

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.

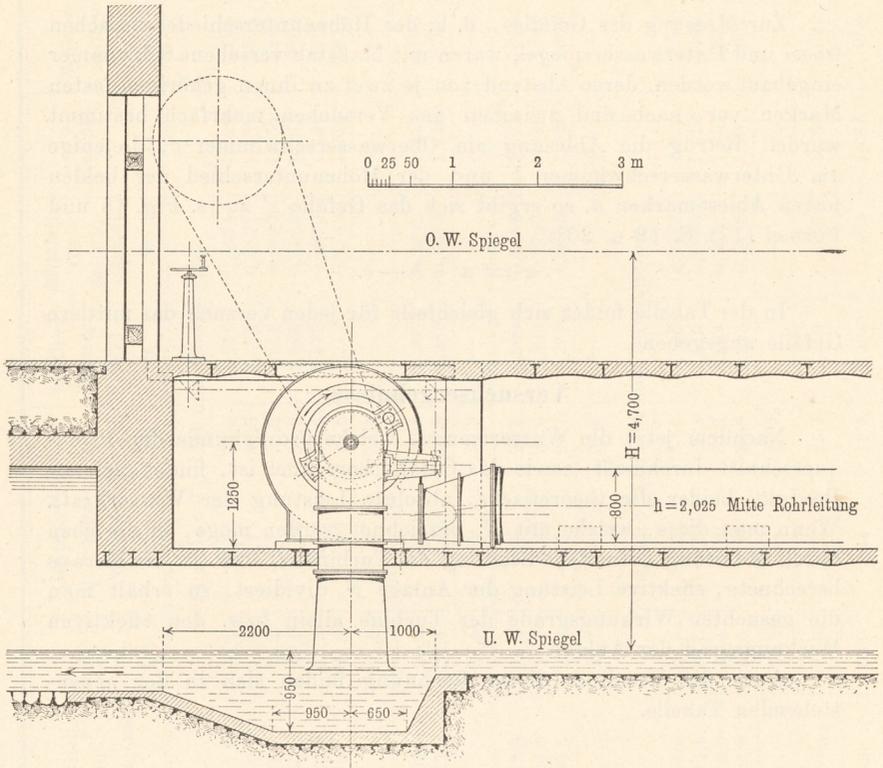
Nachfolgendes Beispiel hat besonderes Interesse in den Fällen, wo es sich darum handelt, in einem engen Raume eine einfache, zugängliche Turbinenanlage mit einfachem Antriebe zu bauen. Die lokalen Verhältnisse lagen im vorliegenden Falle so ungünstig, daß der für die Wasserkraftanlage verfügbare Platz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

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

der Turbinenanlage ist aus Fig. 62 und 63 zu ersehen. Die Spiralturbine erwies sich im vorliegenden Falle als besonders zweckmäßig. Die Turbine selbst war eine Francis-Turbine mit liegender Welle im geschlossenen Gußgehäuse für folgende Daten gebaut:

Maximale Wassermenge . . . $V = 0,750$ cbm,
 nützlich Gefälle $z' = 4,7$ m,
 Tourenzahl pro Minute . . . $n = 162$.

Fig. 62.



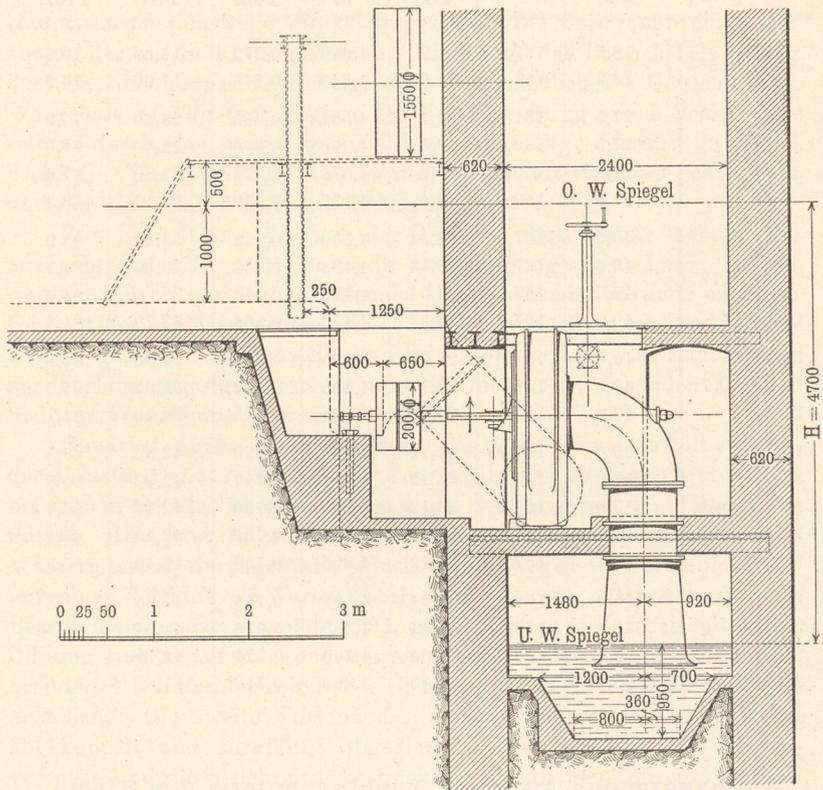
17,8 PS Leistung bei halber Beaufschlagung mit einem
 Nutzeffekt von 76 Proz.
 28,0 PS Leistung bei dreiviertel Beaufschlagung mit einem
 Nutzeffekt von 80 „
 37,0 PS Leistung bei voller Beaufschlagung mit einem Nutz-
 effekt von 79 „

Für die Wassermessung kam die Verwendung eines scharfkantigen Überfalles mit Seitenkontraktion in Anwendung. Durch den Einbau des Überfalles trat eine Reduktion des Gefälles ein und mußte die Leistung

für 4,7 m Gefälle, bei welcher 37 PS garantiert waren, ungerechnet werden.

In der Tabelle I (S. 104) sind die Hauptresultate der Versuche zusammengestellt. Trotzdem die Verluste der Lagerreibung durch das Bremsgewicht und die Rohrreibung nicht berücksichtigt wurden, er-

Fig. 63.



gaben die bei den Versuchen gefundenen Werte für die Nutzeffekte höhere Werte, als garantiert waren.

Die Nutzeffekte dieser Francis-Turbine mit horizontaler Welle waren ebenso hoch, zum Teil noch höher, als wie dieselben bei Beispiel auf S. 85 u. f. der Francis-Turbine mit vertikaler Welle, und zwar am höchsten bei drei Viertel der maximalen Wassermenge; es ist somit die Ausnutzung der Francis-Turbine für die mittleren Wassermengen besser als wie für die maximalen. Ferner ergab sich, daß bei den Francis-Turbinen bei großer Abweichung der Tourenzahl von dem Normalwerte die Leistung wenig variierte.

Tabelle I.

Versuchs-Nr.	Beaufschlagung	Schaufelöffnung etwa mm	Tourenzahl pro Minute	Effektive Leistung PS _e	Gefälle m	Wassermenge cbm	Absolute Pferdestärken PS _a	Wirkungsgrad Proz.
1	0,38	18,3	162,0	11,9	4,649	0,272	16,80	70,9
2		18,3	162,0	11,9	4,643	0,276	17,00	70,9
3	0,51	27,5	161,0	17,7	4,551	0,385	23,30	75,9
4		27,5	160,0	17,6	4,576	0,376	22,80	77,0
5		27,5	160,0	17,6	4,578	0,376	22,80	77,0
6		27,5	160,5	17,6	4,577	0,379	23,10	76,3
7	0,77	40,0	167,0	28,54	4,500	0,565	33,90	83,9
8		40,0	167,0	28,54	4,486	0,562	33,60	84,9
9		40,0	167,0	28,54	4,478	0,565	33,70	84,6
10		40,0	167,0	28,54	4,476	0,565	33,70	84,6
11	0,77	40,0	157,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,5
12		40,0	156,0	28,75	4,465	0,572	34,00	84,0
13		40,0	157,0	28,75	4,464	0,575	34,20	84,1
14	voll	55,0	157,0	34,12	4,355	0,730	42,38	80,5
15		55,0	157,0	34,12	4,356	0,727	42,22	80,8
16		55,0	157,0	34,12	4,360	0,730	42,42	80,4
17		55,0	157,0	34,12	4,361	0,730	42,44	80,4
18		55,0	157,0	34,12	4,356	0,730	42,40	80,5
19	voll	55,0	170,0	34,04	4,385	0,716	41,85	81,3
20		55,0	170,0	34,04	4,383	0,716	41,84	81,3
21		55,0	170,0	34,04	4,363	0,724	42,11	80,8
22		55,0	166,0	34,05	4,360	0,716	41,62	81,8

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

Die untersuchte Anlage besteht aus einer vierfachen Zwillingsturbine (Doppelzwillingturbine) mit horizontaler Welle, ausgerüstet mit Zodels-Patent-Regulierschieber. Die vier Laufräder haben 750 mm Durchmesser und haben zu je zwei einen gemeinschaftlichen Ablaufkessel, der in ein in Beton ausgeführtes und in das Untergrabenprofil überführendes Saugrohr ausmündet. Der Regulierschieber gestattet die gleichzeitige Abschätzung von je zwei Leiträdern von voller Öffnung bis zum vollen Schluß.

Die horizontale Turbinenwelle ist mit der anzutreibenden Haupttransmission der Fabrik direkt gekuppelt. Vertragsmäßig soll jede der