



Hochschule für Technik
und Wirtschaft Berlin

University of Applied Sciences

Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin

Wilhelminenhofstraße 75A, 12459 Berlin

Fachbereich 1

Ingenieurwissenschaften - Energie und Information

Regenerative Energien (B)

Pelton Turbine vom 05.05.2023

Betreuerin: Laila Rezai

Gruppe: 5

Name	Matrikelnummer
Johannes Tadeus Ranisch	578182
Markus Jablonka	580234
Niels Feuerherdt	577669
Katharina Jacob	578522
Lukas Aust	574051

Inhaltsverzeichnis

1	Versuchsziele	1
2	Theoretischer Hintergrund	1
3	Versuchsbeschreibung	3
4	Vorbereitungsfragen	5
4.1	Definition hydraulische Leistung	5
4.2	Typischer Verlauf Rohrleitungskennlinie	5
4.3	Proportionalität zwischen Leistung und Drehzahl	5
4.4	Einstellungsmöglichkeiten für den Betriebspunkt	5
4.5	Regelung über hydraulischen Parameter	5
5	Versuchsdurchführung	6
6	Auswertung	7
6.1	Kennlinie der Pumpe	7
6.2	Betriebspunkte der Pelton-Turbine	8
6.2.1	Hydraulische Leistung, mechanische Leistung und elektrische Leistung . .	8
6.2.2	Turbinenwirkungsgrad und grafische Darstellung über Drehzahl	9
6.2.3	Vergleich Arbeitspunkt bei optimalen Wirkungsgrad	9
6.2.4	Interpretation auftretender Abweichungen des optimalen Arbeitspunkts. .	10
6.3	Verlustbeiwert der Düse	11
7	Quellen	12

Abbildungsverzeichnis

1	Pelton turbine	1
2	Versuchsaufbau im Stillstand	3
3	Synchrongenerator	4
4	Schalttafel	4
5	Rohrleitungskennlinie bei vollständig geöffneter Düse	5
6	Pumpenkennlinie bei gemessenen Arbeitspunkten	7
7	Turbinenwirkungsgrade über die Drehzahl	9
8	Arbeitspunkte der Turbine	10

Tabellenverzeichnis

1	Drehzahlen, Leistungen und Wirkungsgrade bei verschiedenen Arbeitspunkten .	8
2	Volumenstrom und Fallhöhe der Düse	11

1 Versuchsziele

Für den Versuch “Wasserkraft – hydraulische Anlage und Pelton-Turbine“ müssen zu allererst die Charakteristika einer mehrstufigen radialen Kreispumpe aufgenommen werden. Diese können im nächsten Schritt mit den theoretischen Werten verglichen werden. Dann wird die Pelton-Turbine untersucht. Hier werden die Arbeitspunkte dieser vermessen um den Optimalen heraus zu suchen. Dieser wird dann mit dem theoretischen Optimum verglichen.

2 Theoretischer Hintergrund

Eine Pelton-Turbine, wie in Abbildung 1 zu sehen, gehört zu den Gleichdruckpumpen, d.h. direkt vor und hinter der Turbine herrschen der gleiche Druckverhältnisse.

Für den im Folgenden betrachteten Versuch handelt sich hierbei um Umgebungsdruck.



Abbildung 1: Pelton turbine

Aufgrunddessen, dass die Pelton-Turbine bei großen Förder- bzw. Fallhöhen und geringen Volumenströmen sehr effizient arbeitet, eignet sich diese Art Turbine ideal für die Energiegewinnung durch Wasserkraft. Die physikalische Grundlage hierfür liegt der kinetischen Energie des durchströmenden Wassers. Für die Berechnung der hydraulischen Leistung dient hierbei die Gleichung 1.

$$P_{Hyd.} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1)$$

Für die Berechnung sind die Verluste innerhalb der vorgeschalteten hydraulischen Anlage von Relevanz, hierfür ist die Berechnung der Druckhöhenverluste mittels Gleichung 2 notwendig.

Hierbei werden sowohl die Rohreigenschaften als auch die Einflüsse aller Einbauten berücksichtigt.

$$H_V = \frac{\lambda \cdot l \cdot v_r^2}{2 \cdot g \cdot d} + \sum_{i=0}^i \frac{\zeta_i \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad (2)$$

Darüber hinaus sind auch die mechanischen Eigenschaften der Pelton-Turbine von Bedeutung. Die hierfür zentrale mechanische Leistung berechnet sich entsprechend Gleichung 3.

$$P_{Mech.} = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (3)$$

Hierbei lassen sich über die Einstellung der Düse und weiterer Komponenten unter anderem die Strahlgeschwindigkeit und infolgedessen auch die Umfangsgeschwindigkeit sowie Drehzahl ändern.

Die Zusammenhänge dieser Größen sind in Gleichung 4, Gleichung 5 und Gleichung 6 dargestellt.

$$c_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_D^2} \quad (4)$$

$$u_{opt} = \frac{c_0}{2} = \pi \cdot u_{opt} \cdot d_2 \quad (5)$$

$$n_{opt} = \frac{c_0}{2 \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{2 \cdot Q}{d_2 \cdot \pi^2 \cdot D_D^2} \quad (6)$$

3 Versuchsbeschreibung

Der Prüfstand besteht aus einem Wasserkreislauf, angetrieben durch eine Pumpe wird Wasser durch ein Rohrsystem zur zu vermessenen Pelton-Turbine geleitet.

Im Verlauf des Rohrsystems werden sowohl der Druck als auch der Volumenstrom gemessen. Hierfür werden Drucksensoren vom Typ *PA3526* der Firma *ifm electronic* genutzt, sowie eine Volumenstrommesseinheit. Die Sensorik wird mit je einem Multimeter verschaltet, von welcher je ein Wert in *mA* abgelesen wird und später in den gesuchten Wert umgerechnet werden kann. Eine Düse komprimiert den Wasserstrahl auf die Schaufeln der Pelton-Turbine. Der Prüfstand im Stillstand ist in Abbildung 2 abgebildet.

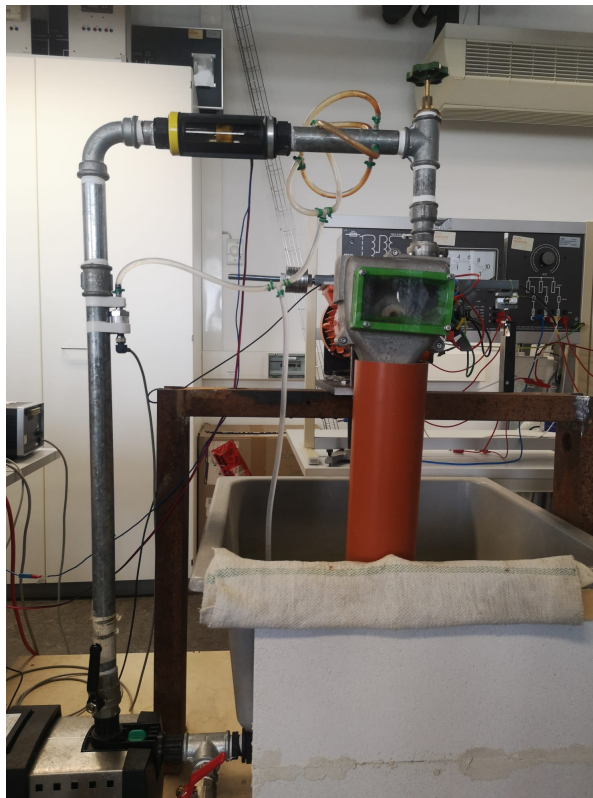


Abbildung 2: Versuchsaufbau im Stillstand

An die Achse der Pelton-Turbine ist zusätzlich ein fremderregter Synchrongenerator mit einstellbarer Last gekoppelt. Die Drehzahl der Turbine wird mit einem Handmessgerät auf der verlängerten Generatorwelle und die mechanische Belastung direkt am Generator mittels eines Kraftsensors gemessen.

Als Drehzahlmessgerät wird der *VOLTCRAFT DT-10L* und als Kraftsensor der *ME-Meßsysteme KD40S* verwendet. Die Draufsicht auf die Kopplung und den Synchrongenerator ist in Abbildung 3 dargestellt.

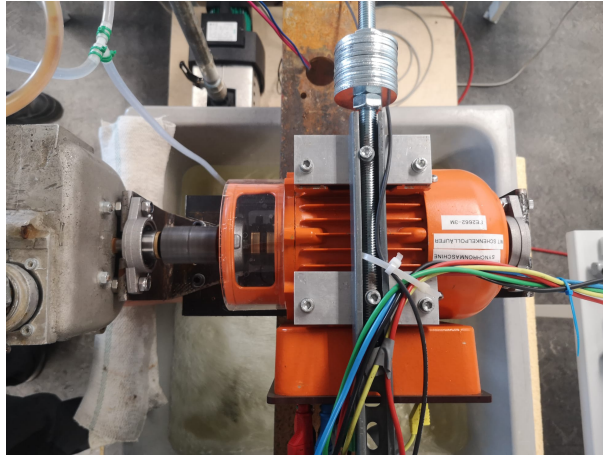


Abbildung 3: Synchrongenerator

Um den Erregerstrom des Synchrongenerators einstellen und anzeigen lassen zu können ist der Generator in einer Sternschaltung an eine Schalttafel angeschlossen. An der Schalttafel kann auch der Lastwiderstand eingestellt werden.

Zusätzlich werden zwei Multimeter angeschlossen um den Phasenstrom, sowie die Leiterspannung messen zu können.

Der gesamte Aufbau der Schalttafel inklusive Multimeter ist in Abbildung 4 zu sehen.

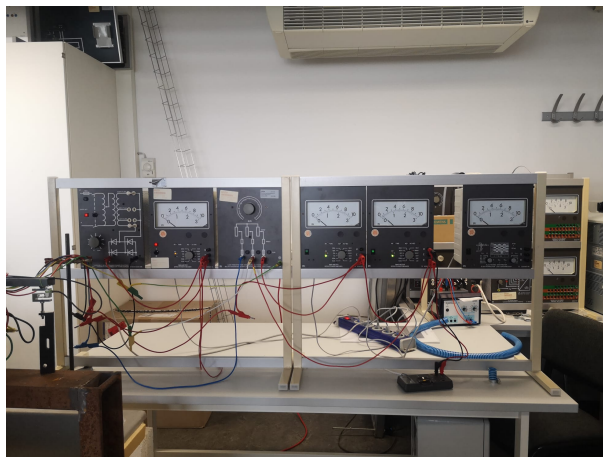


Abbildung 4: Schalttafel

4 Vorbereitungsfragen

4.1 Definition hydraulische Leistung

$$P_{\text{Eigenverbrauch}} = U_{LR} \cdot I_{LR} \cdot \dot{Q} = \dot{m} \cdot g \cdot H \quad (7)$$

4.2 Typischer Verlauf Rohrleitungskennlinie

In Abbildung 5 ist die typische Rohrleitungskennlinie dargestellt.

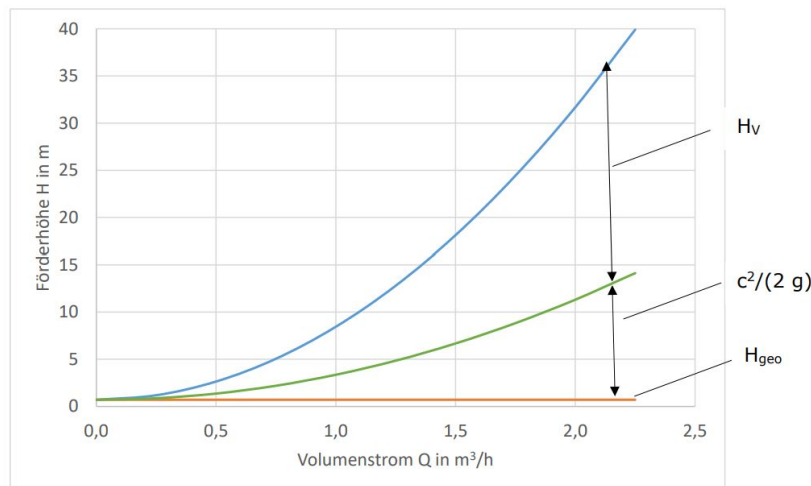


Abbildung 5: Rohrleitungskennlinie bei vollständig geöffneter Düse

4.3 Proportionalität zwischen Leistung und Drehzahl

Die mechanische Leistung $P_{\text{Mech.}}$ ist in Gleichung 8 definiert.

$$P_{\text{Mech.}} = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (8)$$

Dabei ist n die Drehzahl und M das Moment, somit ist die mechanische Leistung proportional zu der Drehzahl.

4.4 Einstellungsmöglichkeiten für den Betriebspunkt

Der Betriebspunkt ist mit dem Volumenstrom/Strahldurchmesser, durch eine angelegte Last am Generator oder den Erregerstrom I_{Err} steuerbar. Dabei ist der optimale Betriebspunkt über die optimale Drehzahl zu ermitteln. Die optimale Drehzahl liegt bei der halben Austrittsgeschwindigkeit der Düse.

4.5 Regelung über hydraulischen Parameter

Die Düsennadel kann so eingestellt werden, dass sich der Durchflussquerschnitt verändert. Mit dem Durchflussquerschnitt lässt sich dann der Volumenstrom Q steuern und somit die Drehzahl der Pelton-Turbine.

5 Versuchsdurchführung

Der Versuch wird im, in Abschnitt 3 beschriebenen, Prüfstand entsprechend der Anweisungen aus der Versuchsanleitung [1, S.11-14] durchgeführt.

Zu Beginn des Versuches wird die Pumpe bei geschlossenem Kugelhahn gestartet und anschließend geöffnet um dann die Druckmessleitung im Wasserbecken zu entlüften.

Anschließend beginnt die erste Messreihe, bei welcher bei unterschiedlich weit geöffneter Düse, der Druck und der Volumenstrom im System gemessen wird. Die Schrittweite der Messungen beträgt hier 0,25 Umdrehungen und geht von 0 bis 1,5 Umdrehungen. Die Umdrehungen beziehen sich hierbei auf den drehbaren Hahn zur Einstellung der Düsenöffnung.

Die Messergebnisse werden in der beigelegten Tabellenkalkulation "Pelton-Turbine.xlsx" im Tabellenblatt "5.1" dokumentiert.

Ziel dieser Messreihe ist die grafische Darstellung und grundlegende Ermittlung der Pumpenkennlinie.

Das Ziel der zweiten Messreihe ist die Aufnahme aller benötigten Werte für die Ermittlung des Wirkungsgrades und des optimalen Betriebspunkts der Pelton-Turbine, sowie dem Verlustbeiwert der Düse.

Hierfür wird der Lastwiderstand des Synchrongenerators auf $5,0\text{ k}\Omega$ eingestellt und der Erregerstrom beginnend von 0 mA in Schritten von 30 mA bis auf 300 mA erhöht.

Sobald der Erregerstrom den Wert von 300 mA erreicht hat wird der Lastwiderstand in unregelmäßigen Schritten entsprechend der Vorgaben aus der Versuchsanleitung [1, S.12] gesenkt.

Während dieses Ablaufes wird am Laborcomputer die Kraft am Hebelarm des Generators gemessen.

Mit einem Handmessgerät wird die Drehzahl der Achse der Turbine gemessen.

Mittels der vier Multimeter werden die Mesströme für Druck und Volumenstrom, sowie die Leiterspannung und der Phasenstrom gemessen.

Die Ergebnisse dieser Messungen werden in Tabellenblatt "5.2" der bereits angeführten und beigelegten Tabellenkalkulation notiert.

6 Auswertung

6.1 Kennlinie der Pumpe

Für Darstellung der Pumpenkennlinie müssen zuerst die gemessenen Ströme für den Volumenstrom und der Druck in verwendbare Einheiten umgewandelt werden. Hierzu werden Proportionalitätsfaktoren und Kalibrierungsoffsets benötigt. Die Offsets betragen $I_{off,Q} = 4,05mA$ und $I_{off,p} = 5,868mA$. Die Proportionalitätsfaktoren sind in der Versuchsanleitung angegeben und betragen $K_Q = 6,3 \frac{l}{min \cdot mA}$ und $K_p = 0,6 \frac{bar}{mA}$. Die Volumenströme in $\frac{m^3}{h}$ werden mittels Gleichung 9 und die Drücke in *bar* mittels Gleichung 10 berechnet.

$$Q = (I_{mess} - I_{off,Q}) \cdot K_Q \cdot \frac{60 \frac{min}{h}}{1000 \frac{l}{m^3}} \quad (9)$$

$$p = (I_{mess} - I_{off,p}) \cdot K_p \quad (10)$$

Des Weiteren müssen die Drücke in Förderhöhen umgewandelt werden. Hierzu wird die Gravitationskonstante $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ und die Dichte des Wassers $\rho = 998 \frac{kg}{m^3}$ benötigt. Die Umwandlung erfolgt mit Gleichung 11, wobei der Druck in *Pascal* und nicht in *bar* angegeben werden muss.

$$H = \frac{p}{\rho \cdot g} \quad (11)$$

Aus der beigegeführten Tabellenkalkulation ergibt sich die Abbildung 6.

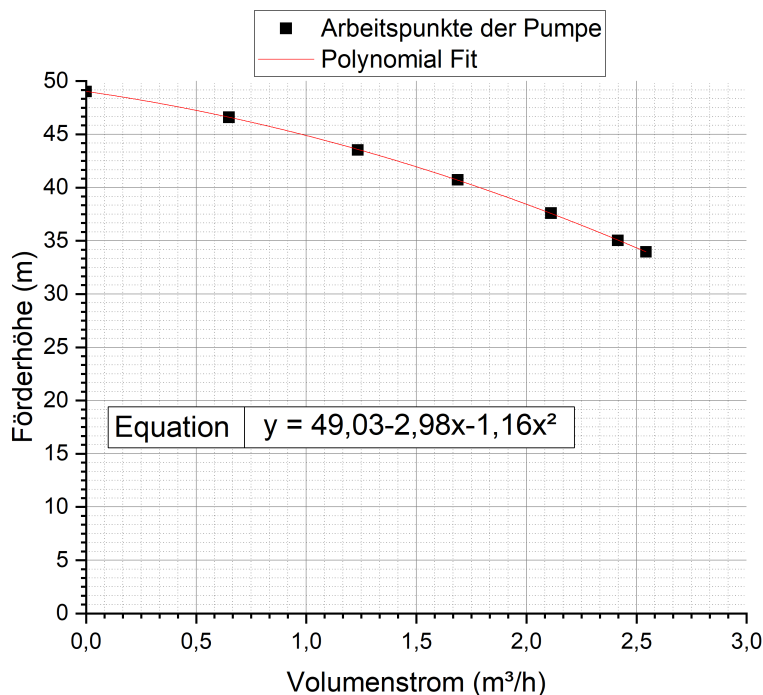


Abbildung 6: Pumpenkennlinie bei gemessenen Arbeitspunkten

6.2 Betriebspunkte der Pelton-Turbine

6.2.1 Hydraulische Leistung, mechanische Leistung und elektrische Leistung

Zur Berechnung der hydraulischen Leistung werden erneut die Volumenströme und Förderhöhen benötigt, welche Analog zu dem Vorgehen in Unterabschnitt 6.1 berechnet werden. Die hydraulische Leistung wird mittels Gleichung 12 berechnet:

$$P_{Hyd.} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (12)$$

Die mechanische Leistung wird mithilfe der Gleichung 8 aus Unterabschnitt 4.3 berechnet. Im ersten Schritt werden die Messwerte des Kraftsensors ausgewertet und in ein Moment umgerechnet. Der Sensor zeichnet die Zeitreihen der ausgeübten Kraft auf, von welchen die Mittelwerte gebildet werden. Anschließend werden die Kräfte mit der Länge des Hebelarms $l = 290mm$ verrechnet, um das resultierende Moment zu ermitteln.

Die elektrische Leistung lässt sich durch die gemessenen Phasenströme und -spannungen nach Gleichung 13 berechnen:

$$P_{El.} = U \cdot I \quad (13)$$

Die Leistungen bei den verschiedenen Arbeitspunkten sind in Tabelle 1 festgehalten.

Tabelle 1: Drehzahlen, Leistungen und Wirkungsgrade bei verschiedenen Arbeitspunkten

Drehzahl in min^{-1}	$P_{hyd.}$ in W	$P_{Mech.}$ in W	$P_{El.}$ in W	$\eta_{Turbine}$
3180	298,927	-2,014	0,533	-0,67%
3130	297,214	1,325	42,990	0,45%
2970	296,785	23,337	142,288	7,86%
2800	296,785	40,993	258,249	13,81%
2600	296,785	50,566	363,731	17,04%
2430	296,357	59,603	438,209	20,11%
2230	295,929	60,693	473,889	20,51%
2050	295,029	62,358	482,203	21,14%
1930	294,579	58,116	482,203	19,73%
1820	294,130	57,654	473,889	19,60%
1750	294,130	57,198	473,889	19,45%
1640	292,830	53,868	491,036	18,40%
1360	292,830	51,171	461,418	17,47%
1220	293,727	46,710	423,573	15,90%
1100	293,727	43,527	389,711	14,82%
970	292,427	38,550	346,757	13,18%
875	292,852	35,740	321,555	12,20%
795	292,427	33,160	305,361	11,34%
705	292,405	30,200	276,435	10,33%
610	292,874	26,396	241,101	9,01%
535	292,427	23,772	218,238	8,13%

6.2.2 Turbinenwirkungsgrad und grafische Darstellung über Drehzahl

Die Turbinenwirkungsgrade werden durch Gleichung 14 berechnet. Anschließend in Tabelle 1 nummerisch und in Abbildung 7 grafisch über die Drehzahl abgebildet.

$$\eta_{Turbine} = \frac{P_{Hyd.}}{P_{Mech.}} \quad (14)$$

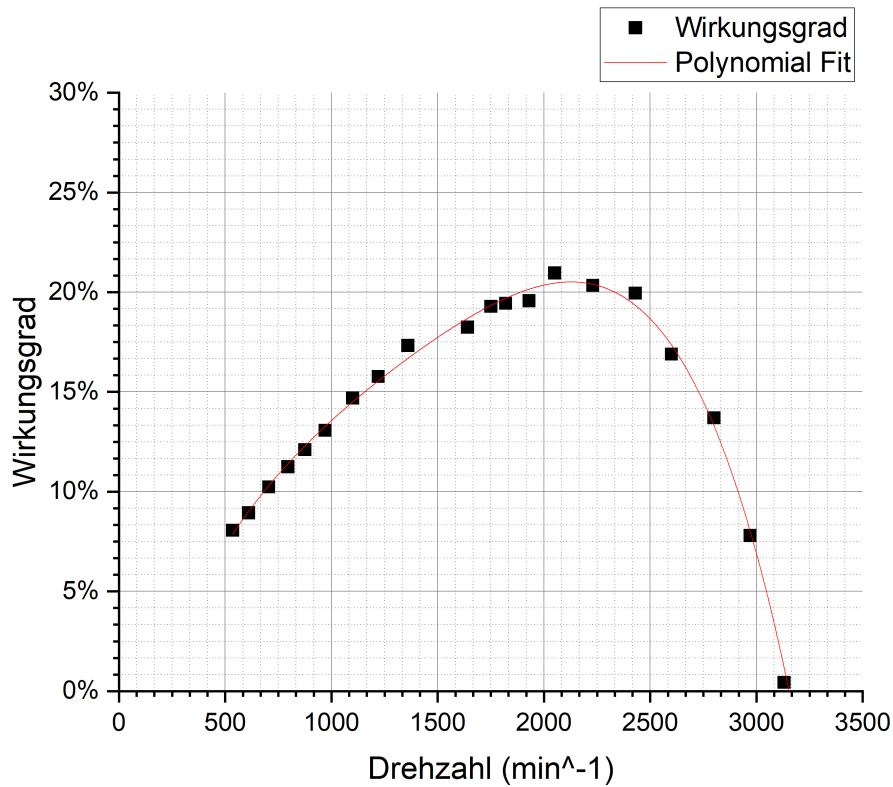


Abbildung 7: Turbinenwirkungsgrade über die Drehzahl

6.2.3 Vergleich Arbeitspunkt bei optimalen Wirkungsgrad

Um den Arbeitspunkt zu bestimmen wird die Gleichung der Umlaufgeschwindigkeit (Gleichung 15) mithilfe der Gleichung 16 nach der optimalen Drehzahl umgestellt.

$$u_{opt} = \frac{c_0}{2} = \pi \cdot u_{opt} \cdot d_2 \quad (15)$$

$$c_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_D^2} \quad (16)$$

Zum Bestimmen der Drehzahl wird der gemessene Wert Q zum Zeitpunkt des besten Wirkungsgrads ($\eta = 21,14\%$), der Stahlkreis-Durchmesser $d_2 = 96mm$ und der Durchmesser der Düse $D_D = 7mm$ eingesetzt.

$$n_{opt} = \frac{c_0}{2 \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{2 \cdot Q}{d_2 \cdot \pi^2 \cdot D_D^2} \quad (17)$$

$$n_{opt} = \frac{2 \cdot \frac{2,46 \frac{m^3}{h}}{60}}{\pi \cdot 0,096m \cdot 0,007^2m} = 1766,23 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

Die optimale Drehzahl ergibt sich nach Gleichung 17 als 1766,23 Umdrehungen pro Minute.

Die gemessene Drehzahl zum Zeitpunkt des besten Wirkungsgrads ($\eta = 21,14\%$) beträgt 2050 min^{-1} und liegt somit über der berechneten optimalen Drehzahl.

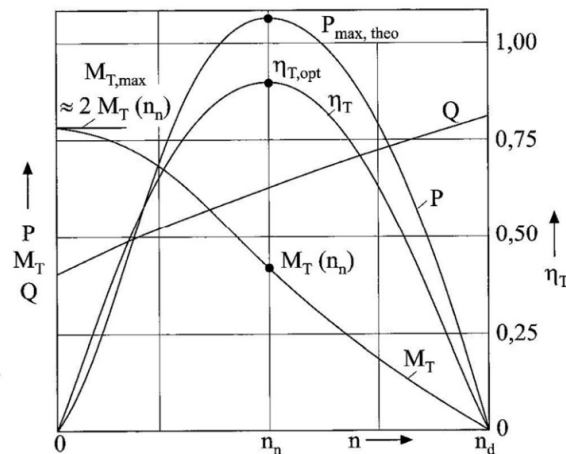


Abbildung 8: Arbeitspunkte der Turbine

Wie in Abbildung 8 aus der Versuchsanleitung zu erkennen ist liegt die optimale Drehzahl theoretisch am gleichen Punkt wie der optimale Wirkungsgrad, was in dieser Messung nicht der Fall ist und auch nicht zu erwarten war.

6.2.4 Interpretation auftretender Abweichungen des optimalen Arbeitspunkts.

Der gemessene optimale Arbeitspunkt entspricht nicht dem Berechneten. Ursache hierfür können vor allem auf Messungenauigkeiten und Fehler als auch auf die Leckagen am Versuchsaufbau zurück zu führen sein.

Auffällig ist, dass der aus den Messungen bestimmte Wirkungsgrad sehr viel kleiner (21,14%) ist, als der real mögliche Wirkungsgrad einer Pelton-Turbinen ($\approx 90\%$). Die Abweichung ist erklärbar durch den Unterschied in den Dimensionierungen des Prüfstandes und einer kommerziellen Pelton-Turbine. Eine Wirkungsgradminderung durch Verschleiß ist ebenfalls denkbar.

6.3 Verlustbeiwert der Düse

Die Werte der Düse sind in Tabelle 2 festgehalten.

Tabelle 2: Volumenstrom und Fallhöhe der Düse

Düse	Volumenstrom Q	Fallhöhe H_T
Einstellung	Volumenstrom in m ³ /h	in m
Offen	2,5425	33,604

Der Verlust der Düseaustrittsgeschwindigkeit wird mithilfe von Gleichung 19 ermittelt:

$$\Delta c = c_{0,H} - c_{0,Q} = (2 \cdot g \cdot H_T)^{0,5} - \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_D^2} \right) \quad (19)$$

Werte eingesetzt in Gleichung 19:

$$\begin{aligned}
 \Delta c &= \left[(2 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 33,60m)^{0,5} \right] - \left[4 \cdot \frac{2,5425 \frac{m^3}{h}}{3600 \cdot \pi \cdot (0,007m)^2} \right] \\
 &= 7,32 \frac{m}{s}
 \end{aligned}$$

Im Folgeschritt wird der Druckhöhenverlust mittels Gleichung 20 bestimmt:

$$H_{V,D} = \frac{\Delta c^2}{2 \cdot g} \quad (20)$$

Werte eingesetzt in Gleichung 20:

$$\begin{aligned}
 H_{V,D} &= \frac{2,81754125}{2 \cdot 9,81} \\
 H_{V,D} &= 0,273m
 \end{aligned}$$

Für die Berechnung des Verlustbeiwerts gibt es zwei Möglichkeiten wie in Gleichung 21 aufgeführt.

$$\zeta_D = 1 - \frac{H_{V,D} \cdot 2 \cdot g}{c_{o,Q}^2} = 1 - \frac{\Delta c^2}{c_{p,Q}^2} \quad (21)$$

Werte eingesetzt in Gleichung 21:

$$\zeta_D = 1 - \frac{(7,32 \frac{m}{s})^2}{(18,35)^2}$$

$$\zeta_D = 1 - 0,159 \approx 15,9\% = 0,841 \approx 84\%$$

Mittels Δc ergibt sich ein Verlustbeiwert von $0,841 \approx 84\%$. Bei großen Anlagen liegt der Verlustbeiwert bei $0,96 - 99$ [2, S.32]. In Anbetracht der Skalierung auf einen kleineren Versuchsaufbau und im Hinblick auf den für Pelton-Turbinen geringen Wirkungsgrad ist dieser Wert plausibel.

7 Quellen

Literatur

- [1] Versuchsanleitung: "wasserkraft – hydraulische anlage und pelton-turbine". https://moodle.htw-berlin.de/pluginfile.php/1749661/mod_resource/content/1/Lab2_Versuch%202_1_Pelton_2020_10_20.pdf. Accesed 18.05.2023-11:29.
- [2] Sven Riemann. Dissertation:“untersuchung der instationären strömung in einer pelton-turbine“. <https://mediatum.ub.tum.de/doc/679212/679212.pdf>. Accesed 18.05.2023-11:29.