

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 gelegt<sup>1)</sup>. 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  $N_e = 116,2274 \text{ PS.}$

<sup>1)</sup> 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