Neueste Typen schnellaufender Wasserturbinen

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

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **65/66 (1915)**

Heft 20

PDF erstellt am: **24.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-32318

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.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Gebrüder Sulzer eingebaut; die Austrittskanäle münden seitlich aus Mauerschlitzen (vergleiche Grundriss) über dem Wandgetäfer, sowie in vier tischartigen Holzaufbauten mit vordern Austrittsgittern an den Quergängen (vergl. Abb. 7); dadurch wurden die unschönen Unterbrechungen des Bodens durch Heizungsgitter geschickt vermieden. Eine heikle Frage ist jeweils die der elektrischen Beleuchtung alter Kirchen; wir könnten uns eine diskretere als die hier getroffene Lösung denken, bei der eigentlich erst die ungleich weit in das Mittelschiff vorragenden Beleuchtungskörper dem Auge die ungleiche Stärke der Pfeilerschäfte enthüllen. Eine vornehme, massiv eichene neue Bestuhlung und im Anschluss an das alte Chorgestühl in freier Behandlung der Flachschnitzerei ihm trefflich angepasstes Eichentäfer verleihen dem Raume eine ruhige ernste Stimmung. Diese wird angenehm belebt durch die warme Steinfarbe der Mauern und durch die Antik-Verglasung der Fenster, in der zwischen den hellen Sechseckgläsern gelblich, rötlich und blauviolett getönte eingestreut sind. Einen weitern farbigen Klang zwischen den weiss getünchten Gewölben erweckt die teils nach vorhandenen Farbenresten, teils nach Mustern aus dem Chor der Predigerkirche vorgenommene polychrome Dekoration der Schlussteine und Rippenanstösse im Querhaus und Mittelschiff. Von guter Wirkung ist das Verteilen der sechs Tritte, um die man vom Westeingang her auf den Kirchenboden hinuntersteigt, auf die sechs hintern Bankreihen, die somit wie die seitlichen Wandsitze ganz leicht amphitheatralisch ansteigen. Endlich sei noch auf die verschiedenen alten Grabdenkmäler der Kirche aufmerksam gemacht, die im Querschiff als dekorativer Schmuck verwendet wurden (Tafel 32 und Abb. 7). Im übrigen verweisen wir nochmals auf die beiden eingangs erwähnten Quellen unserer Darstellung.

Neueste Typen schnellaufender Wasserturbinen.

Von Ing. *W. Zuppinger* in Zürich.

(Schluss von Seite 200)

V. Diagonalturbinen.

Turbinen unter diesem Namen, d. h. mit schief gegen die Achse gerichtetem Einlauf, sind nicht neu. Ich erinnere nur an die s. Z. von *Riva-Monneret* und von *Kron* (Golzern) als Aktionsturbinen gebauten Typen. Als Reaktionsturbine gibt Pfarr, II. Auflage, Seite 110, eine hübsche Konstruktion, allerdings auch nur für kleine Wassermengen und ohne Regulierung, daher selten anwendbar und zwecklos gegenüber dem gewöhnlichen Typ.

Für grössere Wassermengen haben zuerst *Escher Wyss & Cie.* für die *Anlage Chèvres* jene bekannten dreikränzigen Konusturbinen ausgeführt, die für die damalige Zeit Aufsehen erregten. Nach heutigen Begriffen wäre jene Konstruktion nicht mehr konkurrenzfähig, hauptsächlich wegen der unvollkommenen Regulierung.

Als solche kommen heute nur noch die drehbaren Leitschaufeln in Betracht. Eine derartige Diagonalturbine wurde, meines Wissens erstmals, von Ing. *G. Büchi* in Mailand ausstudiert und im Jahre 1904 vom Hause *Calzoni* in Bologna ausgeführt. In der Folge war ich mit deren Bremsung beauftragt worden; die lokalen Verhältnisse eigneten sich vorzüglich für eine genaue, einwandfreie Wassermessung mittels Ueberfall und Flügel, welche Operationen mit ganz besonderer Sorgfalt ausgeführt wurden. Abbildung 8 links, Typ IX, zeigt das Profil dieses Laufrades; das Versuchsrad hatte einen Eintrittsdurchmesser $D_{1a} = 630$. Auf $D_{1a} = 1{,}00\ m$ homolog vergrössert ergibt sich:

$$b_o = 600,\ b_2 = 660,\ \Sigma(\Delta b_2) = 635,$$
$$\frac{\Sigma(\Delta b_2)}{b_2} = 0{,}97,\ \varphi_2 F_2 = 1{,}33\ m^2,$$
$$\Delta = \frac{c_2^2}{2g} = 7{,}2\ \%,\ Q_1 = 1{,}58\ m^3,$$
$$n_1 = 72{,}5,\ u_{1a} = 0{,}86\sqrt{2gH},\ n_s = 330.$$

Der Wirkungsgrad war: für $Q = \frac{1}{1}\quad \frac{3}{4}\quad \frac{1}{2}$

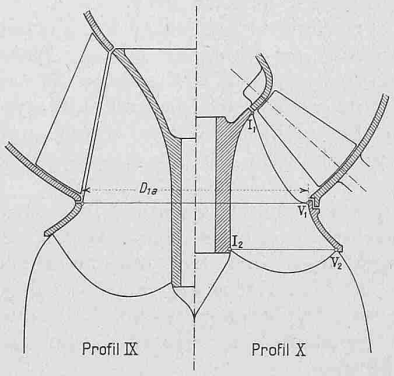
$e = 86 \quad 77 \quad 54\ \%$.

Trotz der grossen Länge der innern Begrenzung war demnach der Wirkungsgrad bei voller Oeffnung ein vorzüglicher, was beweist, dass die Reibungsverluste doch nicht so gross sein können, wie gewöhnlich angenommen wird. Leider aber ging der Wirkungsgrad bei abnehmender Füllung rasch zurück, offenbar infolge sich einstellenden Unterdruckes. Gerade in diesem Punkte besteht eben bei so breiten Profilen die Hauptschwierigkeit der Berechnung; jedenfalls wirkt der Unterdruck umso schädlicher, je mehr die Nabe, d. h. die innere Begrenzung nach abwärts gezogen ist, weil dann die radiale Tiefe des Profils am Austritt umso grösser wird. Nach diesem teilweisen Misserfolge wurde auf weitere Ausführungen dieses Typs verzichtet, umsomehr, als die Konstruktion für die Bewegung der Drehschaufeln eine sehr komplizierte war.

Abbildung 8 rechts stellt nun das Laufradprofil dar der *eingangs erwähnten neuen Diagonalturbine* nach meinen eigenen Ideen (Profil X). Es ist darin das Bestreben zum Ausdruck gebracht, *hohe Umdrehungszahl, grosse Schluckfähigkeit, gute Wasserführung und kurze Wasserwege mit einander zu verbinden.* Grundlegend für dieses Problem waren namentlich die Typen IV, VI und IX. Wenn wir von jedem derselben die besten Elemente herausnehmen und zweckentsprechend weiter ausbauen, so erhalten wir das Profil X, in welchem *obige Bedingungen erfüllt* sind.

Die charakteristischen Merkmale dieses Laufrades sind folgende: $D_{1a} = 1000$, $D_{1i} = 500$, $b_o = 450$, $b_2 = 515$, $\Sigma(\Delta b_2) = 477$, $\Sigma(\Delta b_2) : b_2 = 0{,}93$, $\varphi_2 F_2 = 1{,}03\ m^2$, $\Delta = \frac{c_2^2}{2g} = 10{,}3\ \%$, $Q_1 = 1{,}46\ m^3$, $n_1 = 110$, $u_{1a} = 1{,}30\sqrt{2gH}$, $n_s \cong 450$.

Da die Einlaufbreite b_o beliebig verkleinert und die Umfangsgeschwindigkeit u in ziemlich weiten Grenzen variiert werden kann, so lässt sich der diagonale Turbinentyp mit Leichtigkeit den verschiedensten Verhältnissen bezüglich Gefälle, Wassermenge und Drehzahl anpassen. Für grössere Gefälle dürfte jedenfalls eine Reduktion der Schluckfähigkeit angezeigt sein.



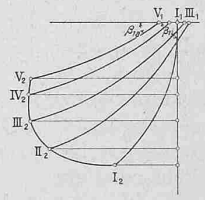


Abb. 9.

Abb. 8 (links nebenan). Diagonal Turbinen.

Es ist nicht ratsam, die Umfangsgeschwindigkeit kleiner zu wählen als $u_{1i} = 0{,}65\sqrt{2gH}$, weil sonst der Eintrittswinkel $\beta_{1i} > 90^0$ würde, was nicht vorteilhaft ist für eine Reaktionsturbine. Dagegen kann man u vergrössern, soweit es der Austrittswinkel β_{2a} zulässt. Damit aber letzterer nicht zu klein und die Abnahme des Wirkungsgrades von $\frac{1}{1}Q$ bis $\frac{1}{2}Q$ nicht zu gross werde, empfiehlt es sich, gleichzeitig mit u auch Δ zu erhöhen. Auf diese Weise könnte man mit dem Typ X eine spezifische Drehzahl u_s bis 600 erreichen. Ob aber bei einer derartigen Steigerung von u_s die Durchflussverluste nicht übermässig gross werden, bezw. der Wirkungsgrad nicht zu sehr leide, darüber können nur praktische Versuche entscheiden.

Der innere Eintrittsdurchmesser D_{1i} beträgt hier also bloss die Hälfte des äussern D_{1a}, wodurch die Umfangsgeschwindigkeit $u_{1i} = 0{,}5\ u_{1a}$ wird. Dadurch wird der Eintrittswinkel β_{1i} gross gegenüber β_{1a} und *die Schaufellänge $I_1 \div I_2$ nicht viel länger als $V_1 \div V_2$, trotz der grossen Länge der innern Begrenzung.* Es ist dies am besten ersichtlich aus Abbildung 9, dem sogen. Winkelbild der Schaufelung.

Wäre dagegen die Eintrittskante $I_1 \div V_1$ zylindrisch, so würde der Eintrittswinkel $\beta_{1i} = \beta_{1a}$ und damit die Schaufel am innern Wasserweg bei einigermassen grossem u ganz unverhältnismässig lang.

Die innere Begrenzung $I_1 \div I_2$ ist deshalb so tief heruntergezogen, um eine *Austrittskante* $I_2 \div V_2$ zu erhalten, die *von den Flutbahnen beinahe auf die ganze Breite rechtwinklig geschnitten* und daher nahezu voll ausgenützt wird. Man erreicht dadurch bei gegebenem Δ die *denkbar grösste Schluckfähigkeit* Q und nebenbei eine *vorzügliche seitliche Wasserführung*. Auch ist hier eine ebenso einwandfreie Einzeichnung der Schichtlinien möglich wie beim Typ IV (s. Abb. 2 rechts, S. 197) nach Pfarr. Der Hauptvorteil gegenüber letzterem liegt eben in dem ganz bedeutend kürzern Wasserwege $I_1 \div I_2$, wodurch eine beinahe doppelt so hohe Umfangsgeschwindigkeit möglich wird.

Die lange innere Begrenzung bringt ferner den Vorteil mit sich, dass die *Verbindung der Schaufeln mit der Nabe eine ebenso lange wie solide* wird, d. h. viel solider als bei hochgezogener Austrittskante, sodass sich dieser Laufradtyp ebensogut für hohe wie für niedrige Gefälle eignet und ebensogut für gusseiserne Schaufeln wie für eingegossene Stahlschaufeln.

Die *Eintrittskante* $I_1 \div V_1$ ist nicht geradlinig, sondern *parabolisch,* um einerseits einen grossen Schaufelspalt zu erhalten aus früher angeführten Gründen, umsomehr als hier der Eintrittswinkel α_1 laut Rechnung stark variiert von I_1 bis V_1, während die Drehschaufeln des Leitrades über die ganze Breite konstantes α_0 erfordern, um für $Q = 0$ abschliessen zu können.

Anderseits werden durch die parabolische Eintrittskante auch die mittlern Wasserwege *II, III, IV* bedeutend verkürzt. Ueberhaupt zeigt das Winkelbild nach Abbildung 9, dass die *Schaufeln durchwegs einfache flache Krümmung* erhalten mit *sanften regelmässigen Uebergängen der Durchflussquerschnitte.*

In engem Zusammenhange mit dem Laufradprofil X steht der *diagonale Einlauf* nach Abbildung 8, wodurch die Ablenkung der Wasserfäden eine ungleich sanftere wird als bei radialem Eintritt, namentlich in der Nähe der äusseren Begrenzung, wo die Durchflussgeschwindigkeit am grössten ist (s. Abb. 15). Auch wird dadurch der Schaufelspalt nicht übermässig gross.

Abb. 10 zeigt den *Aufbau* einer solchen Turbine in offener Wasserkammer. Der Einlauf ist muldenförmig mit diagonal gestellten konischen Leitschaufeln, deren Drehbewegung auf gewöhnliche Art geschieht, d. h. mittels eines Regulierringes, aber mit Einfügung einfacher Universalgelenke, leicht zugänglich und durch Stauferbüchsen schmierbar. Das Hauptlager ist getragen durch ein Armkreuz und mittelst Säulen solide zu einem Ganzen verbunden mit der Fundationsplatte.

VI. Einbau der Francis- und der Diagonalturbinen.

Da heute bei grössern Neuanlagen nach amerikanischem Vorbild wo immer möglich *vertikalachsige* Turbinen mit einem einzigen Laufrad verwendet werden, so seien in Folgendem auch nur solche Anlagen behandelt.

Für *offene Aufstellung der Francisturbinen* baut man bei Wassermengen von wenigen m^3/sek die Wasserkammern spiralförmig, um eine gute Zuführung des Wassers zu erhalten. Für ganz grosse Wassermengen ist dies nicht genügend, sondern hiefür sind eigentliche *Spiralgehäuse in Beton* erforderlich mit Abteilung des Zuflusskanals in mehrere schmälere Teilkanäle, z. B. nach Abb. 11.

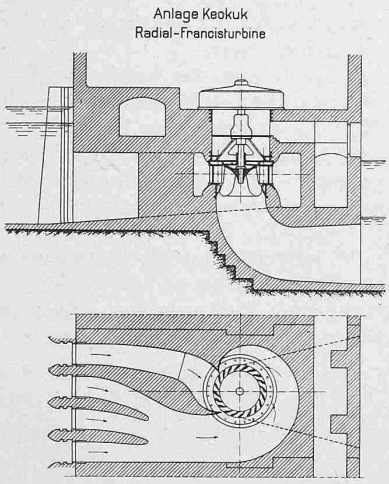


Abbildung 11.

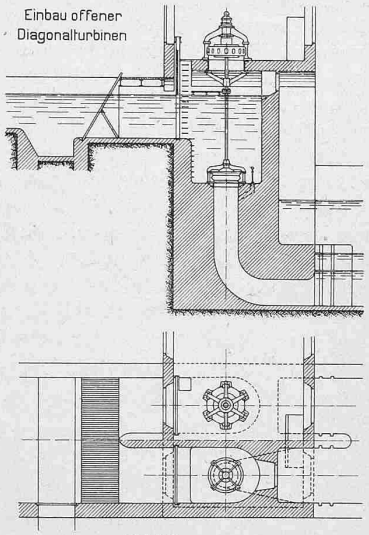


Abbildung 12.

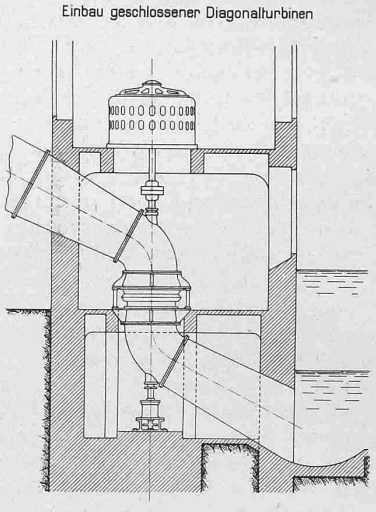


Abbildung 13.

Ein Beispiel dieser Art bildet die *Riesenanlage Keokuk* am Mississippi, wo bekanntlich voriges Jahr 15 (später 30) einrädrige Turbinen[1]) in Betrieb gesetzt worden sind, deren *Laufräder* 4,77 *m* äussern Durchmesser und 3,36 *m* Höhe aufweisen und von denen *jedes 100 m³/sek Wasser* konsumiert, bei etwa 10 *m* Gefälle, 10 000 *PS* Leistung und 57,7 *Uml/min.* Eine Schnittzeichnung dieser bis heute an Grösse unübertroffenen Turbinen findet sich in der „Schweiz. Bauzeitung" vom 6. April 1912, S. 192. Abb. 11 stellt den Einbau dieser Turbinen dar, woraus ohne weiteres ersichtlich, dass die *Kosten* der Mauer- und Betonarbeiten für den Zulauf ganz gewaltig sein müssen.

Wie viel *einfacher und billiger* wird dagegen der Einbau einer offenen *Diagonalturbine* nach Abbildung 12. Da hier der Zulauf des Wassers zum Leitrade nicht radial, sondern achsial erfolgt, so genügt bei offenem Einbau auch für ganz grosse Wassermengen eine *einfache Wasserkammer,* wobei das Wasser mit kleinstmöglicher Geschwindigkeit zugeführt wird. Nebenbei ist hier noch die Möglichkeit geboten zu einer ideal-einwandfreien Wassermessung zwi-

[1]) Technischer Konsulent für die Turbinen dieser Anlage war unser Kollege Herr Ing. *R. Weber* in Zollikon.

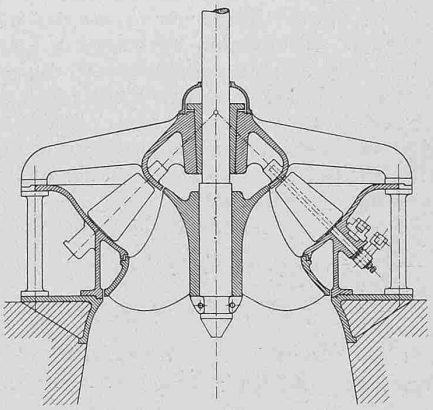


Abbildung 10 Diagonalturbine.

schen Rechen und Zulaufschütze, was bei spiralförmigem Einlauf wegen frühzeitiger Ablenkung der Wasserfäden selten möglich ist. Diese einfache Wasserkammer nach Abb. 12 ist nach Schliessen der Einlaufschütze leicht zugänglich, geräumig und hell, sodass die Untersuchung der Turbinen und allfällige Reparaturen leicht möglich sind.

Francisturbinen geschlossener Bauart sind bis heute entweder Kesselturbinen mit *zwei* Laufrädern oder Spiralturbinen mit *einem* Laufrad. Da wir hier nur einrädrige vertikalachsige Turbinen im Auge haben, so kommen zum Vergleich mit der Diagonalturbine nur die *Spiralturbinen* in Frage.

Wohl die bedeutendste derartige Anlage mit vertikaler Welle ist die von Escher Wyss & Cie. ausgeführte *Anlage Seros* in Spanien.[1]) Es werden dort vier Spiralturbinen eingebaut, deren Francislaufräder 1,700 *m* Eintrittsdurchmesser und 570 *mm* Eintrittsbreite besitzen und von denen jedes bei 47 *m* Gefälle, 15000 *PS* Leistung und 250 *Uml/min* 29 m^3/*sek* Wasser schluckt; spezifische Drehzahl $n_s \cong 260$. Die Spiralgehäuse haben 2,300 *m* Eintrittsdurchmesser. Diese für ein Spiralgehäuse aussergewöhnlich grossen Abmessungen, sowie die Unterstützung des Ringspurlagers von 1,200/430 Durchmesser zwischen Turbine und Generator, mit 140 *t* Belastung, boten für die Konstruktion ganz ausserordentliche Schwierigkeiten, deren glückliche Lösung der ausführenden Firma zu höchster Ehre gereicht. Immerhin ist eine solche Konstruktion ungemein kostspielig gegenüber einer *Anlage nach Abb. 13 mit Diagonalturbine.*

Ohne den theoretischen Wert der Spiralgehäuse für Francisturbinen mit mehr oder weniger zylindrischer Eintrittskante irgendwie schmälern zu wollen, scheint mir, dass dieser Vorteil bei dem Typ X nicht zur Wirkung käme und dass für diesen der *achsiale Wasserzufluss zum Leitrad* sogar natürlicher sei als der radiale. Wir haben es eben hier nicht mehr mit einer Francisturbine zu tun, sondern mit einem Mittelding zwischen einer Radial- und einer Achsialturbine.

Nach Abb. 13 ist deshalb das Spiralgehäuse ersetzt durch einen *einfachen Rohrkrümmer*, ähnlich wie bei den alten Girardturbinen. So werden die Schwierigkeiten in der Herstellung grosser Spiralgehäuse vermieden, sodass eine solche geschlossene Diagonalturbine *auch für grosse Wassermengen* verwendet werden kann, sowohl bei kleineren als bei grösseren Gefällen.

Die Aufstellung der Diagonalturbine nach Abb. 13 bietet die Möglichkeit einer weitern Neuheit bezüglich Anordnung des *Spurlagers*. Bei grossen Belastungen bietet die Anordnung des Spurzapfens am Wellenende *oberhalb* des Generators offenbar Schwierigkeiten für die Konstruktion des letzteren, wenigstens scheinen die Amerikaner nichts davon wissen zu wollen. So blieb bis jetzt nichts anderes übrig, als ein *Ringspurlager zwischen Turbine und Generator* einzubauen, dessen Schwierigkeiten ich bereits erwähnt habe. In der Anlage Keokuk beträgt dessen Belastung sogar 275 *t* und ist auch dort die *Unterstützung der Spur* eine sehr kostspielige.

In solchen Fällen frägt es sich, ob es nicht vorteilhafter wäre, nach Abb. 13 die Spur an das *untere* Wellenende zu legen und dafür einen untern Rohrkrümmer mit schiefliegendem eisernem Saugrohr in Kauf zu nehmen. Ein *Stirnzapfen* erhielte gegenüber einer Ringspur bedeutend kleinern Zapfendurchmesser, die Lagerung würde einfach und solid, ferner könnten die Spurplatten zu allfälliger Auswechslung leicht entfernt werden mit Hülfe der bekannten Lagerbock-Konstruktion nach Abb. 13. Um die Beaufsichtigung des Spurlagers bezüglich Warmlaufens zu erleichtern, würde sich die Anbringung eines Fernthermometers im Bereiche des Maschinenwärters beim Generator empfehlen.

Was den *Kostenpunkt* einer solchen Anordnung mit unten liegender Spur anbelangt, so würde durch den untern Krümmer und das eiserne Saugrohr der maschinelle Teil der Anlage allerdings vermehrt, aber *als Ganzes* kaum verteuert, weil die Unterstützung des Spurlagers viel einfacher, billiger und solider würde, und weil ferner auch an *baulichen* Kosten gewonnen würde.

[1]) S. «Schweiz. Bauzeitung» vom 14. Nov. 1914.

VII. Diagonalpumpe.

Ein weiterer Vorteil der neuen Diagonalturbine besteht darin, dass sie auch als *Pumpe* verwendet werden kann, wenn man ihre Drehrichtung umkehrt. An und für sich ist dies ja nichts Neues, indem seit über 40 Jahren namentlich in Italien zahlreiche Bewässerungsanlagen existieren, bei denen man einfach umgekehrte *Jonvalturbinen* als Pumpen verwendete. Bei einem mittlern Kranzdurchmesser derselben von $D_m = 1000$ betrug für 1 *m* Förderhöhe die Schluckfähigkeit $Q_1 =$ etwa 0,54 m^3 bei ungefähr $n_1 = 68$ Umdrehungen/Min. (als Pumpe). Wegen dieser relativ geringen Geschwindigkeit wurden derartige Pumpen meist durch Dampfmaschinen angetrieben.

Seit der Einführung elektrischer Energie sind solche Anlagen seltener geworden, indem heute für Wasserförderung fast allgemein *Zentrifugalpumpen,* direkt gekuppelt mit Elektromotoren, verwendet werden, einstufig oder mehrstufig, je nach der Förderhöhe.

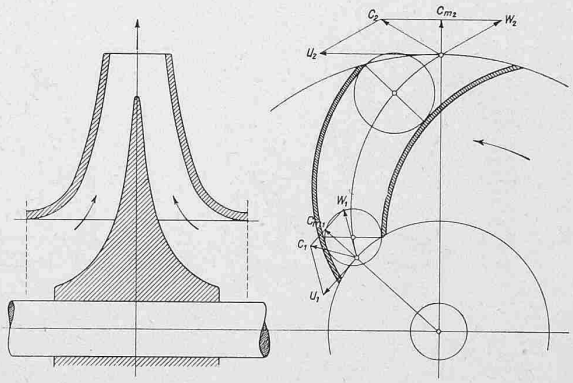


Abbildung 14. Zentrifugalpumpe.

Betrachten wir zum nachherigen Vergleich mit der Diagonalpumpe nur die *einstufige* Zentrifugalpumpe (siehe Abbildung 14), so ist bekanntlich die theoretisch vom Laufrad zu erzeugende Druckhöhe H_t etwa 1,5 mal grösser als die effektive Förderhöhe H. Die Druckverteilung im Laufrade geschieht nach der Hauptgleichung:

$$H_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2\,g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2\,g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2\,g} = H_u + H_c + H_w$$

Diese Formel gilt nach meiner Auffassung für jede beliebige Art von Kreiselpumpen. Bei der Zentrifugalpumpe, bei welcher $u_2 > u_1$ ist, liefert die Zentrifugalkraft H_u den weitaus grössten Betrag zur Ueberwindung der theoretischen Förderhöhe. Die Drucksteigerung H_c dagegen zur Erhöhung der absoluten Geschwindigkeit c_1 auf c_2 beträgt kaum den vierten Teil von H_u. Die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 ist meist $> w_1$, sodass die bezügliche Druckveränderung H_w negativ wird.

Vergleichen wir nun damit die *Diagonalpumpe* (siehe Abbildung 15), so benannt (analog der Diagonalturbine), weil bei derselben der Austritt des Wassers aus dem Laufrad nicht radial, sondern diagonal zur Drehachse gerichtet ist.

Abbildung 16 zeigt den innern Schaufelschnitt $I_1 \div I_2$, Abbildung 17 den äussern $V_1 \div V_2$. In diesen beiden extremen Wasserfäden ist die *Wirkungsweise des Wassers* eine total verschiedene, weil bei *I* die Umfangsgeschwindigkeit $u_2 > u_1$, also H_u positiv ist, während bei *V* das Gegenteil der Fall ist, d. h. hier muss die Zentrifugalkraft überwunden werden (wie bei der Francisturbine). Längs der Profilbreite nimmt H_u von innen nach aussen sehr rasch ab, während H_w ebenso rasch zunimmt. Für jeden Wasserfaden aber auf der ganzen Breite des Profils bleibt die *Summe* $(H_u + H_c + H_w)$ stets dieselbe, geradeso wie bei der Turbine.

Die Wirkungsweise des Wassers ist also bei der Diagonalpumpe nur gegen die Nabe hin ähnlich wie bei der Zentrifugalpumpe, auf dem grössten Teil der Breite ist sie sogar entgegengesetzt. Trotzdem bin ich der Ueberzeugung (soweit solche im Turbinenbau überhaupt möglich ist ohne praktische Versuche), dass die Diagonalpumpe *ebenso gut* funktionieren wird wie die Zentrifugalpumpe, gestüzt auf die Erfahrung, die die *Richtigkeit der Grundformel für jede Art von Reaktionsturbinen* vollkommen bewiesen hat. Warum soll dieselbe nicht ebenso richtig sein für jede Art von Kreiselpumpen?

Ich gehe sogar noch einen Schritt weiter und sehe keinen Grund, warum die Diagonalpumpe bei gleich grosser Austrittsgeschwindigkeit c_2 einen kleinern Wirkungsgrad haben solle wie die Zentrifugalpumpe. Dass bei ersterer trotz etwa vier mal grösserer Schluckfähigkeit (bei gleicher Grösse) der Wert von c_2 sogar noch kleiner sein kann als bei letzterer, beweisen die Geschwindigkeitsdiagramme in Abbildung 14, 16 und 17.

Dieser neue Typ steht allerdings vorläufig erst auf dem Papier und als alter Praktiker bin ich mir wohl bewusst, dass, wie mehrmals betont, namentlich im Turbinenbau einzig *praktische Versuche* uns volle Gewissheit bringen, ob die einer Konstruktion zu Grunde gelegten Voraussetzungen und Prinzipien richtig sind oder nicht. Von *diesem* Standpunkte aus bitte ich die vorstehende Studie und die darin enthaltenen Anregungen zu beurteilen.

Da es sich aber hier lediglich um eine logische Verkettung und Anwendung meist bekannter Elemente und Tatsachen handelt, so hoffe ich zuversichtlich, dass die Erfahrung oben beschriebene Konstruktion als zweckmässig und vorteilhaft erweisen werde.

Wenn wir nun das *Laufrad X* und das *Leitrad*, ferner den *Einlauf* und den *Aufbau*, sowie den *Einbau* der Diagonalturbine mit den bezüglichen Bestandteilen einer Francisturbine vergleichen, so ist unstreitig, dass, *als Ganzes betrachtet*, diese Diagonalturbine einen *wirklich neuen Turbinentyp* darstellt. Die Neuheit erscheint noch

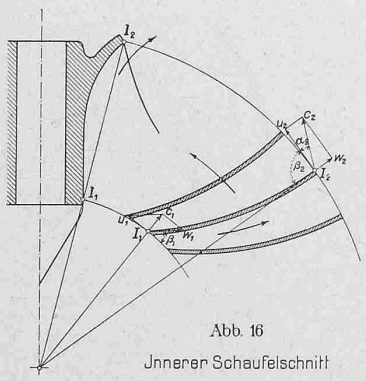


Abb. 16
Jnnerer Schaufelschnitt

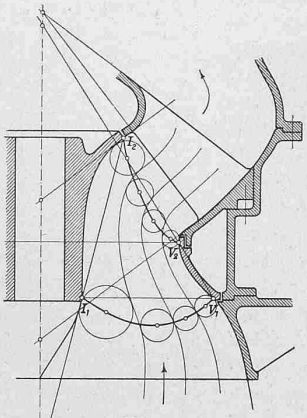


Abb. 15
Diagonalpumpe

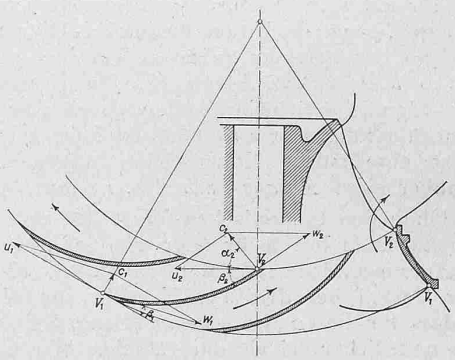


Abb. 17
Äusserer Schaufelschnitt

Allerdings ist für guten Wirkungsgrad einer Kreiselpumpe nach meinem Dafürhalten auch *gute Wasserführung* erforderlich, was bei dem Laufradprofil X der Fall ist (siehe Abbildung 15), im Gegensatz zum gewöhnlichen Francistyp.

Die *Leitradschaufeln* können entweder wie in Abb. 15 fest sein, oder aber drehbar nach Abbildung 10, je nach den Bedürfnissen.

Die *Vorteile* der vertikalachsigen Diagonalpumpe (Abbildung 15) gegenüber der horizontalachsigen Zentrifugalpumpe (Abbildung 14) bestehen nach Obigem einerseits in der *weitaus einfachern Wasserzuführung zum* Laufrade und dem *günstigern Eintritt* in dasselbe, namentlich aber in der Möglichkeit, *grosse Wassermengen bei hoher Umdrehungszahl* zu fördern, was für elektrischen Antrieb und hinsichtlich des Kostenpunktes besonders wichtig ist.

VIII. Zusammenfassung.

In Vorstehendem habe ich an Hand von neun verschiedenen Zahlenbeispielen *einige Uebelstände* hervorgehoben, *die den bisher gebräuchlichen Francis-Schnelläufer-Turbinen anhaften*, die zwar mehr oder weniger bekannt, in der Literatur jedoch meines Erachtens viel zu wenig gewürdigt werden. Mit dem *neuen Diagonaltyp X*, der keine Francisturbine ist, sondern ein Mittelglied zwischen einer solchen und einer Achsialturbine, sollen jene Uebelstände vermieden und gleichzeitig eine *höhere spezifische Drehzahl*, sowie eine *bedeutende Vereinfachung des baulichen Teils* einer Turbinenanlage erreicht werden.

Die eigenartige Form der Austrittskante, verbunden mit dem diagonalen Einlauf, soll ferner diese Turbine befähigen, mit umgekehrter Drehrichtung ebenso gut auch als *Pumpe* zu funktionieren, deren *Leistungsfähigkeit eine weitaus grössere wäre als die einer Zentrifugalpumpe* gleicher Grösse.

deutlicher, wenn wir die umgekehrte Diagonalturbine, d. h. die *Diagonalpumpe* und *-Abführung* vergleichen mit der Zentrifugalpumpe, nicht nur bezüglich der *Wasserzuführung*, sondern auch wegen der ganz verschiedenen *Wirkungsweise des Wassers* und der bedeutend höhern *Leistungsfähigkeit*. Diese Erwägungen haben mich veranlasst, die neuen wesentlichen Merkmale der Konstruktion in ihrem gegenseitigen Zusammenhange zum Patent anzumelden.

Nach Abfassung dieses Aufsatzes sind einige weitere neue Konstruktionen für Schnelläuferturbinen bekannt geworden; es soll einem spätern Aufsatze vorbehalten bleiben, diese zu besprechen und mit meinem Typ zu vergleichen.

Zürich, im Oktober 1915.

Miscellanea.

Strassenbrücke über den Columbia River in Portland. Die zur Verbindung der Städte Vancouver, Wash., und Portland, Ore., über den Columbia River gegenwärtig in Bau befindliche Strassenbrücke umfasst zwei Balkenbrücken von 350 und 95 *m* Länge über Nebenarme des Flusses und eine Hauptbrücke von 1075 *m* Länge. Letztere besitzt 13 durch genietete Halbparabelträger überbrückte Oeffnungen von 80 bis 85 *m* Spannweite und eine Vorlandöffnung von 15 *m* Spannweite auf der Vancouver-Seite. Der die Schiffahrtsrinne überspannende 85 *m* lange Träger ist als Hubbrücke gedacht; er wird zwischen zwei auf den Trägern der beiden nächstliegenden Oeffnungen erstellten Fachwerktürmen von 58 *m* Höhe in vertikaler Richtung gehoben werden können, wodurch für die Schiffahrt eine lichte Höhe von 46 *m* über Hochwasser zur Verfügung stehen wird. Die Brücke erhält bei einem Abstand von 12,5 *m* zwischen den Hauptträgern eine 11,6 *m* breite Fahrbahn mit zwei sowohl für Normal- wie für Schmalspur vorgesehenen Strassenbahngeleisen und zwei seitlich auskragende Trottoirs von 1,37 *m* freier Breite.