

Hieraus resultiert eine Wassermenge [s. Formel (12), S. 14]:

$$V_{\text{III}} = 3,3 \cdot 1,644 \cdot 0,8776 = 4,750 \text{ cbm.}$$

In analoger Weise erhielt man aus Versuchen II und I (S. 90) für die mittlere Anzahl der Flügelumdrehungen pro Sekunde:

$$\frac{21,869}{8} = 2,7336 \quad \text{bzw.} \quad \frac{11,357}{8} = 1,4196,$$

sowie für

$$v_{\text{II}} = 0,03 + 0,226 \cdot 2,7336 = 0,6478 \text{ m} \quad \text{und}$$

$$v_{\text{I}} = 0,03 + 0,226 \cdot 1,4195 = 0,3508 \text{ m} \quad [\text{s. Formel (10), S. 13},$$

$$\text{mittlere Wassertiefe} \quad . \quad . \quad . \quad 1,641 \text{ m} \quad \text{und} \quad 1,688 \text{ m}$$

und

$$V_{\text{II}} = 3,3 \cdot 1,641 \cdot 0,6478 = 3,510 \text{ cbm} \quad \text{und}$$

$$V_{\text{I}} = 3,3 \cdot 1,688 \cdot 0,3508 = 1,956 \text{ cbm} \quad [\text{s. Formel (12), S. 14}].$$

Bremsversuche an der Turbinenanlage des Elektrizitätswerkes Grabs (Schweiz).

(Turbinen der Aktiengesellschaft vorm. J. J. Rieter & Cie., Winterthur.)

Die wichtigsten Daten der Anlage.

Die hydraulische Anlage des Elektrizitätswerkes Grabs besteht aus zwei Hochdruckturbinen mit horizontaler Achse (System Pelton). Dieselben sind im unteren Teile des Laufrades durch einen Leitapparat von nur einer regulierbaren Zelle beaufschlagt. Die Turbinen nutzen ein außerordentlich hohes Gefälle von 220 m bei einer normalen Wassermenge von 0,052 cbm pro Sekunde aus. Das Wasser wird den Maschinen durch eine Rohrleitung zugeführt. Entsprechend dem hohen Gefälle und der verhältnismäßig kleinen Wassermenge, insbesondere aber mit Rücksicht auf den Antrieb der Stromerzeuger, wurde für die Turbinen eine Umdrehungszahl von 700 pro Minute gewählt. Die effektive Leistung der Turbinen ist je 110 PS.

Die Laufräder, sogenannte Löffelräder, haben einen äußeren Durchmesser von 850 mm; die Turbinen sind demnach sehr kompensiös gebaut. Die Beaufschlagung wird durch einen Zungenschieber, der eine Verengung der Leitradzelle ermöglicht, geregelt. (Die Gesamtanlage zeigt Fig. 58.)

Die Regulierung erfolgt durch einen Präzisionsregulator mit hydraulischer Wirkung, indem die Verstellung des Schiebers mittels Druckwasser erfolgt (vgl. S. 64 u. f.); dasselbe wird vor dem Absperrschieber der Hauptleitung entnommen und, bevor es in den Druckzylinder gelangt, durch ein Filter gereinigt. Die Regulierung erfolgt derart, daß das durch ein Federpendel beeinflusste Verteilungsventil den Wasserdruck in dem Steuerzylinder ändert; der Zylinderkolben, auf welchen

der Druck einwirkt, ist mit dem Zungenschieber verbunden und schließt bei zunehmendem Drucke und zunehmender Tourenzahl, öffnet dagegen bei vermindertem Drucke, entsprechend einer Tourenverringernng.

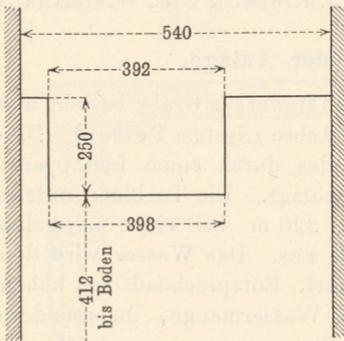
Versuchsordnung.

Die Bremsung erfolgte mittels eines Pronyschen Zaumes; derselbe wurde auf dem freien Wellenende der Turbine angebracht. Der Bremshebel drückte auf eine empfindliche Dezimalwage. Die Länge des Hebels wurde vor und nach den Versuchen gemessen; sie betrug im Mittel 1,8 m. Die Belastung der Wage durch das Bremshebelgewicht ermittelte man ebenfalls am Anfang und am Ende der Versuche und führte den Mittelwert in die Rechnung ein.

Die Tourenzahl der Turbine wurde mittels eines Tachometers gemessen, und die Angaben desselben durch einen besonderen Vergleichsversuch mit einem Handtoureuzähler auf ihre Richtigkeit geprüft.

Die Wassermessung erfolgte an einem Überfalle mit Seitenkontraktion, welcher im Unterwassergraben eingebaut war. Zur

Fig. 59.



Messung der Überfallhöhe h diente ein Schwimmer in einer Entfernung von 4 m oberhalb der Überfallkante. Die Maße des Überfalles kontrollierte man unmittelbar vor dem Versuche und sind dieselben aus Fig. 59 zu ersehen. Bezeichnet b die Breite des Überfalles, so lautet die Formel (14 b), S. 15, welche zur Bestimmung der Wassermenge V angewandt wurde:

$$V = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2gh},$$

wobei für den Koeffizienten $\frac{2}{3} \cdot \mu = \mu'$ je nach der Überfallhöhe h die Werte 0,407 bis 0,420 gesetzt wurden¹⁾. Eine besondere Messung ergab, daß das pro Sekunde verbrauchte Kühl- und Schmierwasser für die Bremse 0,0004 cbm, d. h. 0,4 Liter, betrug. Dasselbe kam jeweils von der Überfallwassermenge in Abzug.

Die Gefällsmessung erfolgte, wie dies bei solch hohen Gefällen mit Rohrzuführung üblich ist, mittels Manometers unmittelbar an der Turbine. Dem gemessenen Manometerdruck entspricht jeweils eine bestimmte Wassersäule von der Höhe, um welche der Oberwasserspiegel über der Maßstelle liegt. Allerdings wird hierbei nicht berücksichtigt, daß in der Rohrleitung Druck- bzw. Gefällsverluste durch die Reibung des Wassers während der Bewegung auftreten. Bei Außerachtlassung dieser Verluste, die eigentlich noch im Bereiche der maschinellen Anlage

¹⁾ Vgl. Wassermessung, S. 15 u. 16.

liegen, wird naturgemäß ein kleineres Gefälle berechnet, als es tatsächlich vorhanden ist. Auch sei erwähnt, daß das Gefälle von der Turbine bzw. dem Manometer aus bis zum Unterwasserspiegel bei obiger Messung vernachlässigt wird. Indes spielt dieser Wert gegenüber dem Gesamtgefälle keine große Rolle. — Die Angaben des Manometers wurden durch eine nachträglich vorgenommene Eichung kontrolliert und entsprechend korrigiert.

Was die Reibungsverluste anbelangt, so war schon im Vertrage betreffend Garantieziffern die Bestimmung getroffen, daß die Reibungsverluste infolge des Gewichtes der Bremse, der Schwungräder und des auf der Turbinenwelle sitzenden Generatorankers in Abzug zu bringen seien. Der Berechnung derselben wurde ein Lagerreibungskoeffizient von 0,08 zugrunde gelegt¹⁾. Außerdem wurde die Leergangsarbeit des Generators ohne Erregung der Turbine zugute gerechnet; dieselbe betrug, laut Angabe der Maschinenfabrik Oerlikon, etwa 3200 Watt oder 4,35 PS; sie wurde als konstante Größe betrachtet und jeweils zu obiger Reibungsarbeit addiert.

Versuchsdaten und Ausrechnung derselben.

Zum Gang der Untersuchungen sei noch folgendes bemerkt:

Die Bremsungen fanden für sieben verschiedene Leistungen statt und dauerten jeweils wenige Minuten.

Man legte hierbei jeweils ein bestimmtes Gewicht auf die Wage, welches ungefähr der gewünschten Belastung entsprach, und stellte alsdann die Beaufschlagung der Turbine von Hand ein, wobei naturgemäß der Geschwindigkeitsregulator abgestellt war. Sobald die Wage ruhig einspielte, wurden gleichzeitig die Ablesungen am Tachometer und Manometer, etwas später diejenigen am (Überfall-) Schwimmer vorgenommen. Bei jeder Belastung erfolgten mindestens drei derartige Gesamtablesungen, aus welchen die Mittelwerte für die Rechnung zur Verwendung kamen.

Die Zusammenstellung der Beobachtungen gibt nachstehende Tabelle (s. f. S.).

Die Resultate der Rechnung sind gleichfalls in die Tabelle eingetragen. Dieselben ergeben sich an Hand der früher abgeleiteten Formeln in einfacher Weise; für die maximale Belastung ist beispielsweise die Rechnung die folgende:

Die Bremsleistung ist laut Formel (31), S. 53:

$$N_1 = \frac{G \cdot l}{716,2} \cdot n = \frac{62 \cdot 1,8}{716,2} \cdot 718 = 111,82 \text{ PS.}$$

Die Verlustarbeit beträgt $N_r = 4,4074 \text{ PS.}$

Daraus: effektive Leistung $N_e = 116,2274 \text{ PS.}$

¹⁾ Bezüglich der Berechnungsweise s. S. 52 u. f.

Versuch Nr.	Versuchsdauer	Effektives Bremsgewicht G in kg	Tourenzah n der Turbine	Gefälle z' in m	Überfallhöhe h in m	Wassermenge V in cbm	Gebremste Leistung N_1 in PS	Verluste N_r in PS	Effektive Leistung N_e in PS	Absolute Leistung N_a in PS	Nutzeffekt
1	10'	19,5	700	221	0,087	0,018 15	34,280	4,4058	38,6858	53,480	72,320
2	3'	28,5	700	221	0,107	0,024 60	49,310	4,4058	53,7158	72,488	74,110
3	5'	13,0	700	222	0,067	0,013 35	22,859	4,4058	27,2648	39,516	68,990
4	5'	34,7	700	221	0,119	0,029 75	61,016	4,4058	65,7470	87,660	74,840
5	5'	42,0	707	220	0,136	0,035 70	74,590	4,4065	78,9965	104,720	75,43
6	5'	62,0	718	219	0,179	0,052 70	111,820	4,4074	116,2274	153,880	75,53
7	5'	31,0	700	221	0,111	0,026 80	54,510	4,4058	58,9158	78,970	74,60

Die absolute Leistung ist nach Formel (7), S. 27 u. Formel (2), S. 39:

$$N_a = \frac{V \cdot \gamma \cdot z' \cdot 1000}{75} = \frac{0,05270 \cdot 1 \cdot 219 \cdot 1000}{75} = 153,880 \text{ PS.}$$

Demnach ist der Nutzeffekt [s. Formel (8), S. 34 u. s. S. 51] der Turbinenanlage

$$\eta = \frac{116,2274}{153,8800} = 75,53.$$

Nach den gefundenen Resultaten schwankt der Nutzeffekt bei variabler Belastung äußerst wenig; von halber Belastung aufwärts ist er nahezu konstant (etwa 52 Proz.).

Bremsversuche an einer Turbinenanlage der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

Die Anlage besteht aus zwei Francis-Turbinen von 1450 mm und 1300 mm Durchmesser. Dieselbe liefert die Betriebskraft für eine Papierfabrik. Die senkrecht stehenden Turbinenwellen treiben mittels konischer Räder die horizontale Vorgelegewelle, welche zugleich Hauptwelle der Fabrik ist, an, jedoch war die Einrichtung so getroffen, daß bei den Versuchen mit der einen Turbine das konische Räderpaar der anderen außer Eingriff gebracht werden konnte. Die Bremscheibe von 600 mm Durchmesser war auf der horizontalen Vorgelegewelle angebracht. Es lief also während der Versuche die ganze Hauptwelle mit den darauf sitzenden Riemenscheiben mit, die Riemen aber waren abgelegt. Der Bremshebel wurde verschiedene Male, am Anfang, in der Mitte und am Ende der Versuche ausbalanciert und seine Länge gemessen. Das Mittel aus den verschiedenen Maßen der Hebellänge wurde den Berechnungen zugrunde gelegt und betrug 1,797 m. Das