dieser beinhaltet auch sämtliche Aggregate und Ventile. Die Stahlrohrleitungen haben einen Nenndurchmesser von 300 und 400 mm.

Tabelle 6.14 Rohrleitung PN16 DIN 2462 [36] bzw. DIN 2463 [37]

Rohrleitung PN16		
	Wanddicke [mm]	Außendurchmesser [mm]
<b>DN 300</b>	7.1	309.7
<b>DN400</b>	10	390.4

Die Flansche wurden ebenfalls mit der Druckstufe PN16 gewählt.

Tabelle 6.15 Flansch PN16 nach DIN 2633 [34]

Flansch PN16*	[mm]				
	DN	kf	df	d1f	Df
<b>DN250</b>	250	355	320	26	405
<b>DN300</b>	300	410	410	28	460
<b>DN400</b>	400	525	480	31	580

\*Skizze siehe Abbildung 6.25 Maße Flansch

Der Saugstutzen an der Hochdruckpumpe hat einen Nennweite von 400 mm. Um einen ungestörten Zulauf zu erhalten, wurde auf eine Reduzierung unmittelbar am Saugstutzen verzichtet und über die gesamte gerade Länge ein DN 400 Rohr gewählt. Dies ist auch notwendig, um eine störungsfreie Strömung für die Durchflussmessung zu erreichen, die sich in dieser Strecke befindet.

Folgende Punkte gab es bei der Ausführung der Rohrleitungswege zu beachten:

- Strömt das Wasser mit einem Vordrall in die Pumpe, der sich in Laufraddrehrichtung dreht, nimmt die Förderhöhe ab. Bei einem Gegendrall kann schnell mehr Last abgenommen werden als der Antrieb leisten kann, es kann zu einer Überlastung des Antriebs kommen.
- Es ist beim Zulauf auch darauf zu achten, dass es nicht zu dreidimensionalen Strömungen kommt, die durch Umlenkungen in verschiedenen Ebenen in der Rohrleitung davor hervorgerufen werden können.
- Vor dem Saugstutzen der Hochdruckpumpe soll sich ein gerades Rohrstück mit  $L/D > 5 - 8$  befinden.
- Reduzierungen und Umlenkungen unmittelbar vor den Armaturen sind zu vermeiden.

Die Niederdruckleitungen werden wie die Rohrleitungen mit dem 1.5-fachen Druckstoßdruck abgedrückt und die Schweißnähte werden zerstörungsfrei geprüft.

### 6.5.8 Verluste

Die Druckverluste in den Rohrleitungen sind primär abhängig vom Durchfluss und der Oberflächenbeschaffenheit der Rohrleitungen.

$$\Delta p = \rho \cdot \xi \cdot \frac{v^2}{2} \quad <23>$$

$\Delta p$ ... Druckunterschied

$\rho$ ... Dichte Wasser

$\xi$ ... Druckverlustbeiwert

$v$ ... Strömungsgeschwindigkeit

Im folgenden wurden die Verluste bei einem Durchfluss von  $Q = 3 \text{ m}^3/\text{s}$  angegeben, was zirka dem  $Q$  im "rated" Bereich entspricht. Die Rohrrauigkeit wurde mit 0,06 mm festgelegt, was einem neuen geschweißten Stahlrohr entspricht.

Tabelle 6.16 Druckverluste zwischen Saugrohr Austritt und dem Unterwassertank [28]

Hochdruckstrecke		Saugrohr Austritt - Unterwassertank		
<b>Fördermedium</b>	Wasser			
<b>Volumenstrom</b>	$\text{m}^3/\text{s}$	0,3	0,3	0,3
<b>Dichte</b>	$\text{kg}/\text{m}^3$	927	927	927
<b>Bezeichnung</b>		Gerades Rohr	Reduzierung	Gerades Rohr
<b>Maße</b>	mm	D 302 L 2452	$D_1$ 301,8 $D_2$ 249,1	D 403 L 812
<b>Strömungsgeschw.</b>	m/s	4,188	4,194	2,352
<b>Strömungsform</b>	turbulent/ laminar	turbulent	turbulent	turbulent
<b>Zeta-Wert</b>		0,181	0,022	0,048
<b>Druckverlust</b>	bar	0,015	0,098	0,001

Gesamt  $\Delta p = 0,114 \text{ bar}$

Eine Strömungsgeschwindigkeit von 4 m/s ist relativ hoch [13], was aber für kurze Hochdruckstrecken zulässig ist. Das Reduzierstück sollte Hydrodynamisch ausgebildet sein, damit es beim Übergang zum kleineren Querschnitt zu keiner Ablösung der Strömung kommt, wodurch Kavitation und damit Vibrationen kommen kann.

Tabelle 6.17 Druckverluste ohne Niederdruckpumpe [28]

Niederdruckstr.	ohne ND Pumpe						
<b>Fördermedium</b>	Wasser						
<b>Volumenstrom</b>	$\text{m}^3/\text{s}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
<b>Dichte</b>	$\text{kg}/\text{m}^3$	927	927	927	927	927	927
<b>Bezeichnung</b>		Gerades Rohr	Reduzierung	7x Rohr-bogen 90°	Ringkolben-ventil	Gerades Rohr	T-Stück
<b>Maße</b>	mm	D 388, L 8540	$D_1$ 388, $D_2$ 302,	D 302, R 457	D 302,	D 302, L 600	D 302

<b>Strömungsgeschw.</b>	m/s	2,527	2,527	4,188	4,188	4,188	4,188
<b>Strömungsform</b>	turb./ lam.	turb.	turb.	turb.	turb.	turb.	turb.
<b>Zeta-Wert</b>		0,515	0,031	0,338	1,4	0,044	0,7
<b>Druckverlust</b>	bar	0,015	0,054	0,198	0,114	0,004	0,057

Gesamt  $\Delta p = 0,442$  bar

Niederdruckstr.		mit ND Pumpe				
<b>Fördermedium</b>	Wasser					
<b>Volumenstrom</b>	m <sup>3</sup> /s	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
<b>Dichte</b>	kg/m <sup>3</sup>	927	927	927	927	927
<b>Bezeichnung</b>		Gerades Rohr	Gerades Rohr	Reduzierung	T-Stück	Gerades Rohr
<b>Maße</b>	mm	D 302 L 4000	D 302 L 2000	D <sub>1</sub> 302 D <sub>2</sub> 215		D 302 L 2000
<b>Strömungsgeschw.</b>	m/s	4,188	4,188	4,188	4,188	4,188
<b>Strömungsform</b>	turb./ lam.	turb.	turb.	turb.	turb.	turb.
<b>Zeta-Wert</b>		0,296	0,148	0,036	0,7	0,148
<b>Druckverlust</b>	bar	0,024	0,012	0,247	0,057	0,012

Tabelle 6.18 Druckverluste mit Niederdruckpumpe [28]

Niederdruckstr.		mit ND Pumpe		
<b>Fördermedium</b>	Wasser			
<b>Volumenstrom</b>	m <sup>3</sup> /s	0,3	0,3	0,3
<b>Dichte</b>	kg/m <sup>3</sup>	927	927	927
<b>Bezeichnung</b>		Gerades Rohr	Gerades Rohr	Gerades Rohr
<b>Maße</b>	mm	D 302 L 2200	D 302 L 1470	D 302 L 824
<b>Strömungsgeschw.</b>	m/s	4,188	4,188	4,188
<b>Strömungsform</b>	turb./ lam.	turb.	turb.	turb.
<b>Zeta-Wert</b>		0,163	0,109	0,109
<b>Druckverlust</b>	bar	0,013	0,009	0,009

Gesamt  $\Delta p = 0,633 \text{ bar}$

Daraus ergibt sich ein gesamter Druckverlust in den Rohrleitungen und den Absperrarmaturen von 0,56 bar beim Betrieb der kurzen Strecke ohne die Niederdruckpumpe und ein Druckverlust von 0,75 bar im Bypassbetrieb über die Niederdruckpumpe. Aufgrund des großen Durchmessers des Unterwassertanks, ist der Druckverlust darin vernachlässigbar gering.

### 6.5.9 Pumpturbine

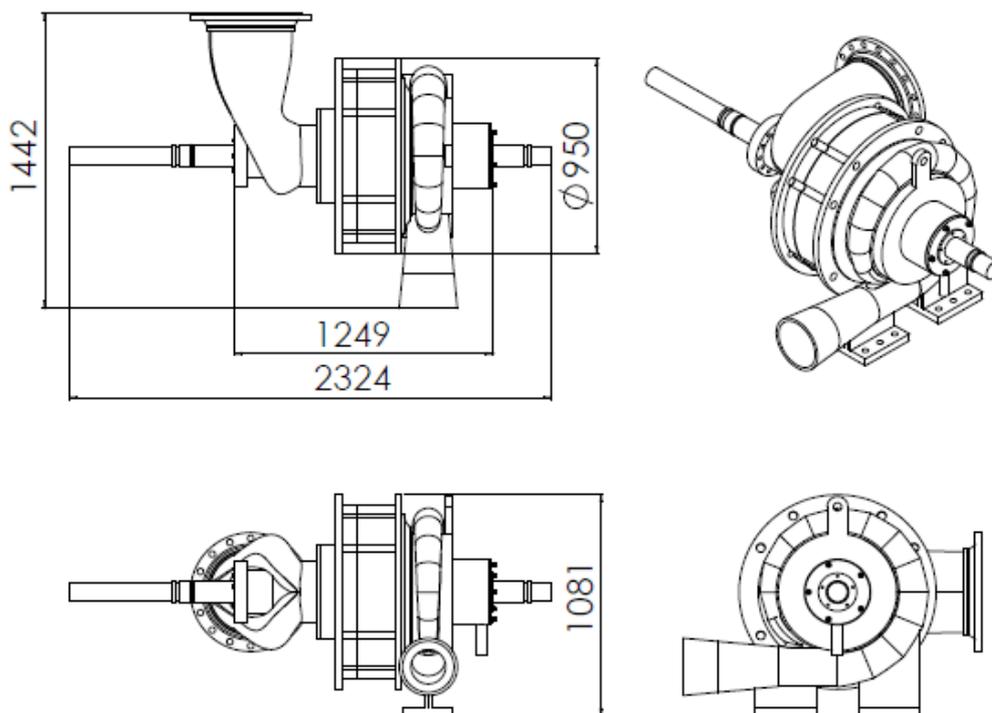


Abbildung 6.26 Pumpturbine in modularer dreistufiger Bauweise [Quelle: Autor]

In Abbildung 6.4 ist die Pumpturbine isoliert von der Gesamtanlage zu sehen.

Für die Fertigung der Pumpturbine muss je nach Leistung und Ausführung das richtige Herstellungsverfahren bzw. Material ausgewählt werden. Es gibt eine Vielzahl von Herstellungsverfahren, wobei bauteilspezifisch verifiziert werden muss, welches sich am besten eignet. Hier angeführt ist ein Vorschlag, wie die Hauptkomponenten hergestellt werden könnten. Die Welle sollte aus einem Vergütungsstahl wie 42CrMo4 oder einem nicht rostenden Stahl wie X2CrNiMoN22-5-3 hergestellt werden. Die Laufräder können auf Grund der geringen spezifischen Drehzahl  $n_q$  nicht aus einem Stück gefräst werden, da die Umlenkung zu stark ist und nicht der gesamte Laufradkanal mit dem Fräser bearbeitet

werden kann. Deshalb können sie zweiteilig aus Rohlingen gefräst und anschließend geschweißt, verschliffen, gegläht und fertig bearbeitet werden. Durch die geringe Baugröße der Maschine kann überlegt werden, die Einlaufspirale ebenfalls zweiteilig zu fräsen und anschließend die beiden Teile miteinander zu verschweißen. Für das Saugrohr eignet sich eine Schweißkonstruktion aus S235 Stahl.

Um die mechanischen Verluste so gering wie möglich zu halten, sollte die Turbinenwelle an beiden Turbinenenden mit Gleitringdichtungen abgedichtet werden. Die Labyrinthdichtungen gegenüber den Laufradböden und -kränzen sollten aus einer Messinglegierung gedreht werden, damit es beim Anlaufen der Laufräder am Gehäuse zu keinen Beschädigungen an den Laufrädern kommt. Außerdem können so die Spalte eingestellt bzw. variiert werden.

Für Messungen im, beziehungsweise nach dem Saugrohr, kann die Verbindung von diesem zum Unterwassertank in Acrylglas ausgeführt werden, welches als Ausbaustück dazwischen geschraubt wird. Beide Enden werden mit geteilten Stahlringen geklemmt, wodurch ein Ein- und Ausbau ohne axiale Verschiebung möglich ist.

### 6.5.9.1 Welle

Die erste Abschätzung des Durchmessers der Welle [13]:

$$d_W = \left( \frac{16 \cdot P_{max}}{\pi \cdot \tau_{zul} \cdot \omega} \right) \quad <24>$$

Nach dieser Abschätzung würde ein Durchmesser von 98 mm genügen. Da hierfür die zulässige Torsionsspannung für eine schwellende Belastung gewählt wurde, sollte für die Welle ein größerer Durchmesser gewählt werden. Für die anschließende Berechnung nach der Norm DIN 743 [31] wurde ein Durchmesser von 120 mm verwendet. Die detaillierte Berechnung nach der DIN 743 wurde in einer Projektarbeit ausgeführt [19]. In dieser Norm werden die wichtigsten Einflussfaktoren auf die Festigkeit der Welle berücksichtigt und gibt die Sicherheit gegen Ermüdungsbruch bei Überschreitung der Dauerfestigkeit und bleibende Verformung bzw. Gewaltbruch aus.

Hier angeführt befindet sich eine kurze Zusammenfassung der Randbedingungen bzw. Erkenntnisse.

Durch den elektrischen Antrieb kann von sehr geringen Stößen ausgegangen werden, wodurch das aus der Maximalleistung errechnete Nenndrehmoment direkt in der Rechnung verwendet werden kann. Da der Generatorhersteller nicht das Kurzschlussmoment vorhersagen konnte, wurde dieses Bremsmoment nicht in der Berechnung betrachtet.

Das durch die Rotation und die Radialkräfte hervorgerufene Biegemoment wurde als wechselnde Belastung angenommen, weil nach jeder halben Umdrehung die Kraft mit einem anderen Vorzeichen wirkt.

Die Zug- und Druckkräfte, hervorgerufen durch die Kräfte an Deck- und Tragscheibe und die Impulskraft, können als konstant angesehen werden und gehen deshalb als Mittelspannung in die Berechnung ein.

Die Sicherheit gegen Dauerbruch beträgt 2.2 (mind. 1.2) und gegen Bruch durch Maximalbelastung 3.9 (mind. 1.2), wodurch von einer hinreichend großen Sicherheit ausgegangen werden kann, um etwaigen unerwarteten Belastungen bis zu einem gewissen Grad standzuhalten.

Als nächster Schritt muss die biegekritische Drehzahl berechnet werden. Jedes schwingfähige System hat seine Eigenfrequenz, mit der es nach einmaliger Anregung schwingen kann. Es ist wichtig die Eigenfrequenzen zu bestimmen, um einen Betrieb in diesem zu vermeiden. Diese Frequenzen sollten möglichst schnell durchfahren werden und die Anlage auf keinen Fall mit diesen betrieben werden, da es zu Schwingungen mit großen Amplituden kommt. Ein Betrieb mit diesen Drehzahlen führt zur Zerstörung des Bauteils.

Für die Berechnung wurde ein Modell der Pumpturbine mit all seinen Massen erstellt. Der Rotor des Elektroantriebs und Massen der Laufräder wurden punktförmig aufgetragen. Die beiden Auflager in Abbildung 6.27 stellen die Lagerstellen der Pumpturbine dar.

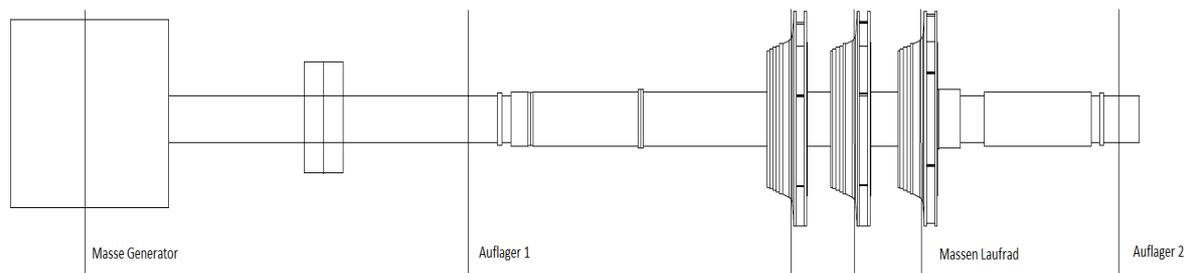


Abbildung 6.27 Modell für die Berechnung der kritischen Drehzahl [Quelle: Autor]

Tabelle 6.19 Mechanische Eigenschaften des Wellenwerkstoffs [21]

Name	$R_{mN}$	$R_{eN}$	$\sigma_{zdWN}$	$\sigma_{bWN}$	$\tau_{tWN}$
<b>X2CrNiMoN22-5-3 (1.4462)</b>	650	450	260(450)	325(540)	195(310)

Der Werkstoff ist ein nichtrostender austenitischer-ferritischer Stahl mit der Bezeichnung 1.4462 oder X2CrNiMoN22-5-3. Der Stahl ist im Pumpenbau weit verbreitet. Er zeichnet sich durch eine besonders hohe Korrosionsbeständigkeit aus. Er wird für hohe chemische und mechanische Beanspruchungen im Bereich der Wasser- und Offshoretechnik verwendet. Dieser Stahl zeichnet sich aus durch:

- Korrosionsbeständigkeit
- Spannungskorrosionsbeständigkeit
- Hohe Festigkeit und Streckgrenze

Die Einsatztemperatur reicht von 350 °C bis -100 °C. Die relativen Werkstoffkosten in Bezug auf einen Standard Stahl S235JR betragen jedoch 5.8. Alternativ eignet sich auch zum Beispiel ein Vergütungsstahl 42CrMo4.

### 6.5.10 Hochdruckpumpe

Die Auslegung der Hochdruckpumpe erfolgt entsprechend den Erfordernissen aus den vorausgerechneten Kennlinien des Turbinenbetriebs. In Abbildung 6.29 wurde die Leistungskennlinie der Hochdruckpumpe des Herstellers Vogel konstruiert und über das Kennfeld der

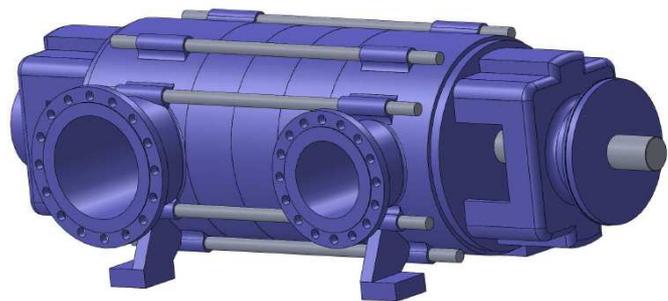


Abbildung 6.28 Hochdruckpumpe MP300 in dreistufiger Ausführung [Quelle: Autor]

Pumpturbine gelegt. Es sollte das ganze Leistungsspektrum der Pumpe im Turbinenbetrieb abgefahren werden können.

Im Turbinenbetrieb wird durch die Hochdruckpumpe der Durchfluss [Q] und die Fallhöhe [H] bereitgestellt. Durch den drehzahlvariablen Antrieb mit einem Frequenzumrichter ist es möglich, die Drehzahl zu reduzieren und alle erwünschten Punkte zu erreichen. Bei einer Drehzahlabenkung um 50 % von der Nenndrehzahl ist noch mit einem problemlosen Betrieb zu rechnen. Nach Absprache mit dem Hersteller kann die Drehzahl noch weiter reduziert werden.

### Kennline MP300.2/3 über Turbinenkennfeld

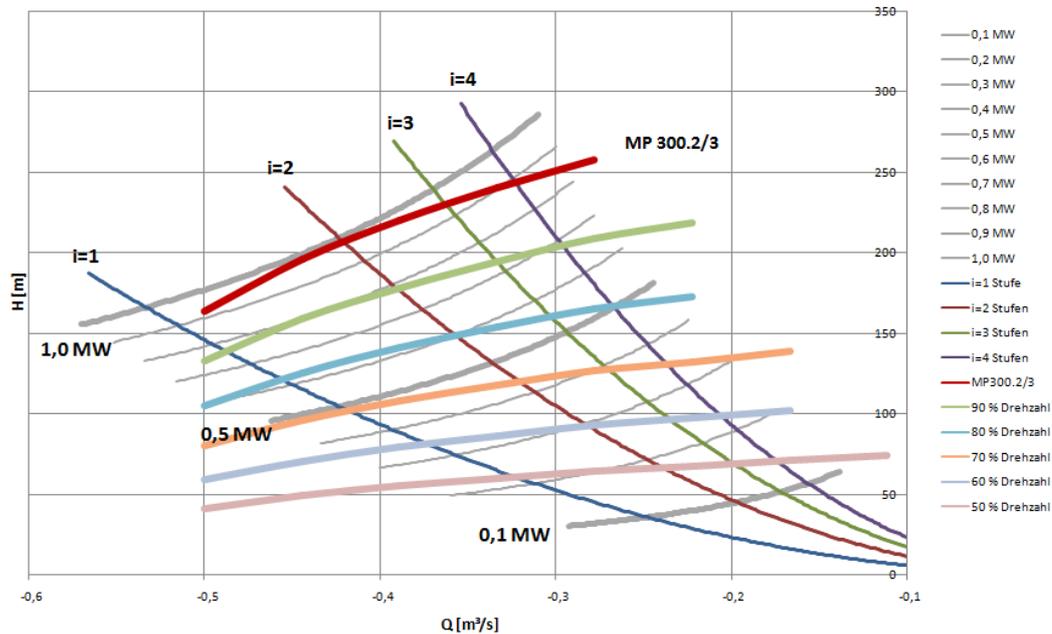


Abbildung 6.29 Kennline HD-Pumpe über Turbinenkennfeld

Die in Abbildung 6.30 dargestellte Kennlinie des ausgewählten Pumpentyps wurde in Abbildung 6.29 über das mögliche Kennfeld der Pumpturbine gelegt (Rote Kennlinie MP300.2/3). Mit diesem Pumpentyp kann ein großer Bereich der möglichen Pumpturbinen Konstellationen abgedeckt werden.

Bei der Pumpe handelt es sich um eine dreistufige Radialpumpe. Ihre maximale Förderhöhe gegen einen geschlossenen Schieber ( $Q=0$ ) beträgt 325 m bei einer Drehzahl von 1474 1/min. Die maximale Leistungsaufnahme beträgt 1050 kW. Mit einem maximalen NPSH Wert von zirka 10 m benötigt die Pumpe eine Vorförderpumpe, um nicht im Kavitationsbereich betrieben zu werden. Die drei Laufraddurchmesser betragen 530 mm.

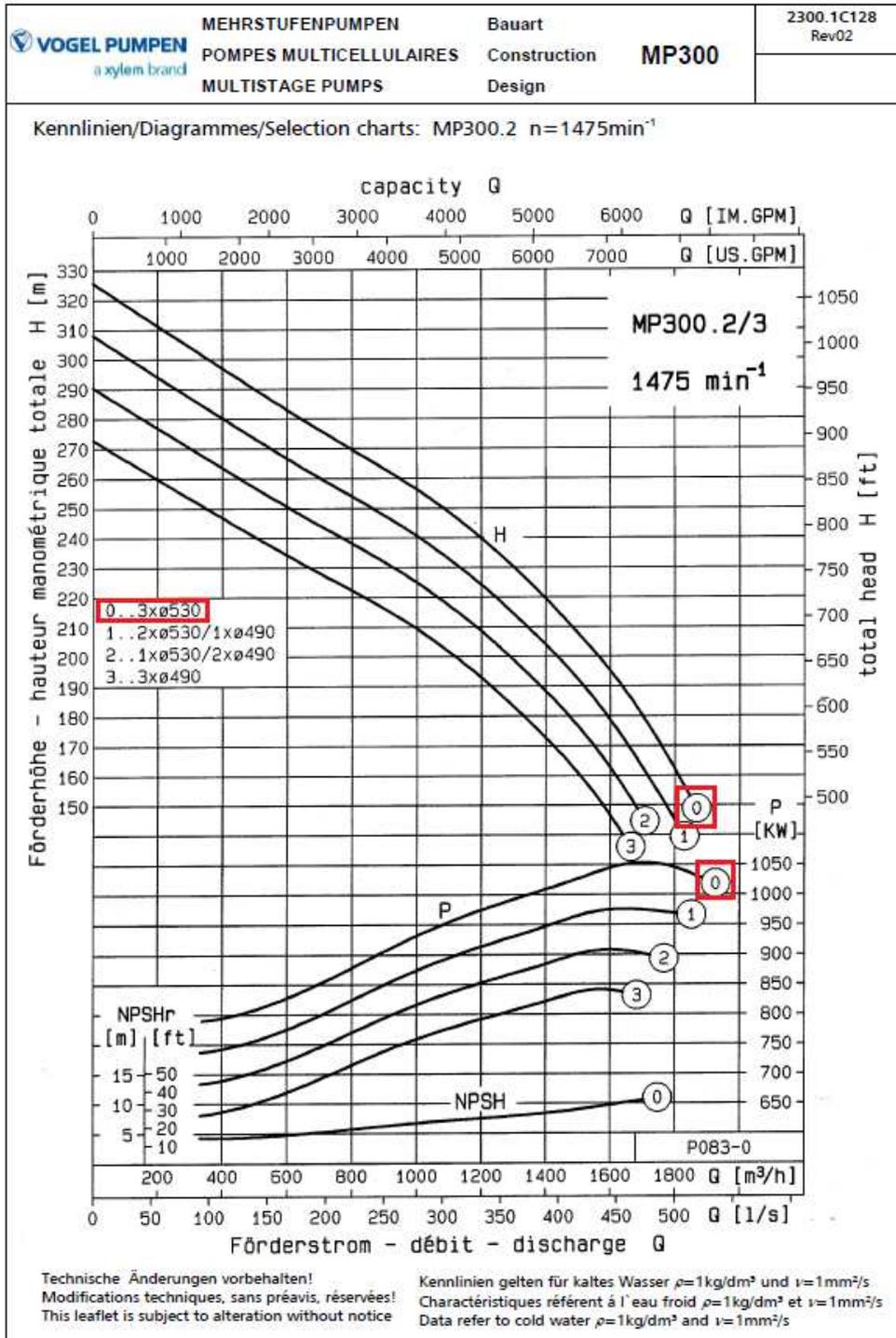


Abbildung 6.30 Kennlinien MP300.2/3 [32]

### 6.5.11 Niederdruckpumpe

Die Niederdruckpumpe sorgt für den nötigen Gegendruck der HD-Pumpe und der Pump turbine. Mit ihr kann der Druck im Unterwassertank erhöht werden, wodurch die Einbautiefe der Pump turbine simuliert werden kann. Der Gegendruck ist nötig, damit die Pump turbine im Pumpbetrieb kavitationsfrei betrieben werden kann. Befindet sich die Pump turbine im Turbinenbetrieb, benötigt die HD-Pumpe den Gegendruck, um

kavitationsfrei betrieben werden zu können. Dafür eignen sich am besten einstufige Radial- bzw. Halbaxialpumpen mit einer großen spezifischen Drehzahl  $n_q$ .

### 6.5.12 Elektrische Antriebe

Die gesamte Anlage soll drehzahlvariabel ausgeführt werden, wodurch die Anforderungen an den Antrieb größer werden. Die Frequenzumrichter erzeugen starke elektrische Störsignale in der Motorzuleitung, die dazu führen, dass der Motor mit einer höheren Isolationsklasse ausgeführt werden muss [20]. Auch in Hinblick auf die Kühlung ist darauf zu achten, dass diese leistungsfähiger ausgeführt wird.

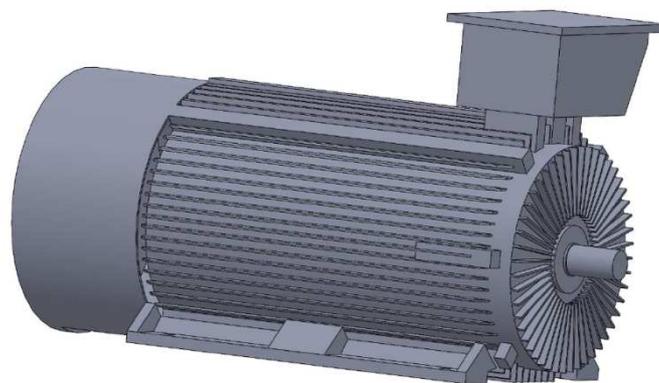


Abbildung 6.31 Elektrischer Antrieb HXR\_500 von ABB [Quelle: Autor]

Die Drehzahlvariabilität verleiht dem Prüfstand eine besondere Flexibilität, die für Messungen und auch das modulare Pumpenturbinenkonzept sehr wichtig ist. Mit der Veränderung der Drehzahl bei konstantem Durchfluss kann näher an das Optimum herangefahren werden. Dadurch können sowohl im Pump- als auch im Turbinenbetrieb die Optima der Maschine angefahren werden.

Es handelt sich hier um einen 4-Pol HXR Motor des Herstellers ABB mit einem Wirkungsgrad von 97.4 % unter Vollast. Der Motor wird mit der Isolationsklasse F ausgeführt, damit ein drehzahlvariabler Betrieb möglich ist. Isolationsklasse F bedeutet ein Einsatz bis zu 155 °C [21].

Das Trägheitsmoment des Rotors beträgt 50 kg m<sup>2</sup>, welches in die Druckstoßberechnung einfließt.

## 6.5.13 Drehmomentmessung und Wellenkupplung

### Drehmomentmessung

Die Drehmomentmessung erfolgt nach dem DMS Prinzip (Dehnungsmessstreifen). Dabei ändert sich durch die Verformung der elektrische Widerstand, wodurch kleinste Veränderungen erfasst werden können. In diesem Fall erfolgt die Messung durch den Typ 4504A der Firma Kistler.

Die integrierte digitale Messwertvorverarbeitung erzeugt analoge oder digitale Ausgangssignale, die berührungslos übertragen werden. Der Rotor läuft lagerlos und somit verschleißfrei.

Die Messung befindet sich zwischen dem Generator und der Pumperturbine.

Technische Daten:

Tabelle 6.20: Technische Daten Drehmomentmessung [22]



Abbildung 6.32 Drehmomentmessung Typ 4504A [22]

<b>Nennmoment</b>	<b>Nm</b>	<b>10000</b>
<b>Messbereich</b>	Nm	20000
<b>Grenzdrehzahl</b>	1/min	8000
<b>Bruchmoment</b>	Nm	40000
<b>Wechseldrehmoment</b>	Nm	10000
<b>Verdrehwinkel</b>	°	0.015
<b>Grenzbiegemoment</b>	Nm	4000
<b>Grenzlängskraft</b>	kN	31
<b>Gewicht Rotor</b>	Kg	13.1
<b>Gewicht Stator</b>	kg	4.38
<b>Genauigkeitsklasse</b>	%	0.1

### Kupplung

Als Kupplung wurde eine drehsteife Lamellenkupplung vom Typ 2300A des Herstellers Kistler gewählt. Diese ist speziell für die Anbindung an den Drehmomentsensor Typ 4504A gedacht. Auf der anderen Seite ist sie als Spannringsnabe ausgeführt um die Turbinenwelle klemmen zu können. Dieser Typ der Kupplung eignet sich besonders zum Ausgleich von Axial-, Radial- und Winkelfehlern[23].



Abbildung 6.33 Drehmomentmessung [23]

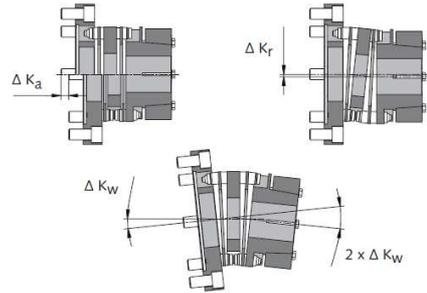


Abbildung 6.34 Zulässige Wellenverlagerungen der Kupplungselemente [23]

Da bei diesem Prüfstand mehrmals von zwei- auf dreistufig umgebaut werden muss, ist es nicht möglich, die Maschinen immer genau darauf auszurichten. Auch muss das thermische Wachsen des Generators im Betrieb kompensiert werden können. Dadurch muss ein gewisser Winkelversatz möglich sein. Aufgrund der zweifachen Lagerung der Turbinenwelle besteht keine Gefahr eines Kontakts zwischen einem der Laufräder und der Seitenraumwand.

## 6.5.14 Absperrorgane

### 6.5.14.1 Ringkolbenventile

Die Regelung der Anlage im Turbinenbetrieb erfolgt mittels Drehzahlregelung der Hoch- und Niederdruckpumpe. Für einen noch größeren Regelbereich kann das Ringkolbenventil verwendet werden. So können Leitungen gesperrt, oder der Druck in der Leitung gedrosselt werden, wodurch sich eine feinere Regelung realisieren lässt. Durch seine Bauart hat das Ringkolbenventil einen geringen Zeta Wert, weshalb der Druckverlust sehr gering ist und eine besonders kavitationsfreie Regelung möglich ist.

Tabelle 6.21 Maßtabelle Ringkolbenventil [mm] [24]

DN	L	D	h1	h2	h3	h3	e1	e2	e3	u	G
		PN16			HR	EA					PN16
<b>300</b>	500	515	266	322	310	272	285	357	100	32	262

#### Verwendete Maße

L [mm] Baulänge

D [mm] Flansch

G [kg] Gewicht (Circa-Wert,  
je nach Ausführung abweichend)

u Umdrehungen Handrad (Auf/Zu)

HR mit Handrad

EA mit Elektrodrehtrieb (Maße können je nach  
Hersteller des Antriebes variieren)

Weitere Antriebsvarianten auf Anfrage

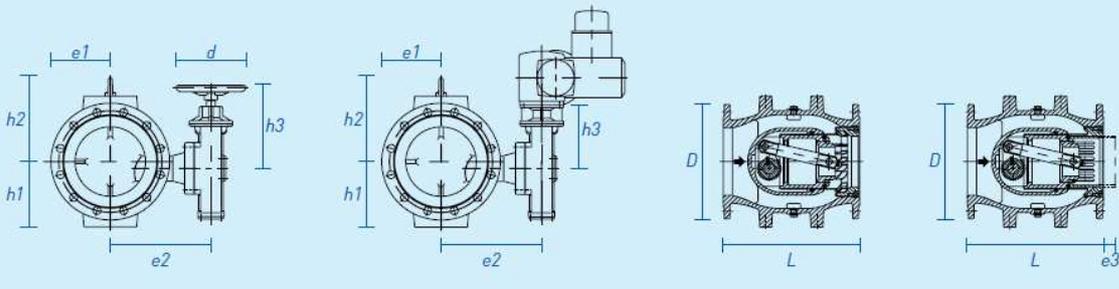


Abbildung 6.35 Maße Ringkolbenventil [24]

#### 6.5.14.2 Absperrklappe

Dort, wo keine Regelfunktion nötig ist, kommen Absperrklappen zum Einsatz. Diese ersetzen immer häufiger Keilschieber. Die doppelzentrisch weichdichtende Ausführung lässt ein absolutes Abdichten zu. Die Absperrklappen zeichnen sich durch ihre geringe Einbautiefe aus. Durch eine selbsthemmende Spindel kann es nicht zu einem Flattern des Tellers während des Betriebs kommen.



Abbildung 6.36 Absperrklappe des Herstellers Vinicky [25]

Ausgewählt wurde eine Absperrklappe mit der Nennweite von 300 mm, wie in Abbildung 6.36 zu sehen ist.

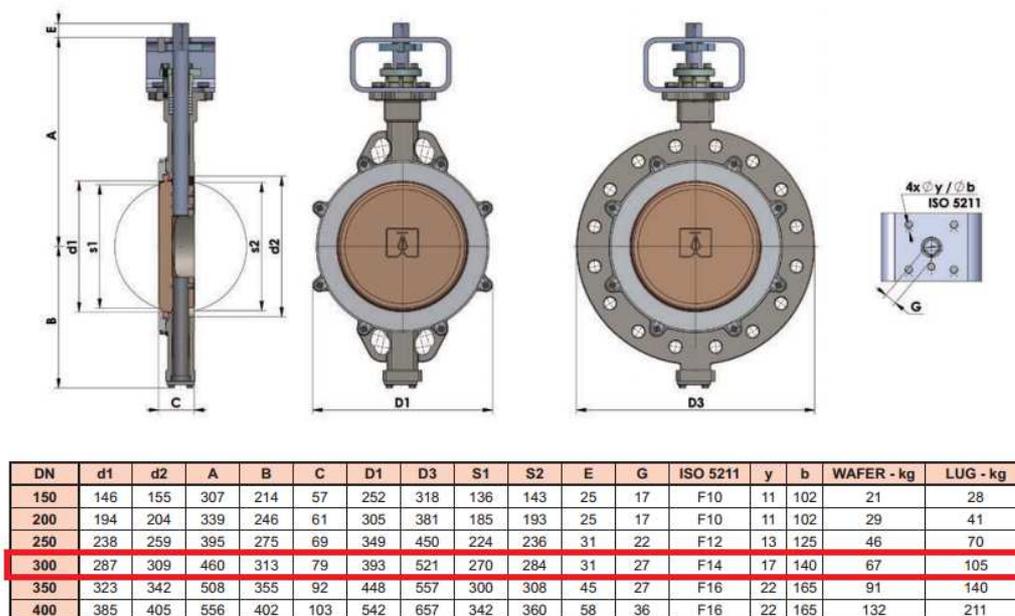


Abbildung 6.37 Maße der benötigten Ausführung [25]

### 6.5.15 Durchflussmessung

Die Durchflussmessung erfolgt durch eine magnetisch-induktive Durchflussmessung. Elektromagnetische Messungen sind nach der IEC 60193 für diesen Versuchstand und eine regelkonforme Messung zulässig.

Bei der magnetisch induktiven Durchflussmessung strömt das Wasser durch ein nichtmagnetisches Rohrstück, in dem ein normal zur Strömungsrichtung ausgerichtetes Magnetfeld herrscht. Die durch das Magnetfeld abgelenkten Ionen oder geladenen Teilchen treffen auf zum Magnetfeld senkrecht ausgerichtete Elektroden. Die dadurch veränderte Spannung wird mit einem Messaufnehmer erfasst. Die Spannung ist proportional zur Fließgeschwindigkeit [38].

Für eine akkurate Messung ist es notwendig, dass die Strömung in der Rohrleitung ein möglichst ideal ausgebildetes Geschwindigkeitsprofil hat. Das bedeutet, dass es in der Messstrecke zu keinen Störungen kommen soll. Diese Störungen können zum Beispiel durch einen Rohrbogen kurz vor der Messstelle hervorgerufen werden. Deshalb muss darauf geachtet werden, dass in einer definierten Länge vor und nach der Messung die Rohrleitung gerade ist und keine Störungen vorkommen. Hier wurde darauf geachtet, dass das gerade Rohrstück vor und nach der Pumpturbine 10 mal der Durchmesser der Rohrleitung beträgt [13].

#### Gewähltes Messgerät:

Magnetisch-induktiver Durchflussmesser Process Master FEP300/500 von ABB, geeignet im Bereich der Wasser- und Abwassertechnik.

## Technische Daten:

Tabelle 6.22 Durchflussmesser [33]

<b>Nennweite</b>	DN400
<b>Nenndruck</b>	PN16
<b>Prozessanschluss</b>	Flansch gemäß DIN/EN
<b>Auskleidung</b>	Hartgummi, Weichgummi
<b>Schutzart</b>	IP67 oder IP68
<b>Ein-/ausgänge</b>	Analogausgang (4-20 mA) Impulsausgang Kontaktein-/ausgang
<b>Messgenauigkeit</b>	0.4 % v. M., optional 0.2 % v. ;.



Abbildung 6.38 ABB Durchflussmesser [33]

### 6.5.16 Unterwassertank

Der Unterwassertank stellt in dieser Anlage das Unterwasserbecken dar. Durch sein großes Fassungsvermögen (12.000 Liter) kommt es im Turbinenbetrieb zu einer minimalen Strömungsgeschwindigkeit, wodurch ein Strömen in ein stehendes Becken simuliert werden kann.

Für die Auslegung des Tanks wurde zuvor der maximale Betriebsdruck bestimmt. Anhand dessen können die Wandstärke des Mantels und der Klöppelboden berechnet werden. Die Berechnung erfolgte nach dem AD2000 Regelwerk.

Es ist für Kavitationsuntersuchungen in der Pumpturbine notwendig, das Wasser unter dem Atmosphärendruck zu entspannen. Dafür wurde über dem Unterwassertank ein horizontales Rohr montiert, das durch zwei vertikale Stützrohre mit dem UW-Tank verbunden ist. Dem oberen Rohr wird durch einen 1" Anschlussstück Luft entzogen, wodurch der Druck im Behälter sinkt, ohne dass Wasser angesaugt werden kann.

Der Tank dient auch als Wasserreservoir während des Betriebs und als Kühlung des durch den Betrieb erwärmten Wassers. Gerade in Versuchsständen ist besonders auf gleiche Messbedingungen zu achten, weshalb der Kühlung ein großer Stellenwert zukommt.

Der Tank wird einer wechselnden Belastung aus Über- und Unterdruck ausgesetzt. Diese Wechsel finden jedoch nicht in einem auslegungsrelevanten Intervall statt. Wird die Maschine im Pumpbetrieb gefahren, muss im Unterwassertank ein Überdruck herrschen, sodass die Pumpturbine kavitationsfrei betrieben werden kann. Um Kavitationsphänomene hinter dem letzten Laufrad in Turbinenrichtung untersuchen zu können, muss das Wasser unter dessen Dampfdruck entspannt werden können.

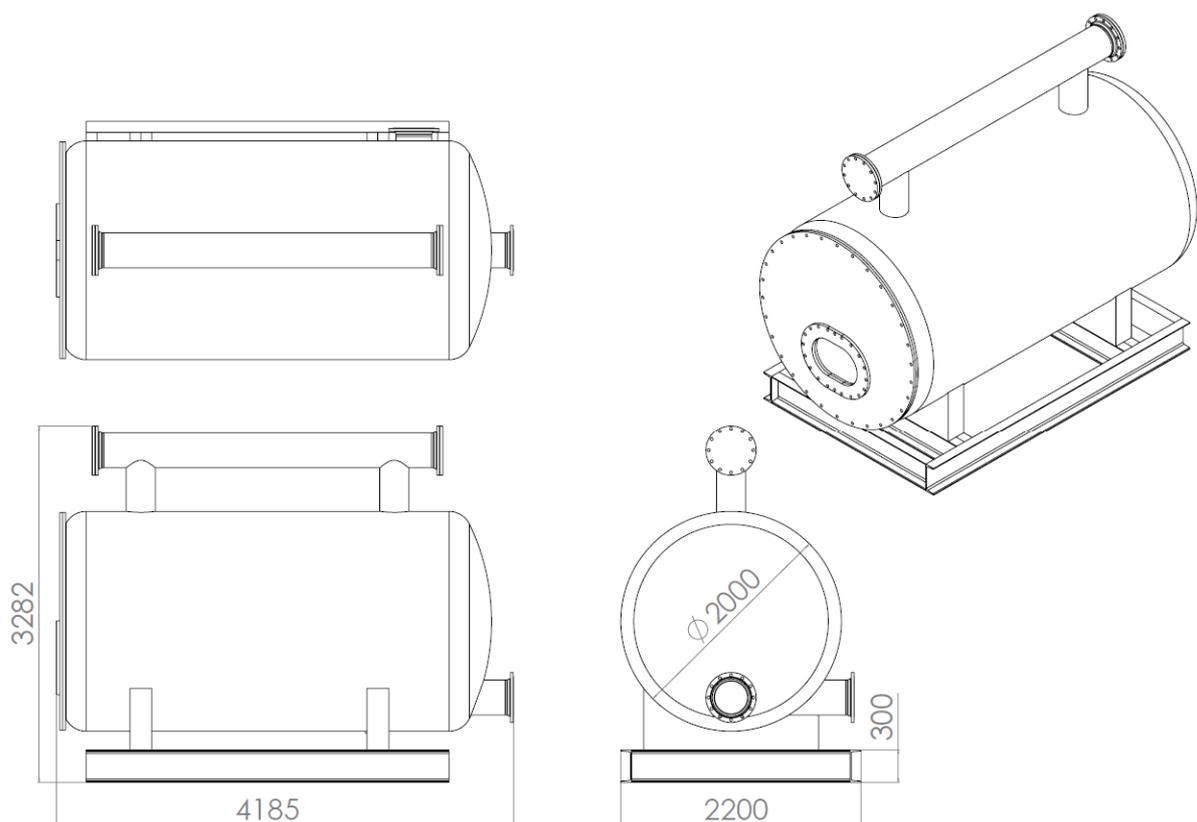


Abbildung 6.39 Unterwassertank

Die Anschlüsse am Unterwassertank sind an der gegenüberliegenden Seite des Pumpturbinenanschlusses angebracht und haben eine Nennweite von 300 mm.

An der Pumpturbinenseite des Unterwassertanks wird eine Flanschplatte aufgeschweißt, an die ein Adapterstück geschraubt wird. Durch das Umstellen der Pumpturbine von zwei- auf dreistufig verändert sich die Position des Saugrohrs. Um dabei nicht die Position des Tanks oder der Turbine ändern zu müssen, kann das exzentrische Adapterstück um 180° gedreht und wieder verschraubt werden.

Für das Aufstellen des Tanks wurde ein Rahmen mit einer Grundfläche von 6 m<sup>2</sup> geplant, da der Boden aus statischen Gründen nur mit maximal 2.000 kg/m<sup>2</sup> belastet werden darf.

Die Berechnung der Wandstärken ergab für die Mantelfläche eine Mindestwandstärke von 10 mm und 14 mm für den Boden in Klöpferform mit eingeschweißtem Stutzen [28].

## 7 Kostenabschätzung

Tabelle 7.1 Kostenabschätzung der gesamten Anlage

Komponenten	Einzelpreis [€] inkl. MwSt	Gesamt [€]
<b>Pumpturbine</b>	<b>/Stk.</b>	
3x Laufrad	35.100.-	105.300.-
Spirale	20.100.-	20.100.-
Welle + Dichtung	3.000.-	3.000.-
Saugrohr	4.500.-	4.500.-
<b>HD Pumpe</b>	<b>74.135.-</b>	<b>74.135.-</b>
<b>ND Pumpe</b>	<b>10.000.-</b>	<b>10.000.-</b>
<b>2x Elektromotoren</b>	<b>70.000.-</b>	<b>140.000.-</b>
<b>Unterwassertank</b>	<b>4.000.-</b>	<b>4.000.-</b>
<b>Flansche</b>		
1x DN250 PN16	275.-	275.-
1x DN250 PN64	1.003.-	1.003.-
8x DN300 PN16	324.-	2.592.-
3x DN300 PN64	684.-	2.052.-
3x DN400 PN16	625.-	1.875.-
<b>T-Stücke</b>		
2x DN300	1.509.-	3.018.-
<b>Reduzierungen</b>		
DN300 - DN250	360.-	360.-
DN400 - DN300	810.-	810.-
<b>Rohre</b>	<b>/m</b>	
DN400 406,4 x 8,8	966.-	6.938.-
DN300 323,9 x 7,1	419.-	6.075.-
<b>Absperrarmaturen</b>	<b>/Stk.</b>	
Absperrklappe DN300 PN16	1.600.-	3.200.-
2x Ringkolbenventil	9.000.-	18.000.-
Keilschieber DN300 PN16	1.260.-	1.260.-
<b>SUMME</b>		<b>408.493.-</b>

Diese Liste soll einen groben Überblick über die zu erwartenden Kosten geben und beinhaltet keine Montagekosten, Messgeräte, Steuerungstechnik und Kleinteile.

## 8 IEC Normen

Die Internationale Elektrotechnische Kommission (IEC) ist eine internationale Normungsorganisation für Normen im Bereich der Elektrotechnik und Elektronik. IEC Normen haben Nummern zwischen 60000 und 79999, wobei in diesem Fall die IEC Norm 60193 benutzt wird (IEC 60193 - Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests) [27].

Die verwendete Version wurde am 01.01.1997 veröffentlicht und befasst sich insbesondere mit Pumpenturbinen und ihren Modellen. Darin ist geregelt, wie groß die Abweichung des Modells vom Prototyp sein darf. In dem beinahe 600 Seiten umfassenden Manuskript wird genau auf die geometrische Ähnlichkeiten und Performance Daten des Modells eingegangen. Ein wesentlicher Teil befasst sich mit den normgerechten Messungen am Modell und in der Anlage.

In dieser Arbeit wurde darauf geachtet, dass Messapparate, die einen Einfluss auf die Gestaltung der gesamten Anlage haben, beinhaltet und normgerecht sind. Da es jedoch eine Vielzahl an verschiedenen Messmethoden gibt, wurde nicht auf alle erlaubten Methoden im Detail eingegangen.

In diesem Fall spielen die geometrischen Ähnlichkeiten eine eher untergeordnete Rolle, weil es den Prototyp zum Zeitpunkt des Verfassens der Diplomarbeit noch nicht gab. Jedoch war darauf zu achten, dass die verwendeten Geometrien auch in einem größeren Maßstab wirtschaftlich realisierbar sind.

Es werden in der Norm auch die Arten der Messungen vorgeschrieben. Folgende werden beschrieben:

- Volumenstrommessung
- Druckmessung
- Füllstandmessung
- Bestimmung von E und NPSH
- Drehmomentmessung
- Drehzahlmessung

Für eine zulässige Anwendung der IEC 60193 müssen einige Parameter innerhalb der erlaubten Grenzen sein. Besonders die Modellgröße spielt dabei eine Rolle. Tabelle 8.1 zeigt eine Übersicht der erforderlichen Größen. [27]

Tabelle 8.1 Mindestgrößen für IEC 60193 [27]

Parameter	Type of machine			
	Radial (Francis)	Diagonal (Mixed-flow)	Axial (Kaplan, bulb)	Impulse (Pelton)
Reynolds number $Re$ (-)	$4 \times 10^6$	$4 \times 10^6$	$4 \times 10^6$	$2 \times 10^6$
Specific hydraulic energy (per stage) $E$ ( $J \cdot kg^{-1}$ ) (note 1)	100	50	30 (note 2)	500
Reference diameter $D$ (m)	0,25 (note 3)	0,30	0,30	-----
Bucket width $B$ (m)	-----	-----	-----	0,08
<p>NOTES</p> <p>1 With respect to the Froude similitude condition, the test specific hydraulic energy for cavitation tests may be chosen so that the resulting <math>Re</math> number is lower than the value given.</p> <p>2 <math>E_{min} = 20 J \cdot kg^{-1}</math> if <math>D \geq 0,4</math> m</p> <p>3 For pumps and pump-turbines with low specific speed, a reference diameter such as <math>0,20 \text{ m} \leq D \leq 0,25</math> m may be allowed if the outer diameter is equal to or greater than 0,5 m.</p>				

Eine Übersicht der Modelldaten:

Tabelle 8.2 Übersicht über die Modelldaten

	Pumpbetrieb	Turbinenbetrieb
<b>Reynoldszahl</b>	$7.54 \times 10^6$	$6.67 \times 10^6$
<b>E [J/kg]</b>	560	663
<b>Laufreddurchmesser [m]</b>	0.432	0.432

Reynoldszahl nach DIN60193:  $Re = \frac{D \cdot u}{\nu}$

Somit sind die Anforderungen an das Modell erfüllt.

## 9 Zusammenfassung

An der TU Wien wird an einem modularen Pumpturbinensystem gearbeitet, welches eine Lücke im Pumpspeicherkraftwerksausbau schließen soll. Aufgrund einiger technischer und wirtschaftlichen Schwierigkeiten ist der Leistungsbereich von 5 - 15 MW sehr wenig ausgebaut. Beim modularen Pumpsystem soll es möglich sein, je nach Anforderungen Komponenten aus einem Baukastensystem zusammenzusetzen. Dies soll die Investition wirtschaftlich interessanter machen. Im Zuge dieser Arbeit sollte ein Prüfstand für Modellversuche ausgelegt, konstruiert und in ein bestehendes Labor implementiert werden.

Bevor jedoch mit der komplexeren Auslegung der Laborplanung begonnen wurde, war ein handliches Modell der Versuchsmaschine zu fertigen. Das Modell, das mit dem 3D Druckverfahren hergestellt wurde, bietet eine sehr gute Darstellungsmöglichkeit der Funktion der modularen Pumpturbine. Durch die sehr gute Auflösung des verwendeten Druckverfahrens, ließen sich alle Konturen detailgetreu nachbilden. Aufgrund der guten Oberflächenbeschaffenheit konnte das Modell gut lackiert werden, wodurch auch der optische Aspekt gelungen ist. Für den Prototypenbau hat sich das 3D Druckverfahren als sehr nützlich erwiesen, wobei die Kosten aufgrund der langen Druckdauer und der Materialien nicht außer Acht gelassen werden dürfen.

In dieser Arbeit wurden alle wichtigen Parameter zum Erstellen eines Prüfstands für eine modulare Pumpturbine zusammengetragen. Für das Auslegen der Pumpturbine wurden die Kenndaten des Prototyps auf ein Modell umgerechnet und unter Zuhilfenahme empirischer Formeln Kennfelder berechnet, wodurch dann die restlichen Komponenten der Anlage bestimmt werden konnten. Bei einer Leistung von 600 kW sind alle mechanischen und hydraulischen Beanspruchungen sehr gut beherrschbar. Bei Bedarf ist es auch möglich, den Prüfstand mit einem Megawatt zu betreiben, wobei dann aber die Kosten auf der Elektrotechnischen Seite stark ansteigen. Es wurden in dieser Arbeit die wichtigsten Lastfälle berechnet und analysiert. Vor allem auf die Berechnung der Axialkraft und des Druckstoßdrucks wurde näher eingegangen, weil diese ausschlaggebend für die wichtigsten Komponenten der Anlage sind. Die Versuchsanlage lässt sich in das bestehende Gebäudekonzept implementieren. Es können durch die Verwendung eines evakuierbaren Unterwassertanks und einer leistungsfähigen Hochdruckpumpe alle erforderlichen Tests eines Vier-Quadrantenprüfstands gemacht werden.

Mit dieser Arbeit wurde der Weg von der bisherigen Auslegungsarbeit hin zur Modelluntersuchung geschaffen. Ein wesentlicher Schritt in der Weiterentwicklung des Konzeptes bis hin zur Prototypenfertigung wurde damit geschlossen.

## Quellennachweise

- [1] <http://www.energiewendeheibronn.de> [Zugriff: 22.12.2014]
- [2] Inage Shin-Ichi. Prospects for Large-Scale Energy Storage in Decarbonised Power Grids. OECD/IEA, 2009.
- [3] E. Doujak, P. Unterberger, C. Bauer. Modulare Pumpturbine als Unterstützung bei der Einbindung alternativer Energien ins dezentrale Stromnetz. VGB PowerTech, 2012.
- [4] J. Kraml. Energetisches Potential durch die Sekundärnutzung von Speicherteichen als Pumpspeicher im Land Salzburg. Master Thesis, University of Naturla Resources and Life Sciences. Vienna, 2010
- [5] ASCE. Hydroelectric Pumped Storage Technology - International Experience, Task Committee on Pumped Storage of the Committee on Hydropower Energy Division of the American Society of Civil Engineers. New York, 1996.
- [6] P. Vannemann, et al. Pumped storage plants - Status and perspectives. VGB PowerTech 44, 2011.
- [7] VEÖ. Pumpturbinen, Heft 6 der Schriftenreihe des VEÖ, 1986.
- [8] W. Wesche. Vergleichende Betrachtung von Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb. Faragallah, W.H.: Pumpen als Turbinen. Germany, 1993.
- [9] C. Pfeleiderer und H. Peterman. Strömungsmaschinen. Springer, 2005.
- [10] J. Osterwalder and L. Hippe. Guidelines for efficiency scaling processes of Hydraulic Turbomachines with different technical roughness of flow passages. Journal of Hydraulic Research, 1984.
- [11] F. Caricchi, F. Crescimbeni and O. Honorati. Modular Axial-Flux Permanent-Magnet Motor for Ship Propulsion Drives. IEE Transactions on Energy Conversion, 1999.
- [12] H. Mader. Wasserkraftpotentialstudie Land Salzburg. Report available from: [http://www.salzburg.gv.at/10\\_19\\_mader-potentialstudie\\_kurzfassung.pdf](http://www.salzburg.gv.at/10_19_mader-potentialstudie_kurzfassung.pdf), 2010.
- [13] J. Gülich. Kreiselpumpen. Springer, 2010.
- [14] Stratasys. <http://www.stratasys.com>, Prospekt [Zugriff 02.2015]
- [15] G. Gadermaier. Potentialstudie über die Verwendung von Beschneidungsspeicherseen als Oberwasser für Pumpspeichieranlagen. Bachelor Thesis. TU Wien, 2012.
- [16] Stratasys. Objekt Datenblatt FullCure, Prospekt, 2009.
- [17] C. Bauer: Skriptum Hydraulische Maschinen und Anlagen, 2009.

- [18] M. Sallaberger, P. Bachmann und U. Henggeler. A New Generation of Multistage Pump-turbines, 2006.
- [19] D. Muhs, et al. Roloff/Matek Maschinenelemente. Tabellen. vieweg, 18. Auflage.
- [20] H. Auinger, et al. Elektrische Belastung und Ausfallsverhalten der Wicklungsisolierung von Asynchronmaschinen bei Umrichterspeisung. ELEKTRIE, 1995.
- [21] ABB. High voltage cast iron motors, 2014.
- [22] KISTLER. Drehmoment-Messflansch 4504B, Prospekt, 2014.
- [23] KISTLER. Drehsteife Lamellen-Kupplung 2300A, Prospekt, 2014.
- [24] Erhard. RKV Ringkolbenventile, Datenblatt, 2014.
- [25] Vinicky. Doppelexzentrische Absperrklappe, Datenblatt, 2014.
- [26] ABB. Magnetisch-induktiver Durchflussmesser ProcessMaster FEP300/500, Prospekt, 2014.
- [27] IEC 60193. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines-Model acceptance tests, 1999
- [28] V. Rabl. Projektarbeit aus Hydraulischen Maschinen und Anlagen, 2015.
- [29] H. Jaberg, Hydraulische Strömungsmaschinen. TU Graz.
- [31] Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. DIN 743, 2012.
- [32] <http://xylemappliedwater.at>, Prospekt. [Zugriff: 22.10.2014]
- [33] <http://new.abb.com/products/measurement-products/flow/electromagnetic-flowmeters/process-industry/processmaster-fep300-electromagnetic-flowmeter>, Prospekt. [Zugriff: 22.03.2015]
- [34] DIN 2633. Vorschweißflansche - Nenndruck 16, 1975.
- [34] DIN 26336 Vorschweißflansche - Nenndruck 64, 1975.
- [35] DIN 2462 Nahtlose Rohre aus nichtrostenden Stählen, 1969.
- [36] DIN 2463 Geschweißte Rohre aus austenitischen nichtrostenden Stählen, 1981.
- [38] [https://de.wikipedia.org/wiki/Magnetisch-induktiver\\_Durchflussmesser](https://de.wikipedia.org/wiki/Magnetisch-induktiver_Durchflussmesser) [Zugriff: 10.4.2015]

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 Energieerzeugung in Deutschland an zwei Sommertagen [1].....	1
Abbildung 1.2 Anzahl installierter Anlagen der jeweiligen Leistungsklassen [2].....	2
Abbildung 2.1 Vergleich Drei- und Zweimaschinensatz [3] .....	5
Abbildung 2.2 Stand der Technik für PSKW hinsichtlich Leistung und Speicherkapazität und der Einsatzbereich für das modulare Konzept [5, 6, 7].....	5
Abbildung 3.1 Module der Pumpturbine [3].....	7
Abbildung 3.2 Modulare Pumpturbine in dreistufiger Ausführung.....	8
Abbildung 3.3 Pumpbetrieb -- Vergleich Stufenanzahl, i...Stufenanzahl [Quelle: Autor].....	9
Abbildung 3.4 Aufbau des variablen elektro-maschinellen Teils [11] .....	10
Abbildung 4.1 Betriebszustände; T=Moment [13].....	11
Abbildung 4.2 Allgemeines Kennfeld einer doppelflutigen Pumpe $nq=36$ [13] .....	13
Abbildung 5.1 Tischmodell der modularen Pumpturbine [Quelle: Autor] .....	15
Abbildung 5.2 Drucker Objet Eden 350 [14] .....	16
Abbildung 5.3 Druck eines Teils [Quelle: Autor] .....	16
Abbildung 5.4 Spirale nach dem Druck. Umhüllt mit Support Material [Quelle: Autor].....	20
Abbildung 5.5 Saugrohr nach dem Druck. Umhüllt mit Support Material [Quelle: Autor] .....	20
Abbildung 5.6 Fertig lackierte Teile des Modells [Quelle: Autor].....	21
Abbildung 5.7 Fertiges Modell der modularen Pumpturbine [Quelle: Autor].....	22
Abbildung 6.1 Abhängigkeit des Abströmbeiwerts vom Förderstrom [13].....	29
Abbildung 6.2 Abhängigkeit des hydraulischen Wirkungsgrades vom Förderstrom [13] .....	29
Abbildung 6.3 Pumpturbinenkennlinie 3-Stufig für ver. Drehzahlen [Quelle: Autor] .....	30
Abbildung 6.4 Leistung der 3-Stufigen Turbine mit ver. Drehzahlen [Quelle: Autor] .....	30
Abbildung 6.5: Schema des Laborprüfstandes [Quelle: Autor] .....	31
Abbildung 6.6 Versuchsanlage im Turbinenbetrieb [Quelle: Autor] .....	33
Abbildung 6.7 Versuchsanlage im Pumpbetrieb [Quelle: Autor].....	34
Abbildung 6.8 Anordnung zwei- und dreistufige Pumpturbine [18].....	35
Abbildung 6.9 Pumpbetrieb -- Vergleich Stufenanzahl; i...Stufenanzahl [Quelle: Autor].....	36
Abbildung 6.10 Turbinenbetrieb - Vergleich Stufenanzahl; i...Stufenanzahl [Quelle: Autor].....	37
Abbildung 6.11 Geschwindigkeitsverteilung im Radseitenraum [13].....	38
Abbildung 6.12 Kräfte am Laufrad einer einstufigen Pumpe [13] .....	39

Abbildung 6.13: Richtungen des Leckagestroms und Änderung des Faktors $k$ [13].....	41
Abbildung 6.14 Simulation des Prüfstandes zur Ermittlung der Druckspitzen [19].....	42
Abbildung 6.15 Drehzahlanstieg und Durchfluss bei Lastabwurf am Generator [28] .....	43
Abbildung 6.16 Druckstoß bei Lastabwurf bei 600 kW [28] .....	44
Abbildung 6.17 Versuchsstand in der Seitenansicht am Spannungsfeld im Labor [Quelle: Autor] 45	
Abbildung 6.18 Versuchsstand im Grundriss am Spannungsfeld des Labors [Quelle: Autor].....	46
Abbildung 6.19 Messzugänglichkeit an der Versuchsanlage [Quelle: Autor] .....	46
Abbildung 6.20 Versuchsstand ohne Labor [Quelle: Autor] .....	47
Abbildung 6.21 Versuchsstand ohne Labor [Quelle: Autor] .....	47
Abbildung 6.22 Pumpturbine am Versuchsstand [Quelle: Autor] .....	48
Abbildung 6.23 Komponentenübersicht des Prüfstands [Quelle: Autor] .....	48
Abbildung 6.24 Labor des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik [Quelle: Autor] 49	
Abbildung 6.25 Maße Flansch [34].....	51
Abbildung 6.26 Pumpturbine in modularer dreistufiger Bauweise [Quelle: Autor].....	55
Abbildung 6.27 Modell für die Berechnung der kritischen Drehzahl [Quelle: Autor] .....	57
Abbildung 6.28 Hochdruckpumpe MP300 in dreistufiger Ausführung [Quelle: Autor] .....	58
Abbildung 6.29 Kennline HD-Pumpe über Turbinenkennfeld .....	59
Abbildung 6.30 Kennlinien MP300.2/3 [32].....	60
Abbildung 6.31 Elektrischer Antrieb HXR_500 von ABB [Quelle: Autor].....	61
Abbildung 6.32 Drehmomentmessung Typ 4504A [22].....	62
Abbildung 6.33 Drehmomentmessung [23].....	63
Abbildung 6.34 Zulässige Wellenverlagerungen der Kupplungselemente [23].....	63
Abbildung 6.35 Maße Ringkolbenventil [24].....	64
Abbildung 6.36 Absperrklappe des Herstellers Vinicky [25] .....	64
Abbildung 6.37 Maße der benötigten Ausführung [25].....	65
Abbildung 6.38 ABB Durchflussmesser [33].....	66
Abbildung 6.39 Unterwassertank.....	67

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1 Mechanische Eigenschaften FullCUre 720 [14] .....	17
Tabelle 5.2 Mechanische Eigenschaften FullCUre 830 [14] .....	18
Tabelle 5.3 Mechanische Eigenschaften FullCUre 840 [14] .....	19
Tabelle 6.1 Daten einer Stufe des Prototypen .....	23
Tabelle 6.2 Vergleich zwei- und dreistufig .....	23
Tabelle 6.3 Ähnlichkeitsgesetze für Strömungsmaschinen [13] .....	24
Tabelle 6.4 Kennzahlen des Prototyps .....	25
Tabelle 6.5 Daten des Modells im Vergleich mit dem Prototypen .....	26
Tabelle 6.6 Umrechnung des Pump- auf Turbinenoptimum für $12 < n_q < 190$ [13] .....	27
Tabelle 6.7 Daten im Pumpbetrieb und Turbinenbetrieb.....	27
Tabelle 6.8: Wichtigste Berechnungsgrößen für die Axialkraftermittlung [13].....	39
Tabelle 6.9: Axialkraft der Pumpturbine [28].....	40
Tabelle 6.10: Radialkraftberechnung [13] .....	41
Tabelle 6.11 Radialkraft [28] .....	41
Tabelle 6.12 Rohrleitung PN64 nach DIN 2462 bzw. DIN 2463 .....	50
Tabelle 6.13 Flansche PN64 nach DIN 2636.....	50
Tabelle 6.14 Rohrleitung PN16 DIN 2462 bzw. DIN 2463 .....	51
Tabelle 6.15 Flansch PN16 nach DIN 2633.....	52
Tabelle 6.16 Druckverluste zwischen Saugrohr Austritt und dem Unterwassertank [30].....	53
Tabelle 6.17 Druckverluste ohne Niederdruckpumpe [30].....	53
Tabelle 6.18 Druckverluste mit Niederdruckpumpe [30] .....	54
Tabelle 6.19 Mechanische Eigenschaften des Wellenwerkstoffs [21].....	57
Tabelle 6.20: Technische Daten Drehmomentmessung [22].....	62
Tabelle 6.21 Maßtabelle Ringkolbenventil [mm] [24] .....	63
Tabelle 6.22 Durchflussmesser [33] .....	66
Tabelle 7.1 Kostenabschätzung der gesamten Anlage .....	69
Tabelle 8.1 Mindestgrößen für IEC 60193 [27] .....	71
Tabelle 8.2 Übersicht über die Modelldaten .....	71