

Die Hochdruckturbinen für die Bessemer-Anlage in Terni bei Rom

Autor(en): **Reifer, J.J.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **9/10 (1887)**

Heft 8

PDF erstellt am: **22.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-14351>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Hochdruckturbine für die Bessemer-Anlage in Terni bei Rom.

Ausgeführt von der Maschinen-Fabrik von *J. J. Rieter & Co.* in Winterthur.

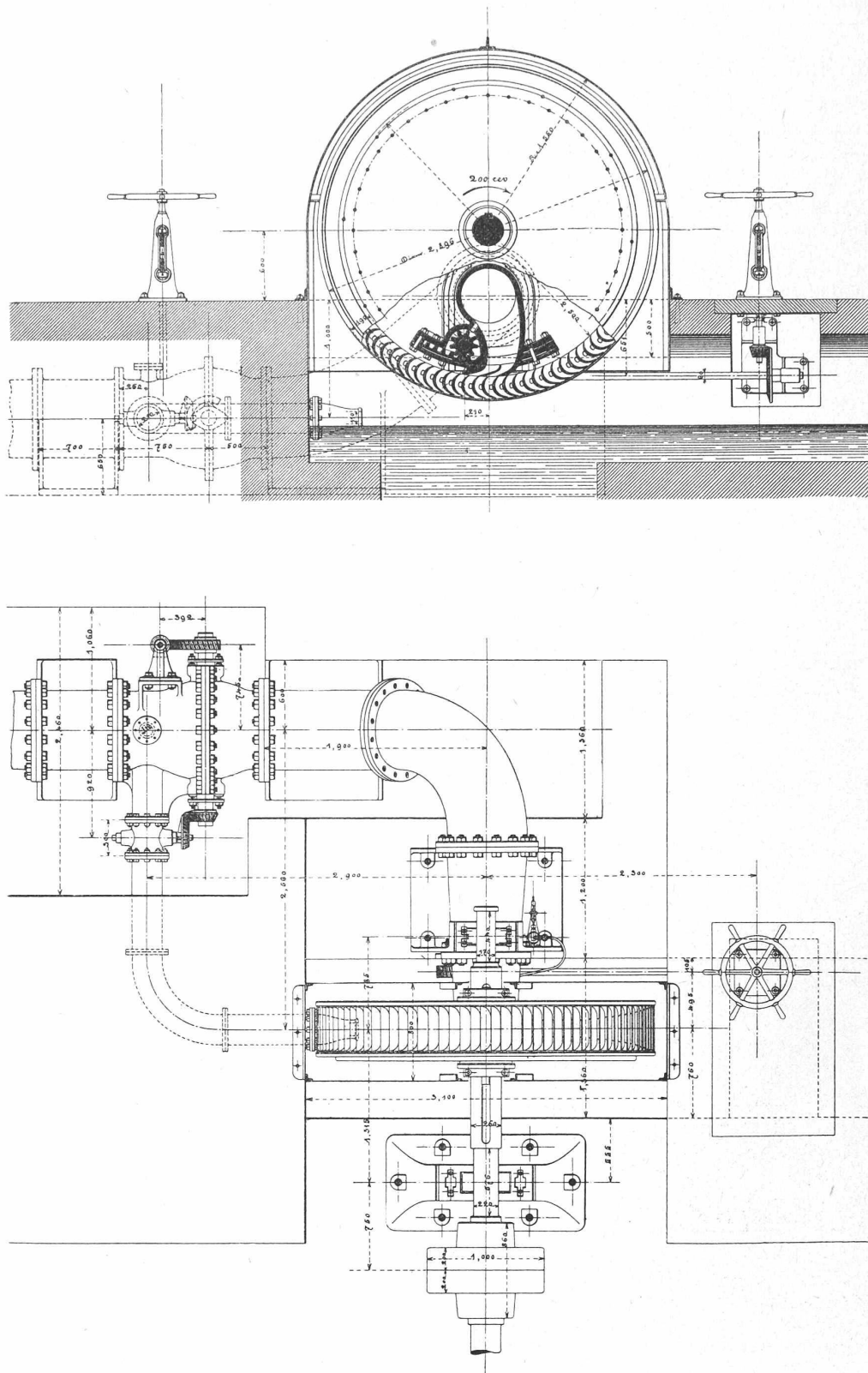


Fig. 3 und 4. Ansicht und Grundriss.

Masstab 1 : 50.

Hochdruckturbine für die Bessemer-Anlage in Terni bei Rom.

Ausgeführt von der Maschinen-Fabrik von J. J. Rieter & Co. in Winterthur.

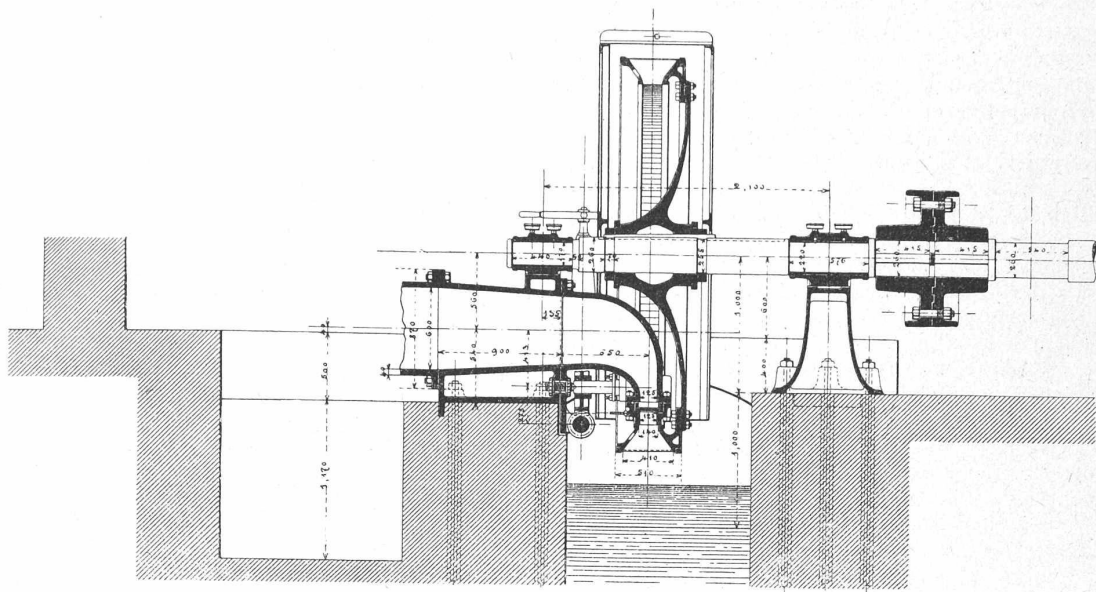


Fig. 5. Querschnitt.

Masstab 1 : 50.

Die Turbinen sind sämtlich nach System Girard, d. h. als Actionsturbinen mit horizontaler Axe construirt. Die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitapparat wird somit nahezu gleich der theoretischen Endgeschwindigkeit, nämlich:

$$C_1 = 0,9 \text{ bis } 0,95 \sqrt{2g \cdot h_1}$$

Diese Geschwindigkeit darf jedoch nur der Winkelconstruction zu Grunde gelegt werden, nicht aber der Querschnittsberechnung des Leitapparates für den

C_1 nur gleich $0,85 \sqrt{2g \cdot h_1}$ zu nehmen ist.

Zahlreiche sorgfältig ausgeführte Versuche, wobei das Wasser zum Theil in geachtetem Bassin gemessen und bei kleinern Motoren sogar abgewogen wurde, zeigten, dass der gemessene Leitradquerschnitt nur mit annähernd $0,85 \cdot \sqrt{2g \cdot h_1}$ multiplicirt werden dürfe, um die durch gewöhnliche Actionsturbinen consumirte Wassermenge zu erhalten.

Ich trete auf diesen Punkt etwas ausführlicher ein, weil er bei Expertisen schon zu Erörterungen Anlass bot. Es ist oft schwierig, während der Bremsproben eine zuverlässige Wassermessung vorzunehmen, so dass man darauf angewiesen ist, mit Hülfe eines vereinbarten Durchflusscoefficienten und des genau in natura abgemessenen Leitradquerschnittes die Durchflussmenge zu bestimmen. Nach eigenen Versuchen, sowie gestützt auf Publicationen von Girard, halten nun die meisten Practiker mit Recht daran fest, dass bei reinen Actionsturbinen in solchen Fällen zu setzen sei:

$$Q = 0,85 \cdot F_1 \cdot \sqrt{2g \cdot h_1}; \text{ wobei}$$

Q = Wassermenge pro Secunde.

F_1 = Der winkelrecht zum letzten Schaufelelement nach der Ausführung abgemessene Querschnitt des Leitapparates.

h_1 = Nettogefälle bis Unterkant Leitrad.

Dem gegenüber wird nun hie und da von Theoretikern geltend gemacht, dass bei einem Durchflusscoefficienten von $0,85$ ja schon beim Eintritt ins Laufrad nur noch 72% des Gefälles zur Wirkung kommen würde, weil dann $\frac{C_1^2}{2g} = 0,85^2 \cdot h_1 = 0,72 \cdot h_1$ wird und somit bei Annahme von 10% Verlust beim Durchgang und Austritt aus dem Laufrad incl. Zapfenreibung, nur ein Wirkungsgrad von höchstens 62% für Actionsturbinen resultiren könnte, was jedoch mit der Erfahrung im Widerspruch stehe.

Dieser scheinbare Widerspruch löst sich einfach, wenn wir den Durchflusscoefficienten zerlegen in einen Querschnitts- und in einen Geschwindigkeitscoefficienten, so dass

$$Q = \alpha \cdot F_1 \cdot \beta \cdot \sqrt{2g \cdot h_1} \text{ wird.}$$

Es ist unzweifelhaft, dass selbst der wirklich abgemessene Leitradquerschnitt nicht ohne Weiteres zur Berechnung der Wassermenge verwendet werden darf und zwar hauptsächlich darum, weil die unter dem Leitrad continuirlich weglauenden Laufradschaufeln den Querschnitt des Ersteren nie ganz zur Geltung kommen lassen.

Je nach Umständen wird daher $\alpha = 0,9$ bis $0,95$ zu setzen sein. Nehmen wir im Mittel sowohl den Querschnittscoefficienten, als den Geschwindigkeitscoefficienten zu $0,92$ an, so erhalten wir:

$$Q = 0,92 \cdot F_1 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2g \cdot h_1} = 0,846 \cdot F_1 \sqrt{2g \cdot h_1}$$

wobei also die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrad noch etwa 85% des Gefälles repräsentiren würde, weil dann

$$\frac{C_1^2}{2g} = 0,92^2 \cdot h_1 = 0,846 \cdot h_1.$$

was auch mit dem durch gute Girardturbinen erreichbaren Wirkungsgrad von ca. 75% stimmt.

Nebst der Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitapparat haben die Terni-Turbinen eine äussere Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 30 m per Secunde gemeinschaftlich. Einzig die 1000pferdige Turbine, die abwechselnd 180 und 240 Umdrehungen per Minute machen muss, erreicht bei letzterer Zahl die bedeutende Umfangsgeschwindigkeit von $34,7 \text{ m}$ per Secunde.

Die Eingangs notirten Terni-Turbinen lassen sich in zwei Hauptgruppen theilen. Die eine Gruppe, durch Fig. 2 dargestellt, umfasst die kleineren 20 - bis 50 -pferdigen Turbinen. Complet montirt auf einen soliden Ständer von gefälliger Form, können dieselben gleich Werkzeugmaschinen bequem irgend wohin versetzt und mit der zu treibenden Maschine direct verbunden werden. Der zweiten Gruppe entnommen ist die durch Querschnitt, Vorderansicht und Grundriss in Fig. 3, 4 und 5 dargestellte 800pferdige Terni-Turbine.

Die Haupteigenschaften derselben sind folgende:

Effective Leistung	800 Pfkr.	Breite d. Laufradmündungen	0,400
Effective Gefälle	180 m	Umfangsgeschwd., äussere	30,3

Wasserconsum p. Sec.	450 l	Beaufschlagung	$\frac{1}{36}$
Umdrehungen p. Minute	200	Austrittswinkel am Leitrade	20°
Innerer Laufraddurchmesser	2,5 m	" " Laufrade	20°
Aeusserer " "	2,860 m	Eintrittswinkel " "	144°
Anzahl der Leitcanäle	2	Lichte Weite d. Einlaufrohres	0,600 m
" " Laufradschaufeln	100	Wandstärke " "	0,032 "
Breite d. Leitradmündungen	0,125	Durchm. des Leerlaufrohres	0,200 "

Die radial gerichtete absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrade beträgt noch 11,25 m pro Secunde, was einem Gefällsverlust von 6,5 m oder nur 3,6% entspricht.

Die Kraftübertragung vom Laufradkranz auf die Welle wird durch eine mit dem Laufrad verschraubte ganze Scheibe vermittelt. Bei der sehr grossen Umfangsgeschwindigkeit bietet eine Scheibe mehr Sicherheit gegen die Wirkungen der Centrifugalkraft als ein Armsystem, welches Letzteres überdies die Luft ventilatorartig in Bewegung setzt, Geräusch verursacht und unnützerweise Arbeit consumirt. Der aus besonders zähem Gusseisen hergestellte Laufradkranz ist noch durch zwei starke, geschweisste Stahlringe gebunden, so dass beim normalen Betrieb die Sicherheit gegen Auseinanderliegen eine mehr als 25-fache und bei allfälligem Eintritt der Leerlaufgeschwindigkeit von 60 m per Secunde immerhin noch eine mehr als 5-fache ist. Ein Blechverdeck zum Auffangen der weggeschleuderten Wassertropfen umschliesst den über dem Boden hervorragenden Theil des Laufrades. Der Wasserzufluss zum Turbinenrad kann auf zwei Arten abgesperrt oder regulirt werden; entweder durch den direct die Leitcanäle deckenden Schieber oder durch die Drosselklappe im Einlaufrohr. Gewöhnlich wird der Schieber, dem Kraftbedarf entsprechend, für längere Zeit eingestellt und findet die Regulirung und das Anlassen und Abstellen durch die Drosselklappe statt. Beim Betrieb gewisser Walzenstrassen wird innert kurzen Zwischenräumen regelmässig die Bewegungsrichtung gewechselt. Es war daher anfänglich projectirt, die Turbinen reversibel d. h. mit Umsteuerung zum Vor- und Rücklaufen zu construiren, wie solche vor einigen Jahren von der Firma J. J. Rieter & Co. für eine Drehbrücke nach Moskau geliefert wurde. Endgültig wurde dann aber der Bewegungswechsel an die Arbeitsmaschinen verlegt, von der Turbine jedoch verlangt, dass sie rasch abgestellt werden könne. Dies geschieht mit dem zur Hauptdrosselklappe führenden Handrad, welches beständig durch einen Arbeiter bedient wird. Bei $10\frac{3}{4}$ Umdrehungen dieses Rades findet ein Öffnen oder Schliessen der Turbine statt. Vor der grossen Drosselklappe zweigt ein Leerlaufrohr von 200 mm Weite ab, in welches eine kleine Drosselklappe geschaltet ist. Die Getriebe der grossen und kleinen Klappe sind nun so miteinander verbunden, dass das Schliessen der Einen ein Öffnen der Andern bedingt und umgekehrt. Dadurch wird die Hauptleitung vor gefährlichen hydraulischen Stössen bewahrt.

Es ist immer von Interesse, an Hand guter Ausführungen die Coefficienten zu controliren, die in unsere gewöhnlichen Anstellungsformeln einzuführen sind, damit sie mit der Praxis stimmen. Wir wollen daher ein Hauptstück der Anlage, die Turbinenwelle etwas nachrechnen:

Gewicht des Laufrades incl. Nabe 4100 kg
Wasserdruck in radialer Richtung approximativ 2900 kg

Totale Belastung durch das Lauf-Rad $P = 7000$ kg

Bei Annahme freier Auflage an beiden Enden und Verlegung obiger Belastung in die Mitte zwischen beiden Lagern, erhalten wir als Maximalbiegungsmoment hervor gebracht durch das Laufrad

$$M_r = P \frac{l}{4} = \frac{7000 \cdot 160}{4} = 280.000 \text{ cm kg,}$$

bei einer Distanz der Auflagerpunkte von 160 cm.

Ein Blick auf den Querschnitt der Zeichnung zeigt, dass die Belastung in Wirklichkeit nicht so ungünstig wirkt, als wir der Berechnung zu Grunde legen.

Das Biegemoment, in Folge des Eigengewichtes der Welle gleichmässig auf die ganze Länge vertheilt, wird:

$$M_w = \frac{G l}{8} = \frac{1000 \cdot 160}{8} = 20.000 \text{ cm kg;}$$

weil das Gewicht der 26 cm dicken Welle zwischen den Lagern rund 1000 kg beträgt.

Es wird somit das Maximalbiegungsmoment für die Welle:

$$M_b = M_r + M_w = 300.000 \text{ cm kg.}$$

Bei $N = 800$ Pfdkr. und $n = 200$ Umdrehungen wird das Torsionsmoment:

$$M_d = 716 \cdot 20 \cdot \frac{800}{200} = 286.480 \text{ cm kg.}$$

Mit Hülfe der Formel:

$$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}$$

und unter Benutzung der Poncelet'schen Näherungsformel, nach welcher man setzen kann:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = \alpha x + \beta y$$

erhalten wir innert der Grenzen unseres Specialfalles:

$$M_i = 0,975 M_b + 0,249 M_d = 363.840 \text{ cm kg}$$

Zwischen dem ideellen Biegemoment M_i , dem Widerstandsmoment W und der ideellen Normalspannung k in der stärkst gezogenen Faser besteht folgende Beziehung:

$$M_i = W k \text{ oder } k = \frac{M_i}{W}.$$

Für kreisförmigen Querschnitt ist $W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = 0,1 d^3$ somit für unsere Welle:

$$k = \frac{363.840}{0,1 \cdot 26^3} = 207 \text{ kg pro cm}^2.$$

Es darf nun k werden:

	für Guss	Schmiedeseisen	Gussstahl
nach Kellers Constructionslehre	200	400	800
nach der „Hütte“	200	600	1000
nach Bernoullis Vademecum	230	350	—

Die vorliegende Welle besteht aus prima geschmiedetem Bessemerstahl mit einer absoluten Festigkeit von mindestens 6000 kg per cm^2 und ist somit mit viel grösserer Sicherheit construirt, als gebräuchliche Lehr- und Handbücher vorschreiben. Eine so grosse Sicherheit ist motivirt durch den Risico bei so grossen Geschwindigkeiten und Kräften, sowie durch die bei Walzwerkbetrieb unvermeidlichen Stösse.

Ueber Wassermessung mit Schwimmern.

In No. 3 dieser Zeitschrift findet sich die Berichterstattung über einen Vortrag, den Herr Dr. Bürkli-Ziegler im Zürcher Ingenieur-Verein hielt. Der Vortragende machte dabei Mittheilungen über Wassermessungen, welche mit Woltmann'schen Flügeln und Stabschwimmern in der Rhone, Limmat und im Linthcanal vorgenommen wurden. Er schloss die für Hydrauliker höchst interessanten Mittheilungen mit dem Satz, dass die Stabschwimmer eine um 10% zu grosse Wassermenge ergeben, was gleichbedeutend damit ist, dass sie sich um 10% schneller vorwärts bewegen, als das sie umgebende Wasser.

Dies veranlasst mich zu nachfolgenden Ausführungen, zu denen ich mich um so eher verpflichtet fühle, als ich bei jedem Anlass versucht habe, die Zuverlässigkeit der Stabschwimmermessungen nachzuweisen. Die vielen Wassermessungen, die ich während mehr als 40 Jahren in kleinen und grössern Gewässern der Schweiz ausgeführt habe, sind nach dieser Schwimmermethode erfolgt, deren Richtigkeit ich begründen will.

Das Bestreben des Herrn Dr. Bürkli, zwischen den Flügelmessungen und denen mit Schwimmern ein der Wahrheit nahekommendes, constantes Verhältniss herzustellen, ist gewiss höchst lobenswerth, da nach beiden Methoden ein bedeutendes statistisches Material sich vorfindet, das nach den gefundenen Coefficienten berichtigt und in Einklang gebracht werden könnte. Wäre z. B. die Behauptung, dass die schwimmenden Stäbe ein um 10% grösseres Resultat ergeben, als die wirkliche Wassermenge beträgt, bewiesen,