



Aufbau und Untersuchung eines sechsdüsigen Pelton-Turbinenmodells

Masterarbeit

von

Paul Moser, BSc.

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur (Dipl.-Ing.)

im

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Beurteiler

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

Betreuer

Dipl.-Ing. Stefan Leithner

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Leiter: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg

Graz, im Mai 2019

In Kooperation mit:



Global Hydro Energy GmbH

Niederranna 41

4085 Niederranna, AUT

Eidesstattliche Erklärung¹

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present Master thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

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

Danksagung

Bereits im Rahmen der Lehrveranstaltung „hydraulische Strömungsmaschinen“ kristallisierte sich für mich heraus, dass auch meine Diplomarbeit in diesem Themengebiet angesiedelt sein sollte.

Mein besonderer Dank gilt dabei dem Leiter des Institutes für Hydraulische Strömungsmaschinen, Herrn o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg, der nicht nur mein Interesse für die Wasserkraft geweckt hat, sondern mir auch die Möglichkeit zu dieser Diplomarbeit gegeben hat.

Großer Dank gilt auch Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Helmut Benigni, der immer ein offenes Ohr für meine Anliegen hatte und stets bemüht war, eine rasche Lösung zu finden.

Meinen Betreuern, Herrn Dipl.-Ing. Stefan Leithner und Herrn Dipl.-Ing. Christian Bodner möchte ich sowohl für die tatkräftige Unterstützung während meiner Zeit am Institut als auch für das gute Verhältnis abseits der Arbeit ganz besonders danken.

Sehr herzlich bedanken möchte ich mich allen Mitarbeitern des Labors für Hydraulische Strömungsmaschinen. Jeder von ihnen hat einen gewichtigen Anteil daran, dass diese Arbeit entstehen konnte.

Insbesondere möchte ich mich bei Herrn Erwin Pischler und Josef Pabst, die mir bei konstruktiven Anliegen stets zur Seite standen sowie bei Herrn Alfred Krisper bedanken, dessen Expertise auf dem Gebiet der hydraulischen Strömungsmaschinen mir eine große Hilfe war.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern für die jahrelange Unterstützung und die Ermöglichung meines Studiums bedanken.

Kurzfassung

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Beschreibung des Aufbaus und die Durchführung von Versuchen an einem sechsdüsigen, vertikalen Pelton-Turbinenmodell. Ein Effizienzvergleich von verschiedenen Laufrädern bildet dabei den Fokus der Untersuchungen.

Zu Beginn der Arbeit werden die Grundlagen der Pelton-Turbine und von Modellversuchen behandelt. Im Anschluss werden alle für die Ermittlung des hydraulischen Wirkungsgrades notwendigen Messgrößen, Konstanten und Berechnungsformeln erläutert und ein detaillierter Einblick in die Abschätzung der Messunsicherheit gegeben.

Ein weiterer Abschnitt beschäftigt sich mit dem Aufbau der Versuchsanlage. An dieser Stelle wird sowohl der Aufbau des Hauptprüfstandes als auch des Pelton-Modellprüfstandes ausführlich beschrieben. Des Weiteren werden sämtliche Messgeräte, deren Einbau und Kalibrierung innerhalb dieses Abschnittes behandelt.

Einen wichtigen Bestandteil dieser Arbeit bildet die Beschreibung der durchgeführten Untersuchungen und deren Ergebnisse. Diese Untersuchungen umfassen neben dem Laufradvergleich auch eine komplette Kennfeldmessung inklusive Messung der geeignetsten Düsenkombinationen. Neben diesen Versuchen wurden auch Untersuchungen zur Beeinflussung der Effizienz durch Anbauteile durchgeführt.

Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse werden im Resümee zusammengefasst. Dort wird ebenfalls ein Ausblick auf einen möglichen weiteren Verlauf der Untersuchungen gegeben.

Abstract

The subject of the present thesis is the description of the test rig and the execution of tests on a six-nozzle, vertical Pelton turbine model. The focus of testing is on an efficiency comparison of different impellers.

At the beginning some basics of the Pelton turbine and model tests will be discussed. Afterwards, all measurement parameters, constants and calculation formulas necessary for the determination of the hydraulic efficiency are explained and a detailed insight into the estimation of the measurement uncertainty is given.

Another section deals with the construction of the test rig. At this point, both the structure of the main test rig and the Pelton model test rig will be described in detail. Furthermore, all measuring instruments, their installation and calibration are described within this section.

An important part of this work is the description of the investigations and their results. In addition to the impeller comparison, these investigations also include a complete turbine map measurement including measurement of the most suitable nozzle combinations. Furthermore investigations about the influence of add-on components on the efficiency were carried out.

The results obtained in this work are summarized in the last section of the present thesis. There one can also find an outlook on possible further investigations.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Ausgangssituation.....	5
1.2	Ziele dieser Arbeit.....	6
1.3	Aufgabenstellung.....	6
1.4	Untersuchungsbereich.....	6
1.5	Vorgehensweise.....	6
2	Theoretische Grundlagen der Arbeit.....	8
2.1	Grundlagen zur Pelton-Turbine.....	8
2.2	Grundlagen zum Modellversuch.....	12
2.3	Messung des hydraulischen Wirkungsgrades.....	13
2.3.1	Messgrößen.....	13
2.3.2	Konstanten, Faktoren und dimensionslose Kennwerte.....	14
2.3.3	Förderzahl.....	18
2.3.4	Druckzahl.....	18
2.3.5	Berechnungsformeln.....	18
2.4	Ventilationsverluste.....	22
2.5	Wirkungsgradaufwertung.....	23
2.6	Abschätzung der Messunsicherheit.....	24
2.6.1	Systematische Messunsicherheit.....	25
2.6.2	Zufällige Messunsicherheit.....	30
2.6.3	Gesamte relative Messunsicherheit.....	31
3	Aufbau der Versuchsanlage.....	33
3.1	Aufbau des Hauptprüfstandes.....	33
3.2	Aufbau des Pelton – Modellprüfstandes.....	35
3.3	Laufräder.....	38
3.4	Düsen.....	39
3.5	Messaufbau.....	41
3.5.1	Druckmessung.....	41
3.5.2	Durchflussmessung.....	48

3.5.3	Messung der mechanischen Leistung	54
3.5.4	Temperaturmessung	57
3.5.5	Messdatenerfassung	58
4	Versuchsdurchführung und Ergebnisse	61
4.1	Vorarbeiten.....	61
4.1.1	Messung der Düsenkennlinie	61
4.1.2	Laufgradvergleich	63
4.1.3	Einfluss der Strahlschutzdächer	66
4.1.4	Einfluss der Strahlabdrücker	68
4.1.5	Einfluss der Fallhöhe	69
4.1.6	Düsenvergleiche und Kennfeldmessungen	70
4.1.7	Turbinenkennfeld – Muscheldiagramm	78
5	Resümee und Ausblick.....	79
6	Literaturverzeichnis	81
7	Abbildungsverzeichnis.....	83
8	Tabellenverzeichnis	85
	Anhang	

1 Einleitung

Mit der wachsenden Weltbevölkerung erhöht sich auch der globale Energieverbrauch stetig. Zwischen den Jahren 1973 und 2016 hat sich die weltweite jährliche Primärenergieversorgung mehr als verdoppelt, wie in Abbildung 1 ersichtlich. Nach wie vor tragen fossile Energieträger den größten Teil zu dieser Versorgung bei. Der dadurch verursachte Klimawandel gilt als eine der größten Herausforderungen der heutigen Zeit.

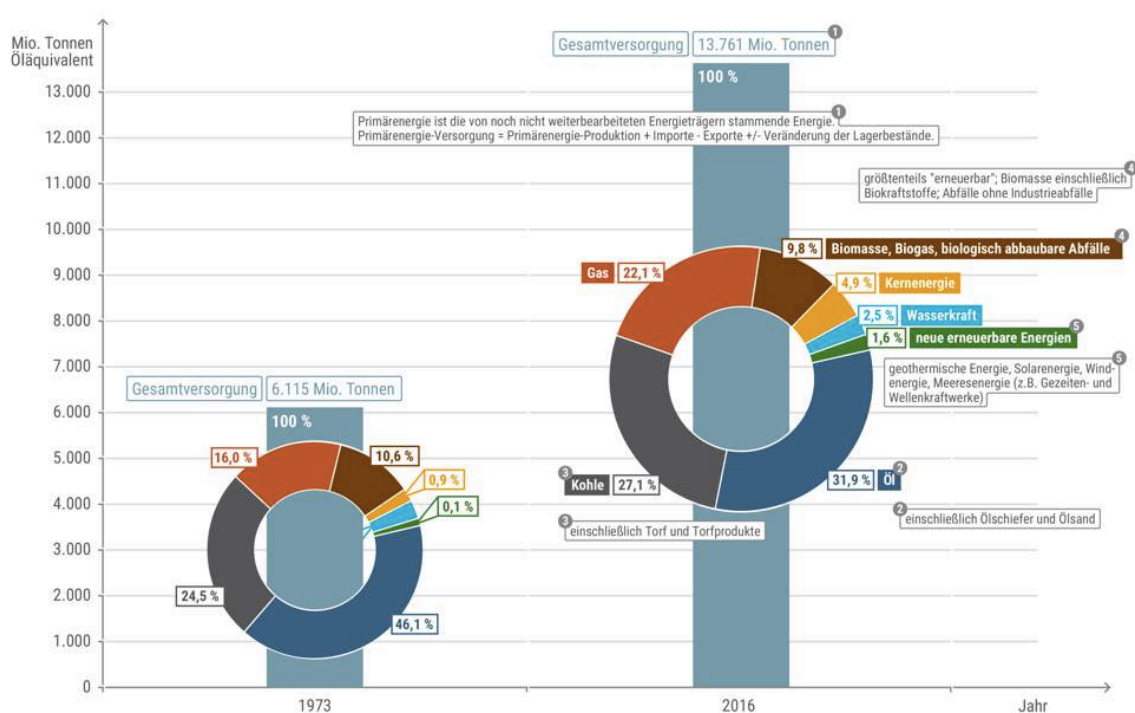


Abbildung 1: Weltweite Primärenergieversorgung: Vergleich der Jahre 1973 und 2016 [1]

Um eine nachhaltige Energieversorgung sicherzustellen, muss der Anteil erneuerbarer Energieträger aktuell und in Zukunft massiv ausgebaut werden. Neben der Erhöhung der Produktionskapazitäten kommt auch der Weiterentwicklung der verwendeten Technologien eine wichtige Rolle zu. Wasserkraft ist in diesem Kontext von enormer Bedeutung. Schätzungen gehen davon aus, dass weltweit ein ungenutztes Wasserkraftpotential von rund 10.000 TWh/Jahr besteht [2]. Wie viel davon entwickelt wird, ist von den Marktbedingungen, der Energiepolitik der jeweiligen Länder und zahlreichen weiteren Faktoren abhängig.

In Österreich hat Wasserkraft nach wie vor einen gewichtigen Anteil an der inländischen Primärenergieerzeugung. Mit 139,3 PJ Jahresenergieproduktion im Jahr

2017 kann dabei mehr als ein Viertel der heimisch produzierten Energie der Wasserkraft zugeschrieben werden. Insgesamt betrug der Anteil erneuerbarer Energieträger der 2017 in Österreich hergestellten Primärenergie 79,9 %. Abbildung 2 zeigt die Veränderung der Primärenergieerzeugung in Österreich von 2005 bis 2017.

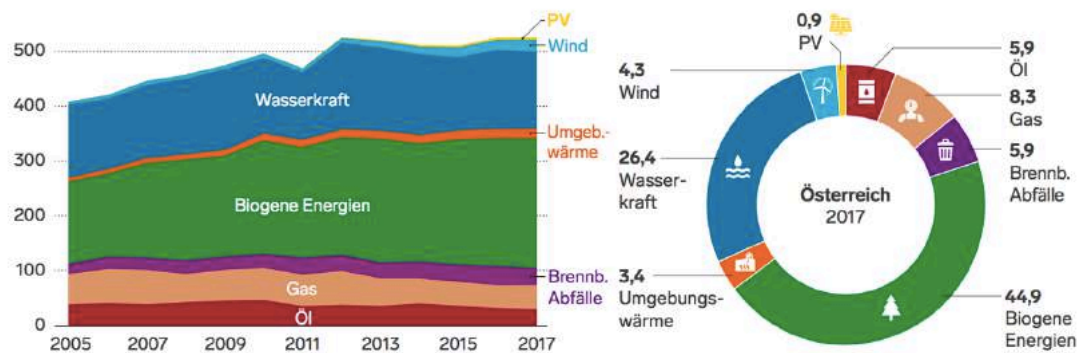


Abbildung 2: Primärenergieerzeugung in Petajoule in Österreich von 2005 bis 2017 (links); Zusammensetzung des Energiemix 2017 in Prozent (rechts) [3]

Betrachtet man die Elektrizitätsproduktion, welche die Hauptaufgabe der Wasserkraft darstellt, gesondert, so zeigt sich, dass Wasserkraftwerke in Österreich mit 61 % den überwältigenden Teil zu dieser beitragen. (siehe Abbildung 3)

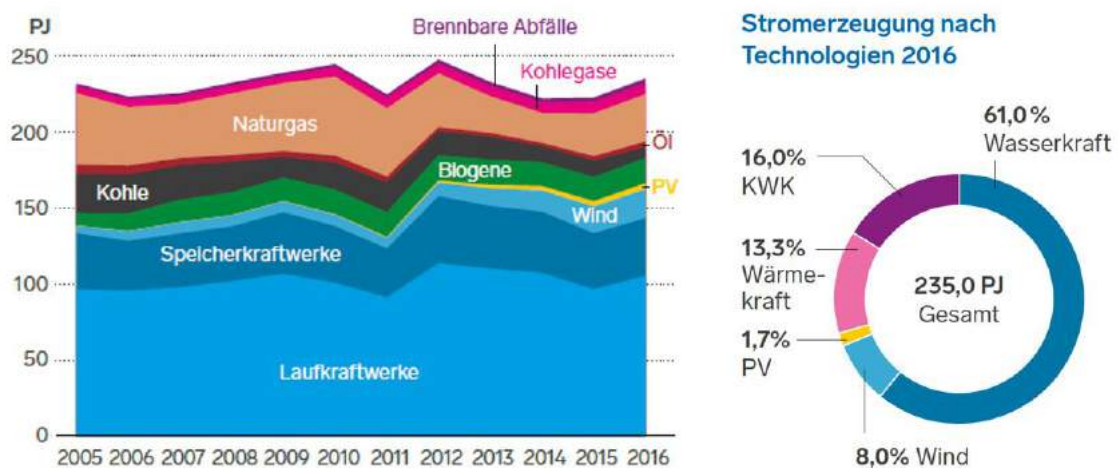


Abbildung 3: Elektrizitätsproduktion in Österreich von 2005 bis 2016 (links); Zusammensetzung nach Technologien 2016 in Prozent (links) [3]

Im Vergleich zu anderen Kraftwerkstypen zeichnen sich die Wasserkraftwerke durch höchste Nettowirkungsgrade aus, wie in Abbildung 4 ersichtlich ist. Hohe

Wirkungsgrade können dabei sowohl von kleinsten bis zu sehr großen Leistungsklassen erzielt werden.

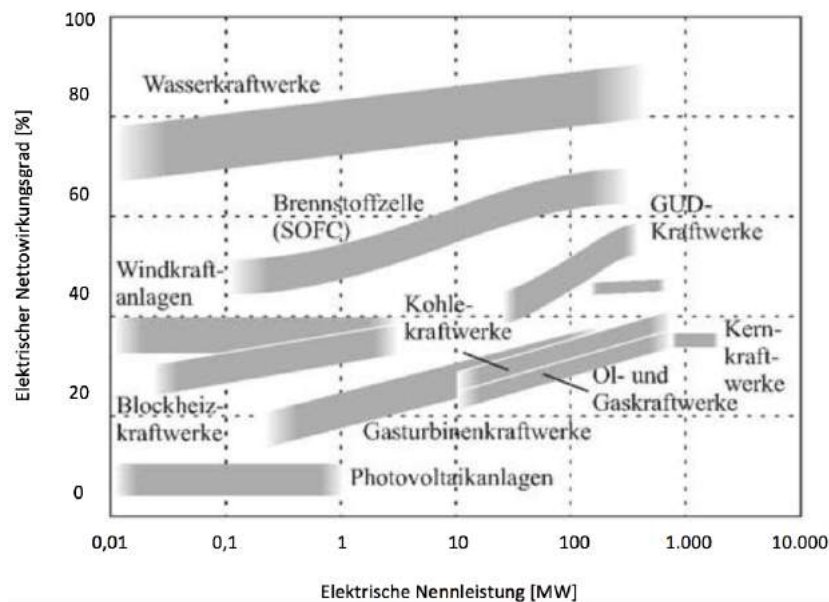


Abbildung 4: Nettowirkungsgrade verschiedener Kraftwerkstypen in Abhängigkeit der elektrischen Nennleistung [4]

Neben der Gewinnung regenerierbarer Energie bieten Wasserkraftanlagen zahlreiche weitere Möglichkeiten zur Erfüllung wasserbaulicher, energiewirtschaftlicher, naturpflegender und städtebaulicher Maßnahmen wie z.B.: [4]²

- Hochwasserschutz durch die Schaffung von künstlichem Speicherraum
- Abgabe von Mindestwasser durch den Rückhalt von Wasser in Zeiten hoher Abflüsse und Abgabe in Zeiten (extrem) niedriger Abflüsse
- Förderung der biologischen Vielfalt durch Aufstauung und Entstehung neuer Wasserflächen und Uferzonen
- Speicherung und gezielte Abgabe von Trink- und Brauchwasser

Im Laufe der letzten Jahrhunderte ist eine Vielzahl hydraulischer Maschinentypen entwickelt worden, von denen sich jedoch nur die wenigsten durchsetzen konnten. Zu den heute weitest verbreiteten zählen die Francis-Turbine (Francis, 1849), die Freistrahlturbine bzw. die sogenannte Pelton-Turbine (Pelton, 1890) und die Kaplan-Turbine (Kaplan, 1913). Neben diesen Bauarten gibt es noch zahlreiche weitere, wie

² Quelle bezieht sich auf alle Punkte der Aufzählung

die Diagonalturbine und die Durchströmturbine, welche auch heutzutage noch technologisch weiterentwickelt werden.

Es gibt unterschiedliche Methoden, die Maschinentypen je nach Anwendungsgebiet einzuteilen. Im Rahmen dieser Arbeit soll auf zwei, in weiterer Folge beschriebene Methoden, näher eingegangen werden.

Eine Möglichkeit der Vorauswahl stellt die Einteilung aufgrund der zu Verfügung stehenden Wassermenge Q in m^3/s und der gegebenen Fallhöhe H in Meter bzw. h_f in Meter in nachfolgender Abbildung 5 dar. Zu beachten ist hierbei, dass die Grenzen der Einsatzbereiche lediglich als Richtwerte zu verstehen sind, da die Auswahl von einer Vielzahl technischer, wirtschaftlicher und ökologischer Faktoren abhängig ist. Besonders die in dieser Arbeit behandelten Pelton-Turbinen werden aufgrund ihrer hervorragenden Regelbarkeit und weiterer Faktoren oftmals auch für deutlich geringere Fallhöhen, als sie in Abbildung 5 dargestellt sind, eingesetzt.

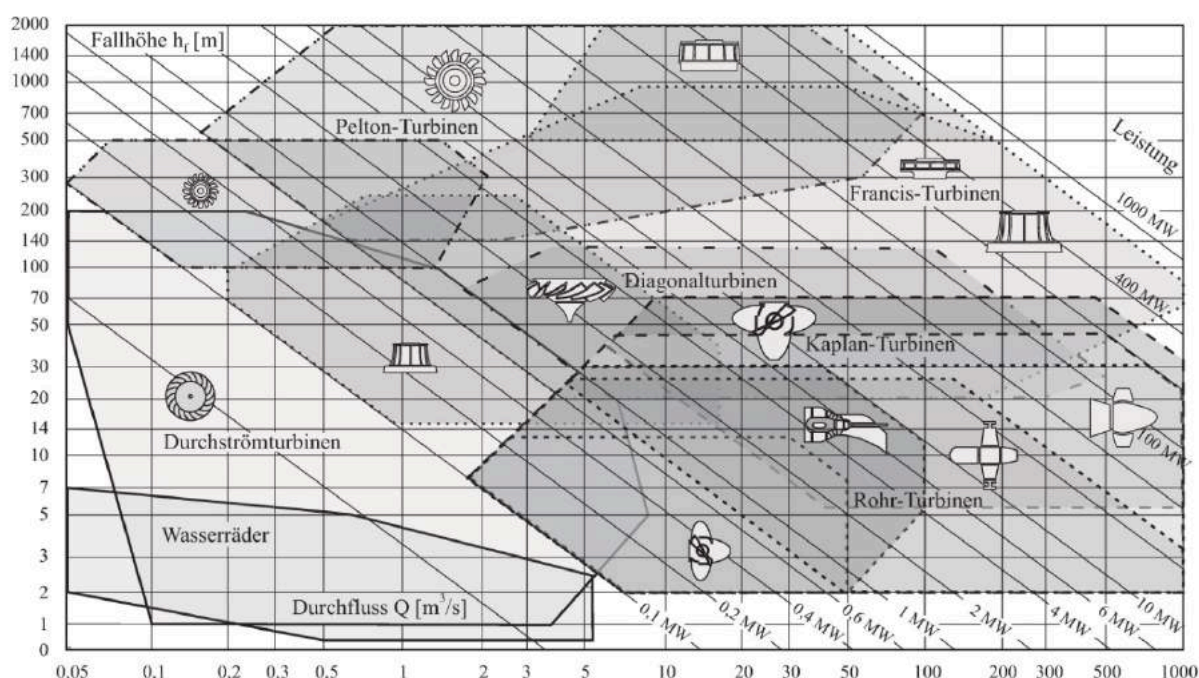


Abbildung 5: Einsatzbereiche von Wasserturbinen [4, p. 480]

Eine weitere Möglichkeit stellt die Einteilung nach der spezifischen Drehzahl n_q in 1/min der Maschine dar. Darunter versteht man die Drehzahl einer geometrisch ähnlichen, fiktiven Maschine mit dem Durchfluss $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$ und der Fallhöhe $H=1 \text{ m}$. Gleiches n_q bedeutet dabei also, dass die Form der Laufschaufeln sowie deren Schaufelwinkel übereinstimmen, die Laufradgröße kann jedoch variieren. [4]

Die spezifische Drehzahl ist folgendermaßen definiert:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{2}}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad F.1$$

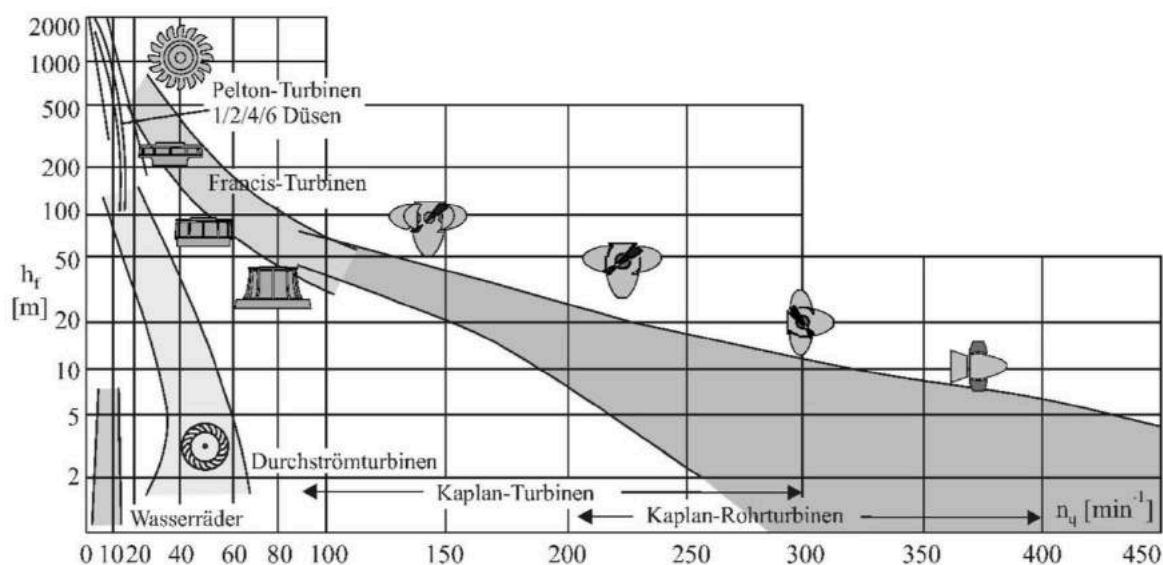


Abbildung 6: Einteilung anhand der spezifischen Drehzahl [4, p. 479]

Die Einteilung anhand der spezifischen Drehzahl, wie in Abbildung 6 ersichtlich, charakterisiert innerhalb einer Turbinenart einen durch seine geometrische Gestaltung hydromechanisch genau definierten Turbinentyp. [4]

1.1 Ausgangssituation

Die Firma Global Hydro Energy GmbH, folgend als GHE bezeichnet, welche auf Kaplan-, Pelton- und Francisturbinen im Bereich von 100 kW bis 25 MW spezialisiert ist [5], hat in Kooperation mit dem Institut für hydraulische Strömungsmaschinen (HFM) der Technischen Universität Graz (TU Graz) ein Projekt zur Weiterentwicklung einer sechsdüsigen, vertikalen Pelton-Turbine gestartet. Dabei wurden seitens der GHE verschiedene Laufräder, das Gehäuse der Turbine und die Verteilrohrleitung mitsamt Düsen und Strahlableitern zur Verfügung gestellt. Der zur Durchführung der Untersuchungen notwendige Prüfstands Aufbau wurde am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen konstruiert.

1.2 Ziele dieser Arbeit

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll die Fragestellung beantwortet werden, welche Laufradgeometrie (aus einem Vergleich mit verschiedenen anderen) als beste, in Bezug auf den hydraulischen Wirkungsgrad, hervorgeht. Ein zusätzliches Ziel ist die Beurteilung darüber, inwiefern sogenannte Strahlschutzdächer (angebracht an den Düsen) den Wirkungsgrad der Turbine in unterschiedlichen Betriebsbereichen beeinflussen. Des Weiteren ist eine Aussage zu den Düsenkombinationen mit dem jeweils besten Wirkungsgrad in unterschiedlichen Lastzuständen als Ziel anzugeben.

1.3 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Masterarbeit soll der notwendige Aufbau des Prüfstandes zur Durchführung eines sechsdüsigen vertikalen Pelton-Modellversuchs beschrieben werden, sowie die Durchführung eines solchen Modellversuchs detailliert erläutert werden. Die Messdaten sollen in Übereinstimmung mit den in Abschnitt 1.2 angegebenen Zielen ausgewertet, und entsprechende Aussagen als Ergebnisse dieser Arbeit präsentiert werden.

1.4 Untersuchungsbereich

Gegenstand der Versuche ist ein sechsdüsiges Pelton-Turbinenmodell mit unterschiedlichen Varianten an Laufrädern, die bezüglich ihres hydraulischen Wirkungsgrades η_h (Definition siehe Abschnitt 2.3 ff) über den gesamten möglichen Betriebsbereich untersucht werden sollen. Sämtliche Untersuchungen werden gemäß IEC 60193:1999 [6] durchgeführt.

1.5 Vorgehensweise

Im Labor des Instituts für hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz ist ein 4-Quadranten Prüfstand installiert, der es ermöglicht, Messungen gemäß IEC 60193, ISO 9906 und IEC 6034 Standards durchzuführen. Es können bis zu drei Versuchsanordnungen parallel aufgebaut werden. Zunächst ist es erforderlich den Pelton-Modellversuchsprüfstand aufzubauen und das gesamte Messequipment zu installieren. Dieses wird zuvor nach Normvorgaben kalibriert (siehe Abschnitt 3.5ff).

Nach einer Einlaufphase der Lager und zahlreichen Testmessungen können die Untersuchungen mit größter Sorgfalt durchgeführt werden. Im Anschluss werden die Messungen ausgewertet und die Ergebnisse validiert.

2 Theoretische Grundlagen der Arbeit

Mit dem Segner'schen Wasserrad (Segner, 1750, Göttingen) gelingt es dem Erfinder, die erste technische Einrichtung zur Anwendung der Reaktionskraft eines Wasserstrahls umzusetzen. Diese Maschine gilt als Vorläufer für die moderne Freistrahlturbine, die der Amerikaner Pelton 1890 entwickelt hat. [4] Im folgenden Kapitel werden sowohl wichtige Grundlagen der Pelton-Turbine und des Modellversuchs beschrieben als auch die für diese Arbeit notwendigen Messgrößen, Kennwerte und Berechnungsformeln erläutert.

2.1 Grundlagen zur Pelton-Turbine

In Kraftwerken bei denen Pelton Turbinen eingesetzt werden, liegt die hydraulische Energie in Form von Potentialenergie vor, welche sich aus der geodätischen Höhendifferenz H_{geo} zwischen Oberwasserspiegel und Unterwasserspiegel ergibt. Diese Energie wird in den Düsen zunächst in kinetische Energie in Form von Wasserstrahlen umgewandelt. Trifft der Strahl auf das Laufrad, so wird Nutzleistung an die Welle abgegeben. Bei Vernachlässigung der Verluste in den Düsen ergibt sich die Strahlgeschwindigkeit c_{0th} folgendermaßen [7]:

$$c_{0th} = \sqrt{2gH} \quad F.2$$

Bei g handelt es sich um die Gravitationskonstante, auf die in Abschnitt 2.3.2 noch näher eingegangen wird. Unter Berücksichtigung eines Düsenverlustes $h_{f_{e-0}}$, der in der Praxis zwischen 2 und 4 [%] der Nettofallhöhe H beträgt [8], ergibt sich die Strahlgeschwindigkeit c_0 zu:

$$c_0 = \sqrt{2g \cdot (H - h_{f_{e-0}})} \quad F.3$$

Die Nettofallhöhe H ergibt sich aus der geodätischen Fallhöhe H_{geo} abzüglich der Verlusthöhe durch Reibung im Rohrleitungssystem H_R , welche nicht der Turbine zugeschlagen wird, und der Höhe des Freihanges H_F [9], welcher notwendig ist, um einen hochwassersicheren Betrieb zu gewährleisten, bei dem das Laufrad zu keiner

Zeit im Unterwasser waret [4]. In nachfolgender Abbildung 7 sind die beschriebenen Größen graphisch dargestellt.

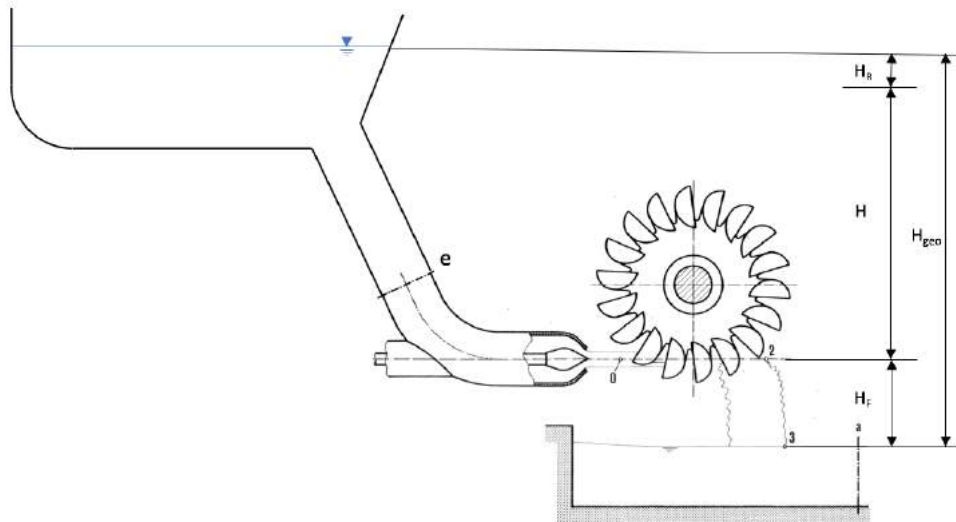


Abbildung 7: Graphische Darstellung der Nettofallhöhe H [HFM]

Die Interaktion zwischen Wasserstrahl und Schaufel wird direkt im bewegten System betrachtet. Zur Vereinfachung kann zunächst eine geradlinige Bewegung der Schaufel mit konstanter Umfangsgeschwindigkeit u angenommen. Die Relativgeschwindigkeit am Eintritt in den Becher (Index 1) w_1 ist somit gegeben durch folgende Gleichung:

$$w_1 = c_1 - u \quad F.4$$

Die Absolutgeschwindigkeit beim Eintritt in den Becher entspricht dabei jener am Düsenaustritt (Index 0) $c_1 = c_0$. Da an der Oberfläche der Strömung stets Atmosphärendruck herrscht, stellt sich unter Voraussetzung einer reibungsfreien Strömung eine konstante Relativgeschwindigkeit $w = w_1 = w_2$ ein [7]. Diese Geschwindigkeitsverhältnisse sind in nachfolgender Abbildung 8 dargestellt.

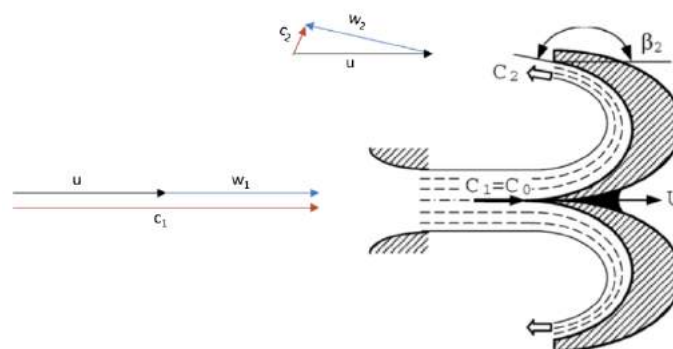


Abbildung 8: Geschwindigkeitsverhältnisse in einer Laufschaufel [7]

Nach dem Impulssatz steht die Richtungsänderung des Wasserstrahls mit einer entsprechenden Kraft in Verbindung. Diese Druckkraft F_{Sch} errechnet sich folgendermaßen:

$$F_{Sch} = \dot{m}_w \cdot (w_1 - w_2 \cdot \cos\beta_2) = \dot{m}_w \cdot w \cdot (1 - \cos\beta_2) \quad F.5$$

Der Massenstrom des Wassers in der Schaufel wird mit \dot{m}_w bezeichnet und steht mit dem Massenstrom des Absolutsystems \dot{m}_c in folgendem Zusammenhang [7]:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_c \cdot \frac{w}{c_0} \quad F.6$$

Aus weiteren Überlegungen, für welche an dieser Stelle auf [7], [4] und [8] verwiesen sei, ergibt sich, unter der Annahme eines Austrittswinkels von $\beta_2 = 180^\circ$, dass das Wirkungsgradoptimum bei einem Verhältnis $\frac{w}{c_0} = 0,5$ liegt. In der Praxis wird dies nicht exakt zutreffen, da das austretende Wasser unter allen Umständen vom nachkommenden Becher ferngehalten werden muss, um zusätzliche Verluste zu vermeiden. Somit muss der Austrittswinkel zwangsläufig kleiner als 180° gewählt werden.

Im Vergleich zu anderen Turbinentypen weist die Pelton-Turbine die flachste Wirkungsgradkennlinie auf (vgl. Abbildung 9). Selbst bei geringen Durchflüssen bezogen auf den Nenndurchfluss, für den die Turbine ausgelegt wurde, lassen sich vergleichsweise hohe Wirkungsgrade erzielen. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass bei Pelton-Turbinen mit meist nur gering variierender Fallhöhe und veränderlichem Durchfluss kaum Auswirkungen auf die Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad auftreten.³ [4] Dadurch bleiben auch die Geschwindigkeitsverhältnisse im Laufrad weitestgehend unverändert. (Siehe Abbildung 8)

³ Schwankungen im Oberwasserspiegel wirken sich aufgrund der meist großen geodätischen Höhenunterschiede verhältnismäßig gering auf die Nettofallhöhe aus.

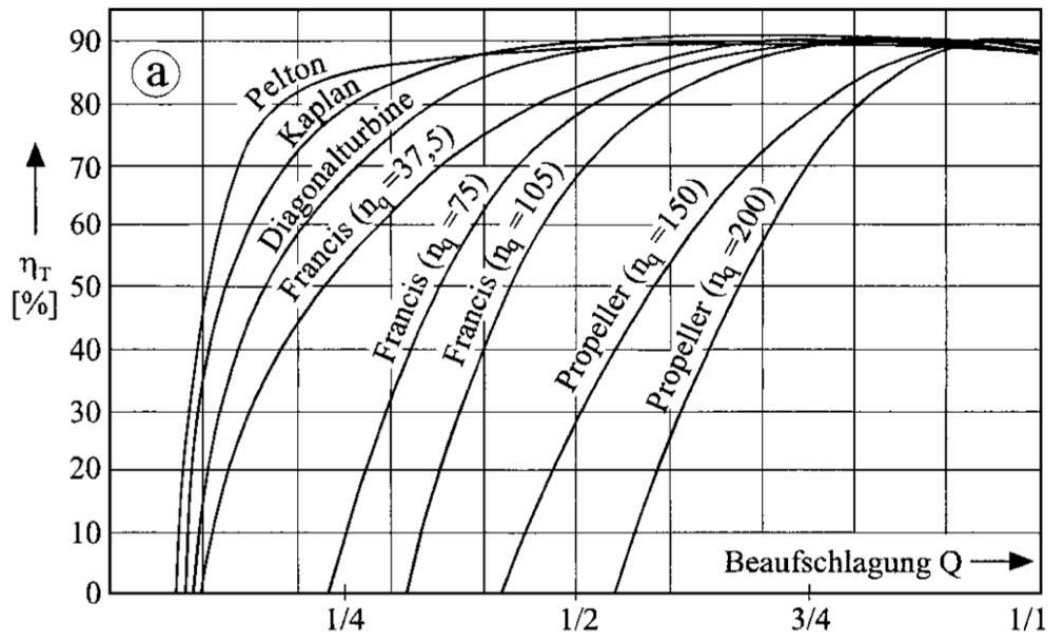


Abbildung 9: Wirkungsgradvergleich verschiedener Turbinentypen bei unterschiedlichen relativen Durchflüssen [4]

Da im Zuge dieser Arbeit verschiedene Geometriewerte des Laufrades vorkommen, sollen diese anhand von Abbildung 10 veranschaulicht werden. Die Bezeichnung der Größen lautet wie folgt:

- $D_1 = 2R$... Strahlkreisdurchmesser
- B ... Becherbreite
- $D_a = 2R_a$... Außendurchmesser des Laufrades
- B_a ... Äußere Becherbreite
- β_2 ... Schaufelaustrittswinkel
- N ... Anzahl der Laufschaufeln

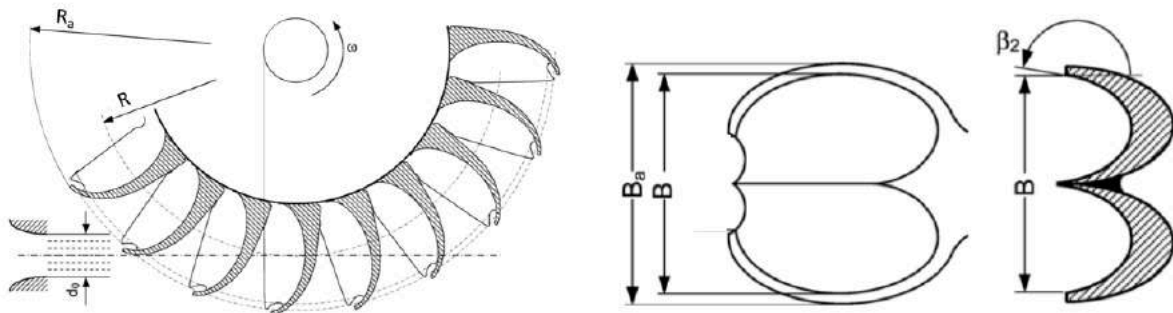


Abbildung 10: Geometrische Spezifikationen des Pelton-Rades [7]

Pelton-Turbinen können nach der Ausrichtung der Turbinenachse in Horizontalturbinen und Vertikalturbinen eingeteilt werden. Horizontalturbinen können mit bis zu drei Düsen betrieben werden. Mit der vertikalen Ausführungsform ist es hingegen möglich bis zu sechs Düsen am Umfang zu verteilen. Der größte Vorteil der Vertikalturbine besteht darin, dass die Düsen symmetrisch über den Umfang verteilt werden können. Dadurch kann eine einseitige Lagerbelastung vermieden werden, was bei Horizontalturbinen unvermeidlich ist. [7] In Abbildung 11 sind die zwei Typen von Pelton-Turbinen dargestellt.

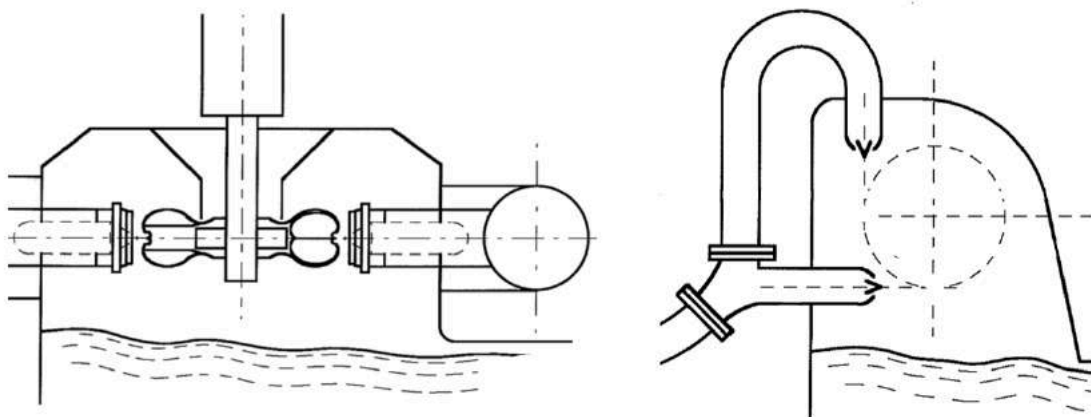


Abbildung 11: Bauformen: Vertikalturbine links und Horizontalturbine rechts [6]

2.2 Grundlagen zum Modellversuch

Da bei Pelton-Turbinen der Strahl von Luft umgeben ist und auch in den Bechern das Wasser in ständigem Kontakt mit der umgebenden Luft steht, ist die CFD Simulation der Strömungsverhältnisse aufgrund der Mehrphasenströmung sehr komplex. [10]

Aus diesem Grund ist es nach wie vor von enormer Bedeutung Modellversuche durchzuführen, um die Ergebnisse der Simulation zu überprüfen. Aus dem Vergleich zwischen Simulation und Modellversuch können wiederum Anpassungen der Parameter am virtuellen Simulationsmodell abgeleitet werden, um dessen Ergebnisse noch weiter an jene der Messung anzunähern. Die Ergebnisse der Simulation weichen je nach Betriebspunkt unterschiedlich von jenen der Messung ab. (Vgl. [10] [11]). Zwar sind heute numerische Vorhersagen der Strömungsverhältnisse mittels Computational Fluid Dynamics (CFD) Teil des hydraulischen Design Prozesses [12], wann immer absolute Werte für den Wirkungsgrad von Pelton-Turbinen gefordert werden, bleiben Modellversuche nach wie vor unverzichtbar [13].

Beim Modellversuch wird ein Modell, welches meist kleiner als der Prototyp ist, nach bestimmten geometrischen und anderen Ähnlichkeitskriterien angefertigt. Im Labor können unter genau definierten Bedingungen und Anforderungen Versuche durchgeführt werden. Dies gewährleistet einerseits die Vergleichbarkeit der Messergebnisse und erleichtert andererseits auch das Anbringen von erforderlichem Messequipment. Im Falle der vorliegenden Arbeit werden die Modellversuche gemäß folgender Norm durchgeführt: IEC 60193:1999 „Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines – Model acceptance tests“ [6]. Durch geeignete Verfahren der Wirkungsgradaufwertung können die Ergebnisse des Modellversuches auf den Prototyp übertragen werden.

2.3 Messung des hydraulischen Wirkungsgrades

Der hydraulische Wirkungsgrad η_h gibt das Verhältnis der an die Turbinenwelle abgegebenen mechanischen Leistung P_m zu der am Eintritt in die Turbine verfügbaren hydraulischen Leistung P_h an.

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} [-] \quad F.7$$

In diesem Abschnitt werden zunächst die zu Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades notwendigen Messgrößen beschrieben und im weiteren Verlauf Konstanten und dimensionslose Kennwerte erläutert welche in die Berechnung eingehen. Ebenso finden sich in diesem Abschnitt alle notwendigen Berechnungsformeln die zur Durchführung dieses Modellversuchs notwendig waren.

2.3.1 Messgrößen

Zur Bestimmung des hydraulischen Wirkungsgrades einer Pelton-Turbine ist es erforderlich folgende in Tabelle 1 dargestellte Größen messtechnisch zu erfassen.

Messgröße	Symbol	Einheit	Messgerät
Durchfluss	Q	$\frac{m^3}{s}$	Induktives Durchflussmessgerät
Differenzdruck	p_{M_1}	Pa	Differenzdruckaufnehmer
Absolutdruck	p_{abs}	Pa	Absolutdruckaufnehmer

Wellenmoment	T	Nm	Drehmomentenmesswelle
Reibmoment	T_{Lm}	Nm	Kraftmessdose mit Hebelarm
Turbinendrehzahl	n	s^{-1}	Messwelle mit integrierter Drehzahlmessung
Fluidtemperatur	T_{Fluid}	$^{\circ}C$	Temperatursensor
Düsennadelstellung	Hub	mm	Messuhren
Unterwasserpegel	H_{Uw}	m	Pegelsonde

Tabelle 1: Messgrößen

2.3.2 Konstanten, Faktoren und dimensionslose Kennwerte

In diesem Abschnitt werden alle Größen beschrieben, welche für die im Zuge dieser Arbeit relevanten Berechnungen erforderlich sind. Einige der Kennwerte sind relevant für die Beurteilung darüber, ob eine Messung normgemäß durchgeführt wurde.

2.3.2.1 Gravitationskonstante

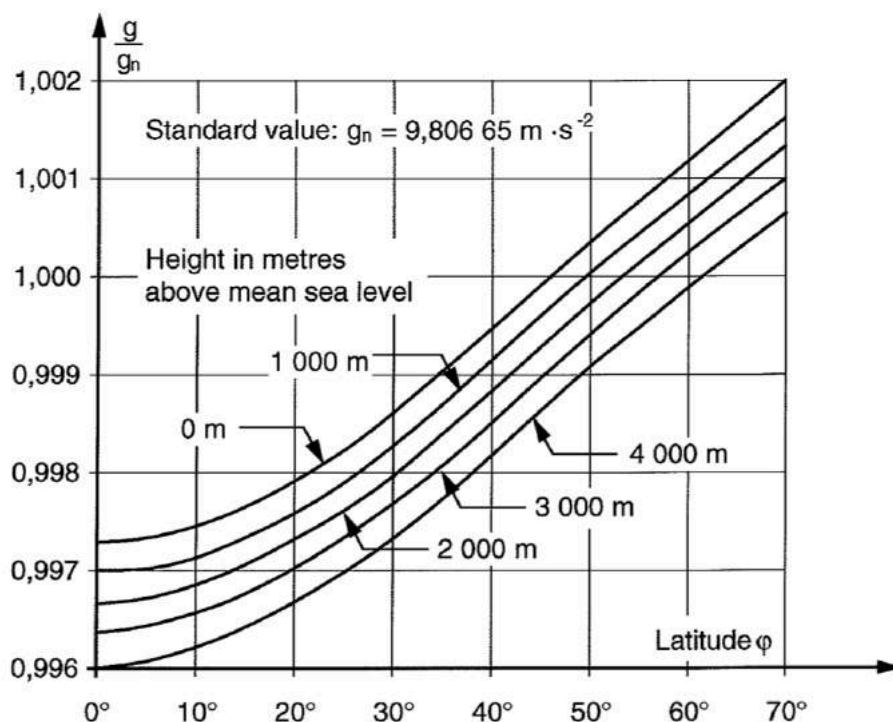
Die Gravitationskonstante g kann als Funktion der Höhe über dem mittleren Meeresspiegel z und der geographischen Breite φ laut folgender Formel berechnet werden.

$$g = 9,7803 \cdot (1 + 0,0053 \cdot \sin^2\varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad F.8$$

Mit einem Breitengrad von $\varphi = 47,0797^{\circ}$ und einer Höhe von $z = 307 \text{ m}\ddot{u}A$ für die Lage des Labors für hydraulische Strömungsmaschinen ergibt sich eine Gravitationskonstante von $g = 9,80696 \text{ m/s}^2$. Normgemäß [6] kann die Gravitationskonstante für den gesamten Prüfstand als konstant angenommen werden.

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g \quad F.9$$

In Abbildung 12 ist die Erdbeschleunigung in Abhängigkeit des Breitengrades und der Höhenlage des Standortes dargestellt.

Abbildung 12: Gravitationskonstante g [6]

2.3.2.2 Dichte des Wassers

Die druck- und temperaturabhängige Dichte ρ des Wassers wird mithilfe des Verfahrens von Herbst-Rögner berechnet, welches in IEC 60193 [6] vorgeschlagen wird. Dieses Verfahren gilt streng genommen nur für destilliertes Wasser, kann aber laut Norm [6] mit vernachlässigbar geringer Abweichung direkt für die Berechnung der Dichte des Wassers im Prüfstand herangezogen werden. Während der Dauer einer Messserie soll die Wassertemperatur um nicht mehr als $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ steigen, bzw. nicht mehr als $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ erreichen [6]. Die Dichte von destilliertem Wasser ergibt sich nach dem verwendeten Verfahren zu:

$$\rho = 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad F.10$$

Für eine genauere Betrachtung der einzelnen Koeffizienten sei auf die genannte Norm verwiesen. Die Berechnung der Dichte nach Herbst-Rögner gilt nur für den Druckbereich von $p_{abs} = 0 \text{ bis } 150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ und erfolgt automatisiert mittels einer am HFM selbst entwickelten Messsoftware unter Berücksichtigung der Messwerte von Absolutdruck und Fluidtemperatur. Für jeden einzelnen aufgezeichneten Messpunkt

wird die Dichte neu berechnet. In Abbildung 13 ist die Dichte von destilliertem Wasser in Abhängigkeit von Absolutdruck und Temperatur aufgetragen.

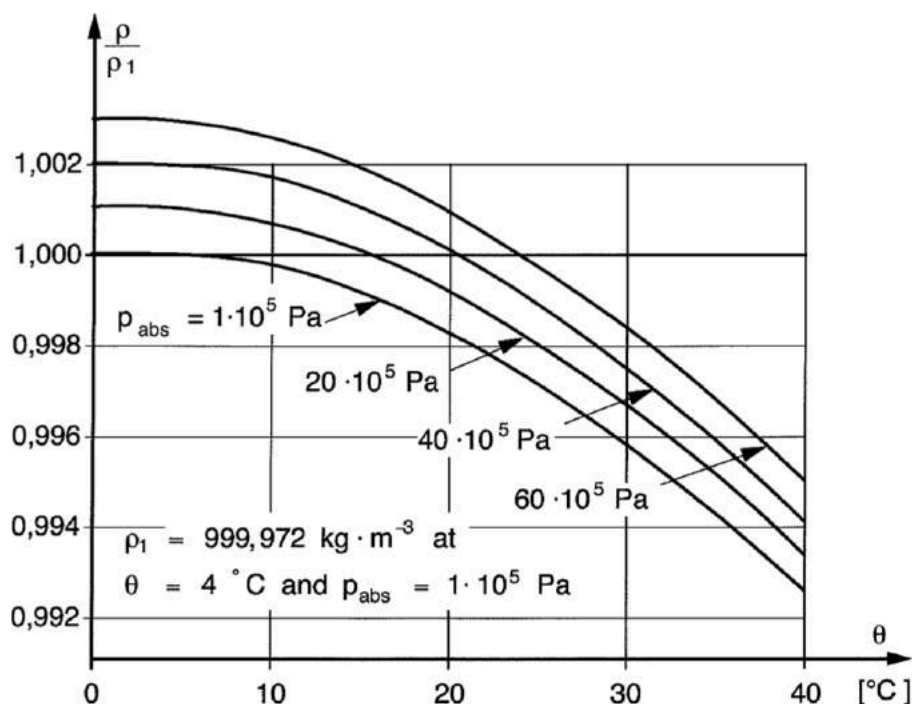


Abbildung 13: Dichte von destilliertem Wasser ρ [6]

2.3.2.3 Kinematische Viskosität

Die kinematische Viskosität von Wasser ν ist von der Temperatur des Wassers θ und dem Absolutdruck abhängig, wobei letzterer laut Norm [6] vernachlässigt werden kann. Sie wird mit Hilfe der HFM-Messsoftware für jeden Messpunkt laut folgender Formel ermittelt:

$$\nu = e^{\left[-16,921 + \frac{396,13}{107,41 + \theta}\right]} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right] \quad F.11$$

2.3.2.4 Reynoldszahl

Die dimensionslose Reynoldszahl Re beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Zähigkeitskräften und kann für Pelton-Turbinen wie folgt definiert werden [6]:

$$Re = \frac{B \cdot u}{\nu} = \frac{B \cdot D_1 \cdot \pi \cdot n}{\nu} \quad [-] \quad F.12$$

Die in obenstehende Formel eingehenden Größen wurden in Abbildung 10, Tabelle 1 und *F.11* bereits erläutert.

Da gewöhnlich die Reynoldszahl des Modells kleiner als jene des Prototyps ist, wird sich folglich der Anteil der Reibungsverluste gemessen an den gesamten Verlusten des Modells im Verhältnis zum eigentlichen Prototyp erhöhen, da Reibungsverluste unter der Voraussetzung von hydraulisch glatten Strömungsverhältnissen hauptsächlich von der Reynoldszahl abhängen [6]. Um die Auswirkung dieses Effektes auf die Versuchsergebnisse zu minimieren, gibt es in IEC 60193 [6] Mindestanforderungen an die Abmessungen des Modells und Testbedingungen. Diese sind in Abbildung 14: Mindestanforderungen an Abmessungen und Testbedingungen dargestellt.

Parameter	Type of machine			
	Radial (Francis)	Diagonal (Mixed-flow)	Axial (Kaplan, bulb)	Impulse (Pelton)
Reynolds number Re_l (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
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

NOTES

- 1 With respect to the Froude similitude condition, the test specific hydraulic energy for cavitation tests may be chosen so that the resulting Re number is lower than the value given.
- 2 $E_{min} = 20 J \cdot kg^{-1}$ if $D \geq 0,4$ m
- 3 For pumps and pump-turbines with low specific speed, a reference diameter such as $0,20 \text{ m} \leq D \leq 0,25 \text{ m}$ may be allowed if the outer diameter is equal to or greater than 0,5 m.

Abbildung 14: Mindestanforderungen an Abmessungen und Testbedingungen [6]

2.3.2.5 Froude-Zahl

Die Froude-Zahl Fr beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Gravitationskräften und ist laut Norm [6] für Pelton-Turbinen folgendermaßen definiert:

$$Fr = \sqrt{\frac{E}{g \cdot B}} \quad [-] \quad F.13$$

Aufgrund der Zweiphasenströmung im Turbinengehäuse ist es möglich, den Wirkungsgrad einer Pelton-Turbine in hohem Maße durch die Froude-Zahl zu beeinflussen. Deshalb sollte die spezifische hydraulische Energie E (siehe 2.3.5.1: F.17) entsprechend dem Kriterium gleicher Froude-Zahlen zwischen Modell und Prototyp gewählt werden. [6].

2.3.2.6 Weber-Zahl

Die Weber-Zahl We findet bei Zweiphasen-Strömungen Anwendung und beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu stabilisierenden Oberflächenkräften. Sie ist für Pelton-Turbinen folgendermaßen definiert:

$$We = \sqrt{\frac{\rho \cdot u^2 \cdot B}{\sigma}} \quad F.14$$

Neben Dichte und Becherbreite haben die Umfangsgeschwindigkeit u und die Oberflächenspannung σ Einfluss auf die Weber-Zahl. Für Werte der Oberflächenspannung sei an dieser Stelle auf die Norm [6] verwiesen.

Bei Modellversuchen von Pelton-Turbinen ist es in der Regel nicht möglich, Froude- und Weber- Ähnlichkeit in gleichem Maße zu berücksichtigen.

2.3.3 Förderzahl

Die Definition der Förderzahl φ wurde von GHE übernommen und dient zur dimensionslosen Darstellung des Durchflusses.

$$\varphi = \frac{4 \cdot Q}{B^3 \cdot \pi^2 \cdot n} \quad [-] \quad F.15$$

2.3.4 Druckzahl

Die Definition der Druckzahl ψ stammt ebenso wie die Förderzahl von GHE und wird zur dimensionslosen Darstellung der Nettofallhöhe verwendet.

$$\psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{D_1^2 \cdot \pi^2 \cdot n^2} \quad [-] \quad F.16$$

2.3.5 Berechnungsformeln

In diesem Abschnitt werden die zur Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades notwendigen Größen beschrieben und alle vereinfachenden Annahmen, die in IEC 60193 [6] getroffen werden, erläutert.

2.3.5.1 Spezifische hydraulische Energie

Zur Beschreibung der spezifischen hydraulischen Energie E ist es zunächst erforderlich zu veranschaulichen, welche Referenzmessstellen herangezogen werden. (Siehe Abbildung 15)

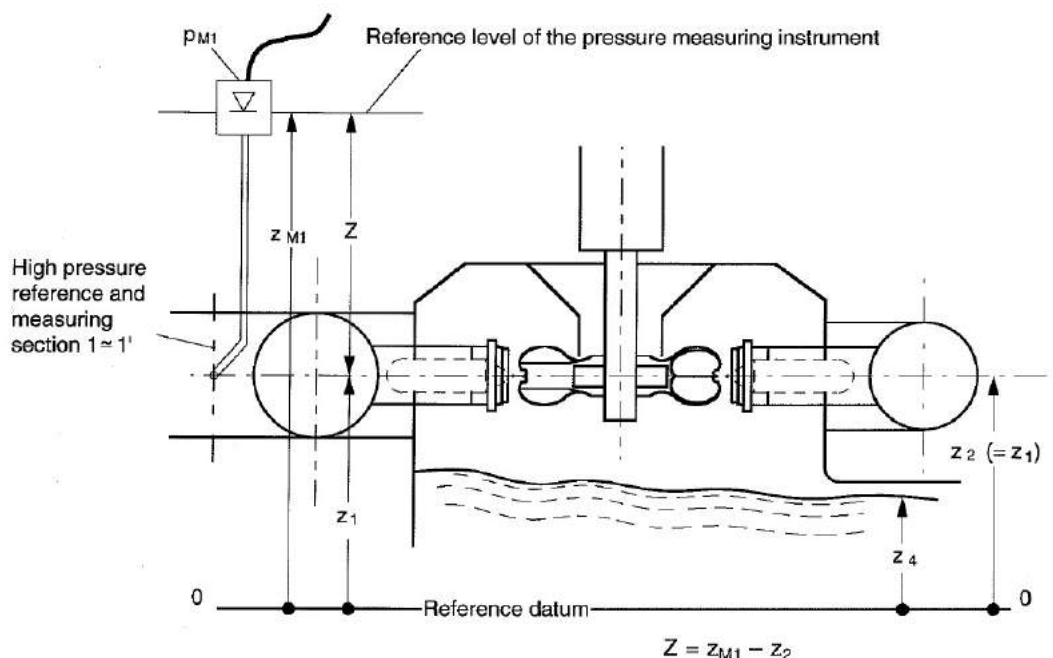


Abbildung 15: Bestimmung der spezifischen hydraulischen Energie bei einer Pelton-Turbine mit vertikaler Welle [6]

In obiger Abbildung 15 wird davon ausgegangen, dass sich die Niederdruckmessstelle in der Ebene auf Höhe z_2 befindet. Die spezifische hydraulische Energie ist folgendermaßen definiert⁴:

$$E = g \cdot H = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \left[\frac{J}{kg} \right] \quad F.17$$

Es können folgende vereinfachende Annahmen getroffen werden:

- Der Absolutdruck p_{abs2} entspricht dem Umgebungsdruck p_{amb2} an Messstelle 2.
$$p_{abs2} = p_{amb2}$$
- Der Unterschied im Umgebungsdruck zwischen Messstelle 1 und 2 kann vernachlässigt werden, da die Höhendifferenz Z verglichen mit der Nettofallhöhe H klein ist. $p_{amb1} = p_{amb2} = p_{amb}$

⁴ Sämtliche Formeln und Annahmen in diesem Abschnitt 2.3.5.1 sind der Norm [6] entnommen.

- Für die Dichte des Wassers ρ kann angenommen werden, dass diese als konstant angesehen wird: $\rho_1 = \bar{\rho}$

- Die Messstellen 1 und 2 befinden sich auf derselben Höhe.

$$z_1 = z_2$$

- Die Geschwindigkeit v_2 ist konventionsgemäß gleich Null.

$$v_2 = 0 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Durch obige Annahmen ergibt sich für die spezifische hydraulische Energie folgende Formel:

$$E = g \cdot H = \frac{p_{M1}}{\bar{\rho}} + g \cdot Z + \frac{v_1^2}{2} \left[\frac{J}{kg} \right] \quad F.18$$

In *F.18* steht p_{M1} für den statischen Überdruck gegenüber Umgebungsdruck und unter v_1 ist die Geschwindigkeit des Fluides in Strömungsrichtung zu verstehen.

2.3.5.2 Hydraulische Leistung

Die hydraulische Leistung P_h ist folgendermaßen definiert:

$$P_h = \bar{\rho} \cdot Q_1 \cdot E \quad [W] \quad F.19$$

Sie beschreibt das Leistungsangebot welches der Turbine zur Umwandlung in Wellenleistung zur Verfügung steht.

2.3.5.3 Mechanische Leistung

Unter der mechanischen Leistung P_m versteht man jene Leistung, die am Übergang vom Laufrad zur Turbinenwelle an diese übertragen wird. Sie ist folgendermaßen definiert:

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_m \quad [W] \quad F.20$$

Da durch Reibung in Lagern und Dichtungen zwischen Laufrad und T-Messstelle (siehe Abbildung 16) das gemessene Drehmoment T geringer ist, als das eingebrachte mechanische Moment T_m , muss auch das Reibmoment T_{Lm} gemessen werden und zur eigentlichen Drehmomentmessung (T-Messung) hinzuaddiert werden.

$$T_m = T + T_{Lm} \quad [Nm] \quad F.21$$

Der soeben beschriebene Zusammenhang ist sinngemäß anhand des Leistungsflusses in Abbildung 16 dargestellt.

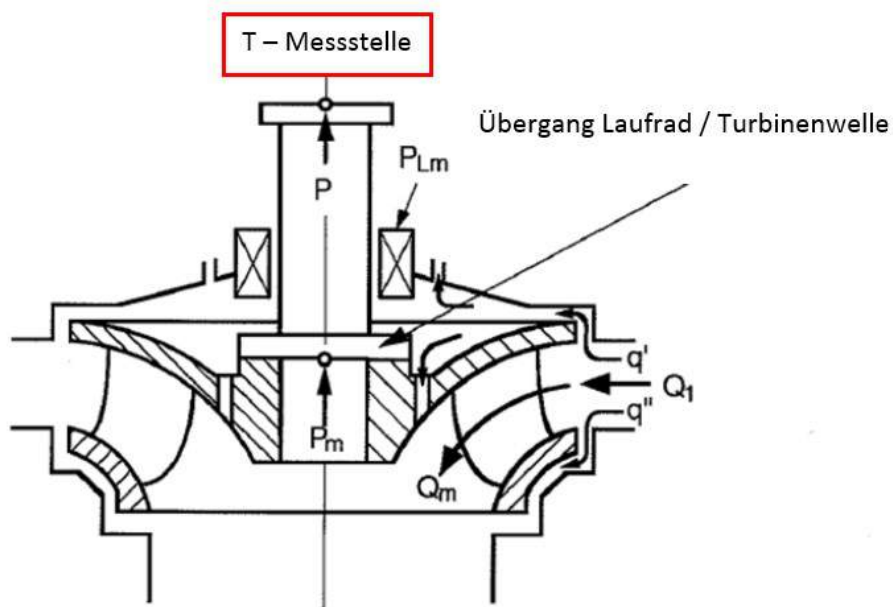


Abbildung 16: Darstellung des Leistungsflusses [6]

2.3.5.4 Hydraulischer Wirkungsgrad

Der hydraulische Wirkungsgrad η_h bestimmt, in welchem Ausmaß die zur Verfügung stehende hydraulische Leistung in mechanische Wellenleistung umgesetzt wird. Er ist somit ein wichtiges Kriterium für die Beurteilung der Qualität der Laufradgeometrie. Der hydraulische Wirkungsgrad ist folgendermaßen definiert⁵.

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \quad [-] \quad F.22$$

⁵ Im weiteren Verlauf vorliegender Arbeit ist unter dem Begriff Wirkungsgrad immer der an dieser Stelle definierte hydraulische Wirkungsgrad zu verstehen.

2.4 Ventilationsverluste

Ventilationsverluste entstehen dadurch, dass die Luft um das Pelton-Rad ununterbrochen zum Zirkulieren angeregt wird und die Drehung des Pelton-Rades durch die Luftreibung an der Radoberfläche gebremst wird. [7] Bei gegebenen Laufradabmessungen und Drehzahl hängen die Ventilationsverluste hauptsächlich von der Gestaltung des Turbinengehäuses ab. Da eine exakte Berechnung aufgrund vieler Einflussfaktoren wie z.B. Gehäusedesign, Laufradgestaltung, Beeinflussung durch Anbauteile und Dichte des Luft-Wasser-Nebels nicht möglich ist, darf Formel *F.23* lediglich als Richtwert verstanden werden. In IEC 60041:1991 [14] wird die Unsicherheit dieser Berechnungsmethode mit $\pm 50\%$ angegeben. Für die Kontrolle der Plausibilität des Messwertes der neu entwickelten hydrostatischen Lagerung zur Bestimmung des Reibmomentes (siehe Abschnitt 4.1) sind die Ergebnisse der Ventilationsverlustbestimmung jedoch hinreichend. Die wichtigsten Parameter zur Abschätzung der Ventilationsverluste sind in folgender Abbildung 17 veranschaulicht. Die dort ersichtlichen Abmessungen wurden aus dem 3D-Computermodell entnommen.

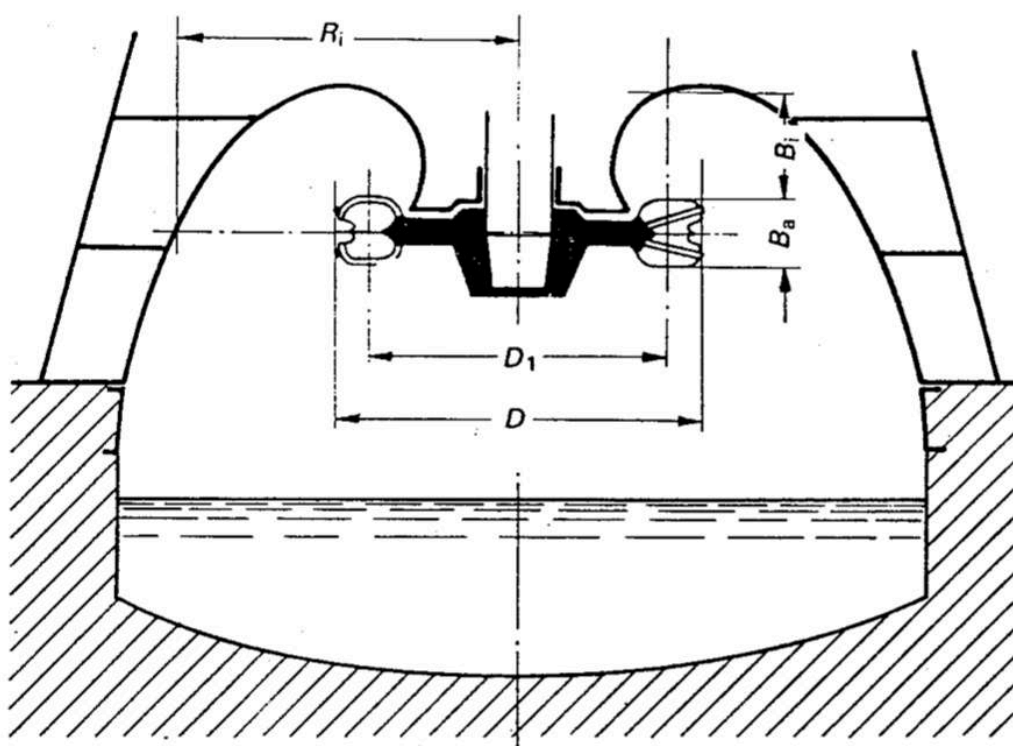


Abbildung 17: Parameter zur Abschätzung der Ventilationsverluste [14]

Die Ventilationsverlustleistung P_w lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$P_w = 22 \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot \left(\frac{B_i}{D}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \left(\frac{R_i}{D}\right) [W] \quad F.23$$

Dabei ist zu beachten, dass alle Abmessungen in Meter eingesetzt werden und die Drehzahl n in 1/s eingesetzt werden muss. Die Ventilationsverlustleistung kann in ein Ventilationsverlustmoment M_w umgerechnet werden. Für ausgewählte Drehzahlen ergibt sich ein Ventilationsverlust nach Tabelle 2.

Berechneter Ventilationsverlust		
n [min ⁻¹]	P _w [W]	M _w [Nm]
0	0,000	0,000
500	21,203	0,405
1000	169,624	1,620
1500	572,482	3,645

Tabelle 2: Berechneter Ventilationsverlust

2.5 Wirkungsgradaufwertung

Da bei der Auslegung eines Modells nicht alle hydraulischen Ähnlichkeiten gleichzeitig in vollem Umfang berücksichtigt werden können, dürfen auch die Messergebnisse für den hydraulischen Wirkungsgrad nicht direkt übernommen werden. Die Norm [6] beschreibt für den Fall einer Wirkungsgradaufwertung von Modell auf Prototyp ein Verfahren, welches auf theoretischen Überlegungen und experimentellen Daten basiert. Die zur Anwendung dieser Aufwertungsmethode notwendigen Formeln sollen folgend in diesem Abschnitt dargestellt werden.

Der hydraulische Wirkungsgrad des Prototyps η_{h_p} und jener des Modells η_h sind über folgende Beziehung miteinander verknüpft:

$$\eta_{h_p} = \eta_h + \Delta\eta [-] \quad F.24$$

Die Differenz zwischen Prototypen- und Modellwirkungsgrad $\Delta\eta$ lässt sich wie folgt berechnen:

$$\Delta\eta = 5,7 \cdot \phi_B^2 \cdot (1 - C_{Fr}^{0,3}) + 1,95 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{C_{We}^{-1}}{\phi_B^2} + 10^{-8} \cdot \frac{(C_{Re}^{-1})^2}{\phi_B^2} [-] \quad F.25$$

In *F.25* steht ϕ_B für eine spezifische Durchflussrate die in Formel *F.26* definiert wird. Die Faktoren C_{Fr} , C_{We} und C_{Re} ergeben sich aus dem Verhältnis der jeweiligen dimensionslosen Kennzahl des Prototyps zu jener des Modells. (Vgl. *F.27* bis *F.29*)

$$\phi_B = \frac{4 \cdot Q}{6 \cdot \pi \cdot \sqrt{(2 \cdot E) \cdot B^2}} [-] \quad F.26$$

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_m} [-] \quad F.27$$

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_m} [-] \quad F.28$$

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_m} [-] \quad F.29$$

2.6 Abschätzung der Messunsicherheit

„Im Allgemeinen ist das Messergebnis lediglich eine Näherung oder ein Schätzwert des Wertes der Messgröße und somit nur dann vollständig, wenn es von einer Angabe der Messunsicherheit dieses Schätzwertes begleitet wird.“ [15]

Ohne diese Angabe lässt sich keine Beurteilung über die Qualität der Messung anstellen. In Abbildung 18 sind die Zusammenhänge unterschiedlicher Messabweichungen dargestellt.

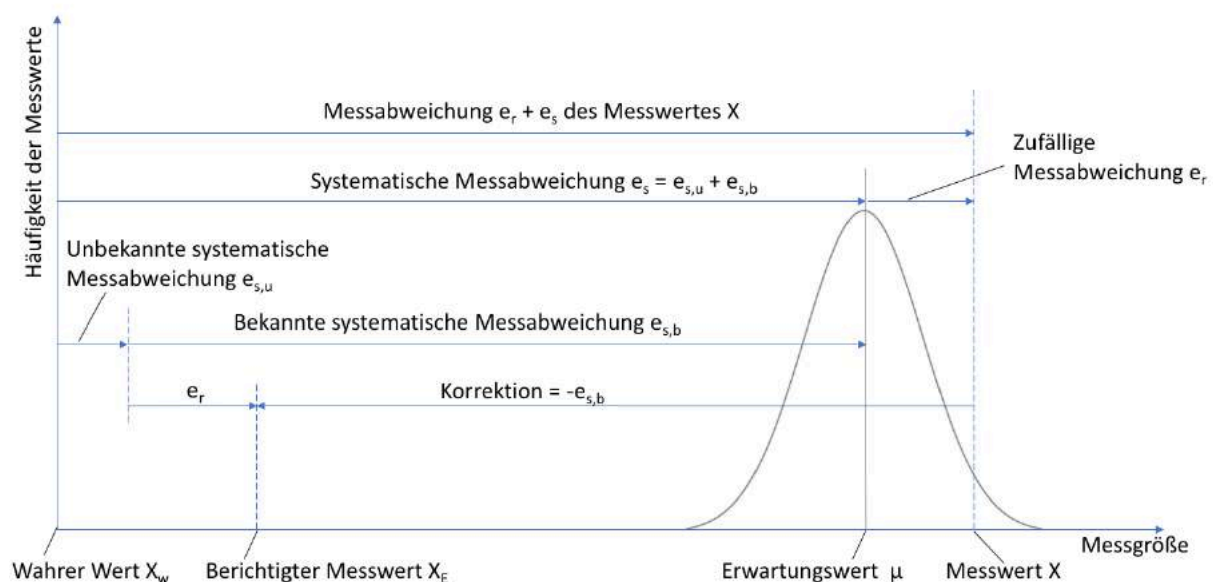


Abbildung 18: Messabweichung nach DIN 1319-1

In vorliegender Arbeit wurde die Abschätzung der Messunsicherheit nach JCGM 100:2008 [15], Methode B durchgeführt. Nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz lässt sich die gesamte Messunsicherheit aus einer Kombination der einzelnen Unsicherheiten anhand folgender Formel beschreiben:

$$\Delta Y(x_1, x_2, \dots, x_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad F.30$$

Bei ΔY handelt es sich um die kombinierte Gesamtmessunsicherheit, die von verschiedenen unabhängigen Eingangsgrößen x_i abhängig ist. Die Eingangsgrößen sind jeweils mit Messunsicherheiten Δx_i behaftet.

Anhand der Messwerte, welche in Tabelle 3 angeführt sind, soll im Folgenden beispielhaft die Abschätzung der Messunsicherheit für diesen Betriebspunkt durchgeführt werden. Anzumerken ist, dass für jeden Messwert die Abschätzung der Messunsicherheit separat zu erfolgen hat, da die Größe der Unsicherheit vom Messbereich und vom Messwert selbst abhängig ist. Es ergibt sich daher für jeden Messwert ein anderer Unsicherheitswert.

Pos.	p_abs	p_diff.	Q	Drehmoment	Drehzahl	E	Mechanische Leistung	Hydraulische Leistung	Wirkungsgrad	Dichte	T_fluid	Reibmoment
	[Pa]	[Pa]	[m³/s]	[Nm]	[min⁻¹]	[m²/s²]	[W]	[W]	[-]	[kg/m³]	[°C]	[Nm]
1	684610,758	587598,011	0,02922302	-140,694902	999,277778	589,377086	15071,3914	17173,5689	0,87759451	997,108239	25,7585046	-3,3302994

Tabelle 3: Ausgewählte Messwerte eines beispielhaften Betriebspunktes

2.6.1 Systematische Messunsicherheit

Bezogen auf den hydraulischen Wirkungsgrad η_h lässt sich *F.30* folgendermaßen anschreiben:

$$\Delta \eta_s = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial P_h} \Delta P_h \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_m} \Delta P_m \right)^2} \quad F.31$$

Aus *F.31* ergibt sich die relative Messunsicherheit des hydraulischen Wirkungsgrades f_{η_s} zu:

$$f_{\eta_s} = \frac{\Delta \eta_s}{\eta} = \sqrt{(f_{P_h})^2 + (f_{P_m})^2} \quad F.32$$

Die nach *F.32* berechnete relative Standardmessunsicherheit weist einen Vertrauensgrad von 68,3 % auf. Um diesen auf 95 % zu erhöhen, muss die Standardunsicherheit mit einem Erweiterungsfaktor von $k = 1,96$ multipliziert werden. (Vgl. Abbildung 19)

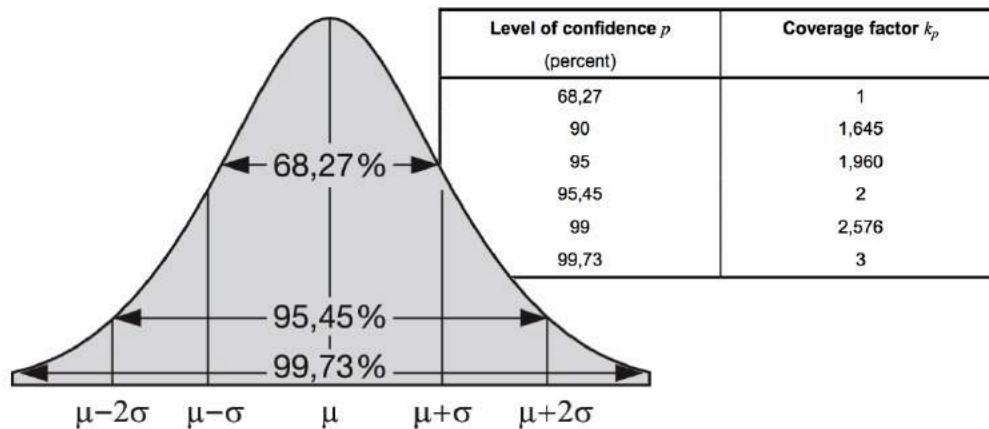


Abbildung 19: Erweiterungsfaktoren für unterschiedliche Vertrauensbereiche⁶

Für den in Tabelle 3 beschriebenen Messpunkt ergibt sich eine erweiterte systematische relative Messunsicherheit im hydraulischen Wirkungsgrad $f_{\eta_{s,95\%}}$ von 0,3040 %. In weiterer Folge werden alle Einflussgrößen auf eben genannte Unsicherheit beschrieben.

2.6.1.1 Relative Standardmessunsicherheit der hydraulischen Leistung

Die relative Standardmessunsicherheit der hydraulischen Leistung f_{P_h} lässt sich folgendermaßen berechnen.

$$f_{P_h} = \sqrt{f_{\rho}^2 + f_Q^2 + f_E^2} \quad F.33$$

Die einzelnen Unsicherheitsterme für Dichte f_{ρ} , Durchfluss f_Q und spezifische hydraulische Energie f_E in *F.32* ergeben sich dabei aus der Definition der hydraulischen Leistung P_h , welche in Abschnitt 2.3.5.2 erläutert wird.

⁶ Quelle linker Bildteil: <https://wirtschaftslexikon.gabler.de/definition/normalverteilung-39769> (abgerufen am 28. März 2019); Quelle rechter Bildteil [6]

2.6.1.1.1 Relative Messunsicherheit der Dichte

Die Dichte wird gemäß IEC 60193 [6] mit Hilfe des Herbst-Rögener Verfahrens bestimmt. Für nähere Informationen zu diesem Verfahren sei an dieser Stelle auf die eben genannte Norm verwiesen. Als Einflussgrößen auf die Dichte wirken Fluidtemperatur θ und Absolutdruck p_{abs} wobei letzterer aufgrund der geringen Änderung der Dichte bei Variation des Druckes vernachlässigt wurde. Durch einsetzen der maximalen Temperaturunsicherheit $\Delta\theta = 0,5\text{ °C}$ in das Herbst-Rögener Berechnungsschema lässt sich die relative Standardmessunsicherheit in der Dichte f_ρ berechnen. Die maximale Temperaturunsicherheit ergibt sich aufgrund der Genauigkeitsklasse des Temperatursensors.

2.6.1.1.2 Relative Messunsicherheit des Durchflusses

Um den Durchfluss möglichst exakt bestimmen zu können, werden je nach Betriebsbereich der Turbine unterschiedliche Durchflussmessgeräte verwendet und für den jeweiligen Bereich am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen kalibriert (Siehe 3.5.2). Da auch die Kalibriereinrichtung selbst mit gewissen Genauigkeitsabweichungen behaftet sein kann, werden diese ebenfalls in die Berechnung der Messunsicherheit miteinbezogen. Die relative Unsicherheit der Durchflussmessung f_Q setzt sich demnach aus den folgenden voneinander unabhängigen Einflussgrößen zusammen:

- Unsicherheit im Volumen des Kalibrationstanks f_{Tank}
- Unsicherheit bei der Zeitmessung während des Kalibriervorganges f_t
- Unsicherheit in der Dichtebestimmung während der Dauer der Kalibrierung $f_{\rho_{cal}}$
- Abweichung des Kalibrationswertes von der berechneten Kalibrierkurve f_{cal}

$$f_Q = \sqrt{f_{Tank}^2 + f_t^2 + f_{\rho_{cal}}^2 + f_{cal}^2} \quad F.34$$

2.6.1.1.3 Relative Messunsicherheit der spezifischen hydraulischen Energie

Der Messaufbau wird entsprechend der Anforderung realisiert, dass $Z = 0\text{ m}$ eingestellt werden kann und sich somit F.18 noch weiter vereinfachen lässt.

$$E = \underbrace{\left(\frac{pM_1}{\bar{\rho}}\right)}_{E_1} + \underbrace{\left(\frac{v_1^2}{2}\right)}_{E_2} \left[\frac{J}{kg}\right] \quad F.35$$

Für die weitere Betrachtung ist es sinnvoll, die einzelnen Glieder E_1 und E_2 aus F.35 getrennt voneinander zu betrachten.

$$f_E = \frac{\sqrt{(f_{E_1} \cdot E_1)^2 + (f_{E_2} \cdot E_2)^2}}{E} \quad F.36$$

Für die Abschätzung der Unsicherheit im Differenzdruck $f_{p_{M1}}$ werden folgende Einflussgrößen herangezogen:

- Unsicherheit der Kalibriereinrichtung f_{KE}
- Abweichung des Kalibrationswerts von der berechneten Kalibrierkurve f_{cal}
- Unsicherheit aufgrund des Temperatureinflusses auf den Druckaufnehmer bei Veränderungen der Umgebungstemperatur $f_{\pm 5^\circ C}$

$$f_{p_{M1}} = \sqrt{f_{KE}^2 + f_{cal}^2 + f_{\pm 5^\circ C}^2} \quad F.37$$

Die relative Messunsicherheit der Dichte f_ρ wurde bereits in Abschnitt 2.6.1.1.1 behandelt. Der Einfluss von $f_{p_{M1}}$ und f_ρ auf die spezifische hydraulische Energie ist in nachfolgender Formel ersichtlich.

$$f_{E_1} = \frac{\sqrt{\left(\frac{\partial E}{\partial p_{M1}}(f_{p_{M1}} \cdot p_{M1})\right)^2 + \left(\frac{\partial E}{\partial \rho}(f_\rho \cdot \bar{\rho})\right)^2}}{E_1} \quad F.38$$

Die relative Messunsicherheit f_Q im Durchfluss wurde in diesem Abschnitt bereits beschrieben und wirkt sich auf die Unsicherheit der hydraulischen Energie f_{E_2} wie folgt aus.

$$f_{E_2} = \frac{\frac{\partial E}{\partial Q}(f_Q \cdot Q)}{E_2} \quad F.39$$

2.6.1.2 Relative Standardmessunsicherheit der mechanischen Leistung

Bei der mechanischen Leistung werden analog zur hydraulischen Leistung P_h die einzelnen Faktoren, Drehzahl n und mechanisches Moment T_m , ebenfalls getrennt voneinander betrachtet.

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_m \text{ mit } T_m = T + T_{Lm} \text{ (vgl. F.20 und F.21)}$$

Die relative Standardmessunsicherheit f_{P_m} lässt sich folgendermaßen berechnen:

$$f_{P_m} = \sqrt{f_n^2 + f_{T_m}^2} \quad F.40$$

2.6.1.2.1 Relative Messunsicherheit der Drehzahl

Die relative Messunsicherheit der Drehzahl f_n lässt sich aus dem zugehörigen Datenblatt des Messflansches ermitteln. (Siehe Anhang)

2.6.1.2.2 Relative Messunsicherheit des mechanischen Moments

Das mechanische Moment T_m setzt sich aus dem gemessenen Drehmoment T und dem zusätzlich gemessenen Reibmoment T_{Lm} zusammen. Daraus resultiert, dass auch die Unsicherheit des mechanischen Moments f_{T_m} als Kombination beider Größen berechnet werden kann.

$$f_{T_m} = \frac{\sqrt{(f_T \cdot T)^2 + (f_{T_{Lm}} \cdot T_{Lm})^2}}{T_m} \quad F.41$$

Im zugehörigen Datenblatt sind sämtliche mögliche Unsicherheiten f_i die das gemessene Drehmoment T beeinflussen können, aufgelistet. Diese sind im Anhang beigefügt.

$$f_T = \sqrt{(\sum_{i=1}^n f_i^2)} \quad F.42$$

Bei der Reibmomentmessung wirken sich sowohl die zum Kraftaufnehmer zugehörigen Einflussgrößen (siehe Anhang) f_F als auch die Fertigungs- und Montagetoleranzen des Hebelarms f_{Hebel} auf die Unsicherheit der Messung aus. Das Reibmoment ergibt sich durch Multiplikation der gemessenen Kraft mit der Länge des Hebelarms.

$$T_{Lm} = F \cdot L \quad F.43$$

Dadurch errechnet sich der relative Fehler des Reibmoments $f_{T_{Lm}}$ wie folgt.

$$f_{T_{Lm}} = \sqrt{f_F^2 + f_{Hebel}^2} \quad F.44$$

2.6.2 Zufällige Messunsicherheit

Nach IEC60193 [6] wird der zufällige Fehler (mit Index r gekennzeichnet) durch wiederholte Messung eines ausgewählten Betriebspunktes bei annähernd stationären Bedingungen ermittelt. Dabei werden 10 Messpunkte aufgenommen, welche in nachstehender Tabelle 4 ersichtlich sind.

Anzahl n	p_{abs} [Pa]	p_{diff} [Pa]	Q [m ³ /s]	Drehmoment [Nm]	Drehzahl [min ⁻¹]	E [m ² /s ²]	Mechanische Leistung [W]	Hydraulische Leistung [W]	Wirkungsgrad [-]	Dichte [kg/m ³]	T_{fluid} [°C]	Reibmoment [Nm]
1	684033,029	586852,063	0,02920759	-140,281561	1000,83333	588,64775	15044,9108	17142,7354	0,877631205	997,076296	25,8786895	-3,26713014
2	683448,955	586393,195	0,02921636	-140,214894	1000,83889	588,188566	15033,8283	17134,4731	0,877408096	997,074628	25,8840105	-3,22727625
3	684271,829	587134,178	0,02920241	-140,49712	1000,83889	588,932686	15059,6128	17147,9286	0,878222089	997,072875	25,8920388	-3,19104766
4	684182,721	587061,428	0,02923477	-140,461564	1000,83889	588,861207	15054,7418	17164,7967	0,877076767	997,070644	25,900329	-3,18012769
5	683823,346	587046,836	0,02922765	-140,323784	1000,84444	588,847837	15039,6438	17160,2071	0,876433835	997,068439	25,9080586	-3,17306651
6	683968,279	586844,408	0,02921927	-140,363785	1000,83333	588,645785	15045,5843	17149,3554	0,877331672	997,066722	25,9147964	-3,19133519
7	683853,461	586723,409	0,02920646	-140,343785	1000,84444	588,525389	15045,3858	17138,3081	0,87788678	997,064985	25,9211692	-3,20783438
8	683889,667	586918,742	0,02920924	-140,341562	1000,83333	588,72259	15047,3301	17145,6524	0,877624547	997,062819	25,9294164	-3,23021264
9	683728,468	586057,948	0,02920906	-140,206005	1000,84444	587,860963	15031,8951	17120,4131	0,878017776	997,059928	25,9400638	-3,21690353
10	683416,28	586370,483	0,02920312	-140,183782	1000,83889	588,175904	15030,0611	17126,0362	0,877622684	997,057361	25,9492303	-3,2224211

Tabelle 4: Reproduzierbarkeitsmessung

Die zufällige Messunsicherheit $\Delta\eta$ ergibt sich aus der Standardabweichung s_η mit einem 95%-Konfidenzintervall zu $\Delta\eta = \frac{s_\eta \cdot t}{\sqrt{n}}$, wobei t der zur Anzahl n der Messpunkte zugehörige Wert aus der Studentverteilung (siehe Tabelle 5) ist.

$$s_\eta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{\eta} - \eta_i)^2}{n-1}} \quad F.45$$

Bei Bezug auf den mittleren Wirkungsgrad des Messpunktes erhält man die relative zufällige Messunsicherheit f_{η_r} :

$$f_{\eta_r} = \frac{\Delta\eta}{\bar{\eta}} \quad F.46$$

Für den gewählten Messpunkt ergibt sich für die relative zufällige Messunsicherheit f_{η_r} ein Wert von 0,0415 %.

Degrees of freedom	Student's t	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
$v = n - 1$	For 95 % confidence level	
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

Tabelle 5: Werte für t der Studentverteilung [6]

2.6.3 Gesamte relative Messunsicherheit

Die gesamte Messunsicherheit eines Messpunktes $f_{\eta,ges}$ ist laut IEC60193 [6] die Kombination aus systematischer und zufälliger Abweichung. Sie definiert einen Bereich in dem sich der wahre Wert mit einer Wahrscheinlichkeit von 95 % befindet.

$$f_{\eta,ges} = \sqrt{(f_{\eta_s,95\%})^2 + (f_{\eta_r})^2} \quad F.47$$

Für den gewählten Messpunkt ergibt sich die gesamte relative Messunsicherheit $f_{\eta,ges}$ zu $\pm 0,3068 \%$.

Anhand folgender Abbildung 20 sind die Zusammenhänge der Einflüsse auf die gesamte Messunsicherheit dargestellt.

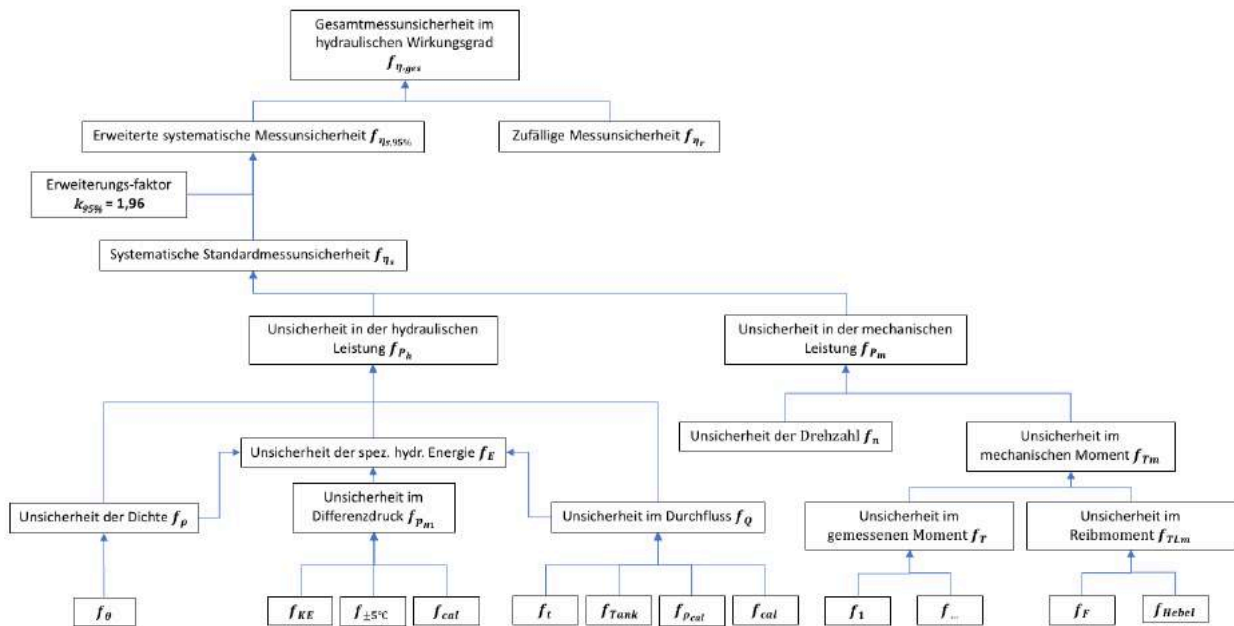


Abbildung 20: Einflüsse auf die Messunsicherheit

3 Aufbau der Versuchsanlage

In diesem Abschnitt wird sowohl der Aufbau des gesamten Hauptprüfstandes beschrieben als auch auf den speziellen Aufbau für den Pelton-Modellversuchsprüfstand eingegangen. Ebenso werden wichtige Spezifikationen der Modellturbine erläutert.

3.1 Aufbau des Hauptprüfstandes

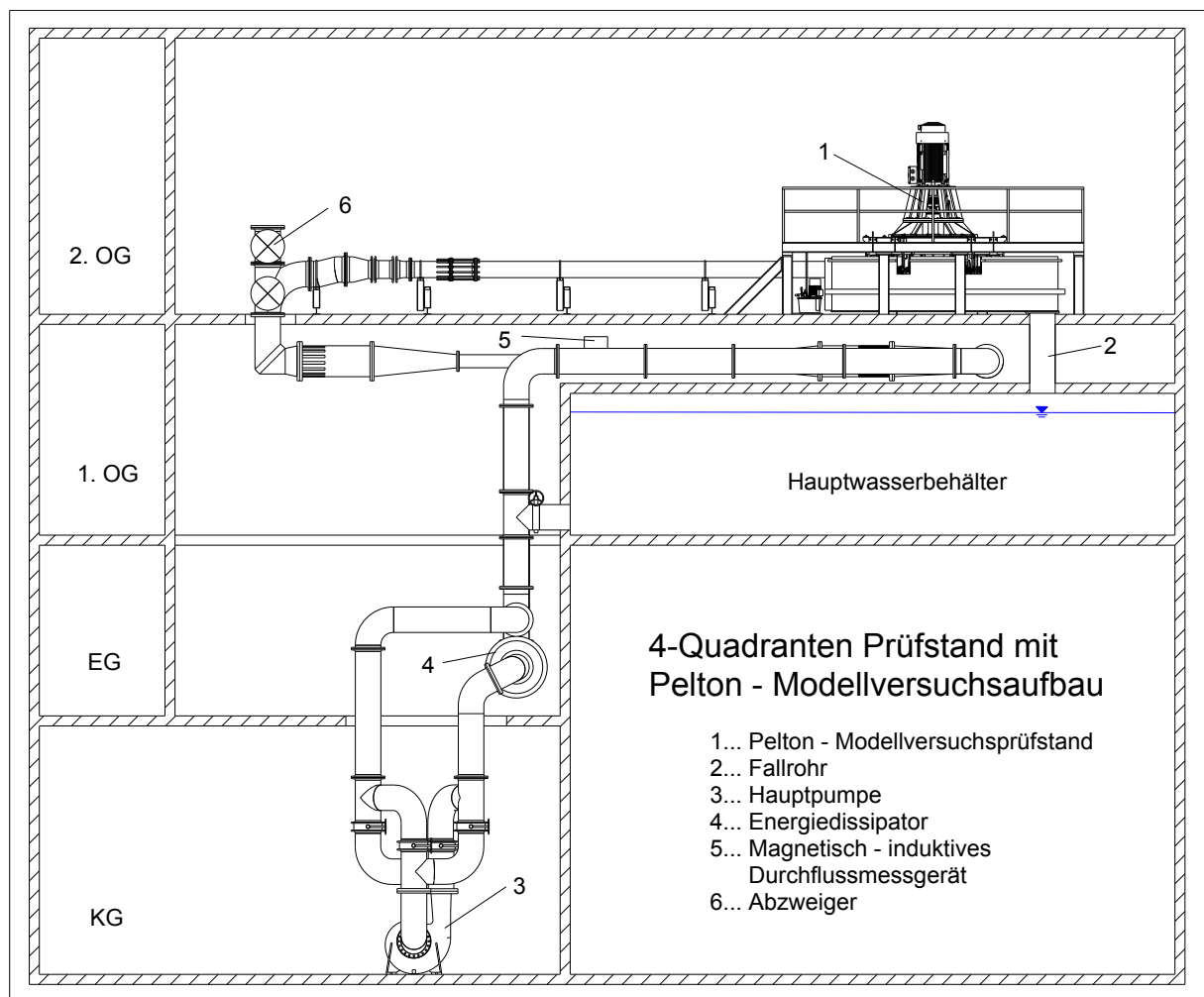


Abbildung 21: 4-Quadranten Prüfstand mit Pelton-Modellversuchsaufbau am HFM [HFM]

Der 4-Quadranten Prüfstand am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen der Technischen Universität Graz ermöglicht Messungen gemäß IEC 60193, ISO 9906 und IEC 6034 Standards. Für die Versuche an Pelton-Turbinen wird der Prüfstand im offenen Kreislauf betrieben, da sowohl am Eintritt als auch am Austritt aus dem Laufrad Umgebungsdruck herrscht. In Abbildung 21 ist der gesamte Aufbau mit der Installation des Pelton-Modellversuchsprüfstandes **{1}** im zweiten Obergeschoss ersichtlich. Der

offene Kreislauf ist mit einem nach oben hin geöffneten Unterwasserbecken realisiert, von dem aus das Wasser über ein Fallrohr **{2}** wieder in den Pumpenkreislauf gelangt. Mit der Hauptpumpe **{3}**, die mit einer Anschlussleistung von 500 [kW] betrieben werden kann, ist es möglich, Durchflüsse von bis zu $0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ und Druckhöhen bis zu 90 m bereitzustellen. Mit Hilfe eines Energiedissipators **{4}** kann die Anlagencharakteristik beeinflusst werden. Der Durchfluss wird in weiterer Folge mit einem induktiven Durchflussmessgerät (IDM) **{5}** mit einem Durchmesser von 250 mm , bzw. 100 mm für im ein- und zweidüsigen Betrieb, bestimmt. Mithilfe des Abzweigers **{2}** ist es möglich bis zu drei Prüfstandsaufbauten gleichzeitig aufzubauen und zu betreiben. In nachfolgender Abbildung 22 ist das gesamte Rohrleitungssystem des 4-Quadranten Hauptprüfstandes als dreidimensionales Modell dargestellt.

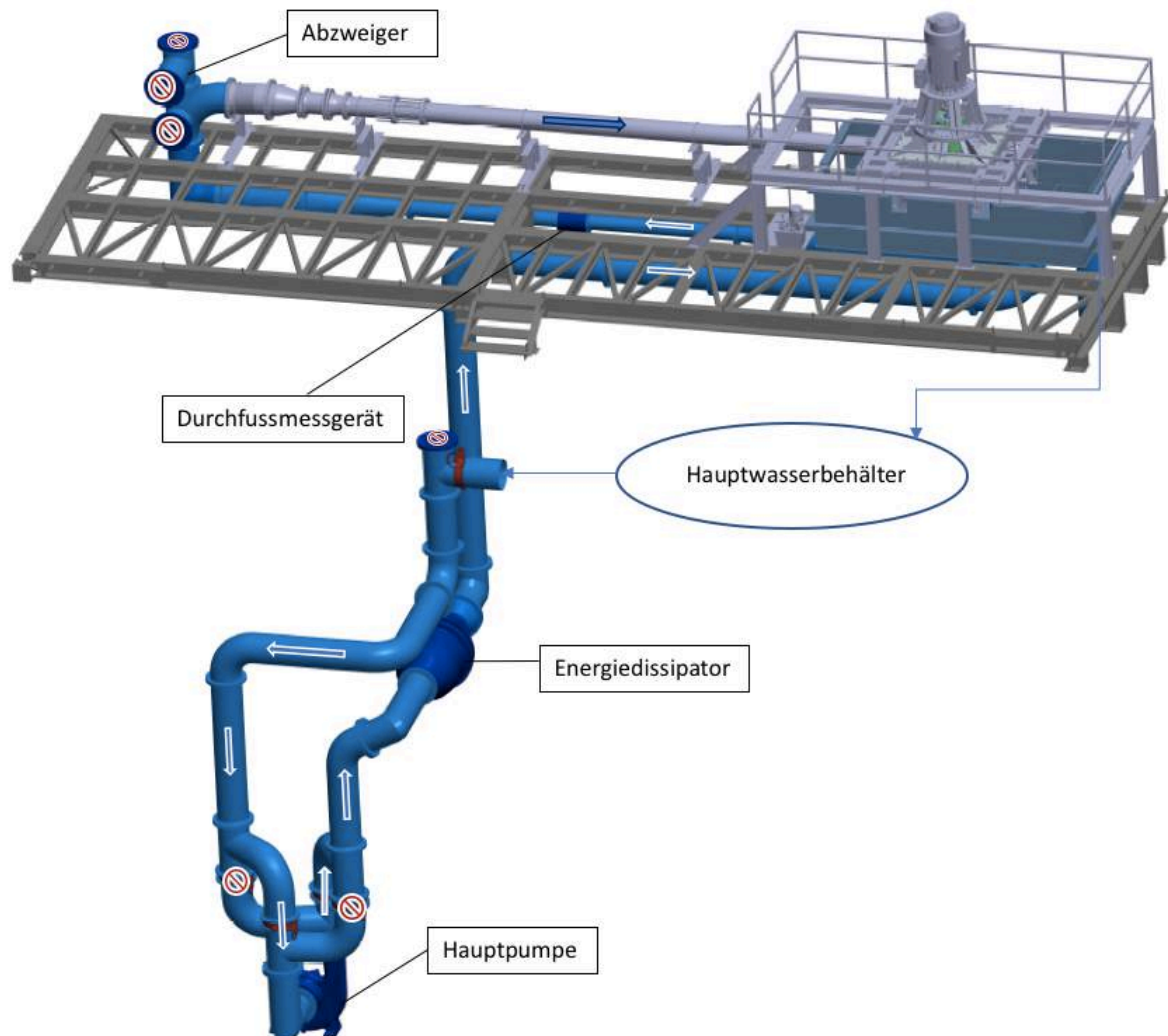


Abbildung 22: Rohrleitungssystem des 4-Quadranten Hauptprüfstandes

Aus Abbildung 23 ist ersichtlich, dass für den Betriebszustand maximaler Leistung der Turbine bei einer Nettofallhöhe von $H = 80\text{ m}$ und einem Durchfluss $Q = 0,2\text{ m}^3/\text{s}$ eine Erhöhung der bisherigen Antriebsleistung von 250 kW notwendig ist, da die erforderliche Förderhöhe bei diesem Durchfluss andernfalls nicht erzeugt werden kann. Besagte Erhöhung der Antriebsleistung erfolgt mithilfe eines zweiten 250 kW -Elektromotors der zusammen mit dem ersten, in Tandemanordnung die Hauptpumpe antreibt.

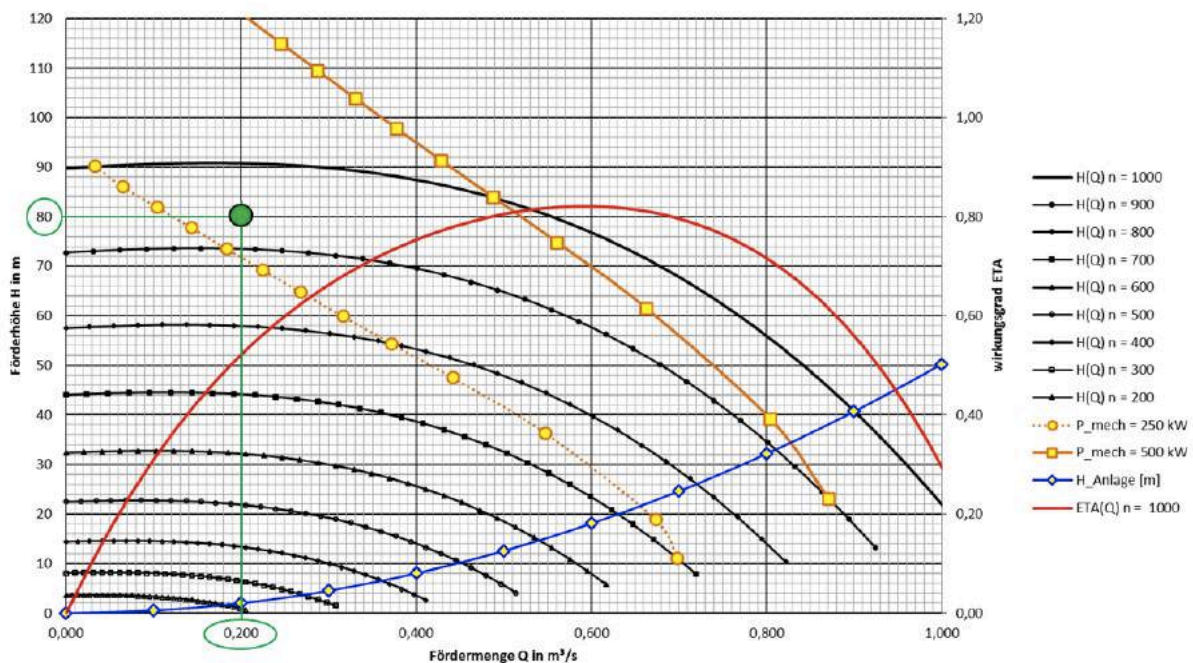


Abbildung 23: Pumpenkennfeld der Hauptprüfstandspumpe [HFM]

3.2 Aufbau des Pelton - Modellprüfstandes

Der in Abbildung 24 dargestellte Pelton-Modellversuchsprüfstand besteht aus einem institutsintern konstruierten Stahlrahmen **{1}**, welcher alle erforderlichen Elemente des Turbinenmodells trägt. Das Rahmengestell aus I -Profilen ist mit der notwendigen Steifigkeit ausgeführt, die für präzise Messungen erforderlich ist. An oberster Stelle sitzt, mit dem Rahmen verschraubt, ein Motorgenerator **{2}** der im Generatormodus bis zu 250 kW Leistung aufnimmt bzw. im Motorbetrieb abgibt. Die Ausgangswelle des Motorgenerators ist über eine Drehmomentenmesswelle mit der Turbinenwelle verbunden, welche mittels Wälzlager drehbar gelagert ist. Um das Reibmoment der Wälzlager in jedem Betriebspunkt messen zu können, sind diese zusätzlich in einer am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen konstruierten hydrostatischen

Lagerung **{3}** reibungsfrei gelagert. Diese hydrostatische Lagerung stellt die feste Anbindung an das Rahmengestell dar. Das Laufrad ist mit einem hydraulischen Spansatz, der eine einfache Montage und Demontage ermöglicht, mit der Turbinenwelle kraftschlüssig verbunden. Umgeben ist das Laufrad von einem Turbinengehäuse, welches ebenso wie das Gehäuse der Verteilrohrleitung an der Stahlrahmenkonstruktion befestigt ist. Im Turbinengehäuse sind die Düsen eingebaut, welche über je eine unabhängige Stelleinrichtung **{4}** von außen über Handräder im Hub einstellbar sind. Das Wasser, welches am Laufrad austritt, wird über eine Öffnung im Unterwasserbecken **{5}** wieder dem Pumpenkreislauf zugeführt.

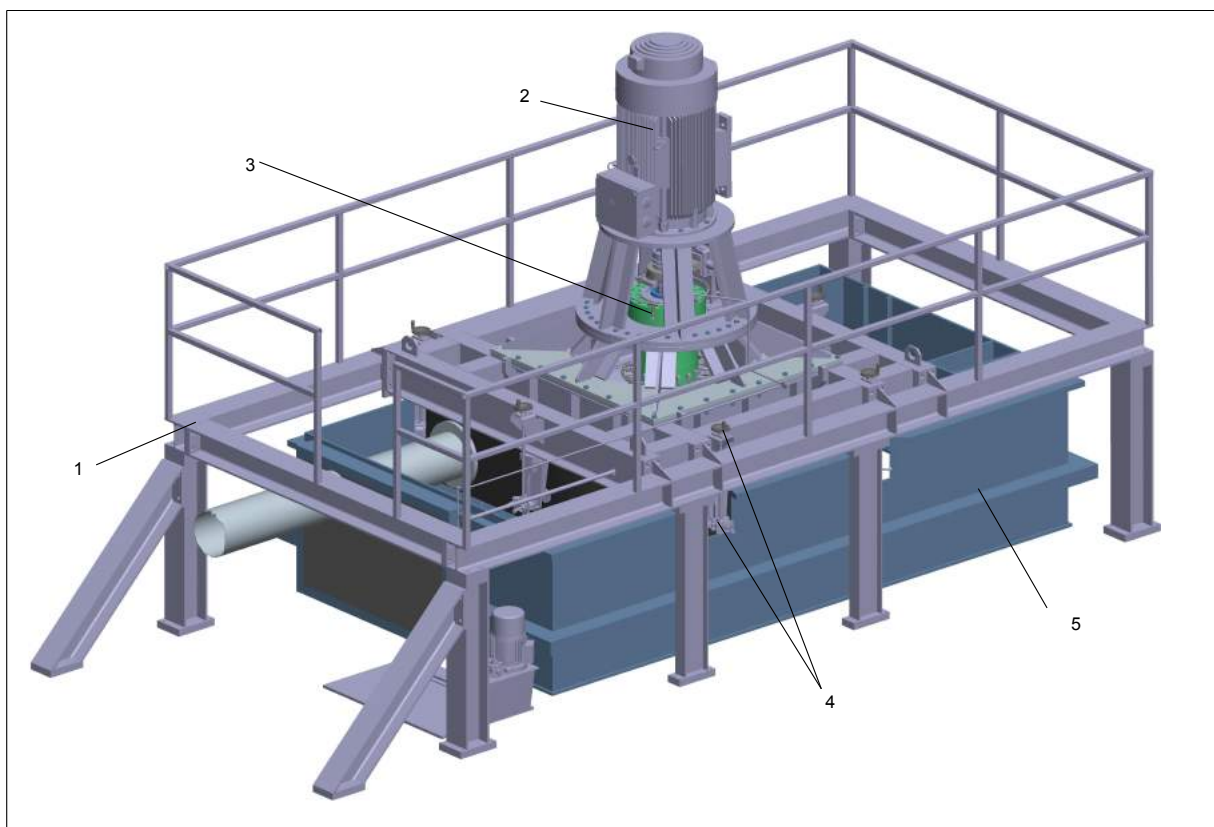


Abbildung 24: Pelton – Modellversuchsprüfstand

In Abbildung 25 ist die Unterseite des Turbinenmodells dargestellt. Man erkennt die Verteilrohrleitung **{1}**, die zu den einzelnen Düsen **{2}** abzweigt. Auf den Düsen montiert sind sogenannte Strahlableiter **{3}**, die im Falle eines Lastabwurfs den Wasserstrahl vom Laufrad **{4}** ableiten, um eine ungewollte Drehzahlerhöhung zu vermeiden. Durch Verwendung eines hydraulischen Spansatzes **{5}** ist es möglich, das Laufrad innerhalb kurzer Zeit zu wechseln. Aus dem Gehäuse **{6}** ragen Belüftungsrohre **{7}**, welche für ständigen Druckausgleich mit der Umgebung sorgen.

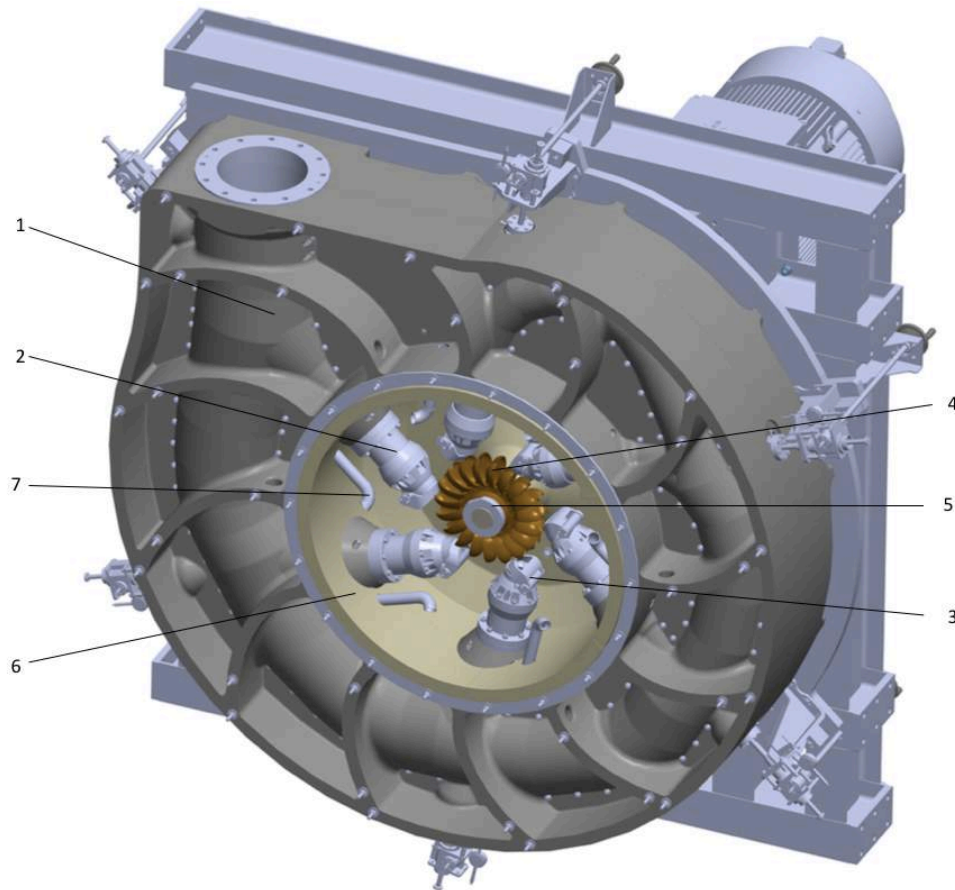


Abbildung 25: Turbinenmodell - Ansicht von unten

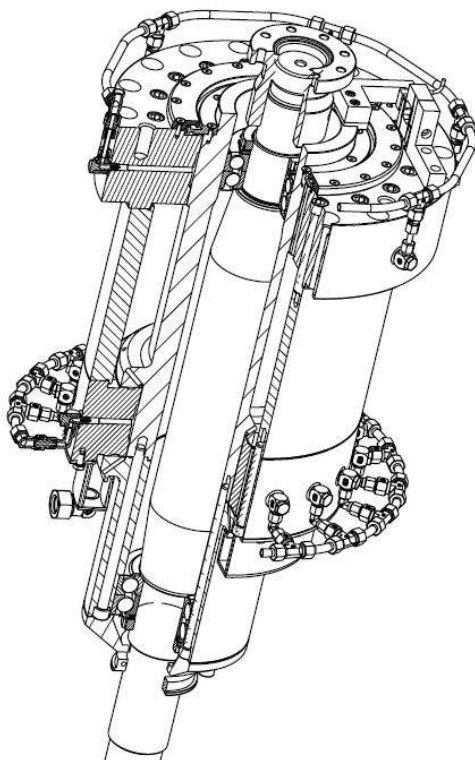


Abbildung 26: Hydrostatische Lagerung

Anhand nebenstehender Abbildung 26 soll das Funktionsprinzip der hydrostatischen Lagerung veranschaulicht werden. Die Turbinenwelle ist gegenüber dem Rotor der hydrostatischen Lagerung mittels Wälzlagern drehbar gelagert. Der Rotor wird durch Öl, welches durch eine externe Pumpe konstant mit Druck beaufschlagt wird und über Ringleitungen an die Schmierpalte gelangt, vom Stator getrennt. Durch das aufgrund der Reibung in den Wälzlagern vom Innenring auf den Außenring übertragene Drehmoment würde der Rotor der hydrostatischen Lagerung in Drehung versetzt werden. Dies wird verhindert indem sich der Rotor mit Hilfe

eines Hebelarms, dessen Länge genau definiert ist, an einer am Stator angebrachten Kraftmessdose abstützt.

3.3 Laufräder

Es werden 5 Laufräder mit verschiedenen Bechergeometrien und Außendurchmessern getestet. Ziel dabei ist es herauszufinden, welches Laufrad in unterschiedlichen Betriebszuständen der Turbine den höchsten hydraulischen Wirkungsgrad aufweist. Da ein Laufrad (LR5) aufgrund des größeren Außendurchmessers ohne Adaptierungen mit den Düsen kollidieren würde, ist es für die Messungen an diesem Laufrad notwendig, die Düsen seitens GHE zu kürzen. Einige wichtige Daten der Modellturbine, die für alle Laufräder gleichermaßen gelten, und die Bezeichnungen der einzelnen Laufräder sind in den nachfolgenden Tabelle 6 und Tabelle 7 angeführt.

Eigenschaft	Symbol	Wert
Bauart		Vertikale Welle
Düsenanzahl	$i_{Düse}$	6 [#]
Nettofallhöhe	H	80 bzw. 60 [m]
Durchfluss	Q	0,005 ÷ 0,2 $\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Druckzifferbereich	ψ	4 ÷ 6 [-]
Strahlkreisdurchmesser	D_1	300 [mm]
Durchmesser/Breiten-Verhältnis	$\frac{D_1}{B}$	3 [-]
Becheranzahl	i_{Becher}	19 [#]

Tabelle 6: Spezifikationen der Modellturbine

HFM Bezeichnung	LR1	LR 2	LR 3	LR 4	LR 5
GHE Bezeichnung	51040627	51041348	51043547	51043546	51040663

Tabelle 7: Laufradkennzeichnung



Abbildung 27: Laufblad 1 in nicht eingebautem Zustand

In obiger Abbildung ist eines der zu untersuchenden Laufräder in nicht eingebautem Zustand ersichtlich. Zu erkennen sind die Auswuchtbohrungen, die notwendig sind, um Unwuchten und dadurch bedingt hohe Lagerbelastungen zu vermeiden.

3.4 Düsen

Jede der sechs Düsen kann unabhängig voneinander verstellt werden. Dies geschieht über ein Spindelhubgetriebe {1}, welches manuell über ein Verstellrad {2} angetrieben wird und die Drehbewegung der Welle {3} in eine translatorische Bewegung der Düsennadel {4} umwandelt.

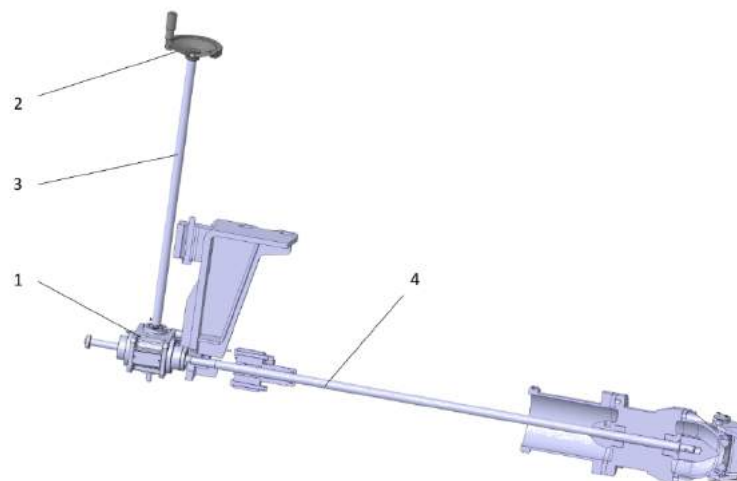


Abbildung 28: Düsenverstellmechanismus

In den Düsen wird der größte Teil der potentiellen Energie in kinetische Energie übergeführt. Da die Beschleunigung der Strömung erst sehr spät im Wasserweg auftritt, können die Fallhöhenverluste, die durch Reibung in der Verrohrung der Anlage entstehen, geringgehalten werden.

Um die lange Düsennadel **{1}** in ihrer Position zu zentrieren, sind im Düsenkopf zwei vertikale Stege **{2}** angebracht, die das vordere und hintere Lagergehäuse **{3}** aufnehmen (siehe Abbildung 29). Die Lagerung erfolgt im Düsenkopf mittels eingepassten Hülsen **{4}**. Auf der linken Seite ist ein Distanzring **{5}** zu erkennen, der dazu dient den Abstand zwischen Laufrad und Düse einzustellen. Er muss aufgrund des größeren Außendurchmessers von Laufrad 5 ausgebaut werden, um eine Kollision zwischen Laufrad und Düse zu verhindern. Die Dichtheit des Düsenkopfes wird durch Verwendung von O-Ringen **{6}** gewährleistet. An der Vorderseite der Düse ist ein Strahlablenker **{7}** montiert der im Störfall in den Wasserstrahl eingreift um das Wasser vom Laufrad fernzuhalten und dadurch eine ungewollte Erhöhung der Drehzahl der Turbine verhindert. Im Fall des untersuchten Modells kommt diesen Strahlablenkern keine Funktion zu, sie sind jedoch angebracht um die Interaktionen zwischen dem aus dem Laufrad austretenden Wasser und dem Gehäuse wirklichkeitsgetreu abzubilden.

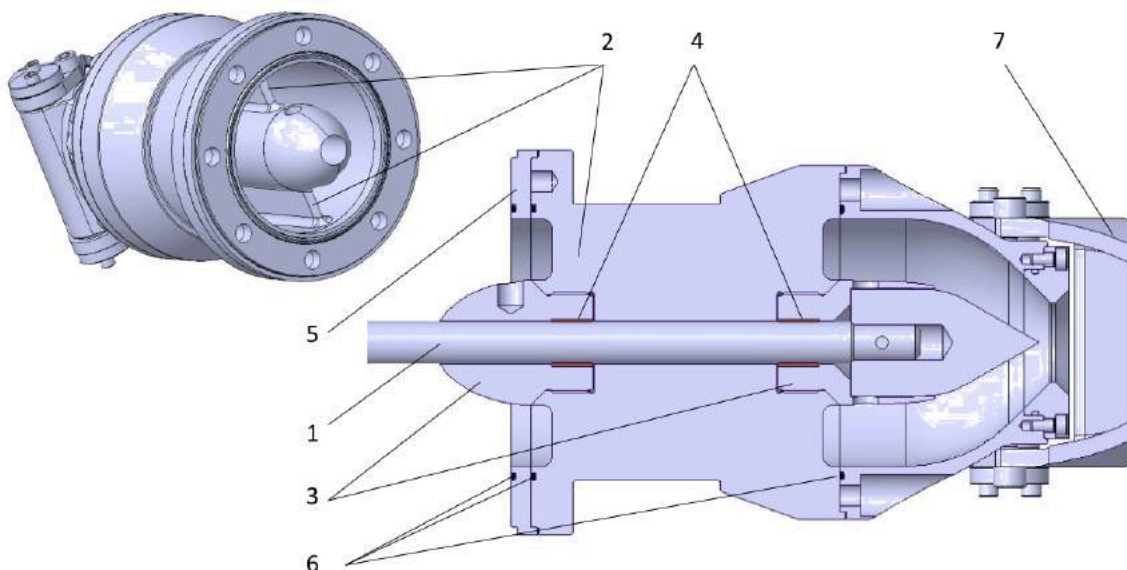


Abbildung 29: Schnittdarstellung einer Düse

Um den aus den Düsen austretenden Wasserstrahl möglichst gut von Tröpfchen im Gehäuse zu schützen, werden auf den Düsen sogenannte Strahlschutzdächer angebracht, wie in Abbildung 30 zu erkennen. Deren Einfluss auf die Performance der Turbine soll durch geeignete Tests untersucht werden. (siehe Abschnitt 4.1.2)

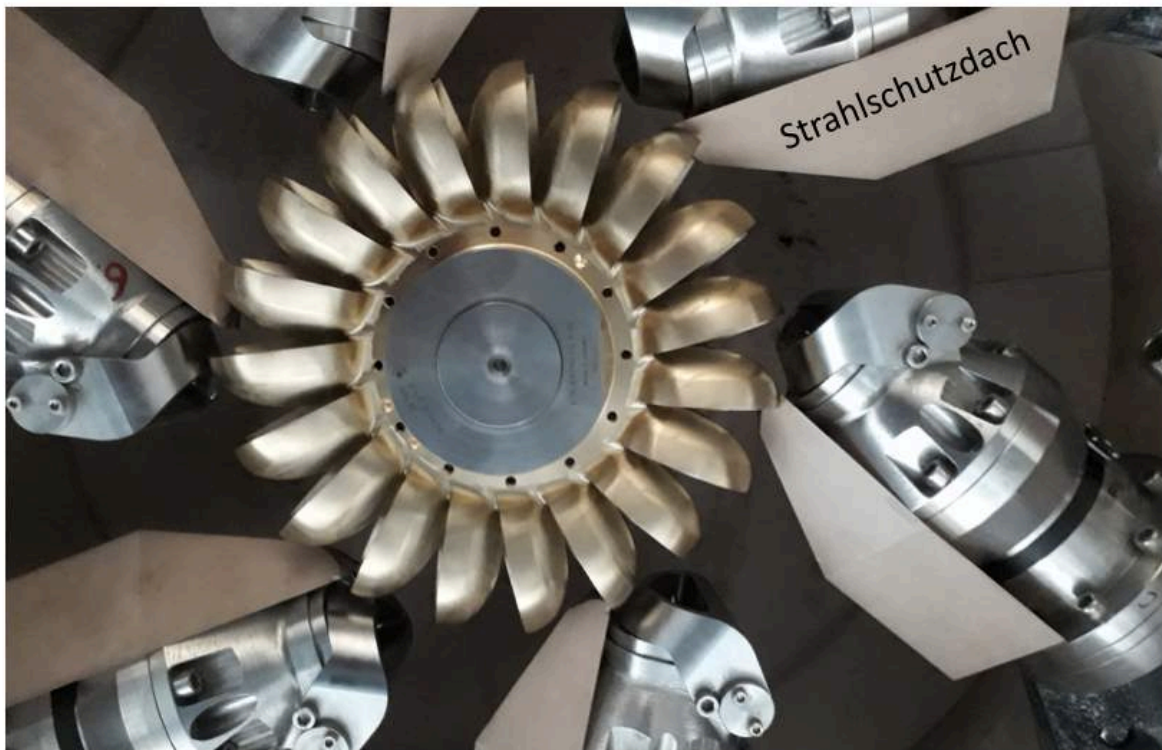


Abbildung 30: Strahlschutzdächer

3.5 Messaufbau

In diesem Abschnitt werden der realisierte Messaufbau, die verwendete Messtechnik sowie deren Kalibration beschrieben. Alle für die Ermittlung des hydraulischen Wirkungsgrades erforderlichen Messgeräte wurden nach IEC 60193 [6] mittels der darin beschriebenen primären Methode kalibriert.

3.5.1 Druckmessung

Zur Messung des statischen Absolutdrucks und des statischen Überdrucks werden zwei unterschiedliche Druckaufnehmer verwendet. Abbildung 31 zeigt die Anordnung der Messgeräte am Prüfstand. Die Sammelleitung **{1}** ist über Druckschläuche sowohl mit dem Absolutdruckaufnehmer **{2}** als auch mit dem Differenzdruckaufnehmer **{4}**

verbunden. Der Ausgleichsbehälter {3} ist an der Niederdruckseite des Differenzdrucksensors angeschlossen.



Abbildung 31: Aufbau der Druckmessung

Um die Messunsicherheit bei der Bestimmung der Nettofallhöhe zu minimieren wird ein Differenzdruckaufnehmer verwendet. Diese Art der Messung wird gegenüber der Messung des Absolutdrucks bevorzugt, da nur ein Messgerät anstelle von zweien benötigt wird. (siehe Abbildung 32)

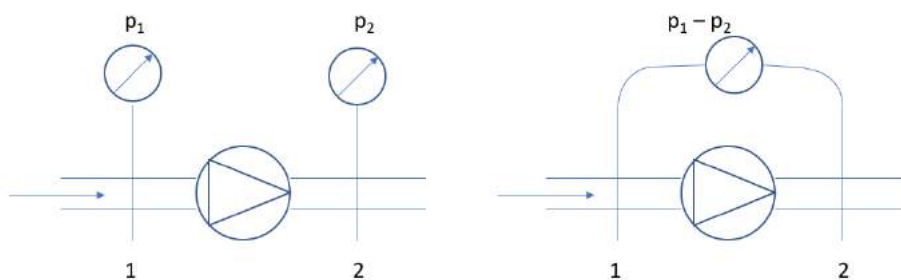


Abbildung 32: Vergleich: Messung des Differenzdruckes mit zwei Absolutdruckaufnehmern (links) vs. Messung mit einem Differenzdrucksensor (rechts)

Die Messung des Absolutdrucks ist dennoch notwendig, da dieser Einfluss auf die Dichte des Wassers hat. Die Anordnung und konstruktive Ausführung der Druckmessstellen erfolgt nach IEC 60193 [6].

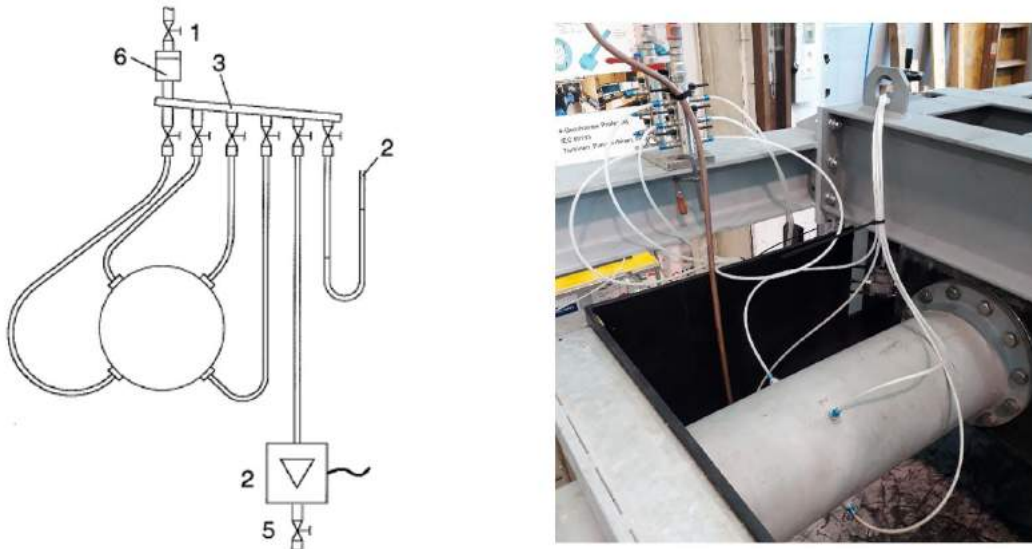


Abbildung 33: Anordnung der Druckmessstellen⁷

Die Lage der Druckmessstellen wurde dermaßen gewählt, dass am Umfang verteilt im Winkel von 90° zueinander vier Bohrungen angebracht wurden, wobei diese weder an der höchsten Stelle, zur Vermeidung von Luftblasen in der Messleitung, noch an der tiefsten Stelle, damit keine Schmutzablagerungen in die Leitung gelangen, angebracht werden durften. Die vier Druckmessstellen wurden in einer Sammelleitung zusammengeführt. (siehe Abbildung 33)

3.5.1.1 Differenzdruckmessung

Zur Bestimmung der spezifischen hydraulischen Energie ist es erforderlich, den statischen Druck zwischen der Hochdruck- und Niederdruckseite – diese steht unter Umgebungsdruck – zu messen. Der eingesetzte Differenzdruckaufnehmer (kapazitiver Membrandruckaufnehmer) weist in Tabelle 8 ersichtliche Spezifikationen auf.

⁷ Quelle linkes Bild: [6]; Rechtes Bild: [HFM]

Hersteller	Rosemount
Modell	3051CD4
Seriennummer	7457817/1100
Nennmessbereich	-20 ÷ 20 [bar]
Kalibrierter Messbereich	0 ÷ 10 [bar]
Ausgangssignal	4 ÷ 20 [mA]

Tabelle 8: Spezifikationen des Differenzdruckaufnehmers

In Abbildung 34 ist ein Wasserbehältnis, ein sogenannter Ausgleichsbehälter, zu erkennen, welches dazu verwendet wird, um den Niveauunterschied von Hoch- und Niederdruckmessstelle auszugleichen. $Z = 0\text{ m}$ (vgl. Abbildung 15)

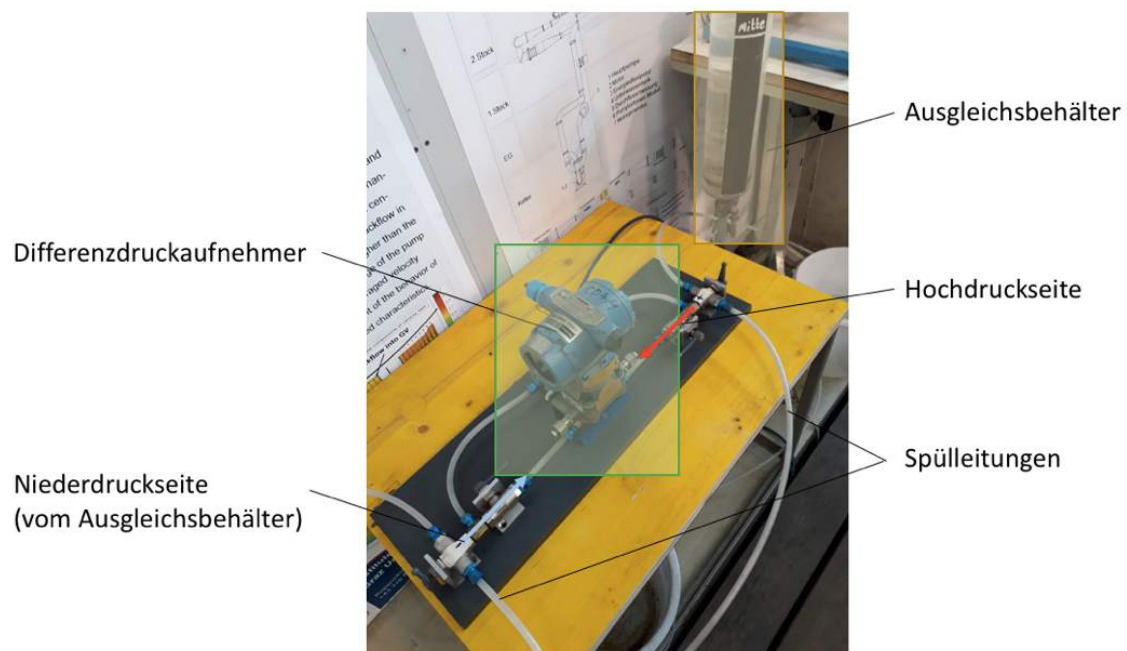


Abbildung 34: Differenzdruckaufnehmer mit Ausgleichsbehälter

Die Kalibration des Differenzdruckaufnehmers erfolgt normgemäß [6] nach der primären Methode mit Hilfe eines Drehkolbenmanometerprüfgerätes (siehe Abbildung 35) im Labor des Instituts für Hydraulische Strömungsmaschinen der TU Graz.



Abbildung 35: Drehkolbenmanometer am HFM

Das Prinzip der Kalibration mittels Drehkolbenmanometer ist in Abbildung 36 grafisch dargestellt. Ein Kolben, welcher mit unterschiedlichen Massen m_i belastet werden kann, wird zur Vermeidung von Haftreibung zusätzlich in Drehung versetzt. Dieser Kolben erzeugt im Zylinder, dessen Grundfläche genau bekannt ist, einen definierten Soll-Druck auf der Hochdruckseite **{+}** des Differenzdruckaufnehmers. Auf der Gegenseite **{-}** wird der Flüssigkeitsspiegel, mit dem gleichen Öl wie im Zylinder, auf das Bezugsniveau eingestellt. Der Sensor misst in diesem Fall genau den durch die Masse des gesamten Kolbens verursachten Druck. Die Kalibration erfolgt in einem Bereich von 0 bis 10 [bar], wobei die relative Unsicherheit des Drehkolbenmanometers, im für die Messungen relevanten Bereich von 6 bis 8 bar, geringer als 0,1% ist.

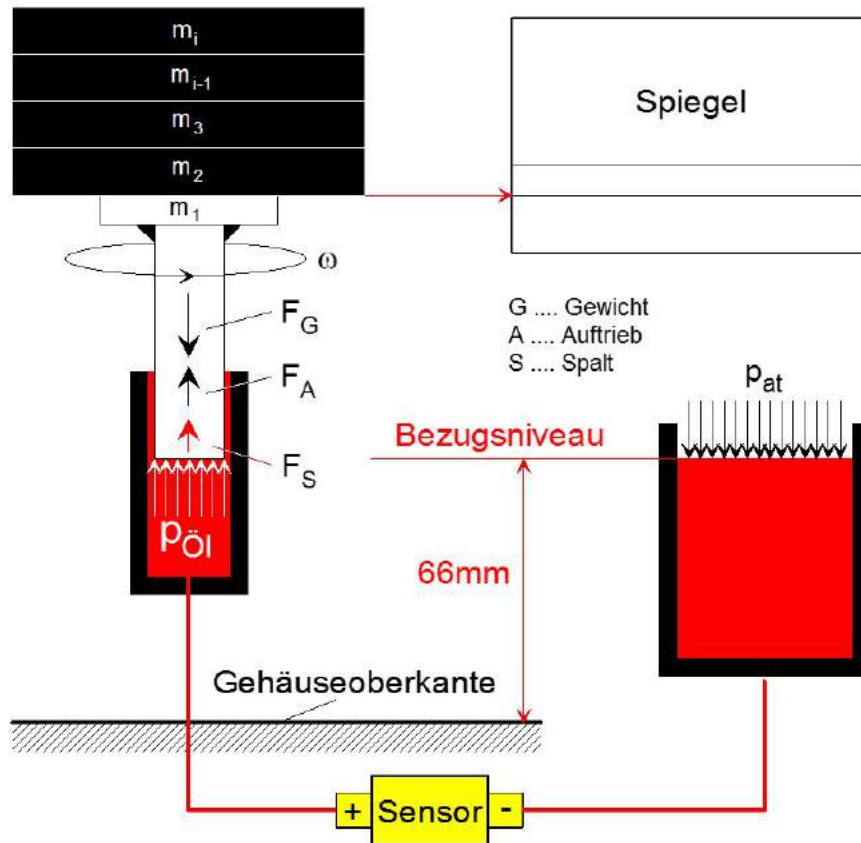


Abbildung 36: Prinzip der Kalibration für Differenzdruckaufnehmer [HFM]

Um die Messleitungen von Luft zu befreien, ist es erforderlich diese bei jeder Inbetriebnahme des Prüfstandes zu spülen. Die Realisierung am Beispiel des Differenzdruckaufnehmers ist in Abbildung 37 dargestellt.

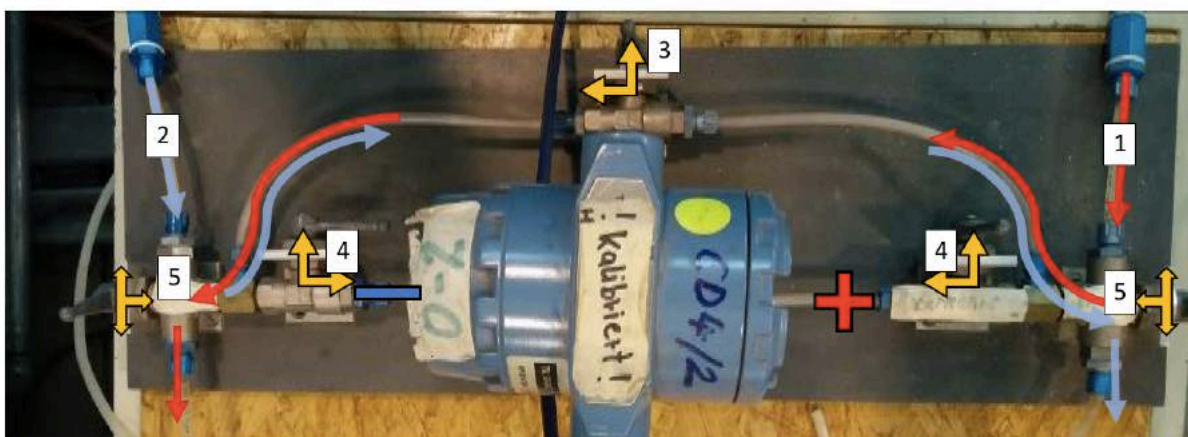


Abbildung 37: Spülvorrichtung des Differenzdrucksensors

Mit Hilfe der Spülvorrichtung kann durch schließen der Zuleitungen {4} der Differenzdruckaufnehmer vom Systemdruck entkoppelt werden. Durch das Öffnen des

Bypasses {3} und schalten eines Entlüftungsventiles {5} können entweder die Hochdruckleitung {1} oder die Niederdruckleitung {2} durch die Spülleitungen von Luft befreit werden. Durch entsprechende Schaltung der Ventile ist es möglich, den Ausgleichsbehälter zu befüllen bzw. zu entleeren.

3.5.1.2 Absolutdruckmessung

Die Messung des statischen Absolutdrucks ist erforderlich, da dieser für die Berechnung der Dichte des Wassers nach dem Herbst-Rögner-Verfahren benötigt wird. Der eingesetzte Absolutdruckaufnehmer, welcher auf dem piezoresistiven Messprinzip basiert, verfügt über folgende Spezifikationen:

Hersteller	Rosemount
Modell	3051CA2
Seriennummer	7079927/1197
Nennmessbereich	0 ÷ 10 [bar]
Kalibrierter Messbereich	0 ÷ 10 [bar]
Ausgangssignal	4 ÷ 20 [mA]

Tabelle 9: Spezifikationen des Absolutdruckaufnehmers

Die Kalibration des Absolutdrucksensors erfolgte wie beim Differenzdrucksensor mit Hilfe eines Drehkolbenmanometers nach der primären Methode. Im Falle der Absolutdruckmessung muss der Umgebungsluftdruck p_{at} bekannt sein um den Sollwert für den Absolutdruck zu erhalten. In Abbildung 38 ist das Prinzip der Kalibration des Absolutdruckaufnehmers schematisch dargestellt.

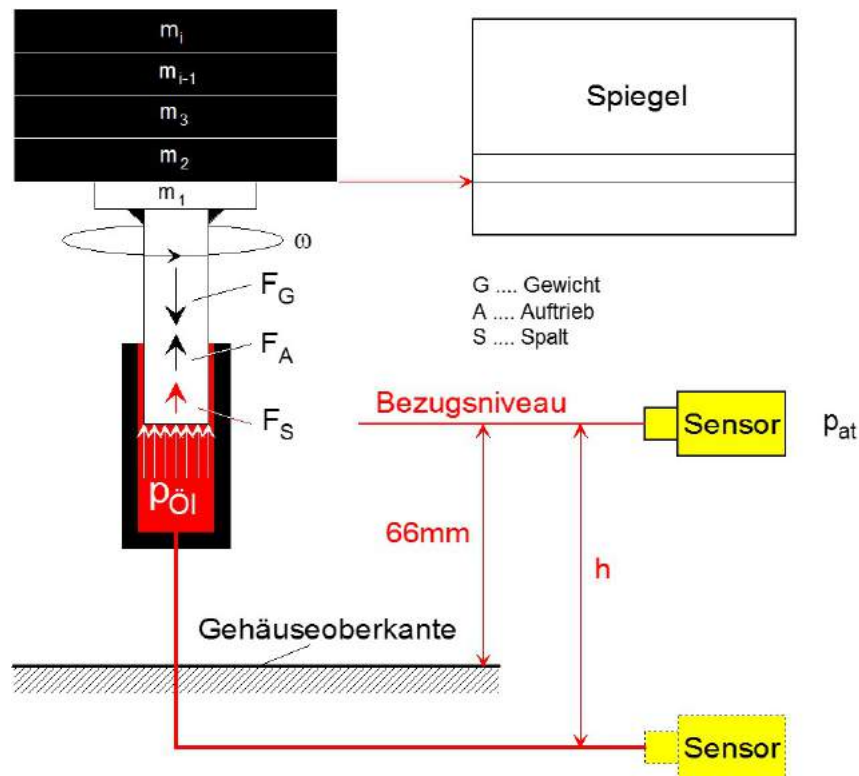


Abbildung 38: Prinzip der Kalibrierung für Absolutdruckaufnehmer [HFM]

3.5.2 Durchflussmessung

Die Messung des Durchflusses ist notwendig, da dieser zur Bestimmung der hydraulischen Leistung notwendig ist. Der Durchfluss wird mit einem magnetisch-induktiven Durchflussmessgerät (IDM) bestimmt, welches in einer horizontalen Rohrleitung zwischen dem ersten und zweiten Obergeschoss eingebaut ist.

Das Funktionsprinzip dieser Messmethode beruht auf dem Faraday'schen Induktionsgesetz, welches besagt, dass an einem elektrischen Leiter, der durch ein Magnetfeld bewegt wird, eine Spannung entsteht die proportional zur Stärke des Magnetfeldes und der Geschwindigkeit ist.

Das Magnetfeld durchsetzt das Messrohr, welches einen genau definierten Querschnitt aufweist, orthogonal zur Strömungsrichtung des Mediums. Dadurch entsteht senkrecht zur Strömungsrichtung und zum Magnetfeld eine Spannung, die proportional zur Strömungsgeschwindigkeit und damit zum Durchfluss ist. [16] (siehe Abbildung 39)

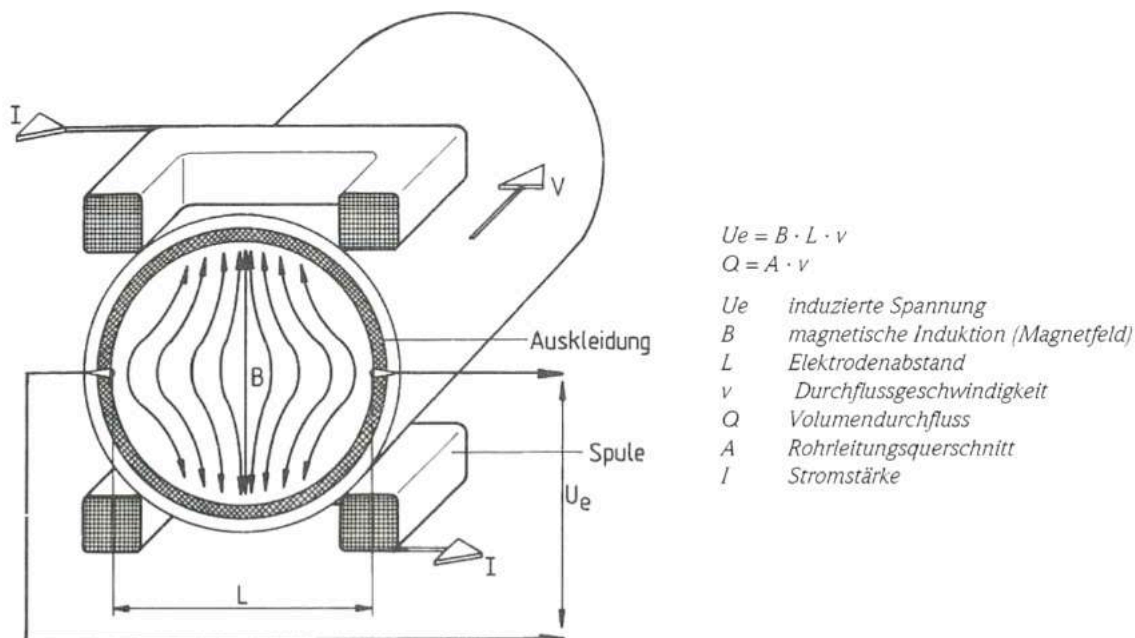


Abbildung 39: Funktionsprinzip der magnetisch-induktiven Durchflussmessung [17]

Die Einbauanordnung verfügt über die in ISO 9104:1991 geforderte, notwendige gerade Vorlaufstrecke von mindestens zehnmal dem Nenndurchmesser und über eine gerade Nachlaufstrecke von mindestens fünfmal dem Nenndurchmesser [18]. Da der 4 Quadranten-Hauptprüfstand in zwei Richtungen betrieben werden kann, ist die Bedingung der notwendigen Vorlaufstrecke in beide Richtungen erfüllt. Um die Strömung nach den Rohrbögen möglichst von Drall zu befreien, werden sogenannte Gleichrichter **{4}** eingesetzt. (Siehe Abbildung 40) Da Durchflüsse zwischen ca. $0,005 \text{ m}^3/\text{s}$ im eindüsigen Betrieb mit geringer Düsenadelöffnung und rund $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ im sechsdüsigen Volllastbetrieb gemessen werden, werden zwei unterschiedlich große Durchflussmessgeräte eingesetzt, die im jeweiligen Einsatzbereich den hohen Anforderungen an die Messgenauigkeit genügen.

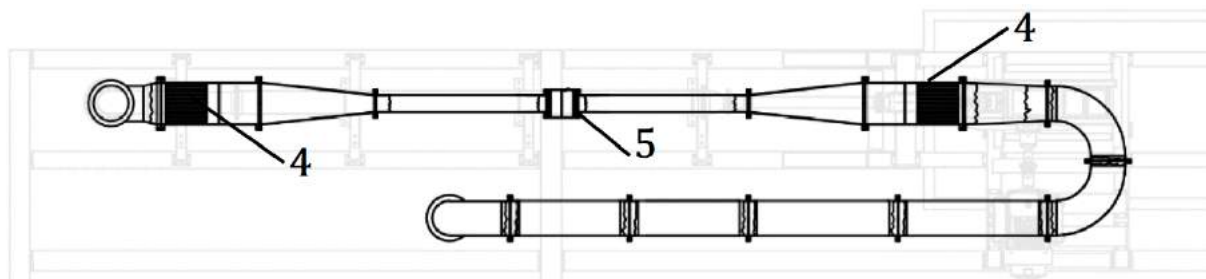


Abbildung 40: Ansicht von oben auf die Rohrleitung im 1. OG [HFM]

3.5.2.1 Durchflussmessgerät DN 250 (IDM 250)

Dieses Messgerät wird eingesetzt, um Durchflüsse im drei- bis sechsdüsigen Betrieb zu messen. Es weist folgende Spezifikationen auf.

Hersteller	ABB
Modell	SM4000
Seriennummer	SE41F/010461
Kalibrierter Messbereich	$10 \div 250 \left[\frac{l}{s} \right]$
Ausgangssignal	$4 \div 20 [mA]$

Tabelle 10: Spezifikationen IDM250

In Nachfolgender Abbildung ist das Durchflussmessgerät in eingebautem Zustand zu erkennen.



Abbildung 41: IDM250 in eingebautem Zustand

Die Kalibration erfolgt im HFM-Labor normgemäß nach der primären Methode der Volumenstrommessung mittels Kalibriertank und Zeitmessung. [6] In Abbildung 42 ist ein Kalibriervorgang für den magnetisch-induktiven Durchflussmesser graphisch

dargestellt. Dabei wird zunächst mit einer Tauchpumpe **{6}** der Kalibriertank auf ein gewisses Niveau reguliert. Der Tank darf nicht ganz leergepumpt werden, damit die Messlatte noch aufschwimmt **{3}**. Danach kann die Position an der Ablesevorrichtung **{2}** ermittelt und notiert werden. Die Position kann dabei auf $0,05 \text{ mm}$ genau abgelesen werden, was weniger als $0,1 \text{ ‰}$ des Messvolumens entspricht. Aufgrund der Länge der Messlatte, wird diese durch ein Druckluftlager möglichst reibungsfrei beweglich gehalten, um den Ablesevorgang nicht zu verfälschen. Die Differenz der abgelesenen Pegel vor und nach einem Durchlauf entspricht der Änderung des Volumens im Kalibriertank. Im Anschluss wird der gewünschte Soll-Volumenstrom eingestellt und zunächst noch über die Schwenkrinne **{4}** ins Zwischenbecken **{5}** umgeleitet. Nachdem sich ein annähernd konstanter Volumenstrom eingestellt hat, kann mit der Kalibration begonnen werden. Dafür wird die Schwenkrinne **{4}** umgeschaltet und im selben Moment auch die Zeitmessung ausgelöst. Nachdem der Kalibrationstank **{1}** auf das gewünschte Niveau gefüllt wurde, wird der Volumenstrom über die Schwenkrinne **{4}** wieder in das Zwischenbecken **{5}** gelenkt und die Zeitmessung beendet. Wenn sich das Wasser im Kalibrationstank **{1}** beruhigt hat, kann abermals der Wasserstand mit Hilfe der Ablesevorrichtung **{2}** bestimmt werden. Daraus lässt sich der mittlere IST-Durchfluss folgendermaßen ermitteln:

$$Q_m = \frac{\int_0^{t_{\text{mess}}} Q(t) dt}{t_{\text{mess}}} \cong \frac{V_{\text{Wasser}}}{t_{\text{mess}}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad F.48$$

Dabei entspricht Q_m dem gemittelten Durchfluss während der Messdauer t_{mess} .

Wie bereits in Abschnitt 2.6.1.1.2 beschrieben ist auch der Kalibriervorgang an sich mit gewissen Unsicherheiten behaftet.

- Unsicherheit im Volumen des Kalibrationstanks f_{Tank}
Diese Unsicherheit in der Bestimmung des Volumens des Kalibriertanks wird mit $0,4 \text{ ‰}$ vom gemessenen Volumen angenommen.
- Unsicherheit bei der Zeitmessung während des Kalibriervorganges f_t
Diese wird bestimmt indem die maximale Dauer des Auslösens der Zeitmessung in Relation zur minimalen Messdauer (beim höchsten zu kalibrierenden Durchfluss) in Relation gesetzt wird. Sie ergibt sich zu $0,33 \text{ ‰}$.
- Unsicherheit in der Dichtebestimmung während der Dauer der Kalibrierung $f_{\rho_{\text{cat}}}$
Da sich während der Dauer des Befüllens die Temperatur des Wassers verändern kann, ergibt sich eine gewisse Unsicherheit in der Bestimmung der Dichte. Diese wird mit $0,15 \text{ ‰}$ angenommen.
- Abweichung des Kalibrationswertes von der berechneten Kalibrierkurve f_{cat}

Alle Kontrollwerte des kalibrierten Durchflussmessgerätes liegen innerhalb eines Toleranzbandes von $\pm 2 \text{ ‰}$.

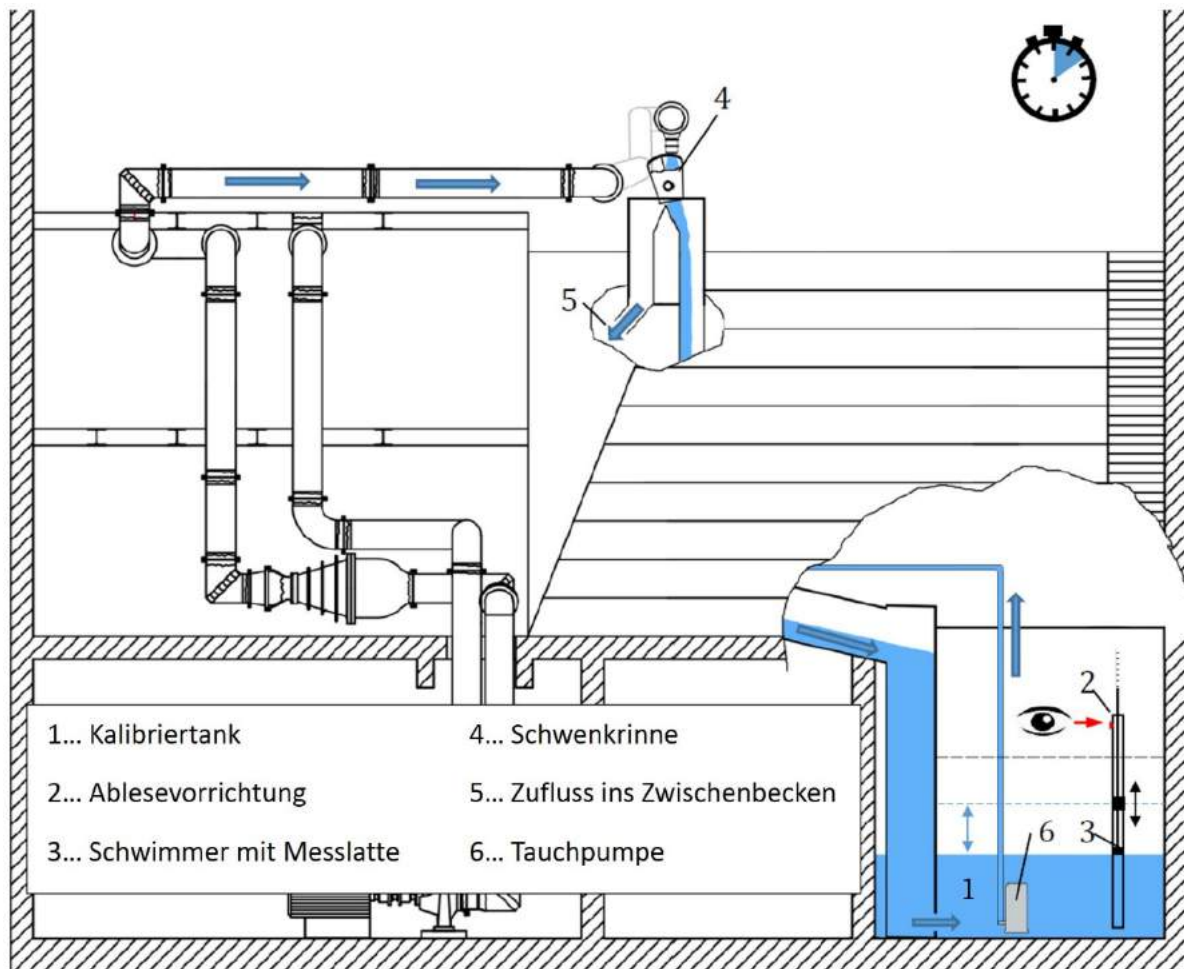


Abbildung 42: Schema eines Kalibriervorganges für die Durchflussmessung [HFM]

3.5.2.2 Durchflussmessgerät DN100 (IDM 100)

Um den Durchfluss mit möglichst geringer Messunsicherheit bestimmen zu können, wird für den ein- und zweiseitigen Betrieb der Turbine ein IDM 100 der Marke ABB verwendet. Dieses wurde, unter Berücksichtigung der notwendigen Vor- und Nachlaufstrecken, in Strömungsrichtung direkt hinter das IDM 250 – siehe {5} in Abbildung 40 – eingebaut. Das Durchflussmessgerät wird am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen gleichermaßen wie das IDM 250 kalibriert und weist im kalibrierten Messbereich dieselbe Genauigkeit auf. Das verwendete Messgerät verfügt über in Tabelle 11 ersichtliche Spezifikationen.

Hersteller	ABB
Modell	FEP500
Seriennummer	FEP511-100A1D1D2B0B1A0A1A1C2C
Kalibrierter Messbereich	$0 \div 125 \left[\frac{L}{s} \right]$
Ausgangssignal	$4 \div 20 [mA]$

Tabelle 11: Spezifikationen des IDM 100

In Abbildung 43 ist das Durchflussmessgerät IDM 100 in ausgebautem Zustand ersichtlich. Auf der linken Seite ist das Rohrstück der Nachlaufstrecke zu erkennen, welches direkt in die bestehende Rohrleitung eingeschoben und mittels geeigneter Flanschverbindung an dieser verschraubt wird. An der rechten Seite ist das Rohrstück der Vorlaufstrecke angeschraubt.



Abbildung 43: IDM 100 in ausgebautem Zustand

3.5.3 Messung der mechanischen Leistung

Wie bereits in Abschnitt 2.3.5.3 beschrieben, ist es zur Bestimmung der mechanischen Leistung notwendig, sowohl die Drehzahl als auch das an den Generator abgegebene Drehmoment und das Reibmoment zu messen.

3.5.3.1 Messung des abgegebenen Drehmoments inklusive Drehzahlmessung

Zur Messung des Drehmoments und der Drehzahl kam eine Drehmomentenmesswelle mit folgenden Spezifikationen zur Anwendung.

Hersteller	HBM
Modell	T12HP/2kNm
Seriennummer	214530138
Kalibrierter Messbereich	-2000 ÷ +2000 [Nm]
Ausgangssignal	60 [kHz] ± 30 [kHz]

Tabelle 12: Spezifikationen der Drehmomentenmesswelle

Für die Ermittlung des an den Generator abgegebenen Drehmoments wird das Prinzip der Messung des Verdrehwinkels der Welle angewendet. Diese Verdrehung wird mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) bestimmt. Die DMS-Auswertung erfolgt mit Trägerfrequenztechnologie. Der Drehmomentaufnehmer besteht aus zwei getrennten Teilen, dem Rotor und dem Stator. Der Rotor trägt am äußeren Umfang der Seite A (siehe Abbildung 44) Spulen für die berührungslose Übertragung von Speisespannung und Messsignal. Die Signale werden vom Übertragerkopf gesendet bzw. empfangen. Der Drehzahlsensor ist auf dem Stator montiert, die zugehörige Schlitzscheibe wird auf dem Rotor befestigt. Die Drehzahlmessung erfolgt optisch nach dem Prinzip des Infrarot-Durchlichtverfahrens [19].

Die Kalibration der Drehmomentenmesswelle ist vom Deutschen Kalibrierdienst (DKD) durchgeführt worden. Laut IEC 60193 ist es nicht notwendig die Drehzahlmesseinrichtung zu kalibrieren, jedoch soll die Drehzahl kontrolliert werden. Dies geschieht durch den Vergleich des Drehzahlsignals mit der Frequenz eines Stroboskops. Da keine Abweichung festgestellt werden kann, werden für die

Abschätzung der Messunsicherheit die Werte aus dem Datenblatt des Messflansches herangezogen.



Abbildung 44: Drehmomentmesswelle - links: mechanischer Aufbau [19]; rechts: eingebaut

3.5.3.2 Reibmomentmessung

Um in jedem Betriebspunkt das Reibmoment messen zu können, ist für den Pelton-Modellversuchsprüfstand am Institut für hydraulische Strömungsmaschinen eine hydrostatische Lagerung konstruiert worden. Die Bestimmung des Reibmoments T_{Lm} ist notwendig, um in Addition zum gemessenen Drehmoment T das mechanische Moment T_m bestimmen zu können, welches wiederum für die Berechnung des hydraulischen Wirkungsgrades unmittelbar von Bedeutung ist. Durch die Reibungsfreiheit der hydrostatischen Lagerung kann das Reibmoment der Wälzlagerung unverfälscht gemessen werden. Das Prinzip der Reibmomentmessung ist in nachfolgender Abbildung 45 graphisch dargestellt.

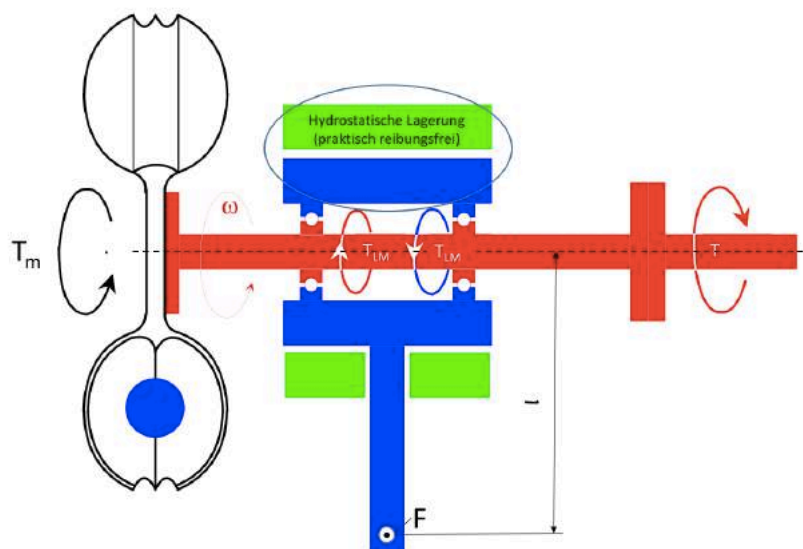


Abbildung 45: Prinzip der Reibmomentmessung [HFM]

Das in den Wälzlagern erzeugte Reibmoment T_{Lm} wird kraftschlüssig an den inneren Teil der hydrostatischen Lagerung übertragen, an welchem ein Hebelarm mit einer genau definierten Länge l angebracht ist. Dieser innere Lagerkörper ist im äußeren mittels Druckölschmierung aufgrund der vernachlässigbar geringen Relativbewegungen reibungsfrei hydrostatisch gelagert. Die gemessene Kraft F multipliziert mit dem Hebelarm l ergibt betragsmäßig genau den Wert des Reibmoments das in den Wälzlagern hervorgerufen wird. Zur Messung der Kraft kommt ein Kraftaufnehmer mit folgenden Spezifikationen zum Einsatz.

Hersteller	HBM
Modell	S2/100N
Seriennummer	K2628044/2003
Nennmessbereich	0 ÷ 100 [N]
Genauigkeitsklasse	0,05
Ausgangssignal	2 $\left[\frac{mV}{V} \right]$

Tabelle 13: Spezifikationen des Kraftaufnehmers

In Abbildung 46 sind sowohl der Kraftaufnehmer und der Hebelarm in eingebautem Zustand ersichtlich als auch ein Teil der Ringleitung, von der aus die hydrostatische Lagerung mit Öl versorgt wird.

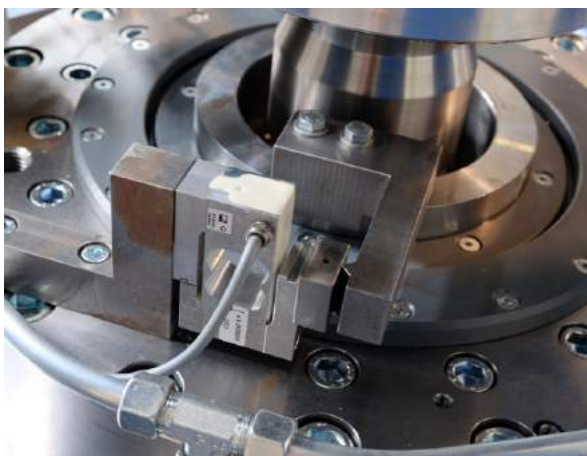


Abbildung 46: Hydrostatische Lagerung - links: Kraftaufnehmer mit Hebel; rechts: Druckölleitung

3.5.4 Temperaturmessung

Die Messung der Fluidtemperatur ist erforderlich um einerseits die Dichte des Wassers bestimmen zu können und andererseits die nach IEC 60193 vorgeschlagenen Grenzwerte der maximalen Erwärmung während einer Messserie von 5 °C und der maximalen Temperatur von 35 °C zu überwachen. Der Temperatursensor ist unmittelbar hinter der notwendigen Nachlaufstrecke des Durchflussmessgerätes angebracht, wie in Abbildung 47 ersichtlich.

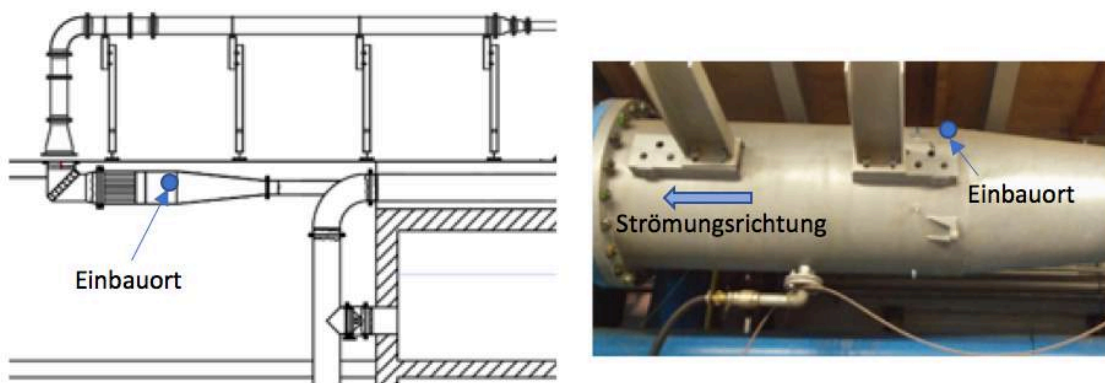


Abbildung 47: Einbauort des Temperatursensors

Verwendet wird für die Messung der Fluidtemperatur ein Pt100-Widerstandsthermometer der Marke Volton mit folgenden Eigenschaften:

Hersteller	Volton
Modell	Pt100 Baureihe 372
Genauigkeitsklasse	DIN EN 60751 Klasse B

Tabelle 14: Spezifikationen des Temperatursensors

Das Prinzip von Widerstandsthermometern basiert darauf, dass sich der Widerstand eines elektrischen Leiters, in diesem Fall Platin, abhängig von seiner Temperatur verändert.

3.5.4.1 Messung des Düsennadelhubs

Um den Durchfluss mit der Stellung der Düsennadel in Beziehung setzen zu können, ist es erforderlich deren Position zu kennen. Des Weiteren ist es notwendig die

Nullstellung (geschlossene Düse) exakt einstellen zu können, damit bei Messungen im ein- bis fünfdüsigen Betrieb das Ergebnis nicht durch Leckagen verfälscht wird. Die Nullstellung wird durch Sichtprüfung bei 60 bzw. 80 Meter Fallhöhe eingestellt. Zur Messung des Düsenhubs kommen sechs baugleiche Messuhren mit nachfolgenden Spezifikationen zum Einsatz.

Hersteller	Käfer
Modell	M2/50S
Skalenteilung	0,01 [mm]
Messbereich	0 ÷ 50 [mm]

Tabelle 15: Spezifikationen der Messuhren

In Abbildung 48 ist die Bügelkonstruktion zu erkennen mit deren Hilfe die Uhren am Spindelhubgetriebe montiert werden. Bei der Montage ist darauf zu achten, dass die Anzeige im Betrieb der Turbine gut sichtbar ist.

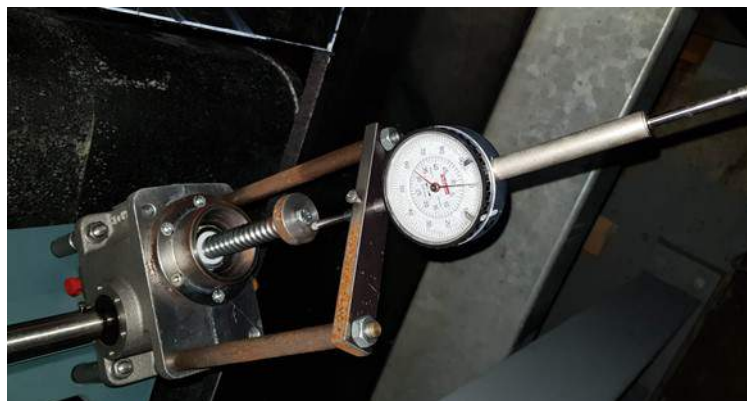


Abbildung 48: Messuhr in eingebautem Zustand

3.5.5 Messdatenerfassung

Die Erfassung und Weiterverarbeitung der, von den Messinstrumenten ausgehenden, analogen und digitalen Signale erfolgt über eine modular zusammengesetzte Messeinrichtung des Herstellers *National Instruments*. Diese Messeinrichtung verfügt über acht Steckplätze, die mit Messkarten, welche Spannungs-, Strom-, Widerstands- oder Frequenzgänge der jeweiligen Messgeräte verarbeiten und an einen PC weiterleiten können, bestückt werden können. Dank der hochauflösenden Analog/Digital-Wandler kann der Fehler bei der

Diskretisierung der Signale in vernachlässigbar kleinen Grenzen gehalten werden. Die softwareseitige Datenakquisition basiert auf dem grafischen Programmiersystem „Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench“, kurz LabVIEW, in der Version 2010. Die Messsoftware ist speziell für diesen Modellversuch gestaltet worden und ermöglicht es die Messgrößen aufzunehmen, Berechnungen durchzuführen und diese zu speichern. Dabei werden die entsprechenden Werte kontinuierlich mit der eingestellten Taktrate am Ausgabebildschirm angezeigt, und ermöglichen es dem Bediener somit, den Versuch „live“ zu überwachen. Der Ablauf der Datenerfassung ist in Abbildung 49 grafisch dargestellt.

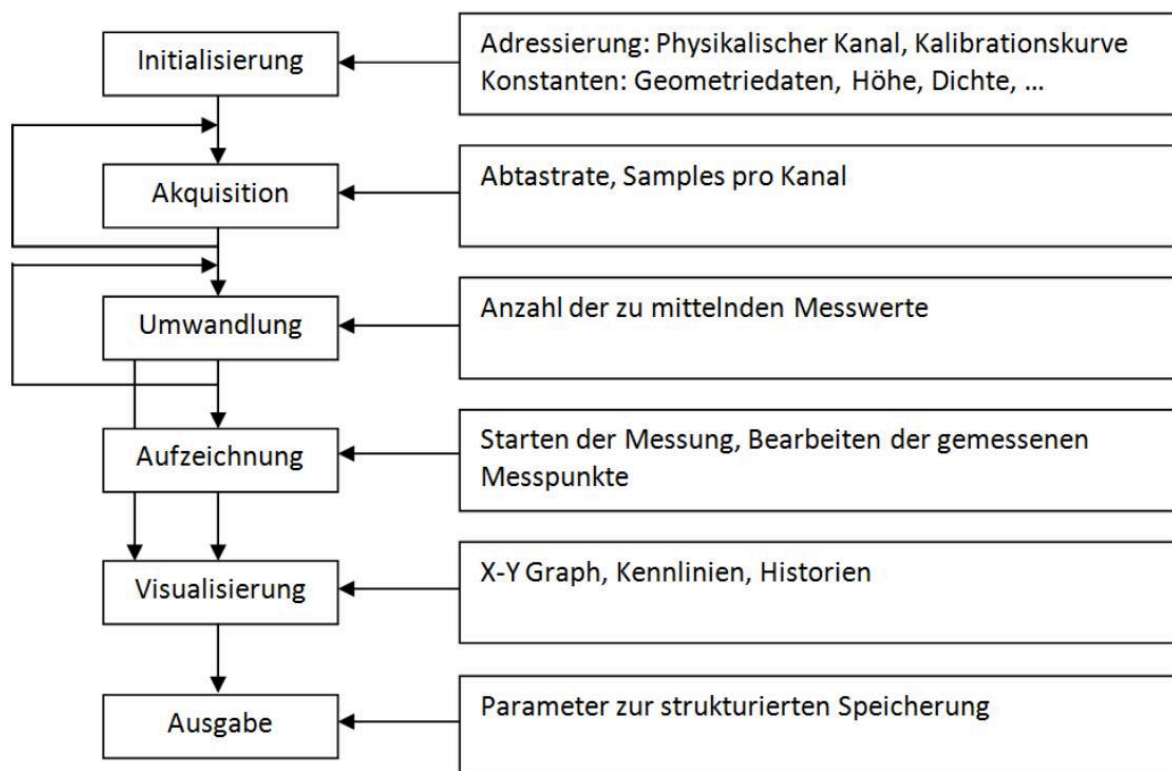


Abbildung 49: Ablauf der Datenaquisition [20]

Zunächst wird das Messsystem initialisiert. Der Benutzer hat die Möglichkeit die physikalischen Kanäle zu adressieren. Zusätzlich müssen die entsprechenden Kalibrierkurven der einzelnen Messgeräte hinterlegt und die Abtastrate und Anzahl der Samples für jeden gemessenen Betriebspunkt festgelegt werden. Temperaturabhängige Größen wie z.B. die Dichte werden automatisch berechnet und kontinuierlich aktualisiert. Jeder Betriebspunkt wird für die Dauer von 30 Sekunden gemessen. Daraus ergibt sich mit einer Abtastrate von 100 Hz, dass ein Betriebspunkt das Ergebnis der arithmetischen Mittelung von 3000 Rohwerten widerspiegelt. Nach jeder Aufzeichnung können die Werte direkt auf dem Bildschirm in Form von X-Y-

Graphen dargestellt werden. Die Speicherung der gemittelten Werte erfolgt in eine TDMS-Datei, welche z.B. mit Microsoft EXCEL geöffnet werden kann.

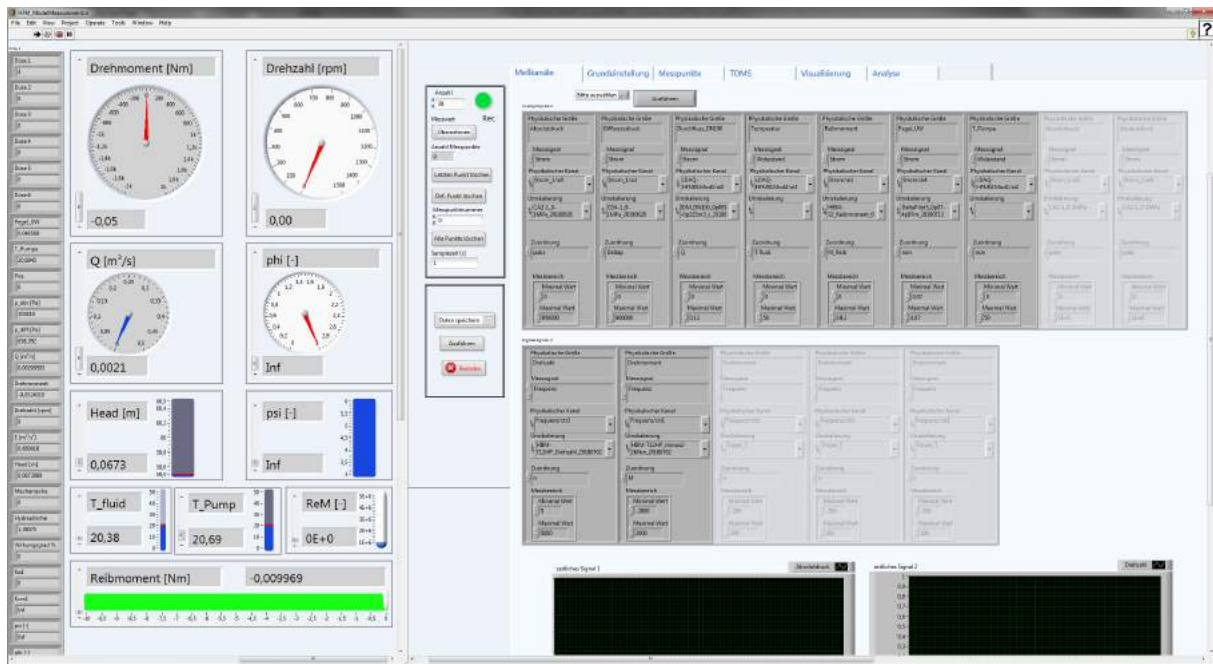


Abbildung 50: Bedienungsfläche der Messsoftware; hier: Adressierung der Kanäle

4 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

In diesem Abschnitt wird zunächst auf die notwendigen Vorarbeiten zur Versuchsdurchführung eingegangen. Im Anschluss werden die einzelnen Versuche detailliert beschrieben und die Ergebnisse diskutiert.

4.1 Vorarbeiten

Nach dem Aufbau der Versuchsanlage, muss diese zunächst durch verschiedene Tests überprüft werden.

Für genaue Messungen ist es zwingend erforderlich, dass sämtliche Rohrleitungen dicht sind und keine Leckagen auftreten, die das Messergebnis beeinflussen können. Diese Dichtheit wird durch eine Sichtprüfung der gesamten Anlage gewährleistet.

Des Weiteren ist es erforderlich, die neu entwickelte hydrostatische Lagerung auf ihre Funktion zu überprüfen und für mehrere Stunden ohne Hebelarm einlaufen zu lassen, um Verunreinigungen und Metallteilchen, welche durch die Fertigung noch am Werkstück verblieben sind, aus dem System zu spülen.

Die Plausibilitätskontrolle der Reibmomentmessung wurde durch Vergleich des Reibmomentes mit dem gemessenen Antriebsdrehmoment der Messwelle abzüglich des berechneten Ventilationsverlustes (siehe Abschnitt 2.4) durchgeführt. Der Generator läuft dabei im Motorbetrieb und treibt das Laufrad an.

Ebenso ist es notwendig, die Wälzlager über mehrere Stunden einlaufen zu lassen.

Um zu kontrollieren, ob die Berechnungssoftware korrekt programmiert wurde, ist es nötig, einen beliebigen aufgezeichneten Betriebspunkt von Hand nachzurechnen.

Am Beginn jeder Messkampagne muss der Prüfstand einsatzbereit gemacht werden. Dazu ist es erforderlich sämtliche Messgeräte und die Lager im Trockenlauf auf Betriebstemperatur zu bringen. Im Anschluss müssen sowohl das gesamte Rohrleitungssystem entlüftet als auch die Druckmessleitungen gespült werden. Periodisch ist auch die Nullstellung der Düsenadeln zu überprüfen. Nach diesen Vorarbeiten kann mit der eigentlichen Messung begonnen werden.

4.1.1 Messung der Düsenkennlinie

Die Düsenkennlinie gibt den Zusammenhang zwischen dem Düsenhub und dem Durchfluss bei gegebener Fallhöhe an. Da sich die Strömungsverhältnisse in den

einzelnen Düsen geringfügig unterscheiden, wird die Düsenkennlinie für jede der sechs Düsen separat ermittelt. In nachfolgender Abbildung 51 ist die Zuordnung der Nummern von eins bis sechs zu den jeweiligen Düsen ersichtlich. Die Nummerierung beginnt mit der in Strömungsrichtung gesehen letzten Düse und schreitet entgegen der Strömungsrichtung voran.

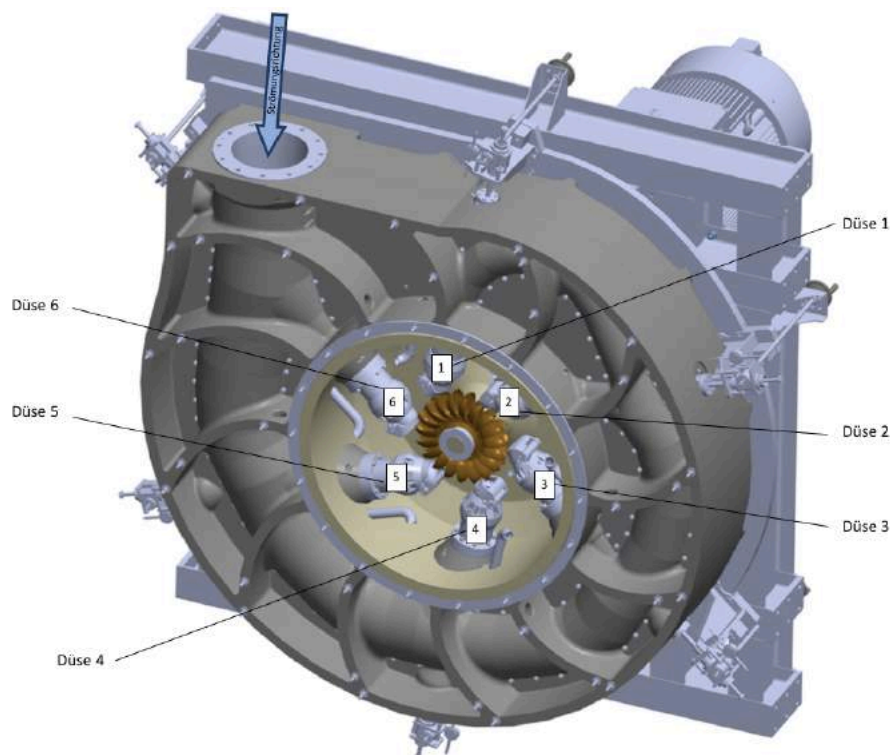


Abbildung 51: Düsenzuordnung

Zur genauen Messung der Düsenkennlinie ist es zwingend erforderlich, dass sämtliche nicht verwendete Düsen dicht verschlossen sind. Um dies zu gewährleisten, wird eine Sichtprüfung bei $H = 80 \text{ m}$ Nettofallhöhe durchgeführt. Im Zuge dieser Überprüfung wird zugleich der Nullpunkt der Messuhren eingestellt und mit einer Markierung gekennzeichnet. (siehe Abbildung 52)



Abbildung 52: Nullpunktsfixierung an Düse 5

In Diagramm 1 ist die Düsenkennlinie für $H = 80\text{ m}$ dargestellt. Dabei ist auf der X-Achse die Düsenadelstellung ausgehend von geschlossenen Düsen in mm aufgetragen und auf der Y-Achse die durchströmende Wassermenge in m^3/s .

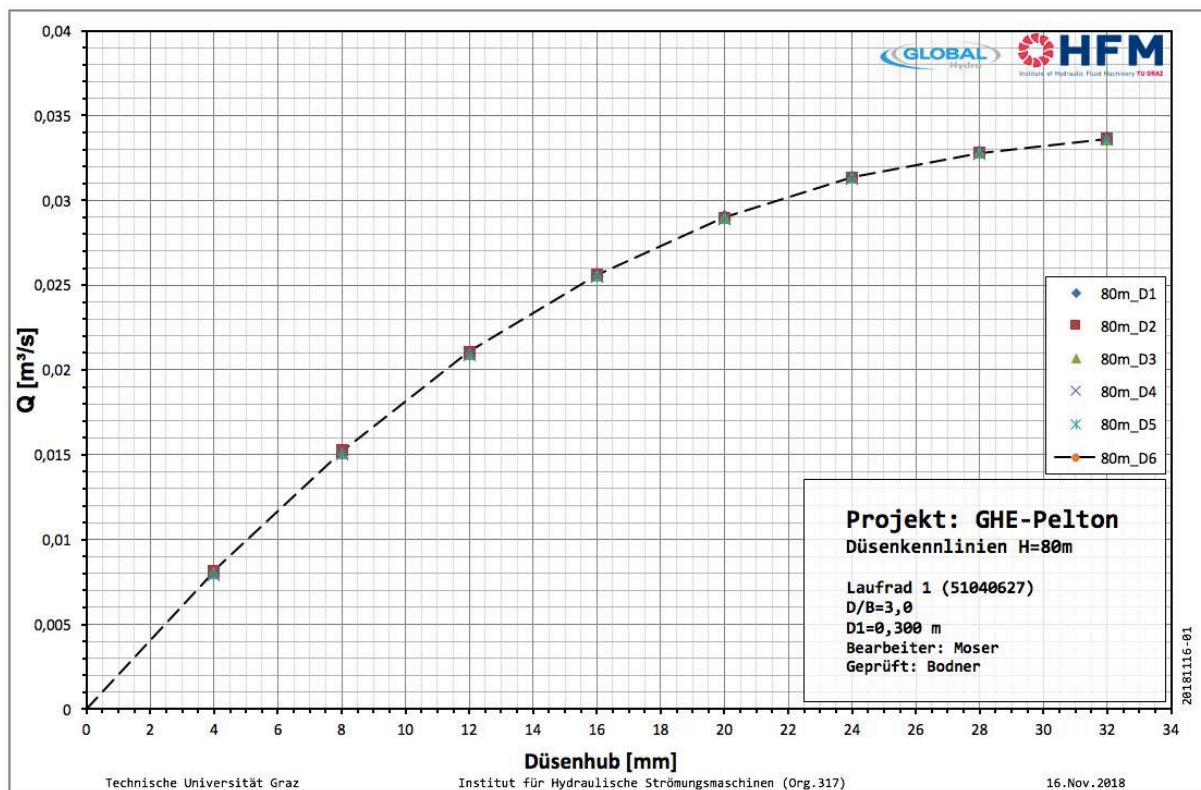


Diagramm 1: Düsenkennlinie $H = 80\text{ m}$

Man erkennt, dass bei geringerem Durchfluss, dieser stärker von der Stellung der Düsenadel abhängt, als bei höherem Durchfluss. Bei maximalem Auslegungsdurchfluss von $Q_{max} = 33,3\text{ l/s}$ ist nur mehr eine geringe Erhöhung der durchströmenden Wassermenge bei weiterer Öffnung der Düsen bemerkbar, was anhand der geringeren Steigung der Kurve in diesem Bereich ersichtlich ist.

Zwischen den Düsen eins bis sechs ist kein nennenswerter Unterschied der Düsenkennlinien erkennbar.

4.1.2 Laufradvergleich

Wie bereits in Abschnitt 1.2 erwähnt, ist ein vorrangiges Ziel dieser Arbeit, verschiedene Laufräder, in Bezug auf ihre Effizienz, in unterschiedlichen Lastzuständen miteinander zu vergleichen. Dieser Vergleich wird durch Messungen im ein- und sechsdüsigen Betrieb realisiert.

Dabei werden Turbinenkennlinien bei verschiedenen Düsenöffnungen zwischen 4 mm und 32 mm bei einer Nettofallhöhe von $H = 60\text{ m}$ gemessen. Diese Kennlinienmessung wird derart durchgeführt, dass bei fixierter Düsenstellung und Fallhöhe jeweils über eine Zeitspanne von 30 Sekunden Messpunkte aufgezeichnet werden. Mit einer Abtastrate von 100 Hz ergibt sich ein konkreter Messpunkt als Mittelung von 3000 Einzelmesspunkten (vgl. Abschnitt 3.5.5). Bei jeder Düsenstellung wird für die Druckzahl ein Bereich von $\psi = 3 \div 6$ durchlaufen. Die Regelung der Druckzahl erfolgte durch Variation der Turbinendrehzahl, wobei die Messung immer von niedriger zu höherer Drehzahl durchgeführt wird.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird in den Diagrammen auf die Darstellung der einzelnen Kennlinien verzichtet. Abgebildet sind die sogenannten „Maxima“-Kurven, welche die jeweiligen Wirkungsgradmaxima der einzelnen gemessenen Kennlinien eines Diagramms miteinander verbinden.

Auf der Abszisse des Diagrammes wird die Durchflussziffer φ aufgetragen und auf der Ordinate der hydraulische Wirkungsgrad η_h bezogen auf einen Referenzwert η_{Ref} . Dieser Referenzwert gilt für alle nachfolgenden Diagramme und entspricht dem absoluten gemessenen hydraulischen Wirkungsgradmaximum $\eta_{h_{max}}$, welches bei fünfdüsigem Betrieb erreicht wird.

4.1.2.1 Eindüsiger Laufradvergleich

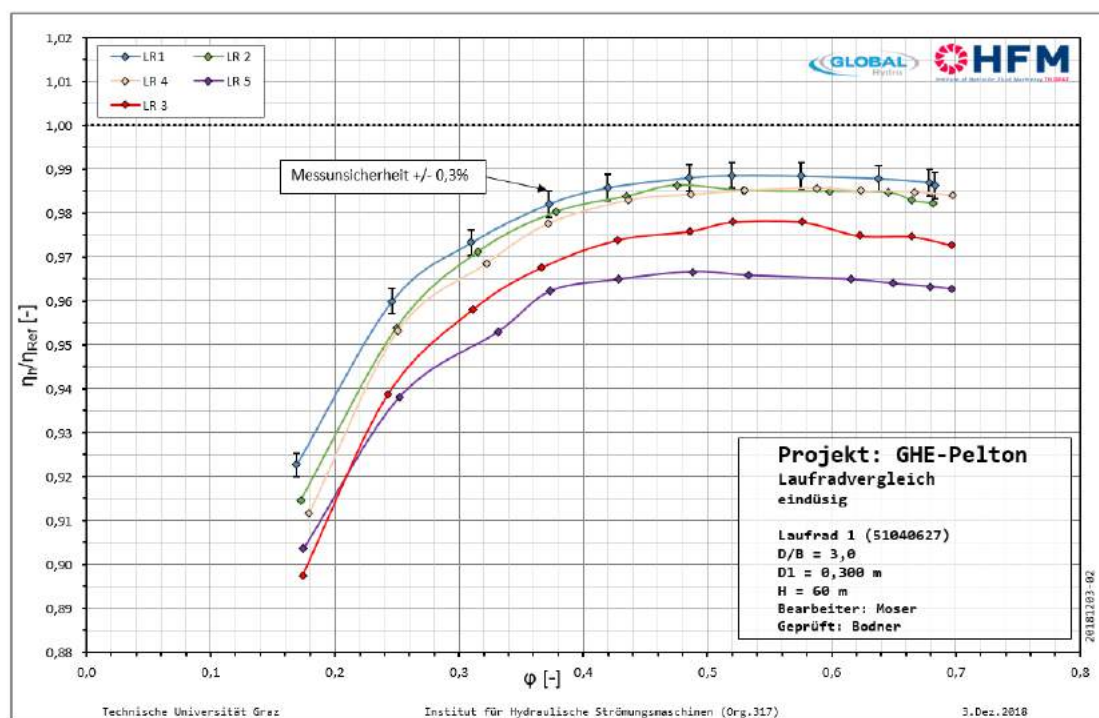


Diagramm 2: Eindüsiger Laufradvergleich

Aus dem Vergleich der Laufräder bei eindüsigem Betrieb ist ersichtlich, dass das Laufrad 1 über den gesamten Betriebsbereich hinweg den höchsten Wirkungsgrad erreicht. Die Laufräder 3 und 5 bleiben auch unter Berücksichtigung der Messunsicherheit deutlich unter der Effizienz der übrigen. Die Laufräder 2 und 4 kommen jeweils abschnittsweise in den Messtoleranzbereich von LR1.

4.1.2.2 Sechsdüsiger Laufradvergleich

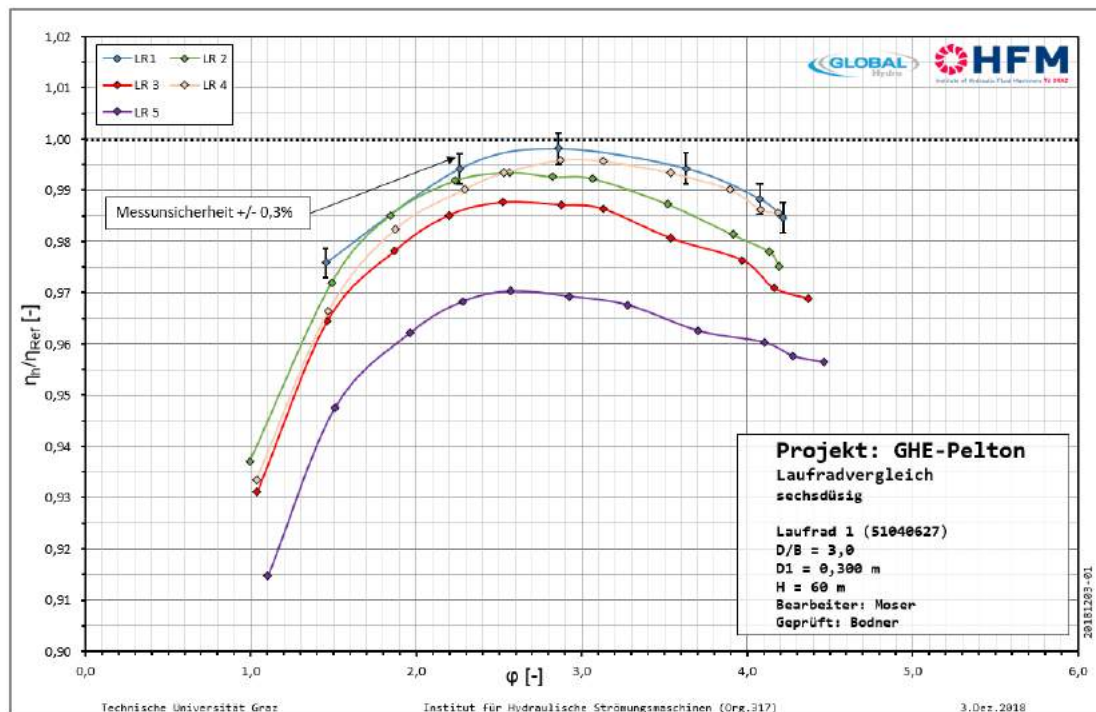


Diagramm 3: Sechsdüsiger Laufradvergleich

Wie in Diagramm 3 ersichtlich, ist die Effizienz von Laufrad 1 auch im sechsdüsigen Betrieb über den gesamten gemessenen Bereich am höchsten.

Zusammenfassend kann das Ergebnis des Laufradvergleichs folgendermaßen angegeben werden: Laufrad 1 weist sowohl im eindüsigen als auch im sechsdüsigen Betrieb über den gesamten Bereich die höchsten hydraulischen Wirkungsgrade auf. An einigen Stellen wird dieser Wirkungsgrad von LR2 und LR4 annähernd erreicht, jedoch können diese, aufgrund der Auswertung der Daten des ein- und sechsdüsigen Vergleichs in ihrer Gesamtheit, als eindeutig schlechter identifiziert werden. Laufrad 3 und 5 weisen in beiden Messserien signifikant niedrigere hydraulische Wirkungsgrade auf, als die übrigen. Für alle weiteren Untersuchungen wurde aus diesem Grund Laufrad 1 herangezogen.

4.1.3 Einfluss der Strahlschutzdächer

Um den Einfluss der sogenannten Strahlschutzdächer (vgl. Abschnitt 3.4) auf den hydraulischen Wirkungsgrad beurteilen zu können, werden Untersuchungen im ein- und sechsdüsigen Betrieb durchgeführt. Da davon ausgegangen werden kann, dass sich die Ergebnisse nicht wesentlich von jenen im zwei- bis fünfdüsigen Betrieb unterscheiden, wird auf diese verzichtet.

4.1.3.1 Eindüsige Beurteilung der Strahlschutzdächer

In Diagramm 4 ist die eindüsige Messung mit montierten Strahlschutzdächern (SSD) jener ohne Strahlschutzdächer gegenübergestellt. Beide Messungen werden mit Düse 1 durchgeführt. Jede der Kurven im Diagramm entspricht dabei einer Turbinenkennlinie, deren Ermittlung in Abschnitt 4.1.2 beschrieben wird. Die einzelnen Kennlinien werden für die Messung mit Strahlschutzdächern im Diagramm eingezeichnet. Die angegebenen Prozentzahlen (z.B. 18,75 %) entsprechen dabei einer gewissen Düsenöffnung, bezogen auf den maximalen Hub.

$$Hub_{\%} = \frac{Hub}{Hub_{max}} \cdot 100 [\%] \quad F.49$$

Beispiel: Bei einer maximalen Öffnung von $Hub_{max} = 32 \text{ mm}$ entspricht die Düsenposition von 6 [mm] einem prozentuellen Hub von $Hub_{\%} = 18,75 \%$.

Für die Auswertung des Versuches werden die „Maxima“-Kurven auf Basis von jeweils sechs, bei $H = 60 \text{ m}$ gemessenen, Kennlinien erstellt.

Um die Aussagekraft des Vergleichs zu unterstreichen, werden über den gesamten Bereich der „Maxima“-Kurve Fehlerindikatoren mit einer Breite von $\pm 0,3 \%$ vom jeweiligen Messwert des hydraulischen Wirkungsgrades eingefügt, welche die Messunsicherheit kennzeichnen. Liegen zwei Kurven innerhalb dieses Bereiches, lässt dies keine quantitative Beurteilung zu.

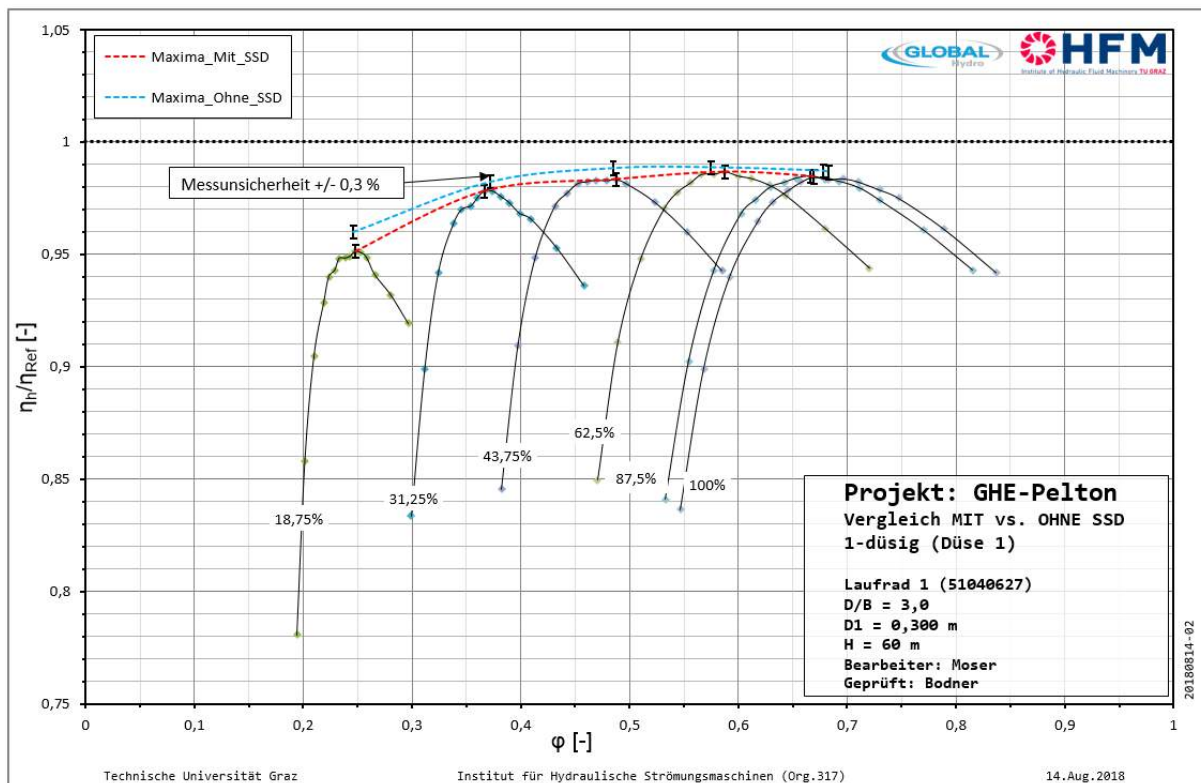


Diagramm 4: Vergleich LR 1 MIT vs. OHNE Strahlschutzdach 1-düsig

Aus dem eindüsigem Vergleich ist ersichtlich, dass der Einfluss der Strahlschutzdächer bereits ab 10 mm Düsenöffnung nicht sicher quantifizierbar ist, was sich bis zum maximalen Hub von 32 mm nicht ändert. Bei kleinster Düsenöffnung von 6 mm ist ein negativer Effekt der Strahlschutzdächer auf den hydraulischen Wirkungsgrad erkennbar. Dies entspricht bei 60 m Fallhöhe einem Durchfluss von etwa 10,4 l/s.

4.1.3.2 Sechsdüsige Beurteilung der Strahlschutzdächer

Die Durchführung des sechsdüsigem Vergleichs erfolgt nach dem gleichen Ablaufmuster wie bei der eindüsigem Gegenüberstellung mit und ohne Strahlschutzdächer.

Die Auswertung der in Diagramm 5 dargestellten Versuche ergibt über den gesamten Messbereich keine signifikanten Unterschiede zwischen der sechsdüsigem Versuchsanordnung mit und ohne Strahlschutzdächern.

Zusammenfassend kann das Ergebnis dieser Untersuchungen folgendermaßen beschrieben werden: Ein positiver Einfluss der Strahlschutzdächer kann durch die Messungen im ein- und sechsdüsigem Betrieb nicht bestätigt werden, da keine signifikanten Unterschiede im Wirkungsgrad detektiert werden können. Aus diesem

Grund ist davon auszugehen, dass auch im zwei- bis fünfdüsigen Betrieb keine Beeinflussung des gemessenen Wirkungsgrades durch Verwendung der Strahlschutzdächer auftritt.

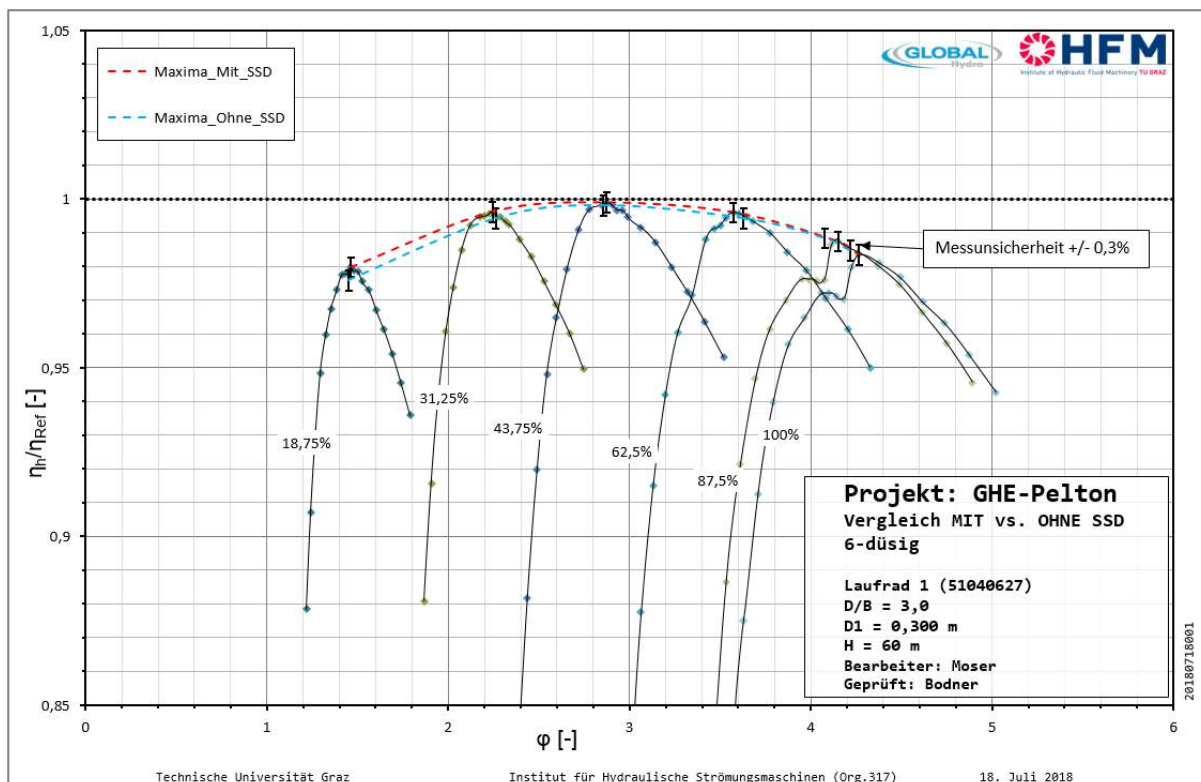


Diagramm 5: Vergleich LR 1 MIT vs. OHNE Strahlschutzdach 6-düsiger

4.1.4 Einfluss der Strahlabdrücker

Um den Einfluss der Strahlabdrücker auf die Effizienz der Turbine beurteilen zu können, werden zwei identische Messserien, einmal mit eingebauten und einmal ohne Strahlabdrücker, durchgeführt. Dazu werden Turbinenkennlinien, nach dem in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen Ablauf, bei einer Nettotallhöhe von $H = 80 \text{ m}$ und unterschiedlichen Düsenstellungen gemessen. In diesem Fall wird eine zweidüsige Messung mit Kombination „Düse 1+4“ für den Vergleich herangezogen. In Diagramm 6 sind die „Maxima“-Kurven dargestellt, die die Bestpunkte der jeweiligen Kennlinien miteinander verbinden.

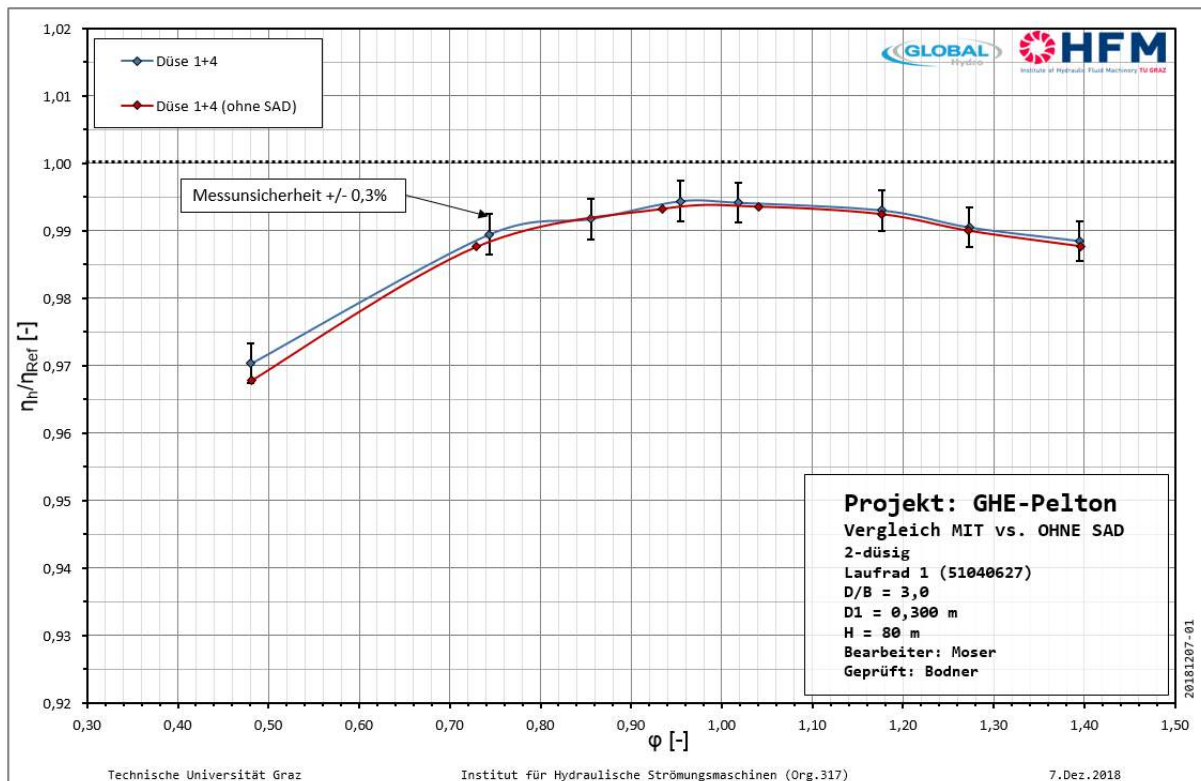


Diagramm 6: Vergleich LR1 MIT vs. OHNE Strahlabdrücker

Wie aus der Grafik hervorgeht, kann kein Einfluss der Strahlabdrücker (SAD) festgestellt werden, was daran zu erkennen ist, dass die beiden Kurven innerhalb der eingezeichneten Messunsicherheit liegen.

4.1.5 Einfluss der Fallhöhe

Um zu untersuchen inwiefern die Fallhöhe den Wirkungsgrad der Turbine beeinflusst, werden Kennfelder bei $H = 20, 40, 60$ und 80 m gemessen. In Diagramm 7 sind die Ergebnisse dieses Vergleichs in Form von „Maxima“-Kurven dargestellt. Diese Kurven werden auf Basis von jeweils bis zu zehn gemessenen Kennlinien erstellt.

Wie eindeutig zu erkennen ist, erhöht sich die Effizienz der Turbine mit steigender Fallhöhe.

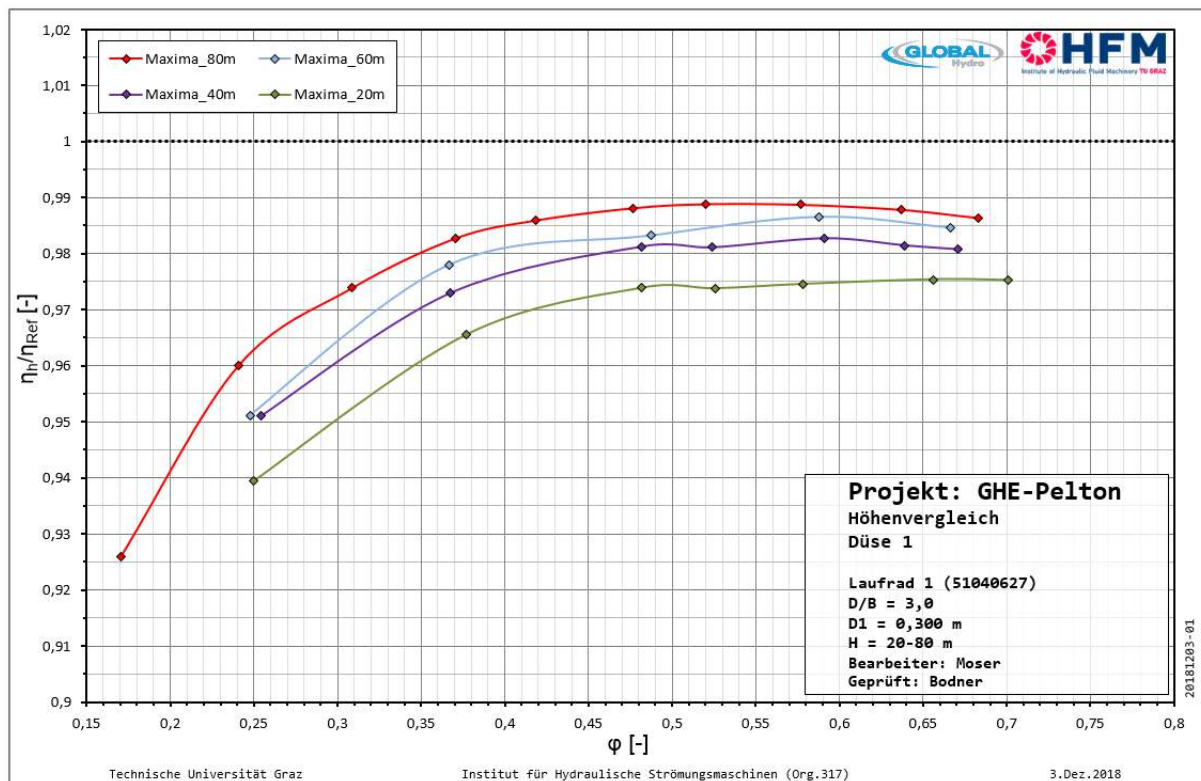


Diagramm 7: Fallhöhenvergleich

4.1.6 Düsenvergleiche und Kennfeldmessungen

Um in jedem Lastzustand der Turbine den effizientesten Betriebspunkt erreichen zu können, ist es von Bedeutung, Kenntnis über die dafür geeignetste Düsenkombination zu haben. Dafür werden vom ein- bis dreidüsigen Betrieb diverse Varianten untersucht. Für den vier- und fünfdüsigen Betrieb der Turbine wird in Absprache mit GHE auf die Messung verschiedener Kombinationen verzichtet. Die Ergebnisse der Auswertung sind in den nachfolgenden Unterabschnitten beschrieben.

Um die Performance der einzelnen Düsen miteinander vergleichen zu können, wird für jede ein komplettes Kennfeld bei einer Nettofallhöhe von $H = 80 \text{ m}$ gemessen. Diese Kennfelder setzen sich jeweils aus mehreren gemessenen Turbinenkennlinien zusammen, die bei Düsenöffnungen zwischen $4 \text{ und } 32 \text{ mm}$ gemessen werden. Die einzelnen Kennlinien werden bei konstanter Fallhöhe und Düsenstellung in einem Druckzahlbereich von $\psi = 3 \div 6$ ermittelt. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wird der Ablauf einer Kennlinienmessung immer gleich belassen. Die Drehzahlvariation der Turbine, mit deren Hilfe man die Druckzahl beeinflussen kann, wird immer von geringerer zu größerer Drehzahl durchgeführt. Für jeden Messpunkt werden Werte über einen Zeitraum von 30 s aufgezeichnet und gemittelt.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird auf die Darstellung der einzelnen Turbinenkennlinien in einigen der folgenden Diagramme verzichtet, und lediglich die „Maxima“-Kurven dargestellt. Diese ergeben sich aus Verbindung der für die jeweiligen Kennlinien effizientesten Betriebspunkte einer Düse. Auf der Abszisse wird für alle Vergleiche in diesem Abschnitt die Durchflusszahl φ und auf der Ordinate jeweils der hydraulische Wirkungsgrad bezogen auf einen Referenzwert. (siehe Abschnitt 4.1.2)

4.1.6.1 Düsenvergleich – eindüsig

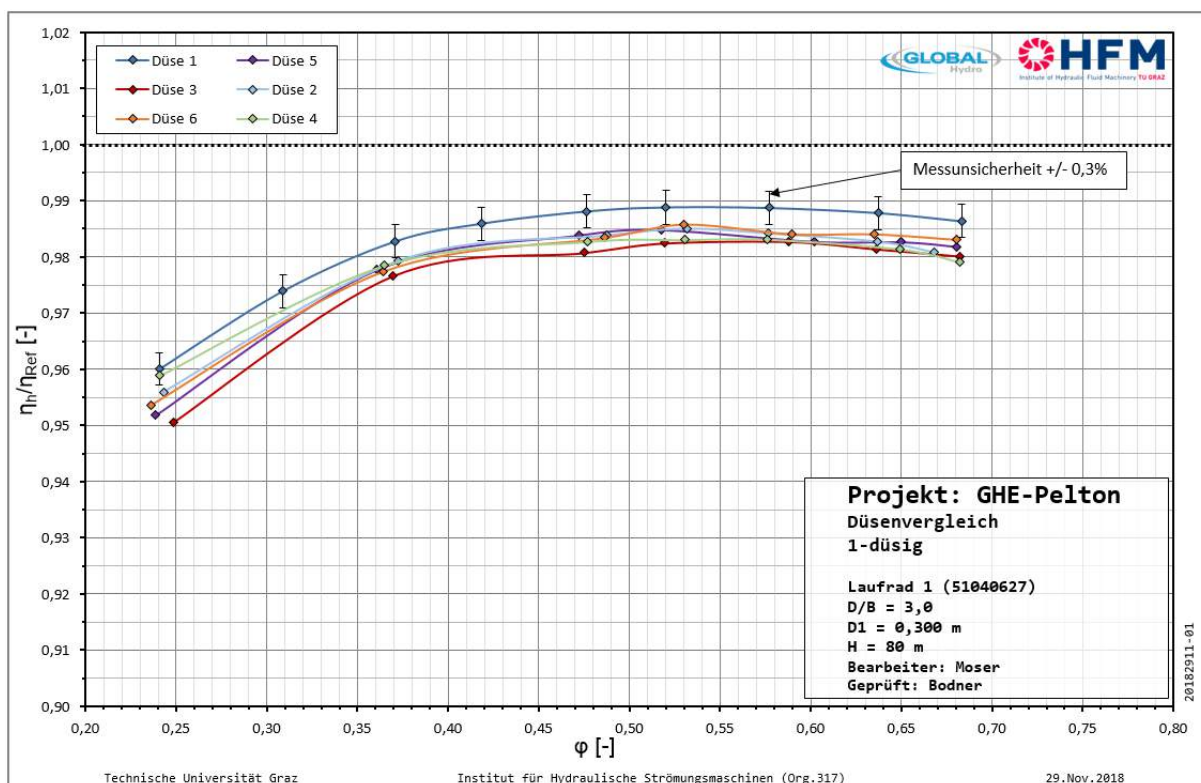


Diagramm 8: eindüsiges Vergleich LR1

Aus dem in obigem Diagramm 8 dargestellten eindüsigem Vergleich geht hervor, dass Düse 1 (siehe Abbildung 51:Düsenzuordnung) über den gesamten gemessenen Bereich den höchsten hydraulischen Wirkungsgrad aufweist. Der maximale Wirkungsgrad tritt bei einer Düsenöffnung von $Hub = 16 \text{ mm}$ auf. Diesem Betriebspunkt entspricht eine Druckzahl von $\psi = 4,420$ und eine Durchflusszahl von $\varphi = 0,520$. Bei dieser Düsenöffnung beträgt die gemessene Abweichung von der besten (Düse 1) zur schlechtesten Düse 3 $\Delta\eta_{1-3}/\eta_{Ref} = 0,0053$ Punkte im hydraulischen Wirkungsgrad, was die Wichtigkeit dieser Vergleichsmessung hervorhebt.

4.1.6.2 Düsenvergleich – zweidüsig

Für den Vergleich des zweidüsigen Turbinenbetriebs werden in Abstimmung mit GHE sowohl die drei möglichen gegenüberliegenden Kombinationen „Düse 1+4, Düse 2+5, Düse 3+6“ als auch die Kombinationen der benachbarten Düsen um Düse 1, „Düse 1+2, Düse 1+6“, gemessen. Düse 1 geht aus dem eindüsigen Vergleich als beste hervor. Des Weiteren wird die Kombination „Düse 3+4“ gemessen, um die Ergebnisse des eindüsigen Vergleichs, der Düse 3 als schlechteste ausweist, verifizieren zu können.

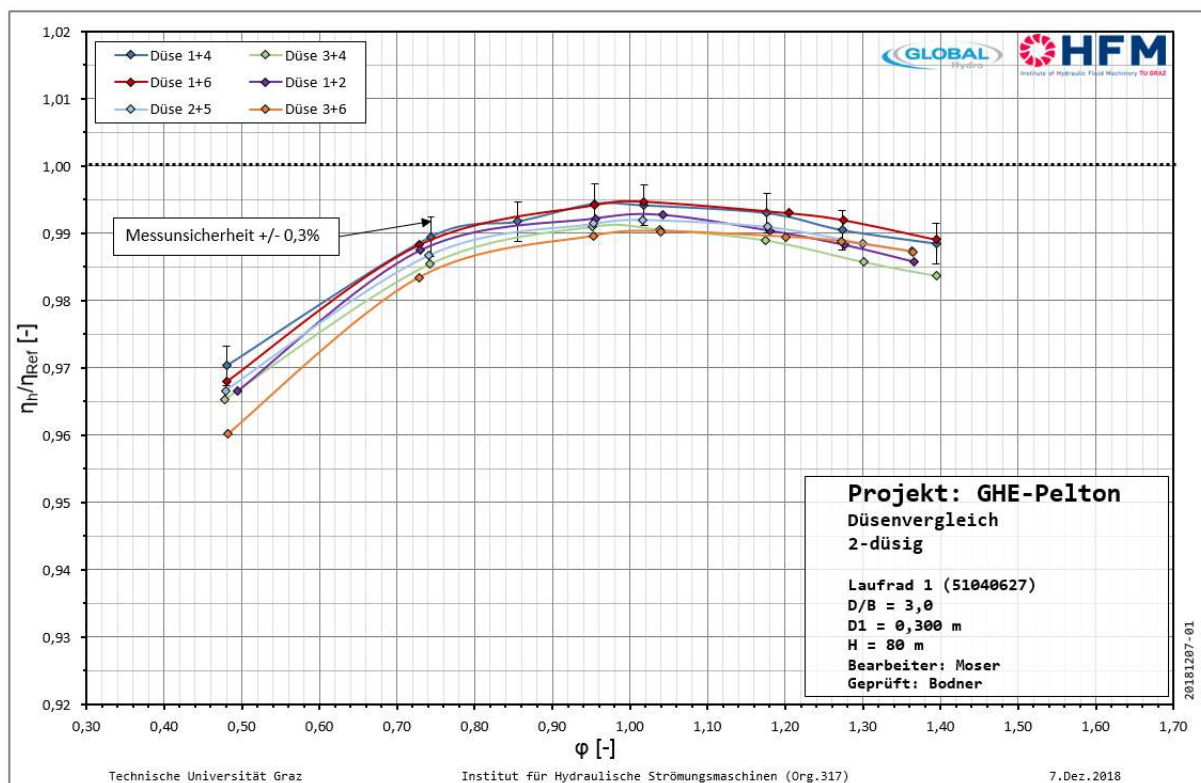


Diagramm 9: zweidüsiger Vergleich LR1

Die Auswertung der Ergebnisse nach obigem Diagramm 9 zeigt, dass sich die Kombinationen „Düse 1+4“ und „Düse 1+6“, zwischen denen aufgrund der Messunsicherheit kein Unterschied quantifiziert werden kann, besonders für den zweidüsigen Betrieb als geeignet erweisen. Die Paarung „Düse 3+6“ stellt sich als ineffizienteste des zweidüsigen Vergleichs heraus, was aufgrund der Ergebnisse des eindüsigen Versuches zu erwarten ist.

Der höchste erreichte hydraulische Wirkungsgrad tritt für die Kombination „Düse 1+4“ bei einer Düsenstellung von $H_{ub} = 14 \text{ mm}$ auf. Dieser wird bei einer Druckzahl von $\psi = 4,417$ und einer Durchflusszahl von $\varphi = 0,954$ gemessen. Aufgrund der

günstigeren Situation bezüglich der Lagerbelastung wird diese Düsenkombination der nebeneinanderliegenden Paarung „Düse 1+6“ vorgezogen.

4.1.6.3 Düsenvergleich – dreidüsig

Für den dreidüsigem Vergleich ergeben sich aufgrund der Bevorzugung einer symmetrischen Belastung der Lagerung zwei mögliche Düsenkombinationen: „Düse 1+3+5“ und „Düse 2+4+6“. In Diagramm 10 sind zusätzlich zu den „Maxima“-Kurven alle gemessenen Kennlinien von Kombination „1+3+5“ eingezeichnet. Die Benennung orientiert sich dabei an Formel *F.49*.

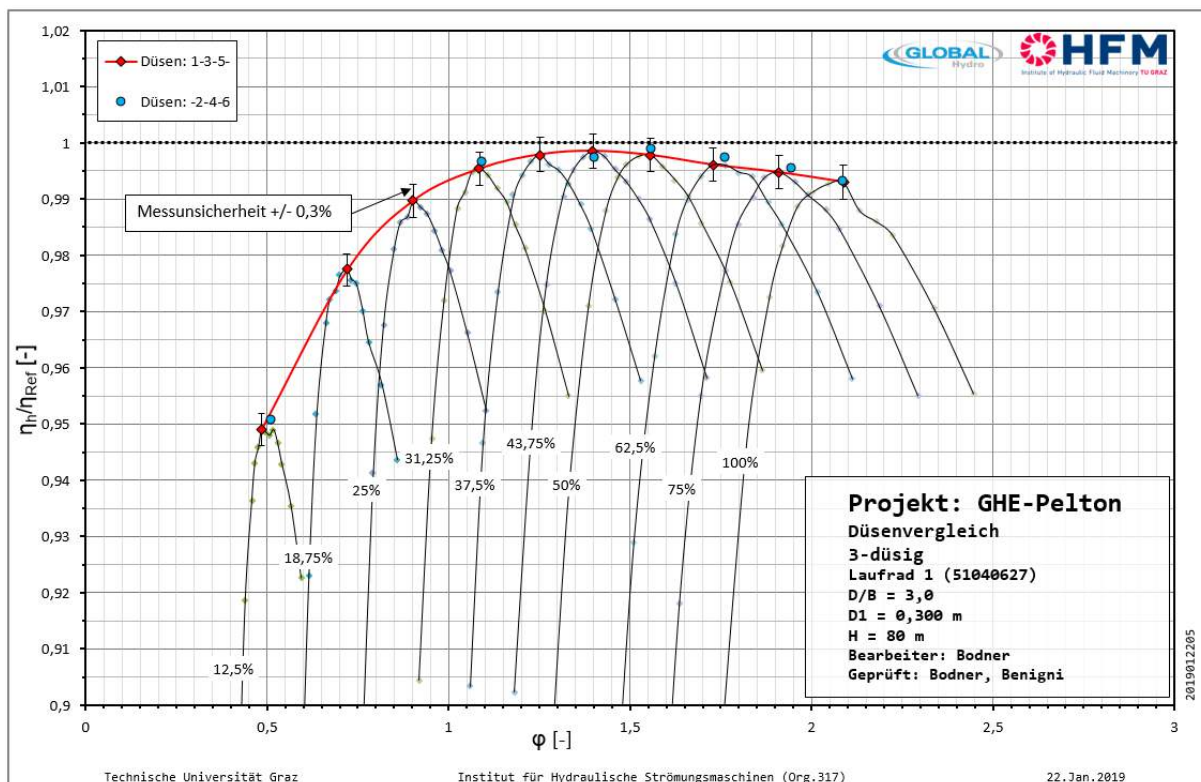


Diagramm 10: dreidüsigem Vergleich LR1

Die Auswertung der Messdaten des dreidüsigem Vergleichs ergibt keinen Unterschied der beiden Düsenkombinationen. Dies wird verdeutlicht durch die im Diagramm eingezeichneten Messunsicherheitsindikatoren von $\pm 0,3\%$. Alle Vergleichswerte liegen innerhalb dieses Bereichs.

Für die Paarung „Düse 1+3+5“ tritt der maximale gemessene relative hydraulische Wirkungsgrad bei einer Düsenstellung von $Hub = 14\text{ mm}$ auf. Diesem Betriebspunkt können ein Druckzahlwert von $\psi = 4,250$ und eine Durchflusszahl von $\varphi = 1,398$ zugeordnet werden.

4.1.6.4 Kennfeldmessung – vierdüsig

Für die vierdüsig Kennfeldmessung werden zehn verschiedene Kennlinien zwischen 4 mm und 32 mm nach dem in Abschnitt 4.1.2 beschriebenen Ablauf gemessen. Dabei wird in Abstimmung mit GHE die Düsenkombination „Düse 1+2+4+5“ für die Messung des Kennfeldes herangezogen.

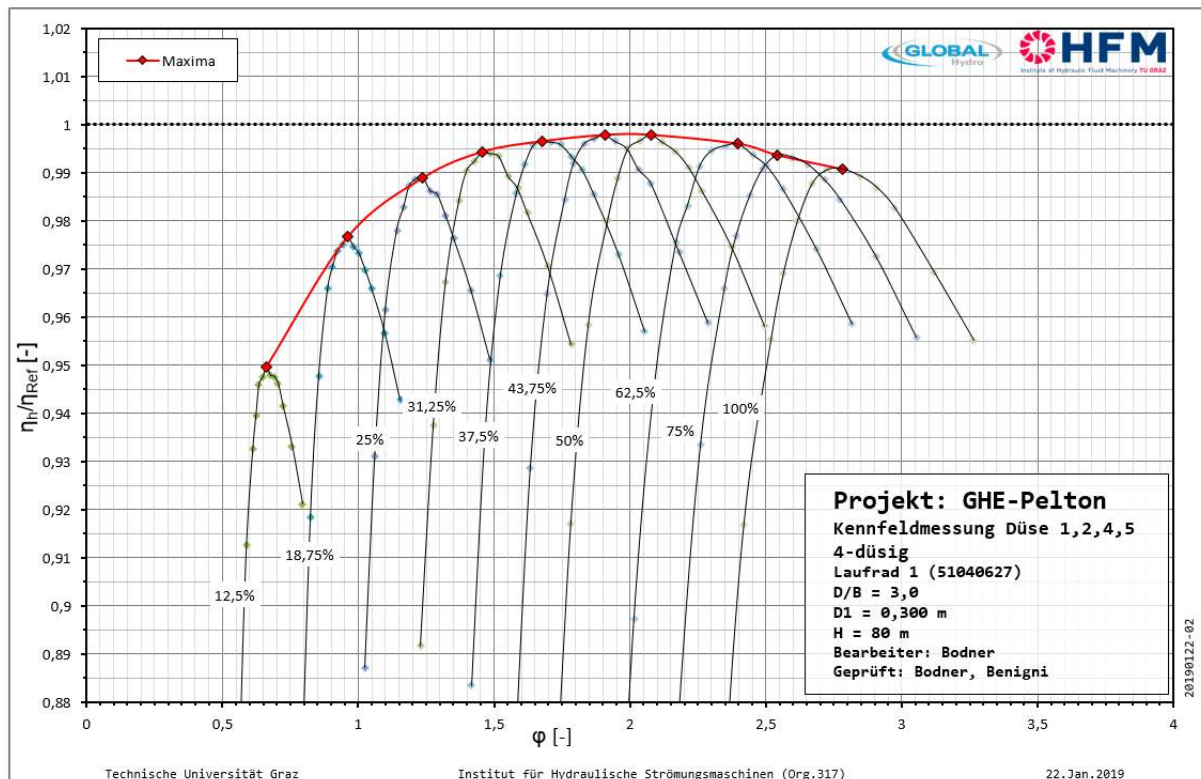


Diagramm 11: Vierdüsig Kennfeldmessung LR1

Aus Diagramm 11 ist zu erkennen, dass sich die Maxima des relativen Wirkungsgrades über den gesamten Messbereich auf sehr hohem Niveau befinden. Bereits bei 4 mm Düsenöffnung werden relative Wirkungsgrade von 95% des Referenzwertes erreicht. Der maximale hydraulische Wirkungsgrad für die Düsenkombination „Düse 1+2+4+5“ wird sowohl bei einer Düsenstellung von $Hub = 14\text{ mm}$ als auch $Hub = 16\text{ mm}$ erreicht. Diesem Betriebsbereich können Druckziffern zwischen $\psi = 4,409 \div 4,413$ und Durchflusszahlen zwischen $\varphi = 1,907 \div 2,076$ zugeordnet werden.

4.1.6.5 Kennfeldmessung – fünfdüsig

Für die fünfdüsig Kennfeldmessung wird die Kombination „Düse 1+2+4+5+6“ gewählt, da Düse 3 laut vorangehenden Untersuchungen (siehe Abschnitt 4.1.6.1) den geringsten hydraulischen Wirkungsgrad aufweist. Der Versuchsablauf entspricht exakt

jenem der vierdüsigen Kennfeldmessung, weshalb an dieser Stelle darauf verwiesen sei.

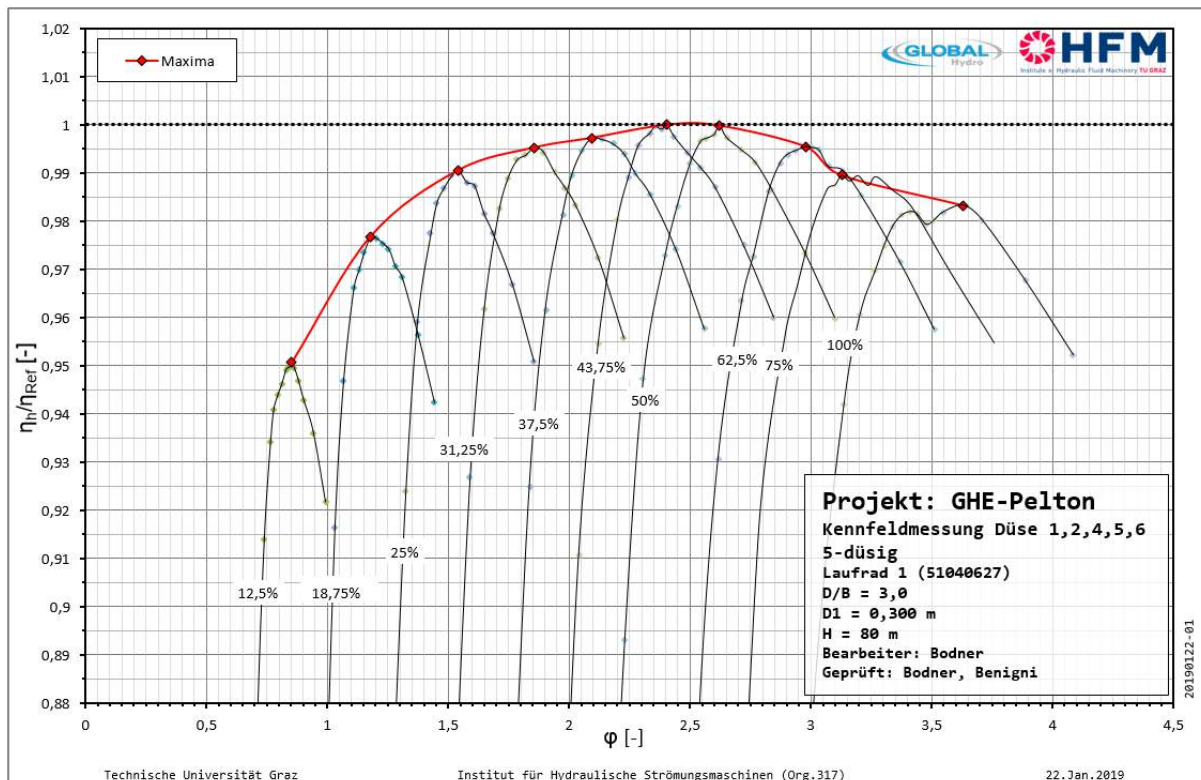


Diagramm 12: Fünfdüsige Kennfeldmessung LR1

Der höchste erreichte hydraulische Wirkungsgrad der fünfdüsigen Kennfeldmessung wird bei einer Öffnung von $Hub = 14 \text{ mm}$ erreicht. Diesem Betriebspunkt kann eine Druckzahl von $\psi = 4,513$ und eine Durchflusszahl von $\varphi = 2,405$ zugeordnet werden. Der im fünfdüsigen Betrieb gemessene Wert entspricht gleichzeitig dem absoluten Wirkungsgradmaximum der Turbine.

4.1.6.6 Kennfeldmessung – sechsdüsige

Die Kennfeldmessung im sechsdüsigen Betrieb hat folgenden Betriebspunkt als effizientesten ergeben: $Hub = 14 \text{ mm}$, Druckziffer $\psi = 4,406$ und Durchflusszahl $\varphi = 2,850$.

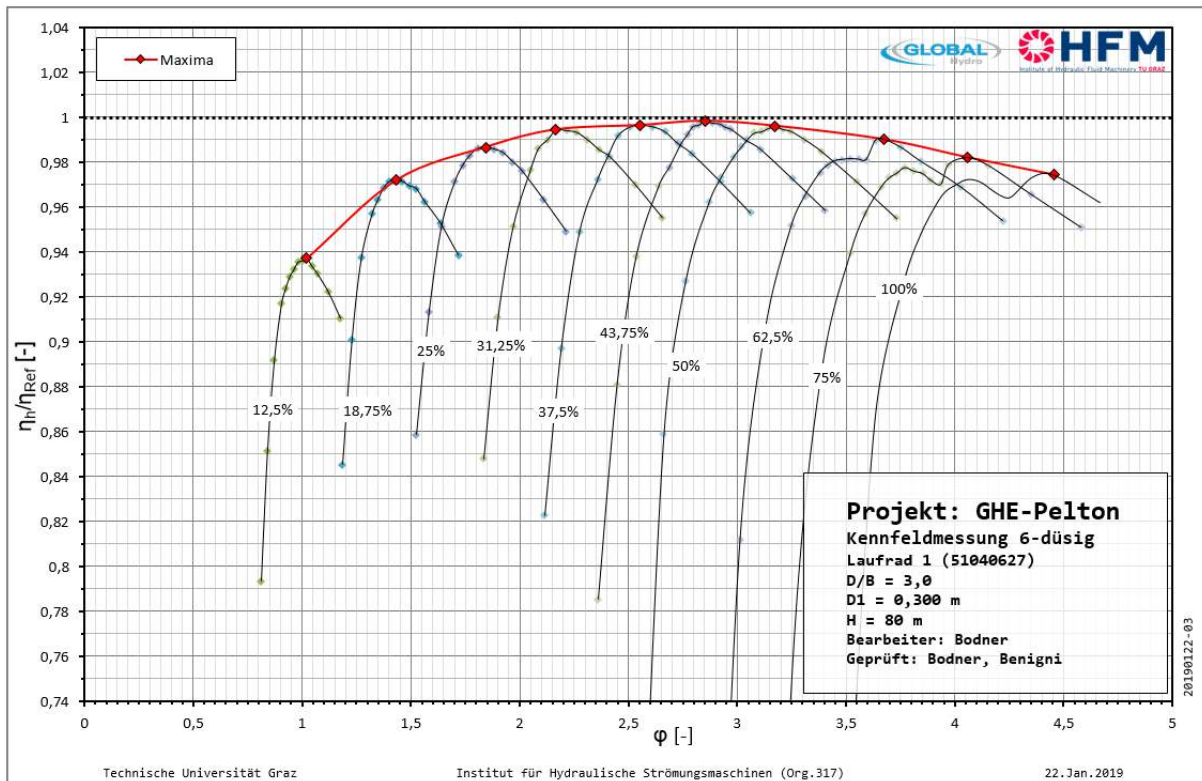


Diagramm 13: Sechsdüsige Kennfeldmessung LR1

Besonders auffällig bei Betrachtung der Kennlinienverläufe ist der steile Einbruch des Wirkungsgrades im Bereich des Optimums bei Düsenstellungen von 20 ÷ 32 mm. In Diagramm 14 sind diese Kennlinien noch einmal vergrößert dargestellt.

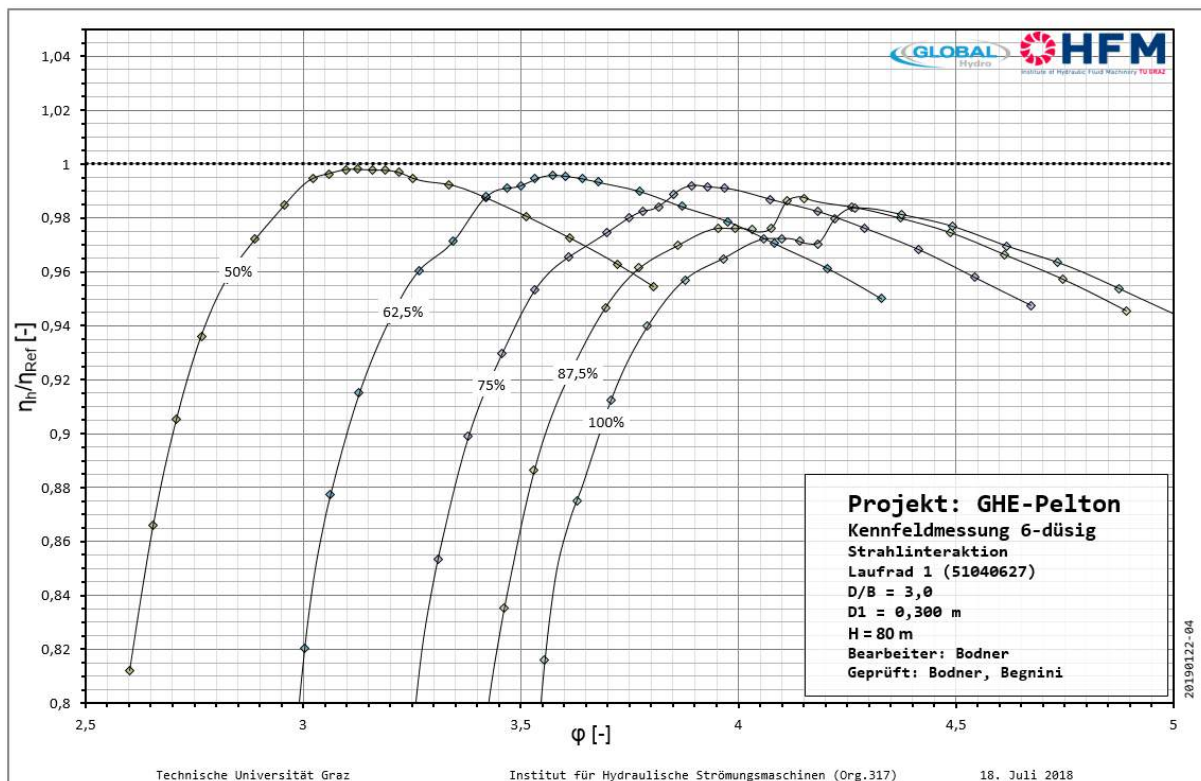


Diagramm 14: Sechsdüsige Kennfeldmessung LR1 – Strahlinteraktion

Bei Betrachtung der Kennlinien ist zu erkennen, dass der in obigem Diagramm 14 ersichtliche „S“-förmige Verlauf erst ab einer Düsenöffnung von 20 mm zu auftritt. Bei $Hub = 16\text{ mm}$ zeigt sich dieser Verlauf nicht. Diese Tatsache deutet darauf hin, dass der Einbruch im Wirkungsgrad mit der Durchflussmenge in Zusammenhang steht.

Beim Vergleich mit anderen Kennfeldern ist auffällig, dass dieser „S“-Verlauf auch bei der fünfdüsigen Messung im Bereich maximaler Öffnung auftritt. In allen anderen Kennfeldern ist dieser Verlauf nicht zu erkennen. Dies lässt ebenfalls vermuten, dass sich aufgrund der hohen Wassermenge Beeinflussungen der Strömung in den Bechern ergeben.

Aus den Untersuchungen aller Kennlinien geht hervor, dass die jeweiligen Wirkungsgradoptima in einem Bereich der Druckzahl um $\psi = 4,4 \pm 0,2$ liegen. Da der Einbruch des hydraulischen Wirkungsgrades genau in diesem Bereich auftritt, kann davon ausgegangen werden, dass die erreichte Performance gegenüber jener ohne „S“-Verlauf vermindert ist. Die verminderte Effizienz wirkt sich gerade in diesem Lastzustand der Turbine besonders stark aus, da aufgrund des maximalen Durchflusses auch das absolute hydraulische Leistungsangebot am größten ist.

4.1.7 Turbinenkennfeld – Muscheldiagramm

Aus den Daten der zuvor beschriebenen Turbinenkennfelder für unterschiedliche Düsenkombinationen, lässt sich ein Gesamtkennfeld, welches den gesamten Betriebsbereich, von eindüsiger Teillast bis zu sechsdüsigem Vollastzustand abdeckt, erstellen. Dazu wird verglichen inwieweit bei einem bestimmten Betriebszustand die Verwendung einer zusätzlichen Düse Effizienzvorteile bringt.

Das Ergebnis dieser Auswertung ist das anhand von Diagramm 15 dargestellte Muscheldiagramm. Entlang der Höhenlinien ist der Wirkungsgrad konstant.

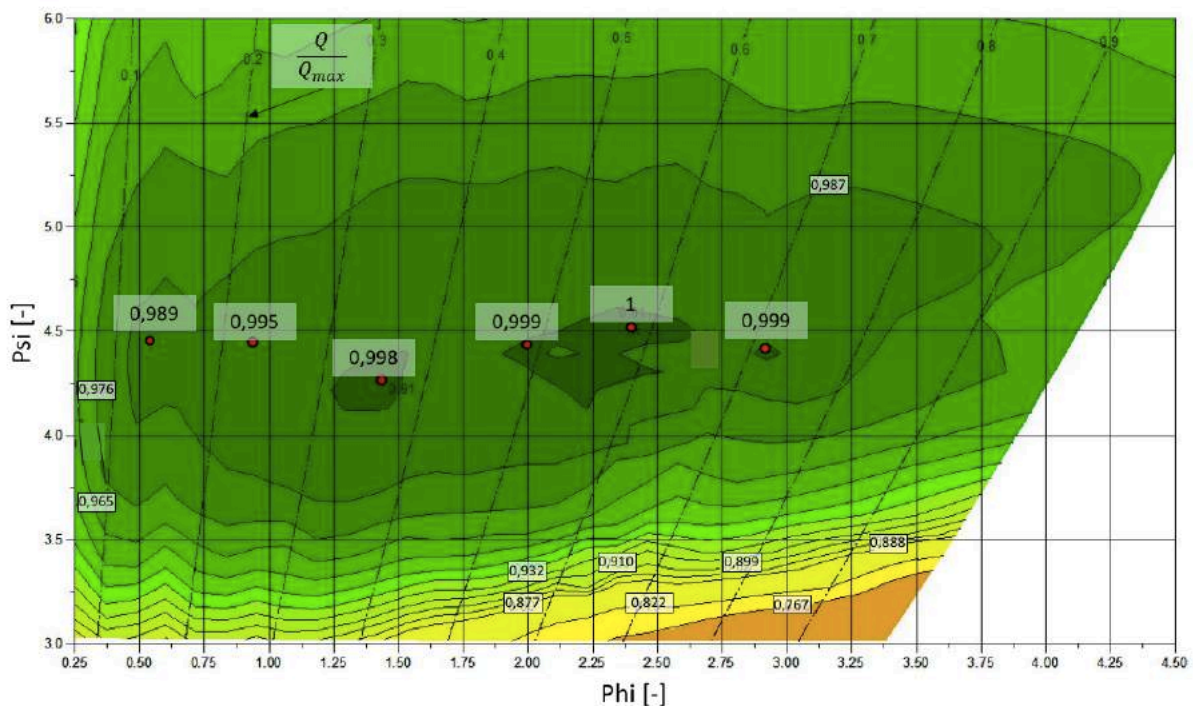


Diagramm 15: Muschediagramm ein- bis sechsdüsiger Betrieb bei H=80m

Man erkennt, dass die jeweiligen Wirkungsgradoptima des ein- bis sechsdüsigen Betriebs in einem Druckzifferbereich von $\psi = 4,25 \div 4,5$ liegen. Das Absolute Optimum der Effizienz, welches im fünfdüsigen Betrieb erreicht wird, liegt bei einem Durchflussverhältnis von $Q/Q_{max} = 0,58$. Dieses Verhältnis entspricht einem Durchfluss von rund 117,6 l/s.

Ein relativer hydraulischer Wirkungsgrad von mehr als 0,99 kann im Betrieb mit zwei bis sechs Düsen erreicht werden.

5 Resümee und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wird der hydraulische und messtechnische Aufbau eines Prüfstandes beschrieben, der für die Durchführung der Untersuchungen an einem sechsdüsigen, vertikalen Pelton-Turbinenmodell notwendig ist. Im weiteren Verlauf wird die Versuchsdurchführung erläutert und die Ergebnisse dieser Untersuchungen präsentiert.

Für den Vergleich von fünf Laufrädern mit unterschiedlichen Bechergeometrien, werden in zahlreichen Messungen Turbinenkennfelder erstellt. Dabei ist das wichtigste Kriterium für die Auswertung der Untersuchungsergebnisse der hydraulische Wirkungsgrad der Turbine in ein- und sechsdüsigem Betrieb. Wie aus der Beschreibung der Ergebnisse eindeutig hervorgeht, erreicht Laufrad 1 den höchsten Wirkungsgrad. Deshalb werden alle weiteren Versuche mit diesem Laufrad durchgeführt.

Um in jedem Zustand, von eindüsiger Teillast bis zu sechsdüsigem Vollastbetrieb den höchsten Wirkungsgrad zu erreichen, werden Kennfelder für verschiedene Düsenkombinationen gemessen. Unter zusätzlicher Berücksichtigung von anderen Faktoren, wie einer symmetrischen Belastung der Lager, werden aus den Ergebnissen der Versuche die günstigsten Düsenpaarungen für die vollumfängliche Messung der Turbine ausgewählt. Anhand dieser Daten kann für Laufrad 1 ein vollständiges Muscheldiagramm, welches die möglichen Betriebszustände abdeckt, erstellt werden.

Ein weiterer Teil, der im Rahmen dieser Arbeit behandelten Untersuchungen, besteht darin, den Einfluss von verschiedenen Anbauteilen zu bewerten. Es kann gezeigt werden, dass sowohl optionale Strahlschutzdächer, die auf den Düsen montiert sind, als auch die aus sicherheitstechnischen Gründen erforderlichen Strahlabdrücker keinen Einfluss auf die Performance der Turbine haben.

Im Rahmen der Untersuchungen von Laufrad 1 ist ein „S“-förmiger Wirkungsgradabfall, speziell im fünf- und sechsdüsigem Betrieb bei größten Düsenöffnungen zu beobachten.

Für eine zukünftige Weiterentwicklung von Laufrad 1 ist zu empfehlen, die Vorgänge innerhalb der Turbine näher zu untersuchen, da dieser verminderte Wirkungsgrad

aufgrund des großen Durchflusses im Vollastbetrieb besonders große Auswirkungen auf die Leistung der Turbine hat. Diese Vorgänge könnten unter Verwendung geeigneter Kamertechnik visualisiert werden. Des Weiteren könnten auch Versuche im drei- und vierdüsigem Betrieb, mit in Serie befindlichen Düsen, durchgeführt werden. Dadurch könnten Rückschlüsse gezogen werden, ob das Wasser aus den Bechern vollständig austritt bevor Wasser aus den benachbarten Düsen eintritt.

Die zahlreichen, im Rahmen dieser Arbeit gesammelten, Messdaten können dazu verwendet werden, die Ergebnisse der Geometrieauslegung (aus CFD) qualitativ und quantitativ zu bewerten. Dadurch können diese CFD-Auslegungsverfahren stetig weiterentwickelt werden.

6 Literatur- und Quellenverzeichnis

- [1] Bundeszentrale für politische Bildung: "Primärenergie-Versorgung", URL: <http://www.bpb.de/nachschlagen/zahlen-und-fakten/globalisierung/52741/primaerenergie-versorgung>, [Zugriff am 14 April 2019].
- [2] World Energy Council: „World Energy Resources 2016“, URL: <https://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2016/10/World-Energy-Resources-Full-report-2016.10.03.pdf>, [Zugriff am 14 April 2019]
- [3] Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus (Hg.): "Energie in Österreich 2018 - Zahlen, Daten, Fakten", Wien 2018.
- [4] Giescke, J. und Mosonyi, E.: "Wasserkraftanlagen Planung, Bau und Betrieb", 4. Auflage, Stuttgart: Springer 2005.
- [5] Global Hydro Energy GmbH, URL: <https://www.globalhydro.eu/de/unternehmen/firmenprofil/>, [Zugriff am 12 März 2019].
- [6] International Electrotechnical Commission (Hg.): "IEC 60193 - Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests", 2. Auflage, Genf 1999.
- [7] Zhang, Z.: "Freistrahlturbinen: Hydromechanik und Auslegung", Schweiz: Springer 2009.
- [8] Jaberg, H.: "Skriptum Hydraulische Strömungsmaschinen", TU Graz 2017.
- [9] Menny, K.: "Strömungsmaschinen", Teubner (Hg.), 4. Auflage, Stuttgart 2006.
- [10] Gupta, V., Prasad V. und Khare, R.: „Numerical simulation of six jet Pelton turbine model,“ in: *Energy*, Vol. 104 (2016), 24-32.
- [11] Xiao, Y.; Han, F., Zhou, J.; u.a.: „Numerical prediction of dynamic performance of Pelton turbine“, in: *Journal of Hydrodynamics* (19) 3, 356-364.
- [12] Rohne, W: "Optimization of High Specific Speed Pelton turbines, Porto, 2004.
- [13] Mack, R.; Gola, B.; Smertnig, M.; u.a.: "Modernization of vertical Pelton turbines with the help of CFD and model testing", in: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 22 (1).
- [14] International Electrotechnical Commission (Hg.): "IEC 60041 - Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines", 3. Auflage, Genf 1991.
- [15] Joint Committee for Guides in Metrology (Hg.): "JCGM 100 - Evaluation of measurement data - Guide to the expression of uncertainty in measurement",

2008, URL:

https://www.bipm.org/utils/common/documents/jcgm/JCGM_100_2008_E.pdf,
[Zugriff am 13. März 2019].

- [16] Fachbereich Maschinenbau der Universität Kassel (Hg.): "Praktikumsskript Thermische Messtechnik", Universität Kassel 2018.
- [17] Hafner, E.; Kempf, J.; u.a.: "Durchflussfibel", 3. Auflage. Reinach: Flowtec 1990.
- [18] International Organization for Standardization (Hg.): "ISO 9104 - Measurement of fluid flow in closed conduits - Methods of evaluating the performance of electromagnetic flow-meters for liquids", Genf 1991.
- [19] Hottinger Baldwin Messtechnik (Hg.): „T12 HP Digitaer Drehmomentaufnehmer - Montageanleitung“, Darmstadt 2016.
- [20] Schiffer, J., Senn, F., Guggenberger, M. und Jaberg, H.: „Investigation of instabilities of pump-turbines during synchronization - Milestone1: Modification of a pump-turbine test-rig“, TU Graz 2011.

7 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Weltweite Primärenergieversorgung: Vergleich der Jahre 1973 und 2016 [1]	1
Abbildung 2: Primärenergieerzeugung in Petajoule in Österreich von 2005 bis 2017 (links); Zusammensetzung des Energiemix 2017 in Prozent (rechts) [3]	2
Abbildung 3: Elektrizitätsproduktion in Österreich von 2005 bis 2016 (links); Zusammensetzung nach Technologien 2016 in Prozent (links) [3].....	2
Abbildung 4: Nettowirkungsgrade verschiedener Kraftwerkstypen in Abhängigkeit der elektrischen Nennleistung [4]	3
Abbildung 5: Einsatzbereiche von Wasserturbinen [4, p. 480].....	4
Abbildung 6: Einteilung anhand der spezifischen Drehzahl [4, p. 479]	5
Abbildung 7: Graphische Darstellung der Nettofallhöhe H [HFM].....	9
Abbildung 8: Geschwindigkeitsverhältnisse in einer Laufschaufel [7]	9
Abbildung 9: Wirkungsgradvergleich verschiedener Turbinentypen bei unterschiedlichen relativen Durchflüssen [4].....	11
Abbildung 10: Geometrische Spezifikationen des Pelton-Rades [7]	11
Abbildung 11: Bauformen: Vertikalturbine links und Horizontalturbine rechts [6].....	12
Abbildung 12: Gravitationskonstante g [6].....	15
Abbildung 13: Dichte von destilliertem Wasser ρ [6]	16
Abbildung 14: Mindestanforderungen an Abmessungen und Testbedingungen [6]..	17
Abbildung 15: Bestimmung der spezifischen hydraulischen Energie bei einer Pelton-Turbine mit vertikaler Welle [6].....	19
Abbildung 16: Darstellung des Leistungsflusses [6].....	21
Abbildung 17: Parameter zur Abschätzung der Ventilationsverluste [14]	22
Abbildung 18: Messabweichung nach DIN 1319-1	24
Abbildung 19: Erweiterungsfaktoren für unterschiedliche Vertrauensbereiche	26
Abbildung 20: Einflüsse auf die Messunsicherheit	32
Abbildung 21: 4-Quadranten Prüfstand mit Pelton-Modellversuchsaufbau am HFM [HFM].....	33
Abbildung 22: Rohrleitungssystem des 4-Quadranten Hauptprüfstandes	34
Abbildung 23: Pumpenkennfeld der Hauptprüfstandspumpe [HFM]	35

Abbildung 24: Pelton – Modellversuchsprüfstand	36
Abbildung 25: Turbinenmodell - Ansicht von unten	37
Abbildung 26: Hydrostatische Lagerung	37
Abbildung 27: Laufrad 1 in nicht eingebautem Zustand	39
Abbildung 28: Düsenverstellmechanismus	39
Abbildung 29: Schnittdarstellung einer Düse	40
Abbildung 30: Strahlschutzdächer.....	41
Abbildung 31: Aufbau der Druckmessung.....	42
Abbildung 32: Vergleich: Messung des Differenzdruckes mit zwei Absolutdruckaufnehmern (links) vs. Messung mit einem Differenzdrucksensor (rechts)	42
Abbildung 33: Anordnung der Druckmessstellen	43
Abbildung 34: Differenzdruckaufnehmer mit Ausgleichsbehälter.....	44
Abbildung 35: Drehkolbenmanometer am HFM.....	45
Abbildung 36: Prinzip der Kalibration für Differenzdruckaufnehmer [HFM].....	46
Abbildung 37: Spülvorrichtung des Differenzdrucksensors.....	46
Abbildung 38: Prinzip der Kalibration für Absolutdruckaufnehmer [HFM]	48
Abbildung 39: Funktionsprinzip der magnetisch-induktiven Durchflussmessung [17]	49
Abbildung 40: Ansicht von oben auf die Rohrleitung im 1. OG [HFM]	49
Abbildung 41: IDM250 in eingebautem Zustand	50
Abbildung 42: Schema eines Kalibriervorganges für die Durchflussmessung [HFM]	52
Abbildung 43: IDM 100 in ausgebautem Zustand	53
Abbildung 44: Drehmomentmesswelle - links: mechanischer Aufbau [19]; rechts: eingebaut.....	55
Abbildung 45: Prinzip der Reibmomentmessung [HFM]	55
Abbildung 46: Hydrostatische Lagerung - links: Kraftaufnehmer mit Hebel; rechts: Druckkölleitung.....	56
Abbildung 47: Einbauort des Temperatursensors	57
Abbildung 48: Messuhr in eingebautem Zustand	58
Abbildung 49: Ablauf der Datenaquisition [20]	59

Abbildung 50: Bedienungsoberfläche der Messsoftware; hier: Adressierung der Kanäle 60

Abbildung 51: Düsenzuordnung 62

Abbildung 52: Nullpunktsfixierung an Düse 5 62

8 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Messgrößen 14

Tabelle 2: berechneter Ventilationsverlust 23

Tabelle 3: Ausgewählte Messwerte eines beispielhaften Betriebspunktes 25

Tabelle 4: Reproduzierbarkeitsmessung 30

Tabelle 5: Werte für t der Studentverteilung [6] 31

Tabelle 6: Spezifikationen der Modellturbine 38

Tabelle 7: Laufradkennzeichnung 38

Tabelle 8: Spezifikationen des Differenzdruckaufnehmers 44

Tabelle 9: Spezifikationen des Absolutdruckaufnehmers 47

Tabelle 10: Spezifikationen IDM250 50

Tabelle 11: Spezifikationen des IDM 100 53

Tabelle 12: Spezifikationen der Drehmomentenmesswelle 54

Tabelle 13: Spezifikationen des Kraftaufnehmers 56

Tabelle 14: Spezifikationen des Temperatursensors 57

Tabelle 15: Spezifikationen der Messuhren 58

Specifications and Reference Data

PERFORMANCE SPECIFICATIONS

Total Performance is based on combined errors of reference accuracy, ambient temperature effect, and static pressure effect.

For detailed performance specifications, see page 5-2.

Model 3051C (Ranges 2–5), Model 3051T

Reference Accuracy

±0.075% of span.

Total Performance

±0.15% of span for ±50 °F (28 °C) temperature changes, up to 1000 psi (6,9 MPa) line pressure (CD only), from 1:1 to 5:1 rangedown.

Stability

±0.125% of URL for 5 years for ±50 °F (28 °C) temperature changes, and up to 1000 psi (6,9 MPa) line pressure.

Dynamic Performance

Total Response Time ($T_d + T_c$)

100 ms

Model 3051CD, Low/Draft Range (Ranges 0–1)

Reference Accuracy

±0.10% of span.

Stability

±0.20% of URL for 1 year.

Model 3051P—Reference Class

Reference Accuracy

±0.05% of span.

Total Performance

±0.10% of span for ±50 °F (28 °C) temperature changes, up to 1000 psi (6,9 MPa) line pressure, from 1:1 to 5:1 rangedown.

Stability

±0.125% of URL for 5 years for ±50 °F (28 °C) temperature changes, and up to 1000 psi (6,9 MPa) line pressure.

Dynamic Performance

Total Response Time ($T_d + T_c$)

100 ms

Anhang A: Druckaufnehmer Rosemount

Model 3051L—Liquid Level

Reference Accuracy

±0.075% of span.

Model 3051H—High Process Temperature

Reference Accuracy

±0.075% of span.

Stability

±0.1% of URL for 12 months for Ranges 2 and 3.

±0.2% of URL for 12 months for Ranges 4 and 5.

DETAILED PERFORMANCE SPECIFICATIONS

Zero-based spans, reference conditions, silicone oil fill, 316 SST isolating diaphragms, 4–20 mA analog output, and digital trim values equal to the span set points.

Reference Accuracy

Stated reference accuracy includes hysteresis, terminal-based linearity, setability, and repeatability.

3051CD Ranges 2–5 and 3051CG

±0.075% of span.

For spans less than 10:1, accuracy =

$$\pm \left[0.025 + 0.005 \left(\frac{URL}{Span} \right) \right] \% \text{ of Span}$$

3051CD Range 1

±0.10% of span.

For spans less than 15:1, accuracy =

$$\pm \left[0.025 + 0.005 \left(\frac{URL}{Span} \right) \right] \% \text{ of Span}$$

3051CD Range 0

±0.10% of span.

For spans less than 2:1, accuracy =

±0.05% of URL.

3051T/CA Ranges 1–5

±0.075% of span.

For spans less than 10:1, accuracy =

$$\pm \left[0.0075 \left(\frac{URL}{Span} \right) \right] \% \text{ of Span}$$

3051CA Range 0

±0.075% of span.

For spans less than 5:1, accuracy =

$$\pm \left[0.025 + 0.01 \left(\frac{URL}{Span} \right) \right] \% \text{ of Span}$$

Anhang A: Druckaufnehmer Rosemount

3051H/3051L

±0.075% of span. For spans less than 10:1, accuracy =

$$\pm \left[0.025 + 0.005 \left(\frac{URL}{Span} \right) \right] \% \text{ of Span}$$

3051P

±0.05% of span.

Ambient Temperature Effect per 50 °F (28 °C)

3051CD/CG

±(0.0125% URL + 0.0625% span) from 1:1 to 5:1

±(0.025% URL + 0.125% span) from 5:1 to 100:1

Range 0: ±(0.25% URL + 0.05% span)

Range 1: ±(0.1% URL + 0.25% span)

3051P

±(0.006% URL + 0.03% span)

3051H

±(0.025% URL + 0.125% span + 0.35 inH₂O)

For spans below 30:1 rangedown:

±(0.035% URL + 0.125% span + 0.35 inH₂O)

3051L

See the Rosemount Instrument Toolkit™ or SOAP 2000 software.

3051T and 3051CA

±(0.025% URL + 0.125% span) from 1:1 to 30:1

±(0.035% URL + 0.125% span) from 30:1 to 100:1

Range 0: ±(0.1% URL + 0.25% span)

Range 5: ±(0.1% URL + 0.15% span)

Model 3051T Range 1:

±(0.025% URL + 0.125% span) from 1:1 to 10:1

±(0.05% URL + 0.125% span) from 10:1 to 100:1

Static Pressure Effect per 1000 psi (6,9 MPa)

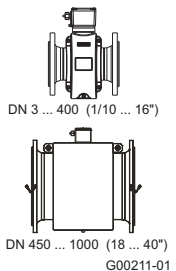
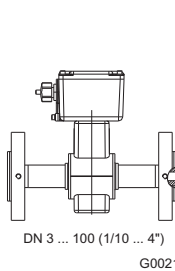
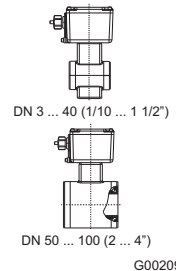
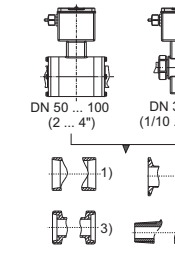
Zero Error (can be calibrated out at line pressure)

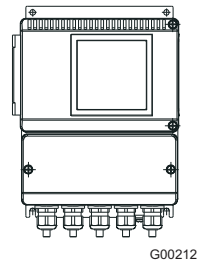
Zero line pressure effect per 1000 psi (6,9 MPa).

Model	Range	Zero Effect with Static Pressure	Zero Effect with Static
		≤ 2000 psi (13,7 MPa)	Pressure > 2000 psi (13,7 MPa)
3051CD	0 ⁽¹⁾	±0.125% URL	N/A
	1	±0.25% URL	N/A
	2,3	±0.05% URL	[0.20 + 0.20 (Pressure - 2)]%
	4,5	±0.10% URL	[0.10 + 0.10 (Pressure - 2)]%
3051PD	2,3	±0.04% URL	N/A
3051HD	2-5	±0.10% URL	[0.20 + 0.20 (Pressure - 2)]%

(1) Specification expressed in Percent/100 psi (0,69 MPa) up to 750 psi (5,17 MPa).

Anhang B: Durchflussmesser ABB FSM 4000

Gehäusewerkstoff	Alu.-Geh. Serie 4000	Gehäuse aus nichtrostendem Stahl Serie 2000			
	 <p>DN 3 ... 400 (1/10 ... 16")</p> <p>DN 450 ... 1000 (18 ... 40")</p> <p>G00211-01</p>	 <p>DN 3 ... 100 (1/10 ... 4")</p> <p>G00210</p>	 <p>DN 3 ... 40 (1/10 ... 1 1/2")</p> <p>DN 50 ... 100 (2 ... 4")</p> <p>G00209</p>	 <p>DN 50 ... 100 (2 ... 4")</p> <p>DN 3 ... 40 (1/10 ... 1 1/2")</p> <p>G00208</p>	
	Festflansch	Festflansch	Zwischenflansch	variable Anschlüsse	
Messwertaufnehmer					
Modellnummer	SE41F	SE21F	SE21W	SE21 *	
Messwertabweichung	0,5 % vom Messwert (> DN 2)				
	DN PN	DN PN	DN PN	DN PN *	
Zwischenflansch	-	-	3 ... 50 10 ... 40 65 ... 100 10 ... 16	-	
Flansch DIN 2501/EN 1092-1	3 ... 1000 10 ... 40	3 ... 100	10 ... 40	-	
Flansch ASME B16.5/B16.47 JIS B2210-10K	1/10 ... 40" CL 150 1/10 ... 12" CL 300	1/10" ... 4" CL150 ... CL300/JIS	1/10" ... 2" CL300/JIS 3" ... 4" CL150/JIS	-	
Rohrverschraubung DIN 11851	-	-	-	3...40 (1/10...1 1/2") 40 S 50, 80 (2", 3") 16 S 65, 100 (2 1/2", 4") 10 S	
Schweißstutzen DIN 11850	-	-	-	3 ... 40 (1/10...1 1/2") 40 R 1/2") 16 R 50, 80 (2", 3") 10 R 65, 100 (2 1/2", 4")	
Schweißstutzen DIN 2463 / ISO 1127	-	-	-	3 ... 40 (1/10...1 1/2") 40 Q/J 1/2") 16 Q/J 50, 80 (2", 3") 10 Q/J 65, 100 (2 1/2", 4")	
Schweißstutzen ISO 2037 / SMS	-	-	-	25...40 (1...1 1/2") 40 P/X 50, 80 (2", 3") 16 P/X 65, 100 (2 1/2", 4") 10 P/X	
Tri-Clamp DIN 32676 / ASME BPE	-	-	-	3 ... 50 (1/10...2") 16/10 T/K 65, 100 (2 1/2", 4") 10/10 T/K	
Außengewinde ISO 228 / DIN2999	-	-	-	3 ... 25 (1/10...1") 16 E	
1/8" Sanitäranschluss	-	-	-	1 ... 2 (1/25...1/12") 10 B	
Auskleidung	Hartgummi, Weichgummi, Ceramic Carbide, PTFE, PFA, ETFE, andere	PFA (vakuumfest)		PEEK, Torlon (< DN 3) PFA (> DN 2)	
Leitfähigkeit	≥ 20 µS/cm (Option ≥ 5/0,5 µS/cm)				
Elektroden	CrNi-Stahl 1.4571 (316 Ti), 1.4539 (904 L), Hastelloy B-3/C-4, Platin-Iridium, Tantal, Titan				
Prozessanschlusswerkstoffe	Stahl, nichtrostender Stahl	-		> DN 2: CrNi-Stahl 1.4404 (316 L) < DN 3: 1.4571 (316 Ti), PVC, POM	
Schutzart nach EN 60529	IP 65 / IP 67 / IP 68	IP 65 / IP 67 / IP 68		IP 65 / IP 67 / IP 68	
Messstofftemperatur	-25 ... 130 °C / 180 °C -13 ... 266 °F / 356 °F	-25 ... 130 °C -13 ... 266 °F	-40 ... 130 °C -40 ... 266 °F	-25 ... 130 °C -13 ... 266 °F	
Zulassungen					
Hygienische und sterile Anforderung	-	CIP/SIP-fähig		3A, CIP/SIP-fähig	
Druckgeräterichtlinie 97/23/EG	Konformitätsbewertung nach Kategorie III, Fluidgruppe 1				
CRN (Canadian Reg. Number)	Auf Anfrage				
Messumformer					
Modellnummer	S4				
Energieversorgung	85 ... 253 V AC, 24 V AC/DC				
Stromausgang	0/2 ... 10 mA, 0/4 ... 20 mA				
Impulsausgang	aktiv (24 V), Optokoppler (220 mA)				
Ext. Ausgangsabschaltung	ja				
Ext. Zählerrückstellung	ja				
Vor-/ Rücklaufmessung	ja				
Kommunikation	HART-Protokoll, PROFIBUS PA, FOUNDATION Fieldbus				
Leerrohrerkennung Std.	ja, ab DN 10 und ≥ 20 µS/cm				
Selbstüberwachung, erwei- terte Diagnosefunktionen	ja, erweiterte Diagnosefunktionen / Fingerprint nur in Verbindung mit Aufnehmer SE21, SE21F und SE41F ab DN 10				
Vor-Ort-Anzeige-/Zählung	ja				
Dichtekorrektur	ja, manuelle Eingabe (Zählung und Anzeige in Gewichtseinheiten)				
Schutzart nach EN 60529	IP 65 / IP 67, NEMA 4X				
Gehäuse	Feldgehäuse				



G00212

1) Schweißstutzen 2) Tri-Clamp 3) Rohrverschraubung 4) Außengewinde

Anhang B: Durchflussmesser ABB FSM 4000

2 Allgemeine Daten

2.1 Messgenauigkeit

2.1.1 Referenzbedingungen gemäß EN 29104

Messstofftemperatur	20 °C (68 °F) ± 2 K
Umgebungstemperatur	20 °C (68 °F) ± 2 K
Energieversorgung	Nennspannung lt. Typenschild $U_N \pm 1\%$
Installationsbedingungen	<ul style="list-style-type: none"> – im Vorlauf > 10 x DN gerade Rohrstrecke – im Nachlauf > 5 x DN gerade Rohrstrecke DN = Nennweite des Aufnehmers
Aufwärmphase	30 min

2.1.2 Maximale Messabweichung

Impulsausgang

- DN 1 (1/25"): $\pm 1\%$ v. M., $\pm 0,0015 Q_{\max DN}$
- DN 1,5 ... DN 2 (1/16 ... 1/12"): $\pm 1\%$ v. M., $\pm 0,001 Q_{\max DN}$
- DN 3 ... DN 1000 (1/10 ... 40"): $Q > 0,05 Q_{\max DN} \pm 0,5\%$ v. M.
 $Q < 0,05 Q_{\max DN} \pm 0,00025 Q_{\max DN}$

$Q_{\max DN}$ = maximaler Durchfluss der Nennweite bei 10 m/s

Einfluss des Analogausgangs

Wie Impulsausgang zzgl. $\pm 0,1\%$ vom Messwert $\pm 0,01$ mA

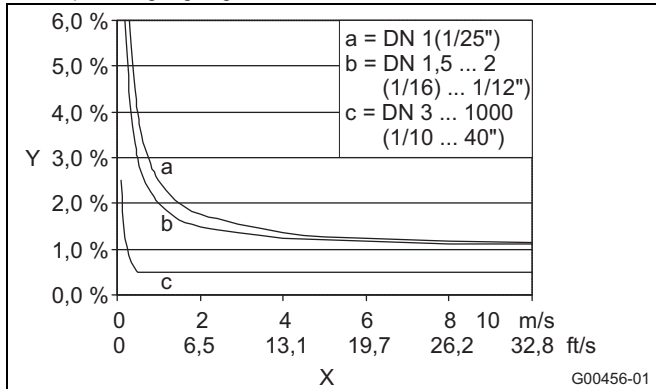


Abb. 1

Y Messwertabweichung \pm vom Messwert
X Fließgeschwindigkeit v

2.2 Erdung

Die Erdung des Messwertaufnehmers ist sowohl aus Sicherheitsgründen als auch für die einwandfreie Funktion des magnetisch-induktiven Durchflussmessers wichtig. Die Erdungsschrauben des Aufnehmers sind auf Schutzleiterpotential zu bringen. Aus messtechnischen Gründen sollte dies möglichst identisch mit dem Messstoffpotential sein.

Bei Kunststoffleitungen bzw. isoliert ausgekleideten Rohrleitungen erfolgt die Erdung über eine Erdungsscheibe oder Erdungselektrode. Wenn die Rohrstrecke nicht frei von auftretenden Fremdstörspannungen ist, empfehlen wir, je eine Erdungsscheibe vor und hinter dem Messwertaufnehmer einzubauen.

Zur Einhaltung der EMV- und Niederspannungsrichtlinie muss außer dem Messrohr des Messwertaufnehmers auch der Anschlusskasten/ Messumformer geerdet werden.

2.3 Einbaubedingungen

Das Gerät erfasst den Durchfluss in beiden Richtungen. Werkseitig ist die Vorwärtsfließrichtung, wie in Abb. 2 gezeigt, definiert.

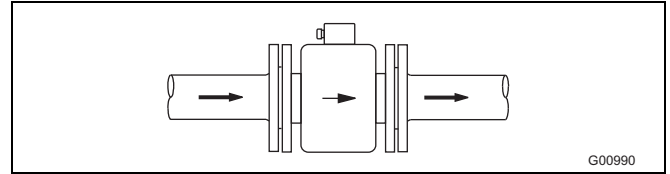


Abb. 2

Folgende Punkte müssen beachtet werden:

2.3.1 Elektrodenachse

Elektrodenachse (1) möglichst waagrecht oder max. 45° gedreht.

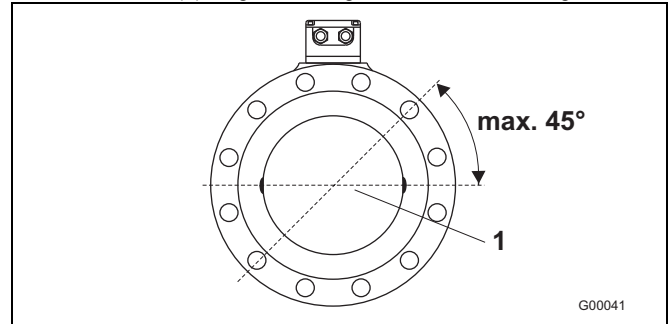


Abb. 3

Anhang B: Durchflussmesser ABB FSM 4000

2.4 Nennweite, Nenndruck, Messbereich

Nennweite DN		Standard Druckstufe PN	min. Messbereich Fließgeschwindigkeit 0 ... 0,5 m/s					max. Messbereich Fließgeschwindigkeit 0 ... 10 m/s				
1	1/25	10	0 ...	0,03	l/min	0,00792	US gal/min	0 ...	0,6	l/min	0,158	US gal/min
1,5	1/16	10	0 ...	0,06	l/min	0,0159	US gal/min	0 ...	1,2	l/min	0,317	US gal/min
2	1/12	10	0 ...	0,1	l/min	0,0265	US gal/min	0 ...	2	l/min	0,529	US gal/min
3	1/10	40	0 ...	0,2	l/min	0,0529	US gal/min	0 ...	4	l/min	1,06	US gal/min
4	5/32	40	0 ...	0,4	l/min	0,1	US gal/min	0 ...	8	l/min	2,1	US gal/min
6	1/4	40	0 ...	1	l/min	0,3	US gal/min	0 ...	20	l/min	5,3	US gal/min
8	5/16	40	0 ...	1,5	l/min	0,4	US gal/min	0 ...	30	l/min	7,9	US gal/min
10	3/8	40	0 ...	2,25	l/min	0,6	US gal/min	0 ...	45	l/min	12	US gal/min
15	1/2	40	0 ...	5,0	l/min	1,3	US gal/min	0 ...	100	l/min	36	US gal/min
20	3/4	40	0 ...	7,5	l/min	2,0	US gal/min	0 ...	150	l/min	40	US gal/min
25	1	40	0 ...	10	l/min	2,6	US gal/min	0 ...	200	l/min	53	US gal/min
32	1 1/4	40	0 ...	20	l/min	5,3	US gal/min	0 ...	400	l/min	106	US gal/min
40	1 1/2	40	0 ...	30	l/min	7,9	US gal/min	0 ...	600	l/min	159	US gal/min
50	2	40	0 ...	3	m ³ /h	13	US gal/min	0 ...	60	m ³ /h	264	US gal/min
65	2 1/2	40	0 ...	6	m ³ /h	26	US gal/min	0 ...	120	m ³ /h	528	US gal/min
80	3	40	0 ...	9	m ³ /h	40	US gal/min	0 ...	180	m ³ /h	793	US gal/min
100	4	16	0 ...	12	m ³ /h	53	US gal/min	0 ...	240	m ³ /h	1057	US gal/min
125	5	16	0 ...	21	m ³ /h	92	US gal/min	0 ...	420	m ³ /h	1849	US gal/min
150	6	16	0 ...	30	m ³ /h	132	US gal/min	0 ...	600	m ³ /h	2642	US gal/min
200	8	10/16	0 ...	54	m ³ /h	238	US gal/min	0 ...	1080	m ³ /h	4755	US gal/min
250	10	10/16	0 ...	90	m ³ /h	396	US gal/min	0 ...	1800	m ³ /h	7925	US gal/min
300	12	10/16	0 ...	120	m ³ /h	528	US gal/min	0 ...	2400	m ³ /h	10567	US gal/min
350	14	10/16	0 ...	165	m ³ /h	726	US gal/min	0 ...	3300	m ³ /h	14529	US gal/min
400	16	10/16	0 ...	225	m ³ /h	991	US gal/min	0 ...	4500	m ³ /h	19813	US gal/min
450	18	10/16	0 ...	300	m ³ /h	1321	US gal/min	0 ...	6000	m ³ /h	26417	US gal/min
500	20	10	0 ...	330	m ³ /h	1453	US gal/min	0 ...	6600	m ³ /h	29059	US gal/min
600	24	10	0 ...	480	m ³ /h	2113	US gal/min	0 ...	9600	m ³ /h	30380	US gal/min
700	28	10	0 ...	660	m ³ /h	2906	US gal/min	0 ...	13200	m ³ /h	58118	US gal/min
800	32	10	0 ...	900	m ³ /h	3963	US gal/min	0 ...	18000	m ³ /h	79252	US gal/min
900	36	10	0 ...	1200	m ³ /h	5283	US gal/min	0 ...	24000	m ³ /h	105669	US gal/min
1000	40	10	0 ...	1350	m ³ /h	5944	US gal/min	0 ...	27000	m ³ /h	118877	US gal/min

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

16 Technische Daten

16.1 Nenndrehmoment 100 N·m bis 1 kN·m

Typ		T12HP			
Genauigkeitsklasse		0.02			
Drehmoment-Messsystem					
Nenndrehmoment M_{nom}	N·m	100	200	500	
	kN·m				1
Nenndrehzahl n_{nenn}					
Option 3, Code L ¹⁾	min ⁻¹	15 000		12 000	
Option 3, Code H ¹⁾	min ⁻¹	18 000		16 000	
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Nennkennwert					
Feldbusse, Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz					
Option Standardgenauigkeit: für ein max. Drehmoment im Bereich:					
zwischen 0% v. M_{nom} und 20% v. M_{nom}	%	<±0,005			
> 20% v. M_{nom} und 60% v. M_{nom}	%	<±0,010			
> 60% v. M_{nom} und 100% v. M_{nom}	%	<±0,015			
Option höhere Genauigkeit: für ein max. Drehmoment im Bereich:					
zwischen 0% v. M_{nom} und 20% v. M_{nom}	%	<± 0,003			
> 20% v. M_{nom} und 60% v. M_{nom}	%	<± 0,005			
> 60% v. M_{nom} und 100% v. M_{nom}	%	<± 0,007			
Rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit nach DIN 1319, bezogen auf die Ausgangssignaländerung					
Feldbusse/Frequenzausgang	%	<±0,005			
Spannungsausgang	%	± 0,03			

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

Typ	T12HP			
Nennmoment M_{nom}	N·m	100	200	500
	kN·m			
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich				
auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne				
Feldbusse/Frequenzausgang	%	<±0,02		
Spannungsausgang	%	<±0,05		
auf das Nullsignal, bezogen auf den Nennwert				
Feldbusse/Frequenzausgang	%	±0,010 (Option höhere Genauigkeit 0,005)		
Spannungsausgang	%	±0,04		
Nennwert (Spanne zwischen Drehmoment = Null und Nennmoment)				
Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz	kHz	5/30		
Spannungsausgang	V	10		
Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennwert)				
Frequenzausgang	%	±0,05		
Spannungsausgang	%	±0,1		
Ausgangssignal bei Drehmoment = Null				
Frequenzausgang 10 kHz/60 kHz	kHz	10/60		
Spannungsausgang	V	0		
Nennausgangssignal				
Frequenzausgang				
bei positivem Nennmoment 10 kHz/60 kHz	kHz	15/90 (5 V symmetrisch ²⁾)		
bei negativem Nennmoment 10 kHz/60 kHz	kHz	5/30 (5 V symmetrisch ²⁾)		
Spannungsausgang				

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

Typ	T12HP				
Nennmoment M_{nom}	N·m	100	200	500	
	kN·m				1
bei positivem Nennmoment	V	+10			
bei negativem Nennmoment	V	-10			
Skalierbereich					
Frequenzgang/Spannungsausgang	%	10 bis 1000 (von M_{nom})			
Auflösung					
Frequenzgang 10 kHz/60 kHz	Hz	0,03/0,25			
Spannungsausgang	mV	0,33			
Restwelligkeit					
Spannungsausgang	mV	3			
Maximaler Aussteuerbereich ³⁾					
Frequenzgang 10 kHz/60 kHz	kHz	4 bis 16/24 bis 96			
Spannungsausgang	V	-10,2 bis +10,2			
Lastwiderstand					
Frequenzgang	k Ω	≥ 2			
Spannungsausgang	k Ω	≥ 10			
Langzeitdrift über 48 h					
Spannungsausgang	mV	± 3			
Messfrequenzbereich					
Frequenzgang/Spannungsausgang -1 dB	Hz	0 bis 4000			
Frequenzgang/Spannungsausgang -3 dB	Hz	0 bis 6000			
Tiefpassfilter TP1	Hz	0,05 bis 4000 (Bessel 4. Ordnung, -1 dB); Werkseinstellung 1000 Hz			
Tiefpassfilter TP2	Hz	0,05 bis 100 (Bessel 4. Ordnung, -1 dB); Werkseinstellung 1 Hz			

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

Typ	T12HP				
Nennmoment M_{nom}	N·m	100	200	500	
	kN·m				1
Gruppenlaufzeit (Tiefpass TP1: 4 kHz)					
Frequenzgang 10 kHz/60 kHz	µs	320/250			
Spannungsausgang	µs	500			
Energieversorgung					
Nennversorgungsspannung (DC) (Schutzkleinspannung)	V	18 bis 30			
Stromaufnahme im Messbetrieb	A	< 1 (typ. 0,5)			
Stromaufnahme im Anlaufbetrieb	A	< 4			
Nennaufnahmeleistung	W	< 18			
Maximale Kabellänge	m	50			
Shuntsignal		50% von M_{nom} oder 10% von M_{nom}			
Toleranz des Shuntsignals, bezogen auf M_{nom}	%	±0,05			
Drehzahl-/Drehwinkel-Messsystem Optisch, mittels Infrarotlicht und metallischer Schlitzscheibe					
Mechanische Inkremente	Anzahl	360			
Positionstoleranz der Inkremente	mm	±0,05			
Toleranz der Schlitzbreite	mm	±0,05			
Impulse pro Umdrehung (einstellbar)	Anzahl	360; 180; 90; 60; 45; 30			
Impulsfrequenz bei Nennzahl n_{nenn}					
Option 3, Code L ⁴⁾	kHz	90	72		
Option 3, Code H ⁴⁾	kHz	108	96		
Minstdrehzahl für ausreichende Impulsqualität	min ⁻¹	2			
Gruppenlaufzeit	µs	< 5 (typ. 2,2)			

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

Typ	T12HP				
	Nenn Drehmoment M_{nom}	N·m	100	200	500
	kN·m				1
Hysterese der Drehrichtungsumkehr bei Relativschwingungen zwischen Rotor und Stator					
Drehschwingungen des Rotors	Grad	< ca. 2			
Radialschwingwege des Stators	mm	< ca. 2			
Zulässiger Verschmutzungsgrad , im optischen Weg der Sensorgabel (Linsen, Schlitzscheibe)	%	< 50			
Verwirbelungseinfluss auf den Null- punkt , bezogen auf das Nenn Drehmoment					
Option 3, Code L ⁴⁾	%	<0,05	<0,03	<0,03	<0,02
Option 3, Code H ⁴⁾	%	<0,08	<0,04	<0,03	<0,02
Ausgangssignal Frequenz-/Impulsaus- gang	V	5 ⁵⁾ symmetrisch; zwei Recht- ecksignale um ca. 90° phasen- verschoben			
Lastwiderstand	kΩ	≥ 2			
Drehzahl					
Feldbusse					
Auflösung	min ⁻¹	0,1			
Systemgenauigkeit (bei Dreh- schwingungen von max. 3% der aktu- ellen Drehzahl mit 2-facher Dreh- frequenz)	ppm	150			
Max. Drehzahlabweichung bei Nenn- drehzahl (100 Hz-Filter)	min ⁻¹	1,5			
Spannungsausgang					
Messbereich	V	±10			
Auflösung	mV	0,33			
Skalierbereich	%	10 bis 1000			

Anhang C: Drehmomentaufnehmer HBM T12

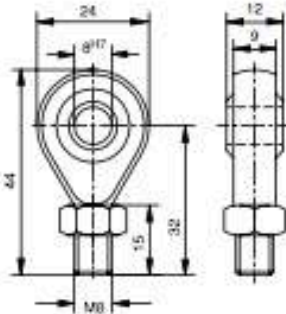
Typ		T12HP			
Nenndrehmoment M_{nom}	N·m	100	200	500	
	kN·m				1
Übersteuerungsgrenzen	V	±10,2			
Lastwiderstand	kΩ	> 10			
Linearitätsfehler	%	< 0.03			
Nennaufnahmeleistung	W	< 18			
Maximale Kabellänge	m	50			
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenn-temperaturbereich					
auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne	%	<0,03			
auf das Nullsignal	%	<0,03			
Restwelligkeit	mV	< 3			
Drehwinkel					
Genauigkeit	Grad	1 (typ. 0,1)			
Auflösung	Grad	0,01			
Korrektur der Laufzeitabweichung zwischen Drehmoment TP1 und Drehwinkel für Filterfrequenzen	Hz	4000; 2000; 1000; 500; 200; 100			
Messbereich	Grad	0 bis 360 (singleturn) bis ±1440 (multiturn)			
Leistung					
Messfrequenzbereich	Hz	80 (-1 dB)			
Auflösung	W	1			
Messbereichsendwert	W	$P_{max} = M_{nom} \cdot n_{nom} \cdot \frac{\pi}{30} \frac{[M_{nom}] \text{ in N}\cdot\text{m}}{[n_{nenn}] \text{ in min}^{-1}}$			
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenn-temperaturbereich auf das Leistungssignal, bezogen auf den Messbereichsendwert	%	±0,05 · n/n _{nenn}			

Anhang D: Kraftaufnehmer HBM S2

Kraftaufnehmer Typ	S2								
	F_{nom}	N	20	50	100	200	500	1000	
Nennkraft	F_{nom}	N							
Genauigkeitsklasse			0,05						
Nennkennwert	C_{nom}	mV/V	2						
relative Kennwertabweichung Zug/Druck	d_C	%	$\pm 0,25$						
relative Zug/Druck-Kennwertunterschied	d_{zd}	%	$< \pm 0,1$						
relative Nullsignalabweichung	$d_{s,0}$	%	< 8	< 6				< 5	
Relative Umkehrspanne (0,2 F_{nom} bis F_{nom})	u	%	0,1						
Linearitätsabweichung	d_{lin}	%	0,05						
Temperatureinfluß pro 10K bez. auf den Nennkennwert auf den Kennwert	TK_C	%	0,05						
Temperatureinfluß pro 10K bez. auf den Nennkennwert auf das Nullsignal	TK_Q	%	0,05						
Querkrafteinfluss (Querkraft 10% F_{nom}) ¹⁾	d_Q	%	$\pm 0,1$						
Exzentrizitätseinfluss bei 1mm	d_E	%	$\pm 0,1$						
Relatives Kriechen über 30 min	d_{crf+E}	%	$< \pm 0,05$						
Eingangswiderstand	R_e	Ω	> 345						
Ausgangswiderstand	R_a	Ω	300 – 500						
Isolationswiderstand	R_{is}	G Ω	$> 2 \times 10^9$						
Referenzspeisespannung	U_{ref}	V	5						
Gebrauchsbereich der Speisespannung	$B_{U,G,T}$	V	0,5...12						
Nenntemperaturbereich	$B_{t,nom}$	$^{\circ}C$	+10...+70						
Gebrauchstemperaturbereich	$B_{t,G}$	$^{\circ}C$	-10...+70						
Lagerungstemperaturbereich	$B_{t,S}$	$^{\circ}C$	-30...+85						
Referenztemperatur	t_{ref}	$^{\circ}C$	+23						
Maximale Gebrauchskraft	(F_G)	%	120	120			150		
Grenzkraft	(F_L)	%		< 900			< 600	< 300	
Bruchkraft	(F_B)	%		> 1000			> 700	> 400	
Grenzdrehmoment	(M_G)	Nm	0,6	1,5	3	6	15	15	
Statische Grenzquerkraft*	(F_Q)	%	50		100			50	
Nennmeßweg	S_{nom}	mm	$< 0,4$						
Grundresonanzfrequenz	f_G	kHz	0,29	0,49	0,76	1,09	1,81	2,45	
Relative zulässige Schwingbeanspruchung	F_{rb}	%	± 70						
Gewicht		kg	ca. 0,4						
Schutzart nach DIN EN 60529			IP65						
Kabellänge, 6-Leitertechnik		m	3						

¹⁾ bezogen auf einen Kräfteinleitungspunkt auf der Kräfteinleitungsfläche

Zubehör (Option):

Gelenköse U1/200kg/ZGW:  Gewicht: 50g

Abmessungen in mm

Material: Vergütungsstahl, verzinkt; Wälzlagerstahl und PTFE/Bronzegewebefolie

Änderungen vorbehalten.
Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Eigenschaftszusicherung im Sinne des §459, Abs. 2, BGB dar und begründen keine Haftung.

Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

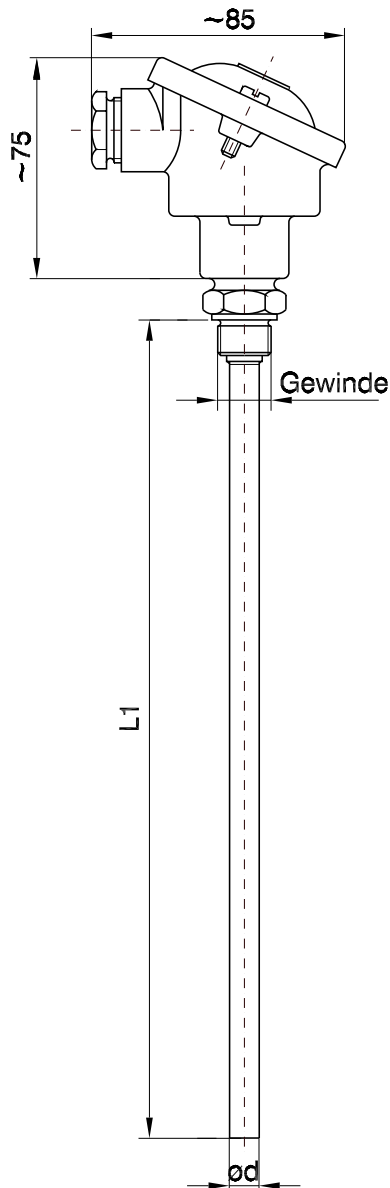
Postfach 10 01 51, D-64201 Darmstadt
Im Tiefen See 45, D-64293 Darmstadt
Tel.: 061 51/ 8 03-0; Fax: 061 51/ 8039100
E-mail: support@hbm.com www.hbm.com



measurement with confidence

Anhang E: Widerstandsthermometer Pt100

Widerstandsthermometer mit Anschlusskopf Baureihe 372



Widerstandsthermometer zum Einschrauben; mit auswechselbarem Messeinsatz

Ausführung

Grundausführung
GL-Ausführung
Ex-Ausführung

Anschlusskopf

Form B nach DIN 43 729
Form BUZ bei Ex-Ausführung nach DIN 43 729
auf Anfrage

Schutzart

IP 54 nach DIN 60529
auf Anfrage

Einsatztemperatur

bis +380 °C bei GL-Ausführung
-200 bis +600 °C
-50 bis +400 °C
auf Anfrage

Temperatursensor

1xPt 100 Kl. F0,15 bzw. W0,15 (alt Kl. A) nach DIN EN 60751
1xPt 100 Kl. F0,3 bzw. W0,3 (alt Kl. B) nach DIN EN 60751
2xPt 100 Kl. F0,15 bzw. W0,15 (alt Kl. A) nach DIN EN 60751
2xPt 100 Kl. F0,3 bzw. W0,3 (alt Kl. B) nach DIN EN 60751
auf Anfrage

Schaltungsart

2-Leiter-Schaltung
3-Leiter-Schaltung
4-Leiter-Schaltung

Schutzrohrwerkstoff

1.4571
auf Anfrage

Anhang F: Messuhr Käfer M2/50S



Messuhr M 2/50 T

Messuhr M 2/50 S mit Stoßschutz

Die konzentrisch angeordnete Millimeteranzeige ermöglicht eine sichere und einfache Ablesung. Die wesentlichen Lagerstellen des Messwerks sind in präzisen Lochsteinen gelagert. Die Type M 2/50 S ist durch ein wirksames Stoßschutzrad gut gegen Beschädigungen bei Stößen auf den Messbolzen geschützt. Der Messbolzen sowie der Einspannschaft sind aus widerstandsfähigem nicht rostendem Stahl. Der Messbolzen ist geläppt.

Präzisionsmessuhr M 2/50 T	
Skalenteilungswert	0,01 mm
Messspanne	50 mm
1 Zeigerumdrehung	1 mm
Außenring-Ø	58 mm
Einspannschaft-Ø	8 h 6
Ausführungsmerkmale	nach DIN EN ISO 463 (außer L ₂) / Werknorm 1.0200.9.0002
Anfangsmesskraft	1,0 N ± 10%
Maßzeichnung	Katalogseite 23
Datenblatt DIN EN ISO 463	www.kaefer-messuhren.de

Präzisionsmessuhr M 2/50 S mit Stoßschutz	
Skalenteilungswert	0,01 mm
Messspanne	50 mm
1 Zeigerumdrehung	1 mm
Außenring-Ø	58 mm
Einspannschaft-Ø	8 h 6
Ausführungsmerkmale	nach DIN EN ISO 463 (außer L ₂) / Werknorm 1.0200.9.0002
Anfangsmesskraft	1,0 N ± 10%
Maßzeichnung	Katalogseite 23
Datenblatt DIN EN ISO 463	www.kaefer-messuhren.de



Abbildung: Type M 2/50 S

