Institut für Fluid- und Thermodynamik
Lehrstuhl für Strömungsmechanik
Prof. Dr.-Ing. Holger Foysi

Fachlabor Wärme- und Strömungstechnik

Untersuchung einer Pelton-Turbine

Gruppe: ……

Name	Vorname	Matrikelnummer

Tag des Versuchs: …….

Korrekturhinweis: ……..……

..……...

…….

…….

…….

Endtestat: …….

Untersuchung einer Peltonturbine

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **4**

2 Grundlagen **7**

2.1 Turbine als Komponente einer strömungstechnischen Anlage 7

2.1.1 Energieangebot der Anlage 7

2.1.2 Engergiebilanz an der Turbine 8

2.1.3 Anwendung auf eine Peltonturbinenanlage 9

2.2 Laufrad: Geschwindigkeitspläne und spezifische Schaufelarbeit 9

3 Versuchsaufbau **13**

4 Aufgabenstellung **14**

4.1 Aufgaben und Fragen vor der Versuchsdurchführung 14

4.2 Versuchsdurchführung 15

4.3 Auswertung 16

4.4 Versuchsbericht 17

5 Literatur **17**

Beiliegend: 1 Vordruck Meßprotokoll
2 Vordrucke Auswerteblätter

L 90 070 001 B

1 Einleitung

In einer Turbine wird dem kontinuierlich strömenden Fluid Energie entzogen und über die Laufradwelle in Form von mechanischer Energie nach außen abgegeben. Die Energieabnahme im Fluid drückt sich im wesentlichen durch eine Druckabnahme zwischen Eintritt und Austritt der Turbine aus. Zur Erzeugung des höheren Druckes vor der Turbine ist eine besondere Anlage (Stauwehr, Talsperre) erforderlich. Man unterscheidet Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckanlagen (s. Abb. 1).
Die Peltonturbine (Becher-, Freistrahlturbine) (Abb. 2) wird in Hochdruckanlagen eingesetzt. Das Wasser wird in der Düse, an deren Austritt Atmosphärendruck herrscht, stark beschleunigt und gibt seine kinetische Energie an das Laufrad ab. Die Düse ist durch eine " Düsennadel " regulierbar. Am Laufrad herrscht an jeder Stelle ebenfalls Atmosphärendruck. Die Peltonturbine ist daher eine Gleichdruckturbine. Gehäuseteile zur Trennung eines Druck- von einem Saugraum sind nicht erforderlich.

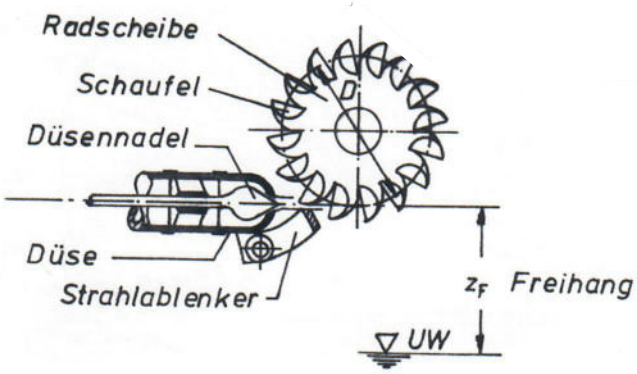

Abb. 2 Peltonlaufrad

Um eine sofortige Abschaltung der Turbine vornehmen zu können, befindet sich vor der Düse ein Strahlablenker, mit dem der Wasserstrahl von den Schaufeln weg abgelenkt werden kann. Dadurch werden Druckstöße in der Druckleitung verhindert, die bei schlagartigem Schließen der Düse zu Rohrbrüchen führen können. Das Laufrad der Peltonturbine ist im Gegensatz zu anderen Turbinentypen teilbeaufschlagt. Die Beaufschlagung kann durch Anordnung mehrerer Düsen vergrößert werden. Da der freie Wasserablauf von den Schaufeln nicht behindert werden darf, ist die Zahl der Düsen je Laufrad begrenzt, bei Turbinen mit horizontaler Welle auf zwei bis drei, bei vertikaler Welle auf bis zu sechs (s. Abb. 3)

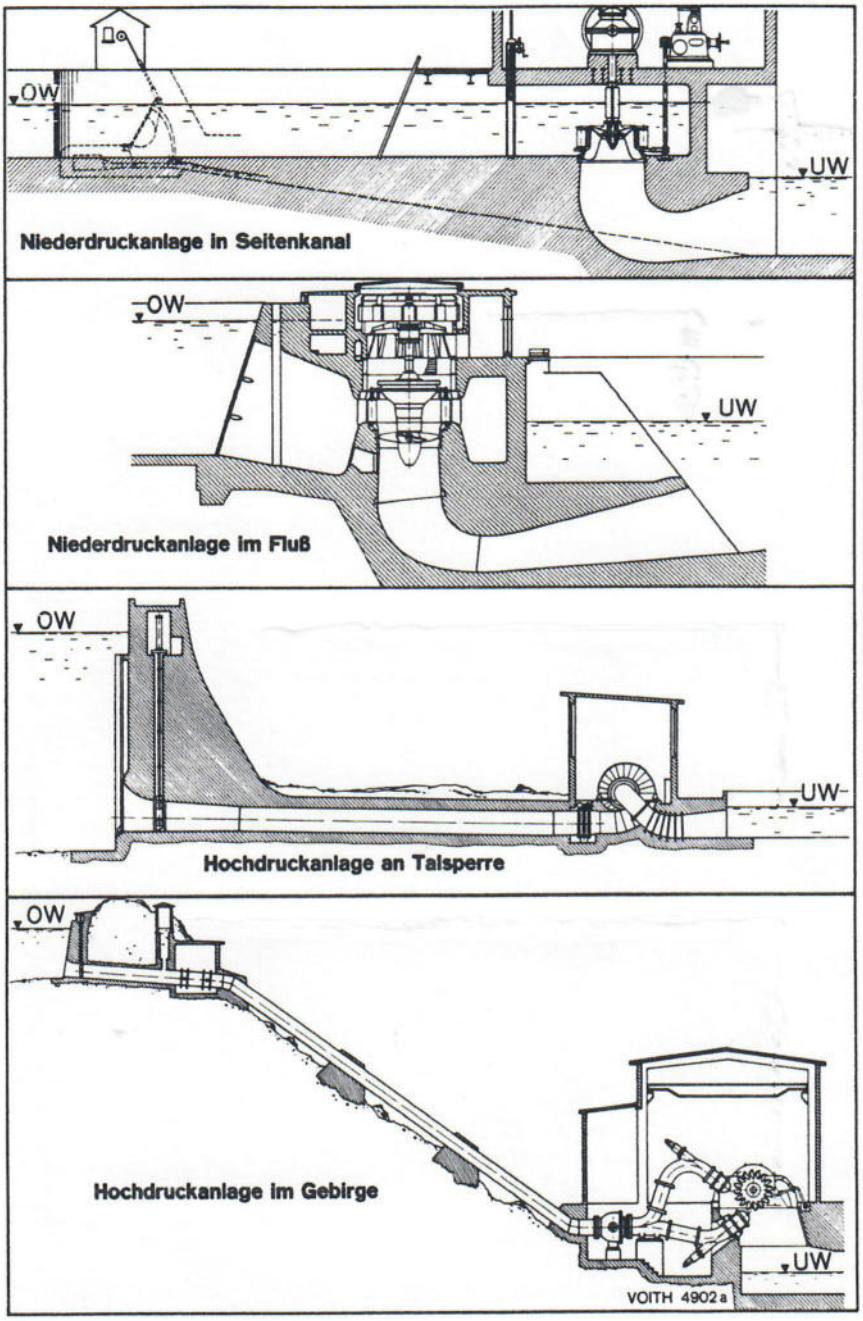

Abb. 1 Wasserkraftanlagen

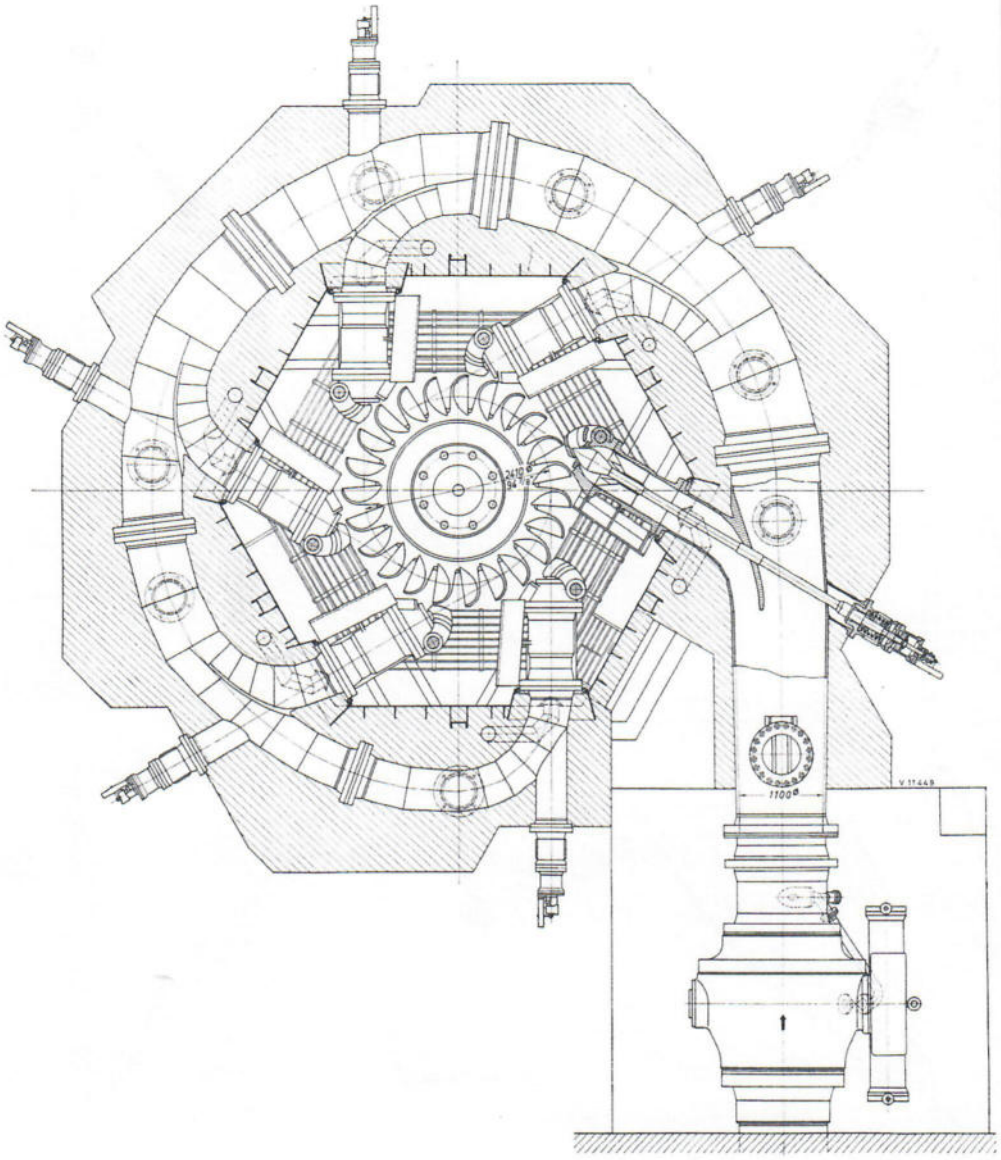

Abb. 3 Peltonturbine mit sechs Düsen

2 Grundlagen

2.1 Turbine als Komponente einer strömungstechnischen Anlage

2.1.1 Energieangebot der Anlage

In Abb. 4 ist eine Wasserkraftanlage schematisch dargestellt. Wählt man für eine Energiebilanz den Kontrollraum so, daß die Turbine selbst ausgespart bleibt, so kann man das Energieangebot der Anlage an die Turbine berechnen:

$$Y_{Anl} = g \cdot (z_I - z_{II}) + \left(\frac{c_I{}^2}{2} - \frac{c_{II}{}^2}{2}\right) + \frac{1}{\rho} \cdot (p_I - p_{II}) - \frac{1}{\rho} \cdot \sum \Delta p_{Verl,\ I \to II} \quad . \quad (1)$$

Y_{Anl} ist die von der Anlage angebotene spezifische (d. h. auf die Masseneinheit des durchströmenden Wassers bezogene) Energie mit der Einheit $[Nm/kg]$, auch interpretierbar als eine auf den Massenstrom bezogene Leistung mit der Einheit $[W/(kg/s)]$. g ist die Fallbeschleunigung, z_I und z_{II} kennzeichnen die geodätischen Höhen der Wasserspiegel, ρ die Dichte des Wassers. Die Differenz der Geschwindigkeitsenergien $\left(\frac{c_I{}^2}{2} - \frac{c_{II}{}^2}{2}\right)$ kann vernachlässigt werden, wenn, wie hier angedeutet, die Wasserspiegel an den Kontrollraumgrenzen nahezu ruhen. Ebenso ist die Differenz der statischen Drücke auf Unter- und Oberwasserspiegel $(p_I - p_{II})$ vernachlässigbar. Die Summe aller Druckverluste $\sum \Delta p_{Verl,\ I \to II}$, die das Wasser auf dem Weg von I nach II (ohne die Turbine) erfährt, gehen in die Energiebilanz jedoch entscheidend ein.

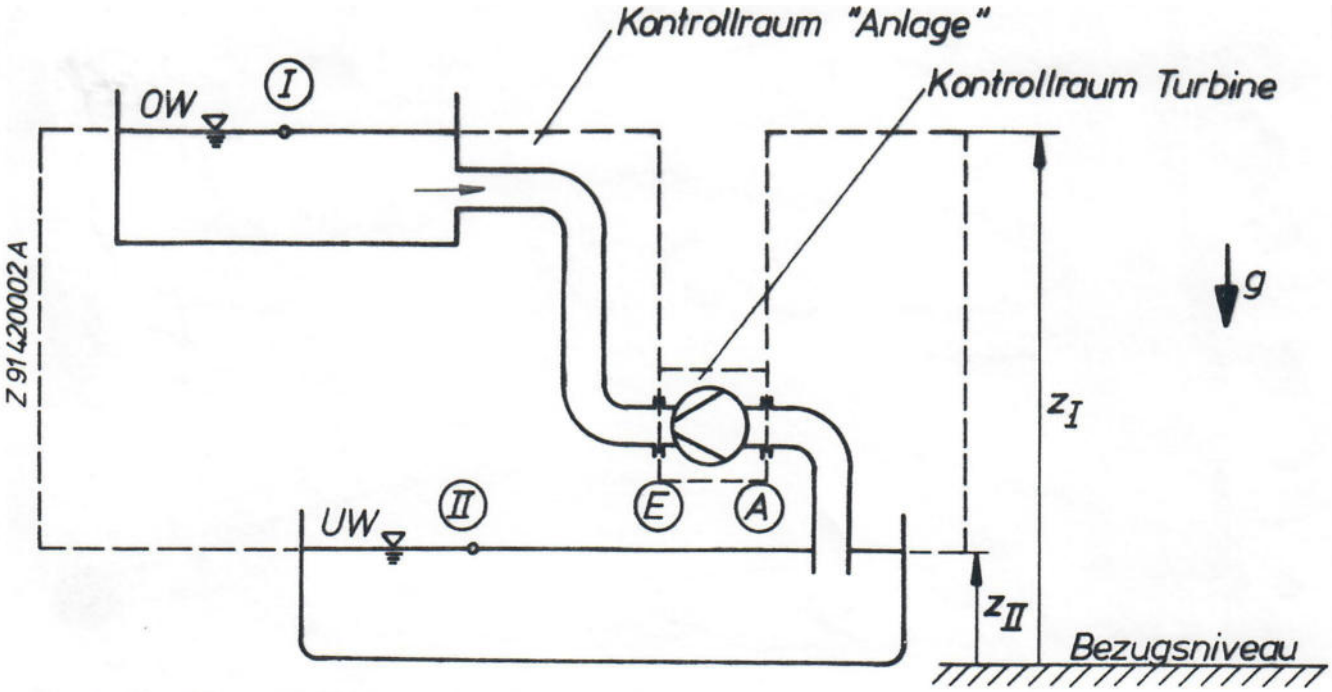

Abb. 4 Wasserkraftanlage (schematisch)

2.1.2 Engergiebilanz an der Turbine

In Abb. 5 ist die Turbine dargestellt. Die Energiebilanz am eingezeichneten Kontrollraum ergibt

$$Y_W = \underbrace{\frac{1}{\rho} \cdot (p_E - p_A) + \left(\frac{{c_E}^2}{2} - \frac{{c_A}^2}{2}\right)}_{= Y_{tot}} - \frac{1}{\rho} \cdot \sum \Delta p_{Verl,\ E \to A} \quad . \tag{2}$$

Die nutzbare Energiedifferenz Y_{tot} zwischen Ein- und Austritt (p_E und p_A sind der Druck, c_E und c_A die Geschwindigkeit jeweils am Eintritts- bzw. Austrittsstutzen) dient zur Deckung der Verluste $\sum \Delta p_{Verl,\ E \to A}$ in der Turbine und zur Verrichtung der Wellenarbeit Y_W. Die Verluste in der Turbine $\sum \Delta p_{Verl,\ E \to A}$ werden zweckmäßig in Form des Gesamtwirkungsgrades η beschrieben:

$$Y_W = \eta \cdot Y_{tot} \quad . \tag{3}$$

Bei Turbinen verwendet man statt Y_{tot} oft den Begriff der Fallhöhe H_{tot} mit der Einheit [m]:

$$H_{tot} = \frac{Y_{tot}}{g_n} \quad . \tag{4}$$

g_n ist hier die ortsunabhängige Normfallbeschleunigung ($g_n = 9.81 m/s$).
Im Zusammenspiel von Anlage und Turbine wird das Energieangebot der Anlage Y_{Anl} der Turbine als nutzbare Energiedifferenz Y_{tot} zur Verfügung gestellt, daher ist

$$Y_{tot} = Y_{Anl} \quad . \tag{5}$$

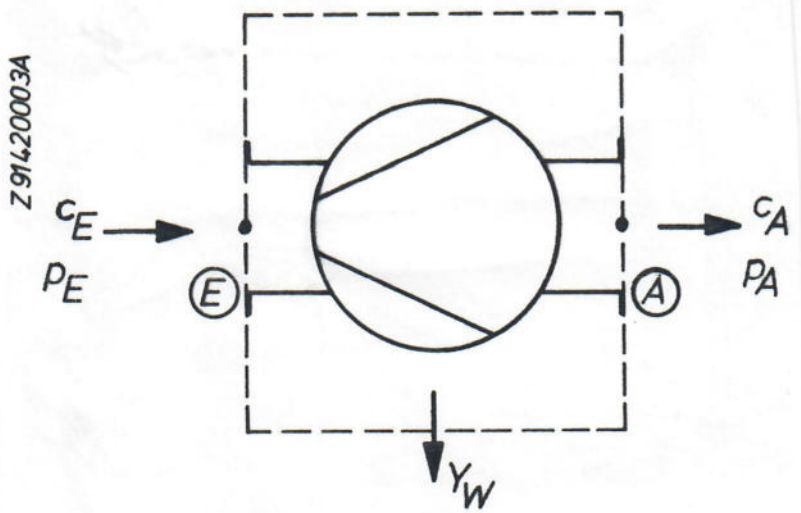

Abb. 5 Turbine (schematisch)

2.1.3 Anwendung auf eine Peltonturbinenanlage

Abb. 6 zeigt eine Wasserkraftanlage, die im wesentlichen aus einem Staubecken, einer Druckleitung und einer Peltonturbine besteht. Die Düse und die beaufschlagte Schaufel ist immer mit einem Freihang z_F über dem Unterwasserspiegel angeordnet. Daher beträgt das Energieangebot der Anlage (die Düse zählt hierbei bereits zur Turbine)

$$Y_{Anl} = g \cdot (z_I - (z_{II} + z_F)) - \frac{1}{\rho} \cdot \sum \Delta p_{Verl,\ I \to II} \quad . \tag{6}$$

Unmittelbar hinter der Düse liegt Y_{Anl} ausschließlich in Form kinetischer Energie $\frac{{c_1}^2}{2}$ vor. Vernachlässigt man zunächst die Verluste, so ergibt sich die theoretisch mögliche Austrittsgeschwindigkeit c_{1th} an der Düsenmündung zu

$$c_{1th} = \sqrt{2 \cdot Y_{Anl}} \quad . \tag{7}$$

Die wahre Austrittsgeschwindigkeit ist um den Faktor φ , der die Düsenverluste berücksichtigt, kleiner

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1th} \qquad (\varphi \leq 1) \quad . \tag{8}$$

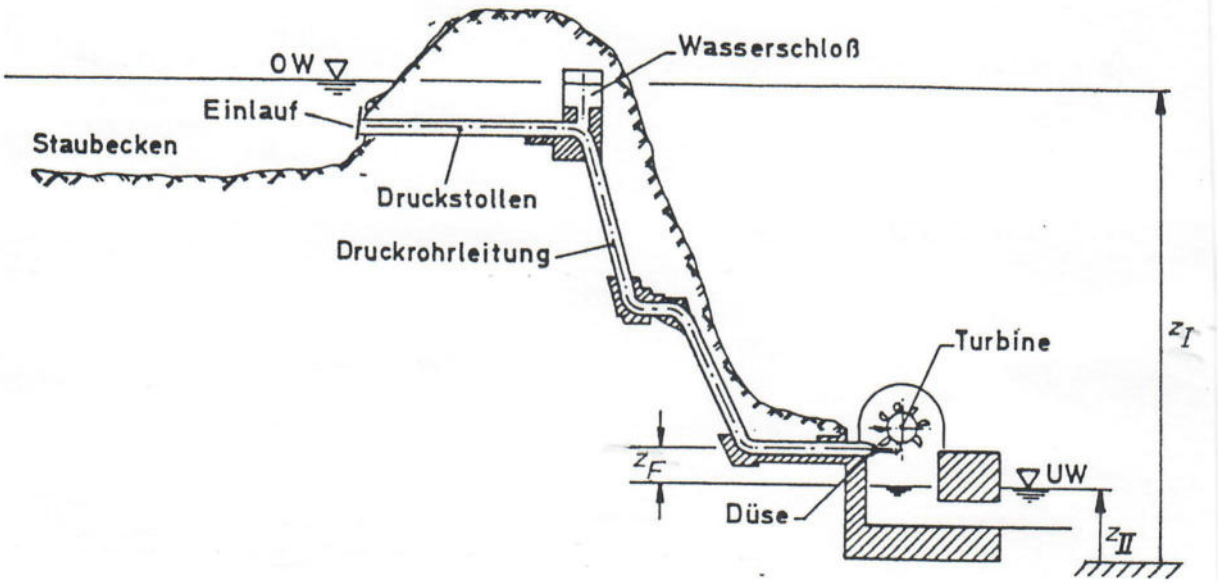

Abb. 6 Wasserkraftanlage mit Peltonturbine

2.2 Laufrad: Geschwindigkeitspläne und spezifische Schaufelarbeit

Das Wasser trifft mit der Absolutgeschwindigkeit c_1 auf die Schaufel. Relativ zur Schaufel, die sich mit der Umfangsgeschwindigkeit u bewegt, hat das Wasser die Relativgeschwindigkeit w_1. Das Wasser verläßt dann die Schaufel mit c_2 bzw. w_2. Immer gilt, daß die Absolutgeschwindigkeit die vektorielle Summe aus Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit ist. Entsprechend der Eulerschen Hauptgleichung für Turbomaschinen

berechnet sich die spezifische Schaufelarbeit Y_{Sch}, d. h. die Arbeit, die direkt an den Schaufeln abgenommen werden könnte, zu

$$Y_{Sch} = u \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \quad . \tag{9}$$

Dabei sind c_{u1} und c_{u2} die Komponenten von c_1 bzw. c_2 in Richtung von u. Die Schaufelarbeit steht an der Welle jedoch nicht zur Verfügung. Vielmehr werden durch sie auch alle Maschinenverluste Y_V (Spritzwasser-, Ventilations-, Lagerreibungsverluste usw.) gedeckt:

$$Y_W = Y_{Sch} - Y_V \tag{10}$$

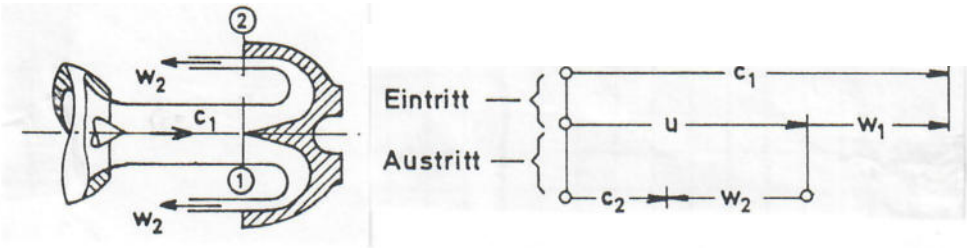

Abb. 7 Schaufel- und Geschwindigkeitsplan (idealisiert)

Für die näherungsweise Berechnung der Schaufelarbeit werden die in Abb. 7 dargestellten idealisierten Geschwindigkeiten zugrundegelegt. (In Wirklichkeit ist die Schaufel so geformt, daß w_2 gegenüber u um 4° bis 20° geneigt ist, damit der Strahl nicht auf das abfließende Wasser trifft.) Damit ist $c_{u1} = c_1$ und $c_{u2} = c_2$. Aus Gl. (9) folgt dann sofort

$$Y_{Sch} = u \cdot (c_1 - c_2) \quad . \tag{11}$$

Unter der Annahme, daß $|w_1| = |w_2|$ ist, ergibt sich

$$Y_{Sch} = u \cdot (\ 2 \cdot |w_1|\ ) \tag{12}$$

und

$$Y_{Sch} = 2 \cdot u \cdot (c_1 - u) \quad . \tag{13}$$

Der Verlauf von Y_{Sch} in Abhängigkeit von u/c_1 bei festgehaltenem c_1 ist in Abb. 8 dargestellt. Die optimale Umfangsgeschwindigkeit ergibt sich im Rahmen dieser Näherung zu

$$u_{opt} = \frac{1}{2} \cdot c_1 \tag{14}$$

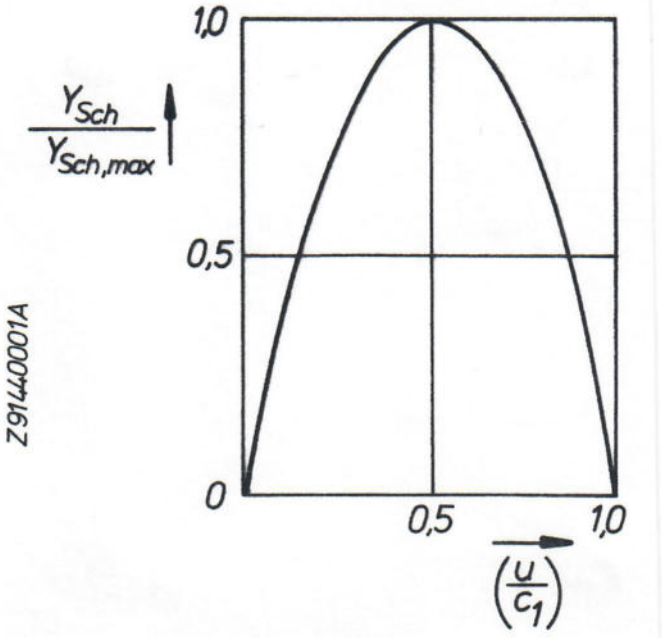

Abb. 8 Verlauf von Y_{Sch} in Abängigkeit von u/c_1

Mit der Umfangsgeschwindigkeit am Strahlkreisdurchmesser D des Laufrades

$$u = \pi \cdot D \cdot n \tag{15}$$

erhält man die Schaufelleistung

$$P_{Sch} = \dot{m} \cdot Y_{Sch} \tag{16}$$

und das Schaufelmoment

$$M_{Sch} = \frac{P_{Sch}}{2 \cdot \pi \cdot n} \tag{17}$$

jeweils als Funktion der Drehzahl n.
Der Verlauf dieser beiden Kennlinien bei festgehaltenem c_1 und $\dot{m}$ ist in Abb. 9 gezeigt: M_{Sch} ist eine lineare, P_{Sch} eine quadratische Funktion von n. Die Drehzahl bei $M_{Sch} = 0$ ist die sogenannte Durchgangsdrehzahl. Bei Lastabwurf muß die Turbine diese Überdrehzahl für eine gewisse Zeit ohne Schaden überstehen.
In Abb. 10 ist das Kennfeld einer kompletten Peltonturbine dargestellt. Eingezeichnet sind auch die Kurven gleichen Gesamtwirkungsgrads.

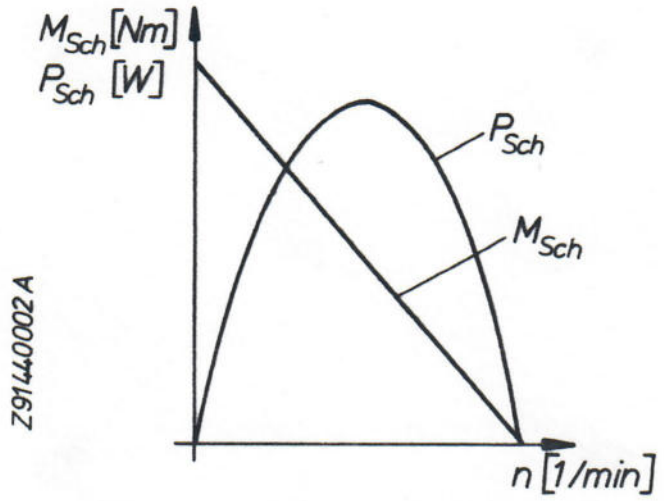

Abb. 9 Kennlinien $M_{Sch}(n)$ und $P_{Sch}(n)$

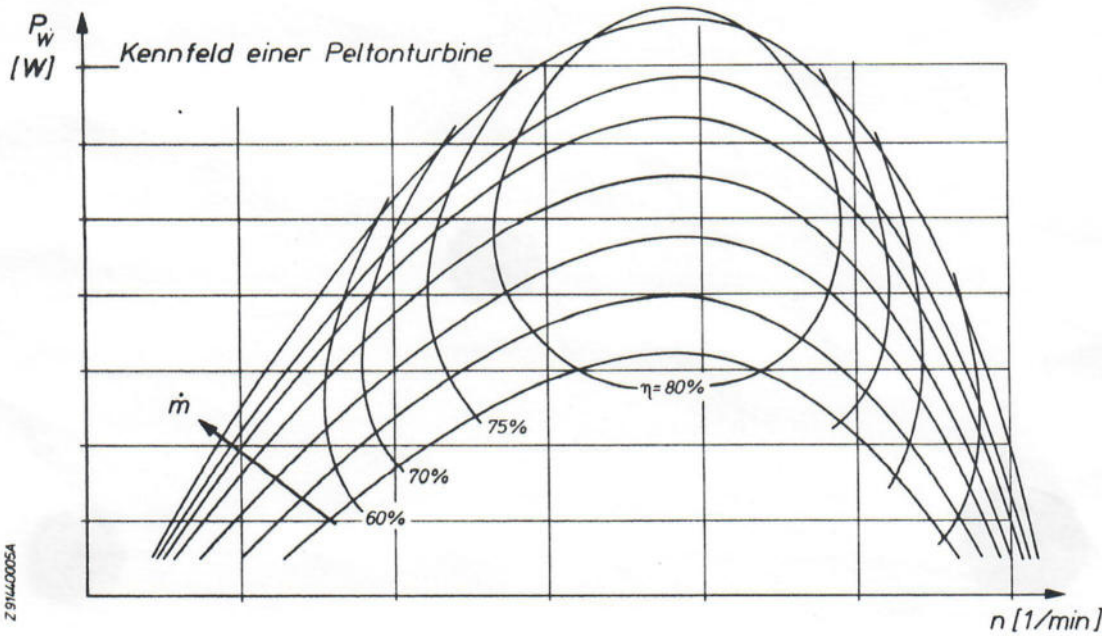

Abb. 10 Kennfeld einer Peltonturbine mit Linien konstanten Wirkungsgerades

3 Versuchsaufbau

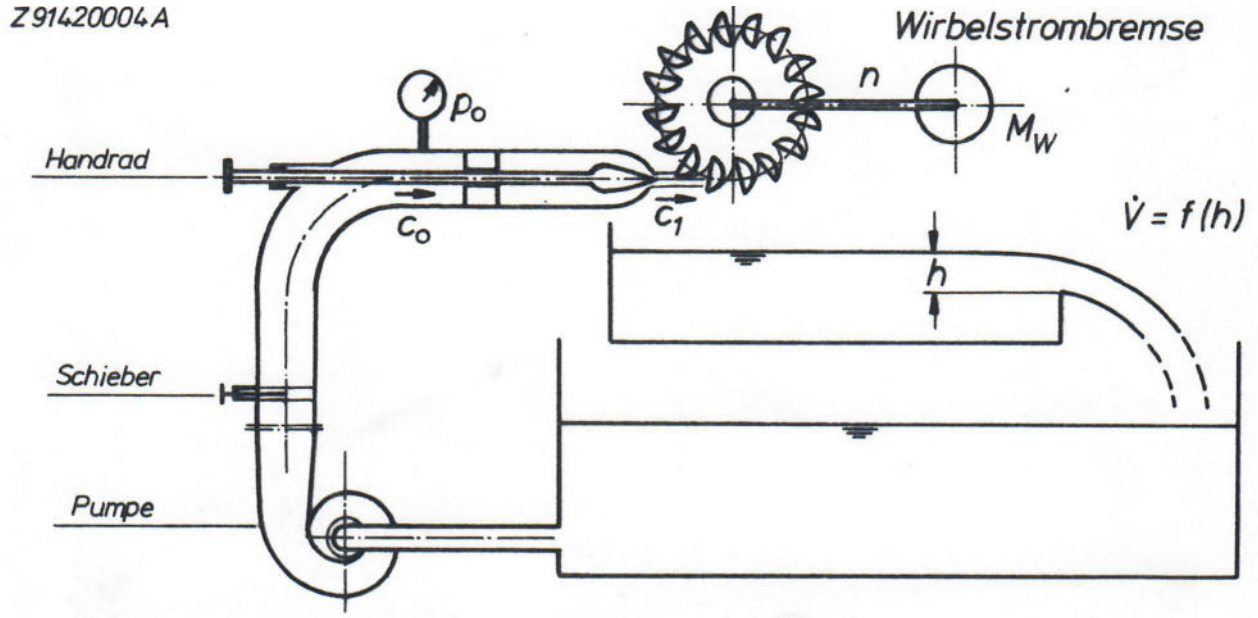

Abb. 11 Versuchsanlage

Abb. 11 zeigt die Versuchanlage. Da kein Hochbehälter zur Verfügung steht, wird das Energieangebot der Anlage Y_{Anl} künstlich von einer - mit einem Schieber drosselbaren - Kreiselpumpe erzeugt. Die Düsennadel wird durch ein Handrad verstellt. Für den Verlustfaktor φ ist der Wert

$$\varphi = 0.97$$

anzusetzen.

Der Wasserstrahl trifft das Laufrad am Strahlkreisdurchmesser

$$D = 0,102\ m \quad .$$

Unmittelbar vor der Düse wird mit einem Manometer p_o als Überdruck gegenüber dem Umgebungsluftdruck gemessen. Der Volumenstrom wird als Funktion der Spiegelhöhe h an einem Dreieckswehr abgelesen.

4 Aufgabenstellung

4.1 Aufgaben und Fragen vor der Versuchsdurchführung

a) Berechnen Sie unter Annahme der in Abschn. 2.2 beschriebenen Idealisierungen für

$$\begin{aligned} Y_{Anl} &= 170 \quad Nm/kg \\ \dot{m} &= 5 \quad kg/s \end{aligned}$$

die Schaufelleistung P_{Sch} und das Schaufelmoment M_{Sch}. Stellen Sie beide Größen als Funktion der Drehzahl n in einem Diagramm dar.

b) Wie ändert sich die spezifische Schaufelarbeit Y_{Sch}, wenn die Schaufel so geformt ist, daß zwar $|w_1| = |w_2|$, aber w_2 gegenüber um den Winkel β_{s2} geneigt ist (Abb. 12)?

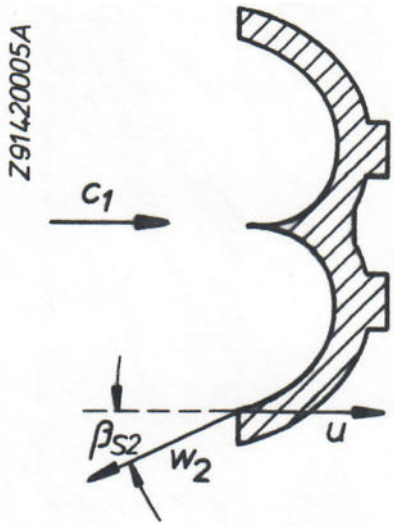

Abb. 12 Schnitt durch Schaufel

c) Was wird durch die Düsennadel geregelt,

- die Strahlgeschwindigkeit c_1,
- der Massenstrom $\dot{m}$?

Welche Vorteile ergeben sich daraus?

4.2 Versuchsdurchführung

Die Düsennadel ist mit dem Handrad von der Stellung " zu " um jeweils eine Umdrehung zu öffnen (6 Stellungen). Das Energieangebot der Anlage ist dabei mittels des Schiebers hinter der Pumpe auf den konstanten Wert $Y_{Anl} = 170\ Nm/kg$ einzustellen. Für jede Düsennadelstellung ist das Laufrad schrittweise abzubremsen. Zu messen sind der Volumenstrom $\dot{V}$, das Drehmoment an der Welle M_W und die Laufraddrehzahl n. Die Meßergebnisse sind in beiliegendem Meßprotokoll festzuhalten.

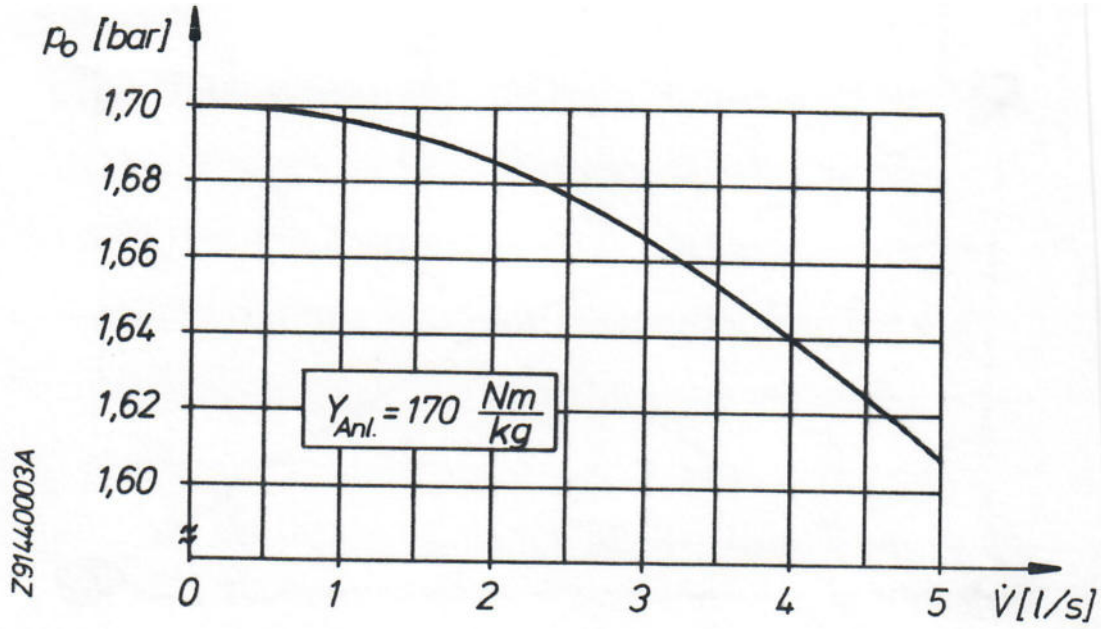

Abb. 13 Korrespondierende Werte $\dot{V} - p_o$ für $Y_{Anl} = 170\ Nm/kg$

<u>Hinweis zur Einstellung von Y_{Anl}</u>

Beim Variieren des Volumenstroms $\dot{V}$ durch Einstellen der Düsennadel ändert sich der Druck p_o in der Rohrleitung entsprechend der Pumpenkennlinie. Wie in Wirklichkeit soll aber Y_{Anl} konstant gehalten werden. Dazu muß der Schieber hinter der Pumpe so nachgestellt werden, daß sich

$$Y_{Anl} = \frac{p_o}{\rho} + \frac{{c_o}^2}{2} \tag{18}$$

auch bei Änderung von c_o nicht ändert.

Für die mittlere Geschwindigkeit c_o an der Druckmeßstelle gilt

$$c_o = \frac{\dot{V}}{A_o} \quad , \tag{19}$$

wobei A_o die durchströmte Querschnittsfläche ist.

Mit den Zahlenwerten

$$\begin{array}{lcrl} \rho & = & 1000 & kg/m^3 \\ A_o & = & 0.00116 & m^3 \\ Y_{Anl} & = & 170 & Nm/kg \end{array}$$

folgt für p_o die Zahlenwertgleichung

$$p_o = 1,7 - 0,0037 \cdot \dot{V}^2 \tag{20}$$

(p_o in $[bar]$, $\dot{V}$ in $[l/s]$). Zur einfachen Handhabung ist dieser Zusammenhang in Abb. 13 dargestellt.

4.3 Auswertung

Für jeden Meßpunkt sind die Wellenleistung

$$P_W = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M_W \tag{21}$$

und der Gesamtwirkungsgrad

$$\eta = \frac{Y_W}{Y_{tot}} = \frac{P_W}{\dot{m} \cdot Y_{Anl}} \tag{22}$$

mit

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \tag{23}$$

zu berechnen (s. beiliegendes Auswerteblatt).
Folgende Diagramme sind anzufertigen :

- Diagramm 1:
  für die Düsennadelstellung " offen ":
  M_W, P_W und η als Funktion von n

- Diagramm 2:
  für alle Düsennadelstellungen:
  P_W als Funktion von n. Hier sind auch Kurven konstanten Wirkungsgrades (η = 40%, 50%, 55% etc.) einzuzeichnen

- Diagramm 3:
  für die Düsennadelstellung " offen ":
  Vergleich von P_W mit P_{Sch} sowie M_W mit M_{Sch} als Funktion von n. Zeichnen Sie auch die Strömungsleistung

  $$P = \dot{m} \cdot Y_{Anl} \tag{24}$$

  mit ein.

4.4 Versuchsbericht

Der abzugebende Versuchsbericht ist wie folgt zu gliedern:

1. Versuchsbeschreibung
   - 1.1 Beschreibung der Meßeinrichtungen und des Versuchsstandes
   - 1.2 Versuchsdurchführung
2. Meßprotokoll
3. Auswertung
   - 3.1 Zusammenstellung der für die Auswertung entscheidenden Beziehungen
   - 3.2 Berechnung und Darstellung (Diagramm 1-3) der in der Aufgabenstellung geforderten Größen
4. Versuchskritik
   Mögliche Meßfehler sind ausführlicher zu diskutieren. Vergleichen Sie die Ergebnisse aus der vereinfachten Theorie und aus der Messung (Diagramm 3). Die Antwort auf die Frage b) in Abschn. 4.1. ist miteinzubeziehen !
   Beantworten Sie auch die Aufgaben und Fragen aus 4.1 S.14.

5 Literatur

Literatur

• Zhang, Zh.: Freistrahlturbinen - Hydromechanik und Auslegung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009
• Carolus, Th.: Turbomaschinen und Turboantriebe. Skript zur gleichnamigen Vorlesung an der Universität Siegen, 2016
• Bohl, W.: Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise, Vogel Buchverlag Würzburg, 2013