

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau

Autor(en): **Zuppinger, W.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **57/58 (1911)**

Heft 20

PDF erstellt am: **21.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-82615>

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.

INHALT: Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau. — Wettbewerb für Ueberbauung des Kannenfeldareals der Römisch-katholischen Gemeinde Basel. — „Skizzen und Studien von J. R. Rahn“. — Miscellanea: Schweizer. Geometer-Verein. Die Tagung für Denkmalpflege und Heimatschutz in Salzburg 1911. Hygienische Erfahrungen beim Druckluftbetrieb. Aarebrücke in Aarburg. Wasserkraftpläne in Südtirol. Ein Messwagen zur Aufnahme des Lichtraumprofils und der Bahnkrümmung. Eine Drehstrom-Bogenlampe mit 4 Kohlen. Die Schwierigkeiten der Einführung des metrischen Systems in England. Monatsausweis über die Arbeiten am Lötschbergtunnel. Sport-

palast in Berlin. Die höchst gelegenen Eisenbahnen. Seeschiff mit hydrodynamischem Antrieb und Gaskraft-Anlage. Untergrundbahn für Buenos Aires. Anwendung schwerer Mallet-Lokomotiven. Eidg. Polytechnikum. Das „Industriehaus“ in Wien. Wallot-Feier in Dresden. Schweizer Bundesbahnen. Evangelische Kirche Flawil. Die elektrifizierte Hauptbahnstrecke Dessau-Bitterfeld. — Konkurrenzen: Spital in Rosario, Argentinien. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. Ingenieur- und Architekten-Verein St. Gallen. G. e. P.: Stellenvermittlung. Tafeln 58 bis 61: Aus: Skizzen und Studien von J. R. Rahn.

Band 57.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und unter genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 20.

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

Von W. Zuppinger, konsult. Ingenieur in Zürich.

I. Vorwort.

Während 35-jähriger Praxis in dem industriell mächtig aufblühenden und wasserreichen Italien, zuerst als Konstrukteur und später als technischer Konsulent, hatte ich Gelegenheit, eine grosse Anzahl von Wasserturbinen auf ihren Wirkungsgrad zu prüfen, von den heute veralteten Girard- und Jonvalturbinen an bis zu den neuesten schnellaufenden Francisturbinen mit grosser Schluckfähigkeit. Dabei habe ich die Beobachtung gemacht, dass etwa zugezogene Gegenexperten für derartige Versuche nicht immer die genügenden Kenntnisse besaßen, und gelegentlich durchaus unrichtige Behauptungen aufstellten.

In der Schweiz sind zwar die bezüglichen Verhältnisse, wenigstens betreffs der Wassermessung, besser abgeklärt, offenbar begünstigt durch die hervorragenden Verdienste des Herrn Dr. Ing. J. Epper, Vorsteher des Eidg. hydrometrischen Bureau in Bern, andererseits durch die ganz vorzüglichen Versuchseinrichtungen im Maschinenlaboratorium unserer technischen Hochschule in Zürich. Immerhin hoffe ich, eine Veröffentlichung meiner bezüglichen Erfahrungen und Erlebnisse dürfte auch hier einiges Interesse bieten, umso mehr, als besonders die Turbinenfabrikanten ihre Versuchserfahrungen naturgemäss für sich behalten.

Seit der gewaltigen Entwicklung der Elektrotechnik und der zunehmenden Ausnützung von Wasserkraften unter den verschiedenartigsten Verhältnissen, mit Gefällen von kaum 1 m bis 900 und mehr Meter, und mit Wassermengen von kaum 50 l/sek. bis zu 5000 m³/sek., sind die Anforderungen an den Turbinenbauer zu einer Höhe gestiegen, die man in früheren Zeiten nie geahnt hatte. Man verlangt heute Turbinen von den kleinsten bis zu den grösstmöglichen Schluckfähigkeiten und Umdrehungszahlen, mit Einheiten von 0,5 bis zu 10 000 und mehr Pferdestärken.

System und Grösse einer Turbine sind bekanntlich bedingt durch das verfügbare Gefälle H und die Wassermenge Q , bzw. durch das Verhältnis $\frac{Q}{\sqrt{H}}$, sowie durch

die gewünschte Umlaufzahl n , während der Einbau und die Anordnung sich meist nach den örtlichen Verhältnissen richten und, namentlich für Fabrikbetrieb, viel Erfahrung erfordern. Ausser der richtigen Schaufelkonstruktion werden noch viele andere ebenso wichtige Anforderungen an eine vollkommene moderne Turbinenanlage gestellt, sei es bezüglich Ausbildung der Einzelheiten oder bezüglich der ebenso schwierigen Regulierung, sodass man sich wahrlich nicht wundern darf, wenn bei der Inbetriebsetzung hin und wieder nicht Alles sofort klappt, umso mehr als die Turbinen leider nicht wie viele andere Maschinen in der Werkstatt probiert werden können.

Besteht der Fehler in ungenügender Leistung, so liegt die Ursache, wie wir sehen werden, nicht immer, wohl aber in den meisten Fällen in der Schaufelkonstruktion, weil dies der wichtigste und grundlegende Teil einer Turbine ist. Wiewohl die Theorie heute bekanntlich einen hohen Grad von Vollkommenheit erreicht hat, weiss doch jeder Praktiker, wie leicht bei einer Turbine unliebsame Verschiebungen der Wasserfäden oder andere störende Erscheinungen auftreten können, welche die Berechnung entweder teilweise oder ganz illusorisch machen und den Wirkungsgrad beeinträchtigen können. Gewiss sind es

doch nicht 2% mehr oder weniger Nutzeffekt, die das Glück eines industriellen Werkes ausmachen. Da aber auch bei ganz modernen Turbinen tatsächlich Abweichungen von 10 und mehr Prozenten vorkommen können, ist Vorsicht angezeigt und lohnt es sich der Mühe, in zweifelhaften Fällen genaue Versuche über den Wirkungsgrad anzustellen.

Im Folgenden seien zunächst die *Versuche an Turbinen im Allgemeinen* behandelt und der hierauf bezügliche Unterschied hervorgehoben zwischen Versuchslaboratorium und industriellen Anlagen, sowie allfällige Fehler an letzteren beschrieben, die ebenso leicht wie eine verfehlte Schaufelkonstruktion den Nutzeffekt einer Anlage beeinträchtigen können. Bei Besprechung der *Bremsproben* ist zunächst darzulegen, wie man solche ausführen soll, um allfällige bewusste oder unbewusste Fehler zu verhüten. Sodann folgt die Konstruktionszeichnung für einen Bremsdynamometer, der sich in der Praxis vortrefflich bewährt hat. Zu Folge energischer Kühlung und rationeller Schmierung erreicht man mit dieser Konstruktion mit denkbar kleinsten Dimensionen der Bremse grosse Leistungsfähigkeit, wie dies für industrielle Proben notwendig ist; gleichzeitig ermöglicht sie einen stundenlangen völligen Beharrungszustand, wie ihn eine genaue Wassermessung zur Voraussetzung hat. Dann sind die verschiedenen Anordnungen der Bremse für vertikale und horizontale Wellen, mit den bezüglichen Eigentümlichkeiten beschrieben.

Für die *Wassermessung* ist zunächst der Messschirm erwähnt, der heutzutage wohl die zuverlässigste aller Messmethoden bildet, aber leider meist nur in Versuchsanstalten Anwendung finden kann. Bei industriellen Anlagen kommen mehr die Ueberfälle und hydrometrische Flügel in Betracht. Für erstere sind namentlich die neuern Versuchsergebnisse von Bazin, Hansen und Frese, ohne Seitenkontraktion, aber mit Berücksichtigung einiger besonderer Vorsichtsmassregeln, empfohlen. Ferner sind die bei industriellen Proben auftretenden Schwierigkeiten für Ueberfallmessungen behandelt und wird gezeigt, wieviel einfacher und eben so genau die Versuche sich gestalten bei Wassermessung mittelst hydrometrischem Flügel. Für letztere sind ebenfalls einige in der Praxis auftretende Schwierigkeiten erwähnt, und sodann die verschiedenen Messmethoden behandelt, die mit diesen Flügeln möglich und üblich sind.

Von Turbinensystemen betrachte ich fast ausschliesslich die *Francisturbinen*. Da diese aber so wesentlich unter sich verschieden sein können, je nach ihrer Charakteristik, ist letztere besonders eingehend behandelt, umso mehr als darüber selten genügende Definitionen gegeben werden.

An Hand von ziemlich umfangreichem, zuverlässigem Versuchsmaterial ist sodann gezeigt, wie schwierig es ist, mit einer hohen *spezifischen Drehzahl* auch gute Wirkungsgrade zu erreichen, namentlich bei kleiner Beaufschlagung. Es sind dafür die Gründe untersucht mit den übrigen bei diesen sogen. Schnellläufern auftretenden Schwierigkeiten.

Es folgen sodann *komplette Versuche* an einigen ausgeführten Anlagen, wo diese entweder mit besonderer Sorgfalt vorbereitet und durchgeführt werden konnten, oder wo solche besonderes Interesse bieten.

Zum Schlusse mögen einige Ratschläge für *Neuanlagen* am Platze sein, namentlich auch mit Rücksicht auf die Möglichkeit genauer Versuche. Für mittlere Gefälle und stark veränderliche Wassermenge folgt als Vorbild eine moderne komplette Turbinenanlage, mit Anwendung aller neuzeitlichen Vervollkommnungen, wie Kanalbaute und Wasserkammer in armiertem Beton, mit zentralem Saugüberfall und mit Lenixantrieb, zur Vervollständigung dieser Arbeit.

II.

Allgemeines über Turbinenproben und Turbinenanlagen.

Um den *Wirkungsgrad*¹⁾ einer Turbine zu finden, müssen wir bekanntlich drei Operationen ausführen:

1. Die Bremsung, um die effektive Leistung N_e in PS zu bestimmen. In Folgendem ist die Bremsung, bzw. Messung meist auf mechanischem Wege verstanden, d. h. mittelst Prony's Zaum oder Bremsdynamometer, während bei elektrischen Anlagen mit grösseren Leistungen bekanntlich ausschliesslich mittelst Wasserwiderständen gemessen wird.

2. Die Bestimmung der verbrauchten Wassermenge Q in m^3/sek , was auf verschiedene Art geschehen kann, je nach der Disposition der Anlage, meistens mittelst Ueberfall oder mittelst Woltmann'schem Flügel.

3. Die Messung des Gefälles H zwischen Oberwasser- und Unterwasserspiegel. In der Regel gilt dieses Gesamtgefälle H_g auch als nützliches Gefälle H_n für die Turbine, ausser bei langen Rohrleitungen, wo die bezüglichen Widerstände der Wasserreibung abgezogen werden müssen, was mittelst Piezometer oder mittelst geeichten Manometern geschieht.

Die absolute verfügbare Leistung N_a für die Turbine ergibt sich dann zu $N_a = \frac{1000 Q \times H_n}{75}$ in PS.

Effekt. Gesamtwirkungsgrad der Turbine $\eta = \frac{N_e}{N_a}$ in %.

Bevor wir auf obige Punkte näher eintreten, mögen einige *allgemeine Bemerkungen* am Platze sein.

Jeder, der schon mit solchen Turbinenproben zu tun gehabt hat, kennt die praktischen Schwierigkeiten, sobald es sich um *industrielle Turbinenanlagen* handelt, besonders wenn diese schon im Betriebe sind.

Am meisten Schwierigkeiten bietet hier in der Regel die Wassermessung, namentlich der Einbau eines einwandfreien Ueberfalles. Bedeutend einfacher gestaltet sich die Sache, wie bereits bemerkt, bei Anwendung eines Woltmann'schen Flügels, der wie wir sehen werden, ebenso grosse Garantie für Genauigkeit bietet wie der Ueberfall.

Es gibt aber nicht selten Turbinenanlagen, selbst in ganz modernen Zentralen, bei denen, wie später an einigen Beispielen gezeigt werden soll, weder die eine noch die andere Wassermessung überhaupt, oder wenigstens nicht einwandfrei möglich ist.

Auch fehlt sehr oft der nötige Platz zum Anbringen einer Bremse, oder es ist dieser so eng bemessen, dass das Bremsen lebensgefährlich wird, namentlich bei allfälligem Bruch an der Bremse, worauf man stets gefasst sein muss.

Es wäre daher sehr zu empfehlen, bei Neuanlagen stets auch die Möglichkeit der Vornahme genauer Versuche im Auge zu behalten.

Wie leicht aber *Fehler* möglich sind bei den *Versuchen* an Turbinen, sowohl geflissentliche als ungeflissentliche, soll bei der näheren Besprechung von Bremsversuchen und Wassermessungen gezeigt werden. Ja es gibt Leute, die glauben, man könne überhaupt nur in besonderen Laboratorien die Versuche derart durchführen, dass man eines einwandfreien Resultates absolut sicher sei. Das wäre ja ein höchst einfaches und gewiss originelles Mittel, um jede beliebige Garantieprobe zu beanstanden²⁾.

Zum Glück sind wir aber längst über diesen Punkt hinaus, wenn auch zugestanden werden muss, dass bei industriellen Proben eine gewisse *Toleranz* bis auf etwa $\pm 2\%$ walten soll, sei es wegen oft unvermeidlichen Beobachtungsfehlern, oder wegen Unbestimmtheit in der Anwendung bekannter Koeffizienten oder Formeln.

Bekanntlich sind zu wiederholten Malen Turbinen amerikanischer Herkunft, mit Zertifikaten der bekannten

¹⁾ In dem neulich erschienenen vorzüglichen Werke „Francis-Turbinen“ von Honold & Albrecht, wird der Vorschlag gemacht, die bisher üblichen Bezeichnungen „Wirkungsgrad“ oder „Nutzeffekt“ durch das korrektere Wort „Nutzgrad“ zu ersetzen.

²⁾ In der Tat versuchte noch vor wenigen Jahren ein französischer Turbinenlieferant dieses Mittel in allem Ernste zu praktizieren.

Versuchsanstalt Holyoke versehen, in Europa wieder probiert und hierbei bis zu 10% geringere Wirkungsgrade festgestellt worden¹⁾.

Ueber diese Unterschiede bemerkt Ing. Köster in seinem hochinteressanten Aufsätze über amerikanische Wasserkraft-Uebertragungsanlagen²⁾ wörtlich:

„Prof. Pfarr's Versuche an einer American-Turbine sind in der amerikanischen technischen Literatur mehrfach besprochen worden, und der vorgeschrittene Erbauer von Wasserkraftwerken beginnt einzusehen, dass es durchaus notwendig ist, die Messungen an der Turbine im Werke selbst durchzuführen, insbesondere dann, wenn es sich um eine Anlage mit mittlerem und hohem Gefälle handelt.“

So richtig dieser Satz einerseits ist, könnte dagegen der Schluss leicht so verstanden werden, dass die in Holyoke mit max. 5,50 m Gefälle gemachten Versuche für höhere Gefälle keine Giltigkeit mehr hätten. Solche Ansicht wäre, obwohl noch viel verbreitet, grundfalsch; denn sowohl Ueberlegung als Erfahrung zeigen, dass eine gegebene Reaktions-turbine z. B. für 20 m Gefälle ungefähr denselben Wirkungsgrad ergibt wie für 5 m, wenn nur die Wassermenge und Tourenzahl entsprechend ändern, und zwar im Verhältnis zu $\sqrt{\frac{20}{5}} = 2,00$ ³⁾.

Die oben gerügten Unterschiede im Nutzeffekt rühren also nicht her von verändertem Gefälle, sondern hauptsächlich von der veralteten Wassermessungsmethode, die in Holyoke angewandt wird oder wurde, wie aus der bezüglichen Korrespondenz zwischen Prof. Pfarr und dem Direktor jener Anstalt hervorgeht⁴⁾.

Wohl aber ist die Ansicht des Herrn Köster sehr richtig, dass bei einer *industriellen Turbinenanlage*, im Gegensatz zu einer perfekt angelegten Versuchsanstalt, noch viele anderen Faktoren mitspielen, die den Nutzeffekt beeinträchtigen können. So ist z. B. schon manches Laufrad unnützerweise geändert und ausgewechselt worden, weil man den Fehler irrümlicherweise in der Schaufelkonstruktion suchte, während er in Wirklichkeit ganz anderswo lag.

Zunächst wird häufig gefehlt in ungünstigem *Einlaut*. Sehr oft ist der Rechen zu schmal und zu kurz, sodass dort bei geringer Verunreinigung, und namentlich bei Eisbildung, ein bedeutender Gefällsverlust entstehen kann, den man selten beobachtet und oft auch nicht beobachten kann, wenn die Wasserkammer oben hermetisch geschlossen ist, wie dies leider so oft der Fall ist. Ist sodann eine Rohrleitung vorhanden, und befindet sich deren Mündung zu nahe am Oberwasserspiegel, so bilden sich leicht Trichter und tritt dann Luft in die Röhre ein. Oder aber der Einlaut der letzteren ist nicht genügend ausgeweitet, sodass Kontraktion stattfindet.

Auch sind die *Rohrleitungen* nicht immer rationell angelegt; besonders können unter Umständen Krümmungen und Drosselklappen ziemlich bedeutende Verluste erzeugen.

Ebenso können schädliche Störungen vorkommen im *Innern des Turbinengehäuses*, bevor das Wasser zur eigentlichen Turbine gelangt, oder es bilden sich Wirbelungen in zu enger Wasserkammer.

Wie oft kommt es ferner vor, dass der *Leitapparat* nicht in Ordnung ist, namentlich infolge von Abnutzung bei sandhaltigem Wasser, oder dass die Schaufeln ausgefressen oder gebrochen sind, oder dass die Kanäle verstopft sind durch Holz, Eis oder andere Gegenstände. Selten nimmt man sich die Mühe, die beiden Räder alle 8 Tage zu reinigen

¹⁾ Vergl. Pfarr Z. d. V. d. J. 1902, Seite 845, Schmitthener Z. d. V. d. J. 1903, Seite 842. Ähnliche Resultate habe auch ich konstatiert aus eigenen Versuchen.

²⁾ Köster, Z. d. V. d. J. 1910, Seite 1788.

³⁾ Dies gilt auch für Freistrahls- bzw. Girardturbinen, aber nur bei mittleren und höheren Gefällen. Weil nämlich bei diesem Turbinensystem die Höhe des Laufrades schlecht und das Freihängen gar nicht ausgenützt wird, so kann für kleine Gefälle das bezügliche Verhältnis zum ganzen Gefälle beträchtlich werden, und dann muss der Wirkungsgrad aus diesem Grunde abnehmen.

⁴⁾ Z. d. V. d. J. 1902, Seite 1789.

und namentlich den Leitapparat und die Regulierorgane zu untersuchen¹⁾.

Aber auch im *Abfluss* der Turbine können Verluste vorkommen, sei es, dass der Kanalquerschnitt zu eng ist oder scharfe Krümmungen aufweist, oder dass bei kleinem Wasserstande Luft von unten her eintritt und dann die Saugwirkung entweder verschlechtert oder gar verunmöglicht. Auf die Wirbelungen des Wassers im Saugrohre, welche den Effekt ebenfalls verschlechtern, werden wir später zurückkommen.

Bei *Saugkrümmern in Beton* besteht ferner die Gefahr, dass bei mangelhafter Ausführung des Mauerwerkes Luft eingesogen werden kann²⁾. Sind solche Betonkrümmer mit Uebergang vom runden in rechteckigen Querschnitt kurz, so kommt es nicht selten vor, dass der ganze Wasserstrom auf die Mitte konzentriert bleibt, während rechts und links sich Wirbelungen bilden, die nicht nur den durch die Ausweitung des Saugrohres bezweckten Vorteil illusorisch machen, sondern den guten Effekt der Turbine ebenfalls beeinträchtigen können.

III. Bremsproben.

So einfach sich diese Operation in Versuchslaboratorien ausführen lässt, wo schon alles Nötige dazu hergerichtet ist, so mannigfach verschieden gestaltet sich die Sache bei industriellen Anlagen. Bei letzteren sind die Bremsversuche meist mit bedeutenden Kosten und Umständlichkeiten verbunden, weshalb sie hier selten mit der Gründlichkeit und Sorgfalt ausgeführt werden, die erforderlich wäre, um daraus mit aller Sicherheit auf den wahren Wirkungsgrad einer Turbine schliessen können.

Da es ferner bei Bremsproben vorkommen kann, dass gewisse Umstände das Resultat verbessern oder verschlechtern können, so sollen folgende *Vorsichtsmassregeln* beobachtet werden:

In erster Linie empfiehlt es sich, entweder eine Bremsprobe möglichst lange auszudehnen, oder dann möglichst viele kürzere Proben an derselben zu untersuchenden Turbine vorzunehmen, während man sich früher mit ganz wenigen von kurzer Dauer begnügte. Und zwar mache man diese Versuche mit Oeffnungen $\frac{1}{1}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ des Leitapparates, und jeweilig mit allen möglichen Geschwindigkeiten, vom Stillstand $n = 0$ bis zum Leerlauf $n = \text{maximum}$, indem man den Bremshebel sukzessive belastet oder entlastet und dann die Touren in der Minute zählt oder an einem Zählapparat abliest, nicht aber an einem Tachometer; zur ungefähren Kontrolle aber für den Bremser und zu schneller Orientierung leistet letzterer treffliche Dienste.

Die so erhaltenen Resultate $P = f(n)$ trage man nach Abbildung 1 graphisch auf mit n als Abszisse; es müssen dann die Werte der Bremsbelastung P eine fortlaufende regelmässige Kurve bilden, als Mittel aller durch das Experiment erhaltenen Werte. Auf diese Art kommen alle willkürlichen und unwillkürlichen oft unvermeidlichen Unregelmässigkeiten zum Vorschein und können ausgedehnt werden.

¹⁾ Ueberhaupt sind die Wasserturbinen wohl diejenigen Maschinen, die im Betriebe am wenigsten beaufsichtigt werden.

So bezeugte mir einst ein Industrieller mit Freuden: die ihm vor 1 Jahre gelieferte Turbine gehe sehr gut; seit der Inbetriebsetzung habe er sie nie mehr nachzuschauen gebraucht!

Einen andern Fall kenne ich, wo monatelang eine Dampfmaschine ganz unnützerweise im Betriebe war, weil niemand bemerkt hatte, dass der Regulierapparat der Turbine nicht in Ordnung war und die Hälfte der Leitschaukeln geschlossen hielt!

Es kann deshalb nie genug empfohlen werden, eine Turbine so zu konstruieren und zu disponieren, dass alle wichtigeren Teile, namentlich die Regulierorgane und die Lager, auch bequem zugänglich seien, sowie dass das Turbinenlokal gut beleuchtet sei, um die Beaufsichtigung zu erleichtern.

²⁾ Ein solcher Fall wurde z. B. konstatiert an einer 560-pferdigen Turbine mit 4 m Sauggefälle, die den garantierten Nutzeffekt nicht ergab. Nach gründlicher Revision und sorgfältiger Auszementierung innen und aussen nahm sodann die Leistung der Turbine um fast 10% zu und diese funktioniert seither tadellos.

Mit den dem Diagramm zu entnehmenden Mittelwerten von P berechnet man sodann die effektive gebremste Leistung $N_e = \frac{l\pi \cdot n}{30 \cdot 75} \cdot P = \frac{P \cdot n}{c}$ in PS, wo $c = \frac{30 \cdot 75}{l\pi}$ ein von der Bremshebellänge abhängiger Koeffizient und daher für alle Versuche konstant ist. Die Formel ist in letzterer Form einfacher für Benützung des Rechenschiebers. Es ergibt sich also schliesslich auf diese Weise für jede Umlaufzahl n nur ein ganz bestimmter Wert von Leistung und Wirkungsgrad, im Gegensatz zu frühern Verfahren, bei denen für dieselbe Beaufschlagung und Geschwindigkeit drei- und vierlei verschiedene Resultate ausgerechnet wurden.

Ferner empfiehlt es sich, ungeachtet Bespritzung durch Wasser und Oel, sich möglichst nahe beim Bremser aufzustellen, und die reguläre Bedienung der Bremse zu kontrollieren. Sodann ist besonders darauf zu achten, jeweilig die Umläufe erst zu zählen, wenn sich die Waage genau und ruhig eingestellt hat. Es ist deshalb notwendig, dass letztere vom Bremsstand aus immer gut sichtbar bleibt, was nur möglich ist, wenn genügend Kühlwasser zugeführt wird, so dass die Bremse allerdings warm wird, aber möglichst wenig Dampf und Rauch entwickelt.

Nach meiner Erfahrung eignet sich für derartige Bremsungen der einfache *Prony'sche Zaum* mit Holzbacken immer noch am besten. Immerhin ist derselbe im Laufe der Jahre bedeutend vervollkommenet worden, weil die Bedürfnisse nach einer guten Bremsung sich gesteigert haben. Bei den heute üblichen Wassermessungen ist es nämlich notwendig, eine Turbine oft stundenlang in vollkommenem Beharrungszustande gebremst zu erhalten, was mit den alten primitiven Bremsen nicht möglich war.

Als Schmierung der Bremse verwendete man früher Seifenwasser (oft gemischt mit Oel), welches in reichlichem Masse zugegossen gleichzeitig auch zur Kühlung dienen musste. Bei einermassen ausgedehnten Versuchen ist dieses System mangelhaft und unvollkommen; besser ist es, die Schmierung von der Kühlung zu trennen. Man erhält dann, wenn alles klappt, einen wunderbar schönen Beharrungszustand (auch bei kleinen Geschwindigkeiten), was natürlich für die Zuverlässigkeit der Resultate die Hauptsache ist.

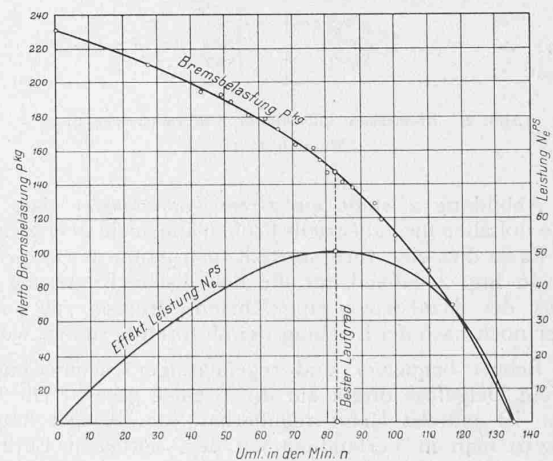


Abb. 1. Graphische Darstellung der Bremsergebnisse.

Die *Schmierung der Holzbacken* geschieht am besten durch gutes Oel in bescheidenem Masse, aber mit ganz regelmässigem Zufluss. Die Backen sollen genügend tiefe Nuten besitzen und eine gute Einführung des Schmieröles gestatten. Insbesondere ist auch darauf zu achten, dass die Bremsbacken ja nicht klemmen; sonst setzt sich die Bremse leicht fest, wobei es auch dem allerbesten Bremser nicht möglich ist, einen guten Beharrungszustand zu erreichen, indem dann die Umlaufzahl beständig schwankt, namentlich bei kleiner Geschwindigkeit.

Die *Kühlung der Bremscheibe*, bzw. der Abführung der durch die abgebremste Arbeit erzeugten Wärme, ge-

schiebt durch Wasser. Bei den gewöhnlichen Bremskonstruktionen ist zu diesem Zwecke der Kranz der Scheibe nach innen \square -förmig ausgebildet zur Aufnahme des Kühlwassers, mittelst Zuflussrohr und löffelartigem Abflussrohr. Obschon sich diese Konstruktion für feste Laboratoriumseinrichtungen gut bewährt hat, eignet sie sich weniger für „transportable“ Bremsen, weil die Kühlung zu wenig energisch und deshalb die Scheibe und damit die ganze Bremse viel zu gross und zu schwerfällig ausfallen.

Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau.

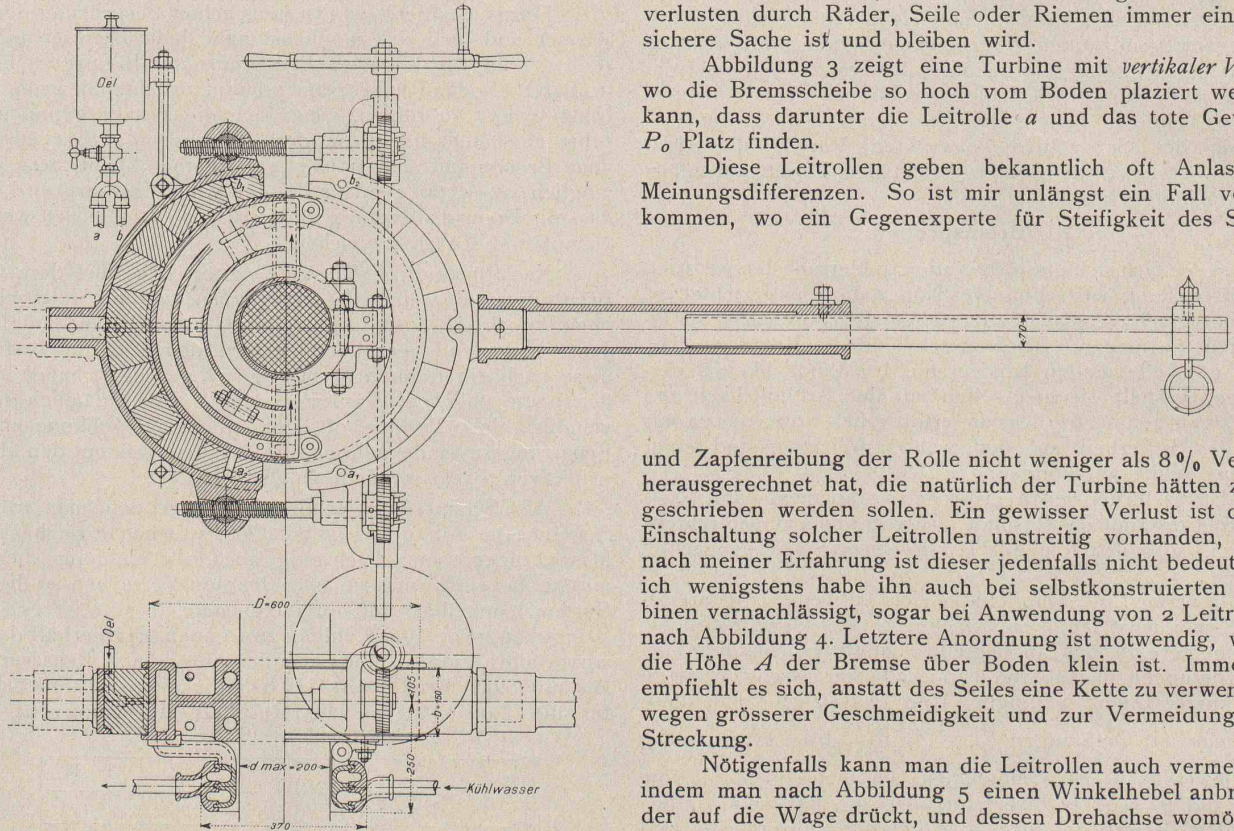


Abb. 2. Bremszaum mit innerer Kühlwasserzirkulation.
Masstab 1:15.

Abbildung 2 stellt ein *Bremsdynamometer* dar, wie solche in Italien für industrielle Proben allgemein gebräuchlich sind. Es ist dies eine verbesserte Konstruktion der ursprünglich von Ing. Thiabaud für die italienische Regierung aus Anlass der Mahlsteuer eingeführten Bremse, als diese Steuer noch nach der Leistung der Motoren bestimmt wurde.

Behufs bequemer und regelmässiger Schmierung ist hier ein Oelgefäss direkt auf die Bremse gesetzt. Die Oelzufuhr ist mittelst Hahn regulierbar; die Austrittsstutzen a b setzt man in Verbindung mit dem seitlichen Eintrittsstutzen a_1 b_1 , während a_2 b_2 verstopft werden, oder umgekehrt, je nach der Drehrichtung der Scheibe. Das Kühlwasser zirkuliert hier durch Vermittlung eines seitlichen Schleifringes im Innern des Scheibenkranzes, indem man dasselbe entweder aus einem hochgelegenen Reservoir zuführt, oder besser mittelst einer kräftigen Pumpe hindurchpresst. Dadurch erreicht man eine sehr energische Kühlung und kann deshalb für den gegebenen Fall mit viel kleineren und leichteren Apparaten auskommen. So z. B. wurden mit einer derartig konstruierten Bremse mit Scheibe von 600×150 mm schon 180 PS bei 200 Uml/min über eine Stunde lang ohne jegliche Störung gebremst. Allerdings hat sie sich dabei erwärmt, aber es ist eben ein Fehler, zu glauben, dies sollte nicht sein; im Gegenteil, nach meiner Erfahrung kann man eine Bremse in kaltem Zustande nie fein regulieren.

Nach den Angaben der Hütte (neueste Auflage) ergäbe die Formel $D \cdot b \geq \frac{75 N_e}{w}$, je nach der Geschwindigkeit, für obigen Fall eine Bremscheibe von mindestens $1,400 \times 200$, wobei für Wasserkühlung $w = 2,5$ bis 5. Das wäre ein wahres Ungetüm von Bremse für unsern Zweck, d. h. bezüglich Transport und Montage, und es fände sich wohl selten Platz sie anzubringen.

Die *Anordnung der Bremsen* ist eine gar mannigfache, je nach dem verfügbaren Platz und je nach der Lage der Welle. Natürlich setzt man dieselbe wo immer möglich direkt auf die Turbinenwelle, indem die Berechnung von Reibungsverlusten durch Räder, Seile oder Riemen immer eine unsichere Sache ist und bleiben wird.

Abbildung 3 zeigt eine Turbine mit *vertikaler Welle*, wo die Bremscheibe so hoch vom Boden plaziert werden kann, dass darunter die Leitrolle a und das tote Gewicht P_0 Platz finden.

Diese Leitrollen geben bekanntlich oft Anlass zu Meinungsdivergenzen. So ist mir unlängst ein Fall vorgekommen, wo ein Gegenexperte für Steifigkeit des Seiles

und Zapfenreibung der Rolle nicht weniger als 8% Verlust herausgerechnet hat, die natürlich der Turbine hätten zugut geschrieben werden sollen. Ein gewisser Verlust ist durch Einschaltung solcher Leitrollen unstrittig vorhanden, aber nach meiner Erfahrung ist dieser jedenfalls nicht bedeutend; ich wenigstens habe ihn auch bei selbstkonstruierten Turbinen vernachlässigt, sogar bei Anwendung von 2 Leitrollen nach Abbildung 4. Letztere Anordnung ist notwendig, wenn die Höhe A der Bremse über Boden klein ist. Immerhin empfiehlt es sich, anstatt des Seiles eine Kette zu verwenden, wegen grösserer Geschmeidigkeit und zur Vermeidung von Streckung.

Nötigenfalls kann man die Leitrollen auch vermeiden, indem man nach Abbildung 5 einen Winkelhebel anbringt, der auf die Wage drückt, und dessen Drehachse womöglich schneidensförmig gelagert ist.

Bezeichne P_0 das tote Gewicht (Tara) auf der Wage, das in Rücksicht auf das Festbremsen der Turbine mindestens das doppelte der normalen Belastung P betragen soll, und sei P_1 das an der Dezimalwage abgelesene Gewicht, so ist bei Abbildungen 3 und 4 die Nettobelastung der Bremse $P = P_0 - P_1$. Bei Anordnung nach Abbildung 5 dagegen ist $P = P_1 - p_0$, wenn hier p_0 das auf die Wage drückende Eigengewicht des Winkelhebels bedeutet. Dass die Wage vor und nach den Proben genau zu prüfen ist auf Genauigkeit und Empfindlichkeit, ist wohl unnötig zu erwähnen.

Mehr Schwierigkeit ergibt sich bei vertikalen Wellen aus dem Eigengewicht der Bremse. Ist letztere für Doppelhebel konstruiert nach Abbildung 2 zum Zwecke der Ausbalancierung, und ist genügend Platz vorhanden, um beide Hebel einsetzen zu können, so ist die Sache allerdings einfacher. Es bleibt dann nur die Reibung, die durch Auflage des Bremszaumes auf dem untern Rande der Scheibe entsteht; dieselbe geht zwar für den Effekt nicht verloren, sondern wird mitgemessen.

Hingegen entstehen bei Bremsen mit einseitigen etwas langen Hebeln Schwankungen, zu deren Verhütung man den ganzen Bremsapparat in seinem Schwerpunkte aufhängen sollte. Bei Räderantrieb der Turbine ist dies aber selten möglich, daher man sich gewöhnlich begnügt, den Hebel an seinem Ende entweder aufzuhängen oder zu unterstützen. Bei der Aufhängung, wobei der Aufhängepunkt selbstverständlich möglichst hoch und in der Vertikalen liegen muss, besteht die Gefahr, dass bei Verlängern des Zugseiles b

während des Bremsens das Aufhängeseil *c* (siehe Abbildung 3 punktiert) seine ursprüngliche vertikale Lage verliert, woraus sich Ungenauigkeiten im Resultat zu Ungunsten der Turbine ergeben¹⁾. Ich für meinen Teil ziehe die Unterstützung des Bremshebels mittelst einer Gleitrolle nach Abbildung 3 vor, wiewohl auch hier ein kleiner Reibungsverlust damit verbunden sein mag. Nach meiner Erfahrung ist derselbe jedoch bedeutend kleiner als der Verlust durch schräge Aufhängung.

p_o unter die obere Hälfte des Bremszaums, genau über dem Wellenmittel ein Dreikantprisma einzulegen und auf diese Art p_o abzuwägen. Wenn die Bremscheibe nicht vollkommen rund läuft, was nicht selten vorkommt, so erzeugt das Hebelende bei Anordnung nach Abbildung 7 eine starke Erschütterung der Wage. Um dem vorzubeugen, ziehen viele Experimentatoren die Anordnung nach Abbildung 8 vor, d. h. mit Zuhilfenahme einer Leitrolle, wobei die Wage ruhiger bleibt. Es ist dann: $P = (P_o - p_o) - P_1$.

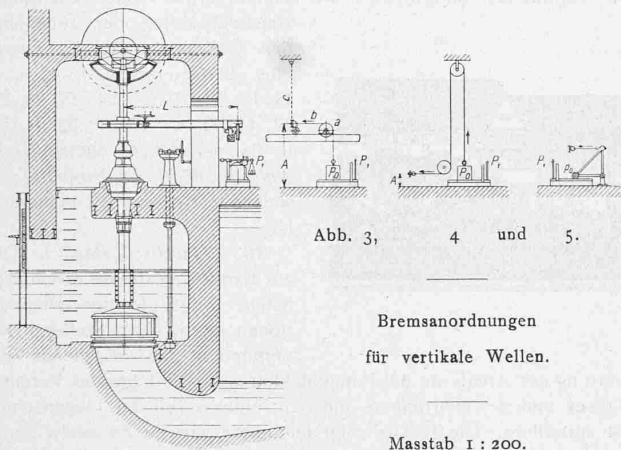


Abb. 3, 4 und 5.

Bremsanordnungen für vertikale Wellen.

Masstab 1 : 200.

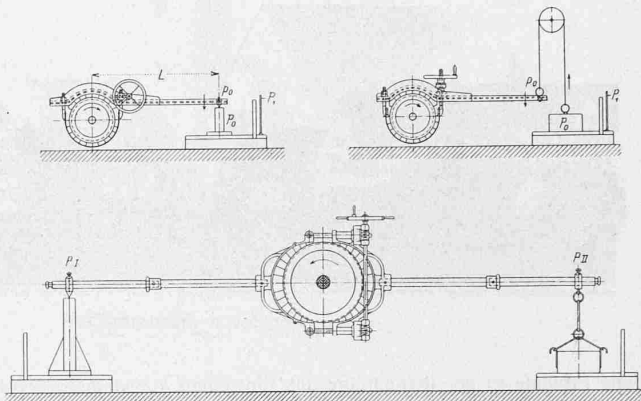


Abb. 7, 8 u. 9. Bremsanordnungen für horizontale Wellen. — 1 : 200.

Ideal ist in dieser Hinsicht für Anwendung bei vertikalen Wellen die *Bremse von Prof. Reichel*²⁾ (siehe Abbildung 6), wie solche in der Versuchsanstalt für Wassermotoren an der Königl. Techn. Hochschule in Berlin, sowie in der neuen Turbinenversuchsanstalt der Firma J. M. Voith aufgestellt und verwendet wird. Bei dieser Konstruktion ruhen Bremszaum und -Hebel auf Kugeln, sodass der Hebel ganz frei spielen kann. Dadurch wird ferner der Spurzapfen der Turbine durch die Bremse gar nicht belastet, infolgedessen eine solche auch mit ganz kleinen Belastungen gebremst werden kann, was sonst nicht möglich ist³⁾.

Noch einfacher wird natürlich die Sache, wenn die Welle sich in umgekehrtem Sinne dreht und nebenbei genügend hoch über dem Boden liegt. Hier ist: $P = (P_o - P_1) + p_o$.

Bei grösseren Leistungen von etwa über 300 PS fängt das Bremsen an etwas ungemütlich zu werden, wenigstens bei kleinen Geschwindigkeiten und wenn die Proben wegen der Wassermessung längere Zeit in Anspruch nehmen. In solchen Fällen ist bei den Vorbereitungen besondere Vorsicht angezeigt; namentlich soll man nicht eilen wollen.

Für so grosse Leistungen ist es unter Umständen ratsam, die Belastung nach Abbildung 9 auf zwei Hebel zu verteilen, vorausgesetzt natürlich, dass die übrigen Teile der Bremse für die ganze Leistung kräftig genug gebaut seien; die Gesamtbelastung wird $P = P^I + P^{II}$. (Forts. folgt.)

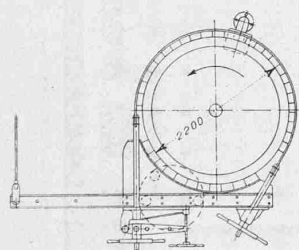


Abb. 6. Reichelsche Bremse. Draufsicht. — Masstab 1 : 100.

Wettbewerb für Ueberbauung des Kannenfeldareals der Römisch-katholischen Gemeinde Basel.

I.

Auf den folgenden Seiten veröffentlichen wir das Gutachten des Preisgerichts und beginnen mit der üblichen Darstellung der preisgekrönten Entwürfe. Von diesen bringen wir heute das mit dem I. Preise gekrönte Projekt Nr. 9 mit dem Motto: „St. Johann“ I, das den Architekten Gustav Doppler in Basel zum Verfasser hat. Die weitem drei prämierten Entwürfe (vergl. S. 213 lfd. Bd.), die der Herren Arch. Joh. Scheier in St. Gallen, Willy Meyer aus Basel in Dresden und La Roche, Stähelin & Cie. in Basel sollen in nächster Nummer folgen. Zur bessern Orientierung mag noch erwähnt sein, dass das der röm.-katholischen Kirchgemeinde Basel gehörende Areal an der in süd-nördlicher Richtung verlaufenden Kannenfeldstrasse sich von dieser als etwa 53 m breiter Streifen in spitzem Winkel gegen Südwesten erstreckt. In seiner südlichen Ecke war eine Durchfahrt nach der Burgfelderstrasse hin zu berücksichtigen, während der Hauptzugang von der Kannenfeldstrasse aus gegeben ist.

Urteil des Preisgerichts.

An die Titl. Vorsteherschaft der röm.-kath. Gemeinde Basel.

Hochgeehrter Herr Präsident!
Hochgeehrte Herren!

Das mit der Beurteilung der Konkurrenzprojekte betraute Preisgericht trat am 10. April, vormittags 9¹/₂ Uhr, vollzählig im Ausstellungssaal des Gewerbemuseums zusammen, woselbst sämt-

nicht mehr die nötige Zeit übrig bliebe für die eigentlichen Versuche, da man gewöhnlich nicht mehr als etwa zwei Tage für alles zusammen zur Verfügung hat.

Viel einfacher gestaltet sich die *Bremsung bei horizontalen Wellen*.

Abbildung 7 stellt die gebräuchlichste Anordnung für diesen Fall dar. Es ist hier: $P = P_1 - (p_o + P_o)$.

Bei Bestimmung des Eigengewichtes p_o des Bremshebels ist die grösste Genauigkeit und Vorsicht notwendig; eine kleine Differenz kann bei grossen Geschwindigkeiten einen merklichen Einfluss auf das Resultat üben. Es empfiehlt sich deshalb hier, behufs genauer Bestimmung von

¹⁾ Ueber den Einfluss solcher nicht vertikaler Aufhängung hat Prof. Prášil im Maschinenlaboratorium des eidg. Polytechnikums, bei Anlass von vergleichenden Untersuchungen an Reaktions-Niederdruckturbinen interessante Studien gemacht, vergl. Schweiz. Bauzeitung Bd. XLV, S. 96.

²⁾ Oesterlen, Z. d. V. d. J. 1909, S. 1876.

³⁾ Dagegen scheint mir der übermässig grosse Durchmesser von 2,20 m der Reichel'schen Bremse nicht günstig zu sein für eine feine Regulierung, wenigstens für kleinere Kräfte, weil zu sehr empfindlich für den Bremsers.