

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

Übergewicht des Bremshebels wurde ein für allemal durch einige Gegengewichtsstücke ausgeglichen, so daß als Bremsbelastung nur die auf der Wagschale liegenden Gewichte gelten. (Die Bremsanordnung zeigt Fig. 60.)

Die Tourenzahl der Hauptwelle konnte, weil verhältnismäßig niedrig, mit einem sogenannten Schnäpper und der Sekundenuhr nach dem Gehör bestimmt werden.

Jede Bremsung wurde stets so lange fortgesetzt, als die dazu gehörige Wassermessung dauerte.

Die Versuche erstreckten sich auf Bestimmung der Nutzleistung und des Nutzeffektes für verschiedene Beaufschlagungen, und hieraus sollte gleichzeitig der Wirkungsgrad bestimmt werden. Die Resultate der Bremsung finden sich in der Tabelle zusammengestellt und berechnet sich hieraus die Größe der gebremsten Pferdestärken folgendermaßen.

Es sei

l die Länge des Bremshebels,

G der Wagedruck,

n die minutliche Umdrehungszahl der Welle,

so ist die Anzahl der gebremsten Pferdestärken [s. Formel (31), S. 53]

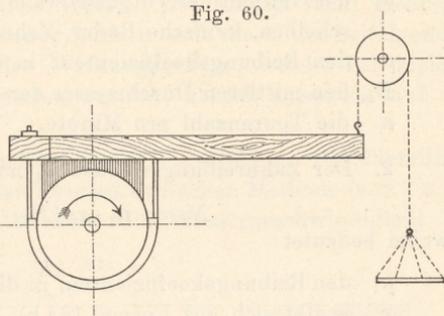
$$N_1 = \frac{G \cdot l \cdot n}{716,2} \text{ PS.}$$

Um jetzt die effektive Leistung der Turbine zu finden, müssen zu dem berechneten Wert von N_1 noch die Reibungsverluste, welche durch die Übersetzung, die Transmissionswelle u. dgl. entstehen, hinzu addiert werden. Diese Verluste setzen sich zusammen aus:

1. Lagerreibungsverluste N_2 , hervorgerufen durch das Gewicht der Vorgelegewelle und der anderweitigen Gewichte nebst allem Zubehör usw.
2. Zahnreibungsverluste N_3 .
3. Reibungsarbeit N_4 im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle infolge des Zahndruckes und dem Gewichte der Zahnräder.

Der Widerstand der Luft ist, da wegen der kleinen Tourenzahlen zu gering, hier nicht mit in Betracht gezogen worden.

Die Reibungswiderstände werden berechnet nach den bekannten Formeln der Mechanik und nach den Dimensionen und Gewichten der in Betracht kommenden Teile der Turbine.



Im einzelnen berechnen sich:

1. Der Lagerreibungsverlust N_2 nach der Formel (32), S. 53

$$N_2 = g_s \cdot \mu \cdot \frac{D_m \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- g_s das Gewicht der Vorgelegewelle mit allem Zubehör, wie Riemenscheiben, konische Räder, Zahnräder, Bremsscheibe usw.,
 μ den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle = 0,08 zu setzen,
 D_m den mittleren Durchmesser der Lagerzapfen der Vorgelegewelle,
 n die Tourenzahl pro Minute.

2. Der Zahnreibungsverlust N_3 nach der Formel (34 a), S. 54

$$N_3 = \mu_1 \cdot x \cdot (N_1 + N_2) \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- μ_1 den Reibungskoeffizienten, in diesem Falle angenommen zu 0,1,
 x ergibt sich aus Formel (34 b), S. 54.

3. Die Reibungsarbeit, bedingt durch den Zahndruck im Turbinenhalslager und in den Lagern der Vorgelegewelle, nach der Formel (38 b), S. 55

$$N_4 = \mu \cdot (N_1 + N_2 + N_3) \cdot \frac{n \cdot D_{1.2} + n' \cdot D_4}{d_1 \cdot n} \text{ PS,}$$

wobei bedeutet

- μ den Reibungskoeffizienten,
 n die Tourenzahl der Vorgelegewelle pro Minute,
 $D_{1.2}$ der mittlere Durchmesser der Lager 1 und 2 der Vorgelegewelle,
 D_4 der Durchmesser des Turbinenhalszapfens,
 n' die Umdrehungszahl der Turbinenwelle,
 d_1 den Radius des kleinen Zahnrades.

Wenn auf diese Weise die durch Reibung entstandenen Verluste gefunden sind, so ergibt sich die Größe der effektiven Arbeit der Turbine [nach Formel (30), S. 53].

$$N_e = N_1 + N_2 + N_3 + N_4.$$

Die Summe dieser Verluste $N_2 + \dots + N_4$, sowie die Werte der gebremsten und effektiven Pferdekkräfte N_1 bzw. N_e sind in der beifolgenden Tabelle (S. 100) zusammengestellt.

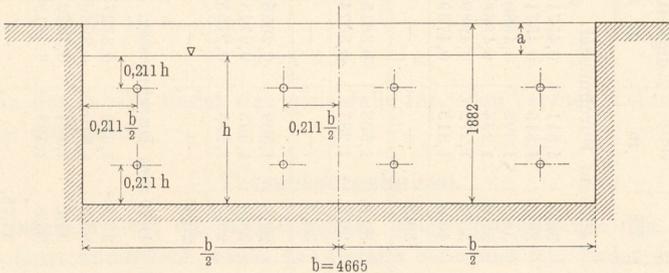
Wassermessung.

Zur Wassermessung wurde ein Woltmannscher Flügel mit elektrischer Zeichengebung nach je 50 Umdrehungen benutzt. Das Profil des Kanales war zur Flügelmessung deshalb sehr gut geeignet, weil die

Sohle vollkommen glatt und wagrecht und die Seitenwände ebenso glatt und senkrecht ausgeführt waren. Ungünstig hingegen für die Messung war der Umstand, daß hierzu ein etwa 12 m vor der Turbine liegender Querschnitt in dem gemeinschaftlichen Zulauf für beide Turbinen genommen werden mußte, weil dann bei kleinen Beaufschlagungen einer Turbine sehr kleine Geschwindigkeiten im Meßprofil auftreten, bei welchen ein genaues Arbeiten des Flügels nicht mehr gewährleistet ist. Aus diesem Grunde können auch die in der beifolgenden Tabelle angeführten Werte des Wirkungsgrades, welche bei kleinen Wassergeschwindigkeiten gefunden wurden, keinen Anspruch auf absolute Richtigkeit erheben.

Die lichte Weite des Kanales betrug $b = 4,665$ m. Die Einteilung des Meßprofils erfolgte nach der Teichmannschen Methode (s. S. 7 u. f.). Es wurde jedesmal in acht Punkten die Wassergeschwindigkeit be-

Fig. 61.



stimmt, sowie auch nach der jedesmaligen Messung die Höhe des Meßprofils festgestellt (s. hierzu Fig. 61). Letzteres geschah in der Art, daß einmal die Höhe des Kanales von seiner Oberkante bis zur Sohle gemessen wurde, diese betrug 1,882 m. Hiervon mußte dann, um die Wassertiefe zu erhalten, der Abstand h_m von der Kanaloberkante bis zum Wasserspiegel, welcher als Mittel einer Reihe von Beobachtungen bestimmt wurde, in Abzug gebracht werden. Die Höhe des Wasserprofils ergibt sich dann $= 1,882 \text{ m} - h_m$.

Für den in Anwendung gebrachten Flügel, welcher vorher von seinem Fabrikanten geeicht worden war, lautete Formel (11) (s. S. 13):

$$v = \frac{23,23}{t}, \quad \text{für } t < 61$$

oder

$$v = 0,030 + \frac{21,40}{t}, \quad \text{für } t > 61,$$

Hierbei bedeutet v die Wassergeschwindigkeit in Meter pro Sekunde und t die Zeit in Sekunden vom Aufhören des einen Signales bis zum Aufhören des nächsten.

Nr.	Beaufschlagung	Wagedruck inkl. Hebel- u. Schalen- gewicht kg	Minutliche Um- drehungszahl	N ₁	Gesamter Reibungs- verlust PS	N _e	Mittlere Wasser- tiefe m	Mittlere Ge- schwin- digkeit m	Gefälle m	Wasser- menge Liter	N _a	N ₁ /N _a	N _e /N _a	Proz.	Proz.
Turbine I. 1450 mm Durchmesser.															
1 a	voll	126	111,8	35,4	3,1	38,5	1,311	0,4571	1,329	2796	49,53	71,47	77,6		
1 b	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,315	0,4571	1,337	2804	49,99	70,81	77,1		
1 c	"	126	112	35,4	3,1	38,5	1,322	0,4680	1,336	2886	51,4	70,87	75,0		
2 a	"	152	90	34,4	2,66	37,0	1,264	0,4866	1,265	2869	48,4	71,07	76,5		
2 b	"	152	88,5	33,8	2,61	36,4	1,272	0,4989	1,247	2961	49,21	68,69	73,8		
3	"	151	100	37,9	2,93	40,8	1,315	0,4759	1,340	2919	52,14	72,69	78,3		
	Mittel	35,4	—	38,3	—	—	—	—	50,11	70,6	76,4		
4 a	3/4	106,5	104,8	28,0	2,8	30,8	1,303	0,3615	1,275	2198	37,45	74,77	82,3		
4 b	3/4	96	111,8	26,9	2,93	29,8	1,287	0,3674	1,248	2205	36,68	73,34	81,4		
	Mittel	27,45	—	30,3	—	—	—	—	37,07	74,06	81,9		
5 a	1/2	70	113,5	20,0	2,8	22,8	1,309	0,2658	1,375	1623	29,74	67,25	76,5		
5 b	1/2	80	104,6	21,0	2,63	23,6	1,303	0,2743	1,349	1667	29,96	70,09	78,9		
5 c	1/2	88,5	95,5	21,2	2,5	23,7	1,293	0,2753	1,325	1660	29,32	72,31	80,9		
	Mittel	20,7	—	23,4	—	—	—	—	29,67	69,9	78,8		
Turbine II. 1300 mm Durchmesser.															
6 a	voll	106	114,8	30,5	2,97	33,5	1,315	0,3727	1,325	2286	40,38	75,53	82,9		
6 b	"	106	114,5	30,5	2,97	33,5	1,310	0,3960	1,318	2420	42,50	71,77	78,7		
6 c	"	118	106,0	31,4	2,8	34,2	1,284	0,3872	1,311	2337	40,85	76,87	83,7		
6 d	"	118	104,8	31,0	2,8	33,8	1,293	0,3815	1,307	2302	40,11	77,29	84,3		
	Mittel	30,85	—	33,75	—	—	—	—	40,96	75,37	82,4		
7	3/4	91	100,4	22,9	2,52	25,4	1,319	0,2641	1,362	1625	29,49	77,66	86,3		
8	1/2	57	105	15,0	2,4	17,4	1,294	0,1605	1,416	969	18,31	81,92	95,2		

Aus diesen Werten, nämlich Wassergeschwindigkeit und Profiquerschnitt, erhält man die Wassermenge, welche in einer Sekunde den Querschnitt durchfließt. Dieselbe ist gleich dem Produkt

$$b \cdot (1,882 - h_m) \cdot v \text{ [s. Formel (12), S. 14].}$$

Die Resultate dieser Messungen und Berechnungen sind in nebenstehender Tabelle angegeben.

Gefälle.

Zur Messung des Gefälles, d. h. des Höhenunterschiedes zwischen Ober- und Unterwasserspiegel, waren mit Maßstab versehene Schwimmer eingebaut worden, deren Abstand von je zwei zu ihnen gehörigen festen Marken vor, nach und zwischen den Versuchen mehrfach bestimmt wurde. Betrug die Ablesung am Oberwasserschwimmer c , diejenige am Unterwasserschwimmer b und der Höhenunterschied der beiden festen Ablesemarken a , so ergibt sich das Gefälle z' zu [s. Fig. 15 und Formel (17), S. 19 u. 20]:

$$z = a + b - c.$$

In der Tabelle findet sich gleichfalls für jeden Versuch das mittlere Gefälle angegeben.

Versuchsergebnisse.

Nachdem jetzt die Wassermenge, welche pro Sekunde den Profiquerschnitt durchfließt, sowie das Gefälle berechnet ist, findet man als Produkt beider die theoretische, absolute Leistung der Wasserkraft. Wenn man diese, welche mit N_a bezeichnet werden möge, in die eben durch Bremsung gefundene Leistung der Turbine N_1 bzw. in die hieraus berechnete, effektive Leistung der Anlage N_e dividiert, so erhält man die gesuchten Wirkungsgrade der Turbine allein bzw. den effektiven Wirkungsgrad der Anlage.

Auch die Resultate dieser Rechnung finden sich in der nebenstehenden Tabelle.

Bremsversuche an einer Spiralturbine¹⁾ der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim.

Nachfolgendes Beispiel hat besonderes Interesse in den Fällen, wo es sich darum handelt, in einem engen Raume eine einfache, zugängliche Turbinenanlage mit einfachem Antriebe zu bauen. Die lokalen Verhältnisse lagen im vorliegenden Falle so ungünstig, daß der für die Wasserkraftanlage verfügbare Platz sehr klein war. Die Anordnung

¹⁾ Siehe auch „Dingl. polytechn. Journ.“, Bd. 314, Heft 1 u. 2 (1899).