Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1863

Dritter Abschnitt. Die Turbinen

urn:nbn:de:bsz:31-270981

DRITTER ABSCHNITT.

Die Turbinen.

Begriff und Entstehung der Turbinen. Die Aufstellung eines strengen Begriffes für die Turbinen ist nicht möglich; eine scharfe Grenze zwischen denselben und den Wasserrädern gibt es nicht.

Die Turbinen sind hydraulische Kraftmaschinen zur Aufsammlung der in den Wasserläufen und Wasserfällen enthaltenen Kraftleistungsfähigkeiten. Sie sind in der Regel radförmig; doch gibt es auch Anordnungen, die eine ganz andere Grundform haben. Sie bewegen sich in der Regel um vertikale Axen; doch gibt es auch solche, bei welchen die Axe eine horizontale oder schiefe Lage hat. Die Turbinen bewegen sich oftmals unter Wasser, doch gibt es auch solche, die ausserhalb des Wassers gestellt sind. Bei der Turbine wirkt das Wasser gewöhnlich gleichzeitig auf alle Schaufeln, aber es gibt auch Anordnungen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil der Schaufeln einwirkt. Gewöhnlich drehen sich die Turbinen mit grosser Geschwindigkeit, doch gibt es auch langsam gehende. Gewöhnlich sind die Turbinenräder kleiner als die Wasserräder, aber es gibt auch Anordnungen von beträchtlicher Grösse.

Man sieht, ein charakteristischer Unterschied zwischen den Turbinen und den Wasserrädern ist nicht vorhanden, sondern sie gehen allmählig in einander über.

Obgleich die Turbinen erst in neuerer Zeit eine grössere Bedeutung und allgemeinere Anwendung gefunden haben, so sind es doch Erfindungen einer längst vergangenen Zeit. Wenigstens hat es schon vor undenklichen Zeiten Wasserräder gegeben, die man Turbinen nennen muss. Allein diese ältern Turbinen beruhten auf keiner wissenschaftlichen Grundlage, und wurden stets sehr roh und in jeder Hinsicht unvollkommen ausgeführt, so dass ihre Leistungen jene der Wasserräder nie erreichten. Die Bedingungen, bei deren Erfüllung die Kraftleistungen einer Turbine günstig sein können, hat erst in neuerer Zeit die Wissenschaft ausfindig gemacht, und die Schwierigkeiten, welche der Ausführung dieser Maschinen entgegenstehen, konnten auch erst in neuerer Zeit bewältiget werden, seitdem die Maschinenwerkstätten vollkommen eingerichtet sind, und die Durchführung aller Arbeitsprozesse zu einer so hohen Vollendung gediehen ist.

Die neueren Turbinen sind aus einer wissenschaftlichen Kritik der älteren Wasserräder und der älteren Turbinen hervorgegangen. Die Wissenschaft hat schon längst den Satz aufgestellt, dass diese Wasserräder und Turbinen so angeordnet sein sollten, dass 1) das Wasser, ohne einen Stoss zu verursachen, in das Rad gelangen kann; 2) während seines Verweilens in dem Rade keinerlei Störungen in seiner Bewegung erleide; 3) ohne Geschwindigkeit das Rad verlasse. Die Theorie hat ferner erkannt, dass die rasche Bewegung der kleinen oberschlächtigen Tyroler Wasserrädchen, wie die rasch laufenden südfranzösischen Löffelräder und ähnliche Anordnungen von grossem praktischen Werth sind, und dass es eben darauf ankomme, die drei oben ausgesprochenen Prinzipien auf derlei kleine, schnell laufende Wasserrädchen anzuwenden. Dies ist die leitende Idee, aus der alle neueren Turbinen hervorgegangen sind, und alle diese Turbinen sind keine neuen Erfindungen, sondern sind nur durch richtige Anwendungen der wissenschaftlichen Prinzipien entstanden, oder sie sind verbesserte Auflagen der älteren Turbinen.

In meinem grösseren Turbinenwerk findet man sowohl Beschreibungen wie Abbildungen von den meisten älteren Turbinen und von fast allen denkbaren neueren Anordnungen; hier müssen wir uns einschränken, und werden deshalb nur die praktisch wichtigsten beschreiben.

Beschreibung einiger Turbinen.

Die Vollturbine von Fourneyron, direkte Aufstellung. Tafel X., Fig. 1 und 2. Dem französischen Ingenieur *Fourneyron* gebührt das Verdienst, die erste auf den oben ausgesprochenen Prinzipien beruhende Turbine angegeben, und sogar mit sehr schöner und wohl ausgedachter Detailkonstruktion ausgestattet zu haben. Nachdem einmal dieser Schritt gethan war, unterlag es keiner besonderen Schwierigkeit, mannigfaltige Variationen von Turbinenkonstruktionen ausfindig zu machen. Diese Turbine hat folgende Einrichtung:

a ist der tellerförmige mit einer vertikalen Axe b verbundene Körper des Turbinenrades. Auf dem Rande dieses Tellers sind viele gekrümmte Blechschaufeln c c angebracht, die den inneren Umfang ungefähr unter einem rechten, den äusseren Umfang unter einem kleinen Winkel durchschneiden. Auf die obere Kante der Schaufeln ist eine ringförmige Krone d d gelegt und mit den Schaufeln verbunden. Die Axe dreht sich unten in einer ziemlich komplizirten, zum sorgfältigen Oelen eingerichteten Pfanne e, die durch einen Hebel f verstellbar ist, um das Rad mehr oder weniger heben zu können. g ist eine Stange, vermittelst welcher der Hebel von oben aus bewegt und gestetlt werden kann.

Der in der Regel aus Holz konstruirte Zuflusskanal h endiget mit einer Querwand i, und am Boden desselben ist eine grössere runde Oeffnung angebracht, an welche sich der cylindrische Mantel k anschliesst. Im Innern des Turbinenrades befindet sich das Einlaufrad, vermittelst welchem das Wasser aus dem Zuflusskanal nach geeigneten Richtungen in das Turbinenrad geleitet wird. Dieses Einlaufrad hat folgende Konstruktion. l ist eine kreisrunde ebene Platte, die in der Mitte eine Oeffnung hat, und vermittelst einer Hülse mit einer Röhre m verbunden ist, welche oben an zwei Balken oder an einen Brückenbau gehängt wird. Auf der Platte l sind (wie aus Figur 2 am Deutlichsten zu ersehen ist) gekrümmte Blechflächen n n angebracht, die den äussern Umfang der Platte unter einem kleinen Winkel schneiden und nach der Axe herein gekrümmt sind. Diese Leitschaufeln n haben also, wie man sieht, eine Krümmung, welche der Krümmung der Radschaufeln c entgegengesetzt ist. Das Leitschaufelrad hängt also vermittelst der Röhre m an der oberen Brücke, und der äussere Umfang des Leitschaufelrades ist von dem inneren Umfang des Turbinenrades nur durch einen sehr kleinen Zwischenraum getrennt. o o ist ein Blechcylinder, der an seinem obern Rande mit einer Lederdichtung (ähnlich wie ein Pumpenkolben) versehen ist, so dass dieser Cylinder o an dem Mantel k auf und ab verschiebbar ist und gleichsam eine Verlängerung des Mantels k bildet. Zum Behufe dieser Bewegung sind an dem Cylinder o drei oder vier Stangen angebracht, und diese werden durch einen in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus in die Höhe gezogen oder niedergesenkt. An der innern Fläche des Schützenmantels sind Holzstücke q q befestigt, die von einander um etwas mehr entfernt sind, als die Dicke der Leitschaufeln beträgt. Diese hölzernen Beilagen dienen zur Leitung des Wassers in das Rad. Die äusseren vertikalen Kanten der Leitschaufeln n reichen ganz nahe bis an die innere Fläche des Schützencylinders o o. In der Zeichnung ist der Schützen ganz zufgezogen dargestellt, indem der untere Rand desselben auf der Höhe der Krone d steht. Die Axe ist oben mit einem Transmissionsrad versehen und es ist selbstverständlich, dass ein Lagerstuhl vorhanden sein muss, um die Welle in ihrer richtigen Lage zu erhalten.

Das durch den Kanal h zufliessende Wasser gelangt durch den Mantel k und den Schützencylinder o in den Bereich der Leitschaufeln n n herab, wird von denselben in horizontalem Sinne nach dem äussern Umfang der Leitschaufeln hinausgeleitet, schiesst daselbst nach tangentialer Richtung in einzelnen Strahlen hinaus, gelangt in den Bereich der Radschaufeln c, will nach gerader Linie vermöge der Trägheit fortgehen, wird aber durch die Radschaufeln genöthigt, krummlinig fortzugehen, übt dadurch gegen diese Radschaufeln Pressungen aus und treibt das Rad nach der Richtung des Pfeiles herum. Zuletzt fällt es am äussern Umfang des Rades heraus und zieht in den Abflusskanal r fort. Es hat das Ansehen, wie wenn das Wasser bei seinem Uebertritt aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad gegen die Schaufeln des letzteren stossen müsste, wir werden aber in der Folge sehen, dass dies nicht geschieht, sondern dass in geregeltem Gang des Rades die Richtung der relativen Bewegung des Wassers gegen den innern Umfang des Turbinenrades genau mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammenfällt. Wer sich über die konstruktiven Details dieser Turbine belehren will, beliebe die auf Tafel I. des grösseren Turbinenwerkes konstruktiv dargestellte *Fourneyron*'sche Turbine anzusehen.

Fourneyronsche Turbine, umgekehrte Aufstellung. Tafel X., Fig. 3. a ist das Ende des Rohres durch welches das Wasser aus dem Zuflusskanal zur Turbine herabgeleitet wird. Dieses Rohr a mündet in den Maschinencylinder b ein, auf welchen das Rohrstück c c geschraubt ist, das in der Mitte mit einem hohlen conoidisch geformten Körper versehen ist. Drei oder vier Arme e, die an d und c angegossen sind, halten denselben. Gegen d ist der Körper des Leitschaufelrades f f geschraubt. h h ist das Turbinenrad, ganz ähnlich konstruirt, wie früher beschrieben wurde. Die Axe hat unten einen Zapfen und dieser dreht sich in einer Pfanne, die von dem Körper d getragen wird. Oben ist die Axe durch ein Lager gehalten und mit einem Transmissionsrad versehen.

Turbinen dieser Art sind schon mehrmals ausgeführt worden. Für grössere Gefälle können sie wohl gebraucht werden, indessen in neuester Zeit sind sie nicht mehr in der Mode.

Schottische Turbine. Tafel X., Fig. 4 und 5. Diese Turbine ist dem Wesen nach das *Segner*'sche Rad oder die Turbine von *Manoury*. Auch kann man sie als eine Spezialisirung der *Fourneyron*'schen ansehen. Wenn man nämlich bei dieser letzteren die Leitschaufeln weglässt, und das Rad mit nur wenigen Radschaufeln versieht, endlich die umgekehrte Aufstellung anwendet, so entsteht diese *Schottische* Turbine. Diesen Namen hat sie in neuerer Zeit erhalten, weil sie in Schottland von einem Ingenieur Namens *Whitlaw* vielmals ausgeführt worden ist. Die oben dargestellte Turbine ist, was das Detail anbelangt, etwas anders eingerichtet, als die Turbine von *Whitlaw*. a ist das Zuflussrohr, es mündet in den Maschinencylinder b, der auf ein Sockelgehäuse gestellt ist. Auf diesen ist eine Röhre befestigt, die sich oben nach einer schirmförmigen Fläche c c erweitert. Das Rad hat drei Kanäle d d d, kehrt seine untere Oeffnung dem oberen Rande des Maschinencylinders zu, und daselbst ist eine Dichtung vorhanden, welche gegen Wasserverlust schützen soll, aber leider viele Reibung verursacht. Der Radkörper ist mit einer Axe e verbunden, die sich unten im Sockelgehäuse bei f in einer Pfanne dreht, oben durch ein Axenlager gehalten wird. Wenn der Grundsatz, auf welchem die *Fourneyron*'sche Turbine beruht, richtig ist, so kann diese *Schottische* Turbine unmöglich auf einem richtigen Grundsatz beruhen, denn sie entsteht ja, wie wir gesehen haben, nur durch Weglassung von wesentlichen Elementen der *Fourneyron*'schen Turbine. Die Praktiker haben lange für diese *Schottische* Turbine geschwärmt und ihre Einfachheit, Solidität und leichte Behandlung gerühmt. Allein das alles hat sich nicht bestätigt, die Turbine wird wenigstens auf dem Kontinent nicht mehr gebaut, und die Schwierigkeit der Herstellung einer sicher verschliessenden und doch wenig Reibung verursachenden Dichtung hat sich nur zu deutlich gezeigt.

Vollturbinen mit übereinander liegenden Rädern. Bei den *Fourneyron*'schen Turbinen liegen die beiden Räder (das Turbinenrad und das Leitrad) concentrisch in einander. Dies hat zur Folge, dass das Wasser ziemlich verwickelte Bahnen durchlaufen muss, um aus dem Zuflusskanal bis in das Turbinenrad zu gelangen, und dass ferner die Konstruktion dieser Turbine verhältnissmässig komplizirt ausfällt. Auch ist wenigstens bei Anordnungen für kleinere Gefälle die Aufstellung und Beaufsichtigung schwierig und etwaige Reparaturarbeiten lassen sich nur nach einer vorausgegangenen lästigen Demontirung der Maschine vornehmen. Diese Erwägungen haben mich schon in der frühesten Zeit meiner Studien über die Turbine zu dem Gedanken geführt, dass es vortheilhafter wäre, die Räder übereinander zu legen und das Wasser nach vertikaler Richtung durchströmen zu lassen. Allein es gelang mir nicht, in diesem Falle einen zweckmässigen Schützen zur Regulirung des Wasserzuflusses ausfindig zu machen, und dies veranlasste mich damals, die Anordnung mit zwei übereinander liegenden Rädern aufzugeben. Wahrscheinlich haben diesen Gedanken auch Andere erfasst, aber zu einem glücklichen Erfolg ist derselbe erst bei der Turbine gediehen, die ich der Kürze wegen die *Jonval*'sche nennen will, weil die erste praktische Ausführung und spätere Verbreitung dieser Turbine mit *Jonval* beginnt. Die ersten praktisch günstigen Erfolge haben jedoch erst die Herren *André Köchlin* in Mühlhausen erzielt. Die eigentliche Erfindung besteht bei diesen Turbinen nicht eigentlich darin, dass die Räder übereinander gestellt sind, sondern dass sie sich in einer je nach Umständen gekrümmten Röhre befinden, durch welche das Wasser aus dem Zuflusskanal in den Abflusskanal strömt. Indem das Wasser die in der Röhre befindlichen Räder durchströmt, gibt es die lebendige Kraft, die ihm vermöge des Gefälles zukommt, an das Turbinenrad ab und fliesst unten ohnmächtig ab. Diese Aufstellung der Räder in Verbindung mit der Uebereinanderstellung hat dieser Maschine ihren hohen praktischen Werth verliehen. In dem grösseren Werke über Turbinen findet man auf den Tafeln 5, 6, 7, 8 eine sehr grosse Anzahl von *Jonval*'schen Turbinen dargestellt; beinahe alle logischen Möglichkeiten. Hier müssen wir uns auf einige der wichtigsten dieser Anordnungen beschränken.

Jonval'sche Turbine für kleine Gefälle. Tafel X., Fig. 6 und 7. a ist der Zuflusskanal, b der Abflusskanal. Vom Boden des ersteren an hängt ein Rohr c herab, das oben konisch, unten cylindrisch geformt ist. Es taucht bis zu einer gewissen Tiefe in das Unterwasser ein. In diesem Rohr (dem Turbinenmantel) befinden sich die beiden Räder. d ist das unbewegliche Einlaufrad. Der Körper desselben kann am deutlichsten an der in Fig. 8 im Durchschnitt dargestellten Turbine erkannt werden. Dieser Körper ist ein cylindrischer Ring mit einem konischen Deckel, der an der Spitze eine Oeffnung hat und für den dichten Durchgang der Turbinenaxe mit einer Stopfbüchse versehen ist. Von dieser Wand gehen die Leitschaufeln aus, deren Form man sich auf folgende

Weise entstanden denken kann. Man verzeichne auf der äusseren cylindrischen Fläche des Radkörpers eine krumme Linie, welche den oberen Rand nahe unter einem rechten Winkel, den unteren Rand dagegen unter einem kleinen spitzen Winkel schneidet, und denke sich nun, dass eine gerade Linie längs der geometrischen Axe des Cylinders so herab bewegt werde, dass sie in jeder Position diese Axe senkrecht durchschneidet und durch einen Punkt der auf dem Cylinder verzeichneten Kurve geht. Hierdurch entsteht eine Art Schraubenfläche und dies ist die Form einer Leitschaufel des Einlaufrades. Denkt man sich, dass das ganze System der Schraubenflächen aller Leitschaufeln durch eine Kegelfläche geschnitten werde, deren Form mit der inneren Fläche des oberen konischen Theiles des Mantels c übereinstimmt, so erhält man die äusseren Begrenzungen der Schaufeln. Dieses Einlaufrad ist einfach in den konischen Trichter des Mantels eingelegt, so dass die äusseren Umfangskanten der Schaufeln die innere Fläche des Trichters berühren. Eine weitere Befestigung des Einlaufrades ist nicht vorhanden und nicht erforderlich. Das Turbinenrad e ist ähnlich gebildet. Der Körper desselben ist, wie am deutlichsten Fig. 8 zeigt, ein cylindrischer Ring mit einem ebenen Boden, der in der Mitte mit einer Hülse zur Befestigung an die Turbinenaxe g versehen ist. Die Schaufelflächen sind ebenfalls nach Schraubenflächen geformt. Die äusseren Umfangskanten liegen jedoch in der Fläche eines Kreiscylinders, dessen Durchmesser etwas kleiner ist, als der innere Durchmesser des cylindrischen Theiles des Mantels c. Wie aus Fig. 6 zu ersehen ist, sind die Krümmungen der Schaufeln des Turbinenrades den Krümmungen der Schaufeln des Leitrades entgegengesetzt, und es hat das Ansehen, wie wenn das aus den Leitschaufelkanälen ausströmende Wasser gegen die Schaufeln des Turbinenrades stossen müsste; allein, wenn das Turbinenrad im richtigen Gang ist, stimmt die Richtung der relativen Bewegung des aus den Leitschaufelkanälen ausströmenden Wassers gegen das Rad mit der Richtung der Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades überein, und so kommt es dann bei diesem regelmässigen Gang oder Trieb, dass der Eintritt des Wassers in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgt. Die Axe g des Rades dreht sich unten in einer Pfanne f, die durch drei oder vier vom Cylindermantel ausgehende eiserne Arme getragen wird; oben wird die Axe durch ein Axenlager gehalten und ist mit einem Transmissionsrad versehen. Das Wasser strömt aus dem Zuflusskanal durch die Kanäle des unbeweglichen Leitrades, springt in das Turbinenrad über, durchströmt es mit seiner lebendigen Kraft, treibt es nach der Richtung des Pfeiles herum und fliesst dann ohnmächtig niederwirbelnd in den Abflusskanal herab. Man erkennt sogleich, dass die Aufstellung und Bedienung dieser Turbine viel einfacher ist, als die *Fourneyron*'sche, indem die beiden Räder leicht von oben herab eingesetzt nnd nach oben hinauf herausgenommen werden können.

Jonval'sche Turbine für größere Gefälle. Tafel X., Fig. 8. Diese ganz im Durchschnitt dargestellte Turbine unterscheidet sich von der vorhergehenden nur durch zwei Dinge, 1) ist der cylindrische Theil des Mantels c viel länger und 2) sitzt der Mantel unten mit einzelnen rippenförmigen Füssen auf einer Grundplatte i auf, die eine konoidische Form hat. Auch ist am untern Rand des Mantels ein Ringschützen h angebracht, wodurch der Wasserzufluss regulirt oder auch ganz aufgehoben werden kann. Allein wir werden in der Folge bei der theoretischen Behandlung des Gegenstandes leider kennen lernen, dass dieser Schützen eigentlich nur zum gänzlichen Abstellen der Turbine gute Dienste leistet, zur Regulirung des Wasserzuflusses aber nicht gebraucht werden kann, denn wenn man z. B. den Schützen so weit niedersenkt, dass nur die Hälfte von derjenigen Wassermenge durchfliesst, die bei ganz aufgezogenem Schützen durchgeht, so wird das Güteverhältniss der Turbine, d. h. das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt, den sie entwickelt, und dem absoluten Effekt der Wasserkraft, sehr klein. Vortheilhaft kann also die Wasserkraft nur bei ganz aufgezogenem Schützen benützt werden. Bei einer guten Regulirung müsste dagegen das Güteverhältniss ein gleich grosses bleiben, ob man viel oder wenig Wasser auf die Turbine wirken lässt. Es ist leicht zu erkennen, dass die Anwendbarkeit dieser Turbine beschränkt ist. Es darf nämlich, theoretisch gesprochen, die Höhe der unteren Ebene des Turbinenrades über dem Wasserspiegel im Abflusskanal nicht mehr als 10^m, d. h. nicht mehr als die Höhe der Wassersäule betragen, welche durch den Druck der Atmosphäre getragen wird; ja in der Praxis kann diese Höhe nicht mehr als circa 8^m sein; denn wenn sie höher als 10^m und z. B. 12^m wird, bildet sich unter dem Rand ein leerer Raum von 2^m Höhe, durch welchen das Wasser aus dem Rad herabregnet, und diese Höhe von 2^m ist für die Wirkung des Wassers auf das Rad ganz verloren. Aber innerhalb dieser Grenzen leistet diese Aufstellung vortreffliche Dienste, indem die Räder am oberen Ende des Rohres angebracht werden können, also leicht zugänglich sind, leicht eingesetzt und wieder herausgezogen werden können, die Turbinenaxe leicht und kurz sein kann, die relative Lage der Räder gegen den Mantel vollkommen gesichert ist, kostspielige Fundamentirungen und Brückenbauten nicht nothwendig sind u. s. w. Wenn es möglich wäre, einen ganz richtig wirkenden Regulirschützen anzubringen, würde diese Turbine wenig zu wünschen übrig lassen. Von den verschiedenen Regulirschützen wird später die Rede sein.

Jonval'sche Turbine, mittlere Aufstellung. Tafel XI., Fig. 1. Wenn das Gefälle grösser als 8 bis 10^m ist, kann diese mittlere Aufstellung gewählt werden. Zwei solche Turbinen, eine von 80, die andere von 120 Pferdekraft, betreiben eine grosse Spinnerei zu Atzenbach im Badischen Wiesenthal. Sie sind auf der Tafel XVII. des grösseren Turbinenwerkes abgebildet und in Esslingen ausgeführt. Der Theil der Maschine bis zur oberen Ebene des Einlaufrades ist identisch wie bei der vorhergehenden Turbine, aber oberhalb des Einlaufrades erhebt sich ein mit einem Deckel geschlossener Cylinder a, nach welchem das Wasser aus dem Zuflusskanal c durch das Rohr b niederfliesst. Das Rohr b sitzt unten auf einem Mauerwerk. Der Cylinder a muss noch durch eine in der Zeichnung nicht dargestellte Mauerplatte getragen und gehalten werden. Diese Aufstellung kann möglicher Weise für die grössten Gefälle gebraucht werden, denn die Höhe des oberen Rohres ist nicht beschränkt, und es ist nur nothwendig, dass die Höhe des Turbinenrades über dem Spiegel des Unterwassers nicht mehr als circa 8^m betrage. Indessen, praktisch ist diese Aufstellung doch nicht, weil die Räder im Innern eingeschlossen, also schwer zugänglich sind. Will man sie heraus nehmen, und dann wiederum einsetzen, so muss der Deckel des Cylinders a los gemacht und abgehoben werden. Auch die Stopfbüchse am Deckel für den Durchgang der Axe ist fatal, weil für Wellen, die sich drehen, Stopfbüchsendichtungen nicht gut gemacht werden können. Ich habe schon in meinem ersten Werk über Turbinen eine ähnliche Aufstellung beschrieben, und nach dieser wurden die Atzenbacher Turbinen ausgeführt, und zwar gegen meinen Rath. Indessen die Ausführung gelang doch, die Turbinen sind heute noch im Gang, leisten gute Dienste, aber über Unbequemlichkeit der Behandlung beklagt man sich doch, und die Zapfen machen viele Schwierigkeiten, was theilweise von dieser Aufstellungsart herrührt.

Jonval'sche Turbine, umgekehrte Aufstellung. Tafel XI., Fig. 2. Diese Aufstellung habe ich im Jahre 1845 für die Lokalität *Atzenbach* ausgedacht und zur Ausführung vorgeschlagen. Der Fabrikant hatte aber nicht den Muth, meinen Vorschlag anzunehmen.

Einige Jahre später hat *Trück* eine solche Turbine für eine Fabrik bei Frankfurt am Main ausgeführt, die noch im Gange ist und gute Dienste leistet. Sie ist auf Tafel XVI. des grösseren Turbinenwerkes konstruktiv dargestellt. Das Wasser wird aus dem Zuflusskanal a durch das Rohr b in den auf einem Fundament stehenden Maschinencylinder c geleitet. Vor demselben ist eine Drehklappe i angebracht. Auf den oberen Rand des Cylinders c ist ein kurzer mit äusseren Flantschen versehener Cylinder d d geschraubt, der im Innern einen konoidisch geformten Körper e enthält. Drei von der Cylinderwand ausgehende Arme halten diesen Körper, und auf denselben ist das Einlaufrad g gelegt und angeschraubt. Die Lage desselben ist jedoch die umgekehrte von derjenigen der früher beschriebenen Turbinen. Die Leitschaufeln sind nämlich hier gegen die obere Ebene des Leitrades schwach geneigt, bilden aber mit der untern Ebene beinahe einen rechten Winkel. Gegen den Körper e ist auch eine Pfanne befestigt, in welcher der untere Zapfen der Turbinenaxe läuft. h ist das Turbinenrad, ebenfalls in umgekehrter, d. h. in einer solchen Stellung, dass die Radschaufeln die untere Ebene des Rades unter einem grösseren, die obere Ebene des Rades dagegen unter einem kleinen Winkel schneiden. f ist eine an die Flantsche des Cylinders d geschraubte, unten konisch, oben cylindrisch geformte Umhüllung. Die innere Fläche des Kegels berührt die äusseren Umfangskanten der Leitschaufeln. Zwischen den Umfangskanten der Radschaufeln und der inneren cylindrischen Fläche des Mantels f ist jedoch ein kleiner Spielraum gelassen. Der Abflusskanal k umgibt von drei Seiten den Mantel f. Die Wirkung des Wassers auf die Turbine ist selbstverständlich, und ohne in eine theoretische Betrachtung einzugehen, ist zu errathen, dass auch bei dieser Aufstellung die Kraft des Wassers eben so nutzbar gemacht werden kann, wie bei den früher beschriebenen Turbinen. Theoretisch gesprochen kann diese Anordnung selbst für die höchsten Gefälle gebraucht werden; geht man aber auf die praktischen Verhältnisse ein, so erkennt man leicht, dass die Anwendbarkeit dieser Turbine beschränkt wird. Für kleine Gefälle und grosse Wassermassen ist doch die direkte Aufstellung Tafel X., Fig. 6 weit einfacher, ebenso auch für mittlere Gefälle Tafel X., Fig. 8.

Für sehr hohe Gefälle und ganz kleine Wassermassen fällt diese Turbine wie alle Vollturbinen so klein aus, dass sie nur mehr noch eine Modellgrösse hat, und selbst bis zur Kleinheit einer Tabatiere zusammengeht, und dann werden die Krümmungshalbmesser der Schaufelkrümmung so klein, dass das Wasser bei seiner grossen Geschwindigkeit den so stark gekrümmten Schaufeln nicht mehr folgt; ferner wird die Geschwindigkeit dieser Turbine bei hohem Gefälle so gross, dass die Zapfen nicht mehr haltbar sind. Die Turbine bei Frankfurt hat nur einen Durchmesser von $0{\cdot}3^{m}$ und macht in der Minute 720 Umdrehungen.

Partial-Turbinen. Partial-Turbinen wollen wir solche Turbinen nennen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil der Radschaufeln wirken kann. Sie unterscheiden sich von den Voll-Turbinen durch die Konstruktion des Einlaufes, der so gebildet ist, dass er das Wasser nicht überall, sondern nur an einzelnen Stellen in das Rad eintreten lässt. Diese Partial-Turbinen erhalten bei gleicher Wassermenge viel grössere Dimensionen und machen deshalb viel weniger Umdrehungen als Voll-Turbinen, sind demnach für die Benützung von kleinen Wassermengen und grossen Gefällen geeignet. Nur ist leider die Effektleistung der Partial-Turbinen nicht so günstig als jene der Voll-Turbinen.

Tangentialräder. Die sogenannten Tangentialräder sind im Wesentlichen *Fourneyron*'sche Partial-Turbinen. Es gibt deren mehrere Arten. Wir beschränken uns hier auf die Beschreibung von nur einer Art, welche in theoretischer Hinsicht vollkommen, und in praktischer Hinsicht von Werth ist, nämlich die Anordnung Tafel XI., Fig. 3 und 4, bei welcher das Wasser am äussern Umfang des Rades eintritt und am innern Umfang austritt. Das Wasser gelangt durch das Zuflussrohr a in den Einlauf b, wo zwei Schieber c c angebracht sind, die durch Schrauben und Räder vorgeschoben oder zurückgezogen werden können, wodurch der Wasserzufluss regulirt werden kann. Die Radflächen begegnen dem äusseren wie dem inneren Umfang unter kleinen Winkeln.

Theorie der Fourneyron'schen Turbinen.

Bewegung und Wirkungsart der Fourneyron'schen Turbine. Im Vorhergehenden haben wir die Turbinen nur äusserlich beschrieben, ohne in die dynamischen Vorgänge tiefer einzudringen. Wir haben dadurch eine äussere Anschauung von den mannigfaltigen Anordnungen gewonnen, und gelegentlich durch Zwischenbemerkungen die praktischen Vortheile und Nachtheile, welche den einzelnen Anordnungen zukommen, angedeutet. Wir wenden uns nun zur Theorie dieser Maschinen, um diejenigen Bedingungen kennen zu lernen, welche erfüllt sein müssen, damit diese Kraftaufsammlungsapparate ihrer Bestimmung gut zu entsprechen im Stande sind, und beginnen mit der Theorie der *Fourneyron*'schen Turbine.

Um jedoch die folgenden analytischen Untersuchungen ohne Unterbrechung verfolgen zu können und die Uebersicht über die Rechnungen durch Zwischenbetrachtungen nicht stören zu müssen, wollen wir zunächst die Bewegung und Wirkungsart so weit kennen zu lernen suchen, als es ohne Rechnung möglich ist.

Der erste Punkt, welcher zu erklären von Wichtigkeit ist, betrifft den Einfluss des Rades und dessen Geschwindigkeit auf die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitschaufeln ausströmt.

Wenn bei einer Turbine das Rad ganz beseitiget wird, strömt das Wasser zwischen den Leitkurven mit einer Geschwindigkeit aus, die sehr nahe der Endgeschwindigkeit gleich kömmt, welche ein durch die Gefällshöhe im luftleeren Raum freifallender Körper erlangt. Diese Geschwindigkeiten würden vollkommen übereinstimmen, wenn keine Störungen durch Reibungen und andere Nebenumstände stattfänden. Ganz anders verhält sich aber die Sache, wenn das Rad den Leitkurven-Apparat umgibt, und sich um denselben schnell herumbewegt; denn in diesem Falle strömt das Wasser, je nach Umständen, langsamer, schneller oder eben so geschwind aus den Leitkurven aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist. Wenn die äusseren Oeffnungen am Rade sehr eng sind, im Vergleich mit den Oeffnungen des Leitkurven-Apparates, und wenn ferner das Rad nur eine mässige Geschwindigkeit hat, so ist klar, dass das Wasser nur mit kleiner Geschwindigkeit aus den Leitkurvenkanälen ausströmen kann. Denn sind z. B. die äusseren Oeffnungen des Rades zehnmal kleiner als jene der Leitkurvenkanäle, so wird das Wasser bei ersteren ungefähr zehnmal schneller ausströmen, als bei letzteren. Dreht sich aber das Rad nicht schnell, so ist die Ausflussgeschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades nicht viel von derjenigen verschieden, die der Druckhöhe entspricht; die Geschwindigkeit, mit welcher also unter den angenommenen Verhältnissen der Oeffnungen der Kanäle das Wasser aus den Leitkurvenkanälen ausströmt, ist daher ungefähr zehnmal kleiner, als sie sein würde, wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Sind dagegen die äusseren Oeffnungen der Radkanäle gleich oder grösser als jene der Leitkurvenkanäle, und dreht sich das Rad sehr schnell um seine Axe, so wirkt das Rad dem Ausströmen des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur nicht entgegen, sondern es begünstiget sogar durch die Centrifugalkraft, die aus der schnellen drehenden Bewegung entsteht, das Ausströmen, und es kann unter diesen Umständen sogar der Fall eintreten, dass das Wasser mit grösserer Geschwindigkeit austritt, als wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Hieraus geht hervor, dass die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur von dem Gefälle, sondern auch von der Konstruktion und Geschwindigkeit des Rades abhängt. Dieses schnellere oder langsamere Ausströmen des Wassers kann aber nur dadurch hervorgebracht werden, dass der wechselseitige Druck zwischen den Wassertheilchen, in der Richtung ihrer Bewegung, in der ringförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades mit der Konstruktion und Geschwindigkeit desselben veränderlich ist. Ist dieser Druck gleich dem Druck der Atmosphäre, so strömt das Wasser so aus, als wäre das Rad nicht vorhanden. Ist dieser Druck grösser oder kleiner als der atmosphärische, so strömt das Wasser im ersteren Falle langsamer, im letzteren Falle schneller aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist.

Aus diesen Erläuterungen geht hervor, dass man von einer Theorie über die Turbine nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Resultate erwarten darf, wenn dieselbe die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen, so wie auch den zwischen den Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades herrschenden Druck aus der Natur der Sache für alle möglichen Fälle bestimmen lehrt. Man würde sich sehr irren, wenn man glaubte, die wirkliche Ausflussgeschwindigkeit bestimmen zu können, indem man die der Druckhöhe entsprechende Geschwindigkeit mit einem gewissen Korrektions-Coeffizienten multipliziren würde, denn dieser Coeffizient ist je nach der Konstruktionsart und dem Bewegungszustand des Rades zu sehr veränderlich.

Bei *Fourneyron*'schen Turbinen ist derselbe 0·6 bis 1·2. Bei den *Cadiat*'schen Turbinen nur 0.1 bis 0.5. Bei den *Schottischen* Turbinen meistens noch kleiner. Da von der Ausflussgeschwindigkeit des Wassers die Höhe des Rades abhängt, so ist es insbesondere von grosser Wichtigkeit, sie für alle Umstände im Voraus richtig berechnen zu können, denn wenn das Rad zu niedrig gemacht wird, kann es nicht so viel Wasser durchfliessen lassen, als zur Hervorbringung eines gewissen Nutzeffektes nothwendig ist.

Ist das Rad zu hoch, so wird der Schützen nur zum Theil aufgezogen werden müssen, um die nothwendige Quantität Wasser in das Rad eintreten zu lassen, und dann füllt das Wasser die Radkanäle nicht aus und schlägt unregelmässig an den Wänden hin und her, wodurch der Effekt bedeutend geschwächt wird.

Bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurven-Apparat in das Rad treten im Allgemeinen plötzliche Aenderungen in der Geschwindigkeit des Wassers ein, wie aus folgenden Betrachtungen erhellet. Man denke sich die wahre Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, in zwei Geschwindigkeiten zerlegt, von denen die eine mit der Richtung der Tangente, und die andere mit der Normale an das erste Element der Radkurve zusammenfällt. Nennen wir die erstere dieser Seitengeschwindigkeiten t, die letztere n. Die Geschwindigkeit n kann nun gleich, grösser oder kleiner sein als diejenige ist, mit welcher der Anfangspunkt der Radkurve nach der Richtung der Normale zurückweicht. Im ersteren Falle übt das Wasser gegen die Radkurven keinen Stoss aus, sondern strebt nur mit der Geschwindigkeit t nach der Richtung der Tangente an das erste Element der Radkurve in die Radkanäle einzutreten. Im zweiten Falle stösst das Wasser gegen die Radkurven, und im dritten Falle schlagen die Radkurven gegen die eintretenden Wasserstrahlen. Auch die Geschwindigkeit t kann unter gewissen Umständen beim Eintritt des Wassers in das Rad einen nachtheiligen Stoss verursachen, denn wenn z. B. die Radkanäle aussen viel enger sind als innen, und wenn der Schützen nur zum Theil aufgezogen ist, muss die Geschwindigkeit t grösser ausfallen, als jene, die das Wasser am Anfange der Radkanäle besitzt, das Wasser wird daher mit einer Geschwindigkeit t gegen das am Anfange der Radkanäle fliessende Wasser stossen. Alle diese Stösse bringen Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers hervor und vermindern den Nutzeffekt des Rades. Wenn daher eine Theorie auf Turbinen von jeder Konstruktionsart und für jede Geschwindigkeit des Rades anwendbar sein soll, so muss dieselbe den Einfluss dieser Störungen in Rechnung bringen. Die Bewegung des Wassers durch das Rad kann regelmässig oder unregelmässig erfolgen. Das letztere wird immer eintreten, wenn das Wasser die Radkanäle nicht ganz ausfüllt. Wenn die Summe der Querschnitte aller Radkanäle am äusseren Umfang des Rades viel grösser ist, als die Summe der Querschnitte aller Kanäle des Leitkurvenapparates (was bei der *Fourneyron*'schen Turbine immer der Fall ist, wenn der Schützen nur wenig aufgezogen ist) so wird das Wasser die Radkanäle nicht ausfüllen, daher unregelmässig durch das Rad sprühen und keine gute Wirkung hervorbringen können.

Eine zuverlässige Theorie der Turbine kann natürlich nur unter der Voraussetzung einer regelmässigen Bewegung des Wassers durch das Rad entwickelt werden; es wird daher bei der folgenden Untersuchung angenommen werden: dass das Wasser die Radkanäle ganz ausfülle, und die unter dieser Voraussetzung gewonnenen Resultate können daher nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Werthe geben, wenn das Wasser eine zusammenhängende Masse bildet.

Betrachten wir nun die Bewegung des Wassers durch das Rad.

Durch den Druck, welcher am inneren Umfang des Rades zwischen den Wassertheilchen nach der Richtung ihrer Bewegung herrscht, wird das Wasser durch das Rad hinausgepresst, dagegen wirkt der am äusseren Umfang des Rades vorhandene Druck der Bewegung des Wassers entgegen. Wenn sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers befindet, reduzirt sich dieser äussere Druck auf den Druck der Atmosphäre. Wenn das Rad im Unterwasser eingetaucht ist, kommt zu dem atmosphärischen Druck noch der hydrostatische Druck, welcher der Tauchung des Rades entspricht, hinzu. Nennen wir der Kürze wegen den Druck am inneren Umfang des Rades $\mathfrak{i}$ und den Druck am äusseren Umfang $\mathfrak{a}$.

Ist $\mathfrak{i} = \mathfrak{a}$, so wird das Wasser blos durch die Centrifugalkraft während seiner Bewegung durch das Rad beschleunigt.

Ist $\mathfrak{i} > \mathfrak{a}$, so wird die Bewegung des Wassers theils durch die Centrifugalkraft, theils durch die Differenz $\mathfrak{i} - \mathfrak{a}$ der inneren und äusseren Pressungen beschleuniget. Ist endlich $\mathfrak{i} < \mathfrak{a}$, so wird die Bewegung des Wassers durch die Centrifugalkraft beschleuniget und durch die Differenz zwischen den äusseren und inneren Pressungen verzögert.

Diese inneren und äusseren Pressungen $\mathfrak{i}$ und $\mathfrak{a}$ sind für den Nutzeffekt, welchen eine Turbine entwickelt, weder vortheilhaft noch nachtheilig. Ist z. B. $\mathfrak{i}$ bedeutend grösser als der atmosphärische Druck, so strömt zwar das Wasser langsam in das Rad ein, d. h. es besitzt bei seinem Eintritt in das Rad keine grosse Wirkungsfähigkeit, diese letztere wird aber während der Bewegung durch das Rad durch den inneren Druck $\mathfrak{i}$ erhöht. Ist $\mathfrak{i}$ bedeutend kleiner als der atmosphärische Druck, so strömt das Wasser zwar schnell in das Rad ein, es besitzt also bei seinem Eintritt eine Wirkungsfähigkeit, die sogar grösser sein kann, als jene, welche der Druckhöhe entspricht, sie wird aber während der Bewegung des Wassers durch das Rad fortwährend durch die Differenz zwischen der äusseren und inneren Pressung geschwächt.

Ist endlich $\mathfrak{i} = \mathfrak{a}$, so wird das Wasser durch die inneren und äusseren Pressungen während seines Durchganges durch das Rad weder beschleuniget noch verzögert, sondern nur (in so ferne das Wasser die Radkanäle ausfüllt) an die Wände der Radkurven angepresst, woraus zwei gleiche einander entgegengesetzt wirkende, sich mithin aufhebende, Pressungen entstehen.

Die Nutzwirkung entsteht aus der Differenz zwischen den Pressungen, die das Wasser gegen die concaven und gegen die convexen Flächen der Radkurven ausübt, während es durch das Rad strömt. Diese Pressungen entstehen: 1) aus der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt; 2) aus den Pressungen, die am inneren und äusseren Umfang des Rades vorhanden sind; 3) aus der Centrifugalkraft. Vermöge der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt, übt es nur gegen die concaven Seiten der Radkurven Pressungen aus. Durch die Pressungen am äusseren und inneren Umfange des Rades wird das Wasser sowohl gegen die concaven als auch gegen die convexen Seiten der Radkurven angedrückt. Ist $i = a$, so fällt der Druck gegen beide Wände eines jeden Radkanals gleich gross aus.

Ist $i > a$, so wird das Wasser beschleunigt, und der Druck auf die concave Fläche fällt grösser aus, als jener gegen die convexen Flächen der Radkurven.

Ist $i < a$, so wird das Wasser verzögert, und es tritt in Bezug auf die Pressungen das Gegentheil ein.

Durch die drehende Bewegung des Rades drücken die convexen Seiten der Radkurven gegen das in den Kanälen fliessende Wasser, und dadurch entsteht eine nachtheilige Reaktion auf das Rad. Diese nachtheilige Wirkung auf das Rad wird aber wiederum ganz oder zum Theil aufgehoben, indem durch den Druck der convexen Flächen der Radkurven gegen das Wasser das letztere beschleunigt wird, was zur Folge hat, dass es mit erhöhter Kraft gegen die concaven Seiten der Radkurven wirkt.

Die Centrifugalkraft, welche aus der Wirkung des Rades auf das Wasser entspringt, kann natürlich keine Nutzwirkung hervorbringen; weil im günstigsten Falle der daraus gegen die concaven Flächen der Radkurven entstehende Druck nur eben so gross sein kann, als der Druck der Radkurven gegen das Wasser, d. h. unter den günstigsten Umständen sind die aus der Bewegung des Rades entstehenden Pressungen gegen die concaven und convexen Seiten der Radkurven gleich gross.

Nach den allgemeinen Grundsätzen der Mechanik wird der Nutzeffekt der Turbine am grössten, wenn 1) das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt; 2) ohne Störung das Rad durchströmt, und 3) ohne Geschwindigkeit das Rad verlässt. Könnten diese Bedingungen vollkommen realisirt werden, so wäre der Nutzeffekt genau gleich dem absoluten Effekt der Wasserkraft, d. h. gleich dem Produkte aus der Wassermenge in den Vertikalabstand der Wasserspiegel des oberen und unteren Kanales.

Es wird sich in der Folge zeigen, dass es bei der *Schottischen* Turbine selbst theoretisch unmöglich ist, jenen Bedingungen zu genügen, dass es ferner bei der *Fourneyron*'schen Turbine zwar theoretisch, nicht aber praktisch möglich ist, den Anforderungen zu entsprechen.

Annäherungstheorie der Fourneyron'schen Turbine. Keine Aufgabe, die sich auf eine Wirklichkeit bezieht, kann mit absoluter Genauigkeit gelöst werden, man muss sich jederzeit mit Annäherungen begnügen und es kann nur die Frage sein, welchen Genauigkeitsgrad man zu erreichen anstreben will. Die geringeren Genauigkeitsgrade werden durch empirische Regeln gewonnen. Höhere Grade werden erreicht, indem man sich auf feste Grundsätze stützt, aber alle das Wesen der Sache nicht treffenden störenden Einwirkungen unberücksichtigt lässt. Der höchste Grad kann erreicht werden, wenn es gelingt, nicht nur die das Wesen der Sache betreffenden Einwirkungen, sondern auch alle in der Wirklichkeit vorhandenen störenden Einflüsse zu berücksichtigen. Wir wollen nun zunächst die Aufgabe stellen, die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung eine Turbine die besten Effektleistungen hervorzubringen vermöchte, wenn alle die Bewegung und Wirkung des Wassers störenden Nebeneinflüsse nicht vorhanden wären, oder beseitiget werden könnten.

Wir setzen voraus:

1. Die Turbine befinde sich in einem Beharrungszustand der Bewegung, wobei sich ihr Zustand mit der Zeit in keinerlei Weise ändert.
2. Das Wasser gelange ohne alle Störung aus dem Zuflusskanal bis an die Mündungen des Einlaufrades, trete dann ohne Stoss in das Rad ein und durchströme seine Kanäle in so regelmässiger Weise, dass alle Wassertheilchen identische Bewegungen machen.
3. Das Wasser fülle die Kanäle des Leitrades wie des Turbinenrades vollkommen aus, so dass ein unregelmässiges Hin- und Herschlagen desselben zwischen den Wänden der Kanäle nicht statt finden kann.
4. Es finde an den Wandungen, längs welchen das Wasser hinfliesst, keine Reibung statt.

5. Die Radkurven und Leitkurven seien so schwach gekrümmt, dass das Wasser denselben folgen kann.
6. Die Anzahl der Leitkurven und Radkurven sei so gross, dass eine vollständig sichere Leitung aller einzelnen Wassertheilchen statt finden kann.
7. Die Leitschaufeln und Radschaufeln seien unendlich dünn, so dass sich das Wasser an den Kanten nicht stossen kann.
8. Der Schützen sei bis zur Höhe des Rades aufgezogen.

Diese Voraussetzungen haben eine zweifache Bedeutung. Sie vereinfachen die Lösung der vorliegenden Aufgabe, oder noch mehr, sie schieben alle die eigentlichen Schwierigkeiten, welche sich der Lösung entgegenstellen, bei Seite. Dann aber sprechen sie in ganz bestimmter Weise einige von den Bedingungen aus, welche schlechterdings erfüllt werden müssen, wenn eine vortheilhafte Kraftaufsammlung stattfinden soll, und geben in allerdings etwas unbestimmter Weise die Mittel an, wodurch man diesen Bedingungen entsprechen kann. In rein wissenschaftlicher Hinsicht ist es allerdings wünschenswerth, wenn die Theorie einer Maschine auch auf ganz fehlerhafte Anordnungen anwendbar ist; in praktischer Hinsicht darf man sich aber glücklich schätzen, wenn eine Theorie diejenigen Wahrheiten entwickelt, welche ohne Rechnung nicht erkannt werden können. Wir werden in der Folge versuchen, eine allgemeine und genaue Theorie der Turbinen aufzustellen, sind aber nicht der Meinung, dass damit in praktischer Hinsicht erhebliche Vortheile erzielt werden können, denn mancherlei Vorgänge, die bei der Bewegung und Wirkung des Wassers vorkommen, sind in dem Grade komplizirt, dass sie die grösste analytische Virtuosität nicht verfolgen kann, und wenn es auch möglich wäre, alle Vorgänge haarscharf analytisch auszudrücken, so würde dies dennoch für die Praxis von keinem erheblichen Werth sein, weil es doch nicht gelänge, die Mittel ausfindig zu machen und in Anwendung zu bringen, durch welche alle nachtheiligen Störungen gehoben werden könnten.

Für die in der folgenden Rechnung erscheinenden Grössen wählen wir die nachstehenden Bezeichnungen, Tafel XI., Fig. 5.

i die Anzahl der Leitkurven;

δ die Höhe der Schützenöffnung oder die Höhe der Leitkurvenkanäle, wenn der Schützen bis zu einem gewissen Punkt aufgezogen ist;

s der kleinste Abstand zweier unmittelbar auf einander folgenden Leitkurven. Dieser Abstand wird gefunden, wenn man von dem

Endpunkte c einer Leitkurve auf die unmittelbar folgende Leitkurve einen Perpendikel $c f$ fällt. Die Länge $c f$ dises Perpendikels ist $= s$;

$\Omega = i s \delta$ die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenapparat;

α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet. Um diesen Winkel zu finden, ziehe man in den Punkten c und f Tangenten an die Leitkurven, halbire den Winkel $f m c$, ziehe in dem Punkt k, in welchem die Halbirungslinie den inneren Umfang des Rades schneidet, eine Tangente $k l$, so ist $\widehat{l k m} = \alpha$;

U die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt;

R_2 der innere, R_1 der äussere } Halbmesser des Rades;

β der Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden. Dieser Winkel wird gefunden, indem man in dem Durchschnittspunkt n einer Radkurve mit dem innern Umfang des Rades an diesen Umfang und an die Radkurven Tangenten zieht;

γ der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rade strömt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet. Dieser Winkel wird gefunden, indem man von dem Endpunkt w einer Radkurve auf die nächstfolgende den Perpendikel $w x$ fällt, in den Punkten w und x an die Radkurven Tangenten zieht, den Winkel $w y x$ halbirt und in dem Durchschnittspunkt der Halbirungslinie an den äusseren Umfang des Rades eine Tangente zieht;

$s_1 = w x$ der senkrechte Abstand zweier Radkurven am äusseren Umfang des Rades;

s_2 der senkrechte Abstand zweier unmittelbar aufeinander folgenden Radkurven am inneren Umfang des Rades;

δ_1 die Höhe der Radkanäle;

i_1 die Anzahl der Radkurven;

$\Omega_2 = i_1 s_2 \delta_1$ die Summe der Querschnitte der Radkanäle am inneren Umfang des Rades;

$\Omega_1 = i_1 s_1 \delta_1$ die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades;

k der Kontraktionscoefficient für den Austritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat;

k_1 der Kontraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus dem Rade;

v_2 v_1 die absoluten Geschwindigkeiten des inneren und äusseren Radumfanges;

u_2 u_1 die relativen Geschwindigkeiten des Wassers gegen die Radkurven, beim Eintritt und Austritt;

w die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rade tritt;

$\mathfrak{A}$ der Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter;

$\mathfrak{Q}$ der Druck auf einen Quadratmeter bezogen, mit welchem sich die Wassertheilchen in der kreisförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades nach der Richtung ihrer Bewegung pressen;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf die Turbine wirkt;

$\varrho = 1000$ Kilogramm das Gewicht von einem Kubikmeter Wasser;

$g = 9{\cdot}809^m$ die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper;

E_n der Nutzeffekt des Rades in Kilgm.,

H das Gefälle. Wenn das Rad im Unterwasser nicht eintaucht, muss unter dem Gefälle die vertikale Höhe des Wasserspiegels im Zuleitungskanal über der Ebene verstanden werden, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen. Ist hingegen das Rad im Unterwasser eingetaucht, so ist das Gefälle der Vertikalabstand der Wassserspiegel im obern und untern Kanal;

h die Tiefe der Tauchung des Rades, worunter wir die Tiefe der Ebene, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen, unter dem Wasserspiegel im Abflusskanal verstehen wollen. Tafel X., Fig. 1.

Nach diesen Vorbereitungen wenden wir uns nun zur Entwicklung der Theorie.

Da wir voraussetzen, dass das Wasser die Kanäle des Einlaufrades und des Turbinenrades ganz ausfüllt, so sind Ω Ω_2 Ω_1 gleich den Querschnitten der Wasserkörper, und man hat daher:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

Da wir die Reibungswiderstände und Störungen, die in der Bewegung des Wassers vorkommen, ganz vernachlässigen, erfolgt der Austritt des Wassers aus dem Einlaufrad wie aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, deren Mittelpunkt in einer Tiefe

$\frac{\mathfrak{A}}{1000} + \mathrm{H} + \mathrm{h}$ unter dem oberen und in einer Tiefe $\frac{\mathrm{q}}{1000}$ unter dem unteren Wasserspiegel sich befindet; man hat daher:

$$\mathrm{U} = \sqrt{2\,g\left(\frac{\mathfrak{A}}{1000} + \mathrm{H} + \mathrm{h} - \frac{\mathfrak{Q}}{1000}\right)}$$

oder:

$$\frac{\mathrm{U}^2}{2\,g} = \frac{(\mathfrak{A} - \mathfrak{Q})}{1000} + \mathrm{H} + \mathrm{h} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nennen wir v die relative Geschwindigkeit eines aus dem Einlaufrad austretenden Wassertheilchens gegen den inneren Umfang des Turbinenrades und n den Winkel dieser relativen Geschwindigkeit gegen den inneren Radumfang, so hat man zur Bestimmung dieser zwei Grössen folgende Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{v}}{\mathrm{U}} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{\mathrm{v}_2}{\mathrm{U}} &= \frac{\sin\left[\pi - (\alpha+\beta)\right]}{\sin \mathrm{n}} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin \mathrm{n}} \\ \text{Auch ist:}\quad \mathrm{v}^2 &= \mathrm{v}_2{}^2 + \mathrm{U}^2 - \mathrm{U}\,\mathrm{v}_2 \cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

Da wir nun verlangen, dass der Uebertritt des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgen soll, so muss die relative Richtung des Wassers gegen das Rad mit der Richtung der Radschaufeln übereinstimmen, muss also $\mathrm{n} = \beta$ sein und muss ferner die relative Geschwindigkeit v des austretenden Wassers gleich sein der relativen Geschwindigkeit u_2 des Wassers gegen die Radkurven. Wir erhalten also die Bedingungen, bei deren Erfüllung der Uebertritt des Wassers ohne Stoss erfolgt, wenn wir in den Ausdrücken (3) $\mathrm{v} = \mathrm{u}_2$ und $\mathrm{n} = \beta$ setzen.

Diese Bedingungen sind also (siehe Tafel XI., Fig. 5, $\overline{\mathrm{AB}} = \mathrm{U}$, $\overline{\mathrm{AC}} = \mathrm{v}_2$, $\overline{\mathrm{AD}} = \mathrm{u}_2$):

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{u}_2}{\mathrm{U}} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{\mathrm{v}_2}{\mathrm{U}} &= \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \\ \mathrm{u}_2{}^2 &= \mathrm{v}_2{}^2 + \mathrm{U}^2 - 2\,\mathrm{v}_2\,\mathrm{U}\cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Eigentlich sind es nur zwei Bedingungsgleichungen, denn die letztere der Gleichungen (4) ist eine Folge der beiden ersteren.

Nun müssen wir die relative Geschwindigkeit u_1 des Wassers gegen die Schaufeln am äusseren Umfang des Rades bestimmen, und hierzu bedienen wir uns eines Lehrsatzes aus der dynamischen Theorie der relativen Bewegung (Prinzipien der Mechanik Seite 129), welcher lautet: Wenn ein Punkt gezwungen ist, einem Kanal zu folgen, welcher sich um eine vertikale Axe dreht, so erfolgt die relative Bewegung des Punktes gegen den Kanal gerade so, wie wenn der Kanal keine Bewegung hätte, und auf den Punkt nebst den wirklich vorhandenen Kräften auch noch nach radialer Richtung auswärts eine Kraft einwirkte, die gleich ist der sogenannten Centrifugalkraft.

Nennen wir q das Gewicht eines Wasseratoms, ω die Winkelgeschwindigkeit der Turbine, x die Entfernung des Wasseratoms von der Turbinenaxe in einem bestimmten Moment der Zeit, während welcher das Atom durch das Rad geht, so ist (Prinzipien der Mechanik, Seite 122):

$$\frac{q}{g}\,\omega^2\,x$$

die Centrifugalkraft.

Die Arbeit, welche dieselbe entwickelt, während das Wasseratom von dem inneren Umfang des Rades bis an den äusseren gelangt, ist:

$$\int_{R_2}^{R_1} \frac{q}{g}\,\omega^2\,x\,d\,x = \frac{q\,\omega^2}{2\,g}\,(R_1{}^2 - R_2{}^2) = \frac{q}{2\,g}\,(v_1{}^2 - v_2{}^2)\quad .\ .\ .\quad (5)$$

denn es ist $v_1 = R_1\,\omega$, $v_2 = R_2\,\omega$. Da diese Rechnung für jedes das Rad durchströmende Wassertheilchen gilt, so haben wir in dem letzten Ausdruck nur $1000\,Q$ statt q zu setzen, um die Arbeit zu erhalten, welche die Centrifugalkraft auf die in jeder Sekunde durch das Rad strömende Wassermasse Q ausübt. Diese Arbeit ist demnach:

$$1000\,\frac{Q}{2\,g}\,(v_1{}^2 - v_2{}^2)\quad .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\quad (6)$$

Am inneren Umfang des Rades herrscht eine Pressung $\mathfrak{Q}$, am äusseren Umfang wirkt ein Druck $\mathfrak{A} + 1000\,h$. Das Wasser wird demnach durch die Differenz dieser Pressungen herausgetrieben und wird dabei gleichzeitig durch die Centrifugalkraft beschleunigt, wir haben daher zu setzen:

$$\frac{1000\,Q}{2\,g}(u_1{}^2 - u_2{}^2) = 1000\,Q\left(\frac{\mathfrak{Q}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right) + 1000\,\frac{Q}{2\,g}\,(v_1{}^2 - v^2)$$

oder wenn man mit $\frac{1000\,Q}{2\,g}$ dividirt

$$u_1{}^2 - u_2{}^2 = 2\,g\left(\frac{\mathfrak{Q}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right) + (v_1{}^2 - v_2{}^2)\quad .\ .\ .\ .\quad (7)$$

Es ist aber nicht zu vergessen, dass wir bei dieser Rechnung die Reibung des Wassers an den Kanalwänden und die mancherlei Verluste an lebendiger Kraft, die durch unregelmässige Durcheinander-Bewegungen der Wasseratome entstehen, vernachlässiget haben.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt, ist die Resultirende aus der relativen Geschwindigkeit u_1 des Wassers gegen die äusseren Enden der Radschaufeln und aus der absoluten Umfangsgeschwindigkeit v_1 des Rades; man hat daher (Tafel XI., Fig. 5, $\overline{A_1 D_1} = u_1$, $\overline{A_1 C_1} = v_1$, $\overline{A_1 B_1} = w$):

$$w^2 = u_1^2 + v_2^2 - 2\, u_1\, v_1 \cos\gamma \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

Für die vortheilhafteste Wirkung des Wassers auf das Rad muss w verschwinden, was nur dann der Fall ist, wenn man hat:

$$\left.\begin{array}{l} u_1 = v_1 \\ \gamma = 0 \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Durch die Gesammtheit der gewonnenen Resultate werden die Bedingungen, bei deren Erfüllung eine vortheilhafte Wirkung des Wassers statt finden kann, analytisch ausgedrückt. Wir wollen diese Bedingungsgleichungen für die weitere analytische Umformung zusammenstellen, und jeder die Nummer beisetzen, welche dieselbe bei der Herleitung erhalten hat.

a. Die Bedingungen, dass das Wasser alle Kanäle ausfüllt, sind:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

b. Der Austritt des Wassers aus dem Leitapparat gibt:

$$U^2 = 2\, g \left(\frac{\mathfrak{A} - \mathfrak{Q}}{1000} + H + h\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

c. Die Bedingungen, bei deren Erfüllung der Uebertritt des Wassers aus dem Einlauf- in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgt, sind:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{u_2}{U} = \dfrac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\[2ex] \dfrac{v_2}{U} = \dfrac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} \\[2ex] u_2^2 = v_2^2 + U^2 - 2\, v_2\, U \cos\alpha \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

d. Die Bewegung des Wassers durch das Rad unter dem Einfluss der Centrifugalkraft und dem Einfluss der an den Radumfängen herrschenden Pressungen, wird durch folgende Gleichung ausgedrückt:

$$u_1^2 - u_2^2 = 2g\left(\frac{\mathfrak{O}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right) + (v_1^2 - v_2^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

e. Damit der Austritt des Wassers aus dem Rade ohne Geschwindigkeit erfolgt, muss sein:

$$\left.\begin{array}{l} u_1 = v_1 \\ \gamma = o \end{array}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Diese Gleichungen sprechen noch nicht; wir müssen sie weiter analytisch verarbeiten.

Durch Addition der Gleichungen (2) und (7) folgt:

$$U^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2gH + v_1^2 - v_2^2$$

Berücksichtiget man die erste der Gleichungen (9) und führt für u_2^2 den Werth ein, den die dritte der Gleichungen (4) darbietet, so findet man:

$$o = 2gH - 2v_2 U \cos\alpha$$

Setzt man für v_2 den Werth, der aus der zweiten der Gleichungen (4) folgt und sucht hierauf U, so findet man:

$$U = \sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Führt man diesen Werth in die erste und zweite der Gleichungen (4) ein, so folgt:

$$v_2 = \sqrt{gH\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

$$u_2 = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\sqrt{gH\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Aus (2) und (10) folgt durch Elimination von U:

$$\frac{\mathfrak{O}}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} + h + H\left(1 - \frac{1}{2}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Statt der Gleichungen (1) kann man schreiben:

$$Q = \Omega U k$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = \frac{U}{u_1} = \frac{U}{v_1}\frac{R_2}{R_1}$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega k} = \frac{U}{u_2}$$

oder wenn man für $\frac{U}{v_2}$ und $\frac{U}{u_2}$ die Werthe setzt, welche aus (4) folgen:

$$\left.\begin{array}{l} Q = \Omega\, U\, h \\ \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k} = \frac{R_2}{R_1}\, \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega\, k} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (14)$$

Diese 7 Gleichungen enthalten 16 verschiedene Grössen; es bleiben also 9 derselben unbestimmt. Nun sind $g\ \mathfrak{A}\ h\ k\ k_1\ Q\ H$ gegebene Grössen, daher bleiben nur noch 2 unbestimmt, und für diese ist es am angemessensten, α und β zu wählen.

Wenn also die Grössen $g\ \mathfrak{A}\ h\ k\ k_1\ Q\ H$ gegeben sind und die Winkel α und β passend angenommen werden, so kann man vermittelst der Gleichungen (10) bis (14) diejenigen Werthe von $U\ v_2\ u_2\ \mathfrak{O}\ \Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ berechnen, welche dem absoluten Maximum des Effektes entsprechen würden, wenn keine Reibungen und auch keine Störungen in der Bewegung des Wassers vorkämen.

Die Winkel α und β sind nur innerhalb gewisser Grenzen willkürlich; sie müssen nämlich so gewählt werden, dass die Ausdrücke (10) bis (14) positive und endliche reelle Werthe geben. Dies ist der Fall, wenn $\alpha < 90$ und $\alpha + \beta < 180$ angenommen wird.

Würde $\alpha > 90$ und $\alpha + \beta > 180°$ genommen, so können zwar die Werthe von $U\ v_2\ u_2$ reell ausfallen, aber die zweite der Gleichungen (14) gibt dann für Ω_1 einen negativen Werth.

Wird $\alpha < 90$, $(\alpha + \beta) > 180$ angenommen, so wird v_2 und U imaginär und Ω_1 negativ.

Wird endlich $\alpha > 90$, $\alpha + \beta < 180°$ genommen, so wird v_2 und U imaginär und Ω_1 wird positiv unendlich.

Die verschiedenen Anordnungen, welche man erhält, wenn den Winkeln α und β innerhalb der Grenzen $\alpha < 90°$, $\alpha + \beta < 180$ alle möglichen Werthe ertheilt werden, lassen sich in drei Klassen eintheilen.

Die erste Klasse umfasst alle diejenigen Anordnungen, für welche

$$2\,\alpha + \beta < 180$$

ist. In diesem Falle wird:

$$U < \sqrt{2\, g\, H}$$

$$Q > A + 1000\, h$$

denn es ist:

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} = 2 \frac{\sin \beta}{\sin (2 \alpha + \beta) + \sin \beta} < 2$$

Bei dieser Klasse von Turbinen strömt also das Wasser aus den Leitschaufeln mit einer Geschwindigkeit aus, die kleiner ist als diejenige, welche der Gefällshöhe entspricht, und die wechselseitige Pressung der Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades fällt grösser aus, als der atmosphärische Druck.

Zur zweiten Klasse gehören diejenigen Turbinen, für welche $2 \alpha + \beta = 180^\circ$ ist. Dann wird wegen

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} = 2 \frac{\sin \beta}{\sin (2 \alpha + \beta) + \sin \beta} = 2$$

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

$$\mathfrak{Q} = A + 1000 \text{ h}$$

Bei dieser Klasse strömt demnach das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, die gleich ist derjenigen, welche dem Gefälle entspricht.

Die dritte Klasse ist endlich diejenige, für welche $2 \alpha + \beta > 180^\circ$ ist. Dann wird wegen

$$\frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)} = 2 \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + 2 \beta) + \sin \beta} > 2$$

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

$$\mathfrak{Q} < A + 1000 \text{ h}$$

Das Wasser strömt also in diesem Falle mit einer Geschwindigkeit aus, die grösser ist als jene, welche dem Gefälle entspricht.

Wir werden in der Folge zeigen, dass nur die Turbinen der ersten Klasse praktisch gute Effekte zu geben vermögen, weil nur bei diesen gewissen Nebenbedingungen, die in unserer unvollkommenen Theorie nicht vorkommen, entsprochen werden kann.

Bestimmung der Abmessungen einer Fourneyron'schen Turbine. Die Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes, welche bei der Aufstellung von Regeln für die Bestimmung der wesentlichen Abmessungen von Turbinen sorgfältig berücksichtiget werden müssen, lassen sehr viele Grössenverhältnisse ganz unbestimmt, woraus man berechtigt ist zu schliessen, dass diese nach der nun geprüften Theorie der willkürlichen Grössen keinen wesentlichen Einfluss auf den Effekt haben können. Berücksichtiget man aber die Voraussetzungen, welche vor der Entwicklung der Theorie gemacht wurden, so wie auch die Abmessungen von den bereits bestehenden Turbinen, so ergeben sich für die Bestimmung aller Dimensionen ganz zuverlässige Regeln.

Die wesentlichsten Grössen, welche bei der Konstruktion einer Turbine bekannt sein müssen, sind:

a) Der innere Halbmesser des Rades.
b) Das Verhältniss zwischen dem inneren und äusseren Halbmesser des Rades.
c) Die Winkel $\alpha \beta \gamma$, welche sich nach den Winkeln richten, unter welchen die Radkurven und Leitkurven die Radumfänge durchschneiden.
d) Die Anzahl der Radkurven und die Anzahl der Leitkurven.
e) Die äussere Weite der Radkanäle.
f) Die Höhe des Rades.
g) Die Krümmungen der Radkurven und der Leitkurven.
h) Die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades.

Wir müssen uns nun mit der Aufstellung von naturgemässen Regeln für die Bestimmung dieser Grössen beschäftigen.

Der innere Halbmesser. Nach dem inneren Halbmesser des Rades richtet sich der Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser zu den Leitschaufeln niederströmt. Wenn der Querschnitt dieses Cylinders zu klein gemacht wird, muss das Wasser mit grosser Geschwindigkeit gegen den Teller, an dessen Umfang die Leitkurven angebracht sind, niederströmen, und dann horizontal gegen die Leitkurven hingelenkt werden. Hierdurch entstehen aber sehr leicht sehr nachtheilige Störungen in der Bewegung des Wassers. Würde der Querschnitt jenes Cylinders sogar kleiner gemacht, als die Summe Ω der Austrittsöffnungen aus dem Leitkurvenapparat, so würde das Wasser nicht einmal als eine ungetheilte Masse niederfliessen, sondern in einzelnen getrennten Parthieen niederstürzen und durch den Stoss gegen die Tellerfläche den grössten Theil seiner Wirkungsfähigkeit verlieren. Hieraus geht hervor, dass nur dann ein regelmässiges Niederfliessen des Wassers zu den Leitkurvenkanälen eintreten kann, wenn der Halbmesser des Rades nicht zu klein gemacht wird im Verhältniss zu der Wassermenge, welche auf die Turbine wirken soll. Es ist aber auch leicht einzusehen, dass man zu ganz unpassenden Verhältnissen der Maschine geführt würde, wenn man den inneren Halbmesser des Rades gar zu gross machte. Das Rad würde nämlich in diesem Falle sehr niedrig werden, und die Anzahl der Leitkurven und Radkurven sehr gross. Aus diesen Erwägungen geht also hervor, dass der innere Halbmesser des Rades eine der Wassermenge angemessene Grösse erhalten muss.

Berücksichtiget man nur allein die Bewegung des Wassers bis zu seinem Eintritt in die Leitkurvenkanäle, so scheint es eine naturgemässe Annahme zu sein, den inneren Horizontalquerschnitt $R_2^2 \pi$ des Rades der Wassermenge Q proportional zu machen, in welchem Falle das Wasser bei allen Turbinen in constanter Geschwindigkeit niederströmen würde.

Berücksichtiget man nur allein die Konstruktionsverhältnisse des Leitkurvenapparates, so könnte man, wie *Fourneyron* in seiner ersten Abhandlung über die Turbine gethan hat, den Grundsatz aufstellen, dass zwischen den Querschnitten $R^2 \pi$ und Ω ein bestimmtes constantes Verhältniss beobachtet werden müsste.

Versucht man diese Grundsätze bei sehr verschiedenen Gefällen in Anwendung zu bringen, so überzeugt man sich leicht, dass keiner von beiden zu einer allgemein anwendbaren Regel führt, dass jedoch der erstere dem letzteren weit vorzuziehen ist, indem dieser bei höheren Gefällen zu ganz unbrauchbaren Dimensionen für das Rad führt; und in der That, *Fourneyron* musste bei der Turbine von St. Blasien seinen vor dem Bau dieser Maschine aufgestellten Grundsatz verlassen, weil er durch denselben zu einem Rade von der Grösse einer Tabatiere geführt worden wäre. Dass aber der erstere höchst einfache Grundsatz, nach welchem $\frac{Q}{R_2^2 \pi}$ einen constanten Werth erhält, mit den wirklichen Abmessungen von Turbinen in Uebereinstimmung ist, wird durch folgende Tabelle bewiesen.

Nr.	Ort der Aufstellung der Turbine.	$\frac{Q}{R_2^2 \pi}$
4.	St. Blasien	0·88
3.	Thüringen	1·40
9.	Mühlbach	0·77
6.	St. Maur	1·40
7.	Ettlingen	1·32
8.	Neapel	1·18
5.	Augsburg	0·92
11.	Lörrach	1·01
	Mittel	1·11

Die Differenzen in den Werthen von $\frac{Q}{R_2^2 \pi}$ sind hier gewiss von der Art, dass man sie theils den unzuverlässigen Angaben über die

Wassermenge, theils dem Mangel einer festen Regel, die bei der Bestimmung von R_2 hätte leiten sollen, zuschreiben kann.

Bedienen wir uns des mittleren Werthes der Tabelle, so erhalten wir:

$$\frac{Q}{R_2^2 \pi} = 1 \cdot 11$$

und hieraus folgt:

$$R_2 = 0 \cdot 538 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Regel empfiehlt sich insbesondere durch den Umstand, dass die Konstruktionsverhältnisse der Turbine, so wie auch die Grösse des Gefälles gar nicht bekannt sein müssen, um den inneren Halbmesser der Turbine zu bestimmen. Nach dieser Regel erhalten demnach alle Turbinen, die für gleich grosse Wasserquantitäten zu konstruiren sind, gleich grosse innere Halbmesser.

Man könnte, um für das Rad passende Verhältnisse zu erhalten, von dem Grundsatz ausgehen, dass $\frac{R_2}{\delta}$ und $\frac{\delta}{s}$ constante Verhältnisse sein sollten, wodurch man zur Bestimmung von R_2 zu folgender Formel geführt wird:

$$R_2 = 0 \cdot 72 \sqrt{\frac{Q}{U \sin \alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

in welcher der Coeffizient $0 \cdot 72$ empirisch bestimmt worden ist. Diese Formel gibt aber für hohe Gefälle zu kleine Dimensionen, wenn man nicht den Winkel α sehr klein annimmt, was nach den folgenden Erläuterungen nicht geschehen soll. Da aber überhaupt die Turbine von *Fourneyron* für ganz grosse Gefälle nicht passend ist, sondern nur für mittlere und kleinere Gefälle, für welche U und α nicht viel veränderlich sind, so kann man für die Praxis $\sqrt{U \sin \alpha}$ nahe als eine constante Grösse ansehen, und dann stimmt die letzte Formel mit (1) überein, woraus hervorgeht, dass durch die Regel (1), sowohl für eine gute Zuleitung des Wassers, als auch für passende Konstruktionsverhältnisse des Zuleitungsapparates gesorgt ist.

Wahl der Winkel α und β. Es ist schon früher erläutert worden, dass diese Winkel innerhalb gewisser Grenzen willkürlich gewählt werden können. Diese Grenzen, welche nach der Theorie sehr weit von einander entfernt liegen, rücken hinsichtlich α sehr nahe an einander, wenn man kleine, aber nicht unwesentliche Nebenrücksichten beachtet. Wird nämlich α sehr klein angenommen, so entstehen daraus zwei wesentliche Nachtheile. 1) Wird dadurch der schädliche Raum verhältnissmässig sehr gross, 2) werden dann die Leitkurvenkanäle sehr eng im Vergleich mit der Dicke der Leitkurven. Nimmt man α ziemlich gross, z. B. 45° an, so werden die Leitkurvenkanäle nach aussen zu divergirend, wodurch wiederum die schädlichen Räume gross ausfallen, und die Höhe des Rades wird so niedrig, dass man gezwungen wäre, sehr viele Leitkurven anzuwenden, um für die Querschnittsdimension der Kanäle zweckmässige Abmessungen zu erhalten. Versucht man für verschiedene Annahmen die Konstruktion zu verzeichnen, so überzeugt man sich bald, dass nur dann gute Verhältnisse zu Stande kommen, wenn der Winkel, unter welchem eine Leitkurve den inneren Umfang des Schützens schneidet, nahe 25° beträgt, in welchem Falle die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurven austritt, ungefähr einen Winkel $\alpha = 30°$ mit dem innnern Umfang des Rades bildet. Zu dieser Regel ist auch *Fourneyron* allmählig geführt worden, wie seine in neuerer Zeit erbauten Turbinen beweisen.

Der Winkel β ist $= 90°$ zu nehmen, wenn man sich an die Regel halten will, welche *Fourneyron* bei allen seinen Turbinen bis jetzt beobachtet hat. Ich bin jedoch der Ansicht, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. nur 60° zu nehmen, weil man in diesem Falle, mit einer mässig breiten Radkrone, Radkurven von schwacher Krümmung erhält.

Das Verhältniß $\frac{R_1}{R_2}$ richtet sich theils nach dem Winkel β, theils nach dem inneren Halbmesser R_2. Da die Radkurven den äusseren Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneiden, so bestimmt β ungefähr den Winkel, um welchen die Wassertheilchen während ihres Durchganges durch das Rad in der Richtung ihrer Bewegung abgelenkt werden. Ist β klein, so ist die Ablenkung unbedeutend, ist β gross, so ist es auch die Ablenkung. Da aber, um alle Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers zu vermeiden, die Ablenkung nur allmählig geschehen darf, so wird eine um so längere Radkurve nothwendig sein, je grösser β ist, und da sich überdies die Radkurven um so mehr von dem inneren Umfang des Rades entfernen, je grösser β wird, so ist klar, dass die Breite $R_1 - R_2$ der Radkrone und mithin auch das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ mit β gleichzeitig wachsend angenommen werden muss.

Es ist ferner auch leicht einzusehen, dass das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ bei einem grossen Rade kleiner angenommen werden darf, als bei einem kleinen Rade, weil es sich überhaupt nur darum handelt, die

Krümmung dsr Radkurve nicht zu stark zu machen. Da sich aus der Natur der Sache wohl kaum ein strenger, scharf ausgesprochener Grundsatz für die Bestimmung von $\frac{R_1}{R_2}$ angeben lässt, so ist es am zweckmässigsten, eine empirische Regel anzugeben, welche mit den Dimensionen von ausgeführten Turbinen möglichst nahe übereinstimmt, was bei folgender Formel ziemlich nahe der Fall ist:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + 0{\cdot}0045 \frac{\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

wobei β in Graden und R_2 in Metres auszudrücken ist. Diese Formel gibt zwar für $\beta = 90^0$ und für kleine Werthe von R_2 einen zu grossen Werth für $\frac{R_1}{R_2}$, allein da es überhaupt nicht zweckmässig ist, kleine Turbinen mit Leitschaufeln zu bauen, so genügt die Formel (3) für die praktisch zweckmässigen Fälle.

Für $\beta = 90^0$ wird:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{4{\cdot}405}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Für $\beta = 60^0$ wird:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}27}{\sqrt[3]{R_2}}, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Bei den von *Fourneyron* konstruirten Turbinen ist gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}38$ bis $1{\cdot}5$.

Anzahl der Leitschaufeln. Je mehr Leitkurven vorhanden sind, desto sicherer wird das Wasser durch die Kanäle geleitet, desto öfter wiederholt sich aber auch die Störung, welche die Kanten jeder Kurve in der Bewegung des Wassers verursachen, woraus hervorgeht, dass die Anzahl der Leitkurven innerhalb gewisser Grenzen gehalten werden muss. Die Leitungsfähigkeit eines Leitkurvenkanales richtet sich theils nach dem Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen der grössten Höhe der Schützenöffnung und der äusseren Weite der Kanäle, theils nach der absoluten Grösse von s. Je grösser das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ und je kleiner gleichzeitig der absolute Werth von s ist, desto sicherer vermag ein Kanal das Wasser zu leiten. Wenn s einen gewissen Werth überschreitet, so kann der Kanal das Wasser nicht mehr leiten, wie auch das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ sein mag; das

Wasser folgt dann nur den concaven Seiten der Leitkurven, und verlässt die convexen Seiten, füllt also den Kanal nicht mehr ganz aus, und der mittlere Winkel α, nach welchem das Wasser austritt, fällt grösser aus, als in dem Falle, wenn die Kanäle ganz gefüllt durchströmt werden. Unter solchen Umständen müssen nothwendig sehr nachtheilige Unregelmässigkeiten in der Zuleitung des Wassers entstehen, die bei einer guten Konstruktion der Maschine nicht zulässig sind.

Damit nun der Werth von s nie zu gross ausfällt, muss nothwendig das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ für grosse Räder grösser genommen werden, als für kleine; und dies ist um so viel mehr richtig, als bei grossen Rädern meistens eine oder mehrere Zwischenkronen angebracht werden, und man also dafür sorgen muss, dass das Verhältniss zwischen den kleineren Höhen der Schützenöffnungen und der Weite s der Zuleitungskanäle nicht zu klein ausfällt.

Diese Ansicht wird zwar durch die Thatsachen nicht bestätigt, aber auch nicht widerlegt, weil sich bei diesen Rädern hinsichtlich des Verhältnisses $\frac{\delta_1}{s}$ keine bestimmte Regel ausspricht. Es scheint, *Fourneyron* hat es sich zur Regel gemacht, 24 bis 30 Leitkurven und 30 bis 36 Radkurven zu nehmen, und in jedem einzelnen Falle nach dem praktischen Gefühle die passende Zahl innerhalb dieser Grenzen auszuwählen. Bei der Mehrzahl seiner Turbinen liegt das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen 3 und 4·5. Mit Berücksichtigung der oben entwickelten Grundsätze und der Dimensionen von ausgeführten Turbinen ist folgende empirische Formel entstanden:

$$\frac{d_1}{s} = 2\,(1 + R_2) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

Es liesse sich nun allerdings berechnen, wie gross die Anzahl der Leitkurven genommen werden müsste, damit die Verhältnisse der Querschnittsdimensionen der Kanäle mit (6) genau übereinstimmen, allein die Formel fällt so complizirt aus, dass es zweckmässiger ist, zu diesem Endzwecke ein empirisches Verfahren zu befolgen, welches darin bestehen kann, dass man vorläufig 24 bis 30 Radkurven annimmt, den Leitkurvenapparat vollständig verzeichnet, und dann nachsieht, ob das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ mit jenem übereinstimmt, welches die Formel (6) angibt. Zeigt sich keine solche Uebereinstimmung, so ist es dann eine leichte Sache, die

Anzahl der Schaufeln so weit zu vermehren oder zu vermindern, dass der Regel (6) Genüge geleistet wird; eine scharfe Uebereinstimmung ist übrigens durchaus nicht nothwendig, und man darf sich schon erlauben, um eine für die Theilung bequeme Zahl zu erhalten, einige Schaufeln mehr oder weniger zu machen.

Anzahl der Radschaufeln. Was von der Leitungsfähigkeit der Leitkurvenkanäle im Allgemeinen gesagt worden ist, gilt auch von den Kanälen des Rades. Da wir bei der Konstruktion des Rades den allgemeinen Fall im Auge haben, dass der Winkel β innerhalb gewisser Grenzen beliebig angenommen werden kann, so müssen wir bei der Aufstellung einer Regel für die Bestimmung der Anzahl der Radkurven den Einfluss von β berücksichtigen. Da sich die innere Weite s_2 der Radkanäle mit β in gleichem Sinne ändert, und unter sonst gleichen Umständen der Werth von $\frac{\delta_1}{s_2}$ zunimmt, wenn β abnimmt, und umgekehrt, so ist klar, dass die Anzahl der Radkurven, welche erforderlich ist, um passende Verhältnisse für die Querschnittsdimensionen der Kanäle zu erhalten, für kleinere Werthe von β ebenfalls kleiner sein kann, als für grössere Werthe dieses Winkels. Um sowohl den Einfluss von β, als auch den Grundsatz zu berücksichtigen, dass bei grösseren Rädern, unter sonst gleichen Umständen, etwas mehr Radkurven genommen werden sollen, als bei kleinen, scheint es zweckmässig zu sein, den Werth von i_1 durch folgende empirische Formel zu bestimmen:

$$i_1 = 1{\cdot}2 \; i \sin \beta \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

Aeußere Weite der Radkanäle. Diese wichtige Dimension wird vermittelst der zweiten der Gleichungen (14), Seite 174, berechnet, und lässt sich auf folgende Art sehr genau in die Zeichnung des Rades auftragen. Man verzeichnet zuerst zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven, Tafel XI., Fig. 5, und setzt eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern fort. Hierauf zieht man in einem Abstande $u\,v = s_1$ zu $r\,q\,n$ einen concentrischen Kreisbogen, welcher die nächstfolgende durch w gehende Radkurve in w durchschneidet. Dieser Punkt w ist der Endpunkt der Radkurve. Man macht hierauf alle Radkurven eben so lang, so erhalten alle Kanäle aussen die verlangte Weite s_1.

Höhe des Rades Durch sämmtliche Regeln, welche bis hierher aufgestellt worden sind, wird der Horizontaldurchschnitt des Rades bestimmt, ist dieser verzeichnet, so kennt man alle Horizontal-

Abmessungen des Rades. Um nun die Höhe des Rades zu bestimmen, muss das grösste Wasserquantum Q bekannt sein, welches man bei ganz aufgezogenem Schützen auf das Rad wirken lassen will; dann erhält man zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades oder der höchsten Schützenöffnung folgende Gleichung:

$$\delta_1 = \frac{Q}{t\ s\ k\ U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

s und i erhält man aus der Zeichnung, k muss nach der Form des Leitkurvenkanals passend gewählt werden (in der Regel darf $k = 0{\cdot}9$ bis $1{\cdot}0$ gesetzt werden), und zur Bestimmung von U dient die Gleichung (10), Seite 173.

Ist die Wassermenge veränderlich, aber im Allgemeinen bedeutend, so muss man das Rad mit einer oder mit zwei Zwischenkronen versehen, deren Entfernung nun wiederum nach den verschiedenen Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, bestimmt werden muss. Nennt man: $\Delta\ \Delta_1\ \Delta_2 \ldots$ die Entfernungen der einzelnen Kronen von der untern Hauptkrone; und $q\ q_1\ q_2 \ldots$ die Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, wenn die Höhe der Schützenöffnung $\Delta\ \Delta_1\ \Delta_2 \ldots$ ist, so hat man:

$$\frac{Q}{\delta_1} = \frac{q_1}{\Delta} = \frac{q_1}{\Delta_1} = \frac{q_2}{\Delta_2}$$

demnach:

$$\Delta = \delta_1 \frac{q}{Q} \qquad \Delta_1 = \delta_1 \frac{q_1}{Q} \qquad \Delta_2 = \delta_2 \frac{q_2}{Q}$$

Da die Herstellung einer Zwischenkrone sehr viele Arbeit und Kosten verursacht, so wird man deren nie mehr als zwei anbringen, in welchem Falle also das Rad drei übereinander liegende Kanalsysteme erhält. Auch wird man nur in dem Falle zwei Zwischenkronen wählen, wenn sehr veränderliche und bedeutend grosse Wasserquantitäten zu verschiedener Zeit auf das Rad wirken sollen, oder wenn einige Wahrscheinlichkeit vorhanden ist, dass man in Folge der Zeit eine bedeutend grössere Betriebskraft nothwendig haben werde, als zur Zeit der Aufstellung der Maschine.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit. Für die Anlage der Transmission ist es nothwendig, die Geschwindigkeit zu kennen, mit welcher sich die Turbine in ihrem Beharrungszustand der Bewegung umdrehen muss, um einen guten Effekt zu entwickeln. Hierzu dient die Gleichung (11) Seite 173. Hat man vermittelst dieser Gleichung

v_2 berechnet, so erhält man die entsprechende Anzahl Umdrehungen des Rades durch folgende Formel:

$$n = 9{\cdot}548 \frac{v_2}{R_2} = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Hiermit sind also die wichtigsten Elemente für die Konstruktion einer Turbine nach dem System von *Fourneyron* bekannt.

Praktische Anleitung zur Verzeichnung der Fourneyron'schen Turbine. Man bestimme zuerst die Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll, wenn dieses Datum nicht unmittelbar gegeben sein sollte. Nennt man N den Nutzeffekt, in Pferdekräften à 75^{Klgm} ausgedrückt, welchen die Turbine entwickeln soll, und nimmt man an, dass derselbe 0·75 von dem absoluten Effekt der Wasserkraft betrage, so hat man zur Bestimmung der Wassermenge Q in Kubikmetern ausgedrückt folgende Formel:

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N}{H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Nun berechne man den innern Halbmesser R_2 des Rades vermittelst der Formel

$$R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

und verzeichne mit demselben den innern Umfang Tafel XI., Fig. 5 des Rades. Da bei der Turbine von *Fourneyron* kein merklicher Wasserverlust am innern Umfange des Rades zu befürchten ist, so könnte man zwar den Zwischenraum zwischen dem innern Umfang des Rades und dem äussern Umfang des Schützens ziemlich gross annehmen, allein es ist sowohl wegen der Leitung des Wassers, als auch um die schädlichen Räume möglichst zu vermindern, gut, diesen Zwischenraum so wie auch die Dicke des Schützencylinders möglichst klein zu machen. Bei kleinen Turbinen können diese Theile abgedreht werden, und dann kann man die Spalte $0{\cdot}001^{\mathrm{m}}$ bis $0{\cdot}002^{\mathrm{m}}$ annehmen, bei grossen Turbinen muss man sie aber doch wenigstens $0{\cdot}005^{\mathrm{m}}$ machen. Wird der Schützenmantel von Gusseisen gemacht, so muss er für kleine Turbinen wenigstens $0{\cdot}01^{\mathrm{m}}$, für grössere $0{\cdot}015^{\mathrm{m}}$ Dicke erhalten; der obere Theil dieses Cylinders, welcher sich bei der tiefsten Stellung desselben über dem Rade befindet, kann aber, um dem Ganzen mehr Steifheit zu geben, dicker gemacht werden. Hat man die Kreise verzeichnet, welche den Durchschnitt des Schützens darstellen, so muss man den Winkel angeben, unter welchem die Leitkurven den innern Kreis des Schützens schneiden sollen. Dieser Winkel in Graden ausgedrückt ist:

$$\widehat{b\,c\,d} = 25^{\circ} - H^{\circ}$$

Für grössere Gefälle ist es nämlich gut, diesen Winkel kleiner zu nehmen, als für kleinere Gefälle, damit die Höhe des Rades eine passende Grösse erhält.

Nun nehme man provisorisch bei kleineren Turbinen 24, bei grösseren Turbinen 30 Leitkurven an, theile den inneren Umfang des Schützen in eben so viele gleiche Theile, konstruire an einem dieser Theilungspunkte, z. B. c, den Winkel b c d, errichte auf c b in c einen Perpendikel c e, trage auf denselben eine Länge $= \frac{1}{2} R_2$ auf, und beschreibe mit derselben aus e als Mittelpunkt einen durch c gehenden Kreisbogen gegen den Mittelpunkt des Rades hin, welcher somit die konkave Seite der durch c gehenden Leitkurve ist. Um auch die konvexe Seite derselben zu verzeichnen, trage man die Blechdicke (welche nur $0{\cdot}003^m$ bis $0{\cdot}004^m$ betragen soll) auf und beschreibe aus e einen koncentrischen Kreis. Um die übrigen Leitkurven zu verzeichnen, bestimme man die Mittelpunkte derselben, indem man durch e aus O als Mittelpunkt einen Kreis beschreibt, und in denselben mit einer Zirkelöffnung $= \frac{1}{2} R_2$ aus den einzelnen Theilungspunkten im innern Umkreise des Schützens einschneidet. Was nun weiter zu thun ist, um die Verzeichnung der Leitkurven zu vollenden, bedarf keiner weitern Erklärung. Bei der Turbine Fig. 5 ist die halbe Anzahl der Leitkurven bis an die Röhre, und die andere halbe Anzahl bis auf eine Entfernung $\frac{2}{3} R_2$ von O festgesetzt. *Fourneyron* wählte in der letzten Zeit stets diese Anordnung, welche den Vortheil gewährt, dass wenigstens die ganz hereingehenden Kurven sehr sorgfältig befestigt werden können. Ist nun der Leitkurvenapparat verzeichnet, so bestimme man die Grössen s und α, was auf folgende Weise geschieht.

Man verbinde den Punkt c mit dem Mittelpunkt e_1 der durch c_1 gehenden Leitkurve, und messe mit aller Genauigkeit den Abstand $c f = s$. Ferner ziehe man durch die Punkte c und f an die durch c und c_1 gehenden Kurven Tangenten, verlängere dieselben bis zu ihrem Durchschnitt in m, halbire den Winkel f m c durch die Linie m k h und ziehe an den inneren Umfang des Rades in dem Punkte k, wo derselbe von der Halbirungslinie m h geschnitten wird, eine Tangente, so ist: $\widehat{l k g} = \alpha$. Um diesen Winkel in Graden ausgedrückt zu erhalten, kann man sich eines Transporteurs bedienen. Die so gemessenen Werthe von s und α bemerke man sich vorläufig. Um die Höhe der Schützenöffnung zu bestimmen, welche der Wassermenge Q entspricht, und die mit der Höhe des Rades übereinstimmt, muss man noch den Winkel β angeben. *Fourneyron* hat bei den von ihm erbauten Turbinen jederzeit $\beta = 90^{\circ}$ genommen. Ich bin jedoch der Meinung, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. wie es bei der Turbine Fig. 5 der Fall ist, 60° zu nehmen, weil man dann die Radkronen nicht so breit zu machen braucht, als wenn $\beta = 90^\circ$ genommen wird, um schwach gekrümmte Rabkurven zu erhalten. Hat man sich über die Wahl von β entschieden, so berechne man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers durch folgende Formel:

Für irgend einen Werth von β ist:

$$U = \sqrt{g\,H \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha + \beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

wenn $\beta = 90^\circ$ genommen wird, ist:

$$U = \frac{\sqrt{g\,H}}{\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

und dann hat man zur Bestimmung von δ die Gleichung

$$\delta = \frac{Q}{i\,s\,k\,U} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

in welcher für i die provisorisch angenommene Anzahl Leitkurven, für s die Entfernung $c\,f$, in Metern ausgedrückt, für Q die Wassermenge, welche per 1'' auf das Rad wirken soll, in Kubikmetern, für U der unmittelbar vorher gefundene Werth, endlich für k, 1 oder 0·9 zu setzen ist, je nachdem der Winkel α sich mehr dem Werthe 25° oder mehr dem Werthe 15° nähert. Ist δ berechnet, so sehe man nach, wie oftmals s in δ enthalten ist, d. h. wie gross der Werth von $\frac{\delta}{s}$ ist. Ist dieses Verhältniss $= 2\,(1 + R_2)$ oder nicht viel davon verschieden, so kann die angenommene Anzahl Leitkurven, so wie überhaupt die ganze Verzeichnung des Apparates beibehalten werden, was in der Regel der Fall sein wird. Ist die Differenz zwischen den Werthen von $\frac{\delta}{s}$ und von $2\,(1 + R_2)$ grösser als 0·5, so ist es besser, die provisorisch angenommene Anzahl i Kurven und den daraus durch Verzeichnung aufgefundenen Werth von s nicht beizubehalten. Um dann in diesem Falle die richtige Anzahl Leitkurven zu erhalten, berechne man den Werth des Ausdruckes: $i \frac{2\,(1 + R_2)}{\left(\frac{\delta}{s}\right)}$ und nehme die nächste ganze, für die Theilung bequeme Zahl. Mit dieser richtigen Anzahl wiederhole man die Konstruktion des Leitkurvensystems von neuem.

Die Anzahl der Radkurven findet man durch Multiplikation der richtigen Anzahl Leitkurven mit $1 \cdot 2 \sin \beta$. Zur Berechnung des Verhältnisses $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades dient die Formel:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0 \cdot 0045\,\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

wobei der Winkel β in Graden ausgedrückt zu nehmen ist.

Für $\beta = 90^\circ$ ist die Anzahl der Radkurven gleich 1·2mal der Anzahl der Leitkurven und

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0 \cdot 405}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Für $\beta = 60^\circ$ ist die Anzahl der Radkurven gleich der Anzahl der Leitkurven und

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0 \cdot 27}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Um den Werth von R_1 zu erhalten, muss man diese Verhältnisszahl mit R_2 multipliziren.

Da nun die Grössen i, i_1, s, $\frac{R_1}{R_2}$ α, β bekannt sind, so kann man nun auch die äussere Weite s_1 der Radkanäle vermittelst der Formel:

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_1}{R_2}\,\frac{\sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

berechnen, wobei zu setzen ist:

$k = 0 \cdot 9$ wenn α kleiner als 24°
$k = 1 \cdot 0$ wenn α grösser als 24°
$k_1 = 0 \cdot 9$.

Nun verzeichne man das Rad, wobei folgendes Verfahren zu empfehlen ist.

Man verzeichne mit R_1 den äusseren Umfang des Rades, theile den inneren Umfang in i_1 gleiche Theile, konstruire in einem beliebigen Theilungspunkt n den Winkel β und errichte in n auf $o\,n$ eine Senkrechte $n\,p$, so liegt in dieser der Mittelpunkt des Kreises für die innere Krümmung der durch n gehenden Radkurve. Wenn $\beta = 60^\circ$ ist, so kann die Radkurve aus einem einzigen Kreisbogen gebildet werden, dessen Halbmesser so zu wählen ist, dass der unbestimmt fortgesetzte Kreisbogen den äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel schneidet.

Wenn $\beta = 90^\circ$ ist, muss man, um für die Radkanäle passende Formen zu erhalten, jede Radkurve aus wenigstens zwei Kreisbögen zusammensetzen. Bei der Turbine, welche auf Tafel XI., Fig. 5 dargestellt ist, besteht jede Radkurve aus zwei Kreisbögen.

Die Krümmungshalbmesser np und qt für die Bögen nq und qr können nicht jederzeit so gross gewählt werden, wie sie in der Zeichnung angegeben sind; diese Angaben sind nur als ungefähre Werthe anzusehen, vermittelst welchen man durch folgendes empirische Verfahren sehr leicht zu passenden Krümmungen für die Radkurven geführt wird.

Man versuche zuerst, wenn $\beta = 90^\circ$ genommen wurde, mit $pn = 0{\cdot}36\,R_2$, $tq = 0{\cdot}5\,R_2$, und wenn $\beta = 60^\circ$ genommen wurde, mit $pn = 0{\cdot}45\,R_2$, $tq = 0.59\,R_2$ eine Radkurve zu verzeichnen, welche man aussen in's Unbestimmte fortsetzt. Schneidet nun der in's Unbestimmte verlängerte Bogen qr den mit R_1 beschriebenen äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel, so ist die verzeichnete Kurve beizubehalten. Schneidet qr den äusseren Umfang unter einem Winkel, der gleich oder grösser als 15° ist, so muss man die Konstruktion der Kurve mit etwas kleineren Krümmungshalbmessern versuchen. Wird der äussere Umfang des Rades von dem Bogen qr berührt oder gar nicht getroffen, so muss man die Konstruktion der Kurve mit Krümmungshalbmessern versuchen, die etwas grösser sind als die in der Zeichnung angegebenen Werthe von np und qt. Durch dieses Tartonnement, welches allerdings nicht ein wissenschaftliches Verfahren genannt werden kann, gelangt man aber doch praktisch am einfachsten zum Ziele, denn eine scharfe mathematische Formel zur Bestimmung von np und qt würde sehr weitläufig werden.

Hat man nun nach einigen Versuchen die Krümmungsmittelpunkte q und t und die Krümmungshalbmesser np und qt so gewählt, dass der Bogen qr den äusseren Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneidet, so verzeichne man zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven mit Angabe ihrer Dicke, welche bei kleinen Turbinen $0{\cdot}004^m$, bei grösseren $0{\cdot}005^m$ bis $0{\cdot}006^m$ genommen werden kann, und verlängere vorläufig eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern. Hierauf mache man uv gleich dem berechneten Werth von s_1 und beschreibe durch u einen zur Kurve v koncentrischen Kreisbogen uw, so bestimmt der Durchschnittspunkt w desselben mit der Radkurve den Endpunkt derselben, und mithin auch die richtige äussere Weite des Randkanals. Streng genommen muss der Punkt w auch in dem Umfang des mit R_1 beschriebenen Kreises liegen, es ist jedoch von gar keinem merklichen

Nachtheil, wenn dies nicht ganz scharf eintrifft; denn man kann ja nicht grundsätzlich streng sagen, welches der eigentliche Werth von R_1 ist. Ist nun eine Radkurve fertig gezeichnet, so werden alle übrigen ganz identisch mit der ersten gemacht. Zu diesem Behufe zieht man durch p, t und q, aus O als Mittelpunkt, Hilfskreise, schneidet mit einer Zirkelöffnung = n p aus allen Theilungspunkten des inneren Radumfanges in den durch p gehenden und mit einer Zirkelöffnung = n t aus denselben Theilungspunkten in den durch t gehenden Hilfskreis ein, so sind diese Einschnittspunkte die Krümmungsmittelpunkte für alle Radkurven. Die Endpunkte der Radkurven kann man entweder nach dem Verfahren bestimmen, welches bei w x angewendet wurde (und dies ist am genauesten) oder man kann auch, wenn alle Kurven mit grösster Genauigkeit verzeichnet wurden, mit der Entfernung n r aus allen Theilungspunkten des innern Radumfanges die Längen der Kurven abschneiden.

Um endlich noch den Winkel γ zu bestimmen (welcher nur dann genauer bekannt sein muss, wenn man die vollständige Berechnung des Rades nach den allgemeinen Gleichungen machen will) ziehe man durch x und w Tangenten an die Radkurve, halbire durch y z den Winkel w y x, den diese Tangenten bilden, und ziehe durch z eine auf O z senkrechte Linie z s, so ist

$$\widehat{y\,z\,s} = \gamma$$

Zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades hat man die Formel:

$$\delta_1 = \frac{Q}{i\ s\ k\ U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Zur Bestimmung der vortheilhaftesten Anzahl $\mathfrak{N}$ der Umdrehungen des Rades per 1′ hat man:

$$\mathfrak{N} = 6{\cdot}75\ \frac{\sqrt{g\ H\ \dfrac{\sin\ (\alpha + \beta)}{\sin\ \beta\ \cos\ \alpha}}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Wenn $\beta = 90^{\circ}$ ist, erhält man:

$$\mathfrak{N} = 4{\cdot}7\ \frac{\sqrt{2\ g\ H}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Zur Bestimmung des Durchmessers d der Turbinenaxe in Centimetern hat man

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{\mathfrak{N}}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

wobei N den Nutzeffekt des Rades in Pferdekräften à 75^{Klgm} ausgedrückt bedeutet, und $\mathfrak{N}$ die so eben berechnete Anzahl Umdrehungen des Rades per 1′.

Für die Bestimmung der Dimensionen aller Theile, welche zum Aufzug und zur Transmission dienen, gebe ich hier keine Regeln an, weil dafür im ersten Band gesorgt ist.

Wenn man sich mit einem geringeren, aber doch für die Praxis genügenden Grad von Genauigkeit begnügen will, kann man das Turbinenrad nach folgendem einfachen Verfahren berechnen und verzeichnen.

Man berechne die Wassermenge Q, welche per 1″ auf das Rad wirken muss, damit es den zum Betriebe nothwendigen Effekt hervorbringen kann, vermittelst der Formel:

$$Q = 0.107 \frac{N}{H} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

Hierauf berechne man den inneren Halbmesser R_2 des Rades vermittelst der Formel:

$$R_2 = 0.538 \sqrt{Q} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (13)$$

Ist R_2 gleich oder kleiner als 0.5^m, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades geometrisch ähnlich dem Rade auf Tafel VI., Atlas des grösseren Turbinenwerkes.

Ist R_2 grösser als 0·5, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades ähnlich dem Rade Tafel III., Atlas des grösseren Turbinenwerkes.

Um die Höhe δ_1 des Rades zu bestimmen, berechne man zuerst den Werth von U vermittelst der Formel:

$$U = 0.8 \sqrt{2 g H}$$

und dann erhält man:

$$\delta_1 = \frac{Q}{i\, s\, U}$$

Die zweckmässigste Anzahl $\mathfrak{N}$ der Umdrehungen des Rades per 1″ ist:

$$\mathfrak{N} = 4.7 \frac{\sqrt{2 g H}}{R_2}$$

Theorie der Jonval'schen Turbine.

Vorbereitungen Eine ganz genaue Theorie auch dieser Turbine würde erfordern, dass man im Stande wäre, den Bewegungen und Wechselwirkungen aller einzelnen Wassertheilchen durch analytische Rechnungen zu folgen, was leider nicht möglich ist. Wir sind daher auch hier genöthigt, von gewissen Voraussetzungen auszugehen, durch welche die Durchführung der Rechnungen möglich wird, die aber zugleich die Bedeutung haben, dass sie Bedingungen aussprechen, bei deren Erfüllung eine regelmässige und vortheilhafte Bewegung des Wassers statt finden kann.

Diese Voraussetzungen sind folgende:

1. Die Turbine befinde sich in einem Beharrungszustand der Bewegung, wobei sich der Bewegungszustand des Wassers und des Rades mit der Zeit nicht ändert, ein gleichförmiger Wasserzufluss vorhanden ist, und ein konstanter Widerstand der Axe der Turbine entgegen wirkt.

2. Das Wasser gelange ohne irgend eine Störung aus dem Zuflusskanal durch den Maschinenmantel und durch das Einlaufrad bis an die Mündungen dieses Rades.

3. Das Einlaufrad wie das Turbinenrad habe jedes so viele stetig und mässig gekrümmte Radflächen, dass in der Bewegung der Wassertheilchen merkliche Störungen nicht eintreten können.

4. Die Flächen des Einlaufrades und des Turbinenrades seien so gebildet, dass sie durch jede durch die Radaxe gelegte Ebene nach einer auf die Axe senkrecht stehenden geraden Linie geschnitten werden. Diese Flächen entstehen demnach, indem eine gerade Linie, welche die Axe stets senkrecht durchschneidet, längs dieser Axe herabgleitet und dabei nach einem gewissen Gesetz sich wendet.

5. Wir setzen ferner voraus, dass jedes Wasseratom während seiner Bewegung durch das Turbinenrad in der Fläche des Kreiscylinders verbleibe, dessen Halbmesser gleich ist der Entfernung des Punktes, wo das Theilchen in das Rad eingetreten ist, von der Axe.

6. Das Wasser fülle die Kanäle der beiden Räder vollkommen aus, so dass ein unregelmässiges Hin- und Herschlagen oder Versprühen des Wassers nicht statt finden kann.

Alle diese Voraussetzungen sind in der Wirklichkeit nur annähernd erfüllt, insbesondere ist die fünfte immer nur für die Wassertheilchen streng richtig, welche am äusseren Umfang des Rades in dasselbe eintreten, denn die Wassertheilchen, welche in das Rad in einem Punkt eintreten, dessen Entfernung von der Radaxe kleiner ist, als der äussere Halbmesser des Rades, werden während ihrer Bewegung durch das Rad nicht ganz sicher geleitet, entfernen sich nach und nach von der Axe und verlassen das Rad in einem Punkt, dessen Entfernung von der Axe grösser ist, als die Entfernung des Eintrittspunktes. Vermöge dieses Vorganges sollte man vermuthen, dass durch die Wechselwirkung der Wassertheilchen bei der *Jonval*'schen Turbine grössere Störungen entstehen müssten, als bei der *Fourneyron*'schen Turbine, allein es ist nicht zu übersehen, dass die Bewegung des Wassers bis zum Austrittspunkt aus dem Leitrade bei der *Fourneyron*'schen Turbine komplizirter ist, als bei der *Jonval*'schen Turbine, und somit scheinen die Vortheile und Nachtheile in der Weise ausgeglichen, dass beide Anordnungen im Ganzen gleich günstige Effektleistungen hervorbringen.

Der folgenden Berechnung legen wir eine Turbine mit mittlerer Aufstellung Tafel XI., Fig. 1 und 6, zu Grund, und nehmen an, dass im Zuflussrohr, so wie auch unten im Abflussrohr Klappen oder Schieber angebracht sind, wodurch die Zuströmung wie die Abströmung regulirt werden kann. Für die Rechnung wählen wir folgende Bezeichnungen:

O der Querschnitt des Zuleitungsrohres;

ω der Querschnitt der Oeffnung zwischen der Klappe und der Wand des Zuleitungsrohres;

R_1 der äussere Halbmesser des Rades;

R_2 der innere Halbmesser des Rades;

$R = \frac{1}{2} (R + R_2)$ der mittlere Halbmesser des Rades;

α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser die Leitkanäle verlässt, mit der unteren Ebene des Leitkurvenrades bildet:

β der Winkel, den eine durch die obere Kante einer Radkurve gelegte tangirende Ebene mit der oberen Ebene des Rades bildet;

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser das Rad verlässt mit der unteren Ebene des Rades bildet;

i Anzahl der Leitkurven;

s die normale Entfernung zweier Leitkurven, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;

Ω die Summe der Querschnitte aller Ausflussöffnungen am Leitrade;

i_1 Anzahl der Radkurven;

s_2 die obere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;

s_1 die untere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;

Ω_2 die Summe der oberen Querschnitte aller Radkanäle;

Ω_1 die Summe der unteren Querschnitte aller Radkanäle;

O_1 der Querschnitt des Abflussrohres unter dem Turbinenrade;

ω_1 der Querschnitt der unteren Ausflussöffnung, durch welche das Wasser in den Abflusskanal gelangt;

$\varkappa$ k k_1 $\varkappa_1$ die Kontraktions-Coeffizienten, welche den Oeffnungen ω Ω Ω_1 ω_1 entsprechen;

v_1 die äussere, v_2 die innere, $x = \frac{v_1 + v_2}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit des Rades in den Entfernungen R_1, R_2, $\frac{1}{2}(R_1 + R_2)$ von der Axe;

U die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt;

u_2 u_1 die relativen Geschwindigkeiten des Wassers gegen die Radschaufeln an der oberen und an der unteren Ebene des Rades;

w die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Abflussrohr unmittelbar unter dem Rade;

C c C_1 c_1 die Geschwindigkeit des Wassers in den Querschnitten O ω O_1 ω_1;

$\mathfrak{A}$ Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter;

$\mathfrak{Q}$ Druck auf einen Quadratmeter zwischen den Wassertheilchen in der Ebene zwischen dem Leitrade und dem Turbinenrade;

$\mathfrak{Q}_1$ Druck auf einen Quadratmeter zwischen den Wassertheilchen unmittelbar unter dem Turbinenrade;

$\mathfrak{P}$ Druck auf einen Quadratmeter zwischen den Wassertheilchen, unmittelbar hinter der obern Einlassklappe;

ε Metalldicke der Leitfläche;

ε_1 Metalldicke der Radfläche;

$\varrho = 1000$ Gewicht von einem Kubikmeter Wasser;

$g = 9{\cdot}808$ Beschleunigung durch die Schwere;

E_n Nutzeffekt des Rades in Kilogramm-Metern;

H das totale Gefälle;

h Höhe des Mittelpunktes der Einlassklappe über dem Spiegel des Unterwassers;

h_2 Höhe der unteren Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers;

h_1 Tiefe des Mittelpunktes der unteren Ausflussöffnung ω_1 unter dem Spiegel des Unterwassers;

z Höhe des Turbinenrades.

Diese Bezeichnungen vorausgesetzt, wenden wir uns nun zur Entwicklung der Theorie, und wollen zunächst diejenigen Bedingungen aufsuchen, welche dem absoluten Maximum des Effektes entsprechen würden, wenn Reibungen und Störungen in der Bewegung des Wassers nicht stattfänden.

Bedingungen des Maximal-Effektes. Wenn wir die verschiedenen Reibungen des Wassers an den Röhrenwänden und an den Leitflächen und Radflächen vernachlässigen, ferner die Störungen in der Bewegung des Wassers an den Einengungen, so wie beim Uebertritt aus dem Leitrad in das Turbinenrad unberücksichtiget lassen, also eine ideal vollkommene Anordnung voraussetzen, erhalten wir für die Bewegung und Wirkung des Wassers folgende Beziehungen.

Die untere Ebene des Einlaufrades befindet sich in einer Tiefe $H - h - z$ unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal, und in der Ebene zwischen dem Einlaufrad und dem Turbinenrad herrscht eine Pressung, die einer Wassersäule von der Höhe $\frac{\mathfrak{Q}}{\varrho}$ entspricht. Wenn also Reibungen und Störungen vernachlässigt werden, hat man für die Ausflussgeschwindigkeit U aus dem ~~Turbinen~~ Leit rad folgende Gleichung:

$$\frac{U^2}{2\,g} = H - h_2 - z + \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} - \frac{\mathfrak{Q}}{\varrho} \; \ldots\ldots \; (1)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser ohne Stoss aus dem Leitrad in das Turbinenrad übertritt, sind: Tafel XI., Fig. 6,

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{v}{U} = \dfrac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta} \\[2ex] \dfrac{\cancel{u^2}}{U} = \dfrac{\sin\alpha}{\sin\beta} \end{array}\right\} \; \ldots\ldots\ldots \; (2)$$

\ u_2

Auch besteht zwischen diesen Geschwindigkeiten und Winkeln noch folgende Beziehung:

$$u_2 = v^2 + U^2 - 2\,v\,U\cos\alpha \; \ldots\ldots\ldots \; (3)$$

welche auch aus den Gleichungen (2) folgt, wenn man β eliminirt.

Die oberhalb und unterhalb des Rades herrschenden Pressungen sind als Wassersäulen ausgedrückt $\frac{\mathfrak{Q}}{\varrho}$, $\frac{\mathfrak{Q}_1}{\varrho}$. Da wir die Reibung des Wassers an den Wänden der Radkanäle vernachlässigen, ferner die wechselseitige Störung der Wassertheilchen nicht in Rechnung bringen, und zugleich voraussetzen, dass jedes Wassertheilchen während seiner Bewegung durch das Rad seine Entfernung von der Axe nicht ändert, so erhalten wir zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1 folgende Gleichung:

$$\frac{u_1^2}{2\,g} = \frac{u_2^2}{2\,g} + \frac{\mathfrak{Q}}{\varrho} - \frac{\mathfrak{Q}_1}{\varrho} + z \; \ldots\ldots\ldots \; (4))$$

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser aus dem Rade hervorkommt, ist:

$$w^2 = u_1^2 + v^2 - 2\,u_1\,v\cos\gamma \; \ldots\ldots\ldots \; (5)$$

Da diese Geschwindigkeit für die vortheilhafteste Effektleistung verschwinden soll, so muss sein:

$$\left.\begin{aligned} \gamma &= o \\ u_1 &= v \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

weil wir annehmen, dass das Wasser ohne die geringste Störung von dem Rad weg durch den unteren Cylinder und durch die untere Ausflussöffnung in den Abflusskanal gelange, so besteht die Beziehung:

$$\frac{\mathfrak{Q}_1}{\varrho} + h_2 = \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Da der Druck Q_1 nie negativ werden kann, so darf h_2 nie grösser als $\frac{Q}{\varrho}$ sein, d. h. wenn die Wassermenge unter dem Rad nicht abreissen soll, muss die Höhe der unteren Ebene des Rades über dem unteren Wasserspiegel kleiner sein, als die Höhe der Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre entspricht.

Hiermit sind nun alle Gleichungen, welche das absolute Maximum des Nutzeffektes charakterisiren, aufgestellt, und wir haben dieselben nun weiter analytisch zu verarbeiten.

Durch Addition der Gleichungen (1), (4) und (7) folgt:

$$\frac{U^2}{2\,g} = H + \frac{u_2^2}{2\,g} - \frac{u_1^2}{2\,g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Setzt man für u_2^2 seinen Werth aus (3) und berücksichtigt, dass $u_1 = v$ sein soll, so findet man:

$$\frac{U^2}{2\,g} = H + \frac{v^2}{2\,g} + \frac{U^2}{2\,g} - \frac{2\,v\,U}{2\,g}\cos\alpha - \frac{v_2}{2\,g}$$

oder:

$$o = H - \frac{2\,v\,U}{2\,g}\cos\alpha$$

und wenn man aus der ersten der Gleichungen (2) den Werth von v einführt, erhält man eine Gleichung, aus welcher folgt:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Führt man diesen Werth von U in die Gleichungen (2) ein, so folgt ferner:

$$v = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

$$u_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)\cdot\mathrm{tg}\,\beta}} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Setzt man den Werth (9) in die Gleichung (1), so folgt aus derselben:

$$\frac{\mathfrak{Q}}{\varrho} = \mathrm{H}\left(1 + \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right) - \mathrm{h}_2 - \mathrm{z} + \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} \quad \ldots \quad (12)$$

Die Bedingungen, welche ausdrücken, dass das Wasser die Kanäle erfüllt, sind:

$$\mathrm{Q} = \Omega\,\mathrm{U}\,\mathrm{k} = \Omega_2\,\mathrm{u}_2 = \Omega_1\,\mathrm{u}_1\,\mathrm{k}_1 \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

Hieraus folgt:

$$\Omega = \frac{\mathrm{Q}}{\cancel{\mathrm{U}}\,\mathrm{k}}$$

\u

$$\Omega_2 = \Omega\,\mathrm{k}\,\frac{\mathrm{U}}{\mathrm{u}_2}$$

$$\Omega_1 = \Omega\,\frac{\mathrm{k}}{\mathrm{k}_1}\,\frac{\mathrm{U}}{\mathrm{u}_1}$$

und mit Berücksichtigung von (2) und (6):

\u

$$\left.\begin{aligned} \Omega &= \frac{\mathrm{Q}}{\cancel{\mathrm{U}}\,\mathrm{k}} \\ \Omega_2 &= \Omega\,\mathrm{k}\,\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \\ \Omega_1 &= \Omega\,\frac{\mathrm{k}}{\mathrm{k}_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (14)$$

Diese Ergebnisse unserer Theorie werden wir in der Folge zur Aufstellung von Regeln zur Berechnung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen benutzen; vorerst aber ist es nothwendig, die richtigen Werthe von Ω, Ω_2 und Ω_1 zu bestimmen.

Bestimmung der effektiven Werthe von Ω, Ω_2, Ω_1. Die Gleichungen (13) sind nur dann richtig, wenn man für Ω, Ω_1 Ω_2 die effektiven, d. h. diejenigen Querschnitte in Rechnung bringt, durch welche das Wasser wirklich strömen kann. Um diese effektiven Werthe von Ω, Ω_1, Ω_2 zu finden, muss man die bei *Jonval*'schen Turbinen nicht unbeträchtliche Dicke der Leit- und Radschaufeln in Rechnung bringen.

Es ist $\frac{2\,\mathrm{R}\,\pi}{\mathrm{i}}$ eine Schaufeltheilung des Leitrades, gemessen an der Peripherie des mittleren Kreises vom Halbmesser R. Betrachtet man das untere Ende jeder Leitschaufel als eine gegen die untere Ebene des Rades unter einem Winkel α geneigte schiefe Ebene, so ist die mittlere normale Weite eines Kanales des Leitrades $\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon$ und da die radiale Dimension eines Kanales gleich $R_1 - R_2$ ist, so ist der Querschnitt eines Kanales $(R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right)$ und die Summe der Querschnitte aller Kanäle $i (R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right)$. Dieses ist aber nicht der effektive Werth von Ω, denn die Radschaufeln versperren durch ihre Dicke theilweise diese Ausströmungsöffnung. Jede Radschaufel versperrt nämlich durch ihre Dicke ε_1 und radiale Dimension $R_1 - R_2$ die normale Ausströmungsöffnung um $\varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$ und alle i_1 Radschaufeln um $i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$. Der effektive Werth von Ω ist demnach:

$$\Omega = i (R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right) - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$$

Berücksichtiget man, dass $R = \frac{1}{2}(R_1 - R_2)$ ist, so kann dieser Werth von Ω geschrieben werden, wie folgt:

$$\Omega = R_1^2 \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin \alpha \left(1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{\varepsilon_1}{R}\right) \quad (15)$$

Der effektive Werth von Ω_1 ist dagegen:

$$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (16)$$

Führt man diese Werthe von Ω und Ω_1 in die dritte der Gleichungen (14) ein und sucht den Werth von s_1, so findet man ohne Schwierigkeit:

$$s_1 = R\left[\frac{2 \pi \sin \alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1} \frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}\right)\right] \frac{k}{k_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \quad . \; . \quad (17)$$

Diese Ergebnisse, in Verbindung mit Erfahrungsthatsachen und einigen Gefühlsurtheilen, wollen wir nun zur Aufstellung von Regeln für die Berechnung der wesentlichsten Dimensionen von neu zu konstruirenden Turbinen benützen.

Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Jonval'schen Turbinen.

Das Güteverhältniß $\frac{N_n}{N_a}$. Wenn es möglich wäre, den sämmtlichen Voraussetzungen, auf welchen die frühere Rechnung basirt war, so wie auch den durch die Rechnung selbst aufgefundenen Bedingungen des absolut besten Effektes zu entsprechen, müsste der Nutzeffekt einer Turbine gleich werden dem absoluten Effekt einer Wasserkraft. Allein dies ist niemals und ist insbesondere bei extravaganten Gefällen nie möglich, denn die Störungen könnten nur dann vermieden werden, wenn jedes Wasseratom in einem besonderen Kanalsystem durch die Maschine geführt werden könnte, und zwar ohne Reibung an den Kanalflächen. Der Nutzeffekt fällt daher stets kleiner aus, als der absolute Effekt, und es ist ganz unmöglich, das Verhältniss dieser Effekte mit voller Genauigkeit zu bestimmen, weil die mancherlei zufälligen Störungen nicht in Rechnung gebracht werden können. In dem grösseren Werke ist zwar eine genauere Berechnung dieses Effektverhältnisses aufgestellt; ganz verlässlich ist sie aber auch nicht. Für die Bestimmung der Dimensionen einer Turbine ist es genug, dieses Verhältniss annähernd zu kennen und in Rechnung zu bringen, und hierzu dienen die Messungen, welche mit gut ausgeführten *Jonval*'schen Turbinen vorgenommen wurden. Nach diesen Messungen darf man annehmen, dass eine gut ausgeführte Turbine wenigstens 65 Prozent und im günstigsten Fall 75 Prozent von dem absoluten Effekt der Wasserkraft nutzbringend macht. In den meisten Fällen darf man 70 Prozent in Rechnung bringen. Darf man also setzen:

$$\frac{N_n}{N_a} = 0{\cdot}7 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Die Wassermenge Q. Setzen wir in die Formel (1) fün N_a seinen Werth $\frac{1000\ Q\ H}{75}$, so findet man aus derselben:

$$Q = \frac{75}{700}\frac{N_n}{H} = 0{\cdot}107\ \frac{N_n}{H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nun kommt es darauf an, ob der Wasserlauf zu allen Zeiten eine Wassermenge liefert, die so gross ist, als diejenige, welche die Formel (2) verlangt. Dies erfordert vielfältige Wassermessungen zu verschiedenen Jahreszeiten und bei verschiedenen Witterungszuständen. Auch wird es gut sein, darnach zu forschen, ob der Wasserlauf sein Wasser vorzugsweise nur durch Regen oder durch Quellen gewinnt. Ergeben derartige Studien, dass zu allen Zeiten und bei allen Witterungszuständen die Wassermenge des Wasserlaufes so gross ist, als die Formel (2) verlangt, so sind die Umstände für die Anlage eines Turbinenbaues sehr günstig, und man hat dann weiter nichts zu thun, als die Dimensionen der Turbine so zu berechnen, dass sie im gefüllten Zustand die berechnete Wassermenge sicher durchlaufen lassen kann. Bei so günstigen Umständen kann jedoch noch die Frage entstehen, ob die Wassermenge Q für eine einzige Turbine nicht zu gross ist, oder aber es wegen der Beschaffenheit der zu betreibenden Maschine nicht angemessen ist, die ganze Wassermasse auf zwei oder mehrere Turbinen von gleicher oder ungleicher Grösse wirken zu lassen. Diese Fragen sind aber jederzeit aus der Natur der Verhältnisse leicht zu entscheiden, wenn einmal entschieden ist, dass die Wassermenge des Wasserlaufes zu allen Zeiten und bei allen Witterungsverhältnissen für den Gesammtbetrieb des herzustellenden Werkes genügt.

Allein so günstig sind die Verhältnisse nur selten. In den meisten Fällen ist die Wassermenge eines Wasserlaufes sehr veränderlich und ist die Wassermenge bei anhaltend trockener Witterung zum Gesammtbetrieb des zu errichtenden Werkes nicht hinreichend, so dass noch Dampfmaschinen aufgestellt werden müssen, welche die Differenz der zum Betrieb erforderlichen Kraft und der veränderlichen Kraft des Wasserlaufes zu liefern haben. In solchen Fällen muss man entweder zwei oder mehrere Turbinen aufstellen und in der Weise einzurichten suchen, dass, so weit es erreichbar ist, eine oder mehrere von den Turbinen durch die vorhandene Wassermasse gefüllt werden können. Variirt z. B. der Wasserzufluss von 1^{Kbm} bis $2{\cdot}5^{\text{Kbm}}$, so wird es angemessen, zwei Turbinen aufzustellen, eine kleinere für 1^{Kbm} und eine grössere für $1{\cdot}5^{\text{Kbm}}$, so dass die erstere beim kleinsten, die zweite beim mittleren und beide zusammen beim grössten Wasserzufluss arbeiten. Oder man kann, wenn die Wassermenge nicht stark veränderlich ist, eine einzige Turbine anlegen und mit Regulir-Vorrichtungen versehen, wodurch wenigstens annähernd ein gefüllter Zustand der Turbine erhalten werden kann. Ist die Wassermenge nicht gross, aber beträchtlich veränderlich, so kann man mit Voll-Turbinen nicht mehr ausreichen und wird dann gezwungen, Partial-Turbinen oder Tangentialräder in Anwendung zu bringen. Aber bevor man sich zu dieser Wahl entschliesst, wird man immer gut thun, dahin zu streben, den Zweck durch Voll-Turbinen zu erreichen, weil diese doch bessere Leistungen hervorzubringen im Stande sind, als Partial-Turbinen oder Tangentialräder. Ganz sichere Regeln lassen sich über die Anlage von Turbinen für veränderliche Wasserläufe nicht aufstellen, man muss in solchen Fällen verschiedene Annahmen versuchen und diejenige wählen, welche am besten oder einfachsten zum Ziele zu führen verspricht. Wir nehmen bei Aufstellung der folgenden Regeln an, es sei durch sorgfältige Ueberlegungen die Wassermenge bestimmt, welche auf eine bestimmte Turbine wirken soll, und wollen nun die Dimensionen der Maschine für diese Wassermenge zu bestimmen suchen.

Wahl der Winkel α und β. Die Winkel α und β, aber insbesondere der letztere, können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich gemacht werden. Der Winkel α muss freilich immer klein, z. B. 16^0, 20^0 bis 24^0, genommen werden, weil es sonst nicht möglich ist, bei einem kleinen Werth von γ (welcher Winkel eigentlich = Null sein soll) das geeignete Verhältniss der Querschnitte Ω und Ω_1 hervor zu bringen. Ist die Wassermenge klein und das Gefälle gross, so ist es angemessen, α klein, also etwa 16^0, zu nehmen, weil dadurch die Turbine verhältnissmässig gross und die Anzahl ihrer Umdrehungen per 1 Minute nicht zu gross ausfällt. Bei mittleren Umständen, wenn nämlich sowohl das Gefälle als die Wassermenge innerhalb gewisser Grenzen liegt, darf man $a = 24^0$ setzen.

Der Winkel β wird gewöhnlich 60 bis 66^0 angenommen, weil bei dieser Annahme die Schaufeln nicht zu gekrümmt ausfallen, und das Wasser bei seinem Durchgang durch das Rad nicht zu stark abgelenkt zu werden braucht. Nimmt man $\alpha = 24$ und $\beta = 66^0$, so wird $\alpha + \beta = 90^0$, und dann werden mehrere von den zur Berechnung der Dimensionen dienenden Formeln sehr einfach.

Wahl der Coeffizienten k und k_1. Wenn die Bewegung des Wassers durch den Einlauf und durch das Turbinenrad ganz ohne Störung erfolgt, dürfte man jeden dieser Coeffizienten k und k_1 gleich Eins setzen, denn eine merkliche Kontraktion findet bei dem Austritt des Wassers aus den Rädern nicht statt. Gewöhnlich wird der untere Theil jeder Fläche des Einlaufrades gerade gemacht, so dass am Einlaufrade gar keine Kontraktion stattfindet, und dann darf man $k = 1$ setzen. Dagegen ist es angemessen, $k_1 = 0{\cdot}9$ zu nehmen, theils weil die Kanäle des Turbinenrades nach unten zu etwas convergent gehalten werden, und in der Bewegung des Wassers durch das Turbinenrad stets Störungen stattfinden, die das Wasservolumen zu vergrössern streben.

Geschwindigkeit U. Für die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser das Einlaufrad verlässt, haben wir Seite 195 die Formel (9), nämlich:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

ausgestellt, und die Vergleichung derselben mit der Erfahrung hat gezeigt, dass dieselbe einer Korrektion nicht bedarf; wir können uns daher dieser rein theoretischen Formel zur Berechnung von U bedienen. Für den besonderen Fall, dass $\alpha + \beta = 90^\circ$ genommen wird, ist $\sin(\alpha + \beta) = 1$, $\sin\beta = \cos\alpha$ und dann wird:

$$U = \sqrt{g\,H} = 0{\cdot}707\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Das Verhältniß $\frac{R_2}{R_1}$. Die Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes lassen dieses Verhältniss zwischen dem inneren und dem äusseren Halbmesser des Rades unbestimmt; wir haben es also nur so zu bestimmen, dass dadurch den Voraussetzungen, auf welchen die Theorie beruht, genau oder annähernd entsprochen wird, und dass überhaupt keine unpassenden Konstruktionsverhältnisse entstehen. Wenn weder Q noch H ungewöhnliche Werthe haben, kann man jederzeit angemessene Konstruktionsverhältnisse erzielen, wenn man $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ nimmt. Ist dagegen die Wassermenge sehr gross und das Gefälle sehr klein (z. B. nur 1^m), so ist es angemessener, $\frac{R_2}{R_1}$ etzas kleiner, und z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{5} = 0{\cdot}6$, zu nehmen, in welchem Falle das Rad etwas kleiner und die Anzahl seiner Umdrehungen in der Minute etwas grösser ausfällt. Ist endlich das Gefälle sehr gross und die Wassermenge sehr klein, so ist ein grösseres Verhältniss, z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ oder $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$, angemessen. Denn wenn H gross und Q klein ist, muss man Alles aufbieten, was dazu beitragen kann, den Turbinenhalbmesser zu vergrössern und die Anzahl der Umdrehungen zu mässigen, und dies ist, wie man sich leicht vorstellen wird, der Fall, wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross genommen wird.

Anzahl der Leitschaufeln i. Durch die Flächen des Einlaufrades soll jedes Wassertheilchen aus dem Zuflussrohr oder Zuflusskanal bis an die Mündung des Leitrades so geleitet werden, dass es die Bewegung jedes andern Wassertheilchens nicht unregelmässig stört und selbst von den andern Wassertheilchen nicht gestört wird, und alle Wassertheilchen sollen nach ganz bestimmten Richtungen aus den Mündungen der Leitkanäle hervortreten.

Eine solche Leitung aller Wassertheilchen kann durch eine endliche Anzahl von Leitschaufeln nie vollkommen geschehen. Die Bahnen der einzelnen Wassertheilchen sind Linien von doppelter Krümmung, denn die Kanäle sind um den inneren cylindrischen Körper des Rades herumgekrümmt und senken sich vertikal herab. Auch können diese Bahnen der einzelnen Wassertheilchen, auch abgesehen von allen Unregelmässigkeiten der Bewegungen, schon wegen der Seite 155 angegebenen Bildungsweise der Radflächen nicht übereinstimmen. Es ist selbstverständlich, dass derlei Leitflächen eine Leitung, wie wir sie wünschen, nicht hervorzubringen vermögen. Am sichersten werden diejenigen Wassertheilchen geleitet, welche an den Concavitäten der Leitflächen niedergleiten; minder genau die von diesen Flächen entfernter fliessenden Wassermassen. Auch die Horizontalleitung der Wassertheilchen ist nicht für alle gleich gut, denn diese Leitung geschieht nur allein durch die äussere gewöhnlich konisch gestaltete Umhüllungsfläche des Einlaufrades; in horizontalem Sinne werden also die von der Axe des Rades entfernteren Wassertheilchen genauer geleitet, als die der Axe näheren. Würden wir blos die Leitung zu beachten haben, so wäre eine unendlich grosse Anzahl von Leitflächen, oder wären eigentlich zahllos viele Kanäle, jeder mit ungemein kleinem, vielleicht quadratischem Querschnitt am besten, allein man muss auch die Reibung des Wassers an den Kanalwänden berücksichtigen, und dann erkennt man, dass zwar eine sehr grosse, aber doch nicht übermässig grosse Anzahl von Kanälen die beste Wirkung hervorbringen werden. In der Wirklichkeit werden in der Regel 16 bis 20 Leitflächen angenommen. Zuweilen nicht einmal so viel. Die aus der Fabrik von *André Köchlin* in Mühlhausen hervorgehenden Turbinen haben zuweilen gar nur 8 Leitflächen, was aber sicherlich eine zu kleine Anzahl ist.

Anzahl der Radschaufeln i_1. Alles, was im Vorhergehenden hinsichtlich der Leitschaufeln gesagt wurde, gilt in einem noch höheren Grade von den Radschaufeln. 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 Konstrukteurs, indem sie ihrem Gefühle folgten, die Anzahl der Radschaufeln grösser angenommen haben, als die Anzahl der Leitschaufeln. 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 Radschaufeln 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, $i_1 = 36$ 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 Hinausschleudern des Wassers verhinderten, allein leider ist die Verwirklichung dieses Gedankens mit zu grossen konstruktiven Schwierigkeiten und Kosten verbunden; man muss daher auf eine genauere Leitung des Wassers in horizontalem Sinne verzichten.

Metalldicke der Schaufeln. Bei der Turbine von *Fourneyron* können die Radschaufeln 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 Radschaufeln und Leitschaufeln nur innen an den Radkörper befestig sind, aussen aber in der Regel ganz unverbunden bleiben. Ich stelle die Regel auf, dass

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025 R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

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 $0{\cdot}4^m$ 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_1. Setzt man in die erste der Gleichungen (14), Seite 196, den Werth von Ω der Gleichung (15), Seite 197, und sucht hieraus R_1, so findet man:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U k \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin\alpha \left(1 - \frac{i}{2 \pi \sin\alpha} \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin\beta} \frac{\varepsilon_1}{R}\right)}\right\}} \quad . \quad (6)$$

Durch die vorangehenden Regeln sind alle in diesem Ausdruck vorkommenden Grössen bestimmt, kann demnach der numerische Werth von R_1 berechnet werden. Abstrahirt man von dem letzten in Klammern eingeschlossenen Faktor des Nenners, so erkennt man, dass R_1 gross ausfällt, wenn Q gross, U und mithin H klein, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein ist, dass dagegen R_1 klein wird, wenn Q klein, H gross, $\frac{R_2}{R_1}$ klein und α 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 α 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 $\alpha = 24$, $\beta = 66^{\circ}$, $k = 1$, $k_1 = 0{\cdot}9$ $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ $i = 16$, $i_1 = 24$, $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40}$ R in Rechnung bringen, und dann findet man aus (6):

$$R_1 = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{U}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Mittlere Weite der Mündungen der Leitkanäle 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 197 ist diese Weite

$$s = R\left(\frac{2\,\pi \sin\alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Mittlere Weite der Radkanäle s_1. 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 197 durch die Gleichung (17) bestimmt worden und ist:

$$s_1 = R\left[\frac{2\,\pi \sin\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\,\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \ldots \quad (9)$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes in der Entfernung R. Für diese Geschwindigkeit haben wir Seite 195, 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 theoretischen Ausdruck mit 0·774 multiplizirt. Wir stellen daher die Formel auf:

$$v = 0{\cdot}774 \sqrt{g\, H\, \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen in einer 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:

$$n = 0{\cdot}548 \frac{v}{R}$$ 19

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, beitragen 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 Sinne 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 $0{\cdot}6\,R$ und die Höhe des Turbinenrades gleich $0{\cdot}5\,R$ zu nehmen.

Abstand des Turbinenrades vom Einlaufrade. 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 erfordet 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 zusammentreffen.

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 $\frac{N_n}{N_a}$ 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 unten ausfliesst, so wird unmittelbar unter dem Rade zwischen den Wassertheilchen eine gewisse Pressung $\mathfrak{Q}_1$ 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. Durch genauere Berechnungen wird diese Verwerfung des Schützen als Regulator noch schärfer begründet. 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 des Rades 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_3 die Höhe dieser Schützenöffnung, so hat man zur Bestimmung derselben

a. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet:

$$2 R_1 \pi h_3 = R_1^2 \pi$$

$$h_3 = \frac{R_1}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

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

$$2 R_1 h_3 = R_1^2 \pi$$

$$h_3 = \frac{\pi}{2} R_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Krümmung der Leit- und Radflächen. Die aufgefundenen Bedingungsgleichungen 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.

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 Kraftaufsammlungsapparate 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 Zuflusskanal 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 tangentiale 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 Wasserenden 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 Hinausschleudern 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 Wasserzufluss sind beide Anordnungen in gleichem Maasse mangelhaft. Eine Schützenvorrichtung, die bei veränderlichem Wasserzufluss 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 Aufstellung und Bedienung anbelangt, so ist die Turbine von *Jonval* vortrefflich, dagegen die Turbine von *Fourneyron* (die umgekehrte Aufstellung ausgenommen) äusserst ungünstig, und hierin liegt der Hauptgrund, weshalb die Turbine von *Jonval* gesiegt und die andere Anordnung fast gänzlich verdrängt hat, denn die im Vorhergehenden angedeuteten Differenzen in dem Verhalten der beiden Anordnungen sind so unbedeutend, dass es nach denselben 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 Unterschied nicht nachzuweisen vermocht.

Resultate einer vollständigeren Theorie und Erfahrungen.

Die Theorien, welche wir für die Turbinen entwickelt haben, sind nicht nur unvollkommen, sie sind auch unvollständig. Die Unvollkommenheit liegt in den Seite 191 aufgestellten Voraussetzungen, die in der Wirklichkeit immer nur annäherungsweise erfüllt sind, und ferner noch in der Vernachlässigung verschiedener Störungen und Bewegungshindernisse. Die Unvollständigkeit liegt in dem Umstande, dass wir nur allein die Bedingungen aufgesucht haben, bei deren Erfüllung, wenn sie möglich wäre, der wirkliche Nutzeffekt gleich dem absoluten Effekt werden müsste. Unsere Theorie kann uns also über sehr Vieles, was die Bewegung und Wirkungsweise irgend einer beliebigen gut oder schlecht konstruirten Turbine betrifft, keinen Aufschluss geben. Da die Grenzen, welche durch den Endzweck dieses Buches gesteckt sind, die Entwicklung einer vollständigen Theorie nicht gestatten, so müssen wir uns hier begnügen, die Ergebnisse der vollständigeren Theorie, welche mein grösseres Werk über die Turbinen enthält, referirend vorzutragen.

Diese vollständigere Theorie stellt sich die Aufgabe, die Bewegung des Wassers durch das Einlauf- und durch das Turbinenrad und den Nutzeffekt für jede richtig oder fehlerhaft konstruirte Turbine zu bestimmen, und zwar mit möglichst sorgfältiger Berücksichtigung aller Störungen, die in der Bewegung des Wassers vorkommen, und aller Bewegungshindernisse.

Die wesentlichsten Ergebnisse dieser vollständigen Theorie sind folgende:

Bezeichnet man durch v für eine *Fourneyron*'sche Turbine eine beliebige Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades, für eine *Jonval*'sche Turbine eine beliebige Geschwindigkeit in der Entfernung $\frac{1}{2}(R_1 + R_2)$ von der Axe des Rades, durch $y = \frac{E_n}{E_a}$ das Güteverhältniss der Turbine, das bei jener Geschwindigkeit eintritt, durch A B C D M gewisse komplizirte Ausdrücke, welche von den mannigfaltigen Abmessungen der Turbine abhängen, aber weder y noch v enthalten, und setzt endlich noch $x = \frac{v^2}{2 g H}$, so findet man vermittelst der vollständigeren Theorie folgende, sowohl für *Fourneyron*'sche wie für *Jonval*'sche Turbinen geltende Ausdrücke:

$$y = -2 A x + 2 B \sqrt{C x^2 + x} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = D \sqrt{x} + M \sqrt{C x + 1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Die erste dieser Gleichungen zeigt, wie bei jeder Turbine das Güteverhältniss y von der Geschwindigkeit des Rades abhängt. Die zweite Gleichung gibt die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser bei irgend einer Geschwindigkeit des Rades aus dem Einlaufrad ausströmt.

Betrachtet man x und y als die Coordinaten eines rechtwinkligen Coordinatensystems, so stellt die Gleichung (1) eine Ellypse dar, deren Peripherie durch den Anfangspunkt der Coordinaten geht. Tafel XII., Fig. 1. $\overline{O p} = x$, $\overline{m p} = y$.

Die Ellypse schneidet die Abscissenlinie zwei mal, bei O und bei n. Das Güteverhältniss verschwindet also für $x = o$ und für $x = \overline{O n}$, d. h. der Effekt wird gleich Null, wenn die Turbine ruht, d. h. wenn ihr ein Widerstand aufgebürdet wird, den sie nicht zu überwinden vermag und wenn sie eine Geschwindigkeit erlangt, für welche $x = \overline{O n}$ wird. Dieser Werth von O n ergibt sich aus (1), wenn man $y = o$ setzt und x nicht gleich Null nimmt. Man findet:

$$\overline{O n} = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Diese Geschwindigkeit ist diejenige, welche eintritt, wenn die Turbine leer läuft, oder es ist die Geschwindigkeit, welche eintritt, wenn man die Verbindung zwischen der Turbine und der Arbeitsmaschine aufhebt und sie dann laufen lässt bis ein Beharrungszustand eintritt.

Zwischen $x = o$ und $x = \overline{O n}$ liegt ein gewisser Werth von $x = \overline{O p_1}$, für welchen y einen grössten Werth, $y = \overline{m_1 p_1}$, gibt.

Dies ist also die für die Turbine, wie sie auch konstruirt sein mag, vortheilhafteste Geschwindigkeit. Man findet diesen Werth von $x = \overline{O\, p_1}$, wenn man aus (1) den Differenzialquotienten $\frac{d\,y}{d\,x}$ berechnet und denselben gleich Null setzt. Er ist

$$\overline{O\, p_1} = \frac{1}{2\,C}\left[-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right] \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

$$\overline{m_1\, p_1} = \frac{A}{C}\left[-1 + \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right] \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Berechnet man für irgend eine Turbine den numerischen Werth von y, indem man für x Werthe annimmt, die von dem vortheilhaftesten Werth $x = \overline{O\, p_1}$ nicht zu sehr abweichen, so erhält man für y stets Werthe, die von dem grössten Werth $\overline{m_1\, p_1}$ nur wenig verschieden sind. Es folgt also aus dieser genaueren Theorie, was auch die vielfältigsten Versuche gezeigt haben, dass sich der Nutzeffekt der Turbine nicht viel ändert, wenn die Geschwindigkeit der Bewegung um ziemlich viel grösser oder kleiner ist, als die vortheilhafteste. Diese geringe Empfindlichkeit der Turbine hinsichtlich der Geschwindigkeit ihres Ganges ist also eine gute Eigenschaft der Maschine. Berechnet man für irgend eine spezielle Turbine die Werthe von $\overline{O\, p_1}$ und von $\overline{O\, n}$, so findet man stets, dass die Geschwindigkeit, welche dem Leerlauf entspricht, genau oder nahezu doppelt so gross ist, als die vortheilhafteste Geschwindigkeit.

Sucht man die Werthe der Grössen x A B C so zu bestimmen, dass der Werth von y gleich der Einheit wird, so erhält man die Bedingungen, welche erfüllt werden müssten, damit der Nutzeffekt gleich dem absoluten Effekt würde. Auf diese Weise gelangt man wiederum zu dem System von Ausdrücken, welches wir in der früher entwickelten Theorie hergeleitet haben.

Berechnet man vermittelst der Gleichungen (4) und (5) den Werth von $\overline{O\, p_1}$ und von $\overline{m_1\, p_1}$, indem man annimmt, dass die Turbine mehr oder weniger vom Wasser erfüllt wird, so findet man stets, dass die Effekte sehr rasch abnehmen, so wie die Füllung der Turbine abnimmt. Dies ist eine höchst unvortheilhafte Eigenschaft der Turbine, die auch durch vielfältige Versuche an den Tag getreten ist. In dieser Hinsicht sind die Wasserräder den Turbinen ganz entschieden vorzuziehen, denn bei diesen nimmt sogar in den meisten Fällen das Güteverhältniss zu, wenn die Füllung abnimmt. Vermöge dieser Eigenschaft der Turbinen sind dieselben bei sehr veränderlichem Wasserzufluss sehr fatale Maschinen, und man kann sich in solchen Fällen gewöhnlich nur dadurch helfen, indem man zwei oder noch mehr Turbinen von verschiedener Grösse aufstellt und je nach dem Wasserzufluss eine oder die andere oder mehrere zu gleicher Zeit in Gang setzt. Diese Eigenschaft der Turbinen wird nur dann nicht mehr erheblich nachtheilig, wenn Wasserkräfte mit sehr grossen, wenn auch veränderlichen Quantitäten benutzt werden sollen. Beträgt z. B. die Wassermenge 5 bis 10^{Kbm} in der Sekunde und das Gefälle 2 bis 4^{m} (was z. B. der Fall ist in den grossen Spinnereien bei Esslingen und Bamberg), so muss man 4 bis 6 Turbinen aufstellen, und wenn dann die Wassermenge abnimmt, setzt man eine oder mehrere ganz ausser Gang, und die in Gang bleibenden Turbinen laufen dann in ganz gefülltem Zustand. Man hat sich vielfach bemüht, solche Schützeneinrichtungen auszudenken und in Anwendung zu bringen, welche bewirken sollen, dass das Güteverhältniss einer Turbine bei veränderlichem Wasserzufluss konstant bleibt. (Auf Tafel 8. meines grossen Werkes sind derlei Einrichtungen abgebildet), allein keine von diesen Erfindungen hat den Wünschen entsprochen, und es scheint wenig Hoffnung vorhanden zu sein, dass es in Zukunft gelingen werde, ganz befriedigende Schützeneinrichtungen ausfindig zu machen.

Hinsichtlich derjenigen *Jonval*'schen Turbinen, deren Mantel unten, wo das Wasser austritt, mit einem Schützen versehen sind, durch welchen die Ausflussöffnung innerhalb gewisser Grenzen beliebig verändert und auch ganz aufgehoben werden kann, ist noch hervorzuheben, dass aus der vollständigen Theorie in Uebereinstimmung mit vielfältigen Versuchsresultaten folgt, dass das Güteverhältniss sehr rasch abnimmt, so wie diese Ausflussöffnung verengt wird. Dieser Schützen kann also recht gut zur Abstellung und Ingangsetzung einer Turbine, nicht aber zur Regulirung des Wasserzuflusses benutzt werden.

Dass, und in welchem Maasse eine Verengung der Mantelschützenöffnung auf den Effekt Einfluss hat, kann man auch ohne Rechnung einsehen. Der Effekt, welcher dem Rade mitgetheilt wird, ist offenbar der lebendigen Kraft proportional, mit welcher das in jeder Sekunde zufliessende Wasser das Rad durchströmt, ist also dem Wasserzufluss in 1 Sekunde und dem Quadrat der Durchströmungsgeschwindigkeit proportional. Diese letztere richtet sich aber nach der Differenz der Pressungen, welche in den Wasserschichten an der oberen und an der unteren Ebene des Rades statt finden, und ist der Quadratwurzel aus diesen Pressungen proportional. Wenn nun die Schützenöffnung so stark verengt wird, dass nur halb so viel Wasser ausfliesst, als bei ganz aufgezogenem Schützen, so fliesst auch nur halb so viel Wasser durch das Rad. Wenn aber die halbe Wassermenge mit halb so grosser Geschwindigkeit durch das Rad fliesst, wird die lebendige Kraft des Wassers und demnach auch der Effekt 8 mal $= 2^3$ mal kleiner. Man sieht also, dass der Effekt dem Kubus der Wassermenge proportional ist, während bei einem richtig wirkenden Regulirschützen der Effekt einfach der ersten Potenz der Wassermenge proportional bleiben müsste. Das so eben Gesagte beweiset auch die vollkommene Theorie und wird durch Versuchsresultate vollkommen bestätigt.

Theorie der Tangentialräder.

Eintheilung der Tangentialräder. Die sogenannten Tangentialräder, von denen wir eine Klasse früher 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 allmälig 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 hervorgebracht.

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 hier der Bezeichnungen, die wir Seite 167 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:

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

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

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_2\, k_1 \quad \dots\dots \quad (2)$$

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

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

auch ist:

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

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

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

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:

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

Wegen (6) folgt aus (4):

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

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

$$\beta = \pi - 2 \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

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:

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

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

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

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 β den Werth (8) und für v_2 den Werth (7) einführt und $k = i$ nimmt, eine identische.

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

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

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

Weil γ sehr klein sein soll und $\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$ nicht viel grösser als die Einheit ist, so fällt 2α und um so viel mehr α klein aus. Der Winkel β wird demnach nahe gleich 180^0. 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 γ, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

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

2. Verhältnisse der Halbmesser:

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

3. Contraktionscoeffizienten:

$$k = k_1 = 0{\cdot}9$$

4. Winkel α, 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 β, 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:

$$n = 9{\cdot}548 \; \frac{v_2}{R_2}$$

12. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 \; R_2$$

Theorie der Tangentialräder mit äußerer Einströmung und äußerer Ausströmung. Wir wählen die Winkel $\alpha \; \beta \; \gamma$, so wie Tafel XII., Fig. 2 zeigt, und erhalten hier folgende Beziehungen:

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

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

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

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

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{u_1}{U} = \dfrac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\[2ex] \dfrac{v_1}{U} = \dfrac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \end{array}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Auch ist:

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

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

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

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:

$$w_1^2 = v_1^2 - v_2^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

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

$$w_1 = v_1 \, , \qquad \beta = o \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

Aus (6) und (7) folgt zunächst:

$$v_2 = o \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

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

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

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

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

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

$$\Omega = \frac{2\ R_1\ \pi}{p}\ \delta \sin \alpha \quad \Omega_1 = \frac{2\ R_1\ \pi}{p}\ \delta \sin \beta \quad \Omega_2 = \frac{2\ R_2\ \pi}{p}\ \delta \sin \gamma\ . \quad (10)$$

Die Gleichungen (2) werden hierdurch:

$$Q = \frac{2\ R_1\ \pi}{p} \sin \alpha\, \delta\, U\, k = \frac{2\ R_1\ \pi}{p}\, \delta \sin \beta\, u_1 = \frac{2\ R_2\ \pi}{p}\, \delta \sin \gamma\, u_2 \quad . \quad (11)$$

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

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

Die Gleichung $\frac{2\ R_1\ \pi}{p}\ \delta \sin\ \alpha\ U\ k = \frac{2\ R_1\ \pi}{p}\ \delta \sin\ \beta\ u_1$ wird identisch erfüllt, wenn $u_1 = v_1$, $\beta = 2\ \alpha$, $k = 1$ 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 & 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.

Theorie des Tangentialrades mit äußerer Einströmung und innerer Ausströmung. Tafel XII., Fig. 3. Für diese Anordnung erhalten wir folgende Bedingungsgleichungen:

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

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

$$\left.\begin{array}{l} U \qquad \dfrac{u_1}{\cancel{u}} = \dfrac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\[2ex] U \qquad \dfrac{v_1}{\cancel{u}} = \dfrac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} \\[2ex] u_1{}^2 = v_1{}^2 + U^2 - 2\, v_1\, U \cos \alpha \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

$$u_2{}^2 = u_1{}^2 - (v_1{}^2 - v_2{}^2) \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

$$u_2 = v_2, \qquad \gamma = 0 \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

$$\left.\begin{array}{l} \Omega = \left(\dfrac{2\, R_1\, \pi}{p} \sin \alpha\right) \delta \\[2ex] \Omega_1 = \left(\dfrac{2\, R_1\, \pi}{p} \sin \beta\right) \delta \\[2ex] \Omega_2 = \left(\dfrac{2\, R_2\, \pi}{p} \sin \gamma\right) \delta \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Wegen (5) folgt aus (4):

$$u_1 = v_1 \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

und hierdurh geben die Gleichungen (3):

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

$$\beta = 2\, \alpha \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

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

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q\, p}{2\, \pi \sin \alpha\, U\, k \left(\dfrac{R_1}{\delta}\right)}} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

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

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 gleichen 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:

1. Verhältniss der Halbmesser:

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

2. Winkel γ, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^0 \text{ bis } 20^0$$

3) Winkel β, 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 α, 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:

$p = 4$ bis 5, wenn nur ein Einlauf,
$p = 3$ „ 4, 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:

$$n = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1}$$

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 & Comp.* in Zürich erbaute, und in der That meisterhaft gearbeitete Tangentialräder im Gange. Mit einem dieser Tangentialräder wurden von Herrn *Gross,* Konstrukteur in der Maschinenfabrik zu Karlsruhe, Bremsversuche angestellt, dabei wurde ein Nutzeffekt von 65 bis 70 Prozent gefunden, und dieses Güteverhältniss blieb bei sehr veränderlichem Wasserzufluss ziemlich konstant. 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.

Die Praxis des Turbinenbaues. Construktive Details.

Anfertigung des Einlauf- und des Turbinenrades für eine Jonval'sche Turbine. Die Körper des Einlauf- und des Turbinenrades sind jederzeit von Gusseisen. Die Schaufeln werden ebenfalls von Gusseisen gemacht und mit dem Radkörper zusammengegossen, wenn die Metalldicke derselben 1^{cm} oder mehr, dagegen von Schmiedeeisen, wenn dieselbe weniger als 1^{cm} beträgt. Die Räder werden mit getrockneten Sandmassen geformt. Die Tafel XII., Fig. 4, 5, 6 zeigen, wie die Einformung geschieht. $a\ b\ a_1\ b_1$ ist eine konische Grube im Sandboden des Gieshauses. c ist eine plattenförmige Sandmasse, welche auf dem Boden der konischen Grube liegt. $d\ d$ ist ein ringförmiger Sandkörper. e der Sandkörper für die Höhlung der Nabe des Rades. $f\ f\ldots$ sind die Sandkörper, welche den Radkanälen entsprechen. Fig. 6 zeigt einen solchen Körper in Ansicht. Die unteren Theile f_1 dieser Körper bilden eine zusammenschliessende Masse und erhalten die oberen Theile freistehend. Die linke Hälfte der Fig. 5 entspricht einem Rade mit gusseisernen Schaufeln, die rechte Seite einem Rade mit Blechschaufeln. Man sieht, dass die Blechschaufeln mit ihren inneren Kanten in den ringförmigen Raum zwischen $d\ d\ldots$ und $f\ f\ldots$ eingreifen.

Diese inneren Kanten der Schaufeln sind verzinnt, so dass sie beim Giessen in den Radkörper eingelöthet werden. h ist ein innen cylindrischer, aussen konischer Sandkörper. i ein cylindrisch plattenförmiger Körper, in welchem der Einguss k angebracht wird. Die Form des Einlaufrades wird ganz auf ähnliche Weise gebildet, nur mit dem Unterschiede, dass die äussere Grundform eine konische Fläche bildet.

Zur Anfertigung der Blechschaufeln muss ein Gusskörper hergestellt werden, an welchem eine Fläche vorkommt, die mit der Form einer Schaufelfläche übereinstimmt. Die Bleche, welche die Schaufeln bilden, werden im rothglühenden Zustand gegen diese Gussform hingehämmert, wodurch sie ihre richtige Form erhalten.

Sind die Räder gegossen, so werden sie auf einer Drehbank so abgedreht, dass die äusseren Kanten der Schaufeln in der richtigen cylindrischen oder konischen Fläche liegen. Auch der Turbinenmantel wird genau ausgedreht. Der Trichter, in welchen das Einlaufrad eingesetzt wird, ist konisch auszudrehen, und zwar genau nach der Umfangsform des Einlaufrades. Der an den Trichter anschliessende Theil des Mantels ist cylindrisch auszudrehen, und zwar mit einem Halbmesser, der um den Spielraum des Rades im Mantel grösser ist, als der äussere Halbmesser des Rades.

Anfertigung des Rades für Fourneyron'sche Turbinen. Tafel XII., Fig. 7, 8, 9. Bei diesen Turbinen werden jederzeit Blechschaufeln angewendet. Die Blechschaufeln, Fig. 8, des Turbinenrades werden vermittelst kleiner parallelepipedischer Zäpfchen in zwei abgedrehte ringförmige Platten $a\ a_1$, Fig. 7, eingenietet und der untere dieser Ringe wird mit einigen Schrauben gegen den horizontalen Rand b

des gusseisernen Radkörpers geschraubt. Auf ähnliche Weise werden die Leitschaufeln des Einlaufrades in die Tellerplatte $_c$ eingenietet. Für ganz kleine Turbinen kann man die Schaufeln aus Stahlblech herstellen. Damit sich das Turbinenrad durch zufällige Einwirkungen nicht längs der Axe verstellen kann, ist es angemessen, an die Axe einen konischen Theil anzubringen, und die Radnabe entsprechend konisch auszudrehen, Fig. 9. Dies gilt sowohl für *Jonval*'sche wie für *Fourneyron*'sche Turbinen.

Zapfeneinrichtungen. 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^m lang und 22^{cm} dick ist, und die 50 Umdrehungen per 1′ macht, musste der Zapfen mehrere mal in kurzen Zeitintervallen 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 mehrere Jahre im Gange, und der Zapfen hält sich immer gut, obgleich die Axe 700 Umdrehungen per 1′ macht, sie ist freilich nur 3^m lang und $0{\cdot}08^m$ dick; so ist ferner die Turbine in Ettlingen 6 Jahre in gutem Gang, ihre Axe ist 5^m lang und $0{\cdot}18^m$ dick, hat also ein bedeutendes Gewicht und macht 40 Umdrehungen per 1′.

Fourneyron, *Cadiat* und alle Konstrukteurs, welche sich mit dem Bau der Turbinen beschäftigen, verwenden auf die Konstruktion 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, weshalb 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 unteren 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 konstruirt sind und in der Regel nicht kontinuirlich 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, weshalb sich diese Zapfen bei dem ungeheuren 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 kontinuirlich geölt, 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.

In meinem grösseren Werke über Turbinen findet man auf Tafel I. und Tafel XII. verschiedene Zapfeneinrichtungen dargestellt und beschrieben, hier begnüge ich mich, nur zwei von diesen Einrichtungen zu beschreiben.

Tafel XII., Fig. 10 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 unteren 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 befestiget ist. Das Oel wird durch ein Röhrchen g zugeleitet, gelangt zunächst in die an der inneren 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 Querfurche 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.

Tafel XII., Fig. 11 ist eine Konstruktion eines *Fontain*'schen Ueberwasserzapfens. a ist die Tragstange; b das Rohr, an welches das Turbinenrad gekeilt wird; c c eine Kappe, welche das Röhrenende verschliesst und auf dasselbe durch mehrere Schrauben befestigt ist. Diese Kappe 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.

Einrichtungen zur Regulirung des Wasserzuflusses. Die Voll-Turbinen geben bei reichlichem und konstantem Wasserzufluss recht gute Effekte. Aber so wie der Wasserzufluss zur vollständigen Füllung der Turbine nicht mehr ausreicht, wird man gezwungen, an einer oder an mehreren Stellen die Querschnitte der Oeffnungen, welche das Wasser durchströmt, zu verkleinern, und dadurch entstehen in der Regel entweder Unregelmässigkeiten, Störungen oder Hemmungen in der Bewegung des Wassers, oder fehlerhafte Querschnittsverhältnisse, wodurch, wie die Theorie und die Erfahrung beweiset, das Güteverhältniss dieser Turbinen beträchtlich abnimmt. Es ist dies eine sehr fatale schwache Seite der Turbinen, von welcher die Wasserräder ganz frei sind, denn diese geben in der Regel (und insbesondere die oberschlächtigen Räder) bessere Effekte bei schwachem als bei reichem Wasserzufluss.

In dem grösseren Turbinenwerke sind auf Tafel 8 verschiedene Einrichtungen zur Regulirung des Wasserzuflusses abgebildet. Die meisten derselben sind weiter nichts als Einrichtungen, durch welche die Kanäle des Einlaufrades je nach dem Wasserzufluss mehr oder weniger geschlossen oder verstopft werden können, wodurch eigentlich die Voll-Turbinen in Partial-Turbinen verwandelt werden und ihr Güteverhältniss geschwächt wird. Nur eine von den auf Tafel 8 dargestellten Anordnungen beruht auf richtigen Grundsätzen und diese wollen wir hier beschreiben.

Tafel XII., Fig. 12. Wir haben gefunden, dass eine Turbine nur dann einen günstigen Effekt geben kann, wenn die Ausströmungsöffnungen am Einlaufrad und am Turbinenrad in einem gewissen konstanten Verhältniss stehen. Der Effekt wird also noch gleich günstig bleiben, wenn man sowohl die einen als auch die andern Ausströmungsöffnungen in solcher Weise veränderlich macht, dass dieses Verhältniss konstant bleibt. Auf diesem Grundsatz beruht die in Fig. 12 angedeutete Regulirung. Die Schaufeln des Einlaufrades und des Turbinenrades sind oben schneidig, unten dagegen ziemlich dick. An der untern Ebene des Einlaufrades ist eine Drehscheibe angebracht, die ringsum mit Oeffnungen von einer solchen Form versehen ist, dass dieselben genau die Fortsetzungen der Kanalflächen bilden, wenn die Scheibe so gestellt wird, wie Fig. 12 zeigt. Wird dagegen diese Drehscheibe gegen das Einlaufrad etwas gedreht; so werden die Ausströmungsöffnungen des Einlaufrades verengt. Eine ganz ähnlich konstruirte Drehscheibe ist auch am Turbinenrad angebracht und dreht sich mit demselben, kann aber gegen dasselbe etwas verstellt werden, so dass auch die Ausströmungsöffnungen des Turbinenrades innerhalb gewisser Grenzen stetig verkleinert werden können. Bringt man einen in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus an, durch welchen die beiden Drehscheiben gleichzeitig und um gleich viel gegen die beiden Räder verstellt werden können, so erhält man eine Regulirung, bei welcher das Verhältniss der Ausströmungsöffnungen an den beiden Rädern nahe konstant bleibt. Ich habe eine solche Regulirung schon im Jahr 1846 bei einem Turbinenmodell in grösserem Maassstabe angebracht. Die Herren *André Köchlin* in Mühlhausen haben für diese Regulirung Patente genommen, gewiss ohne von der Existenz meines Modelles etwas zu wissen. Dem Prinzip nach ist dieses sicherlich eine ganz richtige Regulirung, allein eine ganz tadellose Realisirung derselben ist doch nicht vorhanden, denn wenn die Drehscheiben so gestellt werden, dass die Ausströmungsöffnungen theilweise maskirt werden, bilden die Oeffnungen der Drehscheiben nicht mehr ganz stetige Fortsetzungen der Radkanäle, sondern es kommen Ecken und leere Stellen vor.

Schützenaufzüge. Die eigentlich nur zur Abstellung und Ingangsetzung tauglichen Turbinenschützen sind meistens ringförmig. Das Heben und Senken derselben geschieht durch Parallelbewegungen. Einige derselben wollen wir beschreiben.

Tafel XIII., Fig. 1. ist ein Schützenzug, bei welchem der von *Cadiat* erfundene, Band I., Seite 354, beschriebene Kurbel-Mechanismus angewendet ist. a ist der Ringschützen. b b b b vier an denselben angebrachte Schraubenmuttern. c c c c vier Stangen mit eingeschnittenem Gewinde. Diese Stangen werden oben an der Turbinenbrücke so gehalten, dass sie sich drehen können, aber längs ihrer Richtung nicht verschiebbar sind. Jede Stange ist mit einer Kurbel d d d d versehen. Dieselben sind parallel gestellt und über ihre Zapfen ist ein Ring oder Kreuz e gestekt. Wird eine dieser Kurbeln gedreht, so wird ihre Bewegung durch die drei andern identisch nachgeahmt, wodurch der Ringschützen in paralleler Lage aufwärts und niederwärts geschraubt wird.

Fig. 2 ist ein Ringschützen mit Hebelwerk. a der Schützen.

b b b b vier Stangen, welche unten in vier am Schützen angebrachte Zapfen c c c c, oben an den Enden von vier Hebeln d d d_1 d_1 eingehängt sind. Die Hebel d d sind an einer Axe e, die Hebel d_1 d_1 an einer zweiten Axe e_1 befestigt. Diese Axen befinden sich in ungleicher Höhe, so dass sie sich nicht begegnen und liegen in Lagern, die in der Zeichnung nicht angedeutet sind; wird eine dieser Axen, z. B. e_1, vermittelst eines Hebels f_1 gedreht, so gehen die vier Stangen b b b b um gleich viel aufwärts oder abwärts, und heben oder senken den Schützen a so, dass er stets zu sich selbst parallel bleibt.

Fig. 3 ist ein Schützenzug mit Zahnstangen und Rädern. a der Schützenzug. b b b_1 b_1 vier in denselben eingehängte, oben mit Verzahnungen versehene Stangen. c c_1 zwei in ungleicher Höhe angebrachte, auf der Brücke der Turbine gelagerte Axen. d d zwei mit c verbundene Getriebe, die mit ihren Zähnen in die Verzahnungen von b und b eingreifen. d_1 d_1 zwei mit c_1 verbundene Getriebe, die mit ihren Zähnen in die Verzahnungen von b_1 und b_1 eingreifen. Wird die Axe c vermittelst der Kurbel e gedreht, so geht der Schützen a in horizontaler Stellung aufwärts oder abwärts. Diese Anordnung ist sehr einfach und fast in allen Fällen anwendbar.

Die Wasserkästen. Die Turbinenmäntel aller Niederdruck-Turbinen werden in den Boden eines hölzernen Wasserkastens eingelassen, der das Ende des Zuflusskanales bildet. Ein Beispiel wird zur Erklärung der Konstruktion dieser Wasserkästen genügen.

Tafel XIII., Fig. 4. a Ende des Zuflusskanals. b Anfang des Abflusskanals. c der Wasserkasten. Der Boden desselben besteht aus einem Balken-Rahmenwerk, in welches Bretter so eingelegt sind, dass sie durch den Druck des Wassers gegen ihre Auflagen auf die Balken des Rahmenwerkes angepresst werden, somit bei jedem Druck verschliessen. Die drei Wände des Wasserkastens werden durch Bretter gebildet, die in vertikale Säulenhölzer eingelegt sind. Auf diesen Säulen liegt ein zweites mit Brettern belegtes Rahmenwerk, das eine Brücke bildet, die den Lagerstuhl für die Axen trägt. d ist ein Leerlauf, um das Wasser aus dem Zuflusskanal a direkt in den Abflusskanal leiten zu können, wenn die Turbine abgestellt werden soll. e ist ein mit einem Aufzug versehener Schützen. Wird derselbe niedergelassen, so ist die Kommunikation zwischen a und b aufgehoben und jene zwischen a und c hergestellt. Die Turbine ist dann im Gang. Wird e aufgezogen, so ist die Kommunikation zwischen a und b hergestellt, jene zwischen a und c aufgehoben. Die Turbine ist dann abgestellt. Der Boden ff des Abflusskanals unter dem Wasserkasten muss entweder durch eine Betonirung oder durch einen bedielten Pfahlrost gegen die aufwühlende Kraft des aus dem Turbinenrade wirbelnd austretenden Wassers geschützt werden. Wenn die Pfanne des Turbinenzapfens durch einen auf den Boden f gestellten Pfannenträger getragen werden soll, muss dieser entweder auf einen in den Boden eingesenkten Quaderblock oder auf mehreren in den Boden eingerammten Pfählen gelegt und angeschraubt werden. Besser ist es aber, diesen Pfannenstuhl ganz wegzulassen und den Pfannentopf durch gusseiserne Arme mit dem Turbinenmantel zu verbinden, weil auf diese Weise eine ganz solide relative Verbindung der Pfanne mit dem Mantel, unabhängig von dem Holzbau, erzielt werden kann.

Bei grösseren Turbinenanlagen mit mehreren Turbinen werden die Tragbalken des Wasserkastens und jene der Brücke, welche die Lagerstühle zu tragen haben, aus Eisen hergestellt. Eine derartige, äusserst solide, aber auch sehr kostspielige Konstruktion findet man bei der grossen Turbinenanlage in der Spinnerei nächst Bamberg angewendet. Es sind vier Turbinen vorhanden, jede zu 150 Pferdekräften Nutzeffekt. Die Grenzen unseres Werkes erlauben uns nicht, in eine Darstellung und Beschreibung von solchen grösseren Anlagen einzugehen.

Vergleichung der Turbinen mit den Wasserrädern.

Nachdem wir nun die Wasserräder und Turbinen für sich betrachtet haben, müssen wir sie auch im Verhältniss zu einander in's Auge fassen, denn erst dadurch wird sich der wahre Werth dieser Maschinen herausstellen, werden die Vortheile und Nachtheile derselben zum Vorschein kommen, und wird es endlich möglich werden, die Frage zu beantworten, ob unter gegebenen Umständen die eine oder die andere dieser Maschinen gewählt werden soll.

I) Vergleichen wir zuerst die beiden Arten von Maschinen hinsichtlich des Nutzeffektes, welchen sie bei verschiedenen Gefällen zu entwickeln vermögen.

Das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt der Wasserkraft nimmt, wenn das Gefälle wächst, bei den Wasserädern zu, bei den Turbinen dagegen nimmt es ab. Bei kleinen Gefällen geben die Turbinen, bei grossen Gefällen die Wasserräder (so weit sie anwendbar sind) bessere Effekte, bei mittleren Gefällen leisten die einen so viel wie die andern.

Veränderungen im Wasserzufluss haben bei den Wasserrädern nur einen sehr geringen, bei den Turbinen aber einen sehr bedeutenden nachtheiligen Einfluss auf die Prozente des Nutzeffektes.

Bei veränderlichem Wasserzufluss sind daher die Turbinen gegen die Wasserräder hinsichtlich des Nutzeffektes im Nachtheil.

Veränderungen im Gefälle haben bei den Turbinen (vorausgesetzt, dass sie selbst beim niedrigsten Stand des Wassers im Abflusskanal ganz getaucht sind) keinen Einfluss auf die Prozente des Nutzeffektes, wohl aber auf die Geschwindigkeit, mit welcher sich das Rad bewegen muss, um bei jedem Wasserstand den grösstmöglichen Effekt geben zu können.

Veränderungen im Gefälle haben im Allgemeinen einen nachtheiligen Einfluss auf den Nutzeffekt der Wasserräder. Dieser Einfluss ist jedoch nur bei kleinen Gefällen von Bedeutung, weil nur bei diesen die Veränderungen des Gefälles im Vergleich zum totalen Gefälle beträchtlich sind. Aendert sich nur allein das Gefälle, der Wasserzufluss aber nicht, so sind die Turbinen gegen die Wasserräder hinsichtlich des Nutzeffektes im Vortheil. Gewöhnlich ist aber mit einer Abnahme des Gefälles eine Zunahme des Wasserzuflusses verbunden, und dann kann man bei einem Wasserrade die Effektverminderung, welche durch die Aenderung des Gefälles entsteht, wiederum aufheben, indem man dem Rade eine grössere Wassermenge zuleitet.

Wenn also Gefälle und Wasserzufluss gleichzeitig veränderlich sind, und zwar in der Art, dass die Wassermenge wächst, wenn das Gefälle abnimmt und umgekehrt, so sind hinsichtlich des Effektes die Wasserräder im Vortheil.

Eine Aenderung im Gefälle hat übrigens nur bei dem unterschlächtigen und bei dem Ponceletrade einen Einfluss auf die vortheilhafteste Geschwindigkeit, bei allen übrigen Rädern aber, bei welchen das Wasser grösstentheils durch sein Gewicht wirkt, ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit unabhängig von kleinen Gefälländerungen.

Die Geschwindigkeit des Ganges kann sowohl bei den Wasserrädern als auch bei den Turbinen ziemlich stark von derjenigen abweichen, welche dem Maximum des Nutzeffektes entspricht, ohne dass dadurch der letztere merklich kleiner wird. Die Geschwindigkeit kann bei beiden ohne merklichen Nachtheil um ein Viertel von der Normalgeschwindigkeit grösser oder kleiner werden, als diese letztere ist.

Die Konstruktionselemente können bei den Wasserrädern ohne merklichen Nachtheil für den Effekt sehr stark von denjenigen abweichen, welche dem vortheilhaftesten Effekt entsprechen. Bei den Turbinen dagegen müssen jene Elemente sehr genau nach dem Gefälle und nach der Wassermenge berechnet werden, wenn der Effekt günstig ausfallen soll. Die ersteren dieser Maschinen sind daher weit leichter gut anzuordnen, als die letzteren.

Wenn der Widerstand der zu betreibenden Arbeitsmaschine konstant ist, gewähren die Turbinen einen höheren Grad von Gleichförmigkeit der Bewegung als die Wasserräder, und insbesondere einen höheren als die hölzernen. Das Umgekehrte findet statt, wenn die Widerstände, wie z. B. bei Walzwerken, sehr veränderlich sind, indem bei den Wasserrädern die in ihrer Masse enthaltene lebendige Kraft gross, bei den Turbinen aber klein ist. Dieser Nachtheil der Turbinen kann zwar durch Anwendung eines Schwungrades beseitiget werden, allein die Veränderungen in der Geschwindigkeit fallen doch, wenn der Widerstand veränderlich ist, bei den Wasserrädern kleiner aus als bei den Turbinen, weil bei den ersteren der Wasserzufluss bedeutend variiren kann, bei den letzteren aber nicht. Im Allgemeinen sind also bei Maschinen mit veränderlichen Widerständen die Wasserräder den Turbinen vorzuziehen.

Die bisherigen Vergleichungen hinsichtlich des Nutzeffektes bezogen sich auf die Kraftmaschine selbst; die Leistung einer Maschinenanlage muss aber nach dem Effekt beurtheilt werden, welcher auf die Arbeitsmaschinen übertragen wird, wir müssen daher auch die Effektverluste betrachten, welche durch die Transmission verloren gehen.

Um diese Verluste zu beurtheilen, muss man berüksichtigen:

1) dass bei zwei gleich langen und gleich stark (gleichviel, ob in's Schnelle oder in's Langsame) übersetzenden Transmissionen die durch Reibung entstehenden Effektverluste gleich gross, die durch Stösse und Vibrationen entstehenden Effektverluste aber bei der schneller gehenden, mithin leichteren Transmission etwas grösser ausfallen, als bei den stärkeren und langsamer gehenden.

Da in der Regel die Wahl der Maschinen keinen Einfluss hat auf die Länge der Transmission, so können wir, um die Vergleichung zu vereinfachen, diese Länge unberücksichtigt lassen, und nur allein die Uebersetzung und die Schnelligkeit des Ganges in Betrachtung ziehen.

2) Muss man berücksichtigen, dass die Wasserräder im Allgemeinen einen langsamen, die Turbinen aber einen schnellen Gang haben, und dass dieser mit dem Gefälle bei den ersten ab-, bei den letzteren aber bedeutend zunimmt.

Hieraus folgt, dass in der Regel hinsichtlich des in Rede stehenden Effektverlustes für langsam gehende Arbeitsmaschinen (z. B. für grössere Pumpwerke) eine Wasserradtransmission, für schnell gehende Arbeitsmaschinen eine Turbinentransmission vortheilhafter ausfallen wird. Muss aber mit der ersteren dieser Transmissionen eben so viel in's Schnelle als mit der letzteren in's Langsame übersetzt werden, so erschöpfen beide ungefähr gleich viel Effekt.

Meistens haben aber die Arbeitsmaschinen einen schnellen Gang, der Vortheil ist daher hinsichtlich des Effektverlustes, den die Transmission verursacht, auf Seite der Turbinen.

III Vergleichen wir nun die Wasserräder mit den Turbinen hinsichtlich der Kosten des Wasserbaues der Maschinen und der Transmission.

Der Wasserbau, d. h. der Bau zur Fassung und Leitung des Wassers, ist bei kleineren und mittleren Gefällen für Turbinen wie für Wasserräder ganz gleich, ist aber das Gefälle gross, so wird das Wasser den ersteren in einer Röhrenleitung, den letzteren aber in einer offenen hölzernen oder gemauerten Kanalleitung zugeführt. Die Kosten dieser beiden Leitungen sind im Allgemeinen nur wenig verschieden, wir können daher die Anlagen eines Wasserrades und eines Turbinenbetriebes hinsichtlich der Kosten des Wasserbaues gleich stellen.

Die Kosten der Anschaffung und Aufstellung der Maschinen nehmen für eine Pferdekraft Nutzeffekt bei den Wasserrädern mit dem Gefälle und mit der Wassermenge etwas zu, bei den Turbinen dagegen nehmen sie ab, wenn das Gefälle wächst. Die ersteren sind daher vorzugsweise für kleinere, die letzteren vorzugsweise für grössere Gefälle ökonomisch vortheilhaft.

Für Gefälle bis zu 2^{m}, die Wassermenge mag nun gross oder klein sein, so wie auch für Gefälle von 2 bis 6^{m} und einem Wasserzufluss bis zu $0{\cdot}25^{Kbm}$ kostet eine Turbine so viel, als ein eisernes Rad, mithin mehr als ein hölzernes Wasserrad. Für Gefälle von 2 bis 6^{m} und grössere Wasserquantitäten, so wie auch für Gefälle über 6^{m}, die Wassermenge mag gross oder klein sein, kostet eine Turbine bedeutend weniger als ein Wasserrad.

Die Anschaffungskosten der Transmission sind, wenige Fälle abgerechnet, bei Turbinen geringer, als bei Wasserrädern; denn in den meisten Fällen haben sowohl die Arbeitsmaschinen als auch die Turbinen grosse Geschwindigkeiten, sie erfordern also in der Regel wenig Uebersetzungen und bei der grossen Geschwindigkeit aller Theile der Transmission fallen die Querschnittsdimensionen und daher auch die Gewichte derselben um ein Namhaftes kleiner aus, als für Wasserräder.

Die Herstellung der Radstube und der Bau für die Aufstellung der Maschine kostet bei kleinen Gefällen für beide Maschinen ungefähr gleich viel; in dem Maasse aber, als das Gefälle grösser wird, nehmen diese Kosten für die Turbine ab und für das Wasserrad zu, so dass sie für Gefälle, die grösser als 12^m sind, bei der ersteren sehr unbedeutend ausfallen, bei der letzteren dagegen sehr hoch zu stehen kommen.

IV. Schlamm, Sand, Eisstücke, Baumzweige und Blätter, so wie andere im Wasser oftmals enthaltene Körper können nicht leicht den Gang und die Wirkung eines Wasserrades stören, eine Turbine dagegen verträgt nur reines Wasser. Die Störungen, welche die im Wasser befindlichen Körper verursachen, sind übrigens nur bei kleineren Turbinen von Bedeutung, denn bei den grösseren sind die Kanäle des Leit- und Turbinenrades schon so weit, dass kleinere Körper durchkommen können. Bei kleinen Turbinen werden aber die Kanäle durch Baumblätter, Holzspähne etc. sehr leicht verstopft, und wenn die Maschine nicht in der Art gebaut ist, dass man sie mit Leichtigkeit und ohne Zeitverlust oftmals reinigen kann, so ist an eine gleichförmige Fortwirkung der Maschine nicht zu denken.

Das Wasser ist in der Regel rein in Gegenden, in welchen Nadelholzwaldungen, dagegen unrein, da wo Laubholzwaldungen vorherrschend sind. Kleine Turbinen sind daher für Gegenden mit Laubholzwaldungen nicht zu empfehlen.

V. Was die Dauerhaftigkeit betrifft, so sind die Turbinen den eisernen Wasserrädern gleich zu stellen; wie es sich mit der Dauerhaftigkeit der hölzernen Wasserräder verhält, ist schon an mehreren Orten gesagt worden.

Nachdem wir die Wasserräder in den verschiedenen Hinsichten mit den Turbinen verglichen haben, bleibt uns noch die wichtige Frage zu beantworten übrig, in welchen Fällen zur Benutzung einer Wasserkraft ein hölzernes Wasserrad, in welchen ein eisernes, und in welchen eine Turbine gewählt werden soll. Erschöpfend kann diese Frage nicht beantwortet werden, denn die Zahl der möglichen Kombinationen von den verschiedenen Umständen, welche für und gegen den Bau einer jeden von diesen Maschinen sprechen, ist ausserordentlich gross und das Gewicht jedes einzelnen Umstandes kann im Allgemeinen nicht ermittelt werden. In den meisten Fällen wird man aber eine ziemlich richtige Wahl treffen, wenn man nur die zwei wichtigsten von den zu berücksichtigenden Umständen, nämlich: 1) die Grösse des Baukapitals, welches für ein Unternehmen verwendet werden darf und kann und 2) die Grösse und Beschaffenheit der disponibeln Wasserkraft in Erwägung zieht, und unter dieser Voraussetzung glaube ich nach reiflicher Ueberlegung für die Wahl der Maschine die Vorschrift empfehlen zu dürfen, welche die folgende Tabelle enthält.

In derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder darf.

H und Q das Gefälle und der Wasserzufluss in einer Sekunde.

$N_a > N_n$ es sei die disponible Wasserkraft bedeutend (etwa zweimal) so gross als der zum Betriebe erforderliche Nutzeffekt.

$N_a = N_n$ es sei die disponible Wasserkraft nur bei sehr vortheilhafter Benutzung zum Betriebe der Maschinen hinreichend.

Vorschrift für die Wahl der Maschine.

Ist das Gefälle und die Wassermenge		so soll gewählt werden: ein hölzernes Rad	ein eisernes Rad.	eine Turbine
nicht über 2^m	gross oder klein	wenn K klein	1) wenn K gross, H und Q constant, $N_a > N_n$ 2) wenn K gross, H und Q veränderlich,	wenn K gross, H und Q constant, $N_a = N_n$
zwischen 2^m und 6^m	nicht grösser als $0{\cdot}3^{Kbm}$	wenn K klein	wenn K gross	niemals
zwischen 2^m und 6^m oder zwischen 6^m und 12^m	grösser als $0{\cdot}3^{Kbm}$ oder gross oder klein	wenn K klein und $N_a = N_n$	wenn K gross und $N_a = N_n$	wenn K gross, und $N_a > N_n$
grösser als 12^m	gross oder klein	niemals	niemals	jederzeit