

gehenden Turbinen haben zuweilen gar nur 8 Leitflächen, was aber sicherlich eine zu kleine Anzahl ist.

*Anzahl der Radschaufeln i.* Alles, was im Vorhergehenden hinsichtlich der Leit-schau-feln gesagt wurde, gilt in einem noch höheren Grade von den Radschau-feln. Diese haben die Wirkung des Wassers aufzunehmen; es ist daher eine regelmässige Bewegung des Wassers durch die Kanäle des Turbinenrades noch wichtiger, als die Bewegung durch das Leitrad. Dazu kommt noch, dass durch die Bewegung des Rades die das Wasser hinausschleudernde Wirkung der Centrifugalkraft auftritt; es ist daher sehr erklärlich, dass die Constructeurs, indem sie ihrem Gefühle folgten, die Anzahl der Rad-schau-feln grösser angenommen haben, als die Anzahl der Leitschau-feln. Eine rationelle Regel für die Bestimmung dieser Anzahl aufzustellen, ist selbstverständlich unmöglich; gewöhnlich findet man bei guten Konstruktionen, die ein befriedigendes Resultat geliefert haben, 24 bis 30 Radschau-feln angewendet, und diese Zahl wird wohl von der absolut zweckmässigsten Anzahl nicht sehr abweichen. Nur bei ganz grossen Turbinen, oder wenn  $\frac{R_2}{R_1}$  gross, z. B.  $\frac{3}{4}$ , genommen wird, dürfte es angemessen sein,  $i = 36$  zu nehmen.

Für die Leitung des Wassers durch das Turbinenrad würde es gewiss vortheilhaft sein, wenn das Rad mit mehreren concentrischen Wänden versehen würde, welche das Hinaus-schleudern des Wassers verhinderten, allein leider ist die Verwirklichung dieses Ge-dankens mit zu grossen constructiven Schwierigkeiten und Kosten verbunden; man muss daher auf eine genauere Leitung des Wassers in horizontalem Sinne verzichten.

*Die Metalldicke der Leitfläche.* Bei der Turbine von Fourneyron können die Rad-schau-feln sehr dünn gehalten werden, weil sie theils durch ihre Krümmung, theils durch ihre Befestigung mit den beiden ringförmigen Kronen sehr steif werden. Anders ist es bei der Turbine von Jonval, bei welcher die Radschau-feln und Leitschau-feln nur innen an den Radkörper befestigt sind, aussen aber in der Regel ganz unverbunden bleiben. Ich stelle die Regel auf, dass

$$\epsilon = \epsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0.025 R \dots \dots \dots (6)$$

genommen werden soll, und füge noch hinzu, dass die Schaufeln von Eisenblech oder von Gusseisen zu machen sind, je nachdem R (der mittlere Halbmesser) kleiner oder grösser als 0.4 Meter ausfällt. Blechschaufeln werden mit ihren inneren Kanten in den Radkörper eingegossen. Schaufeln aus Gusseisen werden mit dem Radkörper aus einem Stück gegossen.

*Der äussere Halbmesser des Rades R<sub>1</sub>.* Setzt man in die erste der Gleichungen (14), Seite 96, den Werth von  $\Omega$  der Gleichung (15), Seite 97, und sucht hieraus R<sub>1</sub>, so findet man:

$$R_1 = \sqrt{\left\{ \frac{Q}{U k \left[ 1 - \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right] \pi \sin \alpha \left( 1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{\epsilon}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{\epsilon_1}{R} \right)} \right\}} \dots \dots (7)$$

Durch die vorangehenden Regeln sind alle in diesem Ausdruck vorkommenden Grössen bestimmt, kann demnach der numerische Werth von R<sub>1</sub> berechnet werden. Abstrahirt man von dem letzten in Klammern eingeschlossenen Faktor des Nenners, so erkennt man, dass R<sub>1</sub> gross ausfällt, wenn Q gross, U und mithin H klein,  $\frac{R_2}{R_1}$  gross und  $\alpha$  klein ist, dass dagegen R<sub>1</sub> klein wird, wenn Q klein, H gross,  $\frac{R_2}{R_1}$  klein und  $\alpha$

gross ist. Damit also das Rad, wenn Q klein und H gross ist, nicht übermässig klein ausfällt, ist es, wie man sieht, angemessen,  $\frac{R_2}{R_1}$  gross und  $\alpha$  klein anzunehmen, was mit dem früher Ausgesprochenen übereinstimmt. In gewöhnlichen Fällen, wenn Q und H weder sehr gross noch sehr klein sind, kann man die mittleren Werthe  $\alpha = 24^\circ$ ,  $\beta = 66^\circ$ ,  $k = 1$ ,  $k_1 = 0.9$ ,  $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ ,  $i = 16$ ,  $i_1 = 24$ ,  $\epsilon = \epsilon_1 = \frac{1}{40} R$  in Rechnung bringen, und dann findet man aus 7:

$$R_1 = 1.380 \sqrt{\frac{Q}{U}} \dots \dots \dots (8)$$

*Mittlere Weite der Mündungen des Leitkanals s.* Die Berechnung dieser Weite ist zwar nicht von besonderer praktischer Wichtigkeit, indem sie sich durch die graphische Darstellung des mittleren Schnittes von selbst ergibt, allein gleichwohl wollen wir sie zur Vollständigkeit der Regeln berechnen. Nach Seite 97 ist diese Weite

$$s = R \left( \frac{2 \pi \sin \alpha}{1} - \frac{\epsilon}{R} \right) \dots \dots \dots (9)$$

*Mittlere Weite der Mündungen der Radkanäle s<sub>1</sub>.* Diese Dimension ist von Wichtigkeit, und muss so bestimmt werden, dass die Wassermenge Q durchfliessen kann, dass aber doch kein freier Raum entsteht, in welchem das Wasser versprühen könnte. Diese Weite ist bereits Seite 97 durch Gleichung (17) bestimmt worden und ist:

$$s_1 = R \left[ \frac{2 \pi \sin \alpha}{1} - \left( \frac{1}{1} \frac{\epsilon}{R} + \frac{\epsilon_1}{R} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right) \frac{k}{k_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \right] \dots \dots (10)$$

*Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes in der Entfernung R =  $\frac{R_1 + R_2}{2}$  von der Axe.* Für diese Geschwindigkeit haben wir Seite 96, Formel (10) einen Ausdruck gefunden. Eine Vergleichung mit der Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass diese Formel zu grosse Werthe gibt, was wohl nicht befremden wird, wenn man bedenkt, dass die früher aufgestellte Theorie auf idealen Voraussetzungen beruht, die in der Wirklichkeit nur annähernd realisirt sein können.

Man findet mit den Thatsachen übereinstimmende Werthe, wenn man jenen theo-retischen Ausdruck mit 0.774 multipliziert. Wir stellen daher die Formel auf:

$$v = 0.774 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}} \dots \dots \dots (11)$$

*Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute.* Nachdem einmal v und R bestimmt ist, ergibt sich die vortheilhafteste Anzahl n der Umdrehungen des Rades per 1 Minute durch eine theoretische Formel:

$$n = 0.548 \frac{v}{R}$$

*Höhe des Turbinenrades.* Diese Dimension kommt in den aufgefundenen Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes nicht vor; dieselbe ist also nur in so fern zu beachten, als sie zur Verwirklichung der Voraussetzungen, auf welchen jene Rechnung beruht, bei-

tragen kann. In dieser Hinsicht ist zu sorgen, dass hinsichtlich der Horizontalablenkung des Wassers durch die Schaufeln eine kleine Radhöhe, hinsichtlich der Vertikalablenkung dagegen eine grosse Radhöhe vortheilhaft ist, denn bei einer kleinen Radhöhe müssen die Schaufeln im vertikalen Sinn eine starke Krümmung erhalten, es fällt dagegen der Horizontalabstand der unteren Schaufelkante von der oberen klein aus. Das Umgekehrte findet statt bei einer grossen Radhöhe. Welches die vortheilhafteste Radhöhe ist, kann durch Rechnung nicht bestimmt werden. Gefühl und Erfahrung sprechen dafür, die Höhe des Einlaufrades  $0.6 R$  und die Höhe des Turbinenrades gleich  $0.5 R$  zu nehmen.

*Abstand des Turbinenrades vom Einlaufrad.* Für die Ueberleitung des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ist es selbstverständlich vortheilhaft, wenn dieselben sehr nahe übereinander gelegt werden; allein die Vorsicht erfordert doch, dass zwischen den Rädern ein kleiner Spielraum gelassen werde, damit bei einer kleinen vielleicht zufälligen Senkung des Einlaufrades oder Hebung des Turbinenrades die oberen Kanten der Schaufeln des letzteren mit den unteren Kanten der Schaufeln des ersteren zusammenreffen. Ich stelle die Regel auf, dass dieser Abstand der Räder gleich  $\frac{R}{50}$  genommen werden solle.

*Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylindermantel.* Am unteren Ende des Cylindermantels wird zwar nicht immer, aber doch meistens ein Schützen angebracht, durch welchen die untere Ausflussöffnung grösser oder kleiner gemacht und auch ganz geschlossen werden kann. Durch diesen Schützen ist es allerdings möglich, zu bewirken, dass eine grössere oder kleinere Wassermenge durch das Rad geht, allein eine solche Regulirung des Wasserdurchflusses ist eine ganz fehlerhafte, weil das Güteverhältniss  $\frac{N_a}{N_s}$  des Rades nothwendig sehr stark abnimmt, wenn die Ausflussöffnung verengt wird. Denn wenn z. B. bei ganz geöffnetem Schützen eine Wassermenge  $Q$  durch das Rad geht und auch unten ausfliesst, so wird unmittelbar unter dem Rade zwischen den Wassertheilchen eine gewisse Pressung  $\Omega_1$  statt finden. Will man aber bewirken, dass die halbe Wassermenge  $\frac{1}{2} Q$  durch das Rad geht und unten ausfliesst, so muss die Ausflussöffnung durch den Schützen so verkleinert werden, dass die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch das Rad fliesst, halb so gross ist, als sie bei ganz geöffnetem Schützen war. Allein wenn die halbe Wassermasse mit halber Geschwindigkeit durch das Rad fliesst, wird nothwendig die Nutzwirkung nur den achten Theil derjenigen betragen, die die ganze Masse mit ganzer Geschwindigkeit hervorgebracht hat. Der Nutzeffekt ist demnach dem Kubus der Wassermenge proportional, die man durch die Schützenstellung auf das Rad wirken lässt, während bei einer absolut richtigen Regulirung der Nutzeffekt einfach der Wassermenge proportional bleiben sollte. Die später folgenden genaueren Berechnungen werden diese Verwerfung des Schützen als Regulator noch schärfer begründen. Der wirkliche Nutzen, den dieser Schützen gewährt, besteht nur darin, dass man mit demselben schnell abstellen und eine regelmässige Ingangsetzung der Turbine bewirken kann.

Damit nun im regelmässigen Gang der Turbine unterhalb dem Rade eine die Wirkung der Turbine schwächende Pressung nicht eintreten kann, muss der Schützen stets ganz aufgezogen werden und muss dann die Oeffnung so gross sein, dass das Wasser leicht und mit mässiger Geschwindigkeit ausströmen kann. Dies ist der Fall, wenn der Querschnitt dieser Oeffnung gleich ist dem Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser von der Turbine an niederfliesst. Nennen wir  $h_s$  die Höhe dieser Schützenöffnung, so hat man zur Bestimmung derselben

a. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet:

$$2 R_1 \pi h_1 = R_1^2 \pi$$

$$h_1 = \frac{R_1}{2} \dots \dots \dots (12)$$

b. wenn die Ausströmung einseitig auf einer Breite  $2 R_1$  stattfindet:

$$2 R_1 h_1 = R_1^2 \pi$$

$$h_1 = \frac{\pi}{2} R_1 \dots \dots \dots (13)$$

*Breite des Abflusskanales.* Für das leichte Wegfliessen des Wassers ist es vortheilhaft, wenn der Abflusskanal an der Stelle, wo die Turbine aufgestellt wird, breit ist, so dass sich das ausströmende Wasser nicht leicht an die Wände stösst. Für die solide Herstellung der Brücke, welche die Wasserkammer zu tragen hat, ist dagegen eine geringere Kanalbreite zweckmässig. Angemessen in der einen wie in der anderen Hinsicht ist es, die Kanalbreite nicht kleiner als  $4 R_1$  zu machen.

Nach diesen Regeln sind alle Turbinen, für welche  $\alpha, \beta, k, k_1, \frac{R_2}{R_1}, i, i_1, \epsilon, \epsilon_1$  bestimmte Werthe haben, geometrisch-ähnliche Gebilde, denn alle Dimensionen ohne Ausnahme sind dann dem Halbmesser  $R_1$  oder  $R_2$  proportional.

*Krümmung der Leitschaufeln und der Radflächen.* Die aufgefundenen Bedingungs-gleichungen des vortheilhaftesten Effektes sind von der Gestalt der Leitflächen und Radflächen ganz unabhängig, weil wir vorausgesetzt haben, dass sich die Wassertheilchen in ihrer Bewegung durch das Rad nicht stören; allein es ist eben die Frage, wie diese Flächen gestaltet sein müssen, damit keinerlei Störungen eintreten können, und diese Frage kann auf analytischem Wege nicht beantwortet werden; es bleibt daher kein anderer Ausweg übrig, als die Bestimmung dieser Form nach dem Gefühle vorzunehmen. Gewöhnlich werden stetige Linien gewählt, die oben stärker, nach unten zu schwächer gekrümmt sind. Dies scheint auch der Natur der Sache angemessen zu sein, weil das Wasser oben, wo es eine geringere Geschwindigkeit besitzt, leichter einer stärkeren Krümmung folgt, als weiter unten, wo die Geschwindigkeit grösser ist. Eine Anleitung zur praktischen Verzeichnung der Räder findet man in den Resultaten Seite 171, vierte Auflage.

*Allgemeine Theorie von Jonval.*

Wir gehen nun zur allgemeinen Theorie der Turbine von Jonval über. Dabei setzen wir einen gleichförmigen Beharrungszustand der Bewegung voraus, nehmen ferner an, dass alle Wassertheilchen bei ihrer Bewegung durch die Maschine identische Veränderungen erleiden, bringen jedoch die durch Reibungen, plötzliche Geschwindigkeitsänderungen und sonstige Störungen entstehenden Kraftverluste in Rechnung.

Die Bezeichnung der Grössen, welche in der Rechnung erscheinen, ist bereits Seite 93 zusammengestellt worden. Wir legen der Rechnung eine geschlossene Turbine zu Grunde, und nehmen an, dass sowohl das Zuleitungsrohr als auch das untere Abflussrohr mit einem Schützen oder einer Klappe versehen sei.

Da sowohl die Aufstellung der Grundgleichungen als auch deren analytische Verarbeitung auf ähnliche Weise geschieht, wie bei der Turbine von Fourneyron, so wird möglichste Kürze erlaubt sein.

Die Bedingungen, welche ausdrücken, dass durch alle Querschnitte einerlei Wassermenge fließt, sind:

$$Q = O C = \omega c x = \Omega U k = \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_1 k_1 = O_1 C_1 = \omega_1 x_1 c_1 \dots (1)$$

Hieraus findet man, wenn man alle Geschwindigkeiten durch  $u_1$  ausdrückt:

$$\left. \begin{aligned} C &= \frac{\Omega_1 k_1}{O} u_1, & c &= \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} u_1, & U &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} u_1, \\ u_2 &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} u_1, & C_1 &= \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} u_1, & c_1 &= \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} u_1 \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

Nach dem Principe von Carnot ist:

a. der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Querschnitt  $\omega x$  in den Querschnitt O entsteht:

$$\frac{\rho Q}{2g} [c - C]^2$$

Dieser Ausdruck wird mit Berücksichtigung von (2):

$$\frac{\rho Q}{2g} \left[ \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right]^2 u_1^2 \dots (3)$$

b. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt aus dem Leitrad in das Turbinenrad entsteht:

$$\frac{\rho Q}{2g} [(U \cos \alpha - v + u_2 \cos \beta)^2 + (U \sin \alpha - u_2 \sin \beta)^2]$$

oder wegen (2):

$$\frac{\rho Q}{2g} [(m u_1 - v)^2 + n^2 u_1^2] \dots (4)$$

wobei zur Abkürzung gesetzt wurde:

$$\left. \begin{aligned} m &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta \\ n &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

c. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Austritt des Wassers aus dem Rade entsteht:

$$\frac{\rho Q}{2g} \left\{ (v - u_1 \cos \gamma)^2 + (u_1 \sin \gamma - C_1)^2 \right\} \dots (6)$$

oder wenn man für  $C_1$  aus (2) seinen Werth setzt:

$$\frac{\rho Q}{2g} \left\{ (v - u_1 \cos \gamma)^2 + \left( \sin \gamma - \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 u_1^2 \right\} \dots (7)$$

Nun sind ferner die Verluste, welche durch die Reibungen im Zufuss- und Abflussrohr entstehen:

$$\rho Q \zeta C^2 \text{ und } \rho Q \zeta_1 C_1^2 \dots (8)$$

Endlich die Verluste durch die Reibung des Wassers an den Radschaufeln und durch Unregelmässigkeit in der Bewegung des Wassers im Rade:

$$\rho Q \lambda \frac{f}{\Omega_1} u_1^2 \quad \rho Q \mu u_1^2 \dots (9)$$

Dies vorausgesetzt, können wir nun folgende Gleichungen aufstellen. Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Oeffnung ist:

$$\frac{U^2}{2g} = H - h_2 - z + \frac{\eta}{\rho} - \frac{\Omega}{\rho} - \zeta C^2 - \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 \frac{u_1^2}{2g} \dots (10)$$

Die Gleichung der relativen Bewegung des Wassers durch das Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} (U^2 + v^2 - 2 U v \cos \alpha) + \frac{\Omega}{\rho} + z - \lambda \frac{f}{\Omega_1} u_1^2 - \mu u_1^2 - \frac{\Omega_1}{\rho} - \frac{1}{2g} [(m u_1 - v)^2 + n^2 u_1^2] \dots (11)$$

Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Oeffnung  $\omega_1 x_1$  ist:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} (u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos \gamma) + \frac{\Omega_1}{\rho} + h_2 - \frac{\eta}{\rho} - \frac{1}{2g} [(v - u_1 \cos \gamma)^2 + (u_1 \sin \gamma - C_1)^2] - \zeta_1 C_1^2 \dots (12)$$

Endlich ist die Gleichung für den Nutzeffekt:

$$E = \rho Q H - \frac{\rho Q}{2g} \left[ \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right]^2 u_1^2 - \frac{\rho Q}{2g} [(m u_1 - v)^2 + n^2 u_1^2] - \frac{\rho Q}{2g} \left\{ (v - u_1 \cos \gamma)^2 + (u_1 \sin \gamma - C_1)^2 \right\} - \frac{\rho Q}{2g} \zeta C^2 - \rho Q \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} u_1^2 + \mu u_1^2 + \zeta C^2 + \zeta_1 C_1^2 \right] \dots (13)$$

Diese vier Gleichungen (10 bis 13) in Verbindung mit (2) und (5) führen zur Lösung unseres Problems.

Addirt man die drei Gleichungen (10), (11), (12), so heben sich verschiedene Glieder auf und ergibt sich folgende Gleichung:

$$\left. \begin{aligned} \frac{U^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} &= H - \zeta C^2 - \zeta_1 C_1^2 - \lambda \frac{f}{\Omega_1} u_1^2 - \mu u_1^2 - \frac{u_1^2}{2g} \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 \\ &+ \frac{1}{2g} (U^2 + v^2 - 2 U v \cos \alpha) \\ &- \frac{1}{2g} [(m u_1 - v)^2 + n^2 u_1^2] \\ &+ \frac{1}{2g} (u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos \gamma) \\ &- \frac{1}{2g} [(v - u_1 \cos \gamma)^2 + (u_1 \sin \gamma - C_1)^2] \end{aligned} \right\} (14)$$

Wird diese Gleichung in ganz gewöhnlicher Weise weiter reduziert, indem man die Glieder, welche  $u_1^2$  und  $u_1$  enthalten, zusammenfasst, und für C und C<sub>1</sub> ihren Werth durch  $u_1$  ausdrückt, so findet man:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{u_1^2}{2g} \left\{ 1 + m^2 + n^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 - 2 \sin \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} + \right. \\ & \left. + 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + u + \zeta \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 + \zeta_1 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 \right] + \frac{2 u_1 v}{2g} \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha - m \right) \right\} = H \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Wegen des ersten der Ausdrücke (5) ist aber:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha - m = - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

daher wird:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{u_1^2}{2g} \left\{ 1 + m^2 + n^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 - 2 \sin \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} + \right. \\ & \left. + 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + u + \zeta \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 + \zeta_1 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 \right] - \frac{2 u_1 v}{2g} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta \right\} = H \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Diese Gleichung gibt durch Auflösung  $u_1$  als eine Funktion von der Geschwindigkeit des Rades und dessen Dimensionen. Wir wollen diese Auflösung für den Augenblick noch unterlassen und dem Ausdruck (13) für den Effekt eine andere Form geben. Aus dem Ausdruck (14) folgt:

$$\begin{aligned} & \zeta C^2 + \zeta_1 C_1^2 + \lambda \frac{f}{\Omega_1} u_1^2 + u u_1^2 + \frac{u_1^2}{2g} \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 + \frac{1}{2g} \left[ (m u_1 - v)^2 + n^2 u_1^2 \right] \\ & + \frac{1}{2g} \left[ (v - u_1 \cos \gamma)^2 + (u_1 \sin \gamma - C_1)^2 \right] = H + \frac{1}{2g} (U^2 + v^2 - 2 U v \cos \alpha) \\ & + \frac{1}{2g} (u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos \gamma) - \frac{U^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} \end{aligned}$$

und wenn man dieses Resultat in (13) einführt, folgt:

$$E_n = \rho Q H - \rho Q \left[ H + \frac{1}{2g} (U^2 + v^2 - 2 U v \cos \alpha) + \frac{1}{2g} (u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos \gamma) - \frac{U^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \right]$$

oder

$$E_n = - \frac{\rho Q}{2g} 2 v^2 \left[ 1 - \left( \frac{U}{v} \cos \alpha + \frac{u_1}{v} \cos \gamma \right) \right]$$

oder

$$E_n = - \frac{\rho Q}{2g} 2 v^2 \left[ 1 - \frac{u_1}{v} \left( \frac{U}{u_1} \cos \alpha + \cos \gamma \right) \right]$$

oder endlich weil  $\frac{U}{u_1} = \frac{\Omega k_1}{\Omega k}$  ist:

$$\frac{E_n}{\rho Q H} = - 2 \frac{v^2}{2gH} \left[ 1 - \frac{u_1}{v} \left( \frac{\Omega k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma \right) \right] \quad (17)$$

Setzt man zur Abkürzung:

$$\frac{1}{M^2} = 1 + m^2 + n^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 - 2 \sin \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} + 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + u + \zeta \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 + \zeta_1 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 \right]$$

$$A = 1 - M^2 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma \right) \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$B = M \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma \right)$$

$$C = M^2 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \right)^2 \cos^2 \beta$$

$$D = M^2 \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \right) \cos \beta$$

$$x = \frac{v^2}{2gH}$$

so folgt aus den Ausdrücken (15) und (17):

$$\frac{u_1}{v} = D + M \sqrt{C + \frac{1}{x}} \quad (18)$$

$$\frac{E_n}{\rho Q H} = - 2 A x + 2 B \sqrt{C x^2 + x} \quad (19)$$

Nachdem einmal  $u_1$  berechnet ist, ergeben sich alle übrigen Geschwindigkeiten mittelst der Ausdrücke (2). Für unsere Zwecke genügt es aber, den Werth von U zu kennen, und dieser wird nun vermöge (2) und (19).

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \left( D \sqrt{x} + M \sqrt{C x + 1} \right) \quad (20)$$

Hat man einmal mittelst (19) und (21)  $u_1$  und U berechnet, so erhält man mittelst der Ausdrücke (10) und (12) für  $\Omega$  und  $\Omega_1$  folgende Werthe:

$$\frac{\Omega}{\rho} = \frac{\mathfrak{A}}{\rho} + H - h_2 - z - \zeta C^2 - \frac{u_1^2}{2g} \left[ \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O} \right)^2 \right] \quad (21)$$

$$\frac{\Omega_1}{\rho} = \frac{\mathfrak{A}}{\rho} - h_2 + \zeta_1 C_1^2 + \frac{u_1^2}{2g} \left[ \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 - 2 \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \sin \gamma \right] \quad (22)$$

Dieser Werth von  $\frac{\Omega_1}{\rho}$  verschwindet, wenn

$$h_2 = \frac{\mathfrak{A}}{\rho} + \zeta_1 C_1^2 + \frac{u_1^2}{2g} \left[ \left( \frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1} \right)^2 + \left( \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \right)^2 - 2 \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \sin \gamma \right] \quad (23)$$

und dies ist die grösste Höhe, in welcher sich die untere Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers befinden darf, damit ein Zerreißen der Wassermasse nicht eintritt.

Die Gleichung (20) zeigt, dass es zwei Geschwindigkeiten  $v$  gibt, bei welchen der Effekt verschwindet.

Dies findet nämlich statt, wenn entweder  $x = 0$  ist, d. h. wenn das Rad ruht oder wenn  $x$  denjenigen Werth  $x_0$  annimmt, für welchen:

$$-2A + 2B \sqrt{C + \frac{1}{x_0}} = 0$$

wird. Hieraus folgt:

$$x_0 = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C} \dots \dots \dots (25)$$

Dieser Werth von  $x_0$  entspricht offenbar derjenigen Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Turbine bewegt, wenn sie keinen Widerstand überwindet, oder wenn sie, ohne zu arbeiten, vom Wasser durchströmt wird.

Zwischen  $x = 0$  und  $x = x_0$  liegt ein gewisser Werth, für welchen  $\frac{E_n}{\rho Q H}$  ein Maximum wird.

Man findet diesen Werth, wenn man den Differenzialquotienten des Ausdruckes (20) gleich Null setzt und daraus  $x$  sucht. Bezeichnet man diesen Werth von  $x$  durch  $(x)_{max}$ , so findet man:

$$(x)_{max} = \frac{1}{2C} \left[ -1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right] \dots \dots \dots (26)$$

Setzt man diesen Werth von  $x$  in die Ausdrücke (20) und (21), so findet man:

$$\left(\frac{E_n}{\rho Q H}\right)_{max} = \frac{A}{C} \left\{ 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{B}{A}\right)^2 C} \right\} \dots \dots \dots (27)$$

Wir wollen nun ferner sehen, wie die Bewegung des Wassers und die Wirkung desselben auf das Rad ausfallen, wenn das Wasser ohne Stoss aus dem Leitrad in das Turbinenrad übertritt und das letztere ohne Geschwindigkeit verlässt. In diesem Falle müssen die Ausdrücke (4) und (6) verschwinden, muss demnach sein:

$$\begin{aligned} u &= v, & m u_1 &= v, & y &= 0, & u_1 &= v, & C_1 &= 0 \\ \text{oder auch:} & & m &= 1, & u_1 &= v, & C_1 &= 0, & y &= 0 \dots \dots \dots (28) \end{aligned}$$

Mit Berücksichtigung dieser Werthe geben die Gleichungen (5):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} &= \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_1} &= \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \\ \frac{\Omega_1}{\Omega k} &= \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (29)$$

Vermöge (28) und (29) findet man aus (15):

$$\frac{\sqrt{2gH}}{v} = \sqrt{\left\{ \frac{2 \sin \beta \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \right.} \dots (30)$$

$$\left. + 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \zeta_1 \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 \right] \right\}$$

Folgt nun aus (1), (29), (30):

$$\frac{\sqrt{2gH}}{U} = \sqrt{\left\{ \frac{2 \cos \alpha \sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} + \frac{\sin^2(\alpha + \beta)}{\sin^2 \beta} \left\{ \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \right.} \dots (31)$$

$$\left. + 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \zeta_1 \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 \right] \right\}}$$

ergibt sich endlich aus (17):

$$E_n = \frac{\rho Q}{g} \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} v^2 \dots \dots \dots (32)$$

oder weil  $v = u = \frac{Q}{\Omega_1 k_1}$  ist:

$$E_n = \frac{\rho}{g} \frac{1}{\Omega_1^2 k_1^2} \frac{\sin \beta \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} Q^2 \dots \dots \dots (33)$$

Auch folgt aus (30) und (32):

$$\frac{\rho Q H}{E_n} = \left\{ 1 + \frac{1}{2} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha} \left\{ \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \right. \dots (34)$$

$$\left. 2g \left[ \lambda \frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \zeta_1 \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 \right] \right\}$$

Aus dieser Gleichung erkennt man deutlich den Einfluss der Reibungen und Störungen auf den Effekt.

Die Gleichung (33) zeigt, dass der Effekt dem Kubus der in einer Sekunde auf das Rad wirkenden Wassermenge proportional ist. Verkleinert man daher mittelst des Schützens die untere Ausflussöffnung in dem Grade, dass die durchströmende Wassermenge auf die Hälfte reduziert wird, so wird der Nutzeffekt des Rades achtmal so klein, wodurch also nachgewiesen ist, dass dieser Schützen zur Regulierung nicht gebraucht werden kann.

Vergleichung der Turbinen von Fourneyron und Jonval.

Wenn wir die Turbine von Fourneyron und von Jonval nach den Ergebnissen unserer Rechnungen beurtheilen, so sind dieselben als Kraftaufsamlungsapparate ganz gleichwerthig. Denn die Bedingungsgleichungen der vortheilhaftesten Effektleistung stimmen vollkommen überein, und sind für beide Turbinen realisirbar. Wenn also in der Leistungsfähigkeit dieser Turbinen ein Unterschied besteht, so kann dieser nur darin begründet sein, dass die Voraussetzungen, auf welchen die Theorien beruhen, bei einer

von den beiden Turbinen vollkommener erfüllt werden können, als bei der anderen. In der That bestehen in dieser Hinsicht kleine Verschiedenheiten, die theilweise der einen, theilweise der anderen Anordnung günstiger sind.

Die Zuleitung des Wassers aus dem Zufusskanal bis an die Mündungen des Leitrades erfolgt bei der Turbine von Fourneyron mit mehrfachen, ziemlich gewaltsamen Ablenkungen, erfolgt dagegen bei den Turbinen von Jonval sehr ungezwungen. Bei den ersteren dieser Turbinen muss nämlich das Wasser zuerst aus der horizontalen Richtung im Kanal in die vertikale Richtung im Zuleitungscylinder, sodann nach horizontal radialer Richtung nach aussen und endlich in die beinahe tangentielle Richtung der Leitschaufelenden gebracht werden, während bei der Turbine von Jonval nur die Ablenkung aus der vertikalen Richtung im Zuleitungscylinder in die nahe horizontale Richtung der Leitschaufelenden vorkommt.

Der Uebertritt des Wassers aus dem Leitrad in das Laufrad geschieht bei der Turbine von Fourneyron nicht so gut, als bei der Turbine von Jonval; denn bei der ersteren dieser Anordnungen tritt das Wasser in einzelnen, durch leere keilförmige Räume getrennten convergirenden Strahlen aus, während bei der Turbine von Jonval die Wasser-Enden jedes einzelnen Wasserstrahles parallel sein können, und schädliche Räume beinahe nicht vorhanden sind.

Die Bewegung des Wassers durch das Laufrad erfolgt bei der Turbine von Fourneyron mit grösserer Regelmässigkeit als bei der Turbine von Jonval, denn bei der ersten von diesen Anordnungen wird das Wasser nur in horizontalem Sinn abgelenkt, und kann die Centrifugalkraft nicht die geringste Störung verursachen, während bei der Turbine von Jonval die Bewegung des Wassers durch das Rad sehr komplizirt ist, eine horizontale und eine vertikale Ablenkung stattfindet, und die Centrifugalkraft ein unregelmässiges Hin- und Herbewegen der inneren Wassermassen gegen die äusseren zur Folge hat.

Der Austritt des Wassers erfolgt bei der Turbine von Fourneyron ganz ungezwungen nach dem Abflusskanal, wird dagegen bei der Turbine von Jonval durch das in der Regel vorhandene Abflussrohr und den unteren Schützen erschwert.

Bei veränderlichem Wasserzuffluss sind beide Anordnungen in gleichem Maasse mangelhaft. Eine Schützenvorrichtung, die bei veränderlichem Wasserzuffluss ein unveränderliches Güteverhältniss zu bewirken im Stande wäre, gibt es weder für die Turbine von Fourneyron, noch für die Turbine von Jonval. Diese allen Turbinen zukommende schwache Seite wird wohl niemals beseitigt werden können.

Was die Anstellung und Befestigung anbelangt, so ist die Turbine von Jonval vorzuziehen, dagegen die Turbine von Fourneyron (die umgekehrte Aufstellung angenommen) äusserst ungünstig, und hierin liegt der Hauptgrund, weshalb die Turbine von Jonval gesiegt und die andere Anordnung fast gänzlich verdrängt hat, denn die im Vorigen ange deuteten Differenzen in dem Verhalten der beiden Anordnungen sind so unbedeutend, dass es nach demselben ganz unmöglich ist, der einen oder der anderen Anordnung den Vorzug zu geben, und die zahlreichen Versuche, welche mit älteren und neueren Turbinen angestellt wurden, haben gleichfalls einen erheblichen Character nicht nachzuweisen vermocht.

Theorie der Zwillings-Turbinen.

Wir haben Seite 16 mehrere Anordnungen kennen gelernt, die ich Zwillings-Turbinen genannt habe. Die einfachste derselben ist Fig. 1, Tafel 7 abgebildet. Sie besteht aus zwei ganz congruent gebildeten an einer und derselben Axe befindlichen Jonval'schen Turbinen, die sich in dem Rohr befinden, durch welches das Wasser aus dem Zufusskanal nach dem Abflusskanal niederfließt. Obgleich auch diese einfachste Anordnung für eine Ausführung zu komplizirt und daher von keinem praktischen Werth ist, so ist doch ihre Theorie von einigem Interesse und wir wollen sie daher entwickeln. Dabei werden wir aber von den Reibungswiderständen und Störungen abstrahiren, und uns darauf beschränken, die Bedingungen der besten Effektleistung aufzusuchen.

Wir nennen

H<sub>1</sub> die Tiefe der unteren Ebene des oberen Einlaufrades unter dem Wasserspiegel im Zufusskanal;

h<sub>1</sub> die Höhe des oberen Turbinenrades;

H<sub>2</sub> die Tiefe der unteren Ebene des unteren Einlaufrades unter der unteren Ebene des oberen Turbinenrades;

h<sub>2</sub> die Höhe des unteren Turbinenrades;

H<sub>3</sub> die Höhe der unteren Ebene des unteren Turbinenrades über dem Spiegel des Unterwassers;

H = H<sub>1</sub> + h<sub>1</sub> + H<sub>2</sub> + h<sub>2</sub> + H<sub>3</sub> das totale Gefälle;

β, β<sub>1</sub>, Ω, Ω<sub>1</sub> die Pressungen auf 1 Quadrat-Meter zwischen den Wassertheilchen. β in der Ebene zwischen dem Einlauf- und dem Turbinenrad der oberen Turbine. Ω in der Ebene zwischen dem Einlaufrad und dem Turbinenrad der unteren Turbine. β<sub>1</sub> in der Ebene unmittelbar unter dem oberen Turbinenrad; Ω<sub>1</sub> in der Ebene unmittelbar unter dem unteren Turbinenrad.

Im Uebrigen lassen wir die Bezeichnungen gelten, die wir Seite 93 f für eine einfache Jonval'sche Turbine aufgestellt haben.

Da die Turbinen der Voraussetzung gemäss ganz identisch gebildet und an derselben Axe befestigt sind, so haben die grösseren α, β, γ, U, v, u für beide Turbinen übereinstimmende Werthe; es ist daher die Bedingung, dass das Wasser bei jeder Turbine ohne Stoss eintritt:

$$\left. \begin{aligned} \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v}{U} &= \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

auch ist:

$$u_2^2 = U^2 + v^2 - 2 U v \cos \alpha \dots \dots \dots (2)$$

Ferner ist die Bedingung, dass das Wasser sowohl die Kanäle des einen wie des anderen Turbinenrades ganz erfüllt:

$$Q = \Omega U k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k_1 \dots (3)$$

Für die Geschwindigkeit  $U$ , mit welcher das Wasser aus dem Leitrad der oberen Turbine austritt, ist:

$$\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{A} + H_1 - \mathfrak{P} \dots (4)$$

Für die Geschwindigkeit  $U$ , mit welcher das Wasser aus dem unteren Leitrad austritt, ist:

$$\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{P}_1 + H_2 - \mathfrak{D} \dots (5)$$

Für die relative Bewegung durch das obere Rad ist:

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + h_1 + \mathfrak{P} - \mathfrak{P}_1 \dots (6)$$

Für die relative Bewegung des Wassers durch das untere Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + \mathfrak{D} - \mathfrak{D}_1 \dots (7)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Räder ohne Geschwindigkeit verlässt, ist:

$$u_1 = v, \quad \gamma = 0 \dots (8)$$

Wenn das Wasser unten ganz frei in den Abflusskanal gelangen kann, ist noch

$$0 = -\mathfrak{A} + \mathfrak{D}_1 + H_3 \dots (9)$$

Mit Berücksichtigung von (8) folgt durch Addition von (4), (5), (6), (7), (9):

$$2 \frac{U^2}{2g} + 2 \frac{v^2}{2g} = 2 \frac{u_2^2}{2g} + H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2$$

Setzt man für  $u_2^2$  seinen Werth (2) und berücksichtigt, dass  $H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2 = H$  ist, so wird dieser Ausdruck:

$$2 \frac{U^2}{2g} + 2 \frac{v^2}{2g} = 2 \left( \frac{U^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{2Uv}{2g} \cos \alpha \right) + H$$

oder:

$$2 U v \cos \alpha = 2g \left( \frac{H}{2} \right)$$

Setzt man in diesen Ausdruck für  $U$  und  $v$  die Werthe, welche aus der zweiten der Gleichungen (1) folgen, so erhält man:

$$U = \sqrt{\frac{\left( g \frac{H}{2} \right) \sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}} \dots (10)$$

$$v = \sqrt{\frac{g \left( \frac{H}{2} \right) \sin (\alpha + \beta)}{\cos \alpha \sin \beta}} \dots (11)$$

Setzt man in die Gleichungen (3)  $u_1 = v$  und für  $u$  und  $v$  die Werthe, welche die Gleichungen (1) darbieten, so findet man:

$$\left. \begin{aligned} \Omega &= \frac{Q}{u k} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega} &= k \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{k}{k_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

aus (4) folgt:

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{A} + H_1 - \frac{U^2}{2g}$$

oder wenn man für  $u$  aus (10) seinen Werth einführt:

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{A} + H_1 - \frac{1}{4} H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} \dots (13)$$

aus (9) folgt:

$$\mathfrak{D}_1 = \mathfrak{A} - H_3 \dots (14)$$

aus (7) und (9) folgt:

$$\mathfrak{D} = \mathfrak{A} - H_3 + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} - h_2$$

Es soll aber wegen (8)  $u_1 = v$  sein, demnach erhält man:

$$\mathfrak{D} = \mathfrak{A} - H_3 + \frac{v^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} - h_2$$

Setzt man für  $u_2^2$  seinen Werth aus (2), so wird dieser Ausdruck:

$$\mathfrak{D} = \mathfrak{A} - H_3 + \frac{v^2}{2g} - \frac{U^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} + \frac{2Uv}{2g} \cos \alpha - h_2$$

oder wenn für  $v$  der aus (1) folgende Werth gesetzt wird:

$$\mathfrak{D} = \mathfrak{A} - H_3 - \frac{U^2}{2g} \left[ 1 - 2 \frac{\sin (\alpha + \beta) \cos \alpha}{\sin \beta} \right] - h_2$$

oder endlich, wenn für  $U^2$  sein Werth aus (10) substituirt wird:

$$\mathfrak{D} = \mathfrak{A} - H_3 + \frac{1}{4} H \left( 2 - \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} \right) - h_2 \dots (15)$$

Aus (5) findet man:

$$\mathfrak{P}_1 = \frac{U^2}{2g} - H_2 + \mathfrak{D}$$

oder wenn man für  $\zeta$  den Werth (15) setzt, und für  $U^2$  den Werth aus (10) einführt:

$$\mathfrak{B}_1 = \mathfrak{A} + \frac{1}{2} H - (H_2 + H_3 + h_2) \quad (16)$$

oder endlich wegen  $H = H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2$ :

$$\mathfrak{B}_1 = \mathfrak{A} + H_1 + h_1 - \frac{1}{2} H \quad (17)$$

Aus den Gleichungen (10), (11), (12) erkennt man, dass die vortheilhaftesten Geschwindigkeiten der Wasserbewegungen und der Radbewegungen jeder Zwillings-Turbine genau so sind, wie bei einer einfachen Turbine, wenn das Gefälle  $\frac{1}{2} H$  ist. Der Halbmesser einer solchen Zwillings-Turbine wird daher im Verhältniss  $1 : \sqrt{2}$  grösser, die Geschwindigkeit im Verhältniss  $1 : \sqrt{2}$  kleiner und die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute wird folglich nur halb so gross, als bei einer gewöhnlichen einfachen Turbine. Darin besteht der theoretische Vortheil dieser Zwillings-Turbine für den Fall, dass sehr hohe Gefälle benutzt werden sollen.

Damit die Wassermassen nicht abreißen, dürfen die Werthe von  $\mathfrak{B}_1$  und  $\mathfrak{Q}_1$  nicht negativ ausfallen. Daher muss sein:

$$H_1 < \mathfrak{A}$$

$$H_1 > \frac{1}{2} H - \mathfrak{A} - h_1$$

wodurch gewisse Grenzen für die Positionen der beiden Turbinen bestimmt sind.

### Partial - Turbinen.

Die Einrichtung der Partial-Turbinen ist bereits im ersten Abschnitt Seite 20 beschrieben worden. Wir wissen, dass wir unter dieser Benennung solche Turbinen verstehen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nicht auf alle, sondern nur auf einen Theil der sämtlichen Schaufeln des Laufrades einwirkt. Es bedarf keiner Rechnung, um einzusehen, dass die Effekte dieser Partial-Turbinen nicht so günstig sein können, als die Effekte der Voll-Turbinen, denn bei diesen ist das Laufrad ganz gefüllt, kann das Wasser nicht versprühen, bei jenen dagegen findet nur eine theilweise Erfüllung der Radkanäle statt, wird daher das Wasser nicht sicher geleitet. Wenn diese Effectverhältnisse nicht so ungünstig wären, würden diese Partial-Turbinen vortreffliche Dienste leisten, insbesondere wenn der Wasserzfluss veränderlich ist oder wenn kleine Wassermengen bei hohem Gefälle benutzt werden sollen. Bei veränderlichem Wasserzfluss kann man den Regulirschützen einer Partial-Turbine immer so einrichten, dass sie, je nach dem Wasserzfluss, verstellbar ist. Bei sehr hohen Gefällen und kleinen Wassermengen fallen die Voll-Turbinen so klein aus und wird ihre Bewegung hier enorm rasch, dass weder ein genügender Effect noch die nöthige Dauerhaftigkeit der Maschine zu Stande gebracht werden kann. Wendet man in einem solchen Falle eine Partial-Turbine an, so wird diese viel grösser und ihr Gang viel langsamer.

Für die Berechnung der Dimensionen einer zu erbauenden Partial-Turbine können die für Voll-Turbinen aufgestellten Regeln benützt werden, nur muss man für  $Q$  nicht die Wassermenge in Rechnung bringen, welche in der That zu wirken hat, sondern eine  $m$  mal grössere, wobei  $m$  die Zahl ist, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an welchem die Einströmung statt finden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

**Theorie der Tangentialräder.**

Die sogenannten Tangentialräder, welche wir bereits im ersten Abschnitt beschrieben haben, gehören zu den Partial-Turbinen.

Es gibt drei Arten von Tangentialrädern:

1. solche, bei welchen das Wasser am inneren Umfang des Laufrades in dasselbe eintritt und am äusseren Umfang austritt;
2. solche, bei welchen das Wasser am äusseren Umfang eintritt und am äusseren Umfang austritt;
3. solche, bei welchen das Wasser am äusseren Umfang eintritt und am inneren Umfang austritt.

Die erstere dieser drei Anordnungen ist nichts anderes, als eine *Fourneyron'sche* Partial-Turbine und die Theorie derselben stimmt mit der einer Voll-Turbine nach *Fourneyron* vollkommen überein.

Bei der zweiten Art tritt das Wasser aussen mit einer gewissen relativen Geschwindigkeit in das Rad ein, verliert dieselbe allmähig durch die der Bewegung des Wassers entgegenwirkende Centrifugalkraft, wird hierauf durch die Centrifugalkraft wiederum hinausgeschleudert, und verlässt schliesslich das Laufrad am äusseren Umfang.

Es findet also hier zuerst eine Strömung nach einwärts und dann eine Strömung nach auswärts statt. Die erstere geschieht unter Gegenwirkung der Centrifugalkraft, die letztere wird durch die Centrifugalkraft hervorgerufen.

Bei der dritten Art von Tangentialrädern tritt das Wasser aussen in das Laufrad ein, durchströmt das Rad nach einwärts, verliert dabei durch die der Bewegung des Wassers entgegenwirkende Kraft einen Theil seiner relativen Eintrittsgeschwindigkeit, und erreicht zuletzt den inneren Umfang des Rades mit einer relativen Geschwindigkeit, die der Grösse nach gleich, der Richtung nach entgegengesetzt ist der inneren Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

Die Theorien dieser drei Tangentialräder können zwar aus der früher entwickelten Theorie der *Fourneyron'schen* Turbine abgeleitet werden, wir halten jedoch eine direkte Herleitung für zweckmässiger. Jedoch beschränken wir uns darauf, die Bedingungen des besten Effektes aufzusuchen und dabei Reibungen und Störungen zu vernachlässigen.

*Theorie des Tangentialrades mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung.*

Wir bedienen uns auch hier der Bezeichnungen, die wir Seite 27 für die Theorie der Turbine von *Fourneyron* aufgestellt haben.

Unter der Voraussetzung, dass das Rad im Unterwasser nicht eintaucht, dürfen wir annehmen, dass am inneren Umfang des Rades der atmosphärische Druck auch da vorhanden ist, wo die Einströmung statt findet; dann ist aber, weil wir Reibungen und Störungen vernachlässigen:

$$\frac{U^2}{2g} = H \dots \dots \dots (1)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Kanäle ausfüllt, ist:

$$Q = \Omega U k = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 u_1 k, \dots \dots \dots (2)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser ohne Stoss eintritt, sind:

$$\left. \begin{aligned} \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v_2}{U} &= \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

auch ist:

$$u_2^2 = U^2 + v_2^2 - 2 U v_2 \cos \alpha \dots \dots \dots (4)$$

Die Gleichung für die relative Bewegung des Wassers durch das Rad ist:

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \dots \dots \dots (5)$$

wobei  $\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$  den Einfluss der Centrifugalkraft ausdrückt.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser austritt, verschwindet für:

$$u_1 = v_1, \quad \gamma = 0 \dots \dots \dots (6)$$

Wegen (6) folgt aus (4):

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \dots \dots \dots (7)$$

Wegen (6) folgt ferner aus (3)  $\sin \alpha = \sin(\alpha + \beta)$ , demnach:

$$\beta = \pi - 2 \alpha \dots \dots \dots (8)$$

Nennt man  $p$  das Verhältniss aus dem inneren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet, so hat man annähernd:

$$\left. \begin{aligned} \Omega &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \alpha \delta \\ \Omega_2 &= \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \delta \\ \Omega_1 &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \gamma \delta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

und die Gleichungen (2) werden dann wegen  $u_1 = v_1 = v_2 \frac{R_1}{R_2}$ :

$$Q = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \delta v_2 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \gamma \delta k_1 v_2 \frac{R_1}{R_2}$$

Aus der Gleichheit  $Q = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k$  folgt:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin \alpha U k} \left(\frac{R_2}{\delta}\right)} \dots \dots \dots (10)$$

Die Gleichheit  $\frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \delta v_2$  wird, wenn man für  $\beta$  den Werth (8) und für  $v_2$  den Werth (7) einführt und  $k = i$  nimmt, eine identische.

Aus der Gleichheit  $\frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \gamma \delta_1 k_1 v_2 \frac{R_1}{R_2}$  folgt, wenn man für  $v_2$  seinen Werth aus (7) einführt:

$$\sin \gamma = \left(\frac{k}{k_1}\right) \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \sin 2 \alpha \dots \dots \dots (11)$$

$$\sin 2 \alpha = \sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{k_1}{k}\right) \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \dots \dots \dots (12)$$

Weil  $\gamma$  sehr klein sein soll und  $\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$  nicht viel grösser als die Einheit ist, so fällt  $2 \alpha$  und um so viel mehr  $\alpha$  klein aus. Der Winkel  $\beta$  wird demnach nahe gleich  $180^\circ$ . Die Radumfänge werden daher von den Schaufeln unter ganz kleinen Winkeln geschnitten, und dieses beinahe tangentiale Ein- und Ausströmen des Wassers motivirt die Benennung „Tangentialrad.“

Nach dem Ergebniss dieser Untersuchung stellen wir nun zur Berechnung der Dimensionen eines Tangentialrades mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung folgende Regeln auf.

- 1. Winkel  $\gamma$ , unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\gamma = 15 \text{ bis } 20^\circ$$

- 2. Verhältniss der Halbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$$

- 3. Contraktionscoefficienten:

$$k = k_1 = 0.9$$

- 4. Winkel  $\alpha$ , unter welchem die Leitflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin 2 \alpha = \sin \gamma \left(\frac{k_1}{k}\right) \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2$$

- 5. Winkel  $\beta$ , unter welchem die Radflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\beta = \pi - 2 \alpha$$

- 6. Verhältniss  $p$  zwischen dem inneren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet:

$$p = 4 \text{ bis } 5$$

- 7. Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4} R_2$$

- 8. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2 g H}$$

- 9. Innerer Halbmesser des Rades:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin \alpha U k} \left(\frac{R_2}{\delta}\right)}$$

- 10. Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades:

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos \alpha}$$

- 11. Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9.548 \frac{v_2}{R_2}$$

- 12. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_2$$

Theorie des Tangentialrades mit äusserer Einströmung und äusserer Ausströmung.

Wir wählen die Winkel  $\alpha \beta \gamma$ , so wie Fig. 3, Taf. 11 zeigt, und erhalten hier folgende Beziehungen:

$$U = \sqrt{2 g H} \dots \dots \dots (1)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Querschnitte ausfüllt, ist:

$$Q = \Omega U k = \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_2 \dots \dots \dots (2)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser aussen ohne Stoss eintritt, sind:

$$\left. \begin{aligned} \frac{u_1}{U} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v_1}{U} &= \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\beta \sin} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

Auch ist:

$$u_1^2 = v_1^2 + U^2 - 2 v_1 U \cos \alpha \quad (4)$$

Damit das Wasser am inneren Umfang ohne Geschwindigkeit ankommt, muss sein:

$$0 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) \quad (5)$$

wobei  $v_1^2 - v_2^2$  den Einfluss der Centrifugalkraft ausdrückt.

Die relative Geschwindigkeit  $w_1$ , mit welcher das Wasser nach seiner Zurückströmung an dem äusseren Umfang ankommt, ist:

$$w_1 = v_1 - v_2 \quad (6)$$

Die Bedingung, dass das Wasser ohne Geschwindigkeit den äusseren Umfang des Rades verlässt, ist:

$$w_1 = v_1, \quad \beta = 0 \quad (7)$$

Aus (6) und (7) folgt zunächst:

$$v_2 = 0 \quad (8)$$

Allein dieser Bedingung kann nicht entsprochen werden, denn man kann die Radschaufeln nicht bis zur Axe herein verlängern, weil die Kanäle an der Axe zu enge würden.

Wegen  $v_2 = 0$  folgt aus (5)  $u_1 = v_1$ , demnach wegen (4):

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \quad (9)$$

ferner wegen (3)  $\alpha = \beta - \alpha$  oder

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

Die Werthe von  $\Omega, \Omega_1, \Omega_2$  sind annähernd:

$$\Omega = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \alpha, \quad \Omega_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \beta, \quad \Omega_2 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \gamma \quad (10)$$

Die Gleichungen (2) werden hierdurch:

$$Q = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \beta u_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \gamma u_2 \quad (11)$$

Aus  $Q = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \alpha u k$  folgt:

$$R_1 = \frac{Q p}{2 \pi \sin \alpha U k} \left( \frac{R_1}{\delta} \right) \quad (12)$$

Die Gleichung  $\frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \alpha U k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \beta u_1$  wegen  $U_1 = v_1, \beta = 2 \alpha$ , und wegen der zweiten der Ausdruck (3) wird identisch erfüllt, wenn  $u_1 = v_1, \beta = 2 \alpha, k = i$  und wegen (3)  $v_1 = U \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = U \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$  gesetzt wird.

Derjenigen von den Gleichungen (11), in welcher  $u_2 \sin \gamma$  als Faktor vorkäme, kann nicht entsprochen werden, weil  $u_2$  Null werden soll.

Aus dieser Untersuchung geht hervor, dass es wohl das Klügste ist, dieses Tangentialrad mit äusserer Ein- und Ausströmung ganz aufzugeben, und dies stimmt auch mit der Erfahrung überein.

Die Herren *Escher Wyss* und *Comp.* in Zürich haben vor mehreren Jahren eine grössere Anzahl von derartigen Tangentialrädern ausgeführt, haben jedoch in neuerer Zeit diese Anordnung aufgegeben, und die mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung angenommen.

*Tangentialräder mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung.*

Für diese Anordnung erhalten wir folgende Bedingungsgleichungen:

$$U = \sqrt{2 g H} \quad (1)$$

$$U = \Omega U k = \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_2 k_2 \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{u_1}{u} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v_1}{u} &= \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$u_1^2 = v_1^2 + U^2 - 2 v_1 U \cos \alpha \quad (4)$$

$$u_2^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) \quad (5)$$

$$u_2 = v_2, \quad \gamma = 0 \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \Omega &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \alpha \delta \\ \Omega_1 &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \beta \delta \\ \Omega_2 &= \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \gamma \delta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Wegen (5) folgt aus (4):

$$u_1 = v_1 \quad (8)$$

und hierdurch geben die Gleichungen (3):

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \quad (9)$$

$$\beta = 2 \alpha \quad (10)$$

Aus den Gleichungen (2) und (6) findet man ferner:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin \alpha U k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)} \dots \dots \dots (10)$$

$$\sin 2 \alpha = \sin \gamma \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \left(\frac{k_2}{k}\right)$$

Bei dieser Anordnung kann man also den Bedingungen des absolut besten Effektes eben so gut entsprechen, wie bei den Tangentialrädern mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung. In praktischer Hinsicht verdient jedoch die Anordnung mit äusserer Einströmung den Vorzug, weil bei derselben die Anordnung, Aufstellung und Behandlung des Einlaufes weit leichter ist, als bei der Anordnung mit innerer Einströmung. Auch die Praxis ist zu dem gleichem Resultat gekommen. Gegenwärtig werden nur Tangentialräder mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung ausgeführt.

Zur Berechnung der Dimensionen eines solchen Tangentialrades stellen wir nun nachstehende Formeln auf:

Fig. 4, Tafel 11.

1. Verhältniss der Halbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{4}{5}$$

2. Winkel  $\gamma$ , unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^\circ \text{ bis } 20^\circ$$

3. Winkel  $\beta$ , unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{k_2}{k}$$

wobei  $\frac{k_2}{k} = 1$  gesetzt werden darf.

4. Winkel  $\alpha$ , unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

5. Verhältniss  $p$  zwischen dem äusseren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet:

$$p = 4 \text{ bis } 5, \text{ wenn nur ein Einlauf,}$$

$$p = 3 \text{ „ } 4, \text{ wenn zwei Einläufe.}$$

6. Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4} R_1$$

7. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2 g H}$$

8. Aeusserer Halbmesser des Rades;

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{u} \frac{p}{2 \pi \sin \alpha k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)}$$

wobei in der Regel  $k = 1$  gesetzt werden darf.

9. Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha}$$

10. Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9.548 \frac{v_1}{R_1}$$

11. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_1$$

Von diesen Regeln sind 1, 2, 5, 6, 11 nach gut ausgeführten Tangentialrädern aufgestellt worden, die übrigen dieser Regeln sind Ergebnisse unserer Theorie.

Was den Nutzeffekt dieser Tangentialräder anbelangt, so kann derselbe auf rationellem Wege nicht herausgerechnet werden. Nach unseren Rechnungen ist es allerdings möglich, den Bedingungen des absolut besten Effektes zu entsprechen, allein unsere Rechnungen setzen voraus, dass keinerlei Störungen in der Bewegung und Wirkung des Wassers vorkommen, und diese Voraussetzung kann in der Wirklichkeit niemals erfüllt werden. Die Tangentialräder sind nun einmal Partial-Turbinen, das Wasser füllt die Radkanäle nicht vollkommen aus, es sprüht theilweise durch das Rad, und kann daher nur eine unvollkommene Wirkung hervorbringen. Ganz verlässliche Versuche über die Leistungen von ausgeführten Tangentialrädern kenne ich nicht. In der Umgebung von Karlsruhe in den grossen Fabriken zu Ettlingen sind mehrere von *Escher Wyss* und *Comp.* in Zürich erbaute, und in der That meisterhaft gearbeitete Tangentialräder im Gange. Mit einem dieser Tangentialräder wurde von Herrn *Gross*, Konstrukteur in der Maschinenfabrik zu Karlsruhe, Bremsversuche angestellt, dabei wurde ein Nutzeffekt von 65 Prozent bis 70 Prozent gefunden, und dieses Güteverhältniss blieb bei sehr veränderlichem Wasserzufluss ziemlich constant. Diese günstigen Ergebnisse scheinen mir nicht nur aus theoretischen Gründen unwahrscheinlich zu sein, sondern auch mit der wiederholt gemachten Erfahrung im Widerspruch zu stehen, dass gewöhnliche Turbinen einen auffallend ungünstigen Effekt liefern, wenn sie nur theilweise gefüllt arbeiten. Sollten sich diese günstigen Leistungen der Tangentialräder in der Folge bestätigen, so würden dieselben allerdings bei kleinen veränderlichen Wassermengen und grösseren Gefällen sehr zu empfehlen sein.

### Beschreibung und Berechnung einer Niederdrucks-Turbine mit Leitkurven.

Tafel I., II., III., IV. im Atlas.

Diese Turbine gehört zu einem Projekt einer mechanischen Weberei mit 168 Webstühlen, 7 Schlicht-, 4 Zettel- und 4 Spulmaschinen. Sie ist für ein Gefälle  $H = 1.85^m$  und für eine Wassermenge  $Q = 1.244$  Kubik-Meter berechnet und gezeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 31 Pferdekraft. Da die zu betreibenden Maschinen nur eine Betriebskraft von 20 Pferden erfordern, so wird die Turbine ihrem Zweck entsprechen, wenn sie 66 Prozent von dem absoluten Effekt nutzbringend macht. Auf Tafel I. ist ein Querschnitt, auf Tafel II. ist ein Grundplan der Maschine dargestellt, auf Tafel IV. ist der Wasserbau und die Radstube gezeichnet, Tafel III. zeigt das Rad in halber Naturgrösse.

#### Der Wasserbau.

Tafel IV., Fig. 1 und 2 ist ein Längendurchschnitt des Wasserbaues. Der obere Theil der Fig. 1 ist ein Grundriss von dem Zuleitungskanal A, der untere Theil dieser Figur ist ein Grundriss eines Theils des Zuleitungskanals und des Abflusskanals B. Beide Kanäle sind, wie man sieht, mit Holz verkleidet und die Turbine befindet sich in einer an das Fabrikgebäude angemauerten Radstube.

Der Raum, in welchem die Turbine aufgestellt ist, ist durch einen horizontalen Zwischenboden, in dessen Mitte sich eine Oeffnung befindet, in zwei Theile C und D getheilt. Der obere Theil C bildet die Fortsetzung des Zuleitungskanals, der untere Theil D dagegen den Anfang des Abflusskanals. Ersterer ist nach der Seite des Abflusskanals hin mit einer Querwand a geschlossen, letzterer beginnt mit einer Spundwand b, durch welche die zwischen den beiden Kanälen befindliche Erdmasse zurückgehalten wird.

Ueber der Spundwand ist eine Oeffnung d angebracht, die mit einem Schützen e geschlossen werden kann. Wird dieser Schützen niedergesenkt, so fliesst alles Wasser, welches in den Zuleitungskanal eingetreten ist, nach C, und von da durch die Turbine in den unteren Kanal D. Wird der Schützen e aufgezo-gen, so fliesst Anfangs ein Theil des Wassers aus dem Zuleitungskanal durch die Oeffnung d in den Abflusskanal D, ein anderer Theil hingegen gelangt über den oberen Rand von e in den Raum C. Da aber die Oeffnung d so berechnet wurde, dass durch dieselbe alles Wasser abfliessen kann,

wenn die Wassertiefe im Zuleitungskanal nur  $0.2^m$  beträgt, so sinkt der Wasserspiegel im Zuleitungskanal sehr schnell, bis unten die obere Kante des Schützen e, und da von diesem Augenblick an kein Wasser mehr in den Raum C eintreten kann, so muss sich derselbe sehr schnell durch die Turbine entleeren. Diese Anordnung leistet in vielen Fällen sehr gute Dienste. Man kann die Turbine sehr schnell abstellen, ohne genöthigt zu sein, den Schützen zu schliessen, welcher sich am Anfange des Zuleitungskanals befindet. Befinden sich im Abzugskanal noch andere Maschinen, welche zu ihrem Betriebe eine unveränderliche Wassermasse nothwendig haben, so werden diese gar nicht in ihrem Gang gestört, wenn man die Turbine mittelst des Schützen e abstellt. Der cylindrische Schützen, mit welchem die Maschine versehen ist, kann ganz allein zur Regulirung der Bewegung der Turbine benutzt werden, indem der Schützen e zum Abstellen sehr bequem ist und sehr schnell wirkt.

Wenn an dem Turbinenrade oder an dem Zapfen desselben etwas zu machen ist, muss das Wasser aus dem Raum D weggeschafft werden. Zu diesem Zwecke schliesst man den Schützen am Anfange des Zuleitungskanals, öffnet dagegen den Schützen e und wartet ab bis alles Wasser abgeflossen ist. Hierauf lässt man das Schützenbrett f herab, und schöpft das Wasser aus D mit Eimern aus.

In der Mitte des Raumes D sind im Boden zwei Pfähle eingerammt und mit Querschwellen versehen, gegen welche der Pfannenträger für den Zapfen der Turbinenaxe mit Schrauben befestigt wird.

Um den gusseisernen Zuleitungscylinder der Turbine zu tragen, sind zwei starke mit Wechselhölzern g g verbundene Querbalken h h angebracht, die, wie Figur 1 zeigt, bogenförmig ausgeschnitten sind. In diese ungefähr runde Oeffnung wird der Zuleitungscylinder niedergesenkt und mit seinem horizontalen Rand gegen die Balken mit Schrauben befestigt. Eine detaillirte Beschreibung über die Form und die Verbindung der einzelnen Theile des Wasserbaues ist durch die Zeichnung überflüssig gemacht, ich wende mich daher zur Beschreibung der Maschine, welche als eine Combination der verschiedenen Konstruktionselemente anzusehen ist, die *Fourneyron* bei verschiedenen Turbinen einzeln angewendet hat.

#### Das Rad und der Leitkurvenapparat.

Das Rad, welches auf Tafel III. in halber Naturgrösse abgebildet ist, hat folgende Einrichtung:

Der Hauptkörper des Rades hat die Form eines Tellers mit einem horizontalen Rande, und ist mit drei runden Oeffnungen versehen. Diese sind nothwendig, damit das Wasser, welches nach und nach durch die Spalte am innern Umfang des Rades in den Raum zwischen dem Teller der Leitkurven und dem Radkörper gelangt, auf diesen letzteren keinen Druck ausüben kann. Diese Oeffnungen leisten wahrscheinlich auch dann gute Dienste, wenn der Schützen nicht ganz aufgezo-gen ist, weil dann durch die Centrifugalkraft Wasser aus dem unteren Kanäle angesaugt und durch die Spalte am inneren Umfang des Rades in die Radkanäle getrieben wird, woselbst es zur vollständigeren Ausfüllung der Kanäle beiträgt.

Zur Verbindung der Radkurven mit dem Radkörper und mit der oberen Radkrone, sind an jede der ersteren 6 Zäpfchen angenietet; diese gehen durch die Radkronen, und sind auf den äusseren Seiten derselben mit Schraubenmuttern angezo-gen; damit aber diese im Unterwasser keinen Widerstand verursachen, sind die Radkronen mit Eisenblech maskirt. Auf welche Art *Fourneyron* die Radkurven bei grösseren Turbinen befestigt, ist mir nicht bekannt. Die so eben erklärte Verbindung ist jedenfalls einfach und genügend, denn der Druck, welchen jede einzelne Radkurve auszuhalten hat,

beträgt nur 19 Killogramm, jedes der unteren Zäpfchen hat demnach nur einen Druck von 6 Killogramm auszuhalten. Wie man bei kleinen Turbinen die Befestigung der Kurven zweckmässig herstellen kann, wird später gezeigt werden.

Der Radkörper ist mit einer Hülse an die Axe gesteckt, und mit derselben durch einen Längenkeil und durch einen aus zwei Hälften bestehenden Keilring verbunden.

Der Teller i Tafel I. des Leitkurvenapparats ist mit einer Hülse auf die Tragröhre j gesteckt, und an dieselbe vermittelt eines aus zwei Hälften bestehenden Keilringes angehängt.

Die Leitkurven sind mit dem Teller i auf dieselbe Weise verbunden, wie die Radkurven mit den Radkronen. Jede zweite von den Leitkurven ist bis zur Hülse des Tellers fortgesetzt, um das in der Nähe der Axe in das Bereich der Leitkurven eintretende Wasser nach dem Umfang hinaus zu leiten.

Zwischen den äusseren vertikalen Kanten der Leitkurven und dem inneren Umfang des Rades ist der Schützencylinder m, angebracht, an welchem mit Holzschrauben die Holzklötzchen l befestigt sind, die durch ihre abgerundete Form zur Leitung des Wassers nach den Austrittsöffnungen geeignet sind. Fig. 3, Taf. III. sind zwei Ansichten eines solchen Holzklötzchens. Der Schützencylinder ist an seinem oberen Rande mit einer Liederung n versehen, die eine ähnliche Einrichtung hat, wie bei den Kolben der Wasserpumpen.

Der Schützencylinder schleift mit seiner Dichtung an dem Einlaufcylinder m<sub>2</sub>, der mit seinem horizontalen Rande an die Balken g und h geschraubt ist.

#### Die Brücke.

Zur soliden Befestigung der oberen Theile der Maschine ist quer über den Kanal eine vernervte gusseiserne Brücke k gelegt, die allerdings durch starke hölzerne Balken ersetzt werden kann. Die Brücke wiegt 1139 Killogramm; wendet man statt derselben Balken an, so braucht man doch auch eine Gussplatte von 500 Killogramm Gewicht. Die Differenz in den Baukosten ist also nicht so bedeutend. Durch die mittlere Hülse der Brücke ist die Röhre j herabgesenkt und mit einem Keilring eingehängt. Auf die Brücke ist ein Aufsatz n von Gusseisen gestellt, welcher oben die Turbinenaxe hält, und seitwärts das Axenlager für den ersten horizontalen Wellbaum trägt. Auch statt dieses Aufsatzes kann man Balken anwenden, wenn man sich mit einem geringeren Grad von Solidität begnügen will oder muss.

#### Der Schützenzug.

Tafel I. und II. ist nach *Fourneyron* construirt, und hat folgende Einrichtung:

Um den unteren Theil des Aufsatzes n dreht sich das aus zwei Hälften zusammengeschaubte Stirnrad o, und greift in vier andere kleinere Stirnräder p p p q ein. Die Hülsen von p p p sind mit messingenen Schraubenmuttern ausgefüllt, welche den Schraubengewinden entsprechen, die an den drei Zugstangen r angeschnitten sind. Das vierte Rädchen q ist an eine kleine, durch die Brücke gesteckte Vertikalaxe s befestigt, welche unten ein kleines konisches Rädchen t trägt. Dieses wird von dem Rädchen u getrieben, das sich auf einer horizontalen, in das Fabrikgebäude hineingehenden Welle v befindet.

Um die Räder p p p und die Zugstangen r in vertikaler Richtung zu erhalten, dient der Ring w, welcher mit Schrauben und Säulchen x an die Brücke befestigt ist. Die Wirkung des Mechanismus ist folgende.

Wenn die Axe v gedreht wird, kommen zunächst die Räder u t q in Bewegung; durch letzteres wird sodann o bewegt, dieses treibt dann p p p, und dadurch werden die Zugstangen auf- oder niedergeschraubt, je nachdem die Axe v nach der einen oder nach der entgegengesetzten Richtung gedreht wurde. Dieser Mechanismus ist ziemlich weitläufig und kann durch eine einfachere und weniger kostspieligere Vorrichtung, welche *Cadiat* erfunden hat, und die später beschrieben werden wird, ersetzt werden.

#### Der Zapfen und die Vorrichtungen zum Heben und Schmieren desselben.

Bei mehreren Turbinen, welche ausgeführt worden sind, haben sich grosse Schwierigkeiten gezeigt, den Zapfen der Axe und die Pfanne in gutem Zustande zu erhalten. Diese Schwierigkeiten zeigten sich vorzüglich bei sehr langen und starken und bei schnell sich drehenden Axen. Bei der Turbine von Langenau z. B., deren Axe 7 bis 8<sup>m</sup> lang und 22 Centi-Meter dick ist, und die 50 Umdrehungen per 1' macht, musste der Zapfen mehrere mal in kurzen Zeitintervallen hintereinander erneuert werden. Das gleiche musste auch bei der Turbine von St. Blasien geschehen, deren Axe zwar weder lang noch dick ist, die aber 2300 Umdrehungen per 1' macht.

Dagegen gibt es wiederum andere Turbinen, bei welchen die Erhaltung des Zapfens keine Schwierigkeiten machte, so z. B. ist die Turbine von Thüringen bereits 4 Jahre im Gange, und der Zapfen hält sich immer gut, obgleich die Axe 700 Umdrehungen per 1' macht, sie ist freilich nur 3<sup>m</sup> lang und 0.08<sup>m</sup> dick; so ist ferner die Turbine in Ettligen 6 Jahre in gutem Gang, ihre Axe ist 5<sup>m</sup> lang und 0.18<sup>m</sup> dick, hat also ein bedeutendes Gewicht und macht 40 Umdrehungen per 1'.

*Fourneyron*, *Cadiat* und alle Corstrukturs, welche sich mit dem Bau der Turbinen beschäftigen, verwenden auf die Construction des Zapfens und der Pfanne die äusserste Sorgfalt. *Fourneyron* insbesondere wendet ein ziemlich umständliches Kanalsystem an, um das Oel zwischen die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne zu bringen. Wenn aber nun in der That die Pfanne und der Zapfen so empfindlich sind, worin liegt wohl die Ursache? — Bei Turbinen, die mehrere Hundert, oder gar ein paar Tausend Umdrehungen per 1' machen, liegt wohl der Grund höchst wahrscheinlich in der grossen Geschwindigkeit, aus der bei einiger Pressung zwischen Zapfen und Pfanne eine heftige Erhitzung entstehen kann. Bei Turbinen, die Hundert oder weniger Umdrehungen machen, haben die Axen gewöhnlich ein bedeutendes Gewicht, zwischen Zapfen und Pfanne ist daher ein starker Wechseldruck vorhanden, welcher allerdings für die Dauerhaftigkeit derselben nachtheilig wirkt, der aber doch nicht als die alleinige Ursache angesehen werden kann, wesshalb auch die Zapfen dieser langsam gehenden Turbinen empfindlich sein sollen, denn bei den aufrechten oft durch sechs Etagen gehenden Wellbäumen der Spinnereien ist der Druck des untern Zapfens gegen die Pfanne enorm und weit grösser, als bei irgend einer Turbine, und doch halten sich jene Zapfen und Pfannen, obgleich sie ganz einfach construirt sind und in der Regel nicht continuirlich geschmiert werden, 8 bis 10 Jahre.

In zweifacher Hinsicht befinden sich aber die Zapfen der Spinnereien unter günstigeren Umständen, als die Turbinenzapfen. Jene sind nämlich nicht unter Wasser und das Oel wird unmittelbar in die Pfanne gebracht, diese dagegen drehen sich unter Wasser und das Oel muss durch eine lange Röhre der Pfanne zugeführt werden. Ist das Wasser nicht ganz rein, enthält es z. B. feinen scharfen Kiessand, und kommt dieser in die Pfanne, so kann dadurch eine sehr nachtheilige Wirkung auf Zapfen und Pfanne entstehen. Wenn sich ferner bei der Turbine die Schmierröhre durch Unreinigkeiten verstopft, oder wenn in derselben im Winter das Oel stockt, so wird kein Oel dem Zapfen zugeführt, und dann müssen sich Zapfen und Pfanne zu Grunde arbeiten.

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich für die Konstruktion der Zapfen und Pfannen für Turbinen folgende Regeln, bei deren sorgfältiger Beachtung auf eine lange Dauer gerechnet werden kann.

1. Man mache die Axe der Turbine so kurz als möglich und nicht stärker als es für die Torsionsfestigkeit derselben nothwendig ist. Die Turbinenaxe durch mehrere Etagen eines Gebäudes in der Absicht in die Höhe zu führen, um eine einfache Transmission zu erhalten, muss als eine fehlerhafte Anordnung angesehen werden, weil bei derselben der Druck des Zapfens auf die Pfanne sehr gross ausfällt.
2. Man mache den Durchmesser des Zapfens nicht viel kleiner, als jenen der Welle, denn kleine Zapfen, die sich schnell drehen und ziemlich stark gegen die Pfanne drücken, greifen dieselbe jederzeit an. Die Zapfen der aufrechten Wellen in den Spinnereien werden immer sehr gross gemacht, und gewiss ist in diesem Umstande die Ursache zu suchen, wesshalb sich diese Zapfen bei dem ungeheueren Totaldruck, welchen sie auszuhalten haben, so gut halten.
3. Man richte die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne so ein, dass das Oel zwischen beide Flächen eindringen, und nachdem es daselbst einige Zeit verweilt hat, wiederum abfliessen kann. Bei dieser Einrichtung werden Zapfen und Pfanne nicht nur continuirlich geschmiert, sondern auch fort und fort gereinigt.
4. Man nehme zum Schmieren reines Nussöl und nicht Olivenöl, weil ersteres einen viel tieferen Gefrierpunkt hat, als letzteres, und untersuche fleissig den Zustand der Schmierröhre.
5. Man Sorge dafür, dass nicht leicht Wasser zwischen Zapfen und Pfanne kommen kann.

Bei der Turbine, mit deren Beschreibung wir eben beschäftigt sind, ist der Zapfen so eingerichtet, wie bei der von *Fourneyron* für Ettlingen erbauten Turbine.

Die Vorrichtung hat, wie die Figuren 1 bis 7, Tafel I. zeigen, im Allgemeinen folgende Einrichtung. — Die Axe des Rades, welche an ihrem unteren Ende mit einer Pfanne  $\alpha$  von Stahl versehen ist, sitzt auf dem von einer cylindrischen messingenen Fassung  $\delta$  (Fig. 2 und 3) gehaltenen Zapfen  $\gamma$  (Fig. 2 und 4) von Stahl, und dreht sich auf demselben. Diese Fassung  $\delta$  schleift in einen messingenen Cylinder, mit welchem der gusseiserne Ständer  $\rho$  ausgefütert ist, und kann durch den Hebel  $\sigma$ , dessen Drehzapfen in  $\rho$  aufliegen, höher oder tiefer gestellt werden. Zu diesem Zwecke dient die Zugstange  $\zeta$ , welche oben in die Brücke  $k$  eingehängt, und unten mit dem Ende des Hebels  $\sigma$  verbunden ist. Um die Zapfen continuirlich zu schmieren, wird das Oel durch ein Rohr  $\xi$  in die Fassung  $\delta$  geleitet, von wo aus es durch mehrere feine Kanäle zwischen die Berührungsflächen des Zapfens und der Pfanne gelangt, um zuletzt durch einen feinen Kanal, welcher im Mittelpunkte der Pfanne anfängt und am Umfange der Axe des Rades ausmündet, abzufließen.

Betrachten wir nun die Vorrichtung im Detail. — Der Körper, welcher die Pfanne bildet, besteht aus einem konischen und aus einem cylindrischen Theil. Die Basis des Kegels ist nach der Fläche eines Kugelabschnittes ausgehöhlt. Vom Mittelpunkt des letzteren geht ein feiner Kanal in die Höhe, welcher oben nach horizontaler Richtung ausmündet und mit einer horizontalen Durchbohrung der Axe des Rades communiziert. Der Zapfen hat eine eigentümliche Form. In Fig. 2 ist die äussere, in Fig. 4 die obere Ansicht desselben dargestellt. Fig. 5 ist die Abwicklung der Umfangsfläche des oberen Theiles des Zapfens. Wie man sieht, besteht der Körper  $\gamma$ , welcher den Zapfen bildet (wenn man von den auf seiner Oberfläche vorkommenden Furchen absieht) aus zwei Cylindern, von welchen der obere kugelförmig überwölbt ist. Jede von den drei

Furchen geht an den unteren kleineren Cylinder bis an den oberen grösseren Cylinder hinauf, von da nach der Oberfläche des grösseren Cylinders heraus, auf der Oberfläche des letzteren in schiefer Richtung bis an den Rand der Wölbung hinauf, und endlich von da bis an den Mittelpunkt der Wölbung radial hinein. Da sich die Fassung  $\beta$  (Fig. 6) mit der Axe des Rades von links nach rechts dreht, so wird durch die Adhäsion das Aufsteigen des Oeles durch die schiefen Furchen begünstigt. Der Zapfen  $\gamma$  steckt mit seinem unteren cylindrischen Theile in der Fassung  $\delta$ . Damit die Axe des Rades mit der in sie von unten herauf hineingesteckten Pfanne  $\alpha$  von der geringen Wölbung des Zapfens nicht abgleiten könne, dient der Theil  $\beta$  (Fig. 1 und 6), welcher mit seinem oberen Ende das untere Ende der Radaxe und mit seinem unteren Ende das obere Ende des Cylinders  $\delta$  umfasst. Die cylindrischen Aushöhlungen  $u$  und  $v$  communizieren vermittelst der Kanäle  $\epsilon \epsilon$ , und quer durch den Cylinder  $\delta$  geht ein länglicher Schlitz  $\lambda$ , durch welchen der Hebel  $\sigma$  gesteckt ist. Das untere Ende von  $\delta$  ist mit einem Deckel  $\pi$  geschlossen, in dessen Mitte das zur Zuleitung des Oeles dienende Röhrchen  $\xi$  einmündet, das bei  $\psi$  durch eine in den Boden des Zuleitungskanals angebrachte Stopfbüchse geht und oben mit einem Becher endigt. Das Oel wird durch sein eigenes Gewicht in den Raum  $v$  getrieben, gelangt von da durch die Kanäle  $\epsilon \epsilon$  in den Raum  $u$ ; von da durch die an der Oberfläche von  $\gamma$  befindlichen Furchen zwischen die Berührungsfläche des Zapfens und der Pfanne, und entweicht endlich durch die in der Pfanne und in der Axe angebrachten Durchbohrungen. Auf diese Weise wird der Zapfen fortwährend geschmiert und gereinigt. Der Cylinder  $\delta$  schleift in einem hohlen messingenen Cylinder, mit welchem die cylindrische Hülse des Ständers  $\rho$  ausgefütert ist. An diesem Ständer befinden sich auch die Lager für die Drehungsaxe des Hebels  $\sigma$ , welcher mit einem gewölbten Ansatz an die obere Fläche des Schlitzes  $\lambda$  anliegt und den Cylinder  $\delta$  in die Höhe schiebt, wenn der Hebel vermittelst der Zugstange  $\zeta$  gehoben wird. Da, wo diese letztere durch den Boden des Zuleitungskanals geht, ist eine Stopfbüchse  $\psi^1$  angebracht. An das obere Ende der Zugstange ist ein Schraubengewinde angeschnitten, über welches zwei Muttern geschraubt sind. Unterhalb dieser letzteren befindet sich eine vertikale cylindrische, mit zwei horizontalen Zapfen versehene Hülse, welche vermittelst dieser Zapfen auf zwei an der Brücke  $k$  angegossenen Lagern aufliegt. Werden diese Muttern nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung gedreht, so wird die Zugstange  $\zeta$ , der Hebel  $\sigma$  und der Cylinder  $\delta$  gehoben oder gesenkt, wodurch man im Stande ist, die Ebene der unteren Radkrone genau gegen die Ebene des Tellers  $i$  zu stellen.

#### Berechnungen der Dimensionen der Geschwindigkeit und des Effektes der Turbine.

Die angegebenen Daten sind:

H das Gefäll . . . . .	1·85 <sup>m</sup>
Q Wassermenge per 1" . . . . .	1·244 K. M.
Mit diesen Daten findet man zunächst:	
$R_2$ inneren Halbmesser des Rades = $0·538 \sqrt{Q}$ . . . . .	= 0·6 <sup>m</sup>
Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden = $25^\circ - H^\circ$ nahe . . . . .	= $23^\circ$
Für die Verzeichnung des Leitkurvenapparates wurde vorläufig angenommen:	
i Anzahl der Leitkurven . . . . .	= 30
Dicke der Leitkurven . . . . .	= 0·004 <sup>m</sup>

$\beta$  Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden . . . . . =  $90^\circ$

Aus der Zeichnung zweier Leitkurven ergab sich:

$s$  Weite der Leitkurvenkanäle . . . . . =  $0.0496$

$\alpha$  mittlere Richtung, nach welcher das Wasser austritt . . . . . =  $35^\circ$

Um zu entscheiden, ob die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden darf oder nicht, muss die Höhe des Rades berechnet werden; zu diesem Zweck hat man:

$$U = \sqrt{2g \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)}} = 5.20$$

$$h \text{ Höhe des Rades} = \frac{Q}{1 + k U} \text{ (für } k = 1) = 0.1607$$

Nun ist das Verhältniss  $\frac{h}{s} = \frac{0.1607}{0.0496} = 3.24$  sehr nahe gleich dem Werthe  $2(1 + R_2)$ , denn es ist  $2(1 + R_2) = 3.2$ ; es darf daher die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden.

Für die Konstruktion des Rades hat man nun:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0.0496 \beta}{\sqrt{R_2}} = 1.48$$

$$R_1 = 1.48 R_2 = 0.888$$

$$i_1 = 1.2 i \sin \beta = 36$$

$$s_1 = \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2 \sin \beta}{R_1 \sin(\alpha + \beta)} = 0.0378$$

$$R = \frac{4.75}{R_2} \sqrt{g H \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}} = 47.9$$

$$\gamma \text{ ist nach der Zeichnung} = 16^\circ$$

Um nun zu erfahren, in wie weit bei dieser Turbine die Bedingungen erfüllt sind, welche das absolute Maximum des Nutzeffektes fordert, wollen wir den Effekt der Turbine nach den allgemeinen Formeln berechnen; man findet:

$$\Omega = 0.2391, \quad \Omega_1 = 0.5843, \quad \Omega_2 = 0.2187$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0.3239, \quad \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega k} = 0.3369$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0.4723, \quad \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega k} \cos \alpha = 0.6744,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \beta = 0.3368, \quad \frac{\Omega_2 k_2}{\Omega k} \cos \beta = 0$$

$$n = 0.1355, \quad m = 0.6744$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1.4732, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.2138$$

$$A = 1, \quad B = 1.1661, \quad C = 0.5437, \quad D = 0$$

$$x_{\max} = 0.8813$$

$$\frac{E_n}{g Q H} = 0.90$$

Kostenberechnung der Turbine.

Gewicht von Gusseisen.

	Kill.
Zapfenständer . . . . .	177
Radkörper . . . . .	452
Obere Radkrone . . . . .	55
Axe des Rades . . . . .	419
Schützencylinder . . . . .	174
Einlaufcylinder . . . . .	781
Teller des Leitkurvenapparates . . . . .	279
Das Rohr . . . . .	271
Die Brücke . . . . .	1139
Die Räder zum Aufzug . . . . .	30
Der Ring zum Aufzug . . . . .	137
Der obere Lagerständer . . . . .	398
Das Zapfenlager für die liegende Axe . . . . .	21
Das erste konische Rad . . . . .	207
Das zweite konische Rad . . . . .	133
2 Stopfbüchsendeckel . . . . .	6
Summe . . . . .	4679

Gewicht an Schmiedeisen.

	Kill.
Der Zapfenhebel . . . . .	37
Die Radkurven . . . . .	108
Die Blechmasken . . . . .	64
Die Niethläppchen und Schrauben . . . . .	4
Die Leitkurven . . . . .	166
Die Niethläppchen und Schrauben dazu . . . . .	4
Der Liederungsring . . . . .	4
Holzschrauben für die Holzklötzchen . . . . .	1
Schrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders . . . . .	48
3 Zugstangen mit Schrauben und Keilen . . . . .	51
Schrauben zur Befestigung des Lagerständers . . . . .	5
Schrauben zur Befestigung des Zapfenständers . . . . .	5
1 Stange zum Stellhebel . . . . .	18
Bolzen und Schrauben zur Befestigung des oberen Ringes mit der Brücke . . . . .	13
4 Schrauben für das Zapfenlager . . . . .	4
3 Keile zum Aufkeilen der Räder . . . . .	3
1 Bolzen für das kleine Getriebe . . . . .	3
Summe . . . . .	538

Gewicht an Messing.

	Kill.
Die Pfanne . . . . .	35
Der Ring in der Mitte des Rohres . . . . .	9
Latus . . . . .	44

	Transport . . .	Kil. 49
Der obere Ring im Rohr . . . . .		= 12
Die Schalen zum Zapfenlager . . . . .		= 7
Das Schmierrohr . . . . .		= 5
	Summe . . .	68
Die Konstruktion erfordert demnach:		
an Gusseisen . . . . .	4679 Kil.	
an Schmiedeeisen . . . . .	538 „	
an Messing . . . . .	68 „	
	Gesammtgewicht . .	5285 Kil.

Man kann annehmen, dass ein Konstrukteur für 100 Kilogramm zu Turbinen verarbeitetes Metall 160 Franken fordern würde; die gesammten Konstruktionskosten der Maschine, ohne Wasserbau, sind demnach 8456 Franken und die Kosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt  $\frac{8456}{20} = 422$  Franken, was sehr nahe mit den Kosten eines eisernen Wasserrades übereinstimmt.

### Beschreibung und Berechnung einer Hochdruck-Turbine mit Leitkurven.

Tafel V. und VI. im Atlas.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von 8<sup>m</sup> und für eine Wassermenge von 0.6 Kubikmeter berechnet und verzeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 60 Pferde.

#### Aufstellung einer Hochdruck-Turbine.

Der Bau der Hochdruck-Turbine ist, insbesondere was die Zuleitung des Wassers und die Aufstellung der Maschine betrifft, wesentlich verschieden von dem Bau einer Niederdruck-Turbine. Beträgt nämlich das Gefälle mehr als 5<sup>m</sup> oder 6<sup>m</sup>, so ist es nicht mehr zweckmässig, das Wasser in einen oben offenen hölzernen Kasten aus dem Zuleitungskanal zu den Leitkurven nieder zu leiten, denn ein Bau dieser Art würde theils wegen der sehr langen Axe und Röhre, vorzüglich aber wegen der Herstellung des Wasserkastens und des zum Tragen desselben erforderlichen Unterbaues kostspielig werden, und überdies würde die lange Axe durch ihr Gewicht einen starken Druck auf den Zapfen verursachen.

Man erhält für die Benutzung von hohen Gefällen einen viel solideren und weniger kostspieligen Bau, wenn man das Wasser in einer Röhre von Eisenblech nach einem gusseisernen Cylinder leitet, und von da aus durch die Leitkurvenkanäle in das Rad treten lässt.

Von besonderer Wichtigkeit ist bei einem solchen Bau die solide Befestigung des Cylinders, was mit mancherlei Schwierigkeiten verbunden ist, wenn man den ökonomischen Gesichtspunkt gehörig berücksichtigen will.

Bei der Turbine von St. Blasien ist der Cylinder in einen gusseisernen Rahmen, der auf einem Mauerwerk liegt, vertikal eingehängt und mit schmiedeeisernen Stangen gegen die Seitenmauern hin verstrebt. Diese Aufstellung ist bei einer so kleinen Turbine wie die von St. Blasien anwendbar, bei grösseren Turbinen von 1 bis 1.5<sup>m</sup> Durchmesser ist sie aber kostspielig und doch nicht solid, denn schon der obere Rahmen wird in diesem Falle schwer, und statt der schmiedeeisernen Verstrebrungen müsste man einen zweiten gusseisernen Rahmen anwenden. Bei der Turbine von Thüringen hängt der Cylinder in einem sechsseitigen vernervten gusseisernen Rahmen, der von sechs in eine Grundplatte eingesetzten Säulen getragen wird, von diesen Säulen aus ist der Cylinder mit schmiedeeisernen Stangen verstrebt. Zwischen den Säulen sind eiserne Wände von

1<sup>m</sup> Höhe eingesetzt, welche ein Becken bilden, um das aus der Turbine strömende Wasser zu sammeln und wegzuleiten. Diese Aufstellung ist zwar äusserst gefällig, und in der That ist diese Turbine eine sehr schöne Maschine, allein die Erfahrung hat sich gegen diese Aufstellung ausgesprochen.

Bei der Turbine von Neapel steht der Cylinder auf einem Gewölbe, welches in der Mitte eine runde Oeffnung hat. Der untere, unten offene Theil des Cylinders ist durch diese Oeffnung herabgesteckt. Diese Aufstellung scheint mir sehr unzweckmässig und kostspielig zu sein, denn das Gewölbe, welches nothwendig aus sorgfältig behauenen Steinen bestehen muss, kann, wegen der grossen mittleren Oeffnung und wegen der Vibrationen, die demselben vom Cylinder aus beständig mitgetheilt werden, keine grosse Solidität gewähren.

Um zu guten Regeln über die Aufstellung des Cylinders zu gelangen, muss man die Richtungen und Intensitäten der Kräfte berücksichtigen, welche auf den Cylinder einwirken. Diese Kräfte sind: 1. Das Gewicht des Cylinders und der darin enthaltenen Wassermasse. 2. Der hydraulische Druck, welcher den Cylinder nach der Richtung fortzutreiben strebt, nach welcher das Wasser in den Cylinder eintritt. Dieser Druck ist gleich dem Gewichte einer Wassersäule, deren Grundfläche so gross ist, als die Einmündungsöffnung der Zuleitungsröhre in den Cylinder, und deren Höhe gleich ist dem Vertikalabstande des Wasserspiegels im oberen Zuleitungskanal von dem Mittelpunkte der Einmündungsöffnung.

Am besten und einfachsten könnte man den Cylinder gegen diese Kräfte schützen, wenn man denselben horizontal auf ein Quadermauerwerk legte, und die Zuleitungsröhre nach vertikaler Richtung einmünden liesse. Bei dieser Aufstellung fallen nämlich die Richtungen beider Kräfte zusammen, und sie drücken gemeinschaftlich senkrecht gegen das horizontale Quaderfundament hin.

Nebst der Solidität gewährt diese Anordnung noch mehrere Vortheile für die Construction der Maschine. Die Axe, welche eine horizontale Lage erhält, muss nicht mehr durch den Cylinder geführt werden, sondern kann nach entgegengesetzter Richtung frei hinausgehen und in Lager gelegt werden. Dadurch entsteht einerseits der Vortheil, dass die Lager aus dem Wasser kommen, sorgfältig geschmiert und in jedem Augenblick besehen werden können, ohne dass man gezwungen wäre, irgend einen Theil der Maschine zu demontiren, und andererseits kann man den Schützenzug sehr einfach machen, weil der innere Raum des Cylinders ganz frei wird. Allerdings hat diese Anordnung auch ihre Nachteile. Die Zapfenreibung ist etwas grösser, als bei vertikaler Stellung der Axe. Will man vom Gefälle nichts verlieren, so muss man das Rad ganz unter Wasser arbeiten lassen, es muss daher in ein Gefäss eingeschlossen werden. Das Wasser wirkt nicht auf alle Radkurven gleich stark, es strömt bei den unteren Leitkurven schneller aus, als bei den oberen, das Rad wird daher stärker nach abwärts gedrückt, als nach aufwärts und dadurch wird der Druck auf die Axe des Rades vermehrt. Allein diese Nachteile sind nicht von Belang gegen die Vortheile, welche aus der grossen Einfachheit und Solidität der Maschine entspringen. Da man aber für die Benutzung von sehr hohen Gefällen doch lieber eine Schott'sche Turbine bauen wird, so habe ich es unterlassen, eine liegende Turbine mit Leitkurven in das Werkchen aufzunehmen.

Eine einfache und gute Befestigung erhält man auch, wenn man den Cylinder, wie es bei der auf Taf. V. dargestellten Turbine der Fall ist, an ein Quadermauerwerk hinschraubt, welches mit einer Hauptmauer des Gebäudes in Verbindung steht.

Figur 4 ist eine perspektivische Ansicht von oben herab, der mit Quadern ausgemauerten Grube, in welcher sich der Turbinencylinder befindet. a a sind starke in die Hauptmauer b des Gebäudes und in die Umfassungsmauern der Grube eingemauerte Quader, welche unten, wo sich das Turbinenrad dreht, ausgeschnitten sind. An den

vertikalen Kanten von a a sind gusseiserne unten mit Nasen versehene Schilde c Fig. 3, 4 und 5 angeschraubt, und sie liegen oben mit starken Ansätzen auf den Steinen a a. Die schmiedeisernen Stangen, welche zur Befestigung der Schilde dienen, gehen durch die Quadern a a und durch die Hauptmauer b und drücken, wenn sie angezogen werden, die Schilde c mit den Ansätzen d gegen die Quadern a a. Diese Stangen sind über die Ansätze d hinaus noch etwas verlängert, und daselbst mit Schraubengewinden e versehen, vermittelt welchen der Cylinder gegen die Schilde geschraubt wird. Der Cylinder f Fig. 1, 2, 3 ist mit Lappen g g versehen, und die Flächen derselben, welche mit den Schilden in Berührung kommen, sind, wie auch die Flächen der Schilde selbst, mit glatt gehobelten Säumen versehen. Um den Cylinder zu befestigen, wird derselbe zuerst an die Schrauben e so angesteckt, dass die unteren Kanten der Lappen g g auf die Nasen der Schilde zu sitzen kommen, und dann werden über die Gewinde e Muttern geschraubt.

Bei h Fig. 4 sieht man den überwölbten, längs der Hauptmauer b hinlaufenden Abflusskanal.

Die Röhre, durch welche das Wasser aus dem oberen Zuflusskanal in den Turbinencylinder geleitet wird, ist in der Zeichnung nicht dargestellt, weil sich überhaupt der Bau dieser ganzen Zuleitung ganz und gar nach den Lokalverhältnissen richtet. An dem Cylinder sieht man die Oeffnung, an welcher das Zuleitungsrohr einmündet.

Das Rad und der Leitkurvenapparat sind auf Tafel VI. in natürlicher Grösse dargestellt. Die Leitkurven schneiden den inneren Umfang des Schützenmantels unter einem Winkel von 17°, die Radkurven begegnen dem inneren Umfang des Rades unter einem Winkel von 60°. Wären diese Winkel grösser angenommen, so würde das Rad, im Verhältniss zu seinem Halbmesser, zu niedrig geworden sein. Den letzteren dieser Winkel soll man nach meiner Ansicht bei kleinen Turbinen für hohes Gefälle nie grösser als 60° annehmen, weil man bei dieser Annahme, mit einer mässig breiten Radkrone, schwach gekrümmte Radkurven erhält. Die Leitkurven sind in einen schmiedeisernen Ring eingienietet, welcher mit einigen Schrauben, die versenkte Köpfe haben, gegen den Teller geschraubt ist. Die Radkurven sind in zwei Kronen von starkem Eisenblech eingienietet, und die untere dieser Kronen ist mit 12 Schrauben an den Körper des Rades befestigt. Die Befestigung der Kurven gegen die Blechringe sieht man in Fig. 2.

Der Körper des Rades ist mit einem Längenkeil und mit einem aus zwei Hälften bestehenden Keilring an die Axe befestigt; ersterer dient zur Befestigung gegen Drehung, letzterer schützt das Rad gegen das Herabsinken.

### Der Zapfen und die Pfanne.

In die Axe ist unten ein Zapfen i von Stahl eingeschraubt, Fig. 1. Seine untere Fläche besteht aus einer Ebene mit abgerundeten Kanten und liegt auf einer eben so geformten Fläche eines zweiten Zapfens j von Stahl. Der untere Theil der Axe und der Zapfen j werden von einer messingenen Hülse k umfasst, die sich in einem gusseisernen Ständer m befindet. In den Raum l wird durch ein Röhrchen das Oel geleitet, welches die Zapfen zu schmieren hat. Um das Rad genau auf die richtige Höhe stellen zu können, sind durch den Ständer m zwei Stellekeile gelegt, vermittelt welchen der Zapfen j in die Höhe getrieben oder niedergesenkt werden kann. Diese Anordnung des Zapfens, welche von *Cadiat* öfters angewendet worden ist, ist einfach und zweckmässig.

Vorrichtung zur Regulirung der Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will.

Diese weicht von den gewöhnlichen Anordnungen ab, welche zu diesem Zweck angewendet werden. Es sind nämlich hier die Holzklötzchen *a*, welche das Wasser in die Leitkurvenkanäle leiten, mit dem unteren Ende des Cylinders *f* fest verbunden, dagegen ist der Teller mit den Leitkurven zum Heben und Senken eingerichtet. Diese Anordnung hat bei Hochdruckturbinen den Vortheil, dass unten im Innern des Cylinders keine Dichtung vorkommt, es kann daher am unteren Ende des Cylinders kein Tropfen Wasser entweichen, ohne in die Turbine zu kommen. Die ganze Anordnung hat folgende Einrichtung. An dem unteren Ende des Cylinders ist ein Blechcylinder *o* eingesetzt, und die Holzklötzchen sind mit Holzschrauben, theils an den Blechcylinder *o*, theils an den Cylinders *f* angeschraubt.

Der Teller, auf welchem sich die Leitkurven befinden, ist mit einem Keilring an das Rohr *p* gehängt. Oberhalb steht mit dem letzteren ein Kolben *q* in Verbindung, an dessen Umfang eine nach abwärts gekehrte Lederdichtung angebracht ist. Der Cylinder ist oben mit einem messingenen Cylinder angefüllert, und der Liederungsring besteht aus dem gleichen Metall. Der Zweck dieses Kolbens ist, den Druck des Wassers auf den Teller zu balanciren, um dadurch das Heben und Senken des letzteren möglichst leicht zu machen. Beim Heben des Tellers hat man das Gewicht der zu hebenden Körper und die Kolbenreibung zu überwinden; das Niedersenken geht gar leicht, weil das Gewicht der Theile grösser ist, als die Kolbenreibung.

Sobald die Dichtung nach einiger Zeit nicht mehr gut schliessen, so wird sich diess durch das Entweichen von Wasser am Umfange des Kolbens zu erkennen geben, und gleich bemerkt werden, weil der Deckel des Cylinders grosse Oeffnungen hat, durch welche man auf den Kolben hineinschauen kann.

Um Teller, Röhre und Kolben in die Höhe zu ziehen, ist an das obere Ende der Röhre ein Schraubengewinde angeschritten; diesem entspricht eine Mutter, welche sich in der Hülse eines konischen Rädchens *r* befindet. Die Hülse wird von dem Deckel, der aus zwei Theilen zusammen und gegen den Rand des Cylinders *f* geschraubt ist, so gehalten, dass sie sich frei drehen, aber nicht auf oder nieder bewegen lässt. In das Rädchen *r* greift ein anderes Rädchen *s* ein, dessen Axe in einem an den Deckel angepassten Lager *z* liegt, und die in das Gebäude hineinführt. Wird diese Axe im Innern des Gebäudes gedreht, so kommen die Räder *r* und *s* in Bewegung und die Schraubennutter schraubt die Röhre mit dem Teller in die Höhe oder nach abwärts, je nachdem die Richtung der drehenden Bewegung gewählt worden ist.

Transmission.

Von der Turbinenaxe aus muss eine Transmission eingerichtet werden, welche sich nach Lokalerhältnissen und nach der Disposition und Geschwindigkeit der zu betreibenden Maschine richtet. Es kann z. B. in manchen Fällen zweckmässig sein, die Axe des Turbinenrades mit einem Stirnrad zu versehen, und dieses in ein zweites Stirnrad eingreifen zu lassen. In andern Fällen kann es passender sein, vermittelt Kegelrädern auf eine horizontale Welle überzugeben. In der Zeichnung ist die letztere Anordnung angenommen worden. Die Kegelräder *v* und *x* treiben die horizontale Welle, welche durch die Hauptmauer in das Gebäude geht. Zur guten Verbindung der Axen gegen einander ist an der Mauer ein Lagerstuhl *y* angeschraubt, welcher die Zapfenlager für beide Wellen trägt. Derlei Lagerstühle darf man nicht unmittelbar an die Mauern befestigen; es ist besser, wenn man starke Bretter unterlegt, um ein möglichst grosses Druck der Mauer lassen zu können.

Berechnung der Turbine.

Nach den Regeln, welche für die Berechnung und Verzeichnung von Turbinen angegeben worden sind, erhält man für die Daten:

- H das Gefäll . . . . . = 8<sup>m</sup>
- Q die Wassermenge per 1<sup>u</sup> . . . . . = 0.6 K.M.
- $\beta$  Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden . . . . . = 60°
- folgende Resultate:
- 25° — H Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden . . . . . = 17°
- $\alpha$  mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen tritt . . . . . = 27°+50'
- $U = \sqrt{gH \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)}}$  . . . . . = 8.758<sup>m</sup>
- s* Weite der Leitkurvenkanäle (nach der Zeichnung) . . . . . = 0.0275<sup>m</sup>
- $\delta = \frac{Q}{i s k U}$  Höhe des Rades (für  $k = 1, i = 30$ ) . . . . . = 0.08304<sup>m</sup>
- i* Anzahl der Leitkurven . . . . . = 30
- $l_1 = 1.2 i \sin \beta$  Anzahl der Radkurven (nahe) . . . . . = 30
- $R_1 = R_2 \left\{ 1 + \frac{0.0045 \beta}{\sqrt{R_2}} \right\}$  äusserer Halbmesser des Rades . . . . . = 0.567
- $s_2$  innere Weite der Radkanäle (nach der Zeichnung) . . . . . = 0.069
- $s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$  äussere Weite der Radkanäle für  $k_1 = 0.9$  = 0.0194<sup>m</sup>
- $\mathfrak{N} = \frac{6.75}{R_2} \sqrt{gH \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}}$  Anzahl der Umdrehungen per 1' . . . . . = 163
- $\gamma$  Winkel, unter welchem das Wasser aus dem Rad tritt, nach der Zeichnung = 12°

Um nun zu erfahren, welche Leistung man sich von dieser Turbine versprechen darf, abgesehen von den Widerständen der Zuleitung etc., wollen wir wiederum die vollständige Berechnung nach den allgemeinen Formeln hierher setzen.

Man findet unter der Voraussetzung  $\delta = \delta_1$ :

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0.6363 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0.2536$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0.2938 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0.5644$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0.2196 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0.1268$$

$$n = 0.0742, \quad m = 0.6912$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1.48327, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.2178$$

$$A = 0.9127, B = 1.1434, C = 0.46707, D = 0.0627$$

$$\frac{E_n}{\rho Q H} = 0.944$$

Nimmt man für die Verluste, welche nicht in Rechnung gebracht worden sind, 10 Prozent an, so bleiben noch immer 84 Prozent reiner Nutzeffekt übrig, ein Resultat, womit man zufrieden sein wird.

*Kostenberechnung dieser Turbine.*

Tafel V.

Gewicht an Gusseisen.

	Kill.
Der Zapfenständer . . . . .	288
Der Radkörper . . . . .	174
Der Teller . . . . .	129
Das Rohr mit dem Kolben . . . . .	305
Der Deckel . . . . .	
Das konische Rad mit der Schraubenmutter . . . . .	280
Das zweite kleine Kegelrad . . . . .	
Das erste Transmissionsrad . . . . .	133
Das zweite Transmissionsrad . . . . .	133
Der Cylinder . . . . .	845
Die Turbinenaxe . . . . .	213
Der Lagerstuhl ohne Zapfenlager . . . . .	382
2 Zapfenlager . . . . .	40
Die 2 Schilde . . . . .	189
Summe . . . . .	3111

An Schmiedeeisen.

	Kill.
Die Stellkeile . . . . .	23
Die Leitkurven . . . . .	51
Die Radkurven . . . . .	38
Die 2 Radkronen . . . . .	69
Der Leitkurvenring . . . . .	35
Der Blechkegel . . . . .	3
3 Längenkeile zum Aufkeilen der Räder . . . . .	3
Der Blechcylinder am unteren Ende von f . . . . .	6
4 Schrauben zur Befestigung des Ständers . . . . .	36
4 " " " " Cylinders . . . . .	60
4 " " " " Lagerstuhls . . . . .	25
16 " " " " Zuleitungsrohres . . . . .	13
16 " " " " Deckels . . . . .	14
4 " " " " Lagers . . . . .	4
120 Holzschrauben . . . . .	= 2
12 Schrauben zur Befestigung der Radkrone . . . . .	= 2
12 " " " " des Leitkurvenrings . . . . .	= 2
Gewicht der Röhrenleitung (9 <sup>m</sup> lang, 0.75 <sup>m</sup> Durchmesser, 0.005 <sup>m</sup> dick) . . . . .	= 1000
Summe . . . . .	1351

Messing.

	Kill.
Pfanne des Zapfens . . . . .	= 4
Liederungsring des Kolbens . . . . .	= 87
Ausfütterung des Cylinders . . . . .	= 71
2 Schalen zu den Zapfenlagern . . . . .	= 14
Das Schmierrohr . . . . .	= 3
Summe . . . . .	179

Gesamtgewicht der Turbine sammt Leitung.

Gusseisen . . . . .	3111 Kill.
Schmiedeeisen . . . . .	1351 "
Messing . . . . .	179 "
Summe . . . . .	4641 Kill.

Man kann annehmen, dass ein Konstrukteur für 100 Kilogramm verarbeitetes Metall 160 Franken fordern würde, die gesamten Konstruktionskosten, ohne Fundament und ohne Zuleitungskanal, sind demnach 7426 Franken und da man sich von der Turbine wenigstens 50 Pferdekraft Nutzeffekt versprechen kann, so kostet die Maschine per Pferdekraft 148 Franken.

### Niederdruck-Turbine ohne Leitkurven.

Tafel VII. und VIII. im Atlas.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von  $1.02^m$  und für eine Wassermenge von  $1.26$  Kubikmeter berechnet und gezeichnet.

Sie unterscheidet sich von den vorhergehenden Anordnungen in mehreren Theilen. Jene haben nämlich Leitkurven, diese hat keine; jene haben einen inneren Schützen, diese hat einen äusseren; jene haben complizierte Schützenaufzüge mit Räderwerken, diese hat einen einfachen Schützenaufzug mit Kurbelbewegung. Mit den von *Cadiat* erbauten Turbinen verglichen, stimmt diese Turbine ohne Leitschaufeln in mehrerer Hinsicht überein, in anderer Hinsicht nicht.

Das Rad, der Schützen und der zum Aufziehen desselben bestimmte Mechanismus ist wie bei den Turbinen von *Cadiat*. Der complizierte und kostspielige hydraulische Apparat, welchen dieser Konstrukteur anwendet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu balanciren, ist aber weggelassen, und dafür ist wie bei den Turbinen mit Leitkurven ein Teller angebracht, welcher an einer die Axe des Rades umgebenden Röhre befestigt ist, und dessen Ebene mit jener der unteren Radkrone zusammenfällt.

Tafel VII., Fig. 1 ist ein Längendurchschnitt, Fig. 2 ist ein Grundriss der Maschine. Auf Tafel VIII. sind einzelne Bestandtheile der Maschine dargestellt.

Der Boden und die aufgemauerten Seitenwände des Zuleitungskanals *a* sind mit Holz verkleidet.

*b* sind zwei Querbalken, die durch Wechselhölzer so verbunden sind, dass eine quadratförmige Oeffnung entsteht, in welcher der Zuleitungscylinder *c* eingesenkt und mit seinem horizontalen Rande mit Holzschrauben befestigt ist.

*d* sind 4 Querbalken; auf diesen liegt eine gusseiserne, an verschiedenen Orten durchbrochene Platte, und ist mit 8 Schrauben an die Balken *d* angeschraubt.

*e* sind mehrere Balken, die eine Bedielung tragen, welche den Fussboden der oberhalb der Turbine befindlichen Lokalität bildet.

*f* ist eine Querwand von Holz, durch welche der Zuflusskanal abgeschlossen wird.

Das Rad besteht aus einem tellerförmigen, in der Mitte sich konisch erhebenden und am Umfang in einen breiten horizontalen Rand auslaufenden Körper *g*. Ferner aus zwei Radkronen von starkem Eisenblech, zwischen welchen sich 24 Radkurven *i* befinden, die in die Kronen *h* eingienet sind. Die untere dieser Kronen ist mit Schrauben an den horizontalen Ring des Radkörpers befestigt.

Die Befestigung des Rades mit seiner Axe geschieht theils durch einen Längenkeil, theils durch zwei halbkreisförmige Ringe, die aussen eine Kegelfläche bilden, und die in einen in die Axe eingedrehten Hals eingelegt sind.

Um den hydrostatischen Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu beseitigen, ist der tellerförmige Körper *l* angebracht, welcher an die Röhre *m* auf eine ähnliche Weise befestigt ist, wie das Rad an seine Axe.

Die Röhre *m* ist oben in eine Hülse, die sich an der Platte befindet, eingepasst und mit einem konischen aus zwei Hälften bestehenden Ring eingehängt. Die Axe *o* des Rades hat unten einen Zapfen, geht durch die Röhre *m* und ist an ihrem oberen Ende durch eine Pfanne von Rothguss gehalten, welche den Raum zwischen der Röhre und der Axe ausfüllt.

Der Zapfen dreht sich unten in einer Pfanne von Rothguss, die durch Stellkeile *p* in einem Pfannenträger *q* etwas gehoben oder gesenkt werden kann, um sowohl beim Montiren der Maschine, als auch dann, wenn sich die Pfanne etwas ausgelaufen hat, die Ebene der unteren Radkrone mit der Ebene des Tellers auf gleiche Höhe stellen zu können. Das Oel zum Schmieren des Zapfens wird durch ein Röhren, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Pfanne geht, dem Zapfen zugeleitet.

Der cylindrische unten mit einer Nerve verstärkte Schützen *r* schleift an dem unteren Rand des Cylinders *c*, und wird dadurch mit Sicherheit in concentrischer Lage gegen das Rad erhalten, dessen äusseren Umfang er fast berührt. Damit zwischen den Cylindern *c* und *r* kein Wasser entweichen kann, ist am unteren Rande von *c* eine Lederdichtung angebracht. Diese besteht aus einem Lederring, dessen unterer Rand an die innere Fläche von *r* anliegt, und der zwischen zwei konischen Flächen, von welchen sich die eine an dem Cylinder *c*, die andere an dem gusseisernen Ring *s* befindet, eingeklemmt ist. Der Ring *s* wird mit mehreren Schrauben gegen den Cylinder *c* hinaufgezogen.

Der Raum oberhalb des Ringes *s* und innerhalb des Cylinders *c* ist mit einem Wulst *t* aus Holz ausgefüllt, wodurch ein für die Zuleitung des Wassers zweckmässig gestalteter Trichter gebildet wird.

Die von *Cadiat* erfundene und hier in Anwendung gebrachte Vorrichtung zum Aufziehen des Schützens hat folgende Einrichtung.

An dem Schützen sind vier Zugstangen befestigt, und gehen mit Stopfbüchsen verdrichtet durch den oberen horizontalen Rand des Cylinders *c*. Jede dieser Stangen steht oben mit einem gusseisernen Cylinder *v* in Verbindung, und die Deckel derselben, welche von Rothguss sind, und die Form von Stopfbüchsen haben, dienen als Schraubenmutter für die Spindeln *w*. Diese sind durch die Platte *n* gesteckt, und gestatten eine Drehung um ihre Axe, aber keine Verschiebung längs derselben, weil sie oberhalb und unterhalb der Platte mit Ansätzen versehen sind, von denen die oberen an die Spindeln angeschmiedet, die unteren aber mit Stiften befestigt sind.

An drei von diesen Spindeln sind gleich grosse schmiedeiserne Kurbeln  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  und an der vierten ist ein konisches Kurbelrad  $x_4$  befestigt. Die vier Zapfen dieser Kurbeln stehen durch einen Rahmen *k* aus Schmiedeisen, dessen Gestalt ein krummlinigtes Quadrat ist, so in Verbindung, dass die Kurbeln stets eine parallele Lage gegen einander beibehalten müssen. In das Kurbelrad greift ein konisches Getriebe ein, für dessen Axe in einer Ecke der Platte *n* ein Lager angegossen ist, und durch deren Bewegung der Kurbelmechanismus und dadurch der Schützen bewegt wird.

Um eine klare Vorstellung von der Wirkung dieser Anordnung zu erhalten, denke man sich dieselbe zuerst in derjenigen Stellung, in welcher die Verbindungslinien  $x_2$ ,  $x_4$  und  $x_3$ ,  $x_1$  mit den Richtungen der Kurbeln parallel sind. In dieser Stellung kann  $x_4$  nicht unmittelbar auf  $x_2$  und  $x_3$  bewegend einwirken, wohl aber auf  $x_1$ . Wenn also  $x_4$

gedreht wird, muss zunächst  $x_1$  nachfolgen; so wie aber die Punkte  $x_1$  und  $x_4$  des Rahmens auf ganz gleiche Weise geführt werden, so müssen auch  $x_2$  und  $x_3$  die gleichen Bewegungen mitmachen. So wie die Bewegung fortschreitet, wird die Stellung der Linie  $x_1 x_4$  für die unmittelbare Bewegung von  $x_1$  allmählig ungünstiger, dagegen wird die Stellung der Linien  $x_4 x_3$  für die unmittelbare Bewegung von  $x_3$  fortwährend günstiger. Ist die Bewegung durch  $90^\circ$  fortgesetzt worden, so nehmen die Linien  $x_3 x_4$ ,  $x_1 x_2$  eine senkrechte, und die Linie  $x_1 x_4$ ,  $x_2 x_3$  eine parallele Lage zu den Kurbeln an. Bei der Bewegung durch den zweiten Quadranten wird von  $x_4$  aus Anfangs vorzüglich auf  $x_3$  und gegen das Ende hin auf  $x_1$  eingewirkt u. s. f.

Die Bewegung des Rahmens erfolgt also, wenn die konischen Räder gedreht werden, so, als würde derselbe bald an der Linie  $x_4 x_1$ , bald an der Linie  $x_4 x_3$  angefasst, und parallel zu sich selbst in den Kurbelkreisen herumbewegt, und dadurch werden nun mit ganz sanfter geschmeidiger Bewegung die Kurbel, die Schrauben, Spindeln, die Zugstange und endlich der Schützen bewegt.

Um die Kraft fortzuleiten, ist die Turbinenaxe mit einem konischen Rade  $y$  versehen, welches in ein Getriebe  $z$  eingreift, dessen Axe in einem auf der Platte  $n$  angeschraubten Wellenbock liegt.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind nach den Regeln, welche für Turbinen ohne Leitschaufeln aufgestellt wurden, bestimmt worden.

Für die Daten:

$$Q = 1.260 \text{ Kubik-Meter, } H = 1.02, \beta = 25^\circ, f = 1.74$$

geben jene Regeln folgende Resultate:

$$R_2 \text{ Innerer Halbmesser des Rades} = 0.677 \sqrt{Q} \dots = 0.759$$

$$R_1 \text{ Aeusserer Halbmesser des Rades} = (1.27 - 0.11 R_2) R_2 \dots = 0.911$$

$$U \text{ Austrittsgeschwindigkeit des Wassers} = 0.7 \frac{R_2}{R_1} \tan \beta \times \sqrt{2 g H} \dots = 1.22$$

$$\delta_1 \text{ Höhe des Rades} = \frac{Q}{2 R_2 \pi U} \dots = 0.216$$

$$i_1 \text{ Anzahl der Radkurven} = 3.65 \frac{Q}{d^2 \sqrt{2 g H}} \dots = 22.6$$

In der Zeichnung sind 24 Kurven genommen worden.

$$s_1 \text{ Aeussere Weite der Radkanäle} = \frac{2 R_2 \pi k}{i_1 k_1} \frac{1}{f} \frac{R_2}{R_1} \tan \beta \dots = 0.050^m$$

$$v_1 \text{ Geschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades} = 0.7 \sqrt{2 g H} \dots = 3.129$$

$$N \text{ Anzahl der Umdrehungen per 1'} = 9.548 \frac{v_1}{R_1} \dots = 32.7$$

Um nun den Effekt kennen zu lernen, welchen man sich von dieser Turbine versprechen darf, wollen wir diese Daten auf die allgemeinen Gleichungen Seite 44 anwenden.

Unter der Voraussetzung, dass der Schützen ganz aufgezogen ist, findet man:

$$\Omega = 1.0158 \quad \Omega_1 = 0.2556 \quad \Omega_2 = 0.3681$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0.2265 \quad \frac{\Omega_2 k_1}{\Omega_2} = 0.6249$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0.2265 \quad \frac{\Omega_2 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0.2641 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0.5664$$

$$n = -0.0876, \quad m = 0.5664$$

$$m' + n^2 + m^2 = 1.322, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.1500$$

$$A = 0.6551, \quad B = 0.8399, \quad C = 0.4752, \quad D = 0.3570$$

$$\frac{E_n}{\rho Q H} = 0.733$$

Der Nutzeffekt dieser Turbine ist demnach 0.733 von dem absoluten Effekt des Motors, also eben so gross, als bei der von *Cadiat* erbauten und im Vorhergehenden berechneten Turbine. Dieses Resultat ist durchaus nicht geeignet, eine günstige Meinung für diese Art von Turbinen hervorzurufen, denn wenn eine Maschine nach einer theoretischen Rechnung, welche von Reibungen und zufälligen kleinen Störungen abstrahirt, nur 73 Prozent Nutzeffekt verspricht, so darf man in der Wirklichkeit gewiss nicht mehr als 63 Prozent erwarten. Gesetzt, dass diese Turbine diese Leistung wirklich hervorbringt, so ist sie allerdings in Vergleich mit einem Wasserrad für 1<sup>m</sup> Gefäll eine gute Maschine; im Vergleich mit einer Turbine mit Leitkurven ist sie dagegen bedeutend im Nachtheil.

Der Nutzeffekt würde allerdings vortheilhafter ausgefallen sein, wenn wir die Dimensionen der Maschine für eine grössere Geschwindigkeit berechnet hätten, wenn wir z. B. gestattet hätten, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit  $v_1$  gleich  $\sqrt{2 g H}$  wäre, so würde  $s_1$  und  $N$  und  $\frac{E_n}{\rho Q H}$  grösser geworden sein.

*Kostenberechnung der Maschine.*

**Gewichtsbestimmungen.**

A. Gusseisen.

	Gew. in Kill.
Zapfenständer . . . . .	147
Radkörper . . . . .	585
Axe der Turbine . . . . .	261
Teller . . . . .	290
Schützencylinder . . . . .	294
Liederungsring . . . . .	186
Einlaufcylinder . . . . .	499
Röhre . . . . .	187
4 Cylinder zu den Zugstangen . . . . .	68
Obere grosse Platte . . . . .	487
Bock darauf . . . . .	142
Erstes Kegelrad . . . . .	207
Zweites Kegelrad . . . . .	80
2 kleine Kegelräder zum Aufzug . . . . .	10
4 Stopfbüchsen zu den Zugstangen . . . . .	10
<b>Gesammtgewicht der gusseisernen Bestandtheile . . . . .</b>	<b>= 3453 Kill.</b>

Uebertrag . . . 3453 Kill.

## B., Schmiedeeisen.

	Kill.
Stellkeile . . . . .	11
Radkurven . . . . .	122
Radkronen . . . . .	127
4 Schrauben zu den Zapfenständern . . . . .	6
4 Zugstangen sammt den oberen Schraubenspindeln . . . . .	79
12 Schrauben zu den Stopfbüchsen . . . . .	0.4
30 Holzschrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders . . . . .	0.5
3 Kurbeln zum Aufzug . . . . .	8
Der Rahmen zum Aufzug . . . . .	21
12 Schrauben zum Dichtungsring . . . . .	1.4
10 „ zur Befestigung der grossen Platte . . . . .	9.4
6 „ zum Lagerbock . . . . .	7
Summe der Gewichte der schmiedeisernen Theile . . .	393 Kill.

## C. Messing.

	Kill.
Untere Pfanne für den Zapfen . . . . .	10
Obere Umfassung der Welle . . . . .	10.4
4 Stopfbüchsendeckel zum Aufzug . . . . .	3
2 Schalen zu den Lagern . . . . .	12
Summe der Gewichte der Theile aus Messing . . .	35.4 Kill.
Totalgewicht der metallenen Theile . . . . .	3881.4 Kill.

Wegen der vielen genauen Arbeiten, die bei einer Turbine vorkommen, muss man die Anschaffungskosten für 100 Killogramm zu 160 Franken in Anschlag bringen. Die Turbine kostet daher, den Wasserbau nicht mitgerechnet, 6210 Franken, und da sie höchstens einen reinen Nutzeffekt von 12 Pferdekraften verspricht, so sind die Constructions-kosten per Pferdekraft 517 Franken.

### Beschreibung und Berechnung zweier Schottischen Turbinen für hohe Gefälle.

Die Konstruktion von Hochdruckturbinen ist ein Thema, über welches die mannigfaltigsten Variationen gemacht werden können. Die Zuleitung des Wassers, die Einrichtung des Rades, die Art der Aufstellung der Maschine kann bei diesen, dem Volumen nach kleinen Apparaten, auf sehr verschiedene Weise angeordnet werden. Es verhält sich bei diesen Turbinen ähnlich wie bei den Dampfmaschinen, bei welchen man auch durch Combination der verschiedenen Principe über die Wirkungsart des Dampfes, mit den mannigfaltigen Anordnungen der Aufstellung und Transmission, eine zahlreiche Reihe von Maschinen erhält. Um wenigstens die wesentlicheren Einrichtungen der Räder und Aufstellungsarten der Turbinen anzugeben, habe ich die zwei *Schott'schen* Turbinen gewählt, welche auf den Tafeln IX. und X. dargestellt sind.

Die Turbine Tafel IX. ist für die Wasserkraft in Thüringen (76<sup>m</sup> Gefälle, 0.17 Kub. Met. Wasser), also für ein sehr hohes Gefälle berechnet und gezeichnet. Bei der Turbine Tafel X. ist dagegen ungefähr die grösste Wassermenge (0.6 Kub. Met.) angenommen worden, für welche die Anwendung der *Schott'schen* Turbine noch zulässig ist. Das Gefälle beträgt 8<sup>m</sup>. Die beiden Maschinen sind in ihrer Bauart wesentlich verschieden. Die Turbine Tafel IX. hat zwei auf eine horizontale Axe befestigte Räder, von denen jedes mit zwei Armen versehen ist, und der Zuleitungscylinder liegt zwischen den Rädern auf einem horizontalen Mauerwerk. Die Turbine Tafel X. hat ein dreiarmiges, auf einer vertikalen Axe befestigtes Rad, und der Zuleitungscylinder ist unterhalb der Turbine auf einen Quaderblock gestellt. Die specielle Einrichtung dieser Maschine gibt die folgende Beschreibung.

#### Legende Doppel-Turbine.

Tafel IX.

Fig. 1 ist ein Grundriss, Fig. 2 ein Querdurchschnitt, Fig. 3 und 4 sind Längendurchschnitte der Maschine.

#### Aufstellung.

Die Mauer a a des Maschinenhauses hat bei b eine überwölbte Oeffnung. An derselben befindet sich eine mit Quadern ausgemauerte Grube ABCD, die durch einen Quaderblock c in zwei Kanäle dd getheilt wird.

Der Block geht durch die Oeffnung hinaus, und an seinem Ende vereinigen sich die beiden Kanäle in ein en einzigen Kanal, durch welchen das Wasser abfließt, nachdem es auf die Maschine gewirkt hat. Auf dem Block c liegt die Zuleitungsröhre e und der Maschinencylinder f.

#### Der Cylinder f.

Ist mit einer an denselben angegossenen Platte in den Block e eingelegt und mit Schrauben, die in das Fundament hinabgehen, angeschraubt. Er kommuniziert in der Nähe der Mauer a a mit der Zuleitungsröhre e, ist am andern Ende mit einem gewölbten Deckel i geschlossen und hat auf jeder Seite eine runde Oeffnung  $f_1$ , durch welche das Wasser in die Räder geleitet wird.

#### Die Räder und ihre Verbindung.

Die Einrichtung der Räder ersieht man am besten aus den Figuren 2 und 4. Jedes Rad besteht aus zwei gusseisernen Scheiben k k, in welche gekrümmte Bleche  $l_1, l_2$  eingietet sind, die zwei gekrümmte Kanäle bilden. Die Scheiben k k sind mit Hülsen versehen, und mit Längenkeilen und Keilringen an die gemeinschaftliche Axe m so befestigt, dass sie sich mit derselben drehen müssen, ihren Abstand aber nicht ändern können. Die Scheiben k, k<sub>1</sub> haben in der Mitte runde Oeffnungen n, welche den Oeffnungen  $f_1$  des Cylinders zugekehrt sind.

#### Dichtung an den Oeffnungen n und $f_1$ .

Um das Entweichen von Wasser an den Oeffnungen n und  $f_1$  zu verhindern, ist daselbst eine Dichtung nothwendig. Diese besteht aus dem Messingring o o, welcher durch den Druck des Wassers auf seinen innern Rand gegen das Rad hinausgepresst wird, so dass der äussere Rand des Ringes an den Rand der Oeffnung n anzuliegen kommt. Um die Ringe bei einem guten äusseren Verschluss beweglich zu machen, sind in den Wänden der Oeffnungen  $f_1$  Dichtungen eingelegt, die aus ringförmigen, mit Metallringen ausgesteiften Lederrinnen bestehen, die demnach so eingerichtet sind, wie die Dichtungen der hydraulischen Pressen. Die Kraft, mit welcher ein Ring gegen das Rad gedrückt wird, ist gleich der Differenz zwischen dem hydrostatischen Druck des Wassers auf den inneren Rand des Ringes, und der Reibung, welche am Umfange desselben durch die Liederung entsteht. Diese Differenz ist aber nicht gross, so dass die Reibung auf den Rändern der Oeffnungen n von keiner Bedeutung werden kann, und jedenfalls von geringerem Nachtheil ist, als wenn Wasser entweichen würde.

#### Die Klappe.

Um den Wasserzuffluss sowohl reguliren als auch aufheben zu können, ist in dem Zuleitungsrohr eine Klappe p (Fig. 1 und 3) angebracht, die durch einen Mechanismus in beliebige Stellung gebracht werden kann. Sie ist von Gusseisen, mit Nerven verstärkt, hat eine elliptische Form und ist mit einer röhrenförmigen Hülse auf eine schmiedeiserne Axe q gesteckt und mit Stiften befestigt. Das eine Ende der Axe steckt in einer an die Röhre angegossenen Hülse, das andere Ende geht durch eine Stopfbüchse r, und ist ausserhalb derselben mit einem Schraubenradquadranten t (Fig 1 und 4)

versehen, in dessen Zähne die Schraube ohne Ende u (Fig. 4) eingreift. Diese letztere sitzt auf einer vertikalen Axe v, die durch eine Säule w gehalten wird, und ist oben mit einem Kurbelschwungrad versehen. Die Säule steht auf einer Gussplatte, an welcher die Lager für die Axe der Klappe angegossen sind.

Der Druck auf die Klappe beträgt, wenn sie die Röhre abschliesst, 12600 Kill.; mit Berücksichtigung der Reibung findet man, dass am Umfang des Schwungrades eine Kraft von 20 bis 25 Kill. nothwendig ist, um die Klappe zu öffnen. Die Bewegung geht nur im ersten Augenblick so schwer, denn so wie einmal am Umfange der Klappe Wasser durchströmt, wird der Cylinder bald ganz gefüllt und die Klappe wird dann von beiden Seiten gedrückt, wodurch der den Widerstand verursachende Druck auf die Axe der Klappe ganz aufhört.

#### Die Transmission

richtet sich immer nach den Lokalverhältnissen. Beispielsweise ist in der Zeichnung ein Theil von einer Transmission angegeben. Wenn die Turbine 60% Nutzeffekt gibt, entwickelt sie 100 Pferdekräfte. Für die Benützung einer so bedeutenden Kraft dürfte es in den meisten Fällen zweckmässig sein, sie in zwei Theile zu theilen. Es ist deshalb angenommen worden, die Maschine werde in der Mitte des Gebäudes aufgestellt und jede Hälfte desselben sei mit der Hälfte der ganzen Kraft zu versehen. Die Transmission besteht demnach in der Zeichnung aus zwei ganz congruenten Theilen, die sich zu beiden Seiten der Maschine befinden. An die gemeinschaftliche Axe q, welche die Turbinenräder verbindet, sind die Wellen x x angekuppelt, von diesen aus werden durch Stirngetriebe die Wellen y bewegt. Die Axe q macht per 1' 664, die Wellen y machen 221 Umdrehungen per 1'.

In manchen Fällen kann es aber zweckmässig sein, die Kraft der Turbine nicht zu theilen. In diesem Falle braucht man nur die eine Seite der Transmission wegzulassen, und die bleibenden Theile gehörig zu verstärken. Die Welle q ist gar nicht in Bezug auf Torsion in Anspruch genommen, wenn eine doppelte Transmission angewendet wird. Bei einer einseitigen Transmission hat sie dagegen die Hälfte des totalen Effektes durch Torsion auf die Welle x zu übertragen, und diese muss der ganzen Kraft widerstehen.

#### Vortheile dieser Anordnung.

Ich glaube, Sachverständige werden bei einer unpartheiischen Prüfung zugeben, dass diese Anordnung im Vergleich mit den gewöhnlichen, für die Benützung von hohen Gefällen angewendeten, mehrere wesentliche Vortheile gewährt. Zunächst unterliegt die Befestigung des liegenden Maschinencylinders f gar keiner Schwierigkeit, und es ist hiezu gar kein Aufwand von Eisen oder von Baumaterialien nothwendig. Diese Anordnung der Maschine hat ferner das Eigenthümliche, dass die Befestigung des Cylinders f gar nicht einmal eine so wichtige Sache ist; denn gesetzt auch, dass der Cylinder f während der Bewegung der Maschine seine Lage etwas verändert, so würde diess durchaus keine nachtheiligen Folgen haben, weil der messingene Dichtungsring o nicht in das Rad hineingesteckt ist, sondern nur auf den Rand desselben anschleift. Auch sogar die Lage der Turbinenaxe könnte sich ohne Nachtheil für die Wirkung verändern. Ein anderer wesentlicher Vortheil dieser Anordnung ist ferner, dass die Zapfenlager der Turbinenaxe ganz frei und im Trockenen liegen, so dass also die Beaufsichtigung, Reinigung und das Oelen der Lager sehr leicht und in jedem Augenblick geschehen kann, ohne irgend einen Theil der Maschine demontiren zu müssen.

Weiter ist bei dieser Anordnung die Schwierigkeit ganz beseitigt, welcher man bei der gewöhnlichen Konstruktion von Turbinen für hohe Gefälle begegnet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu vermindern. Um diese Schwierigkeit zu heben, habe ich eben zwei Räder angeordnet, von denen jedes als Balancierscheibe für das andere Rad dient. Um den Druck auf die Räder unschädlich zu machen, ist nun weiter nichts nothwendig geworden, als der Verbindungsaxe q eine hinreichende absolute Festigkeit zu geben. Sie ist 0.07<sup>m</sup> dick und kann daher einen Zug aushalten, der 17mal grösser ist als die Kraft, mit welcher sie der Länge nach gezogen wird.

Bei der praktischen Ausführung kommen keinerlei schwierige und delikate Arbeiten vor; nur die Dichtung muss genau gemacht werden, alle übrigen Theile sind ganz leicht herzustellen.

Nebst diesen angeführten Vortheilen verdient noch der Hauptpunkt einer Erwähnung: nämlich die Anschaffungskosten der Maschine. Diese sind aber nach der nachfolgenden Kostenberechnung sehr gering. Die Maschine selbst mit der Klappe und dem dazu gehörigen Mechanismus und mit dem Blechdeckel kostet nur 3179 Franken. Die Röhrenleitung ist allerdings sehr kostspielig (13140 Franken), allein diese Kosten können durch keine Anordnung der Maschine selbst vermindert werden.

Was den Effekt betrifft, so lässt die Maschine allerdings Manches zu wünschen übrig. Nach der folgenden Rechnung verspricht die Maschine, abgesehen von Rechnungen etc., nicht mehr als 71 pCt. Mit Rücksicht auf die verschiedenen Nebenhindernisse darf man also nicht mehr als circa 56 pCt. Nutzeffekt erwarten. Ich glaube aber, dass man in Lokalitäten, wo Ueberfluss an Gefälle, aber wenig Wasser vorhanden ist, mit dieser Leistung zufrieden sein darf, um so viel mehr, als die nach dem *Fourneyron'schen* System erbauten Turbinen von St. Blasien und Thüringen auch keine bessere Wirkung geben.

*Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.*

- Das Gefäll H ist . . . . . = 76<sup>m</sup>
- Die Wassermenge, welche per 1" auf beide Räder wirkt . . . . . = 0.17<sup>m</sup>
- Q Wassermenge, welche per 1" auf ein Rad wirkt . . . . . = 0.085
- Der innere Halbmesser des Rades  $R_2 = 0.4 \sqrt{Q}$  . . . . . = 0.117
- Der äussere Halbmesser  $R_1 = 4 R_2$  . . . . . = 0.468<sup>m</sup>
- Summe der Querschnitte der Austrittsöffnungen eines Rades  $= \Omega_1 = 1.1 \frac{Q}{\sqrt{2gH}} = 0.00242$
- Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1'  $N = 7.81 \times \frac{\sqrt{2gH}}{R_1} . . . = 644$

Das Rad ist vermittelt dieser Dimensionen nach den Regeln construirt worden, welche in der praktischen Anleitung zur Verzeichnung von *Schott'schen* Turbinen (Seite 90) angegeben worden sind.

*Berechnung des Nutzeffektes der Maschine.*

Zur Berechnung des Nutzeffektes nach den Formeln Seite 44 hat man nach den gegebenen Daten und nach der Zeichnung folgende Grössen:

$$R_2 = 0.117, \quad \alpha = 90^\circ, \quad \delta = \delta_1 = 0.04, \quad k = 1,$$

$$R_1 = 0.468, \quad \beta = 40^\circ, \quad s_1 = 0.03, \quad k_1 = 1,$$

$$Q = 0.085, \quad \gamma = 15^\circ, \quad s_2 = 0.16, \quad H = 76^m$$

Man findet:

$$\Omega = 0.0294, \quad \Omega_1 = 0.00242, \quad \Omega_2 = 0.0128$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0.08231, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0.18906,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0.0823, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0.1215, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0.1448,$$

$$m = + 0.14482, \quad n = - 0.03922$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1.0225, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.01118$$

$$A = 0.9659, \quad B = 0.9552, \quad C = 0.9388$$

$$(x)_{\max r} = 1.252$$

$$\frac{E_n}{\rho Q H} = 0.71$$

Ohne Rücksicht auf Reibungen verspricht demnach die Maschine einen Nutzeffekt von 71 Prozent; die Widerstände mögen circa 15 Prozent consumiren, von der Maschine darf man demnach eine reine Nutzwirkung von 56 Prozent erwarten, demnach circa 100 Pferdekräfte.

*Kostenberechnung der Maschine.*

Gusseisen.

	Kil.
Der Cylinder mit dem Klappenstück wiegt . . . . .	720
Die Radkörper beider Räder . . . . .	339
Zwei Axenlager . . . . .	86
Die Klappe . . . . .	65
Die Säule zum Aufzug . . . . .	92
Gussplatte dazu . . . . .	60
Wurm und Zahnquadrant . . . . .	10
Das Schwungrad . . . . .	46
Summe . . . . .	1418

Schmiedeeisen.

	Kill.
Die Axe der Klappe . . . . .	41
Die Axe des Wurms . . . . .	9
4 Schrauben zur Befestigung des Cylinders . . . . .	17
Die Radkurven . . . . .	63
Die Axe q der Turbinenräder . . . . .	56
Die Blechdeckel . . . . .	169
24 Schrauben zum Cylinder . . . . .	8
8 Schrauben zu den Lagern . . . . .	4
2 grosse und 10 kleine Schrauben zum Aufzug . . . . .	4
Die Röhrenleitung $\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge} \dots 170^m \\ \text{Durchmesser} \dots 0.43^m \\ \text{Metalldicke} \dots 0.005 \end{array} \right\}$ . . . . .	8542
Summe . . . . .	8913

Messing.

	Kill.
Zwei Dichtungsringe . . . . .	24
Schalen zu den Lagern . . . . .	5
Summe . . . . .	29

Gesammtgewicht der Maschine ohne Transmission:	$\left\{ \begin{array}{l} \text{ohne Röhrenleitung} \dots 1818 \text{ Kill.} \\ \text{mit} \dots 10360 \text{ "} \end{array} \right.$
100 Killogramm verarbeitetes Metall zu 160 Franken	gerechnet, so sind die
Anschaffungskosten der Maschine ohne Transmission:	$\left\{ \begin{array}{l} \text{ohne Röhrenleitung} \dots 2912 \text{ Franken} \\ \text{mit} \dots 16640 \text{ "} \end{array} \right.$
Anschaffungskosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt:	$\left\{ \begin{array}{l} \text{ohne Röhrenleitung} \dots 29 \text{ "} \\ \text{mit} \dots 166 \text{ "} \end{array} \right.$

Dreiarmlige Schott'sche Turbine.

Tafel X.

Diese Turbine ist, wie schon früher angegeben wurde, für ein Gefäll von 8<sup>m</sup> und für eine Wassermenge von 0.6 Kub. Met. berechnet und verzeichnet. Der absolute Effekt des Motors ist demnach 64 Pferdekraft. Die Bauart dieser Turbine hat mehrere Eigentümlichkeiten. Das Wasser wird von unten herauf in das Rad geleitet, welches sich über dem Wasserspiegel befindet. Die Axe des Rades ist von einer Röhre umgeben, welche sich oben schirmförmig ausbreitet und unten mit einem Gefäss communicirt, in welchem die Pfanne für den Zapfen der Axe angebracht ist. Durch diese Einrichtung ist die Axe und der Zapfen gegen jede Berührung mit Wasser geschützt; in die Pfannen können daher keine Unreinigkeiten kommen, welche etwa das Wasser mit sich führt. Die Dichtung an der Einmündung des Rades geschieht mittelst eines Messingringes, der durch den hydrostatischen Druck des Wassers an den Rand der Einmündung in das Rad angedrückt wird. Die Turbine befindet sich in einem Bassin in der Nähe einer Hauptmauer, welche nischenförmig ausgehöhlt ist. Das Zuleitungsrohr liegt in dem Abflusskanal. Die specielle Einrichtung der Bestandtheile der Maschine ist folgende:

Die Zuleitung.

a ist das untere Ende der Zuleitungsrohre von Eisenblech. Sie ist mit einem ringförmigen Winkelleisen, das an die Röhre angenietet ist, gegen die Flantschen eines gusseisernen Röhrenstückes b geschraubt, und dieses steht mit dem Cylinder c der Maschine in Verbindung. In der Röhre b befindet sich eine gusseiserne elliptische Klappe, die mittelst eines Mechanismus in verschiedene Stellungen gebracht werden kann, um die Röhrenleitung entweder ganz abzuschliessen oder um den Wasserzufluss zu reguliren. Die Klappe ist mit zwei Stiften an eine Axe befestigt, die sich unten in einer an den Cylinder b angegossenen Hülse dreht, oben durch eine Stopfbüchse geht, und ausserhalb derselben mit einem verzahnten Quadranten e versehen ist. In die Zähne des letzteren greift ein Getriebe f ein, welches mit der vertikalen Axe g verbunden ist. An das obere Ende der Axe g, die sich unten in einer an den Cylinder b angegossenen Hülse dreht und oben durch eine Säule h gehalten ist, ist eine Kurbel i angesteckt, mittelst welcher der ganze Mechanismus gedreht werden kann. Ein Druck von höchstens 10 Kill. auf die Kurbel ausgeübt ist hinreichend, die Klappe aus der Lage zu bringen, in welcher sie die Röhre verschliesst. Hat einmal das Oeffnen begonnen, so lässt sich die Klappe noch viel leichter bewegen. Um sie aber in einer bestimmten Stellung erhalten zu können, dient der Stellstift j, welcher durch die hintere Fortsetzung des Kurbelarmes und durch eines von den 12 Löchern gesteckt wird, die in das scheibenförmige Ende der Säule eingepohrt sind.

Der Cylinder und seine Basis.

Der Cylinder c ist oben offen und unten mit einem Boden versehen, in dessen Mitte eine kleine runde Oeffnung angebracht ist. Er ist auf einer Basis befestigt, die durch ein parallelepipedisches, mit Nerven verstärktes Gefäss k gebildet wird, an dessen Boden eine Hülse l zur Aufnahme der Zapfenpfanne angegossen ist. In Figur 2 ist der Horizontaldurchschnitt der Basis punktiert angedeutet.

Der Boden der Basis, der mit Schrauben an einen Quaderblock befestigt wird, ist durchbrochen; drei von den Seitenwänden sind massiv, die vierte (linker Hand) hat, um zur Pfanne kommen zu können, eine Oeffnung, die mit einem Deckel verschlossen wird. Zum Schmieren des Zapfens und der Pfanne ist am Boden von k eine Röhre m angegossen, die innen in die Hülse l, aussen an der Wand ausmündet; daselbst wird das Schmierrohr angeschraubt. Gegen die Bodenfläche von c ist das Rohr n angeschraubt, welches oben in eine Form übergeht, die mit der Rose einer Gieskanne Aehnlichkeit hat. Die untere Ausbreitung n, bewirkt eine gute Leitung des Wassers; die obere Wölbung verhindert, da sie sich an die Axe anschliesst, einerseits: dass kein Wasser in die Röhre und mithin auch nicht zum Zapfen gelangen kann, und andererseits, dass der horizontale Rand der Rose selbst dann nicht an den Körper des Rades anschleifen kann, wenn die Axe desselben etwas vibriren oder schwanken sollte.

Das Rad

hat, wie Fig. 2 zeigt, drei Kanäle. Es ist nach den Regeln verzeichnet, welche früher für die Konstruktion der Reaktionsturbine angegeben worden sind.

Die obere Scheibe o des Radkörpers, die durchbrochene Wölbung p, die Hülse q und die Wände r r<sub>1</sub> der Radkanäle sind aus einem Gussstück. Die untere ringförmige

Scheibe  $o_1$  ist, wie Fig. 2 zeigt, mit 12 Schrauben gegen den oberen Theil des Rades befestigt.

Die äusseren Theile der Wände  $r_1, r_1, r_1$  bilden bewegliche Klappen, um die Weite der Ausflussöffnungen reguliren zu können. Zu diesem Zwecke dienen die Stellschrauben  $s$  (Fig. 2 und Fig. 3). Bei dieser Einrichtung muss man, wenn die Stellung der Klappe verändert werden soll, die Maschine abstellen. Es unterliegt auch keiner Schwierigkeit, eine Einrichtung zu treffen, vermittelt welcher die Klappe während des Ganges der Maschine regulirt werden kann. Dies kann z. B. auf folgende Art geschehen: Man steckt auf die Axe des Rades eine Gleithülse mit einem eingedrehten Hals, die mit der Axe dreht, aber längs derselben auf und ab bewegt werden kann. Zum Auf- und Niederbewegen derselben kann ein Gabelhebel angewendet werden, wie bei den Auslösungen. Um durch diese Bewegung der Gleithülse zu bewirken, dass die Klappen aus- und einbewegt werden, kann man für jede derselben einen mit dem Rade beweglichen Winkelhebel anbringen, von welchem der eine Arm vermittelt eines Stängelchens mit der Gleithülse, und der andere durch ein zweites Stängelchen mit der Klappe in Verbindung steht. Ich habe es vorgezogen in der Zeichnung, die zwar etwas unbequeme, aber im Uebrigen einfache Anordnung mit den Stellschrauben anzuwenden.

Die Axe des Rades wird oberhalb des letzteren durch ein in der Zeichnung nicht dargestelltes Lager gehalten, welches an dem Lagerstuhl  $t$  angeschraubt ist. Die Entfernung dieses Lagers von der Hülse des Rades ist aus dem Grunde grösser angenommen worden, als es für das Halten der Axe zweckmässig wäre, damit man die Dichtung am oberen Ende des Cylinders  $c$  leicht untersuchen kann, ohne die Maschine demontiren zu müssen. Es lässt sich nämlich das Rad so hoch heben, dass der Messingring aus dem Cylinder ganz herausgezogen werden kann. Die Axe des Rades geht durch die Röhre und durch die Basis  $k$  bis zur Pfanne herab, und ist daselbst mit einem angedrehten Zapfen versehen. Die Transmissionsräder sind in der Zeichnung weggelassen.

Die Pfanne u

besteht aus zwei Theilen, um die in dem Boden derselben angebrachten Querrinnen rein ausarbeiten zu können. Das Oel gelangt durch die Röhre  $m$  zunächst in eine ringförmige, in die innere Wand der Hülse  $l$  eingedrehte Nuth, von da durch Oeffnungen, die durch die Wände der Pfanne  $u$  gebohrt sind, in den ringförmigen Raum am Umfange der Berührungsfläche zwischen dem Zapfen und dem Boden der Pfanne, und endlich in die daselbst angebrachte Furche, um Zapfen und Pfanne zu schmieren. Die Dichtung am oberen Ende des Cylinders  $c$  hat eine ganz ähnliche Einrichtung, wie bei der zweiarmigen Doppel-Turbine. Da hier der Dichtungsring ein bedeutendes Gewicht hat, so könnte vielleicht der Wasserdruck auf den unteren Rand des Ringes nicht hinreichen, das Gewicht des Ringes und die Reibung am Umfang zu überwinden, wenn dies der Fall wäre, so müsste man noch Federn anbringen, um den Ring stärker aufwärts zu drücken.

Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.

Daten.

H Gefälle . . . . .	= 8 <sup>m</sup>
Q Wassermenge per 1" . . . . .	= 0.6
$R_2$ innerer Halbmesser des Rades = $0.4 \sqrt{Q}$ . . . . .	= 0.31

$R_1$ äusserer Halbmesser des Rades = $3 R_2$ . . . . .	= 0.93
$\Omega_1 = 1.1 \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ Summe der Querschnitte der Austrittsöffnungen . . . . .	= 0.0503
$\mathfrak{N} = 7.81 \frac{\sqrt{2gH}}{R_1}$ Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute . . . . .	= 110

Berechnung des Effektes des Rades nach den allgemeinen Formeln.

Nach den so eben erhaltenen Resultaten, und nach den Dimensionen der Zeichnung hat man zur Berechnung des Effektes folgende Daten:

$R_2 = 0.31,$	$\alpha = 90,$	$\delta = \delta_1 = 0.15,$	$k = 1,$
$R_1 = 0.93,$	$\beta = 40,$	$s_2 = 0.33,$	$k_1 = 1,$
$H = 8,$	$\gamma = 16,$	$s_1 = 0.12,$	

und man findet:

$\Omega = 0.2920 \quad \Omega_1 = 0.0503 \quad \Omega_2 = 0.1485$

$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0.1722 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0.3387$

$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0.1722 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0$

$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0.2177 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0.2595$

$n = 0.0455, \quad m = 0.2595$

$1 + m^2 + n^2 = 1.0694, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.0340$

$A = 0.9223, \quad B = 0.9297, \quad C = 0.8959$

$(x)_{\max r} = 1.3$

$\frac{E_n}{\rho Q H} = 0.72$

Kostenberechnung der Maschine.

Gewicht an Gusseisen.

Die Basis des Cylinders . . . . .	Kil.	761
Der Cylinder . . . . .		514
Das Klappenrohr . . . . .		403
Die Röhre im Cylinder $c$ . . . . .		91
Die Klappe . . . . .		46
	Uebertrag . .	1815

	Kil.
Uebertrag . . . . .	1815
Quadrant, Getriebe und Säule . . . . .	36
Das Rad . . . . .	1040
Die Axe (bis zum Lagerstuhl) . . . . .	195
Der Lagerstuhl mit dem Lager . . . . .	100
Summe . . . . .	3186

## Gewicht an Schmiedeeisen.

	Kil.
Die Leitung (von Eisenblech) . . . . .	1000
50 Schrauben . . . . .	40
Axe der Klappe . . . . .	9
Axe des Getriebes und der Kurbel . . . . .	6
15 Schrauben zum Rade . . . . .	12
Summe . . . . .	1067

## Gewicht an Messing.

	Kil.
Die Pfanne . . . . .	13
Der Dichtungsring . . . . .	45
Die Schale zum Lager . . . . .	7
Summe . . . . .	65

Gesamtwicht der Maschine ohne Transmission = 4318 Killogramm. 100 Killogramm verarbeitetes Metall zu 160 Franken gerechnet, kostet die ganze Maschine 6908 Franken und per Pferdekraft 138 Franken.

## TAFEL XI.

## Konstruktionszeichnung einer Jonval'schen Turbine.

Grundriss, Ansicht und Durchschnitt. Eine Detailerklärung ist für diese Tafel nicht nothwendig. Die Einheit des Maassstabes ist gleich dem mittleren Halbmesser  $\frac{1}{2}(R_1 + R_2) = R$  des Rades. Man kann demnach alle Detailabmessungen im Verhältniss zum Halbmesser aus diesem Blatte entnehmen.

## TAFEL XII.

## Zapfen-Anordnungen.

Auf dieser Tafel sind die Zapfen-Anordnungen zusammengestellt, welche von verschiedenen Constructeurs bei Jonval'schen Turbinen angewendet worden sind.

Die Prinzipien, welche bei der Konstruktion der Zapfenlager-Anordnungen zu beachten sind, habe ich in meinen „Prinzipien der Mechanik“, Seite 180 bis 193, zweite

Auflage ausführlich erklärt, darf also ihre Kenntniss hier voraussetzen, und wende mich sogleich zur Beschreibung und Beurtheilung der auf Tafel XII. dargestellten Anordnungen.

Fig. 1 ist eine einfache Anordnung für eine Jonval-Turbine. a das untere Ende der Turbinenaxe. b der Zapfen aus Schmiedeeisen oder Stahl. Derselbe ist in das untere Ende der Axe konisch eingesetzt. b die Zapfenunterlage von Kanonenmetall. Dieselbe hat die Form einer abgeschnittenen Kugel. In der oberen kreisförmigen Ebene ist eine Querfurche angebracht und die Kugel ist nach vertikaler Richtung durchbohrt. Das Gehäuse d wird durch mehrere Arme e e getragen, deren äussere Enden an das Abflussrohr der Turbine befestigt sind.

Das Oel wird durch das Rohr e zugeleitet, geht durch die Durchbohrung der Unterlage c und durch die Querfurche nach der inneren Aushöhlung und wird aus dieser durch das Rohr f abgeleitet. Das Gehäuse ist durch eine Stopfbüchse g geschlossen, welche sowohl das Eindringen von Wasser, als auch das Entweichen des Oeles verhindert. Die äussere Kugelpfanne der Unterlage bewirkt durch ihre Nachgiebigkeit eine gleichförmige Vertheilung des Druckes zwischen der unteren Fläche des Zapfens b und der oberen ebenen Fläche der Unterlage. Allein eine kleine Unvollkommenheit in der Aufstellung der Axe a kann ein einseitiges Andrängen derselben an die Stopfbüchse veranlassen, was nicht gut ist.

Fig. 6 ist eine ganz ähnliche Einrichtung, und unterscheidet sich von der vorhergehenden theils durch die Form des Gehäuses, theils durch die Richtungen der Zu- und Ableitungsröhren.

Fig. 3 und 8 ist eine Einrichtung, welche sich von den beiden vorhergehenden im Wesentlichen dadurch unterscheidet, dass der ganze Apparat unten herausgenommen werden kann. a ist ein äusseres Gehäuse, das durch Arme b mit dem Abflussrohr der Turbine verbunden wird. In diesem Gehäuse steckt das innere Gehäuse c. Es ist oben mit einer die Turbinenaxe d umfassenden Stopfbüchse versehen, enthält eine oben ebene, nach unten halbkugelförmige Zapfenunterlage e, und wird durch das Rohrstück f getragen, das durch drei Schrauben g g g an das äussere Gehäuse a gehängt ist und gegen dasselbe nach vertikaler Richtung verstellbar werden kann. Drei Druckschrauben h h h, die durch die Wand des äusseren Gehäuses gehen, halten das innere Gehäuse c und gestatten eine leise Verstellung des letzteren in horizontalem Sinne. Das Oel wird durch das Rohr k zu- und durch das Rohr l abgeleitet. Die Zuleitung geschieht continuirlich, die Ableitung kann ebenfalls continuirlich oder zeitweise geschehen, zu welchem Zwecke in dem Röhrchen l ein Ablasshahn m angebracht ist.

Diese Anordnung ist zweckmässig für geschlossene Jonval'sche Turbinen, weil es bei diesen mit Schwierigkeiten verbunden ist, das Rad und die Axe oben heraus zu ziehen und die Unterlage heraus zu nehmen. Die halbkugelförmige Unterlage e bewirkt eine gleichförmige Vertheilung des Druckes zwischen der unteren Fläche des Zapfens und der oberen ebenen Fläche der Unterlage, allein eine kleine Ungenauigkeit in der Stellung der Turbinenaxe oder eine kleine Veränderung dieser Stellung kann ein einseitiges Anpressen der Axe an die Stopfbüchse veranlassen; in dieser Hinsicht ist also diese Einrichtung nicht ganz gut.

Fig. 12. Diese Einrichtung unterscheidet sich von der in Fig. 1 und 6 dargestellten im Wesentlichen durch die Zapfenunterlage. Diese besteht hier aus drei Platten a b c. a liegt auf dem Boden des Gehäuses d und ist oben mit einer halbcylindrischen zur Ebene des Papiers parallelen Furche versehen. c ist eine ähnliche Platte mit einer an der unteren Fläche angebrachten, auf die Ebene des Papiers senkrecht gerichteten halbcylindrischen Furche. Die mittlere Platte b hat zwei halbcylindrische Wulste. Der eine ist an der unteren Fläche der Platte a angebracht und liegt in der Furche von a, der

andere Wulst ist an der oberen Fläche von b angebracht und auf demselben liegt die Furche der oberen Platte c. Die Platten b und c sind nicht ganz streng in das Gehäuse d eingepasst, und diese kleine Nachgiebigkeit gestattet, dass die obere Platte innerhalb enger Grenzen in jede beliebige Lage gerathen kann, was zur Folge hat, dass der Druck zwischen der unteren Fläche des Turbinenzapfens e und der oberen Ebene der Platte c gleichförmig vertheilt wird. Das Oel wird durch die Durchbohrung f der Turbinenaxe zu- und durch die Durchbohrungen g der Platten a b c abgeleitet.

Fig. 11. Diese Anordnung ist eine Umkehrung der ganz gewöhnlichen Zapfeneinrichtung für vertikale Wellen. Die Welle dreht sich auf und um einen feststehenden Zapfen a. In die hohle Welle b der Turbine ist eine mit einer Stopfbüchse f versehene Pfanne c eingesetzt, und das Oel wird durch ein Röhrchen d durch die hohle Axe nach dem Zapfen geleitet. Der Radkörper d ist an die hohle Axe b angekeilt. Besonders lobenswerthe Eigenschaften besitzt diese Anordnung nicht. Die Oelung ist eine ganz gewöhnliche und der Druck gegen die obere Fläche und gegen die Umfangsfläche des Zapfens kann sich hier nicht von selbst gleichförmig vertheilen, wenn ein geringer Fehler in der Stellung der Axe eintritt.

Fig. 2 ist eine Anordnung, die ich schon in den früheren Auflagen der Resultate für den Maschinenbau angegeben, und in den „Prinzipien des Maschinenbaues“ beschrieben und beurtheilt habe. Am untern Ende der Welle sind zwei Gehäuse vorhanden. Das innere mit einer Stopfbüchse versehene Gehäuse b umfasst die Welle und ist mit Oelfurchen versehen, durch welche die Umfangsfläche der Axe eingefettet wird. Das äussere Gehäuse c umschliesst das innere, ist unten, sowohl aussen als innen, halbkugelförmig gebildet, und enthält eine halbkugelförmige Zapfenunterlage d, auf welcher der Zapfen der Welle aufsitzt. Dieses äussere Gehäuse sitzt in einer halbkugelförmigen Höhlung e, die durch mehrere Arme mit dem Turbinenmantel befestigt ist. Das Oel wird durch ein Röhrchen g zugeleitet, gelangt zunächst in die an der innern Wand des Gehäuses b angebrachten vertikalen Furchen, wodurch der Zapfenumfang eingefettet wird, dringt hierauf zwischen die Grundfläche des Zapfens und der oberen Ebene der Unterlage d ein, zu welchem Behufe in diese Ebene eine Querfurchen angebracht ist, und fliesst zuletzt durch die vertikalen Durchbohrungen der Unterlage und der Gehäuse und durch das Röhrchen h ab.

Bei dieser Einrichtung muss unter allen Umständen eine gleichförmige Vertheilung des Druckes sowohl an der Grundfläche wie an der Umfangsfläche des Zapfens eintreten, und eine fehlerhafte Aufstellung ist hier so zu sagen nicht möglich.

Fig. 10 ist eine Einrichtung, die sich von der vorhergehenden im Wesentlichen nur durch die Art und Weise unterscheidet, wie das äussere Gehäuse c getragen wird. Dieses ist nämlich hier vermittelst eines *Hook'schen* Schlüssels aufgehängt, welcher gestattet, dass das Gehäuse ganz zwanglos in jede Lage gebracht werden kann. Dieser *Hook'sche* Schlüssel hat folgende Einrichtung. Am Gehäuse c sind zwei Zapfen i i angegossen, und diese liegen in einem Ring k, der ebenfalls mit Zapfen versehen ist. Die geometrischen Axen der Zapfen am Ring k bilden mit der geometrischen Axe der Zapfen i i des Gehäuses einen rechten Winkel. Die Zapfen des Ringes k liegen in Lagern des Gestells l. Die ganze Einrichtung ist allerdings komplizirt, allein sie ist instruktiv, weil man an derselben die Prinzipien, um die es sich handelt, klar realisirt sieht. Für praktische Zwecke mag eine einfachere Konstruktion, welche den Prinzipien annähernd genügt, vorzuziehen sein.

Fig. 13, 14, 15, 16 zeigen die Konstruktion eines *Fontaine'schen* Zapfens. a ist die feststehende Stange, welche unten in einer Bodenplatte b, Fig. 15, eingesetzt und angekeilt ist, und oben die Zapfenpfanne c trägt. d ist das Rohr, das unten durch eine konische Föhlung e, Fig. 16, und oben durch den cylindrischen Kopf f der Stange a concentrisch

erhalten wird. An dieses Rohr ist unten das Turbinenrad g, oben das Transmissionsrad h angekeilt. Dasselbe endigt oben mit einem hülsenförmigen Bügel k, in welchem der nach abwärts gekehrte Zapfen l eingesetzt und angeschraubt ist. Da sich bei dieser Konstruktion die ganze Zapfeneinrichtung über dem Wasser an der höchsten Stelle der Maschine befindet, so ist der Zapfen gegen Unreinigkeit, Schlamm oder scharfes Sandpulver vollkommen geschützt, kann ferner der Zapfen leicht geölt, beaufsichtigt, weggenommen und durch einen neuen ersetzt werden, ohne die Maschine demontiren zu müssen. Indessen eine gut angeordnete Zapfenkonstruktion hält sich auch unter Wasser, und die gewöhnliche Einrichtung ist doch viel einfacher; der praktische Vortheil dieses *Fontain'schen* Zapfens ist also doch nicht so erheblich, als man zunächst meinen sollte.

Fig. 4 und 5 ist eine zweite Konstruktionsart eines *Fontain'schen* Zapfens. a ist die Tragstange; b die Röhre, an welche unten das Turbinenrad angekeilt wird; c ein Halslager; d eine Hülse, welche mit ihrem unteren Ende gegen das Rohr b geschraubt und mit der Transmissionswelle e vermittelst eines Längenskeiles und eines Querkeiles verbunden ist. Das erste Transmissionsrad ist in einer gewissen durch die Lokalverhältnisse bedingten Höhe an die Axe e gekeilt, die Theile e, d, b sind mithin zu einem unveränderlichen Ganzen verbunden und drehen sich gemeinschaftlich um die Tragstange a. f ist ein Oelgefäss, von welchem aus das Oel durch ein Röhrchen an den im Innern befindlichen, an das untere Ende der Axe befestigten Zapfen g geleitet wird. h ist die Zapfenunterlage.

Fig. 7 ist eine dritte Konstruktionsart eines *Fontain'schen* Ueberwasserzapfens. a ist die Tragstange; b das Rohr, an welches das Turbinenrad gekeilt wird; c c eine Klappe, welche das Röhrenende verschliesst und auf dasselbe durch mehrere Schrauben befestigt ist. Diese Klappe enthält den halbkugelförmigen Körper d, der mit seiner unteren ebenen Fläche auf der oberen Fläche des in die Tragstange eingesetzten Zapfens e aufliegt und sich darauf herumdreht. Das Oel wird aus dem Behälter f durch eine Durchbohrung nach der Berührungsfläche der Körper d und e geleitet. Das Transmissionsrad g ist an die Röhre b gekeilt und diese selbst wird durch ein in der Zeichnung nicht angedeutetes Halslager in vertikaler Richtung erhalten.

## TAFEL XIII.

*Jonval'sche Turbine der Maschinenfabrik in Esslingen.*

Die Werkstätten der unter der Leitung des Herrn *Emil von Kessler* stehenden Maschinenfabrik zu Esslingen bei Stuttgart werden durch eine Turbine getrieben, welche ihren Wasserzufluss aus dem Neckar erhält. Der Entwurf zu dieser Turbine ist von Herrn *Trück*, welcher früher an der polytechnischen Schule zu Carlsruhe angestellt war, nun aber seit einer Reihe von Jahren als Konstrukteur der oben genannten Fabrik wirkt.

Das Gefälle beträgt 24 Meter, der Wasserzufluss in einer Sekunde 1728 Kubikmeter.

Die Hauptdimensionen der Turbine sind:

Innerer Halbmesser des Rades . . . . .	$R_2 = 0.670$
Äusserer Halbmesser des Rades . . . . .	$R_1 = 0.950$
Mittlerer Halbmesser des Rades . . . . .	$R = 0.810$
Höhe des Einlauftrades . . . . .	$= 0.320$
Höhe des Turbinenrads . . . . .	$= 0.280$
Neigung der Leitschaufeln . . . . .	$\alpha = 18^\circ$
Obere Neigung der Radschaufeln . . . . .	$\beta = 60^\circ$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . .	$i =$	16
Anzahl der Radschaufeln . . . . .	$i_1 =$	25
Umdrehungen des Rades in 1 Minute . . . . .	$n =$	46

Für diese Daten geben die Seite 97 aufgestellten Formeln:

$$U = \sqrt{9.808 \times 2.4 \frac{\sin 60^\circ}{\cos 18^\circ \sin 78^\circ}} \dots \dots \dots = 4.67$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{1.7828}{4.68 \left[ 1 - \left( \frac{0.67}{0.95} \right)^2 \right] 3.142 \sin 18^\circ \left[ 1 - \frac{16}{2 \times 3.142 \sin 18^\circ} - \frac{1}{2 \times 3.142 \sin 60^\circ} - \frac{25}{40} \right]}} = 1.064$$

$$R_2 = 1.064 \frac{0.67}{0.95} \dots \dots \dots = 0.750$$

$$R = \frac{1}{2} (1.064 + 0.750) \dots \dots \dots = 0.907$$

$$v = 0.774 \sqrt{9.808 \times 2.4 \frac{\sin 78^\circ}{\sin 60^\circ \cos 18^\circ}} \dots \dots \dots = 4.09$$

$$n = 9.548 \frac{4.09}{0.907} \dots \dots \dots = 43$$

Unsere Formeln geben also ein etwas grösseres Rad und eine etwas kleinere Geschwindigkeit desselben, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass Herr *Trück* den Einfluss der Dicke der Radschaufeln nicht berücksichtigt zu haben scheint.

Die Zeichnungen bedürfen keiner weitläufigen Beschreibung. Fig. 1 und 2 sind vertikale, Fig. 3 und 4 horizontale Ansichten der Maschine. In Fig. 1 sieht man bei a die Aufstellung der Tragstange. Dieselbe steckt in einem Topfe, der auf einem in die Erde eingerammten Pfahle ruht. Bei b sieht man wie das Rad mit der Röhre verbunden, und wie diese vermittelt eines Konus gegen die Tragstange concentrisch gehalten wird. Diese Konstruktion ist in Fig. 16, Tafel XII., im Detail dargestellt. Auch die Zapfen-einrichtung ist in Fig. 4, Tafel XII., in grösserem Maassstabe dargestellt. Oben ist ein auf Balken liegender Lagerstuhl angebracht, an welchen das Halslager für die Turbinenaxe und das Zapfenlager für die liegende Transmissionswelle geschraubt wird. Die Turbine ist mit zwei Schützen e und f versehen. e ist der Einlassschützen, f der sogenannte Regulirschützen. Derselbe ist cylindrisch und wird durch zwei Zugstangen gehoben, kann aber nicht mit Vortheil zur „Regulirung“ des Wasserzufflusses gebraucht werden. In Fig. 3 sieht man, dass die Kanten der Schaufeln des Einlaufrades und des Turbinenrades nicht radial stehen, sondern mit der radialen Richtung einen kleinen Winkel bilden, wodurch die Störungen, welche die Schaufelkanten beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitrad in das Turbinenrad verursachen, vermieden werden sollen. Erheblich wird der hieraus etwa entstehende Vortheil nicht sein.

#### TAFEL XIV.

##### *Disposition der Turbinen in der Papierfabrik zu Freiburg.*

Im Jahre 1848 haben die Herren *Flintsch u. Comp.* in Freiburg eine neue Papierfabrik erbaut, die durch drei Turbinen getrieben wird. Zwei derselben sind zum Betriebe

der Holländer, die dritte ist zum Betriebe der Papiermaschine bestimmt. Diese letzteren sind von *Escher Wiss u. Comp.* Die Triebwerke der Turbinen, so wie überhaupt alles, was sonst am Bau und in der Einrichtung von Eisen ist, wurden von der Maschinenfabrik zu Carlsruhe geliefert. Vollständige Pläne von dieser schönen Fabrik findet man in *Förster's* Bauzeitung. Der Wasserbau zu diesen Turbinen ist auf Tafel XIV. und die Turbinen sind auf Tafel XV. dargestellt. Der Zuflusskanal besteht bis a (Fig. 3) hin aus einem Erdwerk mit Seitenmauern; von a bis b dagegen ist der Boden des Zuflusses aus einem überdielten Balkenwerk gebildet, und der Abflusskanal befindet sich von a an unter dem Zuflusskanal; bei b sind Schleussen angebracht, welche das Ueberwasser ablaufen lassen und auch zur vollständigen Entleerung des Kanals dienen. c c<sub>1</sub> sind zwei zwischen dem Kanal und der Mauer des Fabrikgebäudes angebrachte ummauerte Kammern, welche zwei zum Betriebe der Holländer bestimmte Turbinen enthalten. d d<sub>1</sub> sind Schleussen, durch welche das Betriebwasser aus dem Zuflusskanal in die Kammern c c<sub>1</sub> gelassen wird. Die Räume unter den Böden dieser Kammern communiziren mit dem Theil des Abflusskanals, der sich unter dem Zuflusskanal befindet. Jede dieser Turbinen treibt eine Holländerreihe, die auf gleicher Höhe auf einem von eisernen Säulen gestützten Boden liegen. Die zum Betrieb der Papiermaschine bestimmte *Fourneyron'sche* Turbine mit umgekehrter Aufstellung befindet sich bei e im Fabrikgebäude selbst, und das Wasser wird dieser Turbine durch ein Rohr f zugeleitet. Der ganze Bau ist eben so solid als schön angelegt und ausgeführt.

#### TAFEL XV.

Auf dieser Tafel sind zwei von den drei Turbinen dargestellt. Fig. 1 bis 4 sind Darstellungen von den grösseren der beiden für den Betrieb bestimmten Turbinen. Fig. 5 und 6 ist eine Darstellung der *Fourneyron'schen* Turbine mit umgekehrter Aufstellung. Fig. 1 ist ein Vertikaldurchschnitt mit einer Ebene, die auf der Wand des Fabrikgebäudes senkrecht steht. Man sieht unten die Einrichtung der Turbine, des Zapfens und der beiden Kammern, oben die Einrichtung der Wellen der Transmissionsräder, des Lagerstuhles und die Vorrichtung zum Aufziehen der Turbine mit ihrer Axe. Diese Vorrichtung und der Lagerstuhl sind noch in Fig. 2 besonders dargestellt. Fig. 3 ist ein Grundriss der Turbine, und Fig. 4 eine äussere Ansicht der Räder und des Zapfenträgers.

Die Konstruktion der *Fourneyron'schen* Turbine, Fig. 5 und 6, bedarf einer etwas detaillirteren Beschreibung.

a das Zuleitungsrohr; b der Maschinencylinder, in welchen das Wasser zunächst aus dem Zuflussrohr eintritt; c ist ein Rotationskörper; derselbe ist durch einen Arm d, Fig. 5 und 6, und durch eine Röhre e an den Maschinencylinder angegossen. Auf dem Körper c liegt das Einlaufrad f mit der Leitfläche g. In dem Körper des Einlaufrades ist der Zapfen h eingesetzt und angeschraubt, auf welchem sich die hohle Axe der Turbine dreht. Die Zapfeneinrichtung ist in Fig. 11, Tafel XII., im Detail dargestellt. k ist das an die hohle Axe l angekeilte Turbinenrad. In dem cylindrischen Raum zwischen dem äusseren Umfang des Einlaufrades und dem inneren Umfang des Turbinenrades ist ein Blechschützen angebracht, der durch ein Hebelwerk auf und ab bewegt wird. Die Einrichtung dieses Hebelwerkes erkennt man am besten durch Fig. 5. m und n sind zwei Axen. Erstere ist durch das Rohr e gesteckt und an den Enden in Lager gelegt, letztere befindet sich in einer zweiten Röhre, die durch einen Arm mit dem Maschinencylinder verbunden ist. Mit der Axe m sind die drei Hebel p<sub>1</sub> p<sub>2</sub> p<sub>3</sub>, mit der Axe n sind die zwei Hebel p<sub>4</sub> p<sub>5</sub> befestigt. Die Hebel p<sub>3</sub> p<sub>4</sub> sind nicht, wie in der Zeichnung,

horizontal, sondern vertikal gestellt, und durch eine Kupplungsstange verbunden. Von dem Zapfen der Hebel  $p_1 p_2 p_3$  aus gehen Stängelchen in die Höhe, welche den Schützencylinder fassen. Wird nun einer dieser Hebel von der Axe  $q$  aus bewegt, so hat dies eine Auf- oder Abbewegung des Schützens zur Folge. Oben sind Lagerstühle  $r$  und  $s$  angebracht, welche die Lager für die horizontalen Wellen  $t$  und  $u$ , und ferner noch den Axenhalter  $v$  für die Turbinenwelle tragen. Die Uebersetzung von  $l$  auf  $t$  geschieht durch Winkelräder, die Uebersetzung von  $t$  auf  $u$  durch Stirnräder. Beide Uebersetzungen geschehen in's Langsame, weil, wie bekannt, die Papiermaschinen einen sehr langsamen Gang haben.  $w$  ist eine Vorrichtung mit Schrauben zum Heben der Turbinenaxe  $l$  und des Turbinenrades  $k$ . Die Zapfenölung geschieht vom oberen Ende der hohlen Turbinenaxe  $l$  aus durch ein im Innern der Axe angebrachtes Röhrchen.

TAFEL XVI.

Jonval-Turbinen. Umgekehrte Aufstellung.

Zwei von den hier dargestellten Turbinen sind ausgeführt und befinden sich im Gang, die beiden andern sind Entwürfe.

Fig. 1 bis Fig. 10 sind Darstellungen von einer Turbine in der Fabrik von Herrn *Wettekind* in Oberursel bei Frankfurt. Diese Turbine ist für ein Gefälle von  $H = 22.5$  Meter und eine Wassermenge von  $Q = 0.0945$  Kubik-Meter construirt. Sie ist von Herrn *Trück* construirt und in der Maschinenfabrik von Esslingen ausgeführt.

Die wesentlichsten Daten sind:

Gefälle . . . . .	$H = 22.5$ Meter.
Wasserzufluss in einer Sekunde . . . . .	$Q = 0.0945$ Kubik-Meter.
Absoluter Effekt der Wasserkraft . . . . .	$N_a = 28.35$ Pferde.
Innerer Halbmesser des Rades . . . . .	$R_2 = 0.15$
Aeusserer Halbmesser des Rades . . . . .	$R_1 = 0.21$
Höhe des Einlaufrades . . . . .	$= 0.10$
Höhe des Turbinenrades . . . . .	$= 0.07$
Anzahl der Leitschaufeln ((Blech) . . . . .	$l = 12$
Anzahl der Radschaufeln (Blech) . . . . .	$l_1 = 18$
Winkel der Leitschaufeln . . . . .	$\alpha = 12$
Winkel der Radschaufeln . . . . .	$\beta = 72$
Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute . . . . .	$n = 720$

Nach unseren Formeln erhalten wir:

für  $H = 22.5, \quad \alpha = 12^\circ, \quad \beta = 72^\circ$

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}} = 14.7 \text{ Meter}$$

für  $U = 14.7, \quad Q = 0.0945, \quad k = 1, \quad \frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}, \quad \alpha = 12^\circ \beta = 72^\circ, \quad i = 12,$

$$i_1 = 18, \quad \frac{e}{R} = \frac{e_1}{R_1} = \frac{1}{40}$$

findet man ferner:

$$R_1 = \sqrt{\left\{ \frac{Q}{U k \left[ 1 - \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right] \pi \sin \alpha \left( 1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{e}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{e_1}{R} \right)} \right\}} = 0.180$$

$$R_2 = \frac{3}{4} R_1 = \dots \dots \dots = 0.140$$

$$R = \frac{1}{2} (R_1 + R_2) \dots \dots \dots = 0.160$$

$$v = 0.774 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}} \dots \dots \dots = 11.76$$

$$n = 9.548 \frac{v}{R} \dots \dots \dots = 700$$

Höhe des Turbinenrades  $0.5 R \dots \dots \dots = 0.080$

Höhe des Einlaufrades  $0.6 R \dots \dots \dots = 0.096$

Eine Vergleichung dieser Rechnungsergebnisse mit den Angaben des Constructeurs zeigt eine angemessene Uebereinstimmung. Die Zeichnungen bedürfen keiner detaillirten Beschreibung.

Die Einrichtung des Rades und Zapfens ist in Fig. 1 in einem kleineren, in Fig. 12 in einem grösseren Maassstab dargestellt.

Das Zuleitungsrohr  $a$ , Fig. 1, enthält eine Drehklappe  $b$ . Vor derselben beginnt das mit einem Schieber verschliessbare Entleerungsrohr  $c$ . Die Axe der Drehklappe und der Stiel des Schiebers werden durch einen in Fig. 8, 9, 10 dargestellten Mechanismus bewegt. Die Figuren 4, 6, 7 zeigen die erste Räderübersetzung. Diese geschieht mit Stirnrädern in's Langsame, weil die Turbine sehr schnell läuft. Die Turbinenaxe dreht sich aber um die konische Spitze einer Stellschraube, weil das Turbinenrad durch den Wasserdruck vertikal aufwärts gepresst wird.

Fig. 11 und 13 sind zwei Konstruktionen, welche sich von Fig. 12 im Wesentlichen nur durch die Zapfeneinrichtung unterscheiden. Die Turbine, Fig. 13, ist aber mit einer Drehscheibe versehen, in welcher sich Oeffnungen befinden, die so gestaltet sind, dass die Ausströmungsöffnungen durch eine Rechts- oder Linksdrehung der Scheiben im ersteren Falle vergrössert, im letzteren Falle verkleinert werden.

Diese Einrichtung ist ähnlich derjenigen, welche in Tafel 8, Fig. 9 dargestellt und Seite 157 beschrieben wurde.

Die umgekehrte Aufstellung hat für Turbinen mit grossem Gefälle und kleiner Wassermenge den praktischen Vortheil der leichten Aufstellung, Beaufsichtigung und Bedienung, in theoretischer Hinsicht ist sie nicht besser noch schlechter, als die direkte Aufstellung. Ich habe diese Aufstellung einstens für eine Lokalität vorgeschlagen, wo der Wasserbau für *Schott'sche* Turbinen hergestellt worden war, aber nachträglich *Jonval'sche* Turbinen vorgezogen wurden.

TAFEL XVII.

Die Turbine der Spinnerei zu Atzenbach.

Atzenbach ist ein Dorf im mittleren Theile des Wiesenthales im badischen Oberlande. Das Thal ist daselbst eng und reich bebaut. Die Führung des Kanales war dadurch mit grossen Schwierigkeiten verbunden, die nur beseitigt werden konnten, indem man den Kanal vermittelst zweier Tunels durch die Bergwände leitete. Da, wo der Kanal aus dem zweiten Tunnel hervortritt, wendet sich seine Richtung um 21.

einem rechten Winkel und tritt ungefähr in der Mitte des Fabrikgebäudes in dasselbe ein, wo die Turbinen aufgestellt sind. Der Abflusskanal von geringer Länge geht quer durch das Thal, und führt das Wasser in den Fluss (die Wiese) zurück. Es sind zwei Turbinen mit geschlossener Aufstellung vorhanden, eine grössere und eine kleinere. Erstere treibt die ganze Spinnerei, mit Ausnahme der Batteurs und einen Theil der Karden. Letztere treibt diese Batteurs und Karden.

Die beiden Turbinen sind durch eine Transmission verbunden und treiben zusammen bei reichlichem Wasserzufluss die ganze Fabrik. Die Transmission und die Turbinen wurden von der Maschinenfabrik in Esslingen geliefert. Die Entwürfe sind von dem Konstrukteur Herrn Trück, die Spinnmaschinen sind aus England eingeführt.

Die Daten für diese zwei Turbinen sind:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
Das Gefälle . . . . .	H = 12.6	12.6 Meter.
Wassermenge . . . . .	Q = 1.08	0.675 Kubik-Meter.
Absoluter Effekt . . . . .	N <sub>a</sub> = 181	113 Pferde.
Innerer Halbmesser . . . . .	R <sub>2</sub> = 0.315	0.300 Meter.
Aeusserer Halbmesser . . . . .	R <sub>1</sub> = 0.480	0.435 "
Höhe des Einlaufrades . . . . .	i = 0.225	0.150 "
Höhe des Turbinenrades . . . . .	l <sub>1</sub> = 0.180	0.123 "
Einlaufwinkel . . . . .	α = 18°	18°
Radwinkel . . . . .	β = 60°	60
Leitkurven . . . . .	i = 12	15
Radkurven . . . . .	i <sub>1</sub> = 18	21
Umdrehungen in 1 Minute . . . . .	n = 206	245
Schaufeldicke . . . . .	$\frac{\epsilon}{R} = \frac{\epsilon_1}{R} = \frac{1}{40}$	$\frac{1}{40}$

Die von uns aufgestellten Formeln geben für:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
H . . . . .	= 12.6	12.6
Q . . . . .	= 1.08	0.675
$\frac{R_2}{R_1}$ . . . . .	= $\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$
α . . . . .	= 18°	18°
β . . . . .	= 60°	60
i . . . . .	= 12	15
i <sub>1</sub> . . . . .	= 18	21
k . . . . .	= 1.0	1.0
k <sub>1</sub> . . . . .	= 0.9	0.9

folgende Resultate:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
$U = \sqrt{g H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}}$ . . . . .	10.800	10.800
$R_1 = \sqrt{\left\{ U k \left[ 1 - \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \pi \sin \alpha \left( 1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{\epsilon}{R} - \frac{l_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{\epsilon_1}{R} \right) \right\}} \right\}$ . . . . .	0.491	0.402

$R_2 = \frac{2}{3} R_1$ . . . . .	= 0.327	0.268
R . . . . .	= 0.409	0.335
$v = 0.774 \sqrt{2gH \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}}$ . . . . .	= 9.3	9.3
$n = 9.548 \frac{v}{R}$ . . . . .	= 216	265

Eine Vergleichung dieser Rechnungsergebnisse mit den Angaben des Herrn Constructeurs zeigt eine angemessene Uebereinstimmung.

Wir gehen nun zur Beschreibung der auf Tafel XVII. dargestellten Dinge über.

Fig. 1, 2, 3 und 4 sind Grundrisse und Ansichten von den beiden Turbinen. Fig. 5 bis 9 sind Durchschnitte der Turbinen in einem grösseren Maassstabe. Fig. 10 und 11 ist die Darstellung des Lagerstuhles und der Räderübersetzung für die grössere Turbine. Die Figuren 12 zeigen die Einrichtung des Schützenaufzuges im oberen Kanal. Fig. 13, 14 und 15 sind Details von den Schützenaufzügen an den unteren Enden der Ablaufröhren. Fig. 16 ist eine Pumpe, vermittelt welcher Oel nach den Zapfen der Turbinen zugeführt wird. Fig. 17 ist die Handwinde, vermittelt welcher von jedem Stockwerk des Gebäudes aus die unteren Ringschützen der Turbine bewegt werden. Fig. 18 ist die Einrichtung des Leerlaufes.

Die Aufstellung der Turbine erkennt man am besten durch Fig. 3. Der innerhalb des Fabrikgebäudes befindliche Theil a des Zuleitungskanals ist von Holz constructirt, reicht bis an die Quermauer b und wird durch Säulen aus Holz getragen. An der Mauer ist er durch eine Querwand geschlossen. An derselben sind in dem Boden des Kanals drei Oeffnungen, zwei runde und eine viereckige angebracht. Die beiden ersten führen nach den Turbinen, die letztere dient zur Ableitung des Wassers, wenn die Turbinen nicht arbeiten. Die runden Oeffnungen sind mit viereckigen Kästen von Holz umschlossen, und die dem Zuflusskanal zugekehrten Wände dieser Kästen sind mit Schützen versehen, um so jede Turbine unabhängig von der andern in oder ausser Gang bringen zu können. Der viereckig gemauerte Abflusskanal ist von einem Holzkasten umgeben, der keinen Boden und keine Decke hat und mit seinem unteren Rande auf dem Boden des Kanals aufsitzt, ohne mit demselben verbunden zu sein. Der obere Rand dieses Kastens reicht bis an die normale Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal. Dadurch kann der Wasserspiegel im oberen Kanale die normale Höhe nicht übersteigen, weil, wenn dies geschieht, das Wasser über den oberen Rand des Kastens in den Abflusskanal herabstürzt.

Dieser Holzkasten kann durch eine Winde, Fig. 18, gehoben werden, und dann entleert sich der Kanal durch den viereckigen Ablaufkanal. Das Wasser wird jeder der beiden Turbinen durch ein Rohr c, Fig. 3, zugeleitet. Der obere Theil eines solchen Rohres ist konisch, der mittlere Theil wird durch einen vertikalen, auf dem Boden aufsitzenen Cylinder, der untere Theil durch einen horizontalen Cylinder gebildet, der in den Maschinencylinder einmündet. Den Maschinencylinder mit den Turbinen und Zapfen-einrichtungen sieht man in Fig. 5 und 7 dargestellt. Bei der grossen Turbine, Fig. 5, geht ein Rohr vom Leitrad aus bis an und durch den Deckel des Maschinencylinders, und ist daselbst mit einer Dichtung versehen. Die Turbinenaxe geht hier frei durch die Röhre bis zu den Transmissionsrädern hinauf. Bei der kleinen Turbine, Fig. 7, umfasst der Körper des Leitrades die Turbinenaxe vermittelt einer Stopfbüchsen-Dichtung und der Axe selbst, geht aber durch eine in dem Deckel des Maschinencylinders angebrachte Stoffbüchse. Die Zapfeneinrichtungen dieser beiden Turbinen sind in einem grossen Maassstabe auf Tafel XII. dargestellt und bereits früher beschrieben worden.

In den Maschinencylindern sind unmittelbar oberhalb der Turbine grössere, durch Deckel geschlossene Oeffnungen angebracht. Aehnliche mit Deckeln verschlossene Oeffnungen befinden sich auch in den Wänden der Abflussröhren in der Höhe der Zapfenvorrichtungen. Diese Oeffnungen sind vorhanden, um zu der Turbine und deren Zapfen gelangen zu können. Die Abflussröhren dienen als Tragsäulen für den Maschinencylinder. Um jede Schwankung zu verhüten, wird jede Abflussröhre durch einen Mauerstuhl gehalten. Die grosse Turbine hat unten, Fig. 6, einen Ringschützen, der mit einem *Cadiat'schen* Kurbelaufzug versehen ist. Die kleine Turbine hat unten keinen Schützen, sondern ist in einiger Höhe über dem untern Wasserspiegel mit einer Drehklappe versehen, die durch eine Wurmwinde, Fig. 14, gedreht werden kann. Zur Bewegung des Ringschützens der grossen Turbine und der Drehklappe der kleinen Turbine ist eine besondere leichte Transmission, Fig. 1 und Fig. 17, vorhanden, die von jedem Stockwerk aus mit Kniekurbeln bewegt werden kann. In der Mitte zwischen beiden Turbinen ist an der Mauer eine Oelpumpe, Fig. 16, aufgestellt, deren Kolben Morgens aufgezogen, und während des Tages durch ein Gewicht niedergedrückt wird, wodurch das Oel gewaltsam nach den Zapfen der Turbinen getrieben wird.

Die Gangrichtungen der beiden Turbinen sind einander entgegengesetzt, weil die mit der horizontalen Welle verbundenen konischen Räder relativ gegen die Turbine eine entgegengesetzte Lage haben. Diese Räder sind mit der horizontalen Welle vermittelst Schraubenauslösungen verbunden, um jede der beiden Turbinen allein arbeiten lassen zu können.

Ursprünglich wurde der Wasserbau für *Schott'sche* Turbinen hergestellt, zu einer Zeit, als die *Jonval'sche* Turbine noch nicht erfunden war. Kurz nachdem diese Turbinenart in's Leben getreten war, entschlossen sich die Fabrikbesitzer, Herren *Gottschalk* und *Grether*, *Jonval'sche* Turbinen zu wählen; man war aber nicht im Klaren, wie bei dem vorhandenen für *Schott'sche* Turbinen hergestellten Wasserbau *Jonval'sche* Turbinen angeordnet werden könnten. Auf eine an mich gerichtete Anfrage schlug ich die umgekehrte Aufstellung vor, weil für diese der bestehende Wasserbau ganz geeignet war. Allein man hatte nicht den Muth, diesen Vorschlag zur Ausführung zu bringen, und entschloss sich zuletzt gegen meinen Rath zur Ausführung von geschlossenen Turbinen, von der Art, wie ich sie in meinem ersten Werke, Tafel 6, Fig. 1, angegeben hatte. Die Turbinen wurden gut ausgeführt, sind noch gegenwärtig in geordnetem Gang und entsprechen in so fern ihrem Zweck; doch aber hat man die Erfahrung gemacht, dass diese Turbinen für die Bedienung und Beaufsichtigung sehr lästig sind; denn wenn an den Rädern oder an den Zapfen etwas fehlt, hat man entweder eine zeitraubende, den Fabrikbetrieb störende Demontirung vorzunehmen, oder man muss die Wiederherstellung durch die in dem Cylindermantel angebrachten, mit Deckel verschlossenen Oeffnungen vornehmen, was sehr lästig ist, und niemals zuverlässig geschehen kann.

#### TAFEL XVIII.

##### *Turbinen der Spinnerei und Weberei zu Ettlingen.*

Ettlingen ist ein Landstädtchen, zwei Stunden von Karlsruhe, an der Mündung des Albthales in das Rheinthal. Das Flüsschen Alb, welchem das Thal seinen Namen verdankt, treibt in Ettlingen selbst und tiefer im Thal drei verschiedene Fabriken. Die grösste derselben ist eine Spinnerei und Weberei, eine halbe Stunde von Ettlingen entfernt, mit 25000 Spindeln und 800 Webstühlen. Tiefer im Thal ist eine, der gleichen Gesellschaft gehörende Weberei mit 600 Webstühlen, und eine für die Gesamtpro-

duktion eingerichtete Bleichanstalt. Ursprünglich wurde die grosse Spinn- und Webfabrik durch zwei eiserne Wasserräder, jedes von circa 45 Pferdekraft, und durch eine *Woolf'sche* Dampfmaschine getrieben. Die Räder waren zwar luxuriös, aber dennoch fehlerhaft erbaut; es kamen oftmals störende Reparaturen vor, und so entschloss man sich endlich, diese Räder aufzugeben, und dafür zwei Turbinen aufzustellen. Diese Turbinen sind auf Tafel XVIII. und XIX. dargestellt und sollen im Folgendem beschrieben werden.

Die Wassermenge des Albflüsschens ist sehr veränderlich. Bei geringem Wasserzfluss gaben die *Jonval'schen* Turbinen sehr ungünstige Effekte, so dass dann der Fabrikbetrieb nur durch eine übermässige Anstrengung der Dampfmaschine fortgesetzt werden konnte. Man entschloss sich deshalb, noch zwei Tangentialräder aufzustellen, die bei geringem Wasserzfluss statt der *Jonval'schen* Turbine zu arbeiten haben. In den letzt verfloffenen Jahren war aber der Wassermangel oftmals so gross, dass mit diesen Einrichtungen nicht mehr gut fortzuarbeiten war, und so entschloss man sich endlich auch noch zur Aufstellung einer zweiten Dampfmaschine von 100 Pferdekraft mit zwei gekuppelten Cylindern, so dass gegenwärtig zum Betriebe der Fabrik aufgestellt sind: 1. Zwei *Jonval'sche* Turbinen, eine von 80, die andere von 120 Pferdekraft. 2. Zwei Tangentialräder, jedes von circa 36 Pferdekraft. 3. Eine *Woolf'sche* Dampfmaschine von 100 Pferdekraft. 4. Eine Dampfmaschine mit zwei gekuppelten liegenden Cylindern. Natürlich dass niemals alle Maschinen gleichzeitig arbeiten. Bei ganz reichlichem Wasserzfluss arbeiten die *Jonval'schen* Turbinen und die Tangentialräder allein; bei mittlerem Wasserzfluss arbeiten eine oder beide von den *Jonval'schen* Turbinen und die *Woolf'sche* Maschine; bei ganz geringem Wasserzfluss arbeiten die Tangentialräder und die beiden Dampfmaschinen. Die Transmission ist natürlich so angeordnet, dass alle Kraftmaschinen mit der Hauptwelle in Verbindung gesetzt werden können, dass aber jede einzelne Kraftmaschine für sich abgesondert werden kann. Damit sich die einzelnen Maschinen, welche gleichzeitig zusammen zu arbeiten haben, in ihren Bewegungen nicht gewaltsam stören oder forciren können, wird jede Kraftmaschine vermittelst einer Mitnehmer-Kupplung (sogenannte *Encliquetage*) mit der Hauptwelle verbunden. Dieses ganze complizirte Kraftmaschinen-System gehört wohl zu den interessantesten der deutschen Industrie.

Tafel XVIII. ist eine Darstellung des Turbinenbaues, Tafel XIX. sind Detailconstruktionen von demselben. Fig. 1 und 2 sind Ansichten, Fig. 3, 4, 5, 6 einzelne Grundrisse des Baues. a ist der aus Holz erbaute Kanal, durch welchen das Wasser den beiden Turbinen zugeleitet wird. b b<sub>1</sub> sind zwei Schleussen; die erste führt das Wasser zur grossen Turbine c, die andere zur kleinen Turbine c<sub>1</sub>; erstere ist von letzterer durch eine besondere Kammer getrennt. Die beiden Turbinen sind an einer starken Quadermauer d aufgestellt, und mit derselben vermittelst zweier Mauerplatten e und f verbunden. Die obere Mauerplatte e hält die Axen der Turbinen, die untere Mauerplatte f befindet sich an einer gusseisernen gerippten Stütze f<sub>1</sub>, welche unten auf dem Boden steht und oben mit einem Lagerstuhlbau endiget. Die beiden Turbinen wirken vermittelst der Getriebe g g<sub>1</sub> auf ein mittleres Rad, das sich an einer vertikalen Axe i befindet, und von dieser aus wird die Kraft vermittelst zweier Kegelräder k und l auf die horizontale Welle m übertragen. In der Nähe von k ist eine Mitnehmerkupplung n angebracht. Die Räder g und g<sub>1</sub> können längs ihrer Axen in die Höhe geschraubt und so ausser Eingriff mit dem Rade h gebracht werden.

Jede Turbine ist unten mit einem Ringschützen p p<sub>1</sub> versehen, und zur Bewegung derselben sind *Cadiat'sche* Kurbelmechanismen angebracht, von denen jeder durch eine besondere Transmission von den Kurbeln q q<sub>1</sub> aus bewegt wird.

## TAFEL XIX.

*Details zu den Turbinen der Spinnerei bei Ettlingen.*

Auf diesem Blatt sind die Einzelheiten der ganzen Einrichtung in einem grossen Maassstabe dargestellt.

Die oberen, in horizontaler Richtung gruppirten Figuren 1, 4, 7 sind Darstellungen von der oberen Mauerplatte e und den Transmissionsrädern g, h.

Die mittleren Figuren 2, 5, 8 sind Darstellungen der Turbine, der Zapfeinrichtung und der Transmission, durch welche von der vertikalen Welle i auf die liegende Welle m übersetzt wird.

n, Fig. 8, 10, 11, zeigt die Einrichtung der Mitnehmer-Kupplung, deren Wirkung in meinem Werke über die Bewegungs-Mechanismen ausführlich erklärt ist.

Fig. 6 ist ein Horizontalschnitt der Maschine, in welchem dargestellt ist: 1. der Turbinencylinder mit den durch Deckel verschlossenen Oeffnungen zur Bedienung der Zapfen; 2. die untere horizontale Transmission mit der Mitnehmerkupplung; 3. die Befestigungen f f, der Maschinencylinder mit der Quadermauer d; 4. der mit dem Maschinencylinder verbundene Lagerstuhl für die Welle i und m; 5. die Kurbelräder q, q<sub>1</sub> für die Schützenaufzüge.

Fig. 12 und 13 sind ebenfalls Darstellungen dieses Lagerstuhles.

Fig. 3 und Fig. 9 sind Darstellungen des Ringschützens der grösseren Turbine. Die Bewegung des Schützens geschieht durch vier Schrauben, die durch einen *Cadial'schen* Kurbelmechanismus gedreht werden. Dieser Mechanismus ist in meinen Bewegungsmechanismen beschrieben.

Die Entwürfe zu diesen Turbinen sind von Herrn *Schröder*, gegenwärtig Ingenieur der Maschinenfabrik zu Esslingen, früher Konstrukteur an der polytechnischen Schule. Die Ausführung ist von der Maschinenfabrik zu Carlsruhe.

## TAFEL XX. und XXI.

*Tangentialrad mit zwei Einläufen.*

Tafel XX. sind Grundrisse und Einzelheiten. Tafel XXI. sind Aufrisse und Vertikaldurchschnitte eines Tangentialrades mit zwei Einläufen. Die Darstellung ist nicht eine Kopie der in der Ettlinger Fabrik aufgestellten Tangentialräder, wohl aber eine Nachbildung dieser Maschinen.

a a ist eine aus drei Theilen bestehende, unten durch Nerven verstärkte gusseiserne Grundplatte. Auf dem mittleren Theile ruht der Pfannenstuhl b und ruhen die Träger c Fig. 1 und 8 der Einläufe. Auf dem äusseren Theile der Grundplatte ruhen die unteren kesselförmigen Enden d der Zuleitungsröhren. An die seitlichen Oeffnungen sind die rüsselförmigen Einläufe e e angeschraubt, deren Enden auf den Stützen c aufliegen. Jede von den beiden Zuleitungsröhren g ist mit einer Drehklappe h Fig. 1, Tafel XX. und Fig. 1, Tafel XXI. versehen, und zur Bewegung derselben sind gezahnte Sektoren vorhanden, in welche Schrauben eingreifen.

Das Rad hat zwei ringförmige Kronen, in welchen die Blechschaufeln mit ihren Rädern angegossen sind. Um eine solide Verbindung der Radkronen hervorzubringen, sind sechs massive gusseiserne Aussteifungen vorhanden, deren Form mit der eines Radkanales übereinstimmt. Diese Aussteifungen sind in Fig. 1, Tafel XX. schraffirt dargestellt. An die obere Krone sind sechs Arme angegossen und in der Mitte ist eine aussen cylindrisch, innen konisch ausgedr. lte Hülse zum Aufkeilen an die Axe angebracht. Die Zapfeinrichtung ist mit continuirlicher Oelung und mit halbkugelförmiger Unterlage versehen. Jeder Einlauf ist zweitheilig, wie aus Fig. 2, 3, 5 und 6, Taf. XX.

ersehen werden kann. k k Fig. 1, 5 und 6, Tafel XX. sind Scheidewände, wodurch der innere Raum eines Einlaufes in drei keilförmige Räume getheilt wird. Die unteren Hälften dieser Wände sind an die Bodenfläche, die oberen Hälften an die Deckflächen des Einlaufes angegossen. Diese Wandhälften kommen aufeinander zu stehen und bilden durch die ganze Höhe des Einlaufes gehende Wände, wenn die beiden Einlaufhälften aufeinander gelegt und zusammengeschraubt werden. l l l sind Schieber aus Messing. Dieselben bewegen sich, wie Fig. 2, 5 und 6, Tafel XX. zeigt, in dreieckigen Nuthen, welche in den Boden- und Deckflächen der Einläufe angebracht sind. Diese Schieber berühren die Enden der Scheidewände k, Fig. 1, Tafel XX., und an jedem derselben ist an der der Scheidewand zugewendeten Fläche eine geradlinige feingetheilte Verzahnung angebracht. In diese Verzahnungen der drei Schieber eines Einlaufes greifen drei kleine schmiedeiserne Getriebe m ein. Um für diese Getriebe Raum zu gewinnen, sind die Wände k k nach der Umfangsform der Getriebe cylindrisch ausgehöhlt. Zwei von den Axen dieser Getriebe haben, wie Fig. 2, Tafel XX. zeigt, Zapfchen, die sich in der Bodenfläche des Einlaufes drehen, und die oberen Enden dieser Axen gehen durch Stopfbüchsen, die in der Deckfläche angebracht sind. Eine von den drei Axen geht oben und unten durch Stopfbüchsen, Fig. 5, Tafel XX. Diese drei Axen sind oberhalb der Decke mit den Rädern n n, n<sub>2</sub>, Fig. 1, Tafel XX. versehen, die durch Zwischenräder o, o<sub>2</sub> in einen solchen Zusammenhang gebracht sind, dass sich die drei Axen mit gleicher Geschwindigkeit und nach einerlei Richtung drehen, wenn eines der fünf Räder n o<sub>1</sub> n<sub>1</sub> o<sub>2</sub> n<sub>2</sub> bewegt wird. Die Zwischenräder o<sub>1</sub> o<sub>2</sub> drehen sich, wie Fig. 6, Tafel XX. zeigt, um die Zapfen, die in die Decke des Einlaufes eingesetzt und befestigt sind.

Um die sechs Schieber l l l der beiden Einläufe gleichzeitig bewegen zu können, sind die Axen der Räder n n der beiden Einläufe durch eine Transmission verbunden, deren Einrichtung in Folgendem besteht. Die durch die Böden der Einläufe gehenden Axen der Räder n n sind mit Wurmradern p p, Fig. 5, Tafel XX. und Fig. 1 und 2, Tafel XXI. versehen. In diese greifen die Gewinde zweier (in Fig. 1, Tafel XX. punktiert angedeuteten) Schrauben ein, die an einer unterhalb des Tangentialrades befindlichen Axe q, Fig. 1 und 2, Tafel XXI. angebracht sind. Die Lager r für diese Axe befinden sich, wie Fig. 5, Tafel XX. zeigt, an den Bodenflächen der beiden Einläufe. Diese Wurmaxe q wird vermittelt zweier Kegelräder t und u, Fig. 5, Tafel XX. von einer vertikalen Axe s aus getrieben, die in die Höhe geht und oben mit einer (in der Zeichnung nicht dargestellten) kleinen Kurbel getrieben wird.

Vermittelt dieses so eben beschriebenen Mechanismus können, auch während des Ganges des Tangentialrades, die sechs Schieber der zwei Einläufe gleichzeitig verstellt und dadurch die sechs Einstromöffnungen der Einläufe innerhalb gewisser Grenzen und je nach dem Wasserzufluss oder der zum Betrieb der Arbeitsmaschine erforderlichen Kraft beliebig verstellt werden, wodurch einer grösseren oder geringeren Wassermenge Eintritt gestattet wird. Auch können durch die Schieber die Einlauföffnungen ganz geschlossen werden, doch geschieht die vollständige Abstellung der Maschine am leichtesten durch die in den Zuleitungsröhren angebrachten Drehklappen h.

Die ganze Maschine bedarf einer sehr genauen Ausführung und eben so genauer Aufstellung, so dass der Spielraum zwischen den Bogenrändern der Einläufe und dem Umfang des Tangentialrades nur einige Bruchtheile eines Millimeters beträgt, weil sonst durch diesen Spielraum sehr viel Wasser entweicht, ohne auf das Rad zu wirken. Selbst bei der eminent sorgfältigen Ausführung und Aufstellung der Tangentialräder von *Escher Wyss* und *Comp.* sprüht eine nicht unbeträchtliche Wassermenge von den Einläufen weg.

Ganz zuverlässige Versuche mit solchen Tangentialrädern sind mir nicht bekannt. Ich selbst wurde ersucht, die Ettlinger Räder zu prüfen, wurde aber durch Geschäfte daran verhindert. Herr Ingenieur *Gross* hat diese Prüfung vorgenommen, und glaubt

sehr günstige Resultate gefunden zu haben. Namentlich blieb das Güteverhältniss bei wechselndem Wasserzufluss ziemlich constant. Allein nach meiner Ansicht werden weitere Erfahrungen zeigen, dass die Nutzeffekte dieser Tangentialräder nicht so günstig sind, als bei den Vollturbinen, denn das Durchsprühen und Versprühen des Wassers kann nie ganz beseitigt werden, und da es erfahrungsgemäss feststeht, dass theilweise erfüllt arbeitende Vollturbinen ungünstige Effekte geben, so ist es ganz unmöglich, dass der Effekt der Tangentialräder jenem der erfüllt arbeitenden Vollturbinen gleich kommt.

Das beschriebene, auf Tafel XX. und XXI. dargestellte Tangentialrad ist vermittelst der Seite 124 aufgestellten Regeln berechnet und construiert, und zwar für ein Gefälle von 10 Meter und einen Wasserzufluss von 0.8 Kubik-Meter in einer Sekunde.

Für  $H = 10^m$  und  $Q = 0.8$  Kubik-Meter geben jene Formeln, wenn  $\gamma = 20^\circ$

$p = 4.5 \quad \frac{R_1}{\delta} = 3.9 \quad \frac{R_2}{R_1} = 0.82$  gesetzt wird:

$$\sin \beta = \sin 2 \alpha = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \sin \gamma = 0.230$$

$$\beta = 13.5^\circ$$

$$\alpha = 6.75$$

$$U = \sqrt{2 g H} \dots \dots \dots = 14 \text{ Meter.}$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2 \pi \sin \alpha} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)} \dots \dots \dots = 1.165$$

$$R_2 = 0.82 R_1 \dots \dots \dots = 0.955$$

$$\delta = \frac{R_1}{3.9} \dots \dots \dots = 3.0$$

$$i = 35 + 50 R_1 \dots \dots \dots = 90 \text{ (nahe)}$$

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \dots \dots \dots = 7.05$$

$$n = 9.548 \frac{v_1}{R_1} \dots \dots \dots = 58$$

**Die Turbine als Wasserhebungsmaschine.**

Die Seite 8 und 9 beschriebenen Türbinen, Tafel 3, Fig. 5 und Tafel 4, Fig. 3 und 4 können durch einige Abänderungen in Wasserhebungsmaschinen, in sogenannte Centrifugalpumpen umgewandelt werden. Schliesst man die Röhren a, nimmt ferner die Böden der Cylinder c weg, setzt diese letzteren tiefer hinab fort, bis sie in das zu hebende Wasser eintauchen, und treibt dann die Axen dieser Turbinen vermittelst irgend einer Kraftmaschine, so verwandeln sich diese Turbinen in Wasserhebungsmaschinen. Das Wasser wird nämlich durch die Centrifugalkraft herausgeschleudert und dadurch tritt am inneren Umfang der Räder eine so geringe Spannung ein, dass das Sumpfwasser durch den äusseren atmosphärischen Druck continuirlich bis zur Höhe der Räder hinaufgehoben werden kann, vorausgesetzt, dass diese Höhe kleiner ist, als die Höhe der Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre entspricht.

Diese Andeutung wird vorläufig genügen, um die Möglichkeit einzusehen, dass eine Turbine als Wasserhebungsmaschine dienen kann. Allein wenn man auf die so eben angegebene Weise eine Turbine, die als hydraulischer Receptor richtig construiert wäre, als Wasserhebungsmaschine gebrauchen wollte, würde sich dieselbe hinsichtlich des Kraftaufwandes, der zum Heben einer gewissen Quantität Wassers auf eine gewisse Höhe nothwendig wäre, als eine sehr unvortheilhafte Maschine zeigen.

Um die allgemeine Theorie der Turbine als Wasserhebungsmaschine zu erhalten, haben wir nichts zu thun, als in den Gleichungen Seite 44 bis 47 der Zusammenstellung die Zeichen von H und E<sub>n</sub> zu ändern und für h, (H + h) zu setzen, wobei dann H die wahre Hubhöhe, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gerechnet, und h die Tiefe der mittleren Horizontalebene des Rades unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal bedeutet. Da es vorzüglich von Interesse ist, die Konstruktionsverhältnisse kennen zu lernen, bei welchen eine Wasserhebungsturbine eine gute Wirkung hervorzu bringen vermag, so wollen wir uns insbesondere mit den Gleichungen C der Zusammenstellung beschäftigen, welche, wenn in denselben das Zeichen von H geändert und für h, h + H gesetzt wird, die Bedingungen angeben, bei deren Erfüllung die Nutzwirkung einer Turbinenpumpe und der absolute Effekt des Motors gleich gross ausfallen würde. Die Bedingungen sind nun:

$$\gamma = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$\delta = \delta_1$$

$$v_2 = \sqrt{-g H \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha \sin \beta}} \dots \dots \dots (2)$$

$$U = \sqrt{-gH \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)}} \dots \dots \dots (3)$$

$$\frac{q - A}{e} = -H \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)} \right\} + H + h \dots \dots \dots (4)$$

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \dots \dots \dots (5)$$

Um diesen Bedingungen zu genügen, muss man zunächst die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  so zu wählen suchen, dass  $v_2$  und  $U$  reell, und dass gleichzeitig  $s_1$  positiv ausfällt. Dies ist nur dann der Fall, wenn

$$\alpha > 90^\circ$$

und

$$\alpha + \beta < 180$$

genommen wird. Nun muss man ferner die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  innerhalb dieser Grenzen so zu wählen suchen, dass die Grössen  $v_2$  und  $s_1$ ,  $U$  keine extravaganten Werthe erhalten.

Nehmen wir z. B.  $\alpha + \beta = 180 - \beta$ , so ergibt sich:

$$v_2 = \sqrt{\frac{-gH}{\cos \alpha}} \dots \dots \dots (6)$$

$$U = \sqrt{\frac{-gH}{\cos \alpha}} \dots \dots \dots (7)$$

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \dots \dots \dots (8)$$

Nehmen wir, um die Sache noch weiter zu specialisiren:

$$\alpha = 180 - 36 \dots \dots \dots (9)$$

$$\beta = 18^\circ$$

so ergibt sich:

$$v_2 = 0.786 \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (10)$$

$$U = 0.786 \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (11)$$

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \dots \dots \dots (12)$$

Aus der Gleichung 10 folgt für die vorteilhafteste Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute:

$$n = 7.5 \frac{\sqrt{2gH}}{R_2} \dots \dots \dots (13)$$

Diese Geschwindigkeit des Rades stimmt nahe mit der vorteilhaftesten Geschwindigkeit einer Turbine von *Fourneyron* überein, die einen Halbmesser  $R_2$  hat, und unter der Einwirkung eines Gefalles  $H$  bewegt wird.

Hieraus sieht man, dass es praktisch nicht vorteilhaft sein kann, vermittelt einer Turbinenpumpe kleine Wasserquantitäten auf grosse Höhen zu heben, dagegen dürfte es in manchen Fällen, insbesondere wenn unreines Wasser in grösseren Quantitäten auf kleine Höhen zu heben ist, vorteilhaft sein, sich dieser Maschine zu bedienen.

Die Halbmesser  $R_1$  und  $R_2$ , die Anzahl der Leitkurven und die Anzahl der Radkurven, so wie auch die Höhe des Rades, können nach denselben Regeln bestimmt werden, welche für die Turbine mit Leitkurven aufgestellt worden sind.

Untersuchen wir nun noch, bei welchen Konstruktionsverhältnissen eine Turbine ohne Leitkurven, als Pumpe wirkend, ein günstiges Resultat verspricht.

Da für  $\alpha = 90^\circ$  die Bedingungsgleichungen C der Zusammenstellung nicht realisiert werden können, so geht hieraus hervor, dass es auch bei der als Pumpe wirkenden Turbine ohne Leitkurven nicht möglich ist, allen Anforderungen zu entsprechen; wir begnügen uns also auch hier damit, die Turbinenpumpe so einzurichten, dass das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt, und lassen es uns gefallen, dass das Wasser bei seinem Austritt aus dem Rade noch eine gewisse Geschwindigkeit besitzen wird.

Für diese Voraussetzung geben die Gleichungen D der Zusammenstellung, wenn in denselben  $H$  negativ genommen wird, die wichtigsten Umstände an, welche zu einem günstigen Resultat führen können; wir erhalten:

$$\frac{u_1}{v_1} = p \dots \dots \dots (14)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1-p^2}} \dots \dots \dots (15)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \tan \beta v_1 \dots \dots \dots (16)$$

$$s_1 = \frac{Q}{i_1 \delta_1 v_1 p k_1} \dots \dots \dots (17)$$

$$\frac{\text{Effekt des Motors}}{\text{Nutzefekt der Pumpe}} = 2 \frac{p-1}{p^2-1} \dots \dots \dots (18)$$

Damit  $v_1$  nicht imaginär wird, muss  $p < 1$  sein, d. h. wenn das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt, besitzt es bei seinem Austritt relativ gegen die Radkurven eine Geschwindigkeit, die kleiner ist, als die äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades.

Nehmen wir  $p = 0.5$ , so geben die letzten Formeln:

$$v_1 = 1.15 \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (19)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \tan \beta v_1 \dots \dots \dots (20)$$

$$s_1 = \frac{2Q}{i_1 \delta_1 v_1 k_1} \dots \dots \dots (21)$$

$$\frac{\text{Nutzefekt der Pumpe}}{\text{Effekt des Motors}} = 0.75 \dots \dots \dots (22)$$

Vergleicht man diesen Werth von  $v_1$  mit dem für die Pumpe mit Leitkurven aufgefundenen Werth von  $v_2$ , so sieht man, dass die Maschine ohne Leitkurven noch schneller bewegt werden muss, als die andere.

Meistens werden diese Centrifugalpumpen so eingerichtet, dass sie keine Leitschaufeln erhalten, und dass die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades unter einem rechten Winkel schneiden.

Die relativ vorteilhafteste Anordnung solcher Pumpen ergibt sich aus unseren allgemeinen Formeln, Seite 45 und 46, wenn wir in dieselben setzen:

$$\alpha = 90^\circ, \quad \beta = 90^\circ, \quad \gamma = 0, \quad \Omega_k = \Omega_1, \quad -H \text{ statt } +H$$

Dann wird:

$$\zeta = 0, \quad n = 0, \quad m = 0, \quad A = 1, \quad B = 1, \quad C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2, \quad D = 0$$

und die Gleichungen, Nr. 18 bis 21, Seite 46, geben:

$$(x)_{\max r} = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{R_2}{R_1} \left(1 + \frac{R_2}{R_1}\right)} \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{(v_1)_{\max r}}{\sqrt{2gH}} = \frac{1}{\sqrt{2 \frac{R_2}{R_1} \left(1 + \frac{R_2}{R_1}\right)}} \dots \dots \dots (2)$$

$$\left(\frac{E_n}{\rho Q H}\right)_{\max r} = \frac{1}{1 + \frac{R_2}{R_1}} \dots \dots \dots (3)$$

woraus man sieht, dass es in diesem Falle vorteilhaft ist, den äusseren Halbmesser  $R_2$  im Verhältniss zum inneren sehr gross zu halten.

**Theorie der Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln.**

Der Ventilator ist eine Maschine, vermittelt welcher atmosphärische Luft, oder eine andere Gasart, von einem Orte nach einem andern gebracht, und dabei mehr oder weniger verdichtet wird.

Der Zweck eines solchen Lufttransportes kann sein:

1. Lufterneuerung in verschiedenen Lokalitäten.
2. Luftverdünnung in einem gewissen Raum.
3. Einen gewissen Raum continuirlich mit verdichteter atmosphärischer Luft zu versehen.

In dem ersten und zweiten Fall wird eine gewisse Gasart aus einem gewissen Raum durch die Maschine aufgesaugt, und in die freie atmosphärische Luft gebracht. In dem dritten Falle wird aus dem freien Raume atmosphärische Luft aufgesaugt, und in verdichtetem Zustande nach einem geschlossenen Raum gebracht.

Der Hauptbestandtheil des Centrifugalventilators ist ein mit Flügeln aus Blech versehenes Rad, das sehr schnell um seine Axe bewegt wird.

Wenn der Ventilator zur Lufterneuerung oder Luftveränderung dienen soll, communicirt der innere Raum des Rades mit dem Raume, aus welchem die Luft weggeschafft werden soll, dagegen der äussere Umfang des Rades mit der freien atmosphärischen Luft. Wenn dagegen der Ventilator als Gebläse wirken soll, communicirt der innere Raum des Rades mit der freien Luft, dagegen der äussere Raum, welcher das Rad umgibt, mit dem Ort, nach welchem die Luft im verdichteten Zustande gebracht werden soll.

Die Wirkungsart der Maschine besteht in allen Fällen darin, dass durch die schnelle drehende Bewegung des Flügelrades die zwischen den Flügeln befindliche Luft gegen den äusseren Umfang getrieben, und daselbst an ihren Bestimmungsort gebracht wird, während gleichzeitig durch die Luftverdünnung, die in der Nähe der Axe entsteht, neue Luft aus dem Raum eintritt, welcher mit dem inneren Raum des Rades communicirt.

In der neueren Zeit sind bekanntlich zu dem Betrieb der Cupolöfen in den Eisen-giessereien die Ventilatoren mit ebenflächigen Flügelrädern allgemein in Anwendung gekommen. Diese Konstruktionsart ist aber hinsichtlich des Kraftaufwandes, den der Betrieb erfordert, sehr unvollkommen, weil die Flügel mit extravaganter Geschwindigkeit gegen die in der Nähe der Axe in das Rad eintretende Luft schlagen, und weil die Luft mit grosser Geschwindigkeit aus dem Rade geschleudert wird. Diese Einrichtung der Ventilatoren mit ebenflächigem Flügelrade ist insbesondere sehr nachtheilig, wenn die Maschine als Saugapparat oder zur Luftreinigung dienen soll, in welchen Fällen die aufgesaugte Luft in die freie Luft geschafft wird; denn der Kraftaufwand, welcher erforderlich ist, um der Luft die Geschwindigkeit zu ertheilen, welche sie beim Entweichen aus der Maschine besitzt, ist rein verloren.

J. Combe, Ingenieur des Mines, ist durch diese Unvollkommenheiten der gewöhnlichen Ventilatoren auf die Idee geleitet worden, den Ventilatoren eine ähnliche Einrichtung zu geben, wie die Turbinen mit oder ohne Leitschaufeln haben, um dadurch den Stoss beim Eintritt der Luft in das Rad und die grosse Geschwindigkeit bei ihrem Austritt zu beseitigen. Die *Annales des mines* enthalten mehrere ausgedehnte Abhandlungen von Combe über diesen Gegenstand.

Da die Theorie, welche Combe über die Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln gibt, unvollständig ist, indem sie nicht alle Bedingungen angibt, welche erfüllt werden müssen, damit die Luft ohne Stoss eintritt, so scheint es mir nicht unpassend zu sein, mit den Turbinen auch die denselben nachgebildeten Ventilatoren zu behandeln.

Ich werde mich jedoch darauf beschränken, die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, weil diess für die praktische Ausführung der Ventilatoren vorzugsweise von Wichtigkeit ist.

Für die Bezeichnung der Dimensionen der Maschine, der verschiedenen Winkel und der Geschwindigkeiten, welche zu betrachten sind, wählen wir dieselben Buchstaben, welche bei der Theorie der Turbine angenommen worden sind. Zu diesen Bezeichnungen kommen für den Ventilator noch folgende dazu:

$\theta$  die Temperatur der Luft.

$\mu p = \frac{p}{10335} \frac{1.3}{1 + 0.00375 \theta}$  das Gewicht von einem Kubik-Meter atmosphärischer Luft bei  $\theta^\circ$  Temperatur, und unter einem auf 1 Quadrat-Meter bezogenen Druck p.

P der Druck, welchen die Luft in dem Raum, aus welchem sie durch den Ventilator wegzuschaffen ist, auf 1 Quadrat-Meter ausübt.

$p_2$  die auf 1 Quadrat-Meter bezogene Spannung am innern Umfang des Rades.

$p_1$  die auf 1 Quadrat-Meter bezogene Spannung am äusseren Umfang des Rades.

L die Luftmenge in Killogrammen, welche in 1" durch den Ventilator weggeschafft werden soll.

Wir nehmen für den Ventilator eine Einrichtung an, die im Allgemeinen mit jener einer Fourneyron'schen Turbine mit Leitkurven übereinstimmt, und machen die gleichen Voraussetzungen, welche wir der Theorie dieser Turbine vorausgeschickt haben.

*Entwicklung der Theorie.*

Da im Beharrungszustande der Bewegung, welchen wir voraussetzen, durch alle Querschnitte  $\Omega_1, \Omega_2$  gleiche Luftmengen (dem Gewicht nach) gehen, so ist, wenn die Temperatur der Luft unveränderlich angenommen wird:

$$\Omega U \mu p_2 = \Omega_2 u_2 \mu p_2 = \Omega_1 u_1 \mu p_1 \dots \dots \dots (1)$$

hieraus folgt:

$$\left. \begin{aligned} U &= u_1 \frac{\Omega_1 p_1}{\Omega p} \\ u_2 &= u_1 \frac{\Omega_1 p_1}{\Omega_2 p_2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

Nach bekannten Gesetzen über die Bewegung der Luft ist:

$$U = \sqrt{2 \frac{g}{\mu} \lognat \left( \frac{P}{p_2} \right)} \dots \dots \dots (3)$$

Zerlegt man U in zwei Geschwindigkeiten, von denen die eine den inneren Umfang des Rades und die andere die Radkurve in ihrem Anfangspunkt berührt, so muss erstere =  $v_2$ , letztere =  $u_2$  sein, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Bedingungen, dass die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, sind demnach:

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= U \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \\ u_2 &= U \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

Zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit  $u_1$ , mit welcher die Luft das Ende der Radkanäle erreicht, findet man auf demselben Wege, der bei der Theorie der Turbine verfolgt wurde, folgende Gleichung:

$$u_1^2 = u_2^2 + \frac{2g}{\mu} \lognat \frac{p_2}{p_1} + v_1^2 - v_2^2 \dots \dots \dots (5)$$

Für die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, ist:

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos \gamma \dots \dots \dots (6)$$

Der Nutzeffekt, welcher nothwendig ist, um die Luftmenge L während sie durch das Rad geht, von der Dichte, die der Pressung P entspricht, bis zur Dichte, die der Pressung  $p_1$  entspricht, zu comprimiren, und ihr eine Geschwindigkeit w zu ertheilen, ist:

$$E = \frac{L}{\mu} \lognat \frac{P}{p_1} + \frac{L}{2g} w^2 \dots \dots \dots (7)$$

Diese Gleichungen, auf eine zweckmässige Weise combinirt, führen uns zu den Hauptbedingungen einer zweckmässigen Construction des Ventilators. Zu diesem Zweck nehmen wir zunächst, um w möglichst klein zu machen,  $\gamma = 0$  an; dann folgt aus (6)

$$w_1 = u_1 - v_1 \dots \dots \dots (8)$$

Ferner wollen wir festsetzen, dass zwischen  $u_1$  und  $v_1$  ein bestimmtes Verhältniss stattfinden soll, und setzen desshalb:

$$\frac{u_1}{v_1} = p \dots \dots \dots (9)$$

Aus den Gleichungen 4 folgt durch Division:

$$\frac{u_2}{v_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}$$

Diese Gleichung gibt, wenn man berücksichtigt, dass

$$v_2 = v_1 \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \text{ ist:}$$

$$u_2 = v_1 \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \dots \dots \dots (10)$$

Nun ist ferner:

$$\lognat. \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \frac{P_2}{P} \right) = \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) - \lognat. \left( \frac{P}{P_2} \right)$$

Diese Gleichung verwandelt sich mit Berücksichtigung von 3 in folgende:

$$\lognat. \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) - \mu \frac{U^2}{2g}$$

Es ist aber wegen der ersten der Gleichungen 4

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)}$$

man findet demnach:

$$\lognat. \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) - \frac{\mu}{2g} v_1^2 \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)} \dots \dots \dots (11)$$

Die Resultate der Gleichungen 9, 10 und 11 in 5 eingeführt, findet man:

$$v^2 v_1^2 = v_1^2 \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2(\alpha + \beta)} + \frac{2g}{\mu} \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) - v_1^2 \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \times \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)} + v_1^2 \left[ 1 - \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right]$$

und hieraus folgt nach einigen Reduktionen

$$v_1 = \sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu} \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right)}{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} + v^2 - 1}} \dots \dots \dots (12)$$

Nun ergibt sich ferner, weil  $U = v_2 \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}$  ist:

$$U = \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu} \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right)}{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} + v^2 - 1}} \dots \dots \dots (13)$$

Führt man diesen Werth von  $v_1$  in die früher aufgefundene Gleichung 11 ein, so ergibt sich:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)}}{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} + v^2 - 1} \right\} \dots \dots \dots (14)$$

Aus den Gleichungen 1 und 4 findet man:

$$\frac{\Omega}{\Omega_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots (15)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{U P_2}{u_1 P_1} = \frac{U}{v_1} \frac{1}{v} \frac{P_2}{P_1}$$

Diese letzte Gleichung wird wegen 12, 13, 14:

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{1}{v} \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2(\alpha + \beta)}}{\left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} + v^2 - 1} \right\} \dots \dots (16)$$

Die Gleichung 7 wird endlich:

$$E = \frac{L}{\mu} \lognat. \left( \frac{P_1}{P} \right) + \frac{L}{2g} v_1^2 (v - 1)^2 \dots \dots \dots (17)$$

Die Bedeutung dieser Gleichungen ist folgende:

Die Gleichung 12 bestimmt die Geschwindigkeit, mit welcher sich ein Punkt am äusseren Umfang des Rades bewegt, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Gleichung 13 bestimmt die Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus den Leitkurvenkanälen.

Die Gleichung 14 bestimmt die Pressung zwischen den Lufttheilchen am inneren Umfang des Rades.

Die Gleichungen 15 und 16 bestimmen gewisse Verhältnisse, welche zwischen den Querschnitten  $\Omega, \Omega_1, \Omega_2$  vorhanden sein müssen, damit die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt.

Die Gleichung 17 bestimmt endlich den Effekt, welcher zum Betriebe des Ventilators notwendig ist.

Für einen Ventilator, der als Saugapparat (z. B. bei Papiermaschinen) oder zur Luftreinigung dient, ist es hinsichtlich der Oekonomie der Betriebskraft sehr gut, wenn die Luft ohne absolute Geschwindigkeit am Umfang des Rades austritt. Für diesen Fall ist:  $v = 1$  und dann werden die Gleichungen 12 bis incl. 17:

$$v_1 = \frac{R_1}{R_2} \sqrt{\frac{g}{\mu} \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha \sin \beta}} \dots \dots \dots (18)$$

$$U = \sqrt{\frac{g}{\mu} \lognat. \left( \frac{P}{P_1} \right) \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)}} \dots \dots \dots (19)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin(\alpha + \beta)} \right\} \dots \dots \dots (20)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Omega}{\Omega_2} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots (21) \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} \right\} \dots \dots \dots (22) \\ E &= \frac{L}{\mu} \operatorname{lognat} \left( \frac{P_1}{P} \right) \dots \dots \dots (23) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (A)$$

Da  $\operatorname{lognat} \left( \frac{P}{P_1} \right)$  negativ ist, so muss, damit U und v, reel und  $\Omega$ , positiv ausfällt,

$$\alpha > 90^\circ$$

$$\alpha + \beta < 180$$

genommen werden.

Diese Gleichungen geben die Bedingungen an für die vorteilhafteste Konstruktion eines Ventilators. Will man, um eine möglichst einfache Konstruktion zu erhalten, die Leitkurven ganz weglassen, so ist  $\alpha = 90$ ; aber dann kann  $\nu$  nicht mehr = 1 werden, weil die Werthe von v, und U imaginär  $\infty$  würden. Setzen wir also in den Gleichungen 12 bis 17  $\alpha = 90^\circ$ , so erhalten wir folgende

*Gleichungen für die Konstruktion eines Ventilators ohne Leitschaufeln.*

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \sqrt{\frac{2g}{\mu(\nu^2 - 1)}} \operatorname{lognat} \left( \frac{P}{P_1} \right) \dots \dots \dots (24) \\ U &= \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta \sqrt{\frac{2g}{\mu(\nu^2 - 1)}} \operatorname{lognat} \left( \frac{P}{P_1} \right) \dots \dots \dots (25) \\ \frac{P_2}{P_1} &= \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{1}{(\nu^2 - 1)} \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \operatorname{tang}^2 \beta \right\} \dots \dots \dots (26) \\ \frac{\Omega_2}{\Omega} &= \sin \beta \dots \dots \dots (27) \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{1}{\nu} \left( \frac{R_2}{R_1} \right) \operatorname{tang} \beta \left( \frac{P}{P_1} \right) \left\{ 1 - \frac{1}{(\nu^2 - 1)} \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \operatorname{tang}^2 \beta \right\} \dots \dots \dots (28) \\ E &= \frac{L}{\mu} \operatorname{lognat} \left( \frac{P_1}{P} \right) + \frac{L}{2g} v_1^2 (\nu - 1)^2 = \frac{L}{\mu} \operatorname{lognat} \left( \frac{P_1}{P} \right) \frac{2}{\nu + 1} \dots \dots \dots (29) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (B)$$

In allen diesen Formeln muss  $\nu$  kleiner als Eins angenommen werden.

Diese Formeln sind für den praktischen Gebrauch zu kompliziert, sie werden aber sehr einfach, wenn man für  $\alpha \beta \mu$  bestimmte Werthe annimmt, und  $\operatorname{lognat} \left( \frac{P}{P_1} \right) = -$

$\left( 1 - \frac{P}{P_1} \right)$  setzt, was in allen praktischen Fällen geschehen darf, weil jederzeit die Pressungen  $p_1$  und P nur wenig von einander abweichen. Auf diese Weise erhält man folgende Resultate:

*Annäherungsformeln für Ventilatoren ohne Leitkurven.*

Diese Ventilatoren ohne Leitkurven sind am geeignetsten als Gebläse zu dienen, weil es in diesem Falle von keinem Nachtheil ist, wenn die Luft bei ihrem Austritt aus dem Rade Geschwindigkeit besitzt.

Setzen wir:  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\beta = 6^\circ$ ,  $\nu = 0.6$ ,  $\operatorname{lognat} \frac{P}{P_1} = - \left( 1 - \frac{P}{P_1} \right)$ ,  $\theta = 12^\circ$ ,  $\mu = \frac{1}{8307}$ , so geben die Formeln B:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= 504 \sqrt{1 - \frac{P}{P_1}} \\ N &= 9.548 \frac{v_1}{R_1} \\ U &= 53 \frac{R_2}{R_1} \sqrt{1 - \frac{P}{P_1}} \\ p_2 &\text{ sehr nahe} = P \\ \frac{\Omega_2}{\Omega} &= 0.1 \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= 0.175 \frac{R_2}{R_1} \left( \frac{P}{P_1} \right) \\ E &= 10384 L \left( \frac{P_1}{P} - 1 \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (C)$$

Da dieselben die Halbmesser  $R_2$  und  $R_1$  unbestimmt lassen, so müssen wir wiederum suchen, durch Nebenbetrachtungen zu passenden Regeln für diese Dimensionen zu gelangen.

Die Grösse des Ventilators, welche vorzugsweise durch  $R_1$  bestimmt wird, richtet sich nach der Luftmenge, die eingesaugt und ausgeblasen werden soll. Macht man das Rad zu klein, so muss die Luft mit grosser Geschwindigkeit in dasselbe einströmen; man findet nicht genug Raum, um den Austrittsöffnungen die nothwendige Grösse zu geben, und die Geschwindigkeit des Rades wird ausserordentlich gross. Macht man das Rad sehr gross, so erhält die Maschine unpraktische Verhältnisse, indem z. B. die Dimensionen der Austrittsöffnungen gegen den Halbmesser des Rades fast verschwindend klein ausfallen.

Lässt man auch hier die Grundsätze gelten, welche bei der Bestimmung der Halbmesser der Turbinen aufgestellt worden sind, so kann man für die Berechnung von  $R_1$  folgende Formel benutzen:

$$R_1 = 0.35 \sqrt{L}$$

Für das Verhältniss  $\frac{R_2}{R_1}$  kann man ungefähr den Werth  $\frac{7}{8}$  nehmen, so dass man also hat:

$$R_2 \text{ ungefähr} = \frac{7}{8} R_1$$

*Annäherungsformeln für Ventilatoren mit Leitschaufeln.*

Da diese Maschinen in ihrem Bau viel zusammengesetzter sind als die vorhergehenden, so soll man sie auch nur dann anwenden, wenn mit den einfacheren Anordnungen der Zweck nicht gut erreicht werden kann.

Ist die Bestimmung des Ventilators, in einem gewissen Raum eine Lufterneuerung, Luftreinigung oder Luftverdünnung hervorzubringen, so ist es für eine vortheilhafte Benutzung eines Motors zuträglich, wenn die aus dem Raume aufgesaugte Luft ohne Geschwindigkeit in die freie atmosphärische Luft gebracht wird. Dies ist aber nur mit Ventilatoren gut möglich, die Leitkurven haben; diese soll man daher nur dann anwenden, wenn sehr grosse Luftquantitäten aus irgend einem Raum in die freie atmosphärische Luft gebracht werden sollen. Für kleinere Luftmengen ist der Vortheil einer besseren Benutzung des Motors gar nicht in Anschlag zu bringen gegen die Nachteile, die aus der grösseren Complication der Maschine hervorgehen. Um zur Berechnung der wichtigsten Dimensionsn einfache Regeln zu erhalten, ist es auch hier wiederum am zweckmässigsten, für  $\alpha$  und  $\beta$  bestimmte passende Annahmen zu machen, und lognat  $\left(\frac{P}{P_1}\right) = - \left(1 - \frac{P}{P_1}\right)$  zu setzen.

Nehmen wir nun an:

$$\beta = 12^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - 24^\circ$$

$$p = 1$$

$$u = \frac{1}{8307}$$

so erhalten wir aus den Gleichungen A folgende einfache Resultate:

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= 300 \sqrt{1 - \frac{P}{P_1}} \\ U &= 300 \sqrt{1 - \frac{P}{P_1}} \\ \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{P}{P_1}\right)^{1.55} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (D)$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = 0.51$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{R_2}{R_1} \left(\frac{P}{P_1}\right)^{1.55}$$

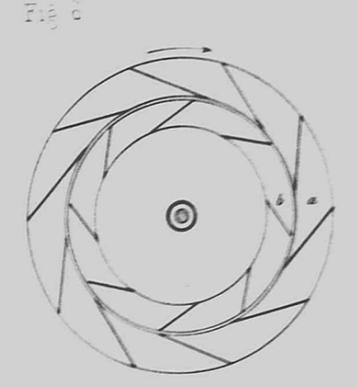
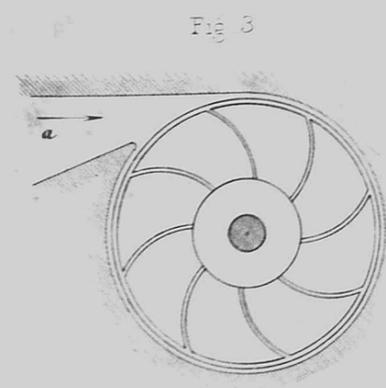
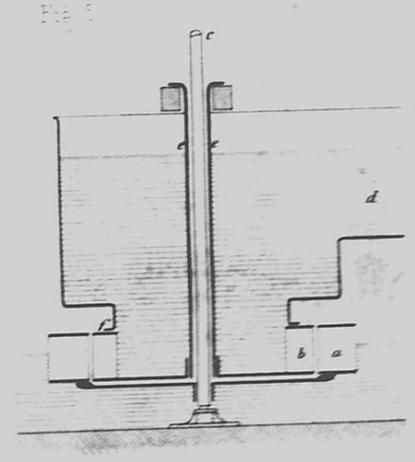
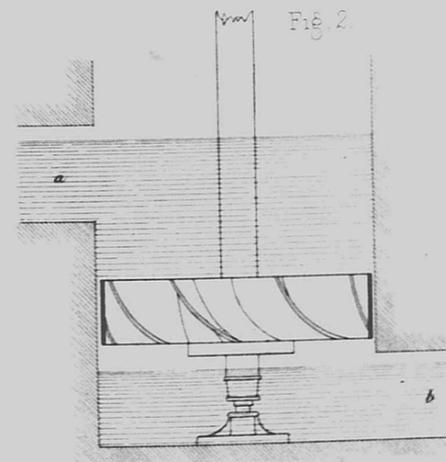
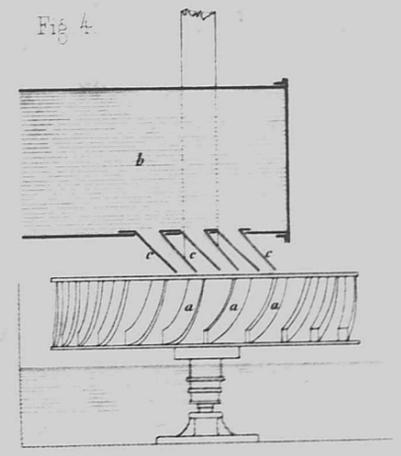
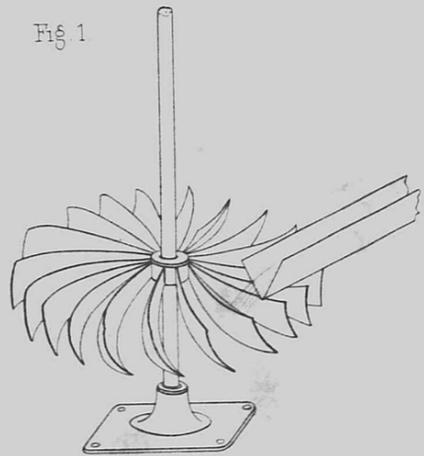
$$\mathfrak{R} = \frac{2860}{R_2} \sqrt{1 - \frac{P}{P_1}}$$

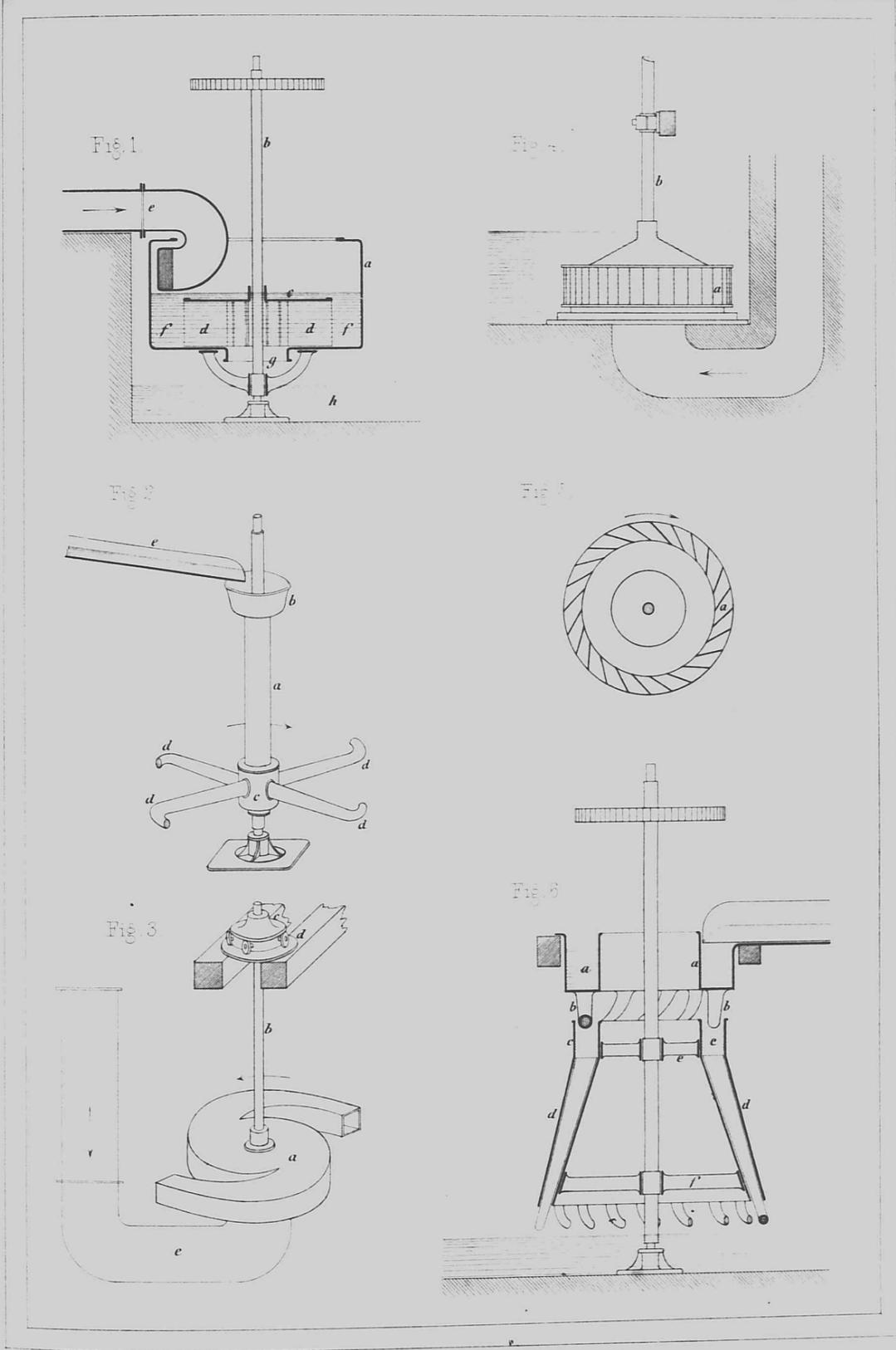
$$E = 8307 L \left(\frac{P_1}{P} - 1\right)$$

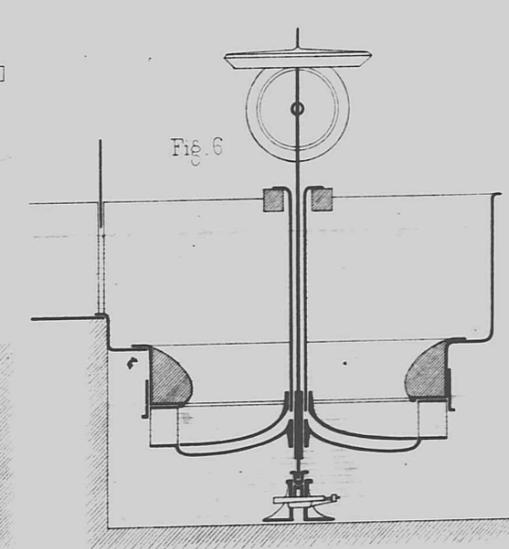
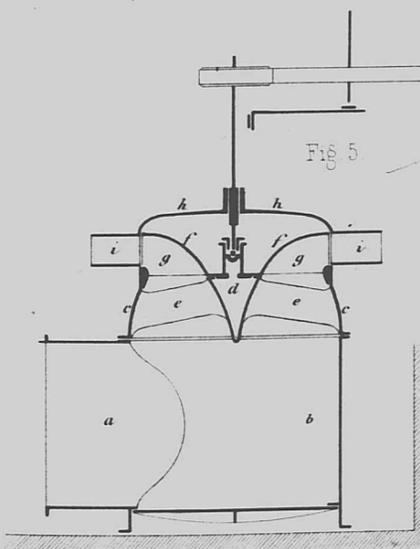
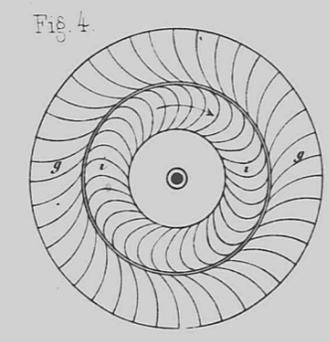
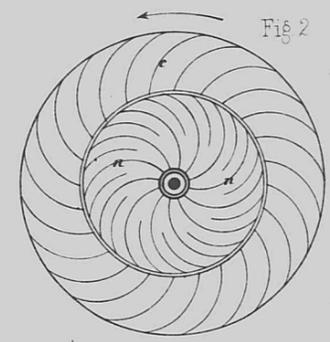
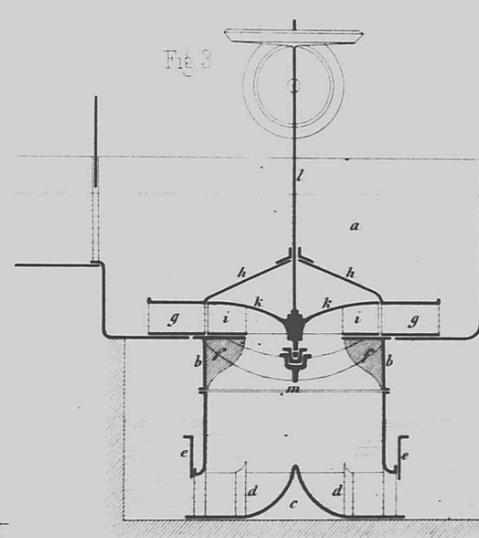
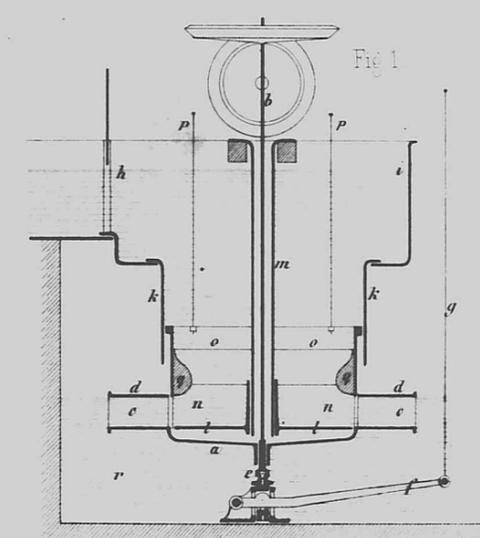
Zur Bestimmung von  $R_1$  und  $R_2$  kann man hier folgende Regeln gelten lassen:

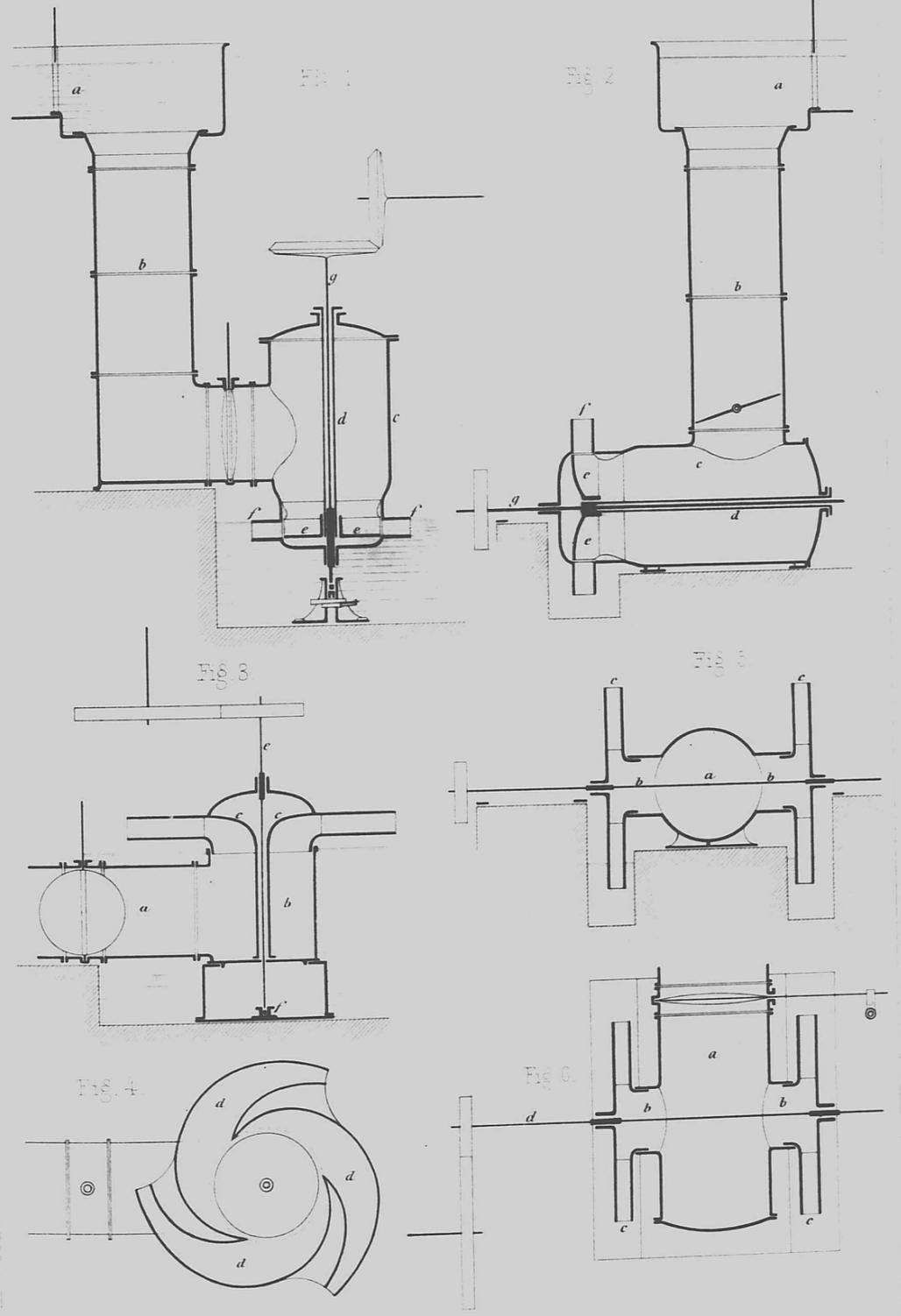
$$R_1 = 0.215 \sqrt{L}$$

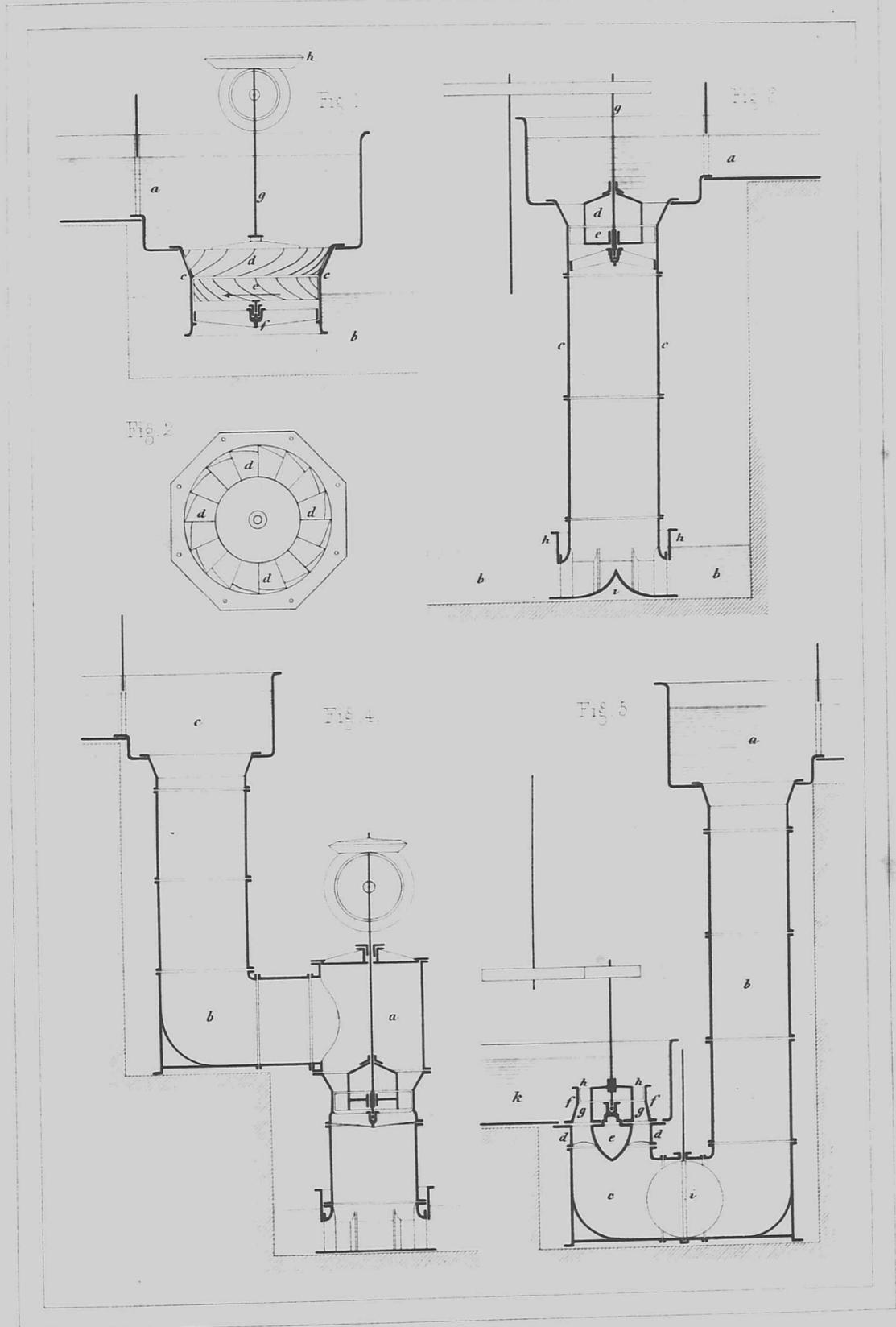
$$R_2 = \frac{7}{8} R_1$$

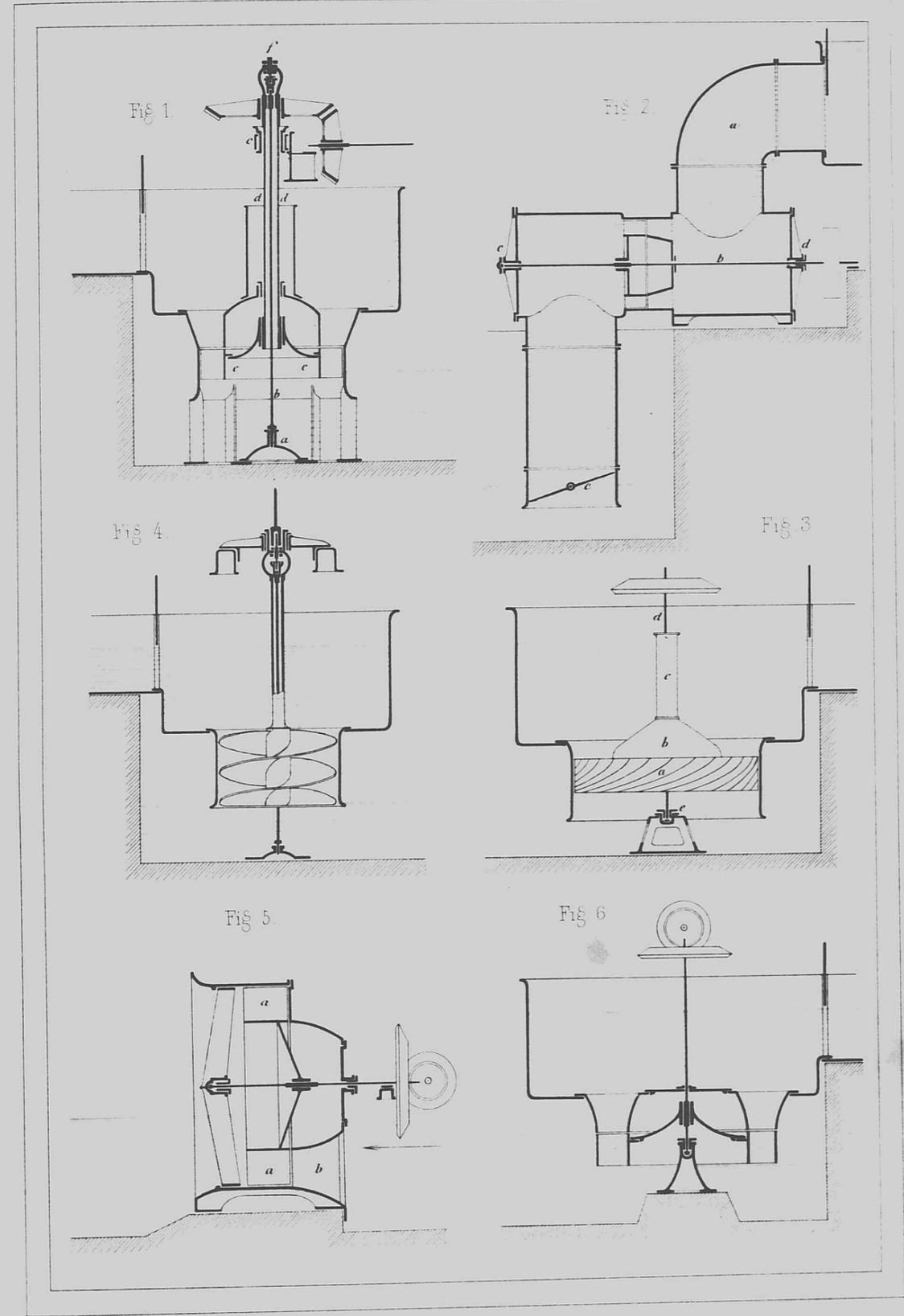


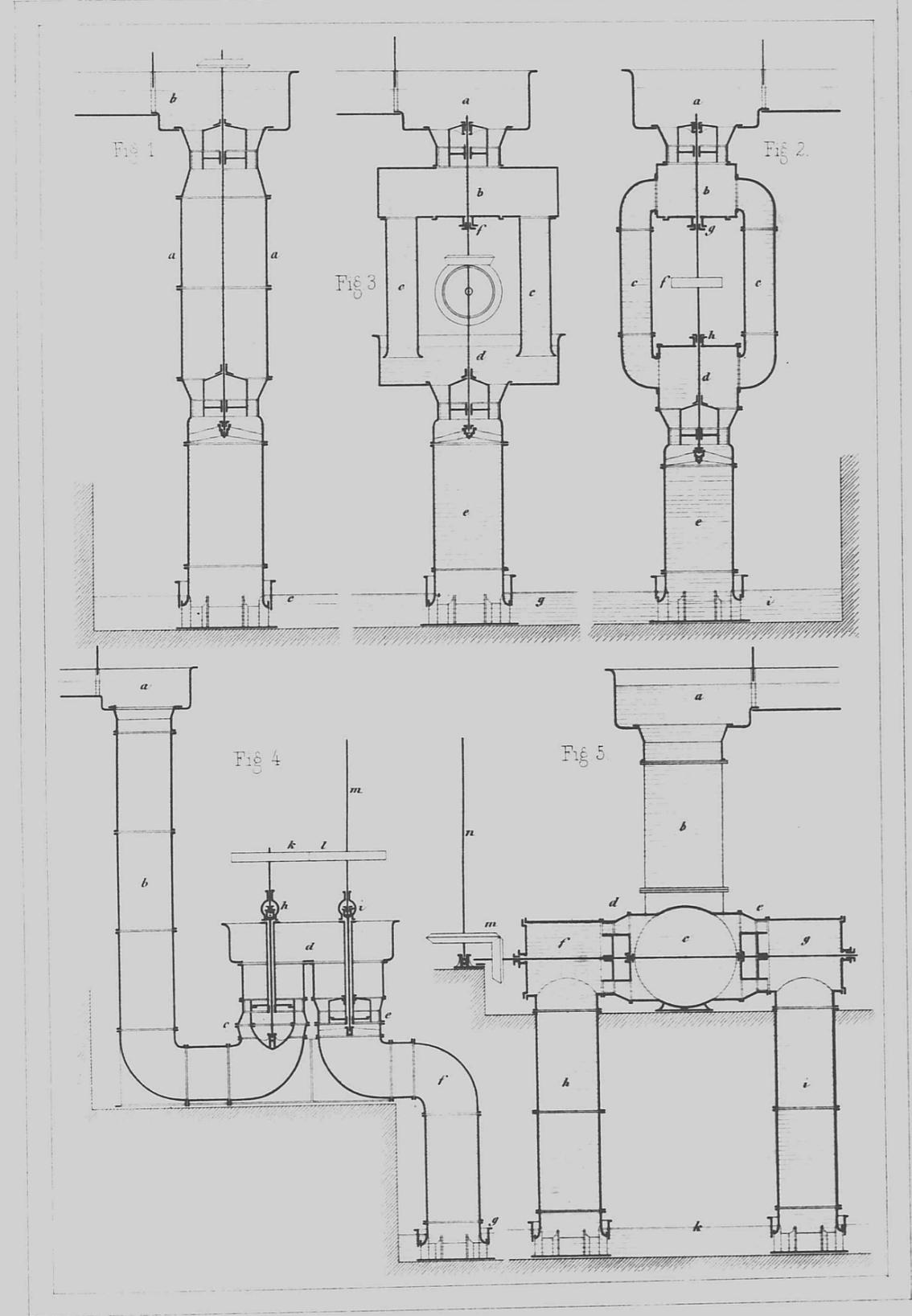


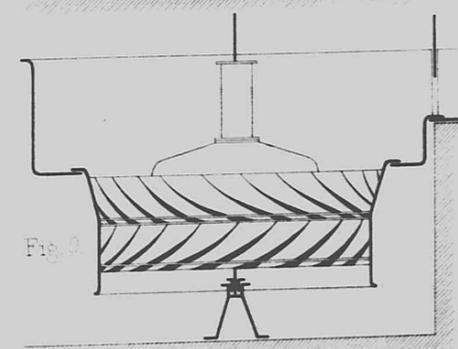
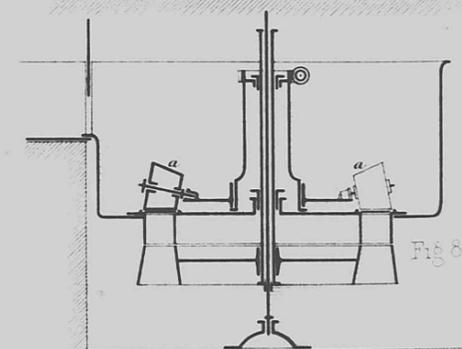
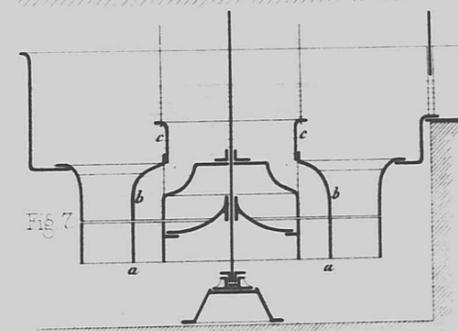
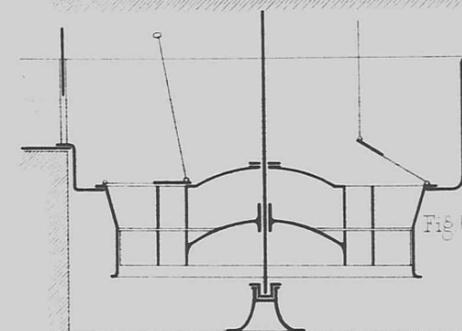
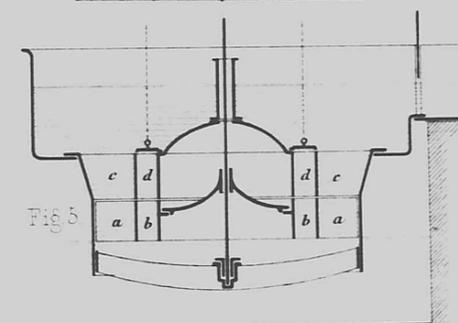
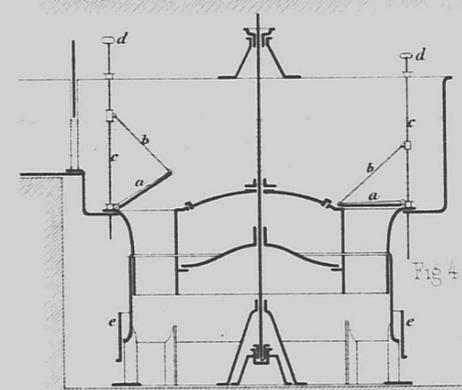
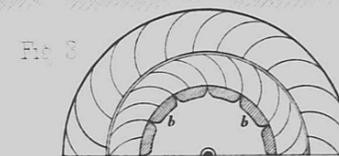
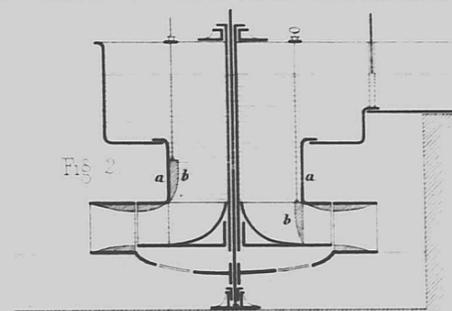
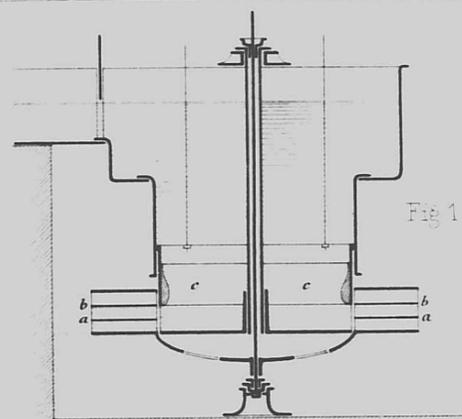


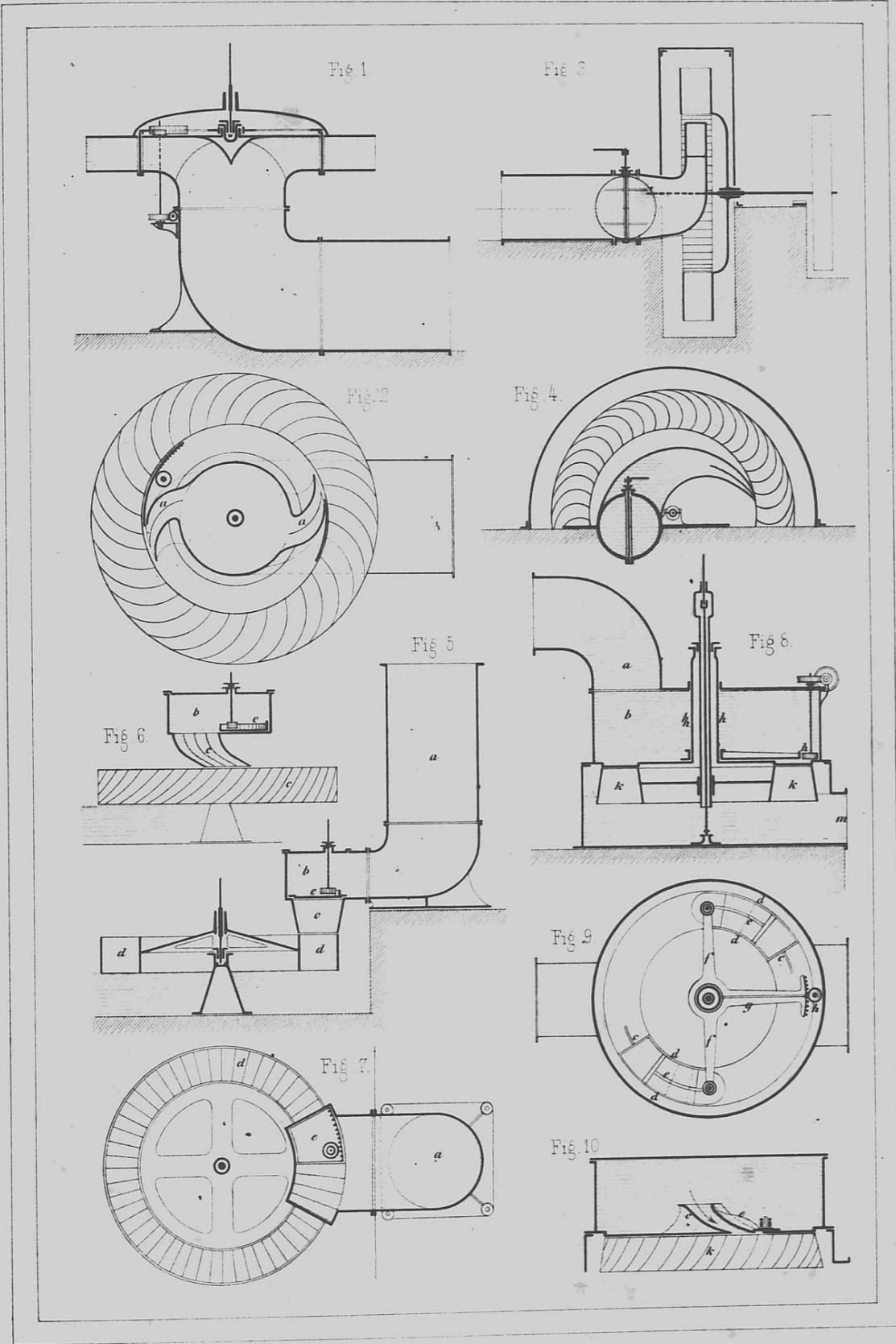












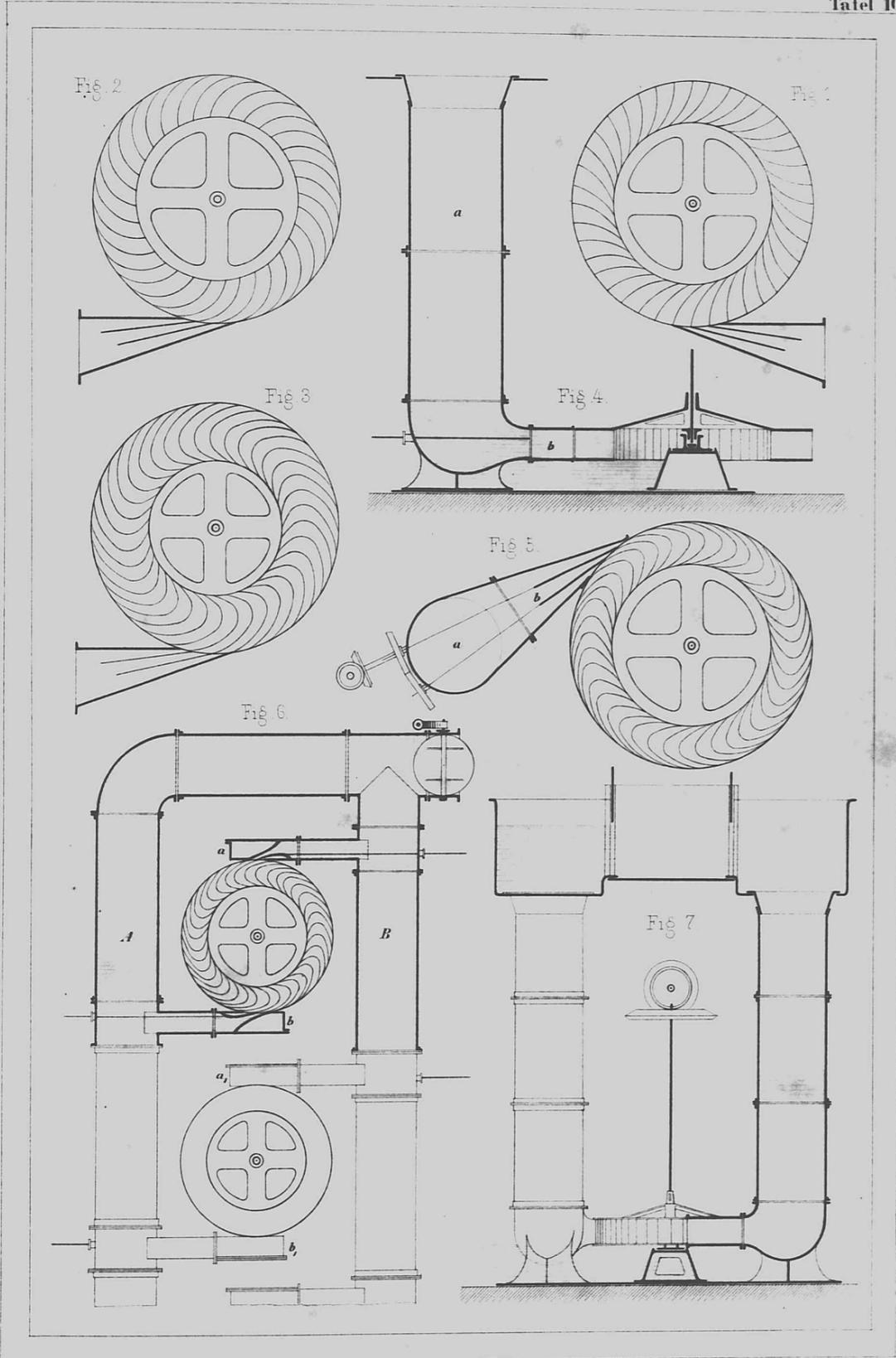


Fig 1.

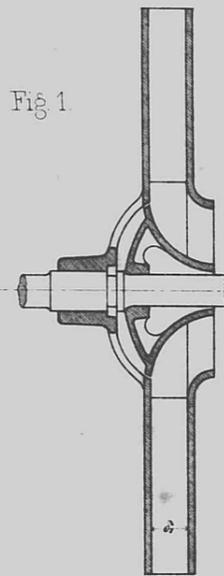


Fig 2.

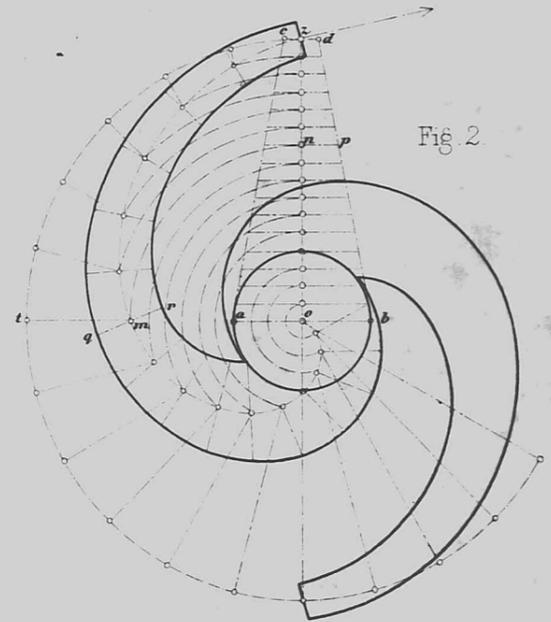


Fig 3.

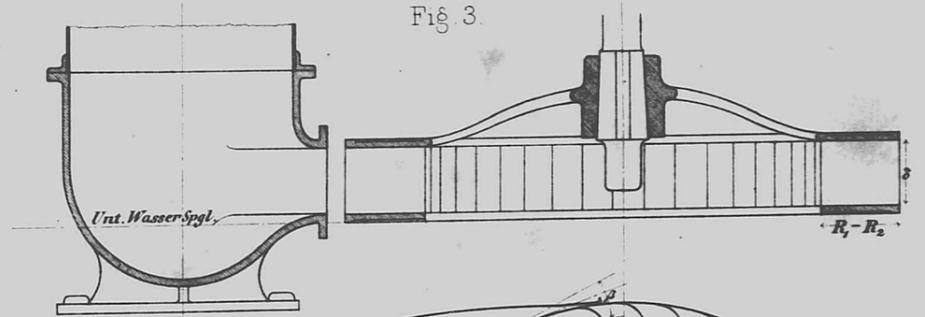


Fig 4.

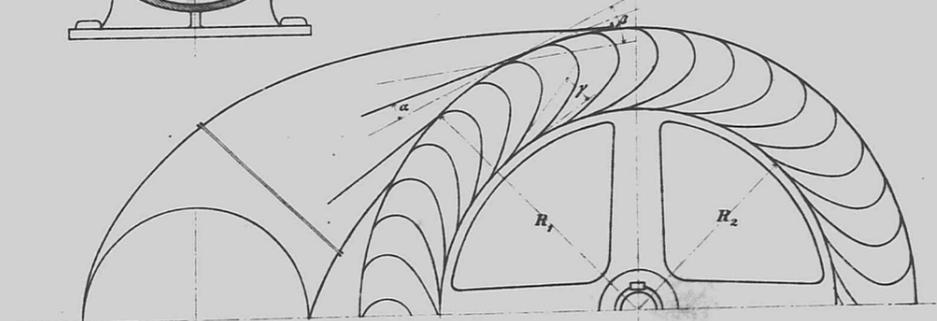
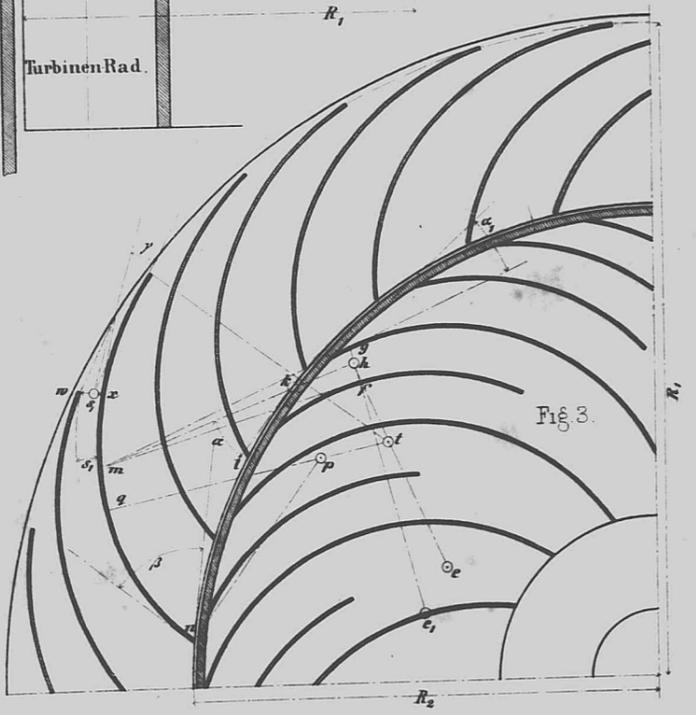
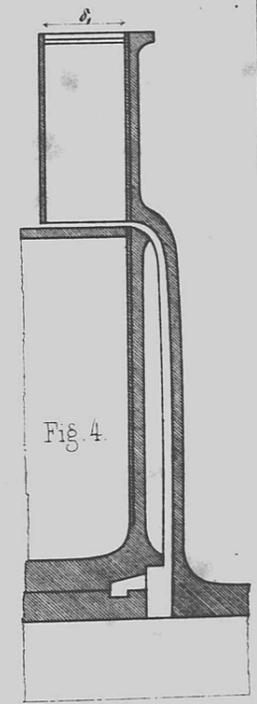
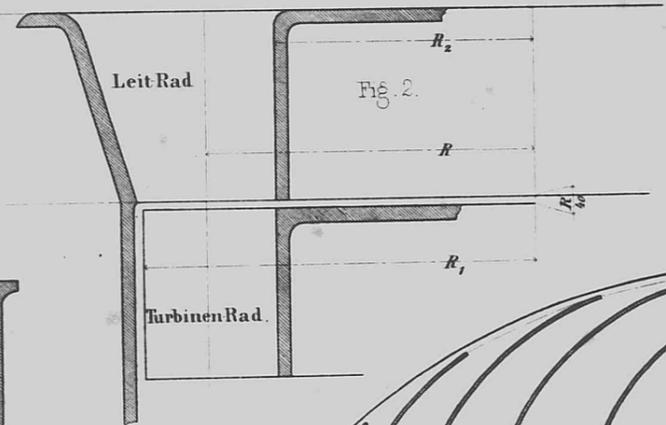
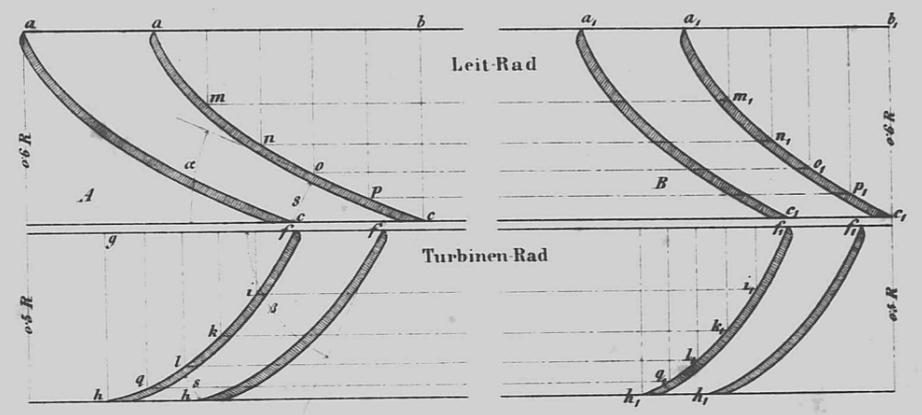
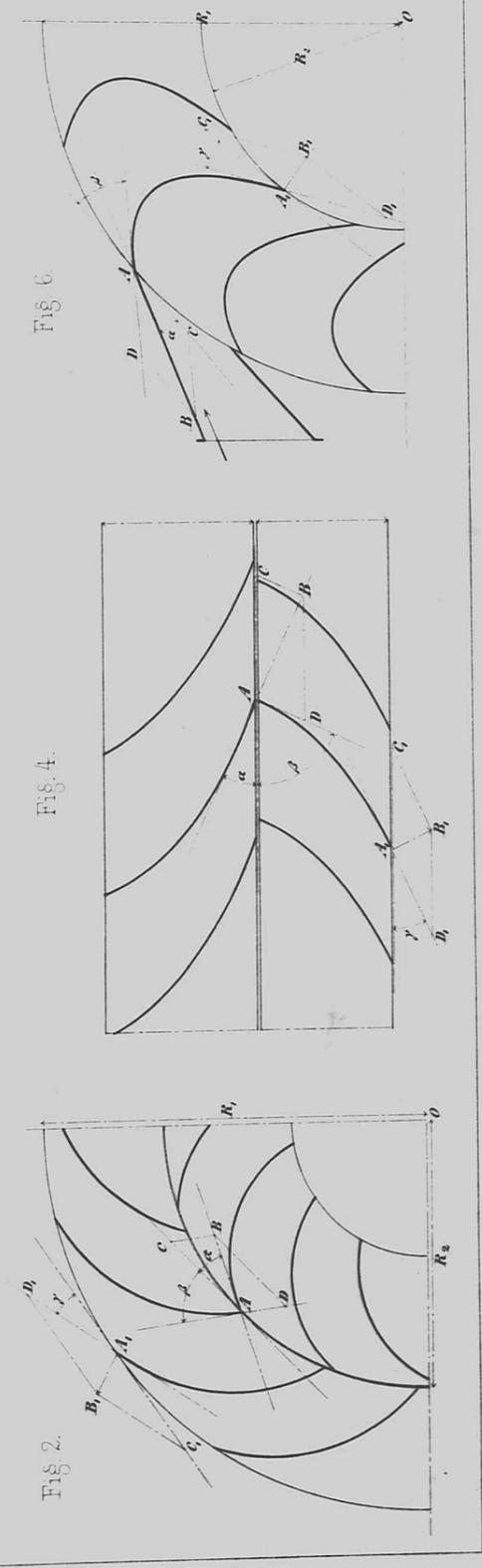
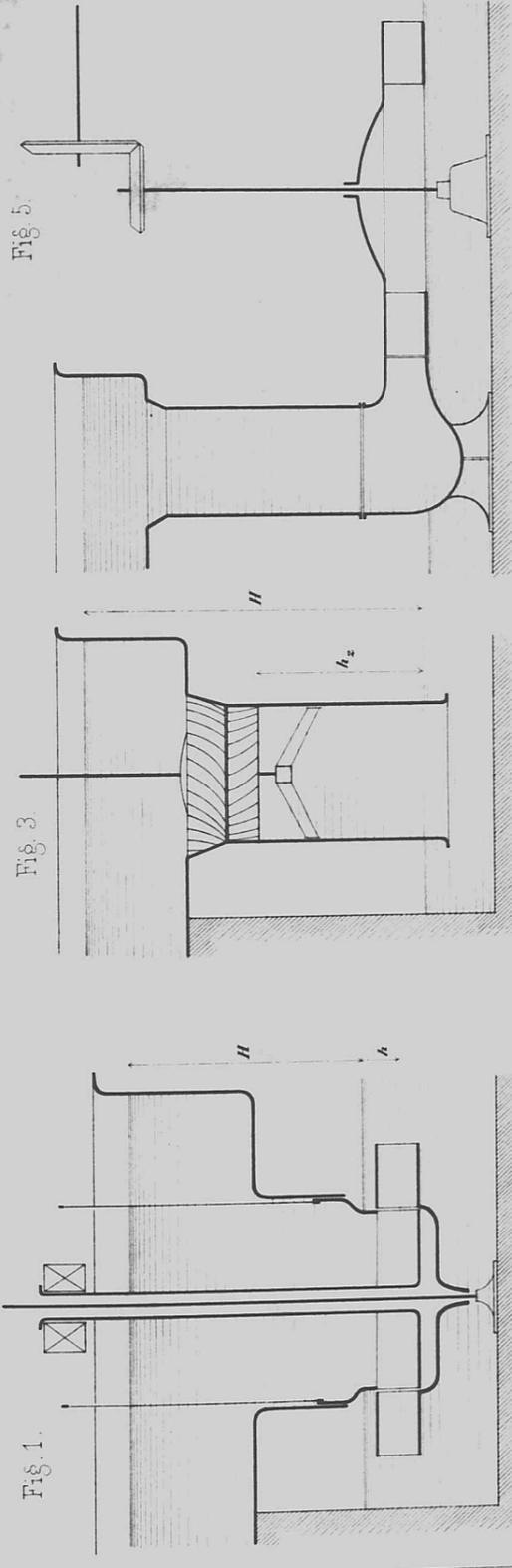
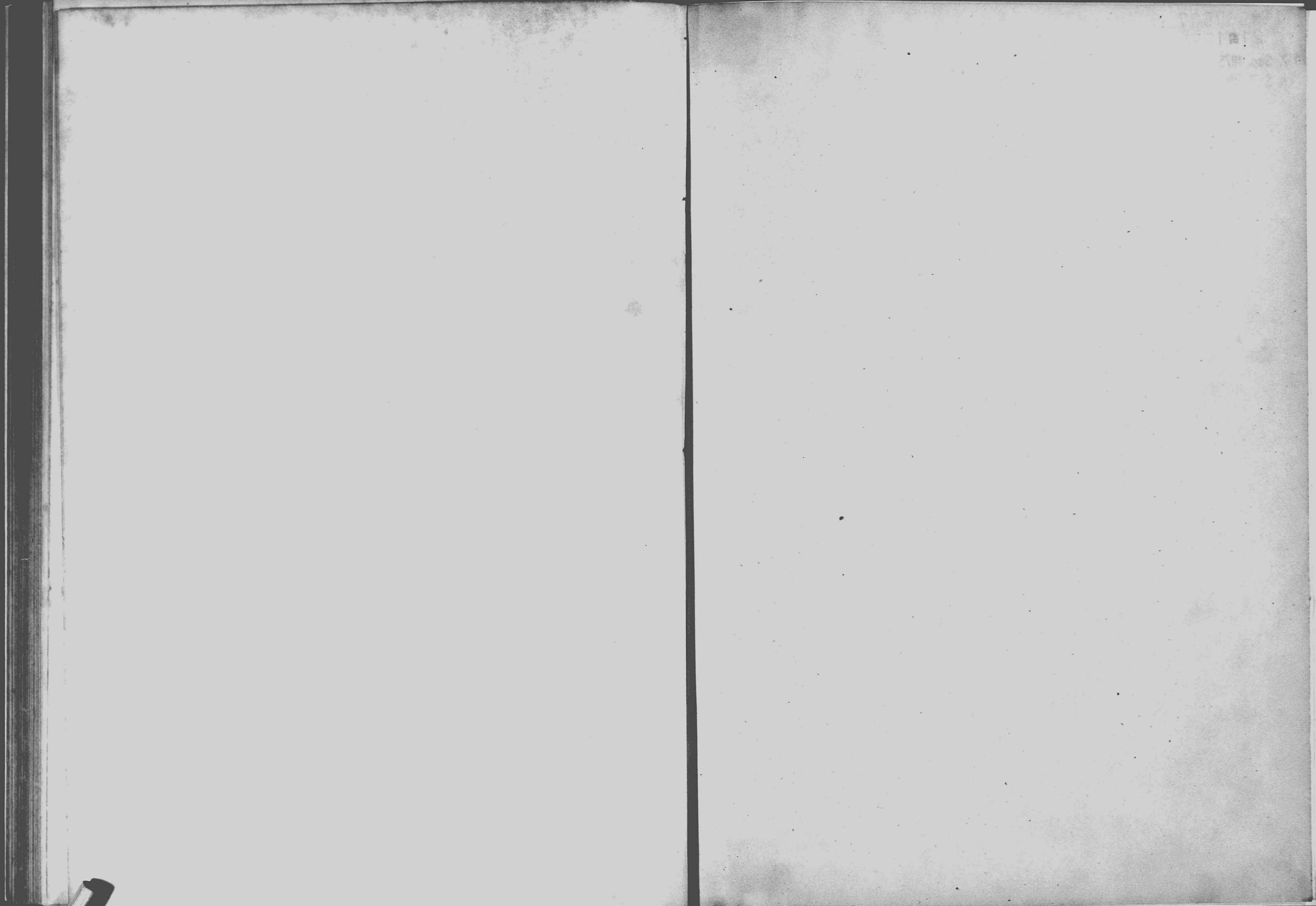


Fig 1. A.

Fig 1. B.







N11< 21040169 090

UB Karlsruhe