# Ueberblick
# über die verschiedenen Turbinen-Theorien.

## § 84.

# 1. Das Princip der freien Abweichung.
## (Abhandlung von Girard.)

Die nachstehende äußerst interessante Abhandlung von Girard selbst verdient allgemein bekannt zu werden und wird daher im vorliegenden Paragraph wörtlich wiedergegeben. Die Bemerkungen des Verfassers folgen am Schlusse der Abhandlung. —

Ich habe bisher Anstand genommen, eine Frage zu erörtern, welche mich seit etwa 15 Jahren beschäftigt und sich auf die allgemeinen Formeln bezieht, welche mehrere gelehrte Hydrauliker für den Bau derjenigen Wasserräder aufgestellt haben, die man Turbinen nennt und welche in der Industrie seit 25 Jahren eine ausgebreitete Anwendung gefunden haben.

Diese neuen Motoren, welche alles geleistet haben, was man bei ihrem Bau erwartete, scheinen den heutigen Anforderungen der Industrie nicht mehr zu entsprechen, die Letztere verlangt, daß sie mannigfaltigere Bedingungen erfüllen, als es bisher der Fall war, und diese Ursache ist es, welche mich vor 15 Jahren bestimmt hat, mich mit der Verwirklichung eines neuen Princips zu beschäftigen, das nach meiner Meinung diesen neuern Anforderungen entspricht.

Bevor ich in die Untersuchungen eingehe, welche mich zu der Entdeckung einiger Unvollkommenheiten in der angenommenen Theorie über die Wirkungen der Bewegung des Wassers in den Receptoren führten, halte ich es für passend, die hydraulischen Motoren dieser Art, deren Zweck die Benützung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt des Gewichtes zur Erzeugung der Triebkraft ist, in schneller Uebersicht an uns vorübergehen zu lassen. Ich werde nicht weit über das hinausgehen, was hervorgebracht worden ist, und werde mich bloß auf die Besprechung der Motoren, welche in der Industrie von Bedeutung sind, so wie auf einige Studien über die verschiedenen Arten der Wirkung des Wassers beschränken, die man zu realisiren beabsichtigte, welche aber von der Praxis nicht befolgt wurden.

In erster Reihe begegnen wir dem Rad mit ebenen Schaufeln, ähnlich denen, welche unter Ludwig XIV. in Marly gebaut wurden; zwei dieser Motoren sind auf unsere Zeit gekommen und wurden durch Räder ersetzt, bei denen das Gewicht des Wassers von der Seite benutzt wird.

Bei diesen alten Rädern, welche man noch vor ungefähr 6 Jahren sehen konnte, wurde das Wasser mit aller durch den Druck des Aufschlagwassers entstehenden Geschwindigkeit gegen die ebenen Schaufeln getrieben und verursachte einen heftigen Stoß, welcher das Rad in Bewegung setzte. Nach diesem Stoß wirbelte das Wasser, um die lebendige Kraft abzuschwächen, die durch den Ueberschuß der Geschwindigkeit des Aufschlagwassers über die der Schaufeln entstand, floß dann gemeinschaftlich mit diesen und strömte endlich in das Gerinne mit einer Geschwindigkeit, die derjenigen der Schaufeln gleich kam. Hieraus entstand begreiflicher Weise ein großer Abgang, dargestellt durch den Verlust der lebendigen Kraft beim Eintritt in das Rad und bei dem Ausflusse aus demselben.

Da trat Poncelet auf und erörterte diesen Verlust durch gelehrte Berechnungen und durch die Praxis, und es gelang seiner Beharrlichkeit und seinen Beobachtungen, mit Genauigkeit den Gang der Wasserfäden bei ihrer relativen Bewegung zu entdecken. Man kann in der That viele Theorien aufstellen, die Praxis aber entscheidet doch in letzter Instanz. Ohne uns in die Einzelnheiten der Berechnungen des gelehrten Professors von Metz einzulassen, welche alle competenten Männer kennen, darf man behaupten, daß er der erste ist, welcher das Einströmen des Aufschlagwassers in die gekrümmten Schaufeln mit großer Geschwindigkeit ohne Stoß und das Ausströmen desselben bewirkte, nachdem es ohne wesentliche Geschwindigkeit in seiner absoluten Bewegung seine mechanische Arbeit geleistet hatte.

Von dieser Zeit an sah man eine Menge mehr oder minder sinnreicher Ideen in Betreff der Benützung der lebendigen Kraft des Wassers auftauchen; dahin gehört zuerst Burdin, ein Ingenieur voller Einbildungskraft, ein außerordentlicher Erfinder, der aber weniger überlegte als Poncelet und weniger praktischere Ideen als derselbe hatte; besonders besaß er jene Manier aller Menschen mit großer Imagination, die Leistungen seiner Vorgänger nicht anerkennen zu wollen.

Ihm folgt Fourneyron, sein Schüler; sehr geschickt und besonders sehr bedächtig im Gegentheil von seinem Lehrer, erkannte er, daß von der Phantasie Burdin's sehr viel zu entnehmen, jedoch auch viel zu unterlassen sei, und es erfanden beide einen neuen Motor mit großer Geschwindigkeit und mit senkrechter Achse, wie es sich schon der berühmte Mathematiker Euler gedacht hatte.

Wie aber bereits erwähnt, vermochte die Imagination des geistreichen Professors nicht bloß der von Poncelet, sondern auch von Euler eingeschlagenen Richtung nicht zu folgen, und dennoch mußte man dem einen oder dem andern dieser beiden Kämpfer nachgehen, welche die ersten Keime zu zwei verschiedenen Principien gelegt hatten, die noch jetzt von Männern, welche ich nicht nennen mag, miteinander verwechselt werden.

Wir kehren aber zu unseren beiden Verbündeten zurück. Es wurde behauptet, daß Burdin der Bahn seiner Vorgänger nicht folgen wollte, denn er hatte zu viel erfinderischen Geist, um sich in diese Nothwendigkeit zu fügen, während es Fourneyron dagegen nicht verschmähte das zu beachten, was er Gutes vorfand, um seinen unsterblichen Motor zu construiren, welcher den Namen Turbine erhielt. Beiläufig sei es bemerkt, daß diese Erfindung erst durch die freiwillige Trennung der beiden Freunde erfolgen konnte, indem jeder seinen eigenen Weg ging; aber nur Fourneyron betrat den richtigen, den von seinen Vorgängern begonnenen, und er erreichte sein Ziel. Burdin dagegen verfolgte keine richtigen Principien und mußte deshalb scheitern. Ich möchte diese beiden Geister folgendermaßen charakterisiren: Burdin, erfüllt mit zu viel Einbildungskraft, sich von überschwänglichen Theorien hinreißen lassend; Fourneyron dagegen, vielleicht etwas zu bedächtig, zu beständig in seinen Ideen, zu wenig Künstler, jedoch ein Mann der Genauigkeit, und wenn ihn seine Phantasie nur bis in gewisse Regionen entführte, so suchte er nach dem Guten, und er erlangte das, was er wollte.

Man verdankt ihm also die Erfindung eines auf dem von Euler aufgestellten Princip der Reaction des Wassers beruhenden Motors. Dieses Princip besteht darin, gewissermaßen ein Einströmen in ein sich drehendes Gefäß von beliebiger Form, horizontal oder senkrecht, wie Euler es dargestellt, zu bewirken (er hat es ohne beschleunigenden Druck ausgeführt); Euler aber hatte wohl die Einströmung mittels continuirlicher Leitcurven bewirkt, hatte es aber vergessen, ähnliche Leitcurven für die Ausströmung anzubringen, wie es Fourneyron gethan und wodurch das vollständige Gelingen seines Motors erleichtert wurde.

Von diesem Moment an entstanden viele Nachahmungen mit Modificationen, und man sah nach und nach Turbinen von Fontaine, Köchlin u. s. w., ohne jene Männer anzuführen, die sich bloß mit dem wissenschaftlichen Theil der Frage beschäftigten; auch mußten diese Combinationen wohl gelingen, da sie auf denselben Elementen beruhten als die erste.

Als ich die Vorlesungen Poncelet's besuchte, habe ich oft bei mir gedacht, warum man es nicht versucht, das von diesem letztern aufgestellte Princip, das er die freie Circulation nannte, und dem ich später die Benennung „freie Abweichung" gab, zu realisiren, um eine continuirliche Wirkung der Kraftausübung des Wassers auf die gekrümmten Schaufeln hervorzubringen, deren Umdrehungsachse senkrecht ist; es ist wahrscheinlich leichter, die Reaction Fourneyrons zu copiren, als einen Motor mit freier Abweichung aufzustellen.

Es ist ausgemacht, daß Poncelet im Besitz aller Elemente zur Herstellung einer Turbine nach dem Princip war, das er bei seinem Rade mit gekrümmten Schaufeln verwirklichte und das wir eben so einfach wie das von Euler definiren können; er beabsichtigte, einen Wasserstrahl mit der ganzen durch die Druckhöhe des Gefälles entstehenden Geschwindigkeit herabströmen zu lassen, welcher, in der Richtung des Wasserzuflusses auf eine sehr geneigte Curve geleitet, ohne Stoß darauf fällt und auf dem concaven Theil circulirt, am andern Ende aber ohne merkliche absolute Geschwindigkeit wieder abzieht.

Es war ihm indessen unangenehm, mit Fourneyron in Concurrenz zu treten; übrigens hatte die Wissenschaft nach seiner Ansicht nichts mehr zu gewinnen, weil das Princip von ihm aufgestellt und verwirklicht worden war; er hatte also das Banner der freien Circulation aufgepflanzt, die später, wie oben erwähnt, die freie Abweichung genannt worden ist, und erst in seinen Mußestunden wollte er diesem Princip manchmal eine allgemeinere Anwendung geben, indem er eine andere Circulation des Aufschlagwassers in den Schaufeln in Anregung brachte, die man die freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl (veine moulée) nennen könnte. Morin machte in Boucher Versuche mit einem von ihm nach diesen neuen Ideen construirten Motor.

Es würde mir schwer fallen, alle Erfindungen zu besprechen, welche für verschiedene Arten von Turbinen patentirt wurden, von denen aber die meisten nie zur Ausführung kamen. Ich werde indessen einen Apparat anführen, welcher einige Anwendungen gefunden hat und den ich bei der Spinnerei von Polonne bei Biella in Italien, wo man mit einer Turbine arbeitete, die man die Turbine des Andreas von Thann nannte, anzubringen Gelegenheit hatte. Dieser Erfinder hatte genau die Form der Köchlin'schen Anordnung angenommen, ohne etwas bezüglich der Passage des Wassers durch Reaction am untern Theil der Schaufel des beweglichen Kranzes zu ändern, und auch eben so genau dieselbe Neigung der Leitschaufeln beibehaltend; er hatte das erste Element der beweglichen Schaufel beim Eintritt des Wassers gekrümmt, ohne Zweifel, um den Stoß zu vermeiden, so daß der obere Theil des beweglichen Kranzes sich durch „freie Abweichung“ hätte bewegen können, während es der obere Theil nur durch Reaction konnte. Um das Widersinnige dieser Anordnung ganz verstehen zu können, dürfte es passend sein, zu unserm Ausgangspunkt noch einmal zurückzukehren.

Euler hatte bei seiner Combination das Gefälle des Wassers, das er benützen wollte, in zwei gleiche Theile getheilt; in dem einen, dem obern, befanden sich die Leitcurven, die dem Wasser eine beinahe horizontale Bewegung mittheilen sollten; im zweiten Theil war die andere Hälfte der Maschine, ein beweglicher Kranz, dem eine horizontale Bewegung mit einer Geschwindigkeit, gleich der des Wassers, das in die Injectoren einströmt, mitgetheilt wurde. Auf diese Weise trat das Wasser in den beweglichen Behälter ohne merkliche relative Geschwindigkeit, und das auf diese Art eingeflossene Wasser drückte auf den Boden des Behälters mit einer seiner Höhe verhältnißmäßigen Kraft, wonach das Wasser endlich durch Oeffnungen entwich, die an dem erwähnten Boden in Form von Schnäbeln nach der der Bewegung entgegengesetzten Richtung angebracht waren, so daß das Wasser eine Geschwindigkeit annahm, die der des Behälters gleich entgegen gerichtet war.

Man bemerkt also sofort, in welchem Irrthum Andreas von Thann befangen war, weil die Neigung der in der Richtung des aufschlagenden Wassers gekrümmten Schaufeln sogleich eine der Geschwindigkeit des Rades gleiche relative Geschwindigkeit erforderte, während sie durch einen Druck oder eine bewegende Kraft im Innern der beweglichen Schaufeln beschleunigt werden mußte.

Euler's Anordnung war, wie wir sehen, die einfachste, um die Wasserverluste zwischen dem festen und dem beweglichen Theil des Receptors zu vermeiden, weil zwischen diesen beiden Kränzen kein Druck bestehen konnte, da die Geschwindigkeit an diesem Punkt gleich ist derjenigen, die durch die Höhe des obern Theils bedingt ist; leider konnte aber dieser Apparat kein praktischer und industrieller Motor sein, und nur dadurch, daß man die Höhe der beiden Kränze verminderte und einen beschleunigenden Druck in dem beweglichen Kranze herstellte, konnte man die Combination leicht realisiren. Man vermied nicht mehr die Verluste durch den Spielraum, den man zwischen den beiden festen und beweglichen Theilen lassen mußte, und wenn Fourneyron die horizontale Einströmung durch das Innere der Turbine annahm, so geschah es ohne Zweifel, um sich durch die Centrifugalkraft von diesem einigermaßen bedeutenden Uebelstande zu befreien, was er auf eine vollständige Weise nicht bewirken konnte, ohne dem Nutzeffect beträchtlichen Schaden zu-

zufügen: da das Wasser bei seiner absoluten Bewegung in der Richtung der Bewegung der Turbine mit fortgerissen wurde, so strömte dann das Wasser nicht mehr in der Richtung des Halbmessers aus.

Um also einen Reactionsmotor herzustellen, muß man in den beweglichen Schaufeln einen Druck hervorbringen, damit die relative Bewegung beschleunigt werde, welche beim Eintritt in den Receptor beinahe Null ist; man kann sich daher die Krümmung der Schaufeln der Turbine des Andreas von Thann schwerlich erklären, bei welcher die Bewegung gleich sein soll der durch das ganze Gefälle bedingten halben Geschwindigkeit, während bei dieser Art von Turbinen die relative Bewegung beim Eintritt in die Schaufeln nur ein sehr kleiner Bruchtheil der Geschwindigkeit sein soll, die bloß der Hälfte des Gefälles entspricht, was mir vollkommen unvereinbar erscheint.

Ich hätte mich dieser Demonstration enthalten können; diejenigen aber, welche die Geschichte dieser Motoren schreiben wollten, sind kaum der Aufgabe gewachsen, die sie sich gestellt hatten und ihr Wissen ist meistens der Absicht untergeordnet, Bücher zu schreiben, um sie recht theuer verkaufen zu können. So kann ich den Traité théorique et pratique des Moteurs hydrauliques par Armengaud ainé anführen, wo man sehr oft die relativen mit den absoluten Geschwindigkeiten miteinander vermengt findet; um nur einen Beweis davon zu geben, führen wir eine Stelle auf S. 296 an, wo es heißt: „Und auf der andern Seite muß bei der Turbine die Richtung des letzten Elements dieser Schaufeln eine solche sein, daß sie den möglich kleinsten Winkel bilde, damit durch die Geschwindigkeit des Wassers bei seinem Austritt in Verbindung mit der der äußern Peripherie der Turbine das Wasser eine relative Geschwindigkeit erlangt, welche so viel als möglich Null oder wenigstens sehr gering ist im Vergleich zu der durch die Höhe des Gefälles bedingten, denn um den größten Nutzeffect des Rades zu erreichen, ist es nothwendig, daß das Wasser ohne Stoß ein- und ohne Geschwindigkeit austrete" (absolut oder relativ?).

Ich muß jetzt zu einem Gegenstande übergehen, der für mich von Wichtigkeit ist; ich habe dabei die größte Unparteilichkeit nothwendig, und ich werde mich derselben befleißigen; übrigens mögen competente Männer ihr Urtheil darüber ablegen. Ich meine nämlich die „große (trichterförmige) Erweiterung," die ich bei allen von mir in der jüngsten Zeit ausgeführten Rädern oder Turbinen angebracht habe und wozu der Anhaltspunkt die Ausführung des Rades von Noisiel-sur-Marne war. Hr. Pierre Callon erhielt im Jahre 1840 ein Privilegium für zwei Anordnungen von Turbinen mit horizontaler und verticaler Beaufschlagung; die letztere wurde von dem Autor „die Euler'sche" genannt; die Benennung stimmt aber mit der zu erreichenden Wirkungsweise nicht überein, denn es war in dieser Anordnung gar nichts vorhanden, was an das Euler'sche Princip erinnern konnte. Die Titel thun übrigens nichts zur Sache; übrigens, wenn man Erfindungen macht, so weiß man in den meisten Fällen keinen Namen dafür zu finden, und oft geschieht es, daß man erst bei der Entwicklung seiner Idee darauf kommt, daß die Benennung mit dem Gegenstande des Privilegiums nicht harmonirt; ich behaupte sogar, daß nur diejenigen, welche niemals etwas erfunden haben, die Benennung vollkommen anzuwenden wissen.

Ich werde daher diese Turbine „mit intermittirender, d. h. mit separirter Beaufschlagung" nennen. Die Folge dieser Anordnung ist, daß die Wasserstrahlen, indem sie auf die Schaufeln wirken, nicht durch die nacheinander folgenden Strahlen unterbrochen werden, so daß man also jede Störung eines Strahles durch den andern vermeidet.

Ich will mich durchaus nicht mit der Schutzvorrichtung, welche das Wasservolum dieser Turbine regulirt, befassen, eben so wenig, wie ich es bei den vorstehenden Apparaten gethan habe, denn ich betrachte dieses Element als rein materiell und auf sehr verschiedene Weise ausführbar. Ich werde mich daher im Laufe dieser Abhandlung nur mit der Wirkungsweise des Wassers beschäftigen, wie ich es bisher gethan habe.

Bei der Verzeichnung dieser sogenannten Euler'schen Turbine ist es klar, daß die Wasserschichten in dem Injectionsapparat in einer Stärke voneinander geschieden sind, welche der der flüssigen Schichten beinahe gleich ist; diese Entfernung ist übrigens nothwendig, damit die Wasserschichten nicht übereinander kommen und durch ihren Stoß aufeinander in der relativen Bewegung, die sie annehmen müssen, Störungen hervorbringen, welche dem Nutzeffect nachtheilig sind.

Man vermeidet hierdurch auch die Stockung, die in den beweglichen Schaufeln vorkommen kann, wenn man nicht gar in das System der Reaction verfällt, was geschehen würde, wenn das Wasser in seiner relativen Bewegung nicht durch die Oeffnung fließen könnte, die sich am untern Theil der Schaufeln befindet. Callon, welcher wahrscheinlich diese Stockung fürchtete, hat wohlweislich die Leitschaufeln in dem obern Theil des beweglichen Kranzes eingezogen, um dem Wasser bei seiner relativen Bewegung mehr Raum zu verschaffen; die Schaufeln des beweglichen Kranzes sind demnach auf natürliche Weise erweitert worden.

Ich glaube die Absichten Callon's bei dieser Wirkungsweise des Aufschlagwassers, die, wie man sieht, von derjenigen, welche Euler realisiren wollte, ganz verschieden ist, so viel als möglich dargelegt zu haben. Es liegt übrigens nichts Auffallendes darin, daß Callon die Uebereinanderschichtung der Wasserstrahlen durch Stoß bei der relativen Bewegung befürchtete.

Ich muß hier die erste Verzeichnung von Curven anführen, die ich gemacht habe, wo man sah, daß sich der Strahl der relativen Bewegung von dem convexen Theil der Curve ablöste und die durch eine continuirliche Injection entstehenden, aufeinander folgenden Strahlen sich übereinanderlegten, um an dem concaven Theil der besagten Curve frei zu entweichen. Diese Bezeichnung wurde von Belanger in einer mit ihm gepflogenen Unterredung getadelt; er glaubte, daß ich in Illusionen befangen sei über die gute Wirkung, die ich von einem solchen Tracé erwartete, weil, wie er sagte, die sich übereinander legenden Wasserfäden aufeinander folgende Pressungen veranlassen, deren Streben dahin gerichtet ist, die relative Bewegung der Molecüle, die sich der concaven Wand nähern, zu verändern. Er gab mir bei dieser Gelegenheit den Rath, den zu befolgen ich mich hütete, den Canal, in welchem das Aufschlagwasser mit relativer Bewegung circuliren sollte, ganz anzufüllen.

Diese Bemerkung Belanger's führt uns unmittelbar auf die zweite Zeichnung Callon's, welche gewissermaßen mit den Ansichten Belanger's übereinstimmt, weil er den Zweck hatte, die Canäle anzufüllen, indem er darin aus dem Wasserstrahl bei seiner relativen Bewegung eine Art von „Abweichung mit geformtem Strahl" machte; es mußte sich aber hier eine Schwierigkeit zeigen, und wie bei der von Poncelet erdachten und in Boucher probirten Turbine durften das Gefälle und die Geschwindigkeit des Motors keineswegs veränderlich und gewissermaßen mathematisch sein: in der Praxis eine schwierige, wenn nicht unmögliche Sache.

Bei dieser Gelegenheit muß ich bemerken, daß Poncelet, um den schädlichen Raum zwischen dem concaven und dem convexen Theil der Curve auszufüllen, eine Contreschaufel angebracht hatte, während Callon diesen Raum senkrecht einzog, so daß die Schaufeln auch hier ausgeweitet waren.

Man sieht also, daß bei den beiden Turbinen, auf welche Callon im Jahre 1840 ein Privilegium erhielt, das Ende, aus welchem das Wasser ausströmen muß, eine erweiterte Mündung hatte, um zu bewirken, daß bei der ersten eine ausgesetzte oder getrennte Einströmung, und bei der andern eine freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl stattfinde.

Nach meiner Besprechung dieser beiden Studien (man kann sie Studien nennen, da sie niemals ausgeführt wurden) hatte ich den festen

Vorsatz, hinsichtlich des Princips der Reaction zu einem andern Ideengang überzugehen als die Nachahmer des Fourneyron; diese verfolgten gewissermaßen den ihnen ganz vorgezeichneten Weg, was sicherlich viel leichter war. Unglücklicherweise waren diese beiden Anordnungen noch nicht gereift genug, daß Callon daraus einen Motor hätte bilden können, welcher die bestehenden überflügelte, was er auch sehr wohl fühlte, indem er keine zur Ausführung brachte. Wir müssen ihm indessen Gerechtigkeit widerfahren lassen; als wir einmal in Verbindung getreten waren, begriff er sofort die neuen Studien, die ich zur definitiven Realisirung der freien Abweichung unternommen, und nach einigen unter uns stattgefundenen Zusammenkünften betrat er herzhaft die neue Bahn, welche ich eingeschlagen hatte.

Die erste Turbine, welche wir construirten, war die von Egreville in der Papierfabrik von Dufay im Jahre 1851, und es wurde dabei das Princip „der freien Abweichung" zum erstenmal auf eine vollkommene Weise zur großen Zufriedenheit Callon's in Ausführung gebracht; der letztere hatte einige Besorgnisse, denn ich war nach seiner Meinung etwas zu weit gegangen, indem ich einen beweglichen Kranz machte, der gewissermaßen ganz durchlöchert war; jeder Zwischenraum der Schaufeln hatte zwei Löcher, womit aber ein doppelter Zweck verbunden war, nämlich erstens zu verhindern, daß sich eine gewisse atmosphärische Depression erzeuge, wodurch die Schaufeln sich hätten mit Wasser füllen können, was einen Druck zur Folge gehabt hätte, der die Wasserstrahlen in ihrer relativen Bewegung gehindert haben würde; zweitens zu veranlassen, daß das Wasser, bevor es in die enge Passage des untern Theils gelangte, eher aus der Schaufel heraus fließen konnte, als den relativen Gang der flüssigen Strahlen zu behindern.

Bei dieser ersten Turbine hatte ich wohl am untern Theil der Schaufel eine kleine unbedeutende Erweiterung angebracht, um das Abfließen des Wassers zu erleichtern, und die Besorgniß vor einer zu großen Divergenz der Wasserstrahlen hatte mich verhindert, sie größer zu machen; Callon theilte meine Ansicht vollkommen.

Die mit dem Bremsdynamometer an der Turbine von Egreville gemachten Versuche wurden von dem Hause Fontaine in Chartres, das jetzt von Fromont und Sohn geleitet wird, mit Ungeduld erwartet, und, sobald die Resultate davon bekannt waren, faßte man den Entschluß, in diesem Hause für die Folge keine andern Turbinen mehr auszuführen als solche, deren nach obiger Turbine gemachtes Vorbild jetzt bereits 13 Jahre fortwährend in Thätigkeit ist.

Fontaine hielt es zwei Jahre später für räthlich, wieder zu seinen

Geschäften zurückzukehren, denn er fand einen neuen Industriezweig in Ausführung von Turbinen mit freier Abweichung; er übernahm daher sein altes Haus wieder, schloß einen neuen Vertrag mit mir, an welchem Callon als mein Associé Theil nahm, und die Fabrik, die nun die Firma Fromont und Sohn, Fontaine und Braud annahm, verpflichtete sich nun, keine anderen Turbinen mehr auszuführen, als die mit freier Abweichung von Girard.

Es war erst später, als ich die große Erweiterung bei den beweglichen Kränzen anwendete, obschon man beim ersten Anblick ein großes Interesse wahrnimmt, den Raum nach und nach zu vergrößern, den das Wasser bei seiner relativen Bedeutung durchlaufen muß; es ist indessen etwas Gewöhnliches, daß man an einem sehr interessanten Gegenstande vorübergeht, ohne zu bemerken, daß er zu sehr wichtigen Resultaten führen kann. Diese Erweiterung gestattet die Zusammenziehung des Austrittswinkels, damit ihm am Ende nur eine sehr geringe Geschwindigkeit verbleibt, und dennoch verflossen vier Jahre, bis Callon und ich, die wir die „freie Abweichung" prakticirten, unsere Zuflucht zu dieser Erweiterung nahmen, welche Callon bei einem anderen Ideengange angegeben hatte.

Es ist gewiß, wenn man sich die Mühe genommen hätte, einige einfache Berechnungen anzustellen, um den Verlust, der durch die Divergenz der Strahlen entstehen kann, so wie den daraus zu ziehenden Vortheil kennen zu lernen, so würde man bald gefunden haben, daß dieser Vortheil viel größer ist als der durch die Divergenz verursachte Verlust; man hatte aber nichts berechnet und konnte also nichts wissen. Man hat demnach vier Jahre hindurch Turbinen mit freier Abweichung ohne besondere Erweiterung construirt.

Dies führt uns ganz natürlich auf die Geschichte des Schraubenrades von Menier in seiner Fabrik zu Noisiel-sur-Marne.

Im Jahre 1853 vernahm Menier durch seine Freunde, daß ich in der Construction der Wasserturbinen eine sehr wichtige Vervollkommnung eingeführt habe, und er bat mich, ihn in seiner Fabrik zu besuchen. Dort frug er mich vor einem arbeitenden Rade (Schiffmühlrad), ob es kein Mittel gebe, seinen alten Motor, der nur einen Nutzeffect von 20 Procent gewähre und einen sehr großen Uebelstand habe, weil man ihn, je nach dem Wasserstande des Flusses, bald heben und senken müsse, durch meine Turbinen zu ersetzen. Nach einigem Nachsinnen antwortete ich verneinend und sagte ihm, daß sein Gefälle zu schwach sei, um eine so große Wassermasse zu benützen, die sich mit der Verminderung des

Gefälles noch vermehren müßte, um dem Motor immer dieselbe Kraft mittheilen zu können.

Menier, ein Mann des Fortschrittes, war unwillig, daß er seinen alten Motor nicht gegen eine meiner Turbinen vertauschen könne, denn er beabsichtigte eine Vergrößerung seines Etablissements. „Dann," sagte er zu mir, „erfinden Sie mir etwas Anderes, um dieses alte Rad zu ersetzen," worauf ich ihm zur Antwort gab, daß man Erfindungen dieser Art nicht so leicht mache wie kleine Pasteten, da ich indessen in ihm einen Mann des Fortschrittes erblickte, so würde ich es versuchen, seinem Wunsche zu entsprechen.

Meine erste Idee war die Construction eines gewöhnlichen festen Rades, das stets an dem Boden des Gerinnes arbeite, um seinen Wasserlauf besser zu benützen, bedeckte ich es mit einem hydropneumatischen Mantel, damit es beim Hochwasser nicht im Wasser wate. Nach einiger Ueberlegung aber überzeugte ich mich bald, daß dieses Rad beim Hochwasser, wo das Gefälle geringer ist, nicht Wasser genug haben würde, um dem Motor eine constante Kraft zu sichern. Ich erdachte deßhalb ein Schraubensystem, das sich nach meiner Ansicht besser dazu eignete, bei Hochwasser große Wassermassen nutzbar zu machen, weil es in diesem Augenblick ganz in Wasser eingetaucht werden konnte; die Rechnung aber bewies mir, daß es in diesem besonderen Falle seinen Zweck wohl erfülle, nicht aber beim niedrigen Wasserstande des Flusses.

Ich übergehe es mit Stillschweigen, wie oft ich von dem pneumatischen Rade zu der Schraube überging und vice versa; indessen verweilten meine Gedanken lieber bei der Schraube als bei dem Rade. Ich begann damit, eine starke Nabe im Centrum der Schraube anzubringen, damit die verschiedenen Punkte der Flügel mit minder ungleichen Geschwindigkeiten vorgehen, um die Wasserströmung besser benutzen zu können. Demnächst erforschte ich die zweckmäßigste Neigung der Schaufeln, denn es mußte der Stoß des Wassers bei seinem Eintritt vermieden werden und das Wasser mußte ohne merkliche Geschwindigkeit abfließen, um den besten Nutzeffect zu erreichen. Ich befand mich zwischen zwei Klippen; wollte ich den Stoß vermeiden, so floß das Wasser hinter der Schraube mit einer großen Geschwindigkeit aus; wenn dagegen bei dem Austritt eine geringe Geschwindigkeit stattfinden sollte, so hatte ich ein Einströmen mit Stoß. Da kam ich auf den Gedanken, die inneren und äußeren Wände, worin sich die Schraubenschaufeln befinden, zu erweitern, und so entstand das Schraubenrad.

Man sieht, daß es mir unmöglich war, den beweglichen Kranz nicht zu erweitern, weil das Wasser ohne Vorbereitung durch die Leitschaufeln in natürlicher Weise auf die schraubenförmigen Schaufeln trat und bis auf eine übrigens sehr geringe, durch den Rückstoß oder den Druck der Schaufel auf das Wasser in entgegengesetzter Richtung seiner Bewegung entstehende Abweichung beinahe senkrecht zur Umdrehung des Rades durchströmen mußte. Es war daher, um den theoretischen Nutzeffect kennen zu lernen, vor allem nothwendig, bei den passiven Arbeitsverlusten denjenigen zu berücksichtigen, der durch die Divergenz der Wasserfäden bei dem Ausfluß durch die erweiterten Schaufeln entsteht, und ich war erstaunt zu bemerken, daß dieser Verlust gewissermaßen nichtsbedeutend war, denn wenn man als Einheit den Punkt der größten Divergenz annimmt, so nimmt dieser Verlust ab wie das Quadrat von dem Theil des Abstandes zwischen dem mittlern Faden und dem äußersten Punkt der Divergenz, so daß, wenn man den Verlust des am meisten divergirenden äußern Fadens als Einheit annimmt, dieser Verlust sich auf ein Viertel für den mittlern Faden reducirt.

Wenn man nun diesen geringen Verlust mit dem bessern Effect vergleicht, den man aus der freien Abweichung ziehen kann, so findet man durch approximative Berechnungen, daß diese Erweiterung die Grenzen weit übersteigen kann, die ich mir anfänglich gezogen, nämlich, daß der Winkel der Divergenz etwas geringer als 45 Grad sei.

Die Resultate dieser Berechnungen, die man nur annäherungsweise machen kann, lassen sich sicherlich nur durch die Erfahrung bestätigen; indessen muß ich bemerken, daß sie diejenigen Rechnungen sind, die mich darauf führten, die große Erweiterung definitiv anzunehmen.

Wenn man die Wirkung des Wassers durch freie Abweichung wie bei der ersten Turbine von Egreville ohne merkliche Erweiterung in Ausführung bringen will, so muß man den Leitschaufeln eine starke Neigung geben, um einen sehr geringen Durchgang zu haben, und wenn man will, daß der Wasserfaden bei seiner relativen Bewegung auch unter einem recht schwachen Winkel austrete, um wenig absolute Geschwindigkeit zu bezwecken, so stößt man auf folgende drei Schwierigkeiten:

1. Die Stärke, welche man den Einfallleitschaufeln geben muß, ist sehr vergleichbar der Stärke des Wasserfadens, und man verfällt hier etwas in den intermittirenden Eintritt des Wassers zurück, welchen Callon studirte, wodurch aber wegen des Stoßes der Wasserfäden aufeinander Störungen entstehen. Ich muß indessen bemerken, daß die Turbine von Egreville, welche so construirt war, einen sehr guten Nutzeffect gehabt hat. Kann man dagegen die Leitschaufeln gerade richten, so läßt sich die Breite des festen Kranzes vermindern, und dann kann man auch den Leitschaufeln nur eine sehr schwache Stärke geben, denn die Kraft, der

sie zu widerstehen haben und die durch die Wirkung des Gefälles entsteht, wird unbedeutend, und man gelangt auf diese Weise zu einer beinahe continuirlichen Einströmung ohne merkliche Trennung der einfallenden Wasserfäden, was die Folge hat, daß sie bei ihrer relativen Bewegung ohne Stöße und Störungen übereinander sein können.

2. Da der Wasserfaden horizontal gerichtet ist, so stößt der Strahl an die Wand des äußern beweglichen Kranzes, bevor er die Turbine verläßt. Da die große Erweiterung eine minder horizontale Richtung des Wassers bei seinem Eintritt in den beweglichen Kranz zuläßt, so wird dadurch die Länge der Projection, die von der absoluten Bewegung des Wassers ist zurückgelegt worden, vermindert und der besagte Stoß ist nicht mehr bemerkbar.

3. Da sich die durch den Druck des Wassers bei seiner relativen Bewegung entstehende Arbeit bei jedem Strahl auf beinahe allen nacheinander folgenden Punkten der Schaufelbreite äußert, so entsteht dadurch ein Verlust, daß alles an der mittlern Peripherie vorgehen muß, wo die mittlere Geschwindigkeit stattfindet. Die Erweiterung der Schaufeln bewirkt, da dadurch die Breite der Schaufel vermindert wird, daß die Resultante der Wirkungen an einem Punkt stattfindet, der weniger von dem Mittelpunkt der Schaufelung entfernt ist.

Diese drei Schwierigkeiten werden also durch die Anwendung der großen Erweiterung gehoben, und ungeachtet der Divergenz der äußern Strahlen, welche die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers vermehrt, erreicht man dadurch eine bedeutend bessere Wirkung. Es realisiren sich also auf diese Weise: einestheils die Turbine von Egreville mit freier Abweichung ohne bemerkenswerthe Erweiterung; 2. anderntheils das Schraubenrad, das ohne Leitschaufeln unter Wasser arbeiten kann, während es mehr als die doppelte Wirkung der Schiffmühlräder hervorbringt; 3. die Anwendung der großen Erweiterung dieses Rades an der Turbine mit freierAbweichung und 4. im Jahre 1857 die neue und definitive Combination, mittels welcher ich das Princip verwirkliche, das ich „die freie Abweichung mit geformtem Strahl" nenne, und das sich von „der freien Abweichung mit getrenntem Strahl" unterscheidet.

Kritik der bekannten und erste Elemente einer neuen Theorie. — In meiner Note, welche ich in der akademischen Sitzung vom 9. Februar 1863 überreicht habe, sagte ich, daß die Wirkungsweise „durch freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl" sich auf rationellem Wege nicht anders realisiren lasse als durch die Anwendung der Verzeichnung des gleichseitigen Dreieckes. Die Ursache davon ist ganz einfach die folgende: man wollte den Wasserstrahl bei seiner relativen Bewegung dadurch formen, daß man entweder, wie es Poncelet angiebt, eine Contreschaufel in der zur Bewegung des Wassers parallelen Richtung anbringt, oder daß man die Stärke des Strahls in senkrechter Richtung vermindert, wie es Callon andeutet. Die angenommene Art, um diese Abformung zu bewirken, hatte eine geringe Wichtigkeit, es war aber erforderlich, daß nicht bloß die Bedingungen der Geschwindigkeit und des Gefälles unveränderlich blieben, sondern daß auch die Formeln, worauf die Verzeichnungen dieser beiden Turbinen beruhen, nichts zu wünschen übrig lassen. Nun haben mich meine deßfallsigen Studien über diesen Gegenstand auf die Ueberzeugung von der Ungenauigkeit derselben geführt. In der That, wenn man von den Formeln absieht, wäre es erforderlich gewesen, daß sich die Stärke des Wasserstrahls bei seiner relativen Bewegung nicht mit der Verschiedenheit der Geschwindigkeit des Motors und des Gefälles verändere, was nicht praktisch ist; ferner geben die Formeln an, daß sich der Querschnitt des Canals im umgekehrten Verhältniß der Halbmesser in dem Receptor mit innerem Einflusse verenge und sich in dem Receptor mit äußerm Einflusse erweitere. Dies ist es, was ich zu beweisen versuchen werde.

Man führt in die allgemeinen Formeln zur Verzeichnung der Turbinenschaufeln, sei es bei Turbinen mit innerer oder bei solchen mit äußerer Beaufschlagung einen Ausdruck für die beschleunigte oder verzögerte Wirkung der Centrifugalkraft ein, welcher nach meiner Ansicht die Bedingungen nicht erfüllt und nicht bloß mit dem gründlichen Studium der relativen Bewegung, sondern auch mit der Erfahrung nicht in Uebereinstimmung steht.

Die Folge davon ist, daß die Winkelgeschwindigkeit, welche der bewegliche Kranz annimmt, mit der Beobachtung nicht übereinstimmt, was man durch den Einfluß des Wassers bei seiner absoluten Bewegung bestätigt findet. In Anbetracht dieser durch die Erfahrung begründeten Thatsache stellte ich mir die Frage, ob es nicht nützlich wäre, die Verzeichnung der Schaufeln zur Erzielung der freien Abweichung auf neue Daten zu basiren, welche in Ermanglung eleganter Formeln sich den Beobachtungen möglichst nähern.

Um nun alle die Wirkungen zu entdecken, die sich bei den flüssigen Molecülen erzeugen, welche in den Radschaufeln in Bewegung sind, habe ich den folgenden Weg eingeschlagen.

Ich machte in den Radschaufeln die Beobachtung, daß die Centrifugalkraft bei der freien Abweichung der Flüssigkeitsstrahlen nicht die angegebene Wirkung zu machen scheint, denn die Schaufeln reißen nicht wie bei den Reactionsturbinen das Wasser in ihrer Umdrehungsbewegung mit fort; das Wasser dagegen übt beim Eintritt in den beweglichen Kranz daselbst einen Druck auf die Schaufeln aus, indem es auf ihrer concaven Fläche abweicht; es scheint daher hier bloß eine Wirkung des Rückstoßes von Seiten der Schaufel stattzufinden, welche das Bestreben hat, die lebendige Kraft des Wassers zu vernichten, die in mechanische Arbeit verwandelt worden ist.

Ich sah deßhalb die Nothwendigkeit nicht ein, bei den Berechnungen die Centrifugalkraft zu berücksichtigen, wie es Poncelet bei der in Boucher versuchten Turbine mit äußerer Beaufschlagung, wie auch Callon im Jahre 1840 bei der mit innerer Beaufschlagung gethan.

Bei diesen beiden Formen mußte die relative Geschwindigkeit an dem Eintrittspunkt der Schaufeln gleich sein der Geschwindigkeit dieses Punktes; dann, nach Maßgabe als das Wasser in dem Innern oder gegen das Innere vortritt, mußte diese Bewegung um eine Quantität, welche proportional ist dem Unterschied der Halbmesser des Ein- und des Austrittes des Wassers in das Rad, verzögert oder beschleunigt werden. Es folgte daraus, daß bei ein und demselben Gefälle und Turbinen von gleichen Dimensionen die eine hätte mit einer Winkelgeschwindigkeit gehen können, welche gegen die andere um die Differenz der innern und äußern Halbmesser größer ist, während diese beiden Räder mit derselben Geschwindigkeit sich hätten bewegen können, um das Princip zu verwirklichen, das die Autoren der „freien Abweichung mit geformtem Strahle" aufgestellt haben. Mit andern Worten, bei übrigens ganz gleichen Dingen war die Geschwindigkeit, die man dem Aeußern und Innern dieser Räder gab, nicht genau und folglich war nicht bloß die Anordnung des abnehmenden oder zunehmenden Querschnittes für die zweckmäßige Verwendung des Aufschlagwassers ungeeignet, sondern auch die dem Rade gegebene Geschwindigkeit war zu groß für die Turbine mit innerer, und zu klein für die mit äußerer Beaufschlagung.

Was war also bei diesem Widerspruch zu thun und wie sollte man die Geschwindigkeit bestimmen, die man erlangen mußte, nicht um die freie Abweichung mit geformtem Strahl zu realisiren, was andere praktische Rücksichten verhinderten, sondern bloß um die mit getrenntem Strahl zu verwirklichen?

Ich verfuhr auf folgende Weise. Als Beispiel nahm ich den einfachsten Fall, den nämlich, wo die Wasser aufnehmende Leitschaufel stark geneigt ist, so daß der Eintrittswinkel des Wassers bei einer Turbine mit innerer Beaufschlagung mit der Tangente an der Peripherie zusammenfällt. Zeichnen wir nun an dem Eintrittspunkt eine sehr kleine Curve, welche macht, daß der Wasserstrahl einer relativen Bewegung in zwei rechten Winkeln mit einer Geschwindigkeit $= \frac{1}{2}$ V abweicht: V die Geschwindigkeit des einfallenden Strahls, die durch das Gefälle des Aufschlagwassers entsteht. Indem der Strahl die Curve verläßt, nimmt er eine absolute Bewegung in der Richtung des Halbmessers mit einer Geschwindigkeit an, welche durch $\frac{V \sin \beta}{2}$ dargestellt wird, worin $\beta$ der sehr kleine Winkel, den die Richtung der relativen Geschwindigkeit am Austritt der Schaufel mit der Tangente bildet. Der Strahl wird folglich keinen Druck auf die Schaufel ausüben, selbst wenn sich diese von diesem Moment an in Spiralform fortsetzte, und seine relative Bewegung wird in unbestimmtem Maße zunehmen, wenn sich die Schaufel in derselben Weise fortsetzt, und verläßt endlich diese letztere immer mit einer Geschwindigkeit, welche der des äußern Kranzes gleich und in entgegengesetzter Richtung ist.

Auf diesem ganzen Laufe wird die absolute Geschwindigkeit des Wassers nirgends eine Veränderung erleiden, was auch ferner nicht der Fall sein wird, wenn sie ihre Bewegung in der Richtung des Halbmessers beibehalten soll; es geht daraus hervor, daß die Centrifugalkraft diejenige Wirkung nicht haben kann, die man ihr zuschreiben wollte, und es ist diese Erscheinung nichts anderes als eine Folge des Rückstoßes, der durch die sehr kleine Schaufel ausgeübt wird, welche die lebendige Kraft des Wassers vernichtet und demselben nur eine unbedeutende absolute Geschwindigkeit gelassen hat.

Es ist also der Punkt, wo dieser Rückstoß stattfindet, welcher bestimmt werden muß, um die Geschwindigkeit dieses Punktes kennen zu lernen; in dem von uns gewählten Beispiele ist diese Geschwindigkeit die Hälfte von derjenigen des einfallenden Wassers.

Nehmen wir nun an, daß der Druck des Wassers auf die Schaufel nach der ganzen Ausdehnung derselben von dem Eintritt in das Innere bis zum Austritt stattfinde; der Punkt des Rückstoßes wird sich jeden Augenblick ändern und es wird die mittlere Lage desselben die Mitte der Schaufel sein; hier ist also der Punkt, wo sich gewissermaßen die ganze Wirkung des Aufschlagwassers äußern wird, die in dem von uns betrachteten Falle die Hälfte der Geschwindigkeit, d. h. $\frac{V}{2}$ annehmen muß.

Um den Beweis hierzu zu führen, stelle ich durch R$\nu$ dasjenige dar, was ich unter „Arbeit des Rückstoßes" verstehe; R ist der Druck der Schaufel auf das Wasser während der relativen Bewegung der Flüssigkeit und $\nu$ die Geschwindigkeit in der dem ausgeübten Drucke entgegengesetzten Richtung; mit B endlich bezeichnen wir den Druck auf die zusammengezogene Oeffnung, durch welche das Wasser eintritt.

Diese Wirkung des Rückstoßes muß immer gleich sein der Triebkraft T, und man muß erhalten

$$R\nu = PV = T.$$

Nehmen wir zu diesem Zweck den einfachsten Fall an, den nämlich, wo der Wasserstrahl tangential geworfen wird; auch nehmen wir den Fall an, wo sich das Wasser bei seiner relativen Bewegung nicht von der Achse des Receptors entfernt. Man erhält

$$R = 2P \text{ und } \nu = \frac{V}{2},$$

was Jedermann bekannt ist.

R wird sich vermindern und $\nu$ vermehren nach Maßgabe, als man die Leitschaufeln gerade richtet, um das Wasser unter einem stumpfern Winkel zu dirigiren; man gelangt auf diese Weise nach und nach zur Verzeichnung durch das gleichseitige Dreieck, was für R und $\nu$ giebt:

$$R = P, \; \nu = V,$$

was mich auf die Verwirklichung der „freien Abweichung des geformten Strahls" geführt hat.

Was mich aber hier am meisten beschäftigt, das ist der Fall, wo das Aufschlagwasser in den Receptor geführt wird, um sich bei seiner relativen Bewegung von der Achse zu entfernen oder sich derselben zu nähern, was den Gegenstand etwas complicirter macht.

Der Einfachheit wegen nehmen wir an, daß das Wasser tangential zuströmt und durch das Innere des Kranzes eintritt, um daraus durch das Aeußere auszutreten; übrigens bezieht sich das, was wir in diesem Falle geben, auch auf den andern. Wir nennen R' den Druck des Rückstoßes an dem Eintrittspunkt des Wassers, R'' den beim Austritt, $r'$, $\nu'$ den Halbmesser des Innern des Kranzes und seine Geschwindigkeit, $r''$, $\nu''$ den Halbmesser und die Geschwindigkeit außerhalb, $r\nu$ den Halbmesser und die Geschwindigkeit der Mitte des Kranzes, P den Druck der Wassersäule an dem Punkt des zusammengezogenen Strahls, V die Geschwindigkeit, welche durch den Druck dieser Säule entsteht, x die unbestimmte relative Geschwindigkeit.

Nach unseren Voraussetzungen ist

$$\nu = \tfrac{1}{2} V$$

$$\nu' = \frac{r'\nu}{r}, \; \nu'' = \frac{r''\nu}{r}, \; \nu' + \nu'' = V;$$

folglich

$$\frac{r'\nu}{r} + \frac{r''\nu}{r} = 2\nu;$$

man hat

$$x = V - \nu' = \nu'',$$

die Geschwindigkeit der äußern Peripherie des Rades, welche constant bleiben muß, damit die vom Wasser beibehaltene absolute Geschwindigkeit nach der Richtung des Halbmessers geleitet werde, was den größten Nutzeffect giebt.

Man hat also für die beiden äußern Punkte des Rückstoßes

$$R' = 2P\frac{\nu''}{\nu}\ R'' = 2P\frac{\nu''}{\nu} \times \frac{r'}{r''}.$$

$R''$ ist, wie man sieht, schwächer als $R'$ wegen der Vermehrung der Geschwindigkeit, welche die nacheinander folgenden von dem Wasser bei seiner relativen Bewegung gedrückten Punkte annehmen; ein Druck, der im umgekehrten Verhältniß der Halbmesser kleiner wird, was sofort giebt

$$R' + R'' = 2R.$$

Man hat auch für das andere Glied der Gleichung, wenn man $\frac{\nu'' r'}{r''}$ durch $\nu'$ ersetzt,

$$2P\left(\frac{\nu'' + \nu'}{\nu}\right);$$

und da $\nu'' + \nu' = 2\nu$, so folgert man daraus, daß

$$2R = 4P$$
$$R = 2P,$$

folglich

$$R\nu = 2P\,{}^1\!/_2\,V = PV = T.$$

Wir kommen nun zu dem Fall der äußern Beaufschlagung.

Es findet hier derselbe Vorgang statt, nur ist x gleich

$$x = V - \nu'' = \nu',$$

weil das Wasser mit jener Geschwindigkeit austreten muß, welche gleich und entgegengesetzter Richtung der vom Innern der Schaufel ist; man hat also hier

$$R'' = \frac{2P\nu'}{\nu}\ R' = 2P\frac{\nu'}{\nu} \times \frac{r''}{r},$$

was uns giebt $R'' + R' = 2R$.

Ersetzen wir $\frac{\nu' \mathrm{r}''}{\mathrm{r}}$ durch $\nu''$, so hat man

$$2\,\mathrm{P}\left(\frac{\nu' + \nu''}{\nu}\right)$$

$$\nu' + \nu'' = 2\,\nu,$$

woraus

$$2\,\mathrm{R} = 4\,\mathrm{P}$$

$$\mathrm{R} = 2\,\mathrm{P}$$

$$\mathrm{R}\,\nu = 2\,\mathrm{P}\ {}^1/_2\ \mathrm{V} = \mathrm{P\,V} = \mathrm{T}.$$

Wir haben nicht nöthig weiter zu gehen; diese ganz einfache Theorie führt zur Wahrheit, während jene complicirtere, welche darin besteht, die Wirkungen der Centrifugalkraft in Erwägung zu ziehen, zu Irrthümern Veranlassung giebt, denn man hat dieser Kraft eine beschleunigende Function gegeben, die sie nicht besitzt.

Betrachten wir in der That, was denn geschehen würde, wenn wir unter den uns gestellten Bedingungen diese Theorie anwenden wollten, welche die relativen Geschwindigkeiten aus Rücksicht auf die Centrifugalkraft vergrößert.

Ohne es auf eine gründliche Art ermitteln zu wollen, von welchem Maße die Vergrößerung der Geschwindigkeit des Wassers in den nach obigen Bedingungen construirten Schaufeln ist, erscheint es doch offenbar, daß daraus eine größere Arbeit hervorginge, weil die nach und nach zunehmende Geschwindigkeit die aufeinander folgenden Punkte mehr drücken würde, und die Folge davon wäre, wenn man den neuen Druck des Rückstoßes durch R darstellt,

$$\mathrm{R}_1 > \frac{\mathrm{R}' + \mathrm{R}''}{2},$$

und

$$\mathrm{R}_1 > 2\,\mathrm{P};$$

daher auch

$$\mathrm{R}_1\ {}^1/_2\ \nu > \mathrm{P\,V} > \mathrm{T},$$

während er geringer sein sollte, weil das Wasser, das aus der Schaufel mit einer größern relativen Geschwindigkeit als die der äußern Peripherie des Rades austritt, in der dieser Bewegung entgegengesetzten Richtung eine absolute Geschwindigkeit beibehält, welche einen Bruchtheil der Triebkraft darstellt. Dieses Resultat ist in doppelter Hinsicht unmöglich, denn man würde nicht nur eine größere mechanische Arbeit als die der ganzen Triebkraft erhalten, sondern auch das aus dem Receptor fließende Wasser würde eine gewisse lebendige Kraft beibehalten, weil es eine Null gleiche Geschwindigkeit nicht haben kann, denn die relative Geschwindigkeit ist größer als die äußere Geschwindigkeit des Kranzes und wird in umgekehrter Richtung geleitet.

In Berücksichtigung dieser Resultate könnte man hier an die Worte des berühmten Poinsot's erinnern: „Man findet nichts anderes in den Formeln, als was man selbst darin eingeführt hat, und wenn das, was sie darstellen, falsch ist, so darf man überzeugt sein, daß alles daraus Entwickelte ebenfalls unrichtig ist."

Was ist also in diesem Falle nöthig, um zu beweisen, daß das von uns befolgte Raisonnement auf Wahrheit beruht? Die Antwort lautet: Erfahrung, und diese ist es, auf welche ich mich beziehe, um die Grundlagen der neuen Theorie zu bewahrheiten.

Wenn die Schaufeln angeordnet sind, um die freie Abweichung nach der Theorie zu realisiren, welche die wirkliche Geschwindigkeit bestimmt, die der bewegliche Kranz annehmen soll, wenn man einen Coefficienten einführt, um die Reibungen zu berücksichtigen, die das Wasser sowohl in den Leitschaufeln als in den beweglichen Schaufeln erleiden kann, so darf man alsdann überzeugt sein, daß das Wasser in der Richtung des Halbmessers das Rad verläßt, eine Bedingung, welche nothwendig ist, um den besten Nutzeffect aus dem Aufschlagwasser zu ziehen. Wenn man dagegen auf die Wirkungen der Centrifugalkraft Rücksicht nimmt, welche die relative Bewegung beschleunigen oder verhindern muß, indem man übrigens dieselben Reductionscoefficienten der Geschwindigkeit anwendet, so findet man, daß das Wasser in seiner absoluten Geschwindigkeit mit einer Composante von entgegengesetzter Richtung der Bewegung des beweglichen Kranzes austritt, was nothwendiger Weise einen geringern Nutzeffect ergeben muß, wie wir gesehen haben, denn das Wasser hat bei seinem Austritt eine größere Arbeit conservirt, die durch die neue absolute Geschwindigkeit dargestellt wird.

Wenn das von uns aufgestellte Raisonnement genau ist, so begreift man die Schwierigkeit, einen Receptor mit freier Abweichung, mit geformtem Strahl, zu combiniren, wenn man genau den aus der bisherigen Theorie abgeleiteten Formeln folgt, ohne auf die praktischen Bedingungen Rücksicht zu nehmen, welche erfüllt werden müssen, wie wir es weiter oben auseinandergesetzt haben.

Bei den Versuchen, welche ich mit der ersten Turbine mit freier Abweichung und getrenntem Strahl, mit großer Erweiterung und innerer Beaufschlagung machte, konnte ich die Genauigket der Zeichnung der Curven wahrnehmen, welche auf dem Princip des Rückstoßes beruht, das für die Geschwindigkeit $\frac{V}{2}$ den mittlern Punkt des beweglichen Kranzes giebt, wenn man voraussetzt, daß die Beaufschlagung tangential ist; diese Versuche wurden im Conservatorium des Arts et Metiers (Sitzung der Akademie vom 21. April 1856) vorgenommen. Da ich aber bei dieser Turbine schon eine große Erweiterung angebracht, was mich in den Stand setzte, den Durchgang des Wassers in den Leitschaufeln oder Mundstücken weniger zusammenzuziehen, so konnte ich im Voraus die Geschwindigkeit bestimmen, welche der mittlere Punkt des Kranzes annehmen mußte, indem man die Geschwindigkeiten auf die gewöhnliche Weise zusammensetzte, die in Bezug auf Größe und Richtung durch die Formation eines gleichschenkligen Dreieckes dargestellt wurde, wodurch ich für die theoretische Geschwindigkeit erhielt

$$\nu = 0{,}5275 \text{ V}$$

mit 0,96 multiplicirt

$$= \nu = 0{,}5067 \text{ V}$$

oder

$$\nu = \tfrac{1}{2} \text{ V},$$

eine Geschwindigkeit, welche für den mittlern Punkt der Schaufel jener im Conservatorium versuchten Turbine die zweckmäßigste ist; nun aber wurde bei den angestellten Versuchen, indem man die Geschwindigkeit des Motors veränderte, immer Rücksicht darauf genommen, daß das Wasser bei seiner absoluten Bewegung in der Richtung des Halbmessers austritt, was leicht zu beobachten war.

Man ist zu der Ueberzeugung gelangt, daß die auf praktischem Wege erhaltene Geschwindigkeit immer etwas geringer als die auf theoretische Weise ermittelte, mit Ausnahme der Versuche, wo die Oeffnung der Turbine vollständig ist. In diesem Falle hatte die Reibung den geringsten Einfluß; auch ist sie diejenige, welche sich der neuen Theorie am meisten nähert; der Nutzeffect ergab sich bis 76 Procent der absoluten Arbeit des Motors.

Bei dieser Gelegenheit bemerken wir, daß die Messung des Wassers in den Bassins des Conservatoriums während des Versuches mit der Bremse vorgenommen wurde, wodurch jede Ungewißheit über den erreichten Effect beseitigt wird. Ich muß ferner bemerken, daß diese Turbine sehr klein und folglich immer empfindlicher war als die großen Maschinen, die dem Einfluß der Reibungen jeder Art weniger unterworfen sind, und dieser Umstand macht es auch erklärlich, daß bei dem Versuch Nr. 1 die Arbeit an der Bremse nur 22 Kilogrammmeter, der Nutzeffect 71 Procent betrug, während bei dem Versuche Nr. 7 die

Arbeit auf 96 Kilogrammmeter und der Nutzeffect auf 76,2 Prozent stieg.

Bei solchen Resultaten konnte ich keinen Anstand mehr nehmen, die große Erweiterung bei meinen Turbinen mit freier Abweichung (Turbine Egreville von 1851) zu adoptiren, und gestützt auf diese neuen Anhaltspunkte konnte ich eine Anzahl von Receptoren verschiedener Form, sowohl mit senkrechter als mit horizontaler Achse combiniren, welcher letztern Art ich den Namen Radturbine gab, wie ich es bei dem Receptor von Menier gethan, den ich Schraubenrad nannte.

Betrachtungen über den Vorzug der Benutzung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt seines Gewichtes. — Ich habe es mir vorgenommen, einige kurze Erklärungen über alle Arten von Maschinen zu geben, die ich erdacht habe, um die Bedingungen zu erfüllen, welche bei der Benutzung der Wasserkraft, von dem niedrigsten bis zum höchsten Gefälle und von dem geringsten Volum von 1 bis 2 Liter pro Secunde mit Gefällen von 50,0 Meter und mehr, bis 20000 oder 30000 Liter pro Secunde mit Gefällen bis zu 0,50 Meter vorkommen können; vorher aber möchte ich noch eine Bemerkung über die Betrachtungen machen, die mich dahin geführt haben, die Wirkungsweise der lebendigen Kraft des Wassers statt bloßer Benützung seiner Schwere, was der Gegenstand meiner ersten Studien war, zu adoptiren.

Im Jahre 1839 hatte mich die Entdeckung, die mich darauf führte, beträchtliche Flüssigkeitsmassen ohne merklichen Effectverlust in den Schifffahrtsschleusen zu bewegen, hingerissen, um Motoren dieser Art anzufertigen; meine erste Idee war die Construction einer Wassersäulenmaschine, welche direct auf eine Pumpe wirken sollte, um die Organe derselben zu vereinfachen und einen größeren Nutzeffect an gehobenem Wasser zu erhalten.

Ich hatte mich nicht getäuscht, und die Versuche, welche in den Bassins von Chaillot mit einem ziemlich geringen Gefälle von beiläufig 1,40 Meter angestellt wurden, gewährten einen Nutzeffect von 65 Procent an steigendem Wasser. Dieser Apparat wurde von mir nebst einem Erläuterungsbericht der Akademie der Wissenschaften vorgelegt und war der Gegenstand eines im Jahre 1849 von Combes verfaßten Berichtes, welcher die Einrückung meiner Abhandlung in den Recueil des Savants étrangers zur Folge hatte.

Indessen eignete sich diese Maschine kaum zur Bewegung der Arbeitsmaschinen einer Fabrik und war daher speciell nur für Wasserhebungen bestimmt. Da ich mich auf der andern Seite in diesem Moment mit verschiedenen Wasserrädern beschäftigte, über die ich einige Untersuchungen angestellt, so widme ich mich wiederum dieser Arbeit, in der Meinung, daß die Wassersäulenmaschine alles geleistet, was man davon erwarten konnte.

Zwei vorherrschende Ideen erfüllten meinen Geist: sollte ich die Benutzung der Schwere des Wassers verfolgen, oder sollte ich der Benutzung der lebendigen Kraft den Vorzug geben?

Die Benutzung des Wassergewichtes erschien mir einfacher und weniger Irrthümern zugänglich; das langsam sich bewegende Wasser veranlaßte nach meiner Ansicht weniger Verluste der lebendigen Kraft, folglich sei dies die Art, die man anwenden sollte, wenn man von einem Wasserlauf die möglich größte mechanische Arbeit gewinnen will, und da ich mich schon damals mit der Bewegung großer Wassermassen von dem Oberwasser nach dem Unterwasser bei vollständiger Benutzung des ganzen Gefälles durch meine Wassersäulenmaschinen beschäftigte, so überzeugte ich mich sofort, daß ich bei Anwendung des Schaufelrades nur dann dasselbe thun konnte, wenn ich es in das untere Gerinne in die ganze Wasserhöhe tauche, welche in den Schaufeln enthalten ist. Ich kam dadurch in dieselben Verhältnisse als bei der Wassersäulenmaschine, d. h. ich konnte das Wasser aus der obern Haltung entnehmen, es in die untere Haltung leiten und das Gefälle im Kreise anstatt senkrecht benutzen; da zeigten sich aber dieselben Uebelstände als bei den alten Maschinen, daß man nämlich das von dem Motor benutzte Volum nicht verändern konnte, ohne wegen der Differenz der Wasserhöhe in den Schaufeln und dem Unterwasser einen mehr oder minder großen Verlust an Gefälle zu erleiden.

Dagegen konnte ich mittels der Schaufeln von dem Oberwasser Wasser in verschiedenen Höhen ohne Schwierigkeit erhalten; folglich blieb das Niveau der obern Haltung gänzlich unabhängig, was man auch thun mochte. Man hatte also nur das Mittel zu erforschen, um ein künstliches Niveau herzustellen, das mich in den Stand setzte, das Unterwasser stets in Verhältniß mit der Höhe des Wassers in den Schaufeln zu erhalten. Damals faßte ich die Idee, das Rad und einen Theil des Ober- und Untergrabens mit einem pneumatischen Mantel zu bedecken, der mir gestattete, die unter dem Mantel befindlichen Wasserspiegel des Ober- und Untergrabens durch die Vermehrung oder Verminderung des Druckes der umgebenden Luft zu verändern.

Zu diesem Zwecke legte ich einen kleinen Schacht in die Wange, der sich mit dem in den Schaufeln am niedrigsten Punkt des Kropfgerinnes befindlichen Wasser in steter Verbindung befand, und legte in denselben einen den Wasserstand anzeigenden Schwimmer, dessen Zweck es war, eine unter dem pneumatischen Mantel angebrachte kleine Röhre für den

Abzug der überflüssigen Luft in Bewegung zu setzen, um die Höhe reguliren zu können, auf welche der Spiegel des Unterwassers gespannt werden konnte, um ihn immer auf gleiche Ebene als das Niveau des kleinen Schachtes erhalten zu können.

Denken wir uns einen sehr kleinen Druck oder eine Depression, hervorgebracht durch ein Gebläse, das die Luft unter dem pneumatischen Mantel fortwährend drückt oder ansaugt; handelt es sich um den Druck z. B., so kann diese Luft nur durch die besagte Röhre entweichen, denn das untere Ende des pneumatischen Mantels liegt im Wasser in einer Tiefe, welche dem kleinsten Wasserverbrauch des Rades correspondirt; die Luft des Mantels wird also durch die Röhre entweichen und der untere Wasserspiegel wird beständig in einer Höhe erhalten werden, die sich nur mit der Lage des Röhrenendes verändert; diese Veränderung aber ist es, welche von dem Schwimmer bestimmt wird, der sich in dem mit den Schaufeln stehenden Schacht befindet.

Bei dieser Anordnung kann also das Aufschlagwasser oberhalb von den Schaufeln aufgenommen und nach Benutzung seines Gewichtes in dem Kropfgerinne des Unterwassers abgesetzt werden, und zwar ohne Druckverlust oder Stauung, wie groß auch das Volum sein möge, das dem Rade mitgetheilt worden ist. Man wird den möglich größten Effect erreichen, wenn man Sorge trägt, daß die Schaufeln in dem Kropfgerinne vollkommen adjustirt sind.

Diese Anordnung des hydropneumatischen Rades gestattete eine beträchtliche Vermehrung der Wassermenge pro Meter der Radbreite, und ich hatte zu diesem Zweck den Schaufeln eine Höhe gegeben, gleich dem halben Halbmesser des Rades. Man erreichte also ganz gleichzeitig große und kleine Wassermengen bei einer sehr beschränkten Breite des Gerinnes; der Nutzeffect war also in allen Fällen sehr beträchtlich, doch war die Geldfrage noch in Berücksichtigung zu ziehen.

In der That erfordert dieses sehr langsam gehende Rad, um die Geschwindigkeit zu erreichen, die bei den meisten Werken zur Bewegung der Arbeitsmaschinen benöthigt wird, große Transmissionsvorrichtungen um die passendste Geschwindigkeit hervorzubringen. Die zwei oder drei großen Zahnräder, die man anbringen muß, haben trotz ihrer vollkommenen Ausführung eben so wie die dazu gehörigen Wellen sehr große Uebelstände, wodurch eine beträchtliche Verminderung des Nutzeffects des Rades hervorgebracht wird. Es ist aber nun auch an die Kosten zu denken, welche alle diese großen Organe erfordern, um sie dauerhaft herzustellen; dann muß man auch, wenn man veränderliche Wasservolumen benutzen will, den hydropneumatischen Mantel hinzufügen, der in diesem

Falle unumgänglich erforderlich ist, wenn man den Wasserlauf auf's vortheilhafteste benutzen will.

Ich kann nicht umhin es einzugestehen, daß die Kosten eines solchen Apparats die Industriellen gewissermaßen erschrecken würden, da die meisten derselben es nothwendig haben, daß sie eine Vergleichung zwischen den von ihrem Wasserlauf zu erwartenden Vortheilen und den damit verbundenen Kosten anstellen. Soll der Motor die hier aufgezählten Vortheile gewähren, so wird er immerhin zwei- bis dreimal mehr Kosten erfordern, als die bis dahin gebräuchlichen Receptoren (Turbinen), welche freilich bei variablen Volumen nur mit einer bedeutenden Verminderung des Nutzeffectes arbeiteten, weßhalb man sie beinahe immer ausschließen mußte.

Ich habe damals bei Anwendung des pneumatischen Systems auf die Turbinen, welche für mich schon ein Gegenstand des Studiums waren, das zu verfolgen ich mir vornahm, indem ich das neue Princip zur Ausführung brachte, das ich später das Princip der freien Abweichung nannte, bald wahrgenommen, daß ich den pneumatischen Apparat sehr vortheilhaft benutzen konnte, was für mich um so leichter war, als dieser Apparat durch das Gerinne, in welchem das in den Receptor fallende Wasser fließt, beinahe zum großen Theil hergestellt war. Die Unentschiedenheit über die Wahl meiner neuen Untersuchungen, ob Benutzung der Schwere des Wassers oder seiner lebendigen Kraft, währte keine lange Zeit, und ein Jahr später, 1851, entstand schon die Turbine von Egreville, bei der ich eine vollständige Anwendung von dem Princip der freien Abweichung und von dem pneumatischen Apparat machte; der Receptor erhielt die Benennung „hydropneumatische Turbine."

S u m m a r i s c h e D a r s t e l l u n g d e r u n t e r s c h e i d e n d e n C h a r a k t e r e v e r s c h i e d e n e r R e c e p t o r e n. — Fig. 1 Tafel 22. stellt das S c h r a u b e n r a d v o n M e n i e r mit innerer Transmission dar, das in Noisiel an der Marne zur Anwendung kam; Fig. 3. Tafel 24 ist dasselbe Rad für eine Wasserhebung, die bei Meaux an der Marne ausgeführt wurde.

Ich stelle diesen Motor in die erste Reihe, denn er ist nicht allein dazu berufen, die Kräfte nutzbar zu machen, deren Einführung in die Industrie man noch nicht versucht hat (ich meine die Kraft der Flüsse), sondern man verdankt auch den Bau dieser Maschine alle die wichtigen Vervollkommnungen derjenigen, die wir beschreiben werden; dieser Apparat war es, der mich in den Stand setzte allen Bedürfnissen zu entsprechen, die mit der Beschaffenheit der Gefälle und der zu benutzenden Wasservolumen verbunden sind.

Ich halte es nicht für nothwendig, hier an dasjenige zu erinnern, was ich im ersten Abschnitte gesagt habe, daß es nämlich die große Erweiterung der Schaufeln an dem Austrittspunkt des Aufschlagwassers ist, welche mich darauf geführt hat, aus einer Schraube das Schraubenrad zu machen, und indem ich auch sehr genaue Berechnungen anstellte, um den Verlust zu bestimmen, der durch die lebendige Kraft entsteht, welche der Strahl des Aufschlagwassers bei seinem Ausgang aus dem Rade behalten, eine Kraft, welche durch die wegen der großen Erweiterung entstehenden Divergenz der Strahlen vermehrt wird, konnte ich mich überzeugen, daß man ungeachtet dieser Divergenz aus diesem Princip einen beträchtlich größern Nutzeffect ziehen und mannigfache Receptoren combiniren könne.

Die Eigenschaft dieser Maschine besteht darin, sehr große Wassermassen mit sehr geringem Gefälle nutzbar zu machen; hauptsächlich ist sie in Flüssen verwendbar, deren Wasserstände sehr großen Veränderungen unterliegen, und es findet natürlicher Weise eine, dem Motor eine beinahe constante Kraft erhaltende, Compensation zwischen der Verminderung des Gefälles bei Hochgewässern und dem Wasservolum statt, welches das Rad benutzen kann, denn dasselbe kann während der Verminderung des Gefälles bedeutend zunehmen.

Diese Wirkung geht auf eine ganz natürliche Weise vor sich, denn da das Rad senkrecht ist, so kann es nur eine gewisse Tiefe im Wasser waten, und es wirkt alsdann das Wasser beim niedrigen Stande nur auf einen sehr kleinen Theil des Umfanges; bei Hochwasser dagegen kann es ganz mit Wasser bedeckt sein, und es kann das Aufschlagquantum auf die ganze Oberfläche wirken, während es in ganz regelmäßigem Gange bleibt, obgleich es vom Wasser ganz überfluthet wird, wie es bei dem Rade der Fabrik von Noisiel-sur-Marne sehr oft vorkommt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 6,0 Meter; es macht 15 bis 16 Umgänge pro Minute und kann eine Kraft von 180 Pferden entwickeln, indem es bei vollem Wasser und einem Gefälle von nur 1,0 Meter arbeitet.

Fig. 4 u. 5 Tafel 22. stellt einen Receptor mit horizontaler Achse dar, welcher zum Heben des Wassers für Hrn. Nicolai eingerichtet und von mir „große Radturbine" genannt wurde, denn sie kann sehr leicht die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen, während dieselben Transmissionsachsen beibehalten werden, wie es in der Mühle des Obengenannten stattfindet, wo das für ein Rad mit ebenen Schaufeln eingerichtete Gerinne ohne Aenderung für die Radturbine angewendet werden konnte. Man kann diesen Receptor für große und mittelmäßige Gefälle benutzen.

Wie man sieht, ist dieses Rad dem Poncelet'schen ähnlich; die Wirkung des Wassers findet übrigens nach demselben Princip statt, das Wasser aber wird durch das Innere des Kranzes eingeführt, so daß in dem letztern ununterbrochene Flüssigkeitsfäden realisirt werden können, wie es die Poncelet'sche Theorie für eine isolirte Molecüle andeutet.

Das Wasser strömt durch einen kreisförmigen Schutz, welcher die Oeffnungen nacheinander bedeckt, so daß mit einem beliebigen Wasservolum und nicht bloß mit ganz offenen Oeffnungen von verschiedener Anzahl, sondern auch mit theilweise geschlossenen Oeffnungen gearbeitet werden kann, was die Geradestellung der Leitschaufeln gestattet.

Dieses Rad, daß erwähntermaßen die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen kann, ohne etwas zu verändern, eignet sich ganz vortrefflich zur directen Bewegung der Pumpen, wobei es ein Schwungrad bildet.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 5,20 Meter; es macht 11 Umgänge pro Minute, und bei einem Gefälle von 1,40 Meter und einem Aufschlagsquantum von einem Kubikfuß pro Secunde entwickelt es 14 Pferdekräfte.

Fig. 4 u. 5 Tafel 24 stellt einen Receptor dar, den ich „transversale Radturbine" genannt habe; er hat ebenfalls eine horizontale Achse und ist für mittelmäßige Gefälle in dem Falle bestimmt, wo das Etablissement und die Canäle für das Ober- und Unterwasser herzustellen sind; damit die Vertheilung der Kraft auf eine rationelle Weise vor sich gehe, stellt man das Rad in die Mitte des betreffenden Gebäudes; es entwickelt eine beträchtliche Arbeit, die man sofort auf die Wellen mit großer Geschwindigkeit übertragen kann, welche an beiden Seiten des Rades liegen. Bei der Errichtung eines Fabrikgebäudes kann man diesen Apparat als Typus betrachten.

Das Rad hat 4,0 Meter äußern Durchmesser, macht 25 Umgänge pro Minute und hat bei einem Gefälle von 3,0 Meter und einem Aufschlagsquantum von 3 Kubikmetern 90 Pferdekräfte.

Fig. 1 u. 2 Tafel 24 sehen wir eine doppelte Radturbine in dem Gerinne eines gewöhnlichen mittelschlächtigen Rades mit der Beaufschlagung durch zwei Röhren, wovon jede einen rechten Winkel bildet, und ein Ende derselben ist mit dem Aufschlagwasser, das andere mit den kreisstückförmigen Vertheilern verbunden, die wie bei dem vorigen Rade angebracht und mit einem Schutz versehen sind.

Was dieses Rad charakterisirt, ist gewissermaßen der doppelte Effect, den es hervorbringen kann, und die Benutzung sehr großer Wassermassen bei geringem Gefälle; doch kann es auch mit sehr veränderlichen Aufschlagsquantitäten arbeiten, wenn man das Wasser bei niedrigem Stande nur auf einer Seite, bei mittlerem und hohem Stande von zwei Seiten zugleich eintreten läßt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 3,40 Meter, seine Geschwindigkeit 24 Umgänge pro Minute, das Gefälle 1,60 Meter mit einem Aufschlagsquantum von 4 Kubikmetern; wenn beide Seiten offen sind, liefert es eine Kraft von 60 Pferden.

Fig. 6. Tafel 22 ist ein Typus einer Radturbine für starke Gefälle, die mit einem Mantel versehen ist, um das mit großer Rotationsgeschwindigkeit fortgerissene Wasser aufzunehmen, das zwar keine bedeutende Quantität bildet, jedoch so stark geschleudert wird, daß man sich dem Rade ohne gänzliche Durchnässung nicht nähern kann.

Das Rad liegt in dem Gerinne eines oberschlächtigen Wasserrades von 10,0 Meter Durchmesser, und der Nutzeffect desselben war größer als der des alten Rades.

Der unterscheidende Charakter dieses Rades ist der, daß es auf einem beliebigen Platz der Fabrik aufgestellt und von einer Röhre gespeist werden kann, durch welche das Wasser unter Druck eingeführt wird; die directe Transmission der Kraft auf die im Innern der Fabrik stehenden Maschinen, z. B. Holländerwalzen, ist dann leicht zu bewerkstelligen.

Der Durchmesser ist 1,70 Meter, die Geschwindigkeit 90 Umgänge, das Gefälle 9,67 Meter, das Aufschlagsquantum beiläufig 600 Liter und die Kraft circa 60 Pferde.

In Fig. 2 u. 3 Tafel 22 bemerken wir eine Radturbine für die Benutzung sehr großer Gefälle, welche gewissermaßen der Typus einer constanten Kraftvertheilung und von mir in der Stadt Genua ausgeführt worden ist. Die Maschine ist auf eine solide Weise an einer Grundplatte befestigt, was den Vortheil hat, daß man sie ganz zusammengesetzt transportiren kann; bei ihrer Aufstellung ist nicht anderes erforderlich, als sie auf einem zu diesem Zweck bearbeiteten Stein zu befestigen.

Das Rad hat einen Durchmesser von 0,33 Meter und macht bei einem Gefälle von 50,0 Meter pro Minute 850 bis 900 Umgänge, wozu ein Aufschlagsquantum von 9 Liter pro Secunde erforderlich ist; die Kraftentwicklung beträgt 4 Pferde.

Fig. 5 u. 6 Tafel 25 stellt zwei Turbinen mit senkrechter Achse und mit einer geschlossenen gußeisernen Radstube dar, welche einen Canal bildet, der das Wasser von der obern Haltung in den Kranz führt, ohne daß durch die Erweiterung im Querschnitt der geringste Verlust an lebendiger Kraft stattfindet; im Gegentheil vermindert sich der Querschnitt bis zu dem Punkt, wo das Wasser in den Schaufelkranz eintritt.

Bei dieser Anordnung kann man sehr große Wassermassen bei Hochdruckturbinen in einem sehr kleinen Raume verwenden, und sie haben auch den Vortheil, daß man mittels Heber Wasser aus der obern Haltung entnehmen kann, was manchmal von hoher Wichtigkeit ist, wenn Gründungsarbeiten mit Schwierigkeiten verbunden sind, wie es häufig vorkommt, wenn man große Wassermassen bei geringer Fallhöhe benutzen will. Es ist diese Anordnung in Figur 6 dargestellt worden. Der Schutzmechanismus besteht aus kleinen Schützen, die durch die Bewegung einer geringförmigen Platte und einer Kurbel geöffnet oder geschlossen werden, wozu es nur einer halben Umdrehung bedarf. Da sich diese Schutzbretter nacheinander öffnen, so kann man das Aufschlagsquantum nach Belieben bestimmen (Sitzung der Akademie am 9. Februar 1863). Diese Turbine arbeitet mit großer Geschwindigkeit, die Curven sind nach dem Princip des gleichseitigen Dreiecks mit freier Abweichung und geformtem Strahl verzeichnet.

Der mittlere Durchmesser der Heberturbine ist 3,60 Meter, die Geschwindigkeit 22 Umgänge bei einem Gefälle von 1,60 Meter und einem Aufschlagsquantum von 10 Kubikmetern; die Leistung ist 150 Pferdekräfte.

Fig. 5 stellt einen Typus dar, welcher sich für große und mittlere Gefälle eignet und wobei keine oft hindernde Wasserstuben stattfinden; die Vertheilung ist dieselbe wie die mit dem Heber (Fig. 6). Diese Turbine ist mit freier Abweichung und einzelnem Strahl construirt, und da das Gefälle ziemlich groß ist, so kann das Aufschlagsquantum veränderlich sein, ohne dem Nutzeffect Eintrag zu thun. Der mittlere Durchmesser ist 1,80 Meter, die Zahl der Umgänge 31 pro Secunde, das Gefälle 1,90 Meter, die Wassermenge ungefähr 1800 Liter und die mechanische Arbeit 30 Pferdekräfte.

Auf derselben Tafel 25 Fig. 1 u. 2 sehen wir zwei Turbinen mit geschlossenem Kasten und derselben Wasserrichtung als in Fig. 5 u. 6. Sie haben gewissermaßen die Bestimmung ganz entgegengesetzte Bedingungen zu erfüllen, d. h. Benutzung beinahe constanter (Fig. 2) und sehr veränderlicher (Fig. 1) Aufschlagsquantitäten. Die Turbine in Fig. 1 sollte der in Fig. 5 bei beinahe constanten Wassermengen vorgezogen werden, denn ihre Anordnung, wie auch ihr Schutzmechanismus und die Anordnung der Curven mit großer Geschwindigkeit gestattet die Verwendung großer Aufschlagsquantitäten mit einem sehr kleinen und wohlfeilen Apparat. Es ist also der mit Oekonomie verbundene Typus vorzuziehen, wenn es nicht nothwendig ist, veränderliche Wassermassen zu benutzen; Fig. 4 dagegen hat eine complicirtere Construction und es wird bei übrigens gleichen Verhältnissen der Wasserverbrauch für ein und dieselbe Kraft viel größer; man kann aber sehr veränderliche Wassermengen benutzen, weil die Einrichtung des Schutzwerks so ist, daß man bloß $^1/_{40}$ der Gesammtfläche sämmtlicher Oeffnungen an jeder Seite zu öffnen braucht, während man bei Fig. 5, wo man auch veränderliche Aufschlagsquantitäten benutzt, mindestens an jeder Seite $^1/_{16}$ öffnen muß.

Diese Turbine also sollte für die Benutzung sehr hoher Gefälle mit Weglassung der Wasserstube und bei sehr veränderlichen Wassermengen verwendet werden.

Die Turbine Fig. 2 hat einen Durchmesser von 2,0 Meter, sie macht 85 Umgänge, das Gefälle ist 5,20 Meter, der Wasserverbrauch 2400 Liter und die Arbeit 110 Pferdekräfte. Die Turbine Fig. 1 hat einen Durchmesser von 2,20 Meter, ihre Geschwindigkeit ist 33 Umgänge, der Wasserverbrauch 3 Kubikmeter, und bei einem Gefälle von 2,365 entwickelt sie eine Arbeit von 60 Pferdekräften.

Fig. 3 u. 4 Tafel 25 zeigt gewissermaßen den Typus, welcher den meisten Erfolg gehabt hat; die Turbine hat ebenfalls eine geschlossene Wasserstube, kann aber nur geringere Wassermengen verwenden als die in Fig. 1 desselben Blattes, denn sie empfängt das Wasser nur mit der Hälfte ihrer Peripherie in zwei entgegengesetzten Vierteln, welche durch zwei Schmetterlingsschutze geschlossen werden, die miteinander nicht verbunden sind, damit man sie gleichzeitig oder einzeln öffnen kann, wie man aus Fig. 4 ersieht, wo $7^1/_2$ Oeffnungen auf einer Seite geöffnet sind, während die andere ganz geschlossen ist. Man kann also bei der Anordnung dieser beiden getrennten Schutze die geringste Wasserquantität, über die man bei niedrigem Wasserstande zu verfügen hat, auf eine einzige Seite leiten, um alle Strahlen miteinander zu verbinden, was immer eine bessere Wirkung macht, denn es besteht in der letzten Oeffnung, welche gewissermaßen auf den Boden der Schaufel stößt, anstatt dort frei abzuweichen, ein merklicher Verlust, welcher durch einen doppelten Verlust dargestellt werden würde, wenn man $3^3/_4$ Oeffnungen an jeder Seite frei machte. Wenn wir noch bemerken, daß der Verschluß dieser bogenförmigen Schieber vollkommen hermetisch ist, so ist es begreiflich, welchen großen Werth diese Anordnung für veränderliche Wasservolumen hat, die man bei einem einzigen Motor immer nur mit Schwierigkeit benutzen kann.

Es kann daher dieser Typus mit Vortheil in solchen Fällen angewendet werden, wo sehr große Gefälle vorhanden sind; bei geringen Wassermengen aber und wenn sehr große Wassermassen nur mit einem Motor zu benutzen stehen, soll man den in Fig. 1 dargestellten Apparat vorziehen.

Der Durchmesser des beweglichen Kranzes ist 1,50 Meter, die Anzahl der Umgänge 75; bei einem Gefälle von 6,70 Meter und einem Aufschlagwasser von 1000 Litern arbeitet das Rad mit 67 Pferdekräften.

Fig. 3 u. 4 Tafel 23 stellt zwei Turbinen mit Beaufschlagung von der Seite dar, welche einen sehr großen Erfolg gehabt haben. Der Eintritt des Wassers hat viele Aehnlichkeit mit dem der einfachen Radturbinen, doch haben diese eine senkrechte Achse. Die erste (Fig. 3) ist sehr solide construirt und ist für sehr große Gefälle bestimmt, wenn es sich darum handelt, die Bewegung auf einen sehr hoch über dem Spiegel des Unterwassers gelegenen Punkt zu übertragen. Ihre Schutzvorrichtung besteht in einem einfachen Bogenschieber, der durch eine Stopfbüchse nach aufwärts gezogen werden kann; er macht auch die Eintrittsöffnungen nacheinander frei, so daß man die veränderlichen Wassermengen benutzen kann, während auch die Vergrößerung des mittlern Durchmessers erleichtert wird, um die Anzahl der Umgänge pro Minute zu vermindern, was oft bei sehr hohen Gefällen mit Schwierigkeit verbunden ist.

Diese Anordnung, welche so zu sagen der Ausdruck der Einfachheit ist, hat in mir die Idee erweckt, einen ähnlichen Apparat für geringe Gefälle zu combiniren, welcher weniger Festigkeit erfordert und dessen Bau folglich sehr wohlfeil sein muß. Dieses System ist in Fig. 4 dargestellt, das sich, wie man sieht, von dem vorigen nur durch die Schutzvorrichtung unterscheidet, die aber eine noch einfachere Anordnung hat wie Fig. 3.

Der Durchmesser der Turbine Fig. 1 ist 1,30 Meter, die Anzahl der Umgänge 226, das Gefälle 50,0 Meter, das Aufschlagsquantum 270 Liter, die mechanische Arbeit 135 Pferdekräfte. Der Durchmesser der Turbine Fig. 4 ist 1,30 Meter; sie macht 83 Umgänge, und bei einem Gefälle von 7,0 Meter und einer Wassermenge von 230 Liter entwickelt sie beiläufig 15 Pferdekräfte.

In Fig. 1 derselben Tafel 23 sehen wir eine sehr große Turbine nebst Wasserkammer für sehr veränderliche Wassermassen und Gefälle; auch ist sie hydropneumatisirt, um nur einen Theil ihrer Eintrittsöffnungen frei zu machen, wenn der Spiegel im Unterwasser zu steigen beginnt und das Rad zu ersäufen droht, was dem Nutzeffect sehr nachtheilig sein würde, wenn man nicht ein künstliches Niveau herzustellen im Stande wäre, um sich von dem äußern Wasser zu befreien.

Es ist sehr nothwendig, hier das Maximum der Wirkung bei eintretendem Wassermangel zu benutzen, weil die mechanische Arbeit, welche die Turbine nicht entwickelt, einer Dampfmaschine entnommen werden muß, die zur Zeit des niedrigsten Wasserstandes mit der Turbine in Verbindung steht.

Diese Turbine ist in gewisser Hinsicht der vollständigste Typus aller jener, die mit offener Wasserstube construirt wurden. In der That ist sie nicht allein mit Schutzklappen versehen, die sich nacheinander gänzlich öffnen, um eine gewisse Anzahl von Oeffnungen gleichzeitig frei zu machen, sondern es ist auch, um die mechanische Arbeit, die eine jede dieser Klappen entwickeln kann, gewissermaßen zu differenziren, ein Differenzialsector angebracht worden, welcher $^1/_{60}$ der die Gesammtheit darstellenden Oeffnungen nacheinander frei macht; ferner wird jeder Bruchtheil der Oeffnung bei der neuen Anordnung der stark redressirten Leitschaufeln, wodurch die große Erweiterung des beweglichen Kranzes erleichtert wird, ebenfalls auf eine vollständige Weise benutzt.

Ich kann ferner behaupten, daß diese Turbine der Typus ist, bei welcher das Maximum der Erweiterung angebracht wurde, die man mit Nutzen geben kann, und die in dem Compte rendu de l'académie des sciences vom 9. Juli 1862 erwähnten Versuche haben die Resultate davon nachgewiesen, die man in der Tabelle Seite 338, welche auch die Resultate der in Fig. 2 Tafel 23 dargestellten Turbine enthält, kennen lernen wird.

Da es sich bei dieser Anwendung um die Erzielung des höchsten Nutzeffectes bei einem ziemlich hohen Gefälle handelte, so wurden die Schaufeln nach dem Princip der freien Abweichung und des einzelnen Strahles gezeichnet.

Der mittlere Durchmesser ist 3,60 Meter, die Anzahl der Umgänge 18, und bei einem Aufschlagsquantum von 4728 Litern und einem Gefälle von 1,93 Meter werden 97 Pferdekräfte entwickelt (Versuch Nr. 7).

Die Fig. 2 stellt eine Turbine mit offener Wasserkammer dar; sie benutzt ebenfalls sehr veränderliche Aufschlagsquantitäten, ist aber nur für ziemlich kleine Motoren anwendbar, denn sie nimmt wie die Turbine in Fig. 3 u. 4 Tafel 25 das Wasser nur an der halben Peripherie, ein Viertel an jeder Seite, auf. Es ist dies gewissermaßen die einfachste Turbine, die man mit offener Wasserstube construiren kann, und zwar insofern, als sie einen Schmetterlingsschutz hat, welche Anordnung ökonomisch ist und einen hermetischen Verschluß gewährt; übrigens ist dieser Schmetterlingsschutz sehr leicht zu bewegen, besonders seitdem man bei Ausführung der großen Erweiterung die Breite des Leitschaufelkranzes verringern konnte. Dieser Motor ist dem in der Kautschukfabrik von Persan (Oise) ganz ähnlich, und die Resultate der Versuche, die mit dieser Turbine gemacht wurden, sind in der Tabelle Seite 338 angeführt. Wie man sehen kann, gibt der Nutzeffect dieser letztern nichts nach; es ist übrigens ihre Ausweitung auch sehr beträchtlich.

Der mittlere Durchmesser dieses Receptors ist 1,70 Meter, es werden pro Minute 47 Umgänge gemacht, das Gefälle beträgt 3,80 Meter, das Aufschlagsquantum 800 Liter, die entwickelte Kraft 28 Pferde.

Anhang. Notiz über die Versuche, welche an zwei Turbinen mit freier Abweichung gemacht und wovon die Resultate der Akademie der Wissenschaften in der Sitzung vom 21. Juli 1862 mitgetheilt wurden. — Die Resultate, welche ich in der Akademie der Wissenschaften in den Sitzungen vom 28. April und 6. October 1851 und 20. Februar 1852 vorzulegen die Ehre hatte, wiesen es nach, daß das Turbinensystem, welches ich das hydropneumatische mit freier Abweichung nannte, hinsichtlich des davon zu erwartenden Nutzeffectes, selbst bei sehr veränderlichen Wassermengen und Gefällen, nichts zu wünschen übrig lasse. Später in der Sitzung vom 30. April 1855, überreichte ich der Akademie eine Notiz in Betreff eines neuen Motors, Schraubenrad genannt, wo in dem Innern der beweglichen Canäle desselben das Wasser nur unter der Bedingung mit Nutzen arbeiten kann, wenn diese Canäle eine Form haben, die von dem Eintritt bis zum Austritt sehr stark erweitert ist.

Diese Erweiterung, welche mehreren gelehrten Ingenieuren sehr übertrieben erschien, und zwar in dem Maße, daß der Nutzeffect der Maschine beeinträchtigt würde, ist durch Versuche, die man im Conservatorium imperial des Arts et Metiers an einer kleinen Vertheilungsturbine mit constanter Kraft, die für ein Gefälle von 50,0 Meter bestimmt war, machte und über die von dem General Morin am 21. Juli 1856 der Akademie berichtet wurde, nichtsdestoweniger gerechtfertigt.

Diese letztern Versuche als Anhaltspunkte betrachtend, widmete ich mich mehrere Jahre hindurch dem Studium der Anwendung dieser großen Erweiterung des beweglichen Kranzes auf die Turbinen mit senkrechter Achse. Die ersten Turbinen, welche ich nach diesem Princip ausführte, wurden wie das Schraubenrad selbst in der Art hergestellt daß die Flüssigkeitsfäden, obwohl in den beweglichen Canälen frei abweichend, sie doch vollständig ausfüllten, und dieser Umstand war es, der mich darauf führte, dieser Wirkungsweise die Benennung „Gang durch freie Abweichung mit geformten Strahlen" zu geben.

Mehrere Hydrauliker haben sich in verschiedenen Epochen damit beschäftigt, diese Wirkungsart zu realisiren, jedoch ohne Erfolg, und man sah es bei einiger Ueberlegung bald ein, daß man den beabsichtigten Zweck wegen der in der Praxis vorkommenden Veränderungen der Gefälle und der Geschwindigkeiten mit hinreichender Annäherung nur durch eine solche Schiefstellung der Leitschaufeln erreichen könne, daß die absolute Geschwindigkeit des zufließenden Wassers, die Geschwindigkeit der Turbine und endlich die relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes unter sich gleich seien, d. h. daß sie drei Seiten eines gleichseitigen Dreieckes bilden, denn alsdann bleibt die Stärke des in die beweglichen Canäle eingeführten flüssigen Strahls dieselbe, sei es nun, daß man einen der beiden äußersten Fälle in Betracht zieht, den nämlich, daß sich die Turbine mit einer Geschwindigkeit bewegt, welche der des zuströmenden Wassers gleich ist, oder daß die Turbine mit einer beinahe Null gleichen Geschwindigkeit gehe.

Eine große Anzahl von Anwendungen verschaffte mir das Vergnügen, die Richtigkeit meiner Ansichten bestätigt zu sehen; als Beispiel führe ich die beiden Turbinen der Papierfabrik von de la Haye-Descartes (Fig. 5 u. 6 Tafel 25) an, welche nach dem Princip construirt sind und durch Heber beaufschlagt werden, deren jeder nicht weniger als 8 bis 10 Kubikmeter pro Secunde ergießt, da diese Speisungsmethode den Vortheil gewährte, die Turbinen mit dem niedrigsten Stande des Unterwassers gleich zu legen, während man sonst, um eine zweckmäßige Beaufschlagung zu erreichen, genöthigt gewesen wäre, sie beträchtlich unter diesen Wasserstand zu legen, so daß sich die Schwierigkeiten der Fundamentirung noch bedeutend vermehrt hätten (Sitzung d. Akad. v. 9. Febr. 1863).

Die Anwendung der Turbinen mit geformten Strahlen geschah hauptsächlich bei geringen Gefällen mit sehr großen Wassermassen, weil man in diesen Fällen die Winkelgeschwindigkeit der gewöhnlichen Turbinen beinahe verdoppeln kann. Nicht weniger interessant aber war es, das Studium des Princips der großen Ausweitung auch auf die Turbinen auszudehnen, welche der Gegenstand der Mittheilungen vom October 1851 und April 1852 waren, nämlich Turbinen mit geringer Geschwindigkeit, welche ich seitdem zur Unterscheidung von den eben besprochenen „Turbinen, betrieben durch freie Abweichung mit einzelnen Strahlen“ (Turbines marchant qar libre déviation à veines détachées) nannte.

Die Resultate dieser letzten Untersuchung nun sind es, welche ich heute der Akademie vorlegen will, indem ich Bericht erstatte über die Versuche, die an zwei Turbinen dieses letztern Systems gemacht wurden, wovon die eine in der Manufactur von Rousseau de Lafarge zu Persan (Oise) bei einem Gefälle arbeitet, dessen Unterwasserspiegel sehr geringe Veränderungen erleidet, während die andere mit dem Beistande des Ingenieurs Hrn. Callon in der Spinnerei von Revil et Comp. in Amilly bei Montargis (Loiret) für ein Gefälle errichtet wurde, wo die Wasservolumen und die Niveaus sehr veränderlich sind, was die Herstellung eines hydropneumatischen Apparats für diese Turbine motivirte, um in comprimirter Luft gehen zu können (Fig. 1 Tafel 23).

Bei der ersten dieser beiden Turbinen war das Verhältniß der Breiten des beweglichen Kranzes beim Eintritt und beim Austritt 0,110 bis 0,350 Meter, und bei der zweiten 0,246 bis 0,901 Meter. Diese beiden Verhältnisse, die ziemlich auf das von 1 : 3½ herauskommen, sind den Angaben entgegengesetzt, welche man bei den Autoren findet, die über diesen Gegenstand geschrieben haben; und wenn man indessen die Verluste an lebendiger Kraft beim Austritt aus dem Receptor, welche die Folge einer solchen Erweiterung sind, wie wir auseinandergesetzt haben, auch so annähernd als möglich betrachtet, so nimmt man bald wahr, daß der Vortheil, den man aus dieser Erweiterung in Folge des kleinen Winkels zieht, unter dem es dann möglich ist, das Wasser austreten zu lassen, größer ist als der Verlust.

Die in der Tabelle auf Seite 338 und 339 angeführten Versuche liefern übrigens hierzu die Beweise. Diese Tabelle ist in zwei verschiedene Serien eingetheilt, wovon die eine der Turbine der Kautschukmannfactur zu Persan angehört und vier Versuche enthält; die zweite bezieht sich auf die Spinnerei von Amilly und enthält zehn Versuche.

Das sehr geringe Aufschlagsquantum, über das man im ersten Falle verfügen konnte, gestattete die Ermittlung der Wassermenge, welche die Turbine verbrauchte, mittels eines Ueberfalles mit dünner Wand, der in dem Unterwasser in hinreichender Entfernung von der Turbine war hergestellt worden. Die Contraction des flüssigen Strahls fand an den drei Seiten dieses Ueberfalles statt, und lag dessen Schwelle beiläufig 0,60 Meter über der Canalsohle, d. h. in einer solchen Höhe, daß die Wassertiefe oberhalb des Ueberfalles gleich war dem Vier- oder Fünffachen der Höhe des Wasserspiegels über der Schwelle des Ueberfalles. Wir hatten also hierbei die Versuche Lesbros' bei seinen zwei Ueberfällen mit vollständiger Contraction im Auge, deren Schwellen 0,54 Meter über der Sohle des Ueberfalles lagen. Die Versuche Lesbros' für Druckhöhen zwischen 0,14 Meter und 0,95 Meter haben im Durchschnitt ergeben Coefficienten von 0,393 Meter und 0,398 Meter, je nachdem die Breite des Ueberfalles 0,200 Meter oder 0,600 Meter war. Hier, wo die Breite 4,0 Meter betrug, glaubten wir als Coefficienten der Wassermenge die von Poncelet und Lesbros ermittelte Zahl 0,405

Meter als einen in gewöhnlich praktischen Fällen brauchbaren Durchschnitt annehmen zu müssen.

Wir erhielten auf diese Weise die in der zehnten Spalte angegebenen Volumen, und da wir aus der sechsten und achten Spalte die Druckhöhe auf die Einlaßöffnungen der Turbine und den Querschnitt dieser Oeffnungen kennen, so konnten wir die theoretische Wassermenge berechnen, die sich durch sie ergießt, und daraus den entsprechenden Coefficienten ableiten. Wir fanden die vier Zahlen: 0,876, 0,858, 0,863 und 0,812, die sich untereinander nur innerhalb der Grenze unterscheiden, welche von dem Grade der Genauigkeit abhängt, den man bei der Ausführung von Oeffnungen erwarten kann, deren kleinste Dimension 0,028 ist. Dazu ist noch zu bemerken, daß der Durchschnitt 0,852 dieser vier Zahlen vollkommen mit dem Coefficienten 0,85 übereinstimmt, den wir gewöhnlich bei den Berechnungen zur Anlage von Turbinen dieser Art zu Grunde legen, wo die Wasserstrahlen, die mit der der Druckhöhe über den Oeffnungen entsprechenden Geschwindigkeit einströmen, in den beweglichen Canälen wirken, ohne sie auszufüllen, d. h. indem sie sich von ihren convexen Wänden absondern und sich im Gegentheil an ihre Concavität legen.

Wir haben also mit Anwendung desselben Coefficienten 0,85 und den Zahlen der 6. u. 8. Spalte der Tabelle das Aufschlagsquantum der Turbine von Amilly für die acht ersten Versuche berechnet, wo diese Turbine, 0,59 Meter im Unterwasser badend, sich dennoch in der comprimirten Luft dreht, d. h. wo sie hydropneumatisirt war.

Bei den beiden andern Versuchen, wobei sich die Turbine im Unterwasser bewegte (da die Wirkung des hydropneumatischen Apparates absichtlich aufgehoben war), war die Druckhöhe der Abflußgeschwindigkeit keine andere als das Gefälle selbst, das in der 5. Spalte notirt ist.

Indem man die in der 14. Spalte angegebenen Ergebnisse mit denen vergleicht, welche der Gegenstand meiner am 6. October 1851 und 23. Februar 1852 gemachten Mittheilungen waren, so findet man, daß diese letztern mindestens erreicht, wo nicht überschritten sind.

Man kann also behaupten, daß die Anordnung einer sehr starken Ausweitung des beweglichen Kranzes den ausgesprochenen Befürchtungen gegenüber gar keinen nachtheiligen Einfluß auf die Leistungen des Receptors ausgeübt hat; es ist aber außerdem zu erwägen, daß diese Anordnung, indem sie minder breite Einlaßöffnungen zuläßt, bei übrigens gleichen Verhältnissen, hierdurch selbst die Anlage von leichter zu handhabenden Schutzen, sowie dünnere Leitschaufeln gestattet, welche also für den Einfluß des Wassers besser geeignet sind.

Man bemerkt, daß die Turbine von Amilly, obgleich sie kräftiger ist als die von Persan, ein merklich geringeres Ergebniß zu verrathen scheint, doch ist diese Anomalie wirklich nur scheinbar, denn sie hat ihren Grund 1. zum größten Theil in der Ursache, daß der Kraftmesser im ersten Falle an eine liegende von der Turbine in Bewegung gesetzten Welle angelegt werden mußte, während man ihn in Persan auf die Achse des Receptors selbst legen konnte; 2. daß die Turbine natürlicher Weise nicht im Wasser watete, während man bei der Turbine von Amilly im voraus von der von dem Receptor mitgetheilten Arbeit diejenige abziehen mußte, welche die Ingangsetzung des Einblasungs- oder hydropneumatischen Apparats erforderte.

Vergleicht man hinsichtlich derselben Turbine von Amilly den Versuch Nr. 7 mit denen der N. 7$^{\text{bis}}$ und 7$^{\text{ter}}$, so kann man den Werth der Hydropneumatisation in einem Falle beurtheilen, wo das Aufschlagwasser auf die $\frac{48}{72} = \frac{2}{3}$ der Peripherie des Rades wirkt. Der Nutzeffect beträgt:

$$\frac{0{,}799 - 0{,}704}{0{,}704} = 13 \text{ bis } 14 \text{ Procent},$$

welche Ziffer mit denen übereinstimmt, über welche bei ähnlichen Verhältnissen der Akademie am 23. Februar 1852 Bericht erstattet wurde. Es ist unnütz hinzuzufügen, daß sich dieser Nutzeffect nach Maßgabe, als das Wasser auf einen minder ausgedehnten Bogen des beweglichen Kranzes fällt, noch vermehrt.

Da aber das Princip der Hydropneumatisation und seine Folgen von den Industriellen nicht immer vollkommen verstanden wird, so glaube ich beim Schluß dieser Abhandlung die Bemerkung machen zu müssen, daß der Zweck der Hydropneumatisation darin besteht, drei sehr verschiedene Verluste an Nutzeffect, die durch das Eintauchen einer Turbine in das Unterwasser entstehen, zu vermeiden. Die beiden ersten Verluste, welche die minder wichtigen sind, werden die einzigen sein, die sich ergeben, wenn die Turbine das Aufschlagwasser auf ihrem ganzen Umfange aufnimmt; es handelt sich hier einestheils um die Reibung der Turbine in dem Wasser, worin sie sich dreht, anderntheils um Störungen, welche dadurch entstehen, daß der Theil der beweglichen Canäle, wo sich die Strahlen des Aufschlagwassers absondern, mit Luft*) gefüllt sind, wenn die Turbine nicht im Wasser geht, und sich im entgegengesetzten Falle

*) Bei atmosphärischem Druck, wenn sich die Turbine über dem Unterwasser bewegt, und unter einem vom Hinterwasser bestimmten Druck, wenn sich die Turbine unter dem Unterwasser, jedoch in comprimirter Luft, dreht.

mit relativ stagnirendem Wasser füllen, das die freie Abweichung des Aufschlagwassers hindert.

Der dritte Verlust aber, welcher der bedeutendste ist, zeigt sich, wenn eine mehr oder minder im Wasser gehende Turbine nur an einem Theil ihres Umkreises beaufschlagt wird. In der That, wenn die Schaufeln der Turbine, nachdem sie sich im Unterwasser gefüllt haben, beim Durchgang unter dem nicht gespeisten Bogen bei Einlaßöffnungen vorbeigehen, so muß zwischen der relativ stagnirenden Wassermasse, welche die Schaufeln ausfüllt, und den ersten vom Oberwasser zufließenden Strahlen, die mit dieser Wassermasse zusammentreffen, ein wirklicher Stoß entstehen, der demjenigen ähnlich ist, der von zwei festen Massen herrührt, die sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten begegnen, und daraus entsteht ein Verlust lebendiger Kraft oder mechanischer Arbeit. Dies ist aber noch nicht alles; die Strahlen des Aufschlagwassers, welche in Folge des Stoßes einen Theil der relativen Geschwindigkeit verloren haben, die ihnen nothwendig ist, um frei in die beweglichen Canäle abzuweichen und daraus mit einer absoluten, Null oder beinahe Null gleichen Geschwindigkeit auszutreten, werden mit der Rotationsbewegung der Turbine fortgerissen, und es gesellt sich daher zu der durch den Stoß verursachten Unregelmäßigkeit eine neue, die nicht minder bedeutend ist.

**Erklärung der Figuren in Betreff der vergleichenden Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in den Turbinen.** — Figur 6 u. 14 Tafel 24 stellen den Eintritt des Wassers unter beschleunigendem Druck ohne Stoß und mit gezwungener Entleerung dar, wenn die Schutze ganz geöffnet sind; werden aber diese nur zum Theil geöffnet, so findet der Eintritt ohne beschleunigenden Druck, jedoch mit Stoß statt; bei den Schaufeln mit horizontaler Beaufschlagung (Fig. 14) findet die Entleerung in beinahe continuirlicher Weise statt, während dies bei denen mit senkrechtem Eintritt (Fig. 6) in discontinuirlicher Art der Fall ist.

Diese beiden Anordnungen, unbeschadet der Viertelumdrehung, welche Fourneyron an dem Euler'schen Apparat (den ich bloß im Zustande der Theorie betrachte, wenn Fourneyron daraus einen vortrefflichen Motor für die Industrie herstellt) anbrachte, haben eine auffallende Aehnlichkeit; nur hat man den Schaufeln eine Viertelumdrehung in Fig. 6 gegeben, als diese alle die Vervollkommnungen erhalten hatte, welche diese Wirkungsweise des Aufschlagwassers gestattet.

Fig. 10 Tafel 24 stellt den theoretischen Ausdruck der neuen Wirkungsweise des Wassers dar, welche ich Beaufschlagung ohne Druck und Stoß und mit continuirlicher Entleerung durch freie Abweichung (admission sans pression et sans choc, et à évacuation continue par libre déviation) nenne. Diese Figur soll den Beweis liefern, daß die Wirkung, welche man der Centrifugalkraft beimißt, in der über diese Wirkungsweise aufgestellten Theorie nicht existirt. Man kann wahrnehmen, daß die absolute Bewegung des Wassers beim Austritt aus der sehr kleinen Schaufel, b c, die an dem Rande des innern Kranzes gezeichnet ist, weder in der Größe noch in der Richtigkeit geändert wird, daß aber dieses Wasser Zonen in der Richtung des Halbmessers durchläuft, deren Geschwindigkeit sich bis zum äußern Rand des Kranzes vermehrt, und wenn sich in diesem Falle die relative Bewegung vermehrt, so geschieht es wegen der aufeinanderfolgenden Punkte, die sich mit immer größern Geschwindigkeiten vor dem flüssigen Strahl bewegen, und nicht durch die Centrifugalkraft, weil dieser Strahl von den Wänden des sich drehenden Systems nicht berührt worden ist.

Derselbe Vorgang findet statt, wenn man diese Curve so vergrößert, daß die beiden Ränder des Kranzes, der äußere und innere, miteinander verbunden werden; nur wird dieser Punkt, da sich die Wirkung des Aufschlagwassers im Mittelpunkt seiner Breite concentrirt, diejenige Geschwindigkeit annehmen, welche der Punkt annimmt, wo die kleine Schaufel construirt ist, damit die Wirkung durch freie Abweichung ihren höchsten Grad erreiche, was auch schon durch die oben dargestellte sehr einfache Theorie bewiesen ist.

Fig. 9 stellt die Realisation der neuen Wirkungsmethode des Wassers, die ich „Beaufschlagung ohne Druck und ohne Stoß und mit continuirlichem Ausflusse durch freie Abweichung" nenne, dar, wenn die Einlässe nach ihrer ganzen Höhe geschlossen und in hinreichender Anzahl vorhanden sind, um das ganze variable Volum, das man benutzen will, einströmen zu lassen. Auch stellt diese Figur die Zeichnung der Leit- und beweglichen Schaufeln der Anwendung ohne merkliche Erweiterung (Egreville 1851) dar.

Fig. 11 u. 13 sind die Pendants von Fig. 5 und 6, so groß ist die Aehnlichkeit zwischen diesen Figuren. In der That tritt das Wasser bei beiden senkrecht ein, nur Fig. 11 hat ihre horizontale Achse, während die Fig. 13 senkrecht ist. Um bei dieser neuen Verzeichnung die freie Abweichung rationeller zu bewirken, sind die Wände der beiden beweglichen Kränze bedeutend ausgeweitet, wie aus dem zwischen beiden Figuren stehenden und beiden gemeinschaftlichen Querschnitt zu ersehen ist.

Aus diesen Versuchen geht hervor:

1. daß der Nutzeffect der Girard'schen Turbine bei Gefällen von 4,0 Meter bis 12,0 Meter und Wasservolumen von 4 bis 15 Liter pro Secunde niemals bis unterhalb 0,65 gesunken ist;

2. daß sich dieser Nutzeffect mit der Schutzöffnung vermindert, ohne emals geringer zu sein als 0,71 Meter, wenn der Schutz ganz geöffnet ist;

3. daß bei den bedeutendsten Gefällen von 9 bis 10,0 Meter, über die man verfügen konnte, und bei einer vollständigen Oeffnung des Schutzes der Nutzeffect auf 0,76 stieg.

## § 85.

## Bemerkungen des Verfassers zur vorstehenden Abhandlung von Girard.

In der vorliegenden Abhandlung legt Girard in höchst interessanter Weise dar, wie er nach längerm Zögern nach und nach dazu gelangt ist, das Princip der freien Abweichung beim Bau seiner hydraulischen Motoren in durchgreifender Weise zur Anwendung zu bringen und zwar hat er dieß bekanntlich mit solchem Erfolge gethan, daß Girardturbinen jetzt in allen Ländern in großer Anzahl gebaut werden. Ich übergehe den geschichtlichen Theil der Erörterungen Girard's, auf den Schluß des Werkes verweisend, und wende mich zum sachlichen Theile derselben. Ein neues Princip hat Girard bei seinen Turbinen allerdings nicht in Anwendung gebracht, denn reine Druckturbinen sind in verschiedenen Gegenden lange vor dem Bekanntwerden Girard's angewendet worden, wenn auch nur als Partialturbinen, Tangentialräder und sogenannte Centrifugalturbinen.

Allein Girard hat dieses Princip (die reine Actionswirkung der Wasserstrahlen) zuerst auf Turbinen mit voller Beaufschlagung und zwar in so bewußter und nachhaltiger Weise ausgedehnt und an den von ihm gebauten Motoren so zahlreiche Verbesserungen angebracht, daß das reine Actionsprincip überhaupt nur dadurch allgemein zur Geltung gelangen konnte. Es muß daher Girard wohl als der intellectuelle Urheber der reinen Actionsturbinen bezeichnet werden.

Die althergebrachten Regeln über den Bau der hydraulischen Motoren über den Haufen werfend und allen Vorurtheilen ins Gesicht schlagend, hat Girard als ausgezeichneter Constructeur eine ganze Reihe hydraulischer Motoren mit ganz neuen Dimensionsverhältnissen, gänzlich neuen Formen, mit vorzüglichen Regulir-Vorrichtungen der mannigfachsten Art gebaut und zwar alles in so vorzüglicher constructiver Durchführung und alle Schwierigkeiten überwindend, daß seine Motoren noch lange Zeit als Muster dastehen werden.

Girard hat zuerst die Ausweitung des Laufradquerschnittes gegen die Austrittstelle hin und gleichzeitig die Luftöffnungen zur Ventilirung des Rades angewendet und hauptsächlich dadurch seine Erfolge herbeigeführt. Es ist in § 68 nachgewiesen worden, wie groß der Einfluß dieser Radausweitung ist, ohne welche eine reine Actionsturbine gar nicht vortheilhaft sein könnte.

Girard hat auch zuerst einen klaren Unterschied gemacht zwischen Turbinen mit frei abweichendem Strahle und mit continuirlicher Entleerung (Actionsturbinen mit voller Beaufschlagung und mit dünnen Leitschaufeln, welche keine wesentliche Unterbrechung des austretenden Strahles resp. Wasserkranzes bilden) und solche mit intermittirendem Strahle (Partialturbinen wie z. B. die Turbine Tafel 28, wo jeder austretende Wasserstrahl durch eine dicke Leitschaufel vom andern getrennt ist, so daß der Motor eine eigentliche Strahlturbine bildet), er hat ferner zuerst unterschieden zwischen ganz freier Abweichung und Abweichung mit geformtem Strahle (Turbinen mit begrenztem Strahle nach § 63).

In einem Punkte hat sich Girard (und mit ihm die meisten seiner Nachahmer) bezüglich seiner Turbinen getäuscht und zwar hinsichtlich der Einwirkung der Centrifugalkraft beim Durchflusse des Wassers durch das Laufrad bei den Turbinen mit parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung. Er stellt jedes centrifugale Bestreben des Wassers in seinen Actionsturbinen in Abrede und hat hierin vollkommen Recht für die Turbinen mit radialer Beaufschlagung von innen oder außen, keineswegs aber für die weitaus größere Zahl derjenigen mit achsialer (parallel der Achse gerichteter) Beaufschlagung, für welche unter §§ 73 und 74 das centrifugale Bestreben nachgewiesen wurde. An einer einzigen Stelle ist Girard indessen doch auch auf dieses Abfließen des Wassers von der Achse aufmerksam geworden, wie aus dem Wortlaute seiner Abhandlung unter 2) Seite 367 hervorgeht, wo er die Nachtheile aufzählt, welche ein nicht ausgeweitetes Laufrad einer Actionsturbine im Gefolge hat. Girard findet an dieser einen Stelle ganz richtig, daß der aus dem Leitcanal ausfließende Wasserstrahl um so stärker gegen den äußern beweglichen Kranz (den äußern Umfang des Laufrades) stößt, je kleiner der Autrittswinkel a des Leitapparates oder je länger die Projection des absoluten Wasserweges auf die Radebene ist.

Die Turbinen nach dem Girard'schen Systeme haben in neuerer Zeit eine sehr große Verbreitung erlangt und werden überall unter ihrem einzig richtigen Namen als Girardturbinen bezeichnet, ausgenommen in Deutschland.

Sei es, daß man dort aus etwelcher patriotischer Speculation keine französische Construction anerkennen will, oder sei es geschäftliche Speculation verbunden mit Eitelkeit, man hört dort selten die Bezeichnung „Girardturbine" und beinahe jeder Constructeur eines größern Geschäftes, welches in dieser Branche arbeitet, beliebt den ganz mittelmäßig abcopirten Girardturbinen seinen Namen vorzuhängen.

Theilweise mag es wohl auch Unkenntniß sein, welche diese Constructeure veranlaßt, längst vorhandene oder nur höchst unbedeutend veränderte (nicht einmal verbesserte) Constructionen unter dem eigenen Namen auszurufen und sogar patentiren zu lassen.

Was nun die algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung von Girard anbelangt, so sind dieselben erfahrungsmäßig in der gegebenen knappen Form den meisten Lesern nicht verständlich und folgen daher hier einige erläuternde Bemerkungen zu denselben.

Es ist nämlich bei jeder Turbine der mittlere Druck, welchen das Wasser bei seinem Durchfluß durch das Laufrad auf die Schaufeln ausübt, leicht aus der Umfangskraft der Turbine und diese letztere aus der Umfangsgeschwindigkeit zu berechnen.

Nennt man T die theor. Leistung des Motors in Kilogrammmetern, R die Umfangskraft in Kilogrammen und v die Umfangsgeschwindigkeit in Metern am mittlern Durchmesser, so erhalten R und v verschiedene Werthe, je nach der Größe der Winkel a und $\beta$ und es ist unter allen Umständen das Product der Umfangsgeschwindigkeit mit der theoretischen Umfangskraft gleich der theoretischen Leistung der Turbine; also

$$R \cdot v = T.$$

Es ist daher umgekehrt die Umfangskraft R jederzeit $R = \frac{T}{v}$ sowie die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{T}{R}.$$

Um nun die Werthe von R und v mit dem Werthe $\sqrt{2gh}$ in Beziehung zu bringen, ist es nothwendig, ein Verhältniß zwischen $\sqrt{2gh}$ und T festzustellen, was auf folgende Weise geschieht.

Es ist die theoretische Leistung T jederzeit $= 1000\,Q\,h$, oder wenn man das Wasserquantum in Kilogramm mit Q bezeichnet:

$$T = Q\,h.$$

Nun ist bei jeder reinen Druckturbine die theoretische Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate gleich

$$U = \sqrt{2gh} \text{ und}$$

daher die Summe $\varDelta$ der normalen Ausflußquerschnitte $\varDelta = \frac{Q}{\sqrt{2gh}}$; oder $Q = \varDelta\sqrt{2gh}$.

Setzt man nun in dem Ausdrucke $T = Qh$ statt $Q$ den gleich großen Werth $\varDelta\sqrt{2gh}$ ein, so wird

$$T = \varDelta\sqrt{2gh}\,.\,h$$

und da ferner der hydrostatische Druck auf den ganzen Ausflußquerschnitt gleich ist $\varDelta h$, so ist auch, wenn man diesen jederzeit gegebenen Druck $\varDelta h$ mit $P$ und den Werth $\sqrt{2gh}$ mit $V$ bezeichnet

$$T = \varDelta h\,.\,\sqrt{2gh} = P\,.\,\sqrt{2gh}\,. = P\,.\,V.$$

d. h. es ist bei jeder reinen Actionsturbine der theoretische Effect der Wasserkraft gleich dem Producte des hydrostatischen Druckes (nicht hydrodynamischen Druckes) auf den Ausflußquerschnitt mit der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Da der Werth $\sqrt{2gh}$ und derjenige von $\varDelta$ jederzeit gegeben ist, so läßt sich nun der Umfangsdruck (der Wasserdruck auf die Schaufeln des Laufrades) leicht mit dem hydrostatischen Drucke $P$ vergleichen; denn es ist

$$R\,.\,v = P\,.\,V = T.$$

Ist nun bei einer Druckturbine die Umfangsgeschwindigkeit $v =$ der halben theoretischen Ausflußgeschwindigkeit oder $v = \frac{1}{2}V$, so wird $R = 2P$ und wenn $v = V$ wird, so ist $R = P$, d. h. der Wasserdruck auf die Schaufeln ist bei allen Druckturbinen mit der Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{1}{2}V$ (oder $v = \frac{1}{2}\sqrt{2gh}$) gleich dem doppelten hydrostatischen Drucke $\varDelta h$ auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates.

Bei den Grenzturbinen mit Winkel $a = \beta = 60^0$ (§ 62) oder wie Girard es nennt, bei der Construction nach dem gleichseitigen Drucke (wobei die Ausflußgeschwindigkeit $V$, die Umfangsgeschwindigkeit $v$ und die relative Eintrittgeschwindigkeit $u$ unter sich gleich groß sind und zusammen ein gleichschenkliges Dreieck bilden) ist dagegen der Wasserdruck auf die Schaufeln gleich dem einfachen hydrostatischen Drucke auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates ($R = P = \varDelta h$).

Man ersieht aus diesen einfachen Beziehungen, daß der Wasserdruck auf die Schaufeln um so größer ausfällt, je kleiner der Winkel a ist, und daß das Maximum dieses Wasserdruckes 2 P beträgt, da ein größerer Werth des Winkels a als 60° nicht anwendbar ist, ohne daß die Turbine in eine Reactionsturbine übergeht.

Die übrigen algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung sind so einleuchtender Art, daß eine Bemerkung zu denselben nicht nothwendig ist.

Eine eigentliche vollständige Anleitung zur Berechnung der Dimensionen und Geschwindigkeitsverhältnisse der Turbine hat Girard nirgends gegeben und dieß mag wohl auch der Grund sein, daß seine Arbeiten in Deutschland (wo man mehr auf die theoretische Seite der Sache sieht und die Anwendung kommen läßt, wann sie kommt) sehr lange nicht bekannt geworden sind und wenig Anerkennung gefunden haben.

Das Verdienst Girard's liegt nicht in eleganten ellenlangen algebraischen Entwicklungen, sondern in der praktischen Schöpfung ganz neuer Typen vorzüglicher Motoren, welche einen bedeutenden Fortschritt in diesem Fache repräsentiren und noch für lange Zeit als Muster ausgezeichneter Constructionen dastehen werden.

## § 86.

## Untersuchung der Frage, ob und in welchen Fällen U bei Turbinen größer werden könne als $\sqrt{2gh}$.

(Vom Verfasser.)

### a) Reactionsturbinen mit der Achse paralleler Beaufschlagung.

Bevor wir zur Betrachtung der übrigen Turbinentheorien übergehen, ist es nothwendig die Fälle zu untersuchen, in welchen die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitapparat größer werden kann, als die dem ganzen Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Es wird auffallend erscheinen, daß dieß bei einer Turbine mit der Achse paralleler Beaufschlagung überhaupt möglich sein soll und weist der Verfasser daher an dieser Stelle auf die §§ 34 und 75 des Bandes I hin.

Bei einer Turbine ohne Saugrohr ist es natürlich, daß diese Ausflußgeschwindigkeit auch unter den günstigsten Umständen niemals wesentlich größer werden könne, als $\sqrt{2gh}$; anders verhält sich jedoch die Sache bei den Turbinen mit Saugröhren nach den Anordnungen Fig. 1 bis 3 Tafel 3 des II. Bandes.

Wird zwischen Ober- und Unterwasserspiegel ein gerades offenes Rohr von beliebigem aber überall gleich großen Querschnitte eingeschaltet

(Fig. 54 bis 56 Taf. 3 Band I) so fließt das Wasser aus der untern Oeffnung dieses Rohres (Fig. 54) mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$ aus.

Die Ausflußgeschwindigkeit wird auch dann noch gleich $\sqrt{2\,g\,h}$ sein, wenn das Rohr nicht mehr überall einen gleich großen Querschnitt, sondern in der Mitte eine Verengung hat, wie Fig. 55 dieß andeutet. Durch diese verengte Stelle fließt nun in der That das Wasser mit einer Geschwindigkeit hindurch, welche um so viel größer ist als $\sqrt{2\,g\,h}$ als der untere Querschnitt A des Rohres größer ist als derjenige $A_1$ an der verengten Stelle. So schwierig dieß für Viele einzusehen ist, so einfach ist die Sache zu erklären.

Das Wasser erlangt zwar im verengten Querschnitte $A_1$ eine größere lebendige Kraft als es in den übrigen Theilen des Rohres besitzt. Dieß würde unmöglich sein, wenn dieser Ueberschuß an lebendiger Kraft in dem untern Theile des Rohres nicht wieder an das Wasser abgegeben werden könnte. Die Abgabe dieses Ueberschusses kann aber stattfinden, sobald der enge Querschnitt $A_1$ nicht plötzlich, sondern nur nach und nach in den weitern Querschnitt A der Austrittstelle übergeht und das Rohr in seinem untern Verlaufe lang genug ist, damit die Umwandlung der Geschwindigkeit ohne Stoßverlust stattfinden kann.

Es verstößt daher keineswegs gegen die Principien der Mechanik, daß das Wasser in einem solchen Rohre eine größere Geschwindigkeit als $\sqrt{2\,g\,h}$ erlangt; denn durch diese Vermehrung der Geschwindigkeit wird die lebendige Kraft der *ganzen* in Bewegung befindlichen Wassermasse nicht vermehrt. Die lebendige Kraft ist nur an verschiedenen Stellen ungleich vertheilt und diese ungleiche Vertheilung *innerhalb* eines Systems *zusammenhängender* Körper schließt keinen Widerspruch in sich.

Statt den Querschnitt des Rohres an der Stelle $A_1$ zu verengen, kann man eine Turbine mit engen Oeffnungen an dieser Stelle anbringen und es folgt daraus sofort, daß man durch gehörige Wahl der Ausflußquerschnitte einer in einem Rohre angebrachte Turbine jede beliebige Durchflußgeschwindigkeit erzeugen kann. Theoretisch könnte die Ausflußgeschwindigkeit U bei einer solchen Turbine durch gehörige Verengung der Canäle auf jeden beliebigen Werth gesteigert, ja selbst unendlich groß gemacht werden, allein es liegt auf der Hand, daß dieß nur dann geschehen könnte, wenn keine Nebenhindernisse (Reibungs- und Stoßverluste) vorhanden wären.

Jede derartige Vermehrung der Geschwindigkeit an einer einzelnen Stelle vermehrt auch die Nebenhindernisse und zwar nehmen Letztere ungefähr in quadratischem Verhältnisse zu, d. h. eine 2 mal größere Geschwindigkeit giebt 4 mal größere Verluste. Einen praktischen Werth hat somit eine solche Anordnung einer Turbine nicht.

Man hört oft den Einwurf, daß diese Vermehrung der Durchflußgeschwindigkeit bei einer Turbine ja eine größere Kraftentwicklung als $Qh$ zur Folge haben müßte und daher absolut unmöglich sei. Dieß ist indessen nicht der Fall, denn sowie man dem Wasser an der verengten Stelle (in der Turbine) die ganze ihm dort innewohnende lebendige Kraft entziehen wollte, so würde die Ausflußgeschwindigkeit sogleich auf den Werth $\sqrt{2gh}$ zurücksinken. Es muß dem Wasser an der engen Stelle des Rohres (also hier in der Turbine) noch ein Mehr-Rest von absoluter Geschwindigkeit gelassen werden, welcher dazu verbraucht wird, die Vermehrung von U über $\sqrt{2gh}$ hinaus zu erzeugen, weil nur dann ein Beharrungszustand eintreten kann.

Giebt man dem Saugrohr einer Turbine eine conische Form und zwar so, daß das Rohr an seinem untern Ende weiter ist als oben, so sucht das Wasser, welches oben aus dem Laufrade der Turbine in das Rohr eintritt, die im untern weitern Theile befindliche Wassermenge, welche vermöge der Adhäsion zusammenhängt, mit der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w fortzustoßen, was aber nicht möglich ist, weil sonst unten (durch den größern Querschnitt) eine größere Wassermenge herausfließen müßte als oben hineintritt. Das Bestreben hiezu ist aber vorhanden, d. h. ein solches Rohr wirkt abgesehen von der eigentlichen Saughöhe eines geraden Rohres auch noch vermöge seiner Form saugend auf das in der Turbine befindliche Wasser ein und um diesen Mehrbetrag von Saughöhe (welcher durch Ausnutzung der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w entsteht) kann die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus der Turbine über $\sqrt{2gh}$ hinaus vergrößert werden.

Auf ähnliche Weise kann eine Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit über $\sqrt{2gh}$ hinaus (wir sehen hier von allen Nebenhindernissen ab) auch bei einer Turbine ohne Saugrohr eintreten, sobald dieselbe so construirt ist, daß das Wasser die Canäle des Laufrades ganz ausfüllt, im Uebrigen aber mit reiner Action arbeitet.

Sowie nämlich hier die Laufradcanäle an der Austrittstelle bei gleicher Zahl größern Querschnitt haben als die Leitcanäle — oder vielmehr — sobald die Summe der Austrittquerschnitte des Laufrades größer ist als diejenige des Leitrades, so bilden die Leit- und Radcanäle zusammen nach der Austrittseite hin conisch divergirende Röhren, welche auf den verengten Querschnitt saugend wirken und daher eine größere Ausflußgeschwindigkeit des Wassers an jener Stelle ermöglichen, als $U = \sqrt{2gh}$.

Dabei wird vorausgesetzt, daß die Turbine in der Weise beschaufelt sei, daß das Wasser bei dieser größern Ausflußgeschwindigkeit U ohne Stoß ins Laufrad eintrete und dasselbe in achsialer Richtung verlasse.

Aus der Betrachtung der Gründe, welche eine Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit U über $\sqrt{2gh}$ hinaus ermöglichen, geht hervor, daß eine derart construirte Turbine den Charakter der Unsicherheit an sich trägt, indem es unmöglich ist, die Vermehrung der Geschwindigkeit (bei welcher auch Adhäsionserscheinungen ins Spiel kommen) mit Zuverlässigkeit zum Voraus zu bestimmen, denn diese Vermehrung ist nicht nur von dem Querschnitts-Verhältnisse der Leit- und Radcanäle abhängig. Hiezu kommt noch der Umstand, daß jede derartige Vermehrung der Geschwindigkeit größere Nebenhindernisse im Gefolge hat und es wird somit leicht zu erachten sein, daß solche Turbinen mit $U > \sqrt{2gh}$ in der Praxis nicht mit Vortheil angewendet werden können, vielmehr nach Thunlichkeit zu vermeiden sind.

### b) Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung. Einwirkung der Centrifugalkraft.

In § 82 ist darauf hingewiesen worden, daß bei der Fourneyron'schen Turbinen oder überhaupt bei Reactionsturbinen mit innerer radialen Beaufschlagung (bei welchen das Wasser die Radkanäle vollständig ausfüllt) die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers im Laufrade durch die Centrifugalkraft beschleunigt werde.

Sei Fig. 2 Taf. 54 r der innere und $r_1$ der äußere Halbmesser des Laufrades einer solchen Turbine, sei ferner v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am innern und $v_1$ diejenige am äußern Umfange des Rades und bezeichnet man die relative Eintrittgeschwindigkeit mit u und die relative Ausflußgeschwindigkeit mit $u_1$, so wird $u_1$ größer sein als u, weil das Wasser durch die Centrifugalkraft beschleunigt wird und zwar ist nach den Gesetzen der Mechanik

$$u_1{}^2 - u^2 = v_1{}^2 - v^2$$

$$\text{daher } u_1{}^2 = (v_1{}^2 - v^2) + u^2.$$

Hieraus ergiebt sich der Werth von $u_1$ allgemein zu

$$u_1 = \sqrt{(v_1{}^2 - v^2) + u^2}$$

Die Beschleunigung selbst, welche durch die Centrifugalkraft hervorgebracht wird, ist gleich $u_1 - u$.

Die vollständige Berechnung einer solchen Reactionsturbine mit innerer radialer Beaufschlagung erfolgt ganz wie diejenige der Jonvalturbine, nur hat man dabei die Beschleunigung nach der oben angegebenen Formel sowie die Verschiedenheit der Werthe v und $v_1$ zu berücksichtigen.

Es ist nun leicht einzusehen, daß bei einer solchen Turbine das Wasser unter Umständen, d. h. wenn man die Reactionsturbine mit geringem Reactionsgrade construirt, so daß auch abgesehen von der Centrifugalkraft U nahe gleich $\sqrt{2gh}$ werden würde, in Folge Einwirkung der Centrifugalkraft (welche saugend auf das Leitrad zurückwirkt, wenn die Radcanäle entsprechend weiter sind als die Leitcanäle) mit einer größern Geschwindigkeit als $\sqrt{2gh}$ das Leitrad verlassen kann. Umgekehrt wird auch das Wasser bei einer mit hohem Reactionsgrade construirten derartigen Turbine mit bedeutend größerer relativer Geschwindigkeit aus dem Laufrade austreten können als mit $u_1 = \sqrt{2gh}$.

In beiden Fällen, namentlich aber im erstern, wo das Wasser mit $U > 2gh$ das Leitrad verläßt, könnte es scheinen, daß dieß ein Widerspruch gegen die Gesetze der Mechanik sei, indem die Wirkungsfähigkeit des Wassers dem Quadrat seiner Geschwindigkeit proportional ist. Wenn nun diese Geschwindigkeit größer ist als $\sqrt{2gh}$, also auch die dieser Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe (das Gefälle) größer als h, so kann die Sache sich so zu verhalten scheinen, als ob durch die Centrifugalkraft das Gefälle h und somit der mechanische Effect der Wasserkraft erhöht werde. Dieß ist aber keineswegs der Fall.

Es wird wohl unter dem Einflusse der Centrifugalkraft eine größere mechanische Arbeit als 1000 Qh an das Turbinenrad abgegeben, allein ein Theil dieser Kraft wird umgekehrt in Form von Centrifugalkraft wieder vom Rade an das Wasser abgegeben. Damit das Wasser im Rade beschleunigt werde, muß das Rad resp. die convexen Schaufelflächen gegen das Wasser einen Druck ausüben, also an das Wasser Kraft abgeben und diese an das Wasser abgegebene Kraft kann nun über den Betrag von 1000 Qh hinaus vom Wasser wiederum auf das Rad übertragen werden, ohne daß aber dieser Mehrbetrag jemals als nützliche Kraft verwendet werden kann.

Es circulirt also in Folge der Einwirkung der Centrifugalkraft ein Theil der Wasserkraft so in dem Rade, daß dieser Betrag von Leistung zuerst vom Wasser an das Rad abgegeben, von diesem wieder (in Form von Beschleunigung durch die Centrifugalkraft) an das Wasser abgetreten und schließlich wieder vom Wasser auf das Rad übertragen wird.

Dieser so circulirende Theil des Effectes verursacht bedeutend mehr Nebenhindernisse als ohnedieß vorhanden sein würden und es wird somit Alles in Allem gerechnet durch die Centrifugalkraft die nützliche Wirkung des Wassers nicht nur nicht erhöht sondern vermindert, d. h. es ist die Centrifugalkraft im vorliegenden Falle eine freilich nicht zu vermeidende schädliche Störung des Wasserdurchflusses durch das Laufrad.

## § 87.

## Einfluß der Centrifugalkraft bei Reactionsturbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung.

(Vom Verfasser.)

Wie bereits in § 83 hervorgehoben worden, wird die relative Geschwindigkeit des Wassers während dem Durchflusse durch das Laufrad einer solchen Turbine durch die Einwirkung der Centrifugalkraft verzögert, nämlich gerade entgegengesetzt wie bei den Turbinen des vorigen Paragraphen.

Behält man die nämlichen Bezeichnungen bei wie im vorigen Paragraph, d. h. ist

$u$ die relative Eintrittgeschwindigkeit am äußern Umfange
$v$ „ Umfangsgeschwindigkeit „ „ „
$u_1$ „ relative Ausflußgeschwindigkeit am innern Umfange
$v_1$ „ Umfangsgeschwindigkeit „ „ „

so ist $u_1{}^2 = u^2 - (v^2 - v_1{}^2)$ und $u_1 = \sqrt{u^2 - (v^2 - v_1{}^2)}$

Auch diese Turbinen werden in allen Theilen so berechnet wie die Jonvalturbinen, wobei nur der verminderte Werth von $u_1$ und die Verschiedenheit der Werthe $v$ und $v_1$ gehörig zu berücksichtigen ist.

Umgekehrt wie im vorigen Paragraph könnte es scheinen, daß durch die Centrifugalkraft bei den vorliegenden Turbinen die Wirkungsfähigkeit des Wassers und somit die Leistung des Motors beeinträchtigt werde, was aus ähnlichen Gründen wie im vorigen Paragraph indessen nicht der Fall ist, denn es bleibt das Wasser eine längere Zeit hindurch im Laufrade und drückt stärker auf die Schaufeln in der Richtung der Umdrehung, als dieß ohne die Einwirkung der Centrifugalkraft der Fall wäre, so daß auch hier das Rad wieder einen Theil des aufgenommenen Effectes an das Wasser (dessen Geschwindigkeit verzögernd) abgeben kann.

Wohl aber vermindert hier die Centrifugalkraft in Etwas die schädlichen Nebenhindernisse, indem das Wasser weniger abgelenkt zu werden braucht, um möglichst todt aus der Turbine auszutreten, d. h. es sind Schaufeln von weniger starker Krümmung erforderlich, um dem Wasser die lebendige Kraft zu entziehen, während umgekehrt die Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung für denselben Grad der Ausnützung des Wassers am stärksten gekrümmte Schaufeln und die kleinsten Winkel $y$ am Radaustritt erfordern.

In dieser Hinsicht sind demnach die Turbinen mit äußerer Beaufschlagung vortheilhafter. An dieser Stelle mag auf §§ 70, 82 und 83 zurückverwiesen werden.

§ 88.

## Einfluß der Beaufschlagungsart auf die Schaufelform. Turbinen mit geraden und convexen Schaufeln.

(Vom Verfasser.)

Die Turbinen mit verschiedener Beaufschlagungsart unterscheiden sich im Allgemeinen hinsichtlich ihrer Schaufelformen ziemlich wesentlich von einander und zwar erhalten die Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung (seien es Actions- oder Reactionsturbinen) Schaufeln von bedeutend geringerer Krümmung als diejenigen mit achsialer Beaufschlagung. Umgekehrt erhalten die Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung bedeutend stärker gekrümmte Schaufeln als die Turbinen mit innerer radialer oder der Achse paralleler (achsialer) Beaufschlagung.

Diese Verschiedenheit der Schaufelformen ist nicht, wie Viele glauben, eine willkürliche Annahme Seitens der Constructeure, sondern ist vielmehr eine einfache Folge des geometrischen Zusammenhanges zwischen Schaufelform und Ablenkung der Wasserstrahlen.

Um dieses nachzuweisen und die verschiedenen Typen der Schaufelformen übersichtlich zusammenstellen zu können, dienen die Figg. 3 bis 5 auf Taf. 54.

Nennt man i den Ablenkungswinkel abc Fig. 3, welchen das erste Element der Laufradschaufel in dem Momente des Eintritts eines Wassertheilchens mit dem letzten Elemente der Schaufel im Momente des Austrittes desselben Wassertheilchens bildet, so wird zwischen den beiden Zeitpunkten des Ein- und Austrittes des Wassertheilchens dieses Letztere den absoluten Wasserweg ad durchlaufen. Während derselben Zeit dreht sich das Rad um einen gewissen Winkel, den Drehungswinkel $age = k$ um seine Achse, so daß der Punkt a der Schaufel in derselben Zeit nach e gelangt, in welcher das Wassertheilchen den absoluten Weg ad durchläuft. Ebenso gelangt Punkt f der Schaufel in derselben Zeit nach d.

Um nun eine gewisse Ablenkung $abc = i$ der in das Laufrad eintretenden Wasserstrahlen zu erzielen, müssen die Schaufeln des Laufrades bei den verschiedenen Beaufschlagungsarten eine sehr verschiedene Krümmung erhalten.

Diese Krümmung wird am einfachsten gemessen durch den Winkel x, welchen die Tangenten ab und fr an das erste und letzte Element der Schaufel mit einander bilden.

Statt des Winkels x wollen wir dessen Ergänzungswinkel o als Maß für die Schaufelkrümmung wählen.

Zeichnet man nun in den Figg. 3 bis 5 Taf. 54 für die drei verschiedenen Beaufschlagungsarten den einer Schaufelform entsprechenden Drehungswinkel, den Ablenkungswinkel und den Krümmungswinkel auf und vergleicht man die verschiedenen Typen mit einander, so findet man leicht, daß für einen gegebenen gleich großen Ablenkungswinkel je nach der Beaufschlagungsart ein Krümmungswinkel von ganz verschiedener Größe nothwendig ist.

Es ist nämlich der Werth des Krümmungswinkels o

1) für Turbinen mit äußerer Beaufschlagung $o = i - k$ (Fig. 4)
2) „ „ „ innerer „ $o = i + k$ (Fig. 3)
3) „ „ „ achsialer „ $o = i$ (Fig. 5)

Die Turbinen mit äußerer Beaufschlagung erfordern somit den kleinsten Krümmungswinkel $o = i - k$, d. h. Schaufeln die am wenigsten gekrümmt sind und daher weniger Reibungsverluste des Wassers verursachen.

Verfolgt man die hier einschlägigen Verhältnisse näher, so findet man, daß die geringere erforderliche Krümmung der Radschaufeln der außen beaufschlagten Turbinen nur daher stammt, daß die Schaufel sich bei der Drehung des Rades dem absoluten Wasserweg entgegenwendet, während bei innen beaufschlagten Turbinen das Entgegengesetzte stattfindet.

Je größer die radiale Dimension der Laufradcanäle im Verhältnisse zum Durchmesser des Rades ist, desto größer ist der Unterschied der Krümmung der Schaufeln, d. h. um so flachere Schaufeln erhalten die außen beaufschlagten und um so gekrümmtere die innen beaufschlagten Turbinen.

Bei gehöriger Breite der Radkrone außen beaufschlagter Turbinen verschwindet der Krümmungswinkel und es wird die Schaufelform eine gerade Linie (Fig. 6 Taf. 54) und bei noch größerer Breite wird die Krümmung sogar negativ, wie man dieß häufig bei den amerikanischen Turbinen findet. (Fig. 7 Taf. 54.)

Es ergaben sich somit bei verhältnißmäßig kleinen und großen Turbinen (klein im Durchmesser) mit radialer Beaufschlagung außerordentlich verschiedenartig geformte Schaufeln, die alle richtig sein können, obwohl diese Verschiedenheit bei den Laien den Gedanken erweckt, daß dieß alles willkürlich gewählte Formen seien, während sie doch durch die Theorie genau vorgeschrieben sind.

Die Fig. 3 bis 7 Taf. 54 zeigen für die 3 Beaufschlagungsarten je eine Schaufelconstruction in richtiger Durchführung.

Fig. 6 ist eine vollkommen richtig angeordnete Turbine mit geraden

Schaufeln und Fig. 7 eine desgleichen mit negativ gekrümmten Schaufeln.

Alle dießbezüglichen Daten sind in den Figuren eingeschrieben und die absoluten Wasserwege richtig eingezeichnet.

Daß die Höhe des Laufrades bei einer Turbine mit äußerer Beaufschlagung am innern Umfange (am Austritt) größer wird als am äußern Umfange (am Eintritt) ist selbstverständlich, wenn man eine kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit w und somit einen kleinen Austrittswinkel y erhalten will.

## § 89.

## Einfluß der Centrifugalkraft auf die Schaufelform der radial beaufschlagten Turbinen. (Reactionsturbinen.)

(Vom Verfasser.)

Welchen Einfluß wird nun die Centrifugalkraft auf die Schaufelform wie überhaupt auf die Dimensionen des Schaufelapparates ausüben?

Der letztere Theil dieser Frage ist leicht zu beantworten.

Durch die Centrifugalkraft wird die relative Durchflußgeschwindigkeit bei Turbinen mit äußerer Beaufschlagung verzögert, bei Turbinen mit innerer Beaufschlagung beschleunigt und es erhalten somit die erstern Turbinen in Folge der Einwirkung der Centrifugalkraft an der Austrittstelle größere, die letztern Turbinen dagegen kleinere Dimensionen der Canäle, was bei der Construction sorgfältig berücksichtigt werden muß.

Was den Einfluß der Centrifugalkraft auf die Schaufelform anbelangt, so ist derselbe weniger in die Augen fallend, wird aber sogleich bemerkbar, wenn man bedenkt, daß bei innen beaufschlagten Turbinen der Durchfluß beschleunigt wird, so daß das Wasser sich weniger lange im Rade aufhält und daher der Drehungswinkel kleiner wird.

Nun ist aber nach dem vorigen Paragraphen der Krümmungswinkel $o = i + k$, d. h. für dieselbe Ablenkung i um so kleiner, je kleiner der Drehungswinkel k ist. Allein es wird in Folge der Beschleunigung durch die Centrifugalkraft die relative Ausflußgeschwindigkeit größer und daher auch die absolute Geschwindigkeit w größer bei demselben Werthe von y.

Damit w nicht größer werde, muß der Austritwinkel y kleiner sein und es müssen somit die Schaufeln stärker gekrümmt werden, wobei auch der Drehungswinkel wieder größer wird. Fig. 8 Taf. 54 zeigt eine Laufradschaufel a b mit dem zugehörigen absoluten Wasserwege a c für den Fall construirt, daß man die Wirkung der Centrifugalkraft nicht berücksichtigt. Es ist sodann a d der absolute Wasserweg unter der Einwirkung der Centrifugalkraft, bei welcher für dieselbe Schaufelform die Erstreckung des absoluten Wasserweges kleiner wird.

Umgekehrt ist bei einer außen beaufschlagten Turbine Fig. 9 Taf. 54 a c der absolute Wasserweg für die Schaufelform a b, wenn man von dem Einflusse der Centrifugalkraft absieht und a d der absolute Wasserweg unter dem verzögernden Einflusse der Centrifugalkraft. Es wird daher in Folge der Centrifugalkraft der Drehungswinkel k vergrößert und somit auch der Krümmungswinkel o größer. Allein für ein gleich großes w bei der kleiner gewordenen relativen Ausflußgeschwindigkeit $u_1$ darf nun aber y wieder größer werden, so daß sich die Schaufel wieder mehr gerade richtet.

Die Centrifugalkraft bewirkt somit, daß die Laufradschaufeln der außen beaufschlagten Reactionsturbinen weniger gekrümmt, dagegen die Schaufeln der innen beaufschlagten Turbinen stärker gekrümmt sein müssen, wenn man denselben hydraulischen Wirkungsgrad (denselben Werth von w) erreichen will.

Schließlich mag noch einmal hervorgehoben werden, daß nur bei den Reactionsturbinen die Centrifugalkraft den Durchfluß beschleunigt oder verzögert, während sie bei den radial beaufschlagten Actionsturbinen (Druckturbinen Girardturbinen) ohne irgend einen Einfluß ist.

Bezüglich der achsial beaufschlagten Actionsturbinen vergleiche man § 73 und bezüglich der achsial beaufschlagten Reactionsturbinen vergleiche man § 10 a.

## § 90.

## Rittinger's Turbinentheorie.

In seiner „Theorie und Bau der Rohrturbinen" (mit Saugrohr versehenen achsial beaufschlagten Turbinen oder Jonvalturbinen) geht Rittinger von der Voraussetzung aus, daß man bei einer mit Saugrohr versehenen Turbine das Wasser bei gehöriger Wahl der Leit- und Radcanäle mit jeder beliebigen Geschwindigkeit aus dem Leitrade ausfließen lassen könne und zwar in der Weise, daß U auch bedeutend größer werden könne als $\sqrt{2\,gh}$ (man vergleiche § 86).

Behält man dieselben Bezeichnungen für das Gefälle h, die Winkel a, $\beta$ und y; ferner für U u, $u_1$ w bei, wie im bisherigen Verlaufe des Werkes und bezeichnet in Fig. 10 Taf. 54. H das ganze Gefälle, Hu die Höhe der Unterwassersäule, $H_0$ die Höhe der Oberwassersäule

$b_0$ die Höhe des Leitrades, $b_1$ die Höhe des Laufrades, $n_0$ die Zahl der Leitradschaufeln, $n_1$ die Zahl der Laufradschaufeln, $o = \frac{n_0}{n_1}$, $y_2$ das Gewicht der Cubikeinheit Wasser, M die Wasserbarometerhöhe $= 10,33$ Meter;

$x_0$, $x_1$, $x_2$, die hydrostatische Druckhöhe am Auslauf des Leitrades, am Eintritt ins Laufrad und beim Austritt aus dem Laufrade;

$z_0$, $z_1$, $z_2$ die Pressung des Wassers per Flächeneinheit am Auslauf-Leitrad, Eintritt-Laufrad und Austritt-Laufrad;

$h_0$, $h_1$, $h_2$ die Druckhöhe (Geschwindigkeitshöhe) für U, $U_1$ und w, ($U_1$ bedeutet die absolute Geschwindigkeit des Wassers am Anfang der Laufradcanäle),

so entwickelt Rittinger seine Theorie wie folgt:

Er findet zunächst, daß beim Uebertritt vom Leit- ins Laufrad keine Aenderung der Pressung und somit keine Aenderung der absoluten Geschwindigkeit eintreten solle und daß daher Winkel und Geschwindigkeitsverhältnisse derart gewählt werden müssen, daß das Wasser ohne Stoß vom Leitrad ins Laufrad übertritt, so daß $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$.

1. die der Pressung $z_0$ entsprechende Höhe $\frac{z_0}{y} = M + h_0$ des Wassers beim Austritt aus dem Leitrade ergiebt sich, wenn man zur totalen Gefällhöhe h die Wasserbarometerhöhe M hinzufügt und sodann von der Summe das Untergefälle Hu, die Radhöhe $b_1$ und die Austrittgeschwindigkeitshöhe $h_0 = \frac{U^2}{2g}$ abzieht.

Es ist daher, da $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$ die Pressung beim Eintritt ins Laufrad

$$z_1 = \left(M + h - Hu - b_1 - \frac{U^2}{2g}\right) y_2.$$

2. die hydrostatische Druckhöhe $x_1$ beim Eintritt ins Laufrad ist

$$x_1 = h - Hu - b_1.$$

3. Für die Austrittseite des Laufrades ist die Pressung kleiner als die atmosphärische, indem das Wasser im Abflußrohre s a u g t. Um sich eine richtige Vorstellung von der Pressung des Wassers an dieser Stelle zu machen, hat man dort nur eine abwärts gebogene Röhre bis in das Unterwasser einmünden zu lassen, in welcher das Wasser auf eine Höhe $=$ Hu emporgesaugt wird.

Das Wasser würde an dieser Stelle die absolute Pressung $(M - Hu)\, y_2$ besitzen, wenn das Wasser keine absolute Geschwindigkeit w hätte.

Diese Pressung muß daher noch um die der Geschwindigkeit w entsprechende Pressung $h_2 y_2 = \frac{w^2}{2g} y_2$ vermindert werden.

Es ist daher

$$z_2 = (M - Hu) y_2 - \frac{w^2 y_2}{2g}$$

4. die hydrostatische Druckhöhe $x_2$ an der Austrittseite des Laufrades ist

$$x_2 = h - Hu.$$

5. Aus den obigen Ausdrücken entwickelt Rittinger als Gleichung für das Laufrad einer Turbine

$$\frac{y_2}{2g}(w^2 - U^2) - \frac{y_2}{2g}(u_1{}^2 - u^2) + h y_2 = 0$$

oder auch

$$u_1{}^2 - u^2 = 2gh + w^2 - U^2.$$

6. damit der Uebertritt des Wassers aus dem Leit- ins Laufrad ohne Stoß erfolge, muß sein:

$$u^2 = v^2 + U^2 - 2vU \cos a.$$

7. damit die absolute Geschwindigkeit w möglichst klein ausfalle, muß ihre Richtung senkrecht zur Radebene sein und daher ergiebt sich

$$u_1{}^2 = v^2 + w^2.$$

Aus 6 und 7 ergiebt sich

$$u_1{}^2 - u^2 = w^2 - U^2 vU \cos a,$$

und wenn man diesen Werth in die Gleichung 5 einführt, erhält man

8. als Hauptgleichung für das Laufrad der Turbine

$$vU \cos a = gh.$$

9. Aus den obigen Beziehungen folgt noch

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(a + \beta)}{\sin \beta}$$

$$\text{und } v = \sqrt{\frac{gh \sin(a + \beta)}{\cos a \sin \beta}}\text{; sowie } U = \sqrt{\frac{gh \sin \beta}{\cos a \sin(a + \beta)}}$$

10. die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser das Leitrad verläßt, kann durch gehörige Wahl der Weite der Laufrad- und Leitradcanäle innerst weiten Grenzen beliebig gewählt werden und da diese absolute Geschwindigkeit beim Uebertritt vom Leit- und Laufrad sich nicht ändern also $U = U_1$ sein soll, so hat man es ganz in der Gewalt, im Voraus festzustellen, in welcher Weise das Wasser im Laufrad zu wirken habe:

1. Ob ohne Aenderung der Pressung blos durch Aenderung seiner Geschwindigkeit d. h. durch reine Actionswirkung oder
2. Blos durch Aenderung seiner Pressung bei gleichbleibender absoluter Geschwindigkeit, d. h. durch reine Reactions-Wirkung, oder schließlich
3. durch Aenderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich, d. h. durch combinirte Actions- und Reactions-Wirkung.

11. Wie die Folge zeigt, sind reine Reactionsturbinen unmöglich und um daher den Reactionsgrad festzustellen (die Art der Turbine zu charakterisiren), wählt man einen Coefficienten m, mit welchem das Gefälle h multiplicirt werden muß, um die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ für die Ausflußgeschwindigkeit U zu erhalten.

Es ist also $\frac{U^2}{2g} = m\,h$ und bildet m die Charakteristik der Turbine.

Für eine reine Reactionsturbine würde $m =$ Null werden, was unmöglich ist, indem kein Wasser durch die Turbine fließen könnte, denn bei $m =$ Null wird auch $U =$ Null.

Für eine reine Actionsturbine ist $m = 1$ d. h. es ist $U = \sqrt{2\,g\,h}$.

Für alle zwischen $m = 0$ und $m = 1$ liegende Werthe von m ist die Turbine eine gemischte Turbine, in welcher das Wasser durch Aenderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich im Laufrade wirkt.

Man nennt die vorwiegend mit Reaction arbeitenden Motoren im Gegensatze zu den reinen Actionsturbinen Reactionsturbinen, obwohl ganz reine Reactionsturbinen unmöglich sind. Dagegen heißt eine mit geringerm Reactionsgrade arbeitende Turbine eine Actionsturbine.

12. Bei jeder Turbine muß das Wasser mit einer bestimmten absoluten Geschwindigkeit w den Motor verlassen, deren Druckhöhe einem Bruchtheile $m_2\,h$ des Gefälles h entspricht. Dieser Bruchtheil $m_2\,h$ ist für die nützliche Wirkung des Wassers verloren und kann beliebig gewählt werden. Ein kleiner Austrittverlust erfordert kleine Austrittwinkel y und somit eine große theure Turbine und umgekehrt.

Bei den angeführten bessern Turbinen ist $m_2$ in der Regel nicht weit von dem Werthe 0,05 entfernt, so daß also $\frac{w^2}{2g} = m_2\,h = 0{,}05\,h$ als Regel angenommen werden kann.

13. Bezeichnet man mit K den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine, d. h. denjenigen Bruchtheil des totalen theoretischen Effectes der Wasserkraft, welcher wirklich an das Rad übertragen wird,

so ist derjenige Theil des Gefälles, welcher dieser wirklich verrichteten Arbeit entspricht, gleich K h.

Der Coefficient K zeigt also an, ein wie großer Theil h — K h des ganzen Gefälles h zur Ueberwindung sämmtlicher Nebenhindernisse dient, welche das Wasser auf seinem Wege vom Oberwasserspiegel durch die Turbine zum Unterwasserspiegel findet.

In diesen Nebenhindernissen sind dagegen nicht inbegriffen: der Wasserverlust durch den Spalt, die Reibung des Laufrades im Wasser und die Reibung der Welle in ihren Lagern, weil diese Verluste mit dem geometrischen Zusammenhange der Turbinenconstruction nichts zu schaffen haben.

Um den eigentlichen Wirkungsgrad oder den mechanischen Wirkungsgrad zu erhalten, hat man vom hydraulischen Wirkungsgrade noch die Verluste abzuziehen, welche durch die Reibung der Turbine in Luft und Wasser, den Wasserverlust durch den Spalt und die Reibung der Turbinenwelle in Lagern und Pfannen entstehen.

14. Bestimmung der Unbekannten Größen.

Es sei R der äußere Halbmesser der Turbine; r der mittlere und $R_2$ der innere Halbmesser, $u_4$ die Verhältnißzahl zwischen dem innern und äußern Halbmesser; also $u_4 = \frac{R_2}{R}$; man pflegt $u_4$ nicht kleiner als $^2/_3$ anzunehmen.

$\delta_0$ die Dicke der Leitradschaufeln an der Austrittstelle.

$a_0$ die innere Lichtweite der Leitradcanäle an der Austrittstelle.

$\delta_1$ und $a_1$ dieselben Größen an der Eintrittstelle des Laufrades.

$\delta_2$ und $a_2$ „ „ „ Austrittstelle „ „

$v_4$ das Verhältniß zwischen der Schaufeldicke und dem Radhalbmesser R, oder da die Schaufeldicken beider Räder gleich gehalten werden $v_4 = \frac{\delta_0}{R} = \frac{\delta_1}{R} = \frac{\delta_2}{R}$ oder $\delta = v_4 R$; wobei $v_4$ zu $\frac{1}{40}$ angenommen werden kann.

Von den verschiedenen bei einer Turbine vorkommenden Größen sind vorerst Q und h gegeben und es können $n_0$, $n_1$, m, $u_4$, v und K beliebig gewählt werden nach den üblichen Constructions-Verhältnissen, da sich eben nach diesen willkürlich zu wählenden Größen die Werthe der unbekannten Größen richten müssen.

Zu suchen sind also a, $\beta$, y, U, w, v, R und m, zu deren Bestimmung Rittinger folgende Ausdrücke entwickelt:

a) Sobald m gefunden ist, ergiebt sich sofort der Werth

$$U = \sqrt{2\,g\,m\,h}$$

$$\text{und } w = \sqrt{2\,g\,m_2\,h}$$

(wobei $m_2$ in der Regel $= 0{,}05$ zu wählen ist).

b) Winkel $\beta$ wird

$$\cos\beta = \frac{K + 2\,m\,(o^2 - 1)}{2\,o\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}$$

Je nachdem der Zähler dieses Bruches positiv, Null oder negativ ausfällt, wird $\beta$ ein spitzer, rechter oder stumpfer Winkel.

c) Winkel a ergiebt sich zu

$$\cos a = \frac{K}{2\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}$$

d) Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v ergiebt sich zu

$$v = \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)}\,\sqrt{2\,g\,h} = k\,V$$

wenn man der künftigen Abkürzung halber

$$\sqrt{2\,g\,h} = V \text{ und } \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)} = k \text{ setzt.}$$

e) Für den äußern Durchmesser ergiebt sich der Ausdruck

$$R^2 = \frac{Q}{[(1 + u_4)\,\pi\sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)\,U}$$

oder wenn man den aus c) abgeleiteten Werth von

$$\sin a = \sqrt{1 - \frac{K^2}{4\,m_2\,[K + m_2\,(o^2 - 1)]}}$$

in die obige Gleichung einsetzt

$$R = \frac{1}{\sqrt{[(1 + u_4)\,\pi\sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)\sqrt{2\,m\,g}}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Setzt man, um diesen Ausdruck für die Folge abzukürzen, den von Q und h unabhängigen ersten Factor dieses Ausdruckes $= f$, so ist

$$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Aus diesem letztern Ausdrucke ersieht man, daß bei sonst gleichen Constructionsverhältnissen der Halbmesser R der $\sqrt{Q}$ gerade und der $\sqrt[4]{h}$ verkehrt proportional ist.

f) Der Werth des Austrittwinkels y wird

$$\sin y = \sqrt{\frac{m_2}{K + m\,(o^2 - 1) + m_2}}$$

g) Für die wichtige Größe m, von welcher fast alle andern abhängig sind, ergiebt sich folgender Ausdruck, aus welchem durch probeweises

Einsetzen verschiedener Werthe von m der richtige Werth dieser Größe zu suchen ist, bei deren Einsetzung die Auflösung der Gleichung Null ergiebt.

Es ist nämlich:

$$0 = \sqrt{m - \frac{K^2}{4[(K + m(o^2 - 1)]}} - \sqrt{m_2} + A\left(n_1 v_4 \sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2} - n_0 v_4 \sqrt{m}\right);$$

in welchem Ausdrucke $A = \frac{1}{1 + u_4 \pi}$ ist.

h) Die Anzahl Umdrehungen n der Turbine per Minute wird

$$n = \frac{p f \sqrt{h}}{R} = p_2 \frac{\sqrt{h}}{R};$$

worin bedeutet

$$p = \frac{19{,}1 \sqrt{2g[K + m(o^2 - 1)]}}{(1 + u_4) f}; \text{ und } p_2 = p f.$$

i) Die normale Weite der Leitcanäle an der Austrittstelle ist

$$a_0 = q_0 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei } q_0 = [(1 + u_4)\pi \sin a - v_4 n_0] \frac{f}{n_0}.$$

k) Die normale Weite der Laufradcanäle an der Eintrittstelle ist

$$a_1 = q_1 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei } q_1 = [(1 + u_4)\pi \sin \beta - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}.$$

l) Die normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle wird

$$a_2 = q_2 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei } q_2 = [(1 + u_4)\pi \sin y - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}.$$

## 15. Grenzwerthe und Wahl der willkürlichen Größen.

a) Aus der Gleichung für den Winkel a (unter c) der vorigen Nummer ist zu entnehmen, welchen entscheidenden Einfluß die Größe $o = \frac{n_0}{n_1}$ und mit ihr die Größe m auf die Construction einer Rohrturbine ausübt; denn durch diese beiden Größen allein sind die Winkel a und $\beta$ vollkommen bestimmt, sobald $\delta_0 = \delta_1$ oder sobald die Schaufeln am Austritt-Leitrad gleich dick sind wie am Eintritt-Laufrad.

Da das Wasser die Leitcanäle an der Austrittstelle und ebenso die Radcanäle an der Eintrittstelle vollständig ausfüllen muß, so ist

$$Q = n_0\, a_0\, U\,(R - R_2) = n_1\, a_1\, u\,(R - R_2)$$

und da $\frac{U}{u} = \frac{\sin\beta}{\sin a}$ und $U \sin a = u \sin\beta$, so folgt

$$\frac{n_0\, a_0}{\sin a} = \frac{n_1\, a_1}{\sin\beta}.$$

Da nun aber die Werthe $\frac{a_0}{\sin a}$ und $\frac{a_1}{\sin\beta}$ die horizontalen Weiten der Leit- und Radcanäle in der Spaltenebene bedeuten, so folgt sofort, daß die Summe der horizontalen Canalweiten bei beiden Rädern an der Uebertrittstelle gleich groß sein soll und daß mithin auch die Summe der horizontalen Schaufeldicken (Projection der Schaufeldicken auf die Spaltenebene) an derselben Stelle gleich groß sein muß.

Daraus ergiebt sich nun für $\delta_0 = \delta_1$

$$\frac{n_0}{n_1} = \frac{\sin a}{\sin\beta} = o \text{ das heißt:}$$

Die Schaufelzahlen $n_0$ und $n_1$ stehen im graden Verhältniß mit den Sinussen der betreffenden Schaufelwinkel und es üben somit die Schaufelzahlen resp. deren Verhältniß einen sehr bedeutenden Einfluß auf die Hauptverhältnisse einer Turbine aus.

Auf dieses Verhältniß $\delta_0 = \delta_1$ und den obigen Satz gestützt baut nun Rittinger seine weitern Ableitungen der Constructionsverhältnisse der Turbine auf, indem die Annahme $\delta_0 = \delta_1$ sowohl für die Ausführung der Turbine, als auch für die Theorie ihre Bequemlichkeit habe.

Was nun die Wahl der willkürlichen Größen anbelangt, so giebt Rittinger Folgendes an:

a) Für das Verhältniß des äußern Durchmessers R der Turbine zum Innern Durchmesser $R_2$ wähle man für gewöhnliche Verhältnisse $u_4 = 2/3$ und für größere Gefälle und geringere Wassermengen $u_4 = 5/6$.

b) Die Anzahl der Leit- und Laufradschaufeln soll nicht unter 12 bis 16 und nicht über 24 bis 32 betragen.

c) Die Dicke $\delta$ der Schaufeln im Uebertritt-Querschnitte (in der Spaltenebene) wähle man bei gegossenen Schaufeln

für kleine Turbinen $\delta = 6$ bis 7 Mill. oder $v_4 = \frac{\delta}{R} = 1/30$

" größere " $\delta = 10$ " 12 " " " " $= 1/50$ bis $1/60$.

d) Die Verhältnißzahl $0 = \frac{n_0}{n_1}$ liegt nach b) zwischen den Grenzen $\frac{1}{2}$ und 2 und von dieser Verhältnißzahl hängt der ganze Charakter (Reactionsgrad) der Turbine ab.

Denn je größer die Anzahl der Laufradschaufeln gegenüber derjenigen der Leitradschaufeln ist, desto kleiner wird der Ausflußquerschnitt des Laufrades gegenüber demjenigen des Leitrades, mit desto geringerer Geschwindigkeit wird das Wasser zu den Leitcanälen ausfließen und desto größer wird der Reactionsgrad der Turbine sein.

Der Werth $o = \frac{n_0}{n_1}$ ist die erste der zu wählenden Größen, von welcher alle andern abhängen und es geben die untenstehenden Tabellen die Werthe aller zu suchenden Größen für verschiedene Verhältnisse von $\frac{n_0}{n_1}$ an.

e) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w wird allgemein so gewählt, daß in der derselben entsprechenden Druckhöhe $\frac{w^2}{2g} = m_2 h$ der Werth von $m_2$ gleich oder nahe $m_2 = 0{,}05$ wird, so daß von dem totalen Effecte der Wasserkraft ungefähr $5\%$ durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit verloren gehen.

f) Der hydraulische Wirkungsgrad K ergiebt sich für die hier angenommenen Constructions-Verhältnisse zu $K = 0{,}75$ bis $K = 0{,}80$.

Der mechanische Wirkungsgrad ist um circa 6 bis $8\%$ kleiner als K oder gleich 0,68 bis 0,75.

g) Die Höhe des Lauf- und Leitrades $b_0 = b_1$ wird für beide Räder gleich groß genommen und zwar $b_0 = b_1 = \frac{1}{2} R$ oder nahe diesem Werthe.

h) Der Spielraum zwischen Lauf- und Leitrad wird so gering als möglich gemacht und kann zu $\frac{1}{80}$ R angenommen werden.

Je nach der Genauigkeit der Ausführung einer Turbine ergiebt sich wegen des Schwankens der Räder der nöthige Spielraum zu 2 bis 4 Millimeter.

16. Berechnung der numerischen Werthe der Unbekannten Größen und tabellarische Zusammenstellung derselben. Durch das Verhälttniß $\frac{n_0}{n_1}$ wird der Reactionsgrad oder der Werth der Größe m in dem Ausdrucke $U = \sqrt{2gmh}$ bedingt und da die Werthe aller andern unbekannten Größen wesentlich von m ab-

hängen, so muß vor Allem auch der Werth dieser Größe festgestellt werden und zwar mit Hülfe des früher unter Nr. 14 angegebenen Ausdruckes:

$$0 = \sqrt{m - \frac{K^2}{4[K + m(o^2 - 1)]}} -$$
$$- \sqrt{m_2} + A\,(n_1 v_4 \sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2} - n_0 v_4 \sqrt{m}$$

in welchem $A = \dfrac{1}{(1 + u_4)\pi}$.

In diesem Ausdruck sind die verschiedenen Werthe von $o = \dfrac{n_0}{n_1}$ einzusetzen, wobei man die constanten Größen $u_4 = {}^2/_3$, $v_4 = {}^1/_{40}$, $m_2 = 0{,}05$ und $K = 0{,}75$ wählt und indem man probeweise für m verschiedene Werthe wählt, bis die Auflösung der Gleichung auf Null führt, bestimmt man auf diesem freilich mühsamen Wege den Werth von m.

Um für $o = \dfrac{n_0}{n_1}$ nicht gar viele verschiedene Werthe annehmen und die mühsame Rechnung nicht allzu häufig durchführen zu müssen, beschränkt man sich auf folgende sieben Verhältnisse der Schaufelzahlen, was für die Zwecke der Praxis vollkommen genügt:

| | |
|---|---|
| $n_0 = 12$ mit $n_1 = 24$ | $n_0 = 16$ mit $n_1 = 12$ |
| $n_0 = 12$ „ $n_1 = 20$ | $n_0 = 20$ „ $n_1 = 12$ |
| $n_0 = 12$ „ $n_1 = 16$ | $n_0 = 24$ „ $n_1 = 12$. |
| $n_0 = 12$ „ $n_1 = 12$ | |

Um nun für die mühsame Berechnung von m resp. den probeweise einzusetzenden Werth dieser Größe nähere Anhaltspunkte zu haben, mag Folgendes dienen:

Im Allgemeinen ist bekannt, daß m positiv und ein echter Bruch sei. Es ergaben ferner nähere Betrachtungen der einschlägigen Verhältnisse, daß

1. für $o = \frac{1}{2}$ ist $m <$ K oder $m > 0{,}75$

und $m > \frac{1}{3}$ K „ $m > 0{,}25$

2. für $o = 1$ ist $m > \frac{1}{4}$ K „ $m > 0{,}19$

3. „ $o = 2$ „ $m > \frac{1}{6}$ K „ $m > 0{,}13$

Unter der Voraussetzung, daß $m_2 = 0{,}05$, und $K = 0{,}75$ angenommen wird, folgt für

$$o = \frac{1}{2} \qquad o = 1 \qquad o = 2$$

$$m < 1{,}07 \qquad m < \infty \qquad m > -0{,}27$$

Eine Durchführung der Rechnung ergiebt nun für obige 7 Verhältnisse der Schaufelzahlen die in der nachstehenden Tabelle I zusammengestellten numerischen Werthe von m sowie aller für die Construction der Turbine maßgebenden Größen wie $a \beta y v R u a_0 a_2$, wobei angenommen ist, daß $u_4 = {}^2/_3$, $v_4$ $^1/_{40}$ und $m_2 = 0{,}05$ sei.

**Bemerkungen zu den erhaltenen Resultaten.** Eine nähere Betrachtung der erhaltenen Resultate läßt Folgendes erkennen:

1. Jedem unter 1 liegenden Werthe von o entsprechen zwei verschiedene Werthe von m, welche die Wirkungsweise des Wassers auffallend charakterisiren. Bei der Gruppe mit den größern Werthen von m wirkt das Wasser vorwiegend durch Action, während bei der Gruppe mit dem kleinern Werthe von m seine Wirkung hauptsächlich in der Reaction besteht. Für $o = 1$ nimmt m nur einen einzigen reellen Werth an, der in die Gruppe der Reactionsturbinen fällt. Für alle über 1 liegenden Werthe von o erhält man für m nur solche reelle Werthe, die sich den obigen Reactionswerthen regelmäßig anreihen.

2. Aus den größern Werthen von m geht hervor, daß Turbinen mit reiner Actionswirkung theoretisch möglich sind, denn für $o = 0{,}917$ und für $n_0 = 12$ mit $n_1 = 19$ findet man $m = 999$ also $= 1$. Bei weiterer Zunahme von o oder Abnahme von $n_1$ nehmen die Werthe von m stetig zu und erreichen bei $n_0 = n_1 = 12$ oder allgemein bei $o = 1$ ihre Grenze, indem m unendlich groß ($m = \infty$) wird.

Obwohl es nun theoretisch zulässig ist, daß m größer 1 ist (d. h. daß die Ausflußgeschwindigkeit U größer ist als $\sqrt{2gh}$), so erscheinen doch wesentlich höhere Werthe von m als $m = 1$ nicht vortheilhaft, weil der Spaltendruck negativ und zwar größer ausfällt als der Saughöhe der Turbine entspricht, so daß Wasser aus dem Saugrohr durch die Spalte eintreten würde.

Für die über 1 liegenden Werthe von o nimmt der Werth von m ab, oder der Reactionsgrad zu, bis bei $0 = 2$ der Werth von $m = 0{,}157$ wird.

Der Werth $m = o$ kann auch theoretisch nicht erreicht werden, weil für diesen Werth die erste Wurzelgröße in der Gleichung imaginär wird; auch könnte bei $U = o$ [kein Wasser durch die Turbine fließen. **Reine Reactionsturbinen sind daher unmöglich.**

# I.
## Tabelle für die numerische Berechnung der Turbinen mit Saugrohr.

| Nr. | $u_4 = {}^2/_3$ | | | | | | | $\nu_4 - {}^1/_{40}$ | | | | $m_2 = 0{,}05$ | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | o | $n_0$ | $n_1$ | m | a | $\beta$ | y | k | f | p | $\mathfrak{p}$ | $q_1$ | $q_2$ | $q_1$ | $q_2$ |
| | | | | | | | | $v = k\sqrt{2gh}$ | $R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$ | $n = \frac{\mathfrak{p}\sqrt{h}}{R}$ | $a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $a_0 = a_1 = q_1 R$ | $a_2 = q_2 R$ |
| **1. Actionsturbinen.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_1$ | $^1/_2$ | 12 | 24 | 0,723 | 14°40′ | 149°40′ | 26°10′ | 0,456 | 0,661 | 62,2 | 41,4 | 0,057 | 0,047 | 0,086 | 0,071 |
| $B_1$ | $^3/_5$ | 12 | 20 | 0,917 | 14°10′ | 156°0′ | 29°0′ | 0,404 | 0,637 | 57,3 | 36,5 | 0,052 | 0,065 | 0,082 | 0,102 |
| $C_1$ | $^3/_4$ | 12 | 16 | 1,448 | 13°0′ | 162°30′ | 35°20′ | 0,315 | 0,596 | 47,2 | 28,2 | 0,044 | 0,098 | 0,074 | 0,164 |
| $D_1$ | 1 | 12 | 12 | ∞ | | | | | | | | | | | |
| **2. Reactionsturbinen.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_2$ | $^1/_2$ | 12 | 24 | 0,293 | 18°0′ | 38°1′ | 17°0′ | 0,728 | 0,733 | 89,7 | 65,7 | 0,080 | 0,028 | 0,109 | 0,038 |
| $B_2$ | $^3/_5$ | 12 | 20 | 0,279 | 20°20′ | 35°30′ | 16°30′ | 0,756 | 0,689 | 99,1 | 68,3 | 0,087 | 0,033 | 0,127 | 0,049 |
| $C_2$ | $^3/_4$ | 12 | 16 | 0,256 | 21°50′ | 29°40′ | 15°40′ | 0,799 | 0,676 | 106,7 | 72,1 | 0,092 | 0,043 | 0,137 | 0,063 |
| $D_2$ | 1 | 12 | 12 | 0,227 | 24°40′ | 24°40′ | 14°30′ | 0,866 | 0,651 | 120,1 | 78,2 | 0,102 | 0,054 | 0,157 | 0,084 |
| $E_2$ | $^4/_3$ | 16 | 12 | 0,196 | 26°50′ | 19°50′ | 13°10′ | 0,950 | 0,662 | 129,5 | 85,7 | 0,081 | 0,048 | 0,123 | 0,074 |
| $F_2$ | $^5/_3$ | 20 | 12 | 0,174 | 29°10′ | 17°0′ | 12°20′ | 1,029 | 0,667 | 139,3 | 92,9 | 0,069 | 0,046 | 0,103 | 0,068 |
| $G_2$ | 2 | 24 | 12 | 0,157 | 31°0′ | 15°0′ | 11°30′ | 1,105 | 0,677 | 147,7 | 100,0 | 0,059 | 0,042 | 0,087 | 0,062 |
| **3. Turbine mit gleichen normalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_3$ | 0,545 | 12 | 22 | 0,800 | 14°30′ | 152°40′ | 27°20′ | 0,433 | 0,649 | 60,2 | 39,1 | 0,055 | 0,055 | 0,084 | 0,084 |
| **4. Turbine mit reiner Actionswirkung.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_4$ | 0,632 | 12 | 19 | 0,999 | 14°0′ | 157°30′ | 30°0′ | 0,386 | 0,628 | 55,6 | 34,9 | 0,051 | 0,071 | 0,080 | 0,113 |

3. Der Winkel $\beta$ ist bei allen Aktionsturbinen stumpf und es erhält daher diese Turbinengruppe durchgehends Sackschaufeln. Bei den Reactionsturbinen dagegen ist Winkel $\beta$ durchgehends spitz.

4. Die Umfangsgeschwindigkeit v nähert sich bei Actionsturbinen der halben, bei Reactionsturbinen der ganzen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

5. Der Halbmesser R zeigt bei den verschiedenen Turbinen-Varietäten keinen wesentlichen Unterschied, ist aber bei den Actionsturbinen etwas kleiner als bei den Reactionsturbinen.

6. Die Anzahl der Umdrehungen n ist bei den Actionsturbinen bedeutend kleiner als bei den Reactionsturbinen.

Je größer der Reactionsgrad ist, desto größer wird die Anzahl der Umdrehungen.

17. **Berechnung der Turbinen unter Voraussetzung gleicher normaler Canalweiten am Ein- und Austritt des Laufrades.** Soll das Laufrad einer Turbine an der obern und untern Radebene eine gleiche normale Canalweite erhalten, so wird außer der bisherigen Annahme, daß $\delta_0 = \delta_1$ sei, auch noch vorausgesetzt, daß $\delta_1 = \delta_2$ und da der obigen Annahme zufolge $a_1 = a_2$ ist, so folgt für das Laufrad $\sin\beta = \sin y$

das heißt **bei gleichen normalen Canalweiten sind die Schaufelwinkel $\beta$ und y einander gleich.**

Es ist ferner $U \sin a = w$,

woraus folgt $\sin a = \frac{w}{U}$ und $\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}}$;

$$\text{sowie } \sin\beta = \frac{1}{o}\sqrt{\frac{m_2}{m}} \text{ und } \sin y = \frac{1}{o}\sqrt{\frac{m_2}{m}}.$$

Aus obigen Gleichungen ergiebt sich ein sehr einfacher Ausdruck für m. Es wird $m = K + m_2$.

Für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$ wird z. B. $m = 0{,}75 + 0{,}05 = 0{,}80$.

Die vorliegende Turbinenvarietät gehört sonach unter die Actionsturbinen.

Für den Werth von o erhält man den Ausdruck

$$o = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{K + 4m_2}{K + m_2}}.$$

Es ist somit hier das Verhältniß $\frac{n_0}{n_1} = o$ nicht mehr willkürlich, wird vielmehr durch die beiden Größen K und $m_2$ vollkommen bestimmt. Es wird z. B. für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$

$$o = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{95}{80}} = 0{,}545.$$

Um zu wissen, ob Winkel $\beta$ spitz oder stumpf sei, ist außer dem Sinus-Ausdrucke noch ein anderer Ausdruck erforderlich und es ergiebt sich

$$\cos\beta = -\sqrt{\frac{K}{K + 4 m_2}}$$

d. h. es ist Winkel $\beta$ ein stumpfer und es nehmen die Schaufeln eine sackförmige Gestalt an.

Man erhält auch noch $\tan\beta = -2\tan a$ d. h. für gleiche normale Canalweite ist die Tangente des Eintrittwinkels am Laufrad doppelt so groß als die Tangente des Austrittwinkels am Leitrad.

Für v erhält man den Werth

$$v = \frac{1}{2}\sqrt{2 g K h}.$$

Für die Größen f und $a_1$ gelten die früher erhaltenen Ausdrücke. Für $a_2$ erhält man den Werth

$$a_2 = \left[\frac{2(1+u_4)\pi}{n_1}\sqrt{\frac{m_2}{K + 4 m_2}} - v_4\right] R = q_2 R.$$

Die Anzahl der Umdrehungen ergiebt sich zu

$$n = \frac{9{,}55\sqrt{2 g K h}}{(1 + u_4) R}.$$

Die dritte Abtheilung der Tabelle I enthält die berechneten Werthe der unbekannten Größe für die vorstehend betrachtete Turbinenvarietät, von welcher Fig. 1 Taf. 30 die Beschaufelung zeigt.

18. **Gleichheit der horizontalen Canalweiten an der obern und untern Laufradebene.**

Soll eine Turbine in der Weise construirt werden, daß die horizontale Canalweite an der obern und untern Laufradebene gleich groß wird für welche Annahme triftige Gründe vorhanden sind, (man sehe die Bemerkungen des Verfassers am Schlusse dieses Paragraphen) so ist

$$\frac{a_1}{\sin\beta} = \frac{a_2}{\sin y'}, \text{ sowie auch } \frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta_2}{\sin y}.$$

Es ergiebt sich nun $w = U \sin a$, ferner

$$\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}} \text{ oder } \cos a = \sqrt{1 - \sin^2 a} = \sqrt{1 - \frac{m_2}{m}}.$$

Für $\beta$ erhält man den Werth

$$\cos\beta = \frac{K - 2(m - m_2)}{2 o \sqrt{m(m - m_2)}},$$

wobei die Wurzelgröße stets positiv zu nehmen ist.

Es wird daher für $K > 2(m - m_2)$, Winkel $\beta$ ein spitzer und für $K < 2(m - m_2)$ Winkel $\beta$ ein stumpfer.

Für m ergiebt sich der Ausdruck:

$$m = \frac{1}{2(o^2 - 1)}\left[m_2(o^2 - 1) - K \pm \sqrt{o^2 K^2 + 2 m_2 K (o^2 - 1) + m_2^2 (o^2 - 1)^2}\right]$$

Für die Werthe von n, $a_0$ und $a_1$ gelten die früher erhaltenen Ausdrücke.

Bei dieser Annahme gleicher horizontaler Canalweiten ist ferner

$$\frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta_2}{\sin y} \quad \text{und} \quad \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\sin\beta}{\sin y}$$

d. h. es sind die Schaufeldicken $\delta_1$ und $\delta_2$ ungleich groß.

Für $a_2$ erhält man den Werth

$$a_2 = q_2 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$$

$$\text{wobei } q_2 = \frac{o}{\sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2}} \, \frac{1}{n_0 f (1 - u_4) \sqrt{2g}},$$

wobei f den in Nr. 14 angegebenen Werth hat.

Die nachstehende Tabelle II enthält die Werthe der unbekannten Größen für verschiedene Werthe von $n_0$ und $n_1$ unter der Voraussetzung gleicher horizontaler Canalweiten an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades.

In Fig. 2 Taf. 28 ist die Beschaufelung einer Turbine mit gleichen horizontalen Canalweiten abgebildet. Die Schaufeln werden in der Mitte am dicksten, was für die Ausführung vortheilhaft ist. Es ist in Fig. 2 $ab = cd = ef = 1$ m.

Auch bei dieser Turbinenvarietät entsprechen jedem Werthe von o, der kleiner ist als 1, zwei Werthe von m und jenachdem m näher der Einheit oder näher der Null liegt, arbeitet der Motor vorwiegend durch Action oder Reaction. Für $o = 1$ ist m unendlich groß, was nicht realisirbar ist und für $o > 1$ erhält m blos einen reellen positiven und zwar einen Reactionswerth.

Die Werthe der Constructions-Größen nach Taf. II sind wenig von denjenigen nach Taf. I verschieden und wie bereits erwähnt, setzen die Turbinen nach Taf. II gleiche horizontale Schaufeldicken, dagegen diejenigen nach Taf. I gleiche normale Schaufeldicken an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades voraus.

Die dritte Abtheilung der Tabelle I paßt auch in Tabelle II.

## II.

## Constante horizontale Schaufeldicken.

### Turbinen mit gleichen horizontalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.

| Nr. | $u_4 = {}^2/_3$ | | | | | | | $v_4 = {}^1/_{40}$ | | | | | | $m_2 = 0{,}05$ | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | k | f | p | p | $q_1$ | $q_2$ | $q_1$ | $q_2$ |
| | o | $n_0$ | $n_1$ | m | a | $\beta$ | y | $v = k\sqrt{2gh}$ | $R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$ | $n = \frac{p\sqrt{h}}{R}$ | $a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $a_0 = a_1 = q_1 R$ | $a_2 = q_2 R$ |
| **1. Aktionsturbinen.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_1$ | $^1/_2$ | 12 | 24 | 0,720 | 15°20′ | 148°0′ | 26°0, | 0,458 | 0,645 | 64,0 | 41,3 | 0,058 | 0,048 | 0,090 | 0,075 |
| $B_1$ | $^3/_5$ | 12 | 20 | 0,919 | 13°30′ | 158°50′ | 29°0′ | 0,402 | 0,656 | 55,3 | 36,3 | 0,051 | 0,066 | 0,077 | 0,100 |
| $C_1$ | $^3/_4$ | 12 | 16 | 1,491 | 10°30′ | 166°0′ | 35°40′ | 0,312 | 0,688 | 40,8 | 28,1 | 0,038 | 0,091 | 0,055 | 0,132 |
| **2. Reaktionsturbinen.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_2$ | $^1/_2$ | 12 | 24 | 0,330 | 22°50′ | 51°0′ | 18°20′ | 0,709 | 0,618 | 106,6 | 65,8 | 0,089 | 0,036 | 0,144 | 0,058 |
| $B_2$ | $^3/_5$ | 12 | 20 | 0,303 | 24°0′ | 42°40′ | 17°30′ | 0,745 | 0,615 | 109,4 | 67,3 | 0,094 | 0,042 | 0,153 | 0,068 |
| $C_2$ | $^3/_4$ | 12 | 16 | 0,273 | 25°20′ | 34°56′ | | | | | | | | | |
| $D_2$ | 1 | 12 | 12 | 0,238 | 27°20′ | 27°20′ | 15°0′ | 0,865 | | | 78,1 | 0,107 | 0,060 | 0,176 | 0,099 |
| $E_2$ | $^4/_3$ | 16 | 12 | 0,205 | 29°40′ | 21°50′ | | | 0,609 | 128,2 | | | | | |
| $F_2$ | $^5/_3$ | 20 | 12 | 0,181 | 31°40′ | 18°20′ | | | | | | | | | |
| $G_2$ | 2 | 24 | 12 | 0,163 | 33°40′ | 16°10′ | 11°30′ | 1,116 | 0,640 | 158,2 | 101,3 | 0,061 | 0,044 | 0,096 | 0,069 |
| **3. Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_3$ | 0,545 | 12 | 22 | 0,800 | 14°30′ | 152°40′ | 27°20′ | 0,433 | 0,649 | 60,2 | 39,1 | 0,055 | 0,055 | 0,084 | 0,084 |
| **4. Turbinen mit reiner Aktionswirkung.** | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_4$ | 0,632 | 12 | 19 | 1,002 | 12°50′ | 159°20′ | 30°10′ | 0,385 | 0,661 | 52,5 | 34,7 | 0,084 | 0,075 | 0,073 | 0,113 |

19. **Reine Actions-Turbinen.** Soll eine Turbine mit reiner Action arbeiten, wie dieß bei allen Turbinen ohne Unterwasser-Rohr (Saugrohr) für hohe Gefälle und partielle Beaufschlagung erforderlich ist, so ist $m = 1$ oder $U = \sqrt{2gh}$.

Auch hier soll vorausgesetzt werden, daß die Schaufeldicke am Ein- und Austritt des Laufrades gleich groß sei.

Der Werth von $o = \frac{n_0}{n_1}$ ergiebt sich aus folgender Gleichung:

$$0 = \sqrt{1 - \frac{K}{4(K + o^2 - 1)}} -$$
$$- \sqrt{m} + n_1 v_4 A [\sqrt{K + o^2 - 1} + m_2 - o]$$

Aus dieser Gleichung läßt sich o, welcher Werth der einzige innerhalb weiter Grenzen willkürliche ist, durch probeweise Substitution herausfinden, indem man für denselben probeweise verschiedene Werthe einsetzt, bis die Auflösung auf Null führt.

Dieses Verfahren wird erleichtert, wenn man die Grenzen kennt, zwischen welchen o liegen kann. Es muß nun o mindestens $= \frac{1}{2}$ und kann nicht größer als 2 sein.

Aus der Tabelle I ersieht man bereits, daß für $m = 1$ der Werth von o nahe an $^{12}/_{19}$ liegen müsse und in der That ist für $o = \frac{n_0}{n_1} = \frac{12}{19}$ $= 0{,}632$ der Werth von $m = 0{,}999$ oder 1.

Führt man diese beiden Werthe von o und m in die allgemeinen Formeln ein, so erhält man die Werthe, welche in der vierten Abtheilung der Tabelle I zusammengestellt sind.

Ebenso giebt die vierte Abtheilung der Tabelle II die Constructionsdaten für den Fall, daß bei gleichen **horizontalen** Canalweiten $m = 1$ sein soll.

20. **Turbinen für außergewöhnliche Verhältnisse.** Die bisher erhaltenen Resultate sind nur für die Anwendung auf mittlere Verhältnisse d. h. mittlere Gefälle und Wassermengen geeignet; für große Wassermengen würden sich zu große Radhalbmesser und für kleinere Wassermengen zu kleine Radhalbmesser ergeben. Auch müssen große Turbinen von über 1 Meter Durchmesser mehr als 12 Leitschaufeln mit entsprechenden Radschaufeln haben und es müssen die Schaufeln dünner werden als $\frac{1}{40}$ R. Die nachfolgenden Tabelle III giebt die Werthe der Constructionsgrößen der Turbinen für **große Wassermengen** an und zwar für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 18$ mit Schaufeldicken,

die dem Werthe von $v_4 = \frac{1}{50}$ entsprechen, sowie für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 24$ mit Schaufeldicken, die dem Werthe von $v_4 = \frac{1}{60}$ entsprechen.

Für große Gefälle dagegen ist es, um einen größern Halbmesser R und weniger Umdrehungen zu erhalten, passender für $u_4$ einen größern Werth als $^2/_3$ anzunehmen.

Man nehme daher für solche Turbinen $n_0 = 12$; $u_4 = {}^5/_6$ und $0 = \frac{n_0}{n_1} = {}^{12}/_{19}$.

Dabei ergiebt sich der Werth von m zu 0,999 oder rund = 1.

Die erforderlichen Constructionsgrößen für diese Turbinengattung sind auf Taf. III angegeben. Es ist dabei immer noch volle Beaufschlagung vorausgesetzt.

Für noch größere Gefälle und kleinere Wassermengen liefern auch diese Constructionsverhältnisse noch zu kleine Durchmesser und zu große Umdrehungszahlen und man wendet daher in diesen Fällen Partialturbinen an, bei welchen das Wasser nur auf einem Theil des Radumfanges in das Laufrad eintritt.

Eine solche Turbine wird genau so berechnet und construirt, wie eine Vollturbine für eine xmal größere Wassermenge bei demselben Gefälle, wobei x ausdrückt, wieviel mal größer der ganze Radumfang sein soll als der beaufschlagte Theil desselben.

Für solche Turbinen ist immer m = 1 zu wählen und es wird passend $u_4 = {}^5/_6$ angenommen, wobei die Schaufeldicke dem Werthe $v_4 = {}^1/_{40}$ bis $^1/_{60}$ für $n_1 = 20$ bis 40 zu entsprechen hat.

$$\left.\begin{array}{l} \text{Es sei für } n_1 = 20 \text{ der Werth von } v_4 = {}^1/_{40} \\ \text{'' '' '' } n_1 = 30 \text{ '' '' '' } v_4 = {}^1/_{50} \\ \text{'' '' '' } n_1 = 40 \text{ '' '' '' } v_4 = {}^1/_{60} \end{array}\right\} \begin{array}{c} \text{wobei } 0 = 0{,}632 \\ \text{für alle drei} \\ \text{Fälle.} \end{array}$$

Die dritte Abtheilung der Tabelle III enthält für die verschiedenen Werthe von $n_1$ und für gleich dicke Leit- und Radschaufeln die sich ergebenden Constructionsgrößen der Partialturbinen.

## III.

| Nr. | m | $u_4$ | $v_4$ | o | $n_0$ | $n_1$ | a | $\beta$ | y | k<br>$v = k\sqrt{2gh}$ | f<br>$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | p<br>$n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$ | $\mathfrak{p}$<br>$n = \frac{\mathfrak{p}\sqrt{h}}{R}$ | $q_1$<br>$a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $q_2$<br>$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$ | $q_1$<br>$a_0 = a_1 = q_1 R$ | $q_2$<br>$a_2 = q_2 R$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **1. Turbinen für große Wassermengen.** | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_1$ | 0,917 | $^2/_3$ | $^1/_{40}$ | 0,6 | 12 | 20 | 14°10′ | 156°0′ | 29°0′ | 0,404 | 0,637 | 57,3 | 36,5 | 0,052 | 0,065 | 0,082 | 0,102 |
| $B_1$ | 0,916 | $^2/_3$ | $^1/_{50}$ | 0,6 | 18 | 30 | 14°30′ | 155°20′ | 29°0′ | 0,405 | 0,646 | 56,6 | 36,5 | 0,034 | 0,042 | 0,053 | 0,065 |
| $C_1$ | 0,916 | $^2/_3$ | $^1/_{60}$ | 0,6 | 25 | 40 | 14°30′ | 155°20′ | 29°0′ | 0,405 | 0,660 | 55,4 | 36,5 | 0,025 | 0,031 | 0,038 | 0,047 |
| **2. Turbinen für hohe Gefälle.** | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_2$ | 0,999 | $^5/_6$ | $^1/_{40}$ | 0,632 | 12 | 19 | 14°10′ | 157°30′ | 30°0′ | 0,386 | 0,833 | 38,0 | 31,7 | 0,076 | 0,105 | 0,090 | 0,126 |
| **3. Partialturbinen.** | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| $A_3$ | 1 | $^5/_6$ | $^1/_{40}$ | 0,632 | 12,64 | 20 | 14°10′ | 157°10′ | 30°0′ | 0,387 | 0,835 | 38,0 | 31,7 | 0,072 | 0,099 | 0,087 | 0,119 |
| $B_3$ | 1 | $^5/_6$ | $^1/_{50}$ | 0,632 | 18,96 | 30 | 14°10′ | 157°40′ | 30°0′ | 0,387 | 0,860 | 36,9 | 31,7 | 0,047 | 0,065 | 0,054 | 0,076 |
| $C_3$ | 1 | $^5/_6$ | $^1/_{60}$ | 0,632 | 25,28 | 40 | 14°10′ | 157°10′ | 30°0′ | 0,387 | 0,878 | 36,1 | 31,7 | 0,034 | 0,049 | 0,039 | 0,055 |

## § 91.

## Bemerkungen des Verfassers zu der Rittinger'schen Turbinen-Theorie.

Die Rittinger'sche Theorie der Turbinen mit und ohne Saugrohr bietet in ihrer Vollständigkeit und mit ihren für die Zwecke der Praxis so bequem zusammengestellten numerischen Werthen der Haupt-Constructionsgrößen manches Interessante dar und ist von bleibendem Werthe für den Turbinenconstructeur, wenn auch nach den von Rittinger gewählten numerischen Verhältnissen heut zu Tage wohl nur noch wenige Motoren gebaut werden dürften.

Neben den Redtenbacher'schen Resultaten für den Turbinenbau können wohl die Rittingerschen als diejenigen bezeichnet werden, welche den Praktiker noch am meisten über die einschlägigen Verhältnisse ins Klare stellen und welche überhaupt die praktische Anwendung der theoretischen Ergebnisse am meisten berücksichtigen.

Rittinger's Buch würde jetzt noch vorzüglich brauchbar sein, wenn bei der Entwickelung der Theorie nicht das Verhältniß $o = \frac{a_0}{a_1}$ der Leit- und Radschaufelzahlen als maßgebend für den Reactionsgrad des Motors zu Grunde gelegt worden wäre.

So richtig die gegebenen Entwickelungen und Resultate einerseits sind, so sehr schränkt anderseits diese Entwickelungs-Methode den Constructeur bei der Wahl der willkürlichen Größen in so enge Grenzen ein, daß man bei der jetzigen Lage des Turbinenbaues vollständig auf die Benutzung der Rittinger'schen Resultate verzichten muß.

Der Werth des hydraulischen Wirkungsgrades muß heut zu Tage bei einer Turbine wesentlich größer als 0,75 sein und soll bis auf 0,80 und 0,85 steigen, wobei die Druckhöhe für w nicht kleiner zu sein braucht als $\sqrt{0,05 . 2 g h}$, oder $m_2$ nicht kleiner als 0,05.

Die Durchmesser der Turbine werden größer gewählt und die Kranzbreite kleiner im Verhältniß zum Halbmesser des Rades.

Ferner wird die Schaufelzahl von Lauf- und Leitrad in allen Fällen entweder ganz oder nahezu gleich groß angenommen und werden dagegen eher die Schaufeldicken ungleich gemacht; wobei die richtigen Querschnittsverhältnisse der Canäle durch eine entsprechende Wahl des Reactionsgrades hervorgebracht werden, wobei die Schaufelzahl eine untergeordnete Größe bildet, die den jeweiligen Reinheitsgraden des Wassers und den verschiedenen Anschauungen der Constructeure entsprechend kleiner oder größer gewählt werden kann.

Der Mangel dieser freien Wahl bildet die schwache Seite der Rittinger'schen Resultate.

Die interessante Turbinenvarietät mit gleich großen horizontalen Canalweiten ist bisher einzig von Rittinger behandelt worden, allerdings ohne daß die wichtigen Eigenschaften derselben für die reinen Actionsturbinen hervorgehoben worden sind.

Wenn man nämlich von der seitlichen Ausweitung der Radcanäle absieht, so ist die Schaufelform dieser Varietät eigentlich die richtigste, (für eine reine Actionsturbine mit geformtem (begrenztem) Strahl) weil das Wasser in zur Spaltenebene parallelen Schichten in das Laufrad eintritt und die Nebenhindernisse dann am kleinsten ausfallen, wenn die Wasserschichten ihre ursprüngliche Lage (parallel der Radebene) beibehalten können; denn nur in diesem Falle treten die gleichzeitig ins Laufrad eintretenden Wassertheilchen auch gleichzeitig aus dem Rade heraus und beschreibt jedes Wassertheilchen genau die gleiche Curve.

In § 42 sind die Resultate der Bremsversuche (Seite 198 — 210) aufgeführt, welche genau nach den Angaben Rittinger's ausgeführt worden und mit verschiedenen Reactionsgraden construirt worden sind. Man findet dort alle Hauptdimensionen angegeben und die erhaltenen Resultate mit den theoretischen (berechneten) Werthen verglichen. Es ist dieß eine höchst werthvolle Versuchsreihe. Wie auf Seite 205 erwähnt ist, hat die Turbine mit gleicher horizontaler Canalweite mit Beschaufelung nach Fig. 2 Taf. 28 einen wesentlich kleinern Wirkungsgrad ergeben, als die Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten mit Beschaufelung nach Fig. 1 Taf. 30 und zwar nur $64\frac{1}{2}\%$ gegenüber $71\frac{1}{2}\%$ bei der letzterwähnten Schaufelconstruction.

Es rührt dieß ohne Zweifel nur daher, daß die Schaufelform Fig. 2 Taf. 28 zu plötzlich gebogen ist. Die Form würde unbedingt eine bessere Wirkung ergeben, wenn die Biegung mehr auf die ganze Schaufellänge vertheilt und die Schaufeln mehr nach vorn (der Drehungsrichtung entgegen) heraustragen, sich ferner auch durch eine größere Radhöhe erstrecken würden.

Rittinger hat auch (im Jahre 1860) zuerst auf die Construction der Turbinen mit Rückschaufeln mit gleicher normaler Canalweite (nach Fig. 1 Taf. 30) aufmerksam gemacht, hat indessen allerdings nicht den Umstand hervorgehoben, daß derart construirte reine Actionsturbinen auch im Unterwasser eingetaucht eine gute Wirkung geben, weil das Wasser die Canäle gerade vollständig ausfüllt. (Man vergleiche § 63 Seite 290.)

Auf diese werthvolle Eigenschaft ganz besonders aufmerksam gemacht zu haben ist Hänel's Verdienst.

## § 92.

# Redtenbacher's Turbinen-Theorie.

## A. Jonvalturbinen.

Behält man die bisherigen Bedeutungen von $Q\,h\,a\,\beta\,y\,U\,u\,u_1\,w$ $v\,\Delta\,s$ bei und nennt man ferner

$R\,R_1$ und $R_2$ den mittlern, den äußern und den innern Halbmesser der Turbine,

$i$ und $i_1$ die Anzahl der Leit- und Radcanäle,

$s_1$ und $s_2$ die normalen Weiten der Laufradcanäle an der untern und obern Radebene,

$\Delta_1$ und $\Delta_2$ die Summe der normalen Weiten an der untern und obern Radebene,

$v_1$ und $v_2$ die Umfangsgeschwindigkeit am äußern und innern Radumfange,

$E$ und $E_1$ die Dicke der Leit- und Laufradschaufeln,

$g$ das Gewicht von 1 Cubikmeter Wasser = 1000 Kilogramm,

$z$ die Höhe des Turbinenrades,

$h_1$ die Höhe des Mittelpunktes der Einlaßklappe über dem Spiegel des Unterwassers,

$h_2$ die Höhe des Mittelpunktes der untern Ausflußöffnung des Saugrohres unter dem Spiegel des Unterwassers,

$h_3$ Abstand der untern Laufradebene über dem Unterwasserspiegel,

$A$ den Druck einer Atmosphäre auf einen Quadratmeter Fläche.

$A_2$ und $A_3$ Druck per Quadratmeter in der Spalte und unmittelbar unter dem Laufrade,

$k$ und $k_1$ die Contractionscoefficienten für den Ausfluß des Wassers aus den Leit- und Laufradcanälen.

### 1) Bedingungen des vortheilhaftesten Effectes.

Unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist

$$\frac{U^2}{2g} = h - h_3 - z + \frac{A}{g} - \frac{A_2}{g}.$$

Der stoßlose Uebertritt im Laufrad bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \text{ und } \frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin\beta}.$$

Es ist auch $u^2 = v^2 + U^2 - 2\,v\,U\cos a$

sowie

$$\frac{u_1{}^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \frac{A_2}{g} - \frac{A_3}{g} + z \text{ und } w^2 = u_1{}^2 + v^2 - 2\,u_1\,v\cos y.$$

Für eine vortheilhafteste Wirkung muß w so klein als möglich sein, was dann der Fall ist, wenn $y = 0$ oder doch ein sehr kleiner Winkel ist.

Ist dieses Letztere aber der Fall, so ist $u_1 = v$.

Da Winkel y niemals $= 0$ werden kann (da man sonst keinen Ausflußquerschnitt erhält), so ist die Annahme $u_1 = v$ immerhin nur eine Annäherung an die Wirklichkeit und somit auch alle aus dieser Annahme folgenden Resultate.

Wegen Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist

$$\frac{A_3}{g} + h_3 = \frac{A}{g}.$$

Da der Druck $A_2$ nie negativ werden kann, so darf $h_3$ nie größer als $\frac{A_2}{g}$ sein.

2) Bestimmung der Unbekannten.

Durch Verarbeitung der obigen, der maximalen Leistung entsprechenden Bedingungsgleichungen erhält man nun:

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

$$u = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin^2 a}{\cos a \sin(a+\beta)}}$$

$$v = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin\beta}}.$$

Es ist nun:

$$\frac{A_2}{g} = h\left(1 + \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}\right) - h_3 - z + \frac{A}{g}.$$

Da das Wasser alle Canäle vollständig ausfüllen muß, ist

$$\varDelta = \frac{Q}{U\,k};\quad \varDelta_1 = \varDelta\,\frac{U\,k}{u};\quad \varDelta_2 = \varDelta\,\frac{U\,k}{u_1\,k_1}.$$

Die oben gefundenen Werthe für $\varDelta$ sind aber noch nicht richtig, weil ein Theil von $\varDelta$ durch die Radschaufelkanten verdeckt wird.

Ist $\frac{2\,R\,\pi}{i}$ die Schaufeltheilung des Leitrades, so ist die mittlere normale Weite eines Canales $\frac{2\,R\,\pi}{i}\sin a - E$ und da die radiale

Dimension eines Canales $= R_1 - R_2$ ist, so ist der Querschnitt eines Canales gleich

$$(R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin a - E\right)$$

und die Summe aller Querschnitte ist gleich

$$\Delta = i (R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin a - E\right).$$

Allein von dieser Weite $\Delta$ wird ein Theil durch die unter dem Leitrade vorbeigehenden Schaufelkanten des Laufrades verdeckt.

Jede Schaufel des Laufrades versperrt nämlich durch ihre Dicke $E_1$ und Breite $R_1 - R_2$ die normale Ausflußweite des Leitrades um den Betrag $E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2)$ und es ist daher die totale Verengung gleich

$$i_1 \; E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der wirkliche freie Ausflußquerschnitt $\Delta$ ist daher

$$\Delta = i(R_1 - R_2)\left(\frac{2 R \pi}{i} \sin a - E\right) - i_1 \, E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der Werth von $s_1$ ergiebt sich zu

$$s_1 = R\left[\frac{2 \pi \sin a}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R} + \frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin \beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin \beta}{\sin (a + \beta)}.$$

Aus obigen Ergebnissen leitet Redtenbacher nun folgende Constructionsregeln für die Jonvalturbinen ab.

### 3) Allgemeine Constructionsregeln für den Bau der Jonvalturbinen.

a) Als Wirkungsgrad einer Jonvalturbine giebt Redtenbacher 65 bis 75% und im Mittel 70% an, so daß $\frac{N n}{N a} = 0{,}7$.

b) Daraus ergiebt sich die bei einem gegebenen Gefälle h für eine bestimmte Leistung erforderliche Wassermenge

$$Q = \frac{75}{700}\frac{N n}{h} = 0{,}107 \frac{N n}{h}.$$

c) Die Winkel a und $\beta$ können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich angenommen werden und man darf im Mittel setzen: $a = 24^0$. $\beta = 66^0$.

d) Der Contractionscoefficient k ist $= 1$ zu setzen, d. h. es findet beim Austritt aus dem Leitrad keine Contraction statt, vorausgesetzt, daß (wie immer der Fall sein soll) die untern Enden der Leitschaufeln gradlinig und einander parallel gemacht seien.

e) Der Contractionscoefficient $k_1$ ist $=0{,}9$ zu setzen, da das Wasser das Laufrad mit schwacher Convergenz verlassen darf.

f) Die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus den Leitcanälen austritt, darf ohne Correctur der theoretischen Geschwindigkeit gleich gemacht werden und es ist daher

$$U=\sqrt{g\,h\frac{\sin\beta}{\cos a\,\sin(a+\beta)}}.$$

g) Das Verhältniß zwischen den Radhalbmessern kann genommen werden: $R_2=\frac{2}{3}R_1 \,.\, R=\frac{5}{6}R_1$.

h) Für die mittlere Anzahl der Leitschaufeln kann man wählen

$$i=16.$$

Die Anzahl der Laufradschaufeln darf größer sein und man kann im Mittel setzen

$$i_1=24.$$

i) Die Mitteldicke der Leit- und Laufradschaufeln kann passend gewählt werden zu

$$E=E_1=\frac{1}{40}R=0{,}025\,R.$$

k) Der äußere Halbmesser des Rades ist zu nehmen:

$$R_1=\sqrt{\left\{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin a\left(1-\frac{i}{2\pi\sin a}\frac{E}{R}-\frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{E_1}{R}\right)}\right\}}.$$

l) Die untere normale Weite der Leitcanäle am mittlern Radumfang ist nun:

$$s=R\left(\frac{2\pi\sin a}{i}-\frac{E}{R}\right).$$

m) Die untere normale Weite der Radcanäle (Laufrad) wird

$$s_1=R\left[\frac{2\pi\sin a}{i_1}-\left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R}+\frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)}.$$

n) Die vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit am mittlern Radumfang wird:

$$v=0{,}774\sqrt{g\,h\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\cos a}}.$$

Dabei ist der Coefficient 0,774 die erfahrungsgemäß nöthige Correctur des theoretischen Werthes von

$$v=\sqrt{g\,h\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\cos a}}.$$

o) Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute wird:

$$n = 9{,}55 \frac{v}{R}.$$

p) Die Höhe des Leitrades nehme man $= 0{,}6\,R$.
Die Höhe des Laufrades nehme man $= 0{,}5\,R$.

q) Den Abstand beider Räder $= {}^1/_{50}\,R$ (so klein als es die Ausführung erlaubt).

r) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgiebt:

$$= R_1 + \frac{R}{50} + \text{Kranzdicke am äußern Umfang.}$$

s) Die Höhe der Ausflußöffnung aus dem Abflußrohr $= \frac{1}{2} R_1$.

t) Die Breite des Ablaufscanales bei der Turbine $= 4\,R_1$.

4) **Specielle Constructionsregeln für Jonvalturbinen für mittlere Gefälle und Wassermengen.**

Wenn das Gefälle nicht zu groß und die Wassermenge nicht zu klein ist, wenn man es somit mit mittlern Verhältnissen zu thun hat, so kann man für die willkürlichen Größen die oben angegebenen Werthe wählen und man erhält dann zur Berechnung aller Hauptdimensionen einer Jonvalturbine folgende praktische Constructionsregeln.

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken muß, bei einem Wirkungsgrad von 70% . . . . . . . . . $Q = 0{,}107 \frac{N n}{h}$.

b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene . . . . . . . . $a = 24^{\circ}$.

c) Mittlerer Winkel der Laufradschaufeln mit der obern Radebene . . . . . . . $\beta = 66^{\circ}$.

d) Contractionscoefficienten . . . . . . . $k = 1$; $k_1 = 0{,}90$.

e) Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade . $U = 0{,}707 \sqrt{2 g h}$.

f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . . $i = 16$.
Anzahl der Radschaufeln . . . . . . $i_1 = 24$.

g) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . $E = E_1 = \frac{R}{40}$.

h) Aeußerer Halbmesser der Turbine . . . $R_1 = 1{,}380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$.
Innerer " " " . . . $R_2 = {}^2/_3 R_1$.
Mittlerer " " " . . . $R = {}^5/_6 R_1$.

i) Normale Weite der Leitcanäle am Austritt $s = 0{,}135\,R.$
" " " Radcanäle " " $s_1 = 0{,}080\,R.$
k) Vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittlern Radumfang . . . . . $v = 0{,}60\sqrt{2gh}.$
l) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . . . . . . $u = 9{,}50\,\frac{v}{R}.$
m) Höhe des Leitrades . . . . . 0,60 R.
" " Laufrades . . . . . . . . 0,50 R.

## 5) Specielle Constructionsregeln für Jonvalturbinen zur Ausnutzung kleinerer Wassermengen bei größern Gefällen.

Ist das Gefälle so groß und die Wassermenge so klein, daß die Turbine nach den vorhergehenden Regeln zu klein ausfällt und zu viele Umdrehungen machen würde, so muß für a ein kleinerer Werth und für $\frac{R_2}{R_1}$ ein größerer Werth gewählt werden und dann ergeben sich folgende einfache Regeln für die Construction der Jonvalturbinen für größere Gefälle:

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken soll . . . . . . . $Q = 0{,}107\,\frac{Nn}{h}.$
b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene . . . . . . . . $a = 15^0.$
c) Mittlerer Winkel der Radschaufeln mit der obern Radebene . . . . . . . . $\beta = 66^0.$
d) Contractionscoefficienten . . . . . $k = 1;\ k_1 = 0{,}90.$
e) Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen . . . . . . . $U = 0{,}692\sqrt{2gh}.$
f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16^0.$
g) " " Radschaufeln . . . . . . . $i_1 = 24^0.$
h) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . . $E = E_1 = \frac{R}{49}.$
i) Aeußerer Halbmesser der Turbine . . . $R_1 = 1{,}966\sqrt{\frac{Q}{U}}.$
k) Innerer " " " . . . $R_2 = {}^5\!/_7\,R_1.$
l) Mittlerer " " " . . . $R = {}^6\!/_7\,R_1.$
m) Normale Weite der Leitcanäle am Austritt $s = 0{,}077\,R.$
n) Normale Weite der Laufradcanäle am Austritt $s_1 = 0{,}045\,R.$

o) Vortheilhafteste Geschwindigkeit am mittlern Umfang . . . . . . . . . . . $v = 0{,}579 \sqrt{2\,g\,h}$.

p) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . . . . . . . $n = 9{,}55 \frac{v}{R}$.

q) Höhe des Leitrades . . . . . . . . . . $= 0{,}60\,R$.

r) „ „ Laufrades . . . . . . . . . . $= 0{,}50\,R$.

s) Abstand beider Räder oder Spaltenhöhe . . $= \frac{R}{50}$.

## 6) Partialturbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, daß selbst die Annahme $a = 15^0$ und $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig große Anzahl Umdrehungen ergeben, so muß man sich zur Erstellung einer Partialturbine entschließen, und da eine solche als Reactionsturbine construirt eine wesentlich geringere Leistung ergiebt, so wird man in einem solchen Falle besser zur Anwendung eines Tangentialrades greifen.

## 7) Berechnung der Leistung einer Jonvalturbine.

Um die wirkliche Berechnung einer Jonvalturbine mit gegebenen Dimensionen berechnen zu können, sind außer den frühern Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

$O$ = Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser vom Turbinenrad niederströmt.

$w_2$ = Querschnitt der untern Ausflußöffnung am Mantel.

$y_2$ = der Winkel, den die Richtung des ausfließenden Wassers mit der untern Radebene bildet.

$x$ = Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers unten aus dem Turbinenmantel.

$$x_2 = \frac{v^2}{2\,g\,h}.$$

Man berechne nun zunächst folgende Ausdrücke:

$$\varDelta = \left(2\,R\,\pi \sin a - i\,E - i_1\,E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}\right)(R_1 - R_2).$$

$$\varDelta_1 = i_1\,s_1\,(R_1 - R_2).$$

$$\varDelta_2 = \varDelta \frac{\sin \beta}{\sin a};$$

$$m = \frac{\varDelta_1\,k_1}{\varDelta\,k} \cos a + \frac{\varDelta_1\,k_1}{\varDelta_2} \cos \beta;$$

$$n = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \sin a - \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \sin \beta .$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{w_2 y_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin y_2 \frac{\Delta_1 k_1}{O} .$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2\right) \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2} .$$

$$B = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2}{M} ;$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2}\right)^2 \cos^2 \beta}{M^2} ;$$

$$D = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für eine beliebige Geschwindigkeit des Rades

a) das Verhältniß zwischen dem in Kilogrammmetern ausgedrückten Nutzeffect $E_n$ und dem absoluten Effect 1000 Q h der Wasserkraft:

$$\frac{E_n}{1000\, Q\, h} = -2\, A\, x_2 + 2\, B \sqrt{x_2 + C\, x_2^{\,2}} ;$$

b) das Verhältniß zwischen der Geschwindigkeit U und $\sqrt{2 g h}$:

$$\frac{U}{\sqrt{2 g h}} = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \left( D \sqrt{x_2} + \frac{\sqrt{1 + C\, x_2}}{M} \right) ;$$

man findet ferner für die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit einer beliebigen Turbine

$$(x_2) \text{ maximum} = \frac{1}{2C} \left\{ +1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\} ;$$

und es ergiebt sich die maximale Leistung der Turbine

$$\left(\frac{E_n}{1000\, Q\, h}\right) \text{ maximum} = \frac{A}{C} \left[ 1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right] .$$

Dabei ist zu berücksichtigen, daß in diesen Ausdrücken die Reibungsverluste nicht berücksichtigt sind, daß dieselben nicht dazu dienen, den wirklichen Effect so zu bestimmen, daß man ihn bespielsweise garantiren kann; wohl aber läßt sich mit Hilfe dieser Ausdrücke eine jede richtig oder unrichtig construirte Turbine auf ihre Leistung prüfen im Verhältniß zu einer andern richtig construirten Turbine, deren effective Leistung man kennt.

### B. Fourneyron'sche Turbinen (Fig. 4, Tafel 3),

d. h. Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung.

Außer den bisherigen Bezeichnungen, welche sämmtlich ihre Bedeutung beibehalten, bedeutet noch

$a$ der Winkel, den die mittlere Richtung m k (Fig. 4 Tafel 3) des aus dem Leitrade fließenden Wassers mit dem innern Umfang des Laufrades bildet.

$a_1$ der Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den äußern Radumfang schneiden.

$\beta$ der Winkel der Laufradschaufeln mit dem innern Radumfang.

$y$ der Winkel, welchen die mittlere Richtung des aus dem Laufrade fließenden Wassers mit dem äußern Radumfange bildet.

$R_2$ der innere Halbmesser des Laufrades.

$R_1$ der äußere Halbmesser des Laufrades.

$\delta_1$ die Höhe des Rades, d. h. der lichte Abstand der Radkronen.

$v_2$ die vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang.

$v_1$ die vortheilhafteste Geschwindigkeit am äußern Radumfang.

$\varDelta\ \varDelta_1\ \varDelta_2$ die Summe der normalen Querschnitte am Austrittleitrad, Austrittlaufrad und Eintrittlaufrad.

$k\ k_1$ wie früher, die Contractionscoefficienten für den Ausfluß aus Leit- und Laufrad.

$h_2$ die Tiefe der Tauchung des Rades, d. h. der Abstand der Mittelpunkte der Ausflußöffnungen des Laufrades unter dem Unterwasserspiegel.

#### 1) Entwicklung der Theorie.

Da das Wasser die Canäle überall ausfüllen muß, ist

$$Q = \varDelta U k = \varDelta_1 u_1 k_1 = \varDelta_2 u.$$

Indem man vorläufig von den Nebenhindernissen absieht, so erfolgt der Austritt des Wassers aus dem Leitapparate wie aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, deren Mittelpunkt in einer Tiefe $\frac{A}{1000} + h + h_2$ unter dem obern und in einer Tiefe $\frac{A_2}{1000}$ unter dem untern Wasserspiegel sich befindet.

Es ist daher:

$$U = \sqrt{2g\left(\frac{A}{1000} + h + h_2 - \frac{A_2}{1000}\right)}$$

oder

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{(A - A_2)}{1000} + h + h_2 \,.$$

Der stoßfreie Uebertritt vom Leitrad ins Laufrad bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}\,; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin[\pi - (a + \beta)]}{\sin \beta}\,;$$

und es ist:

$$v^2 = v_2{}^2 + U^2 - U\,v_2 \cos a$$

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}\,; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin(a + \beta)}{\sin \beta}\,;$$

$$u^2 = v_2{}^2 + U^2 - 2\,v_2\,U \cos a\,.$$

Während des Durchflusses durch das Laufrad wird das Wasser auch durch die Centrifugalkraft beschleunigt. Die Arbeit der Centrifugalkraft auf das Wasser ist

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

Am innern Umfange des Rades herrscht eine Pressung $A_2$; am äußern Umfang wirkt ein Druck $A + 1000\,h_2$. Das Wasser wird somit durch die Differenz dieser Pressungen herausgetrieben und außerdem durch die Centrifugalkraft beschleunigt und es ist daher:

$$\frac{1000\,Q}{2\,g}(u_1{}^2 - u^2) = 1000\,Q\left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2\right)$$
$$+ 1000\,\frac{Q}{2\,g}(v_1{}^2 - v_2{}^2)\,;$$

oder

$$u_1{}^2 - u^2 = 2\,g\left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2\right) + (v_1{}^2 - v_2{}^2)\,.$$

Die vortheilhafteste Wirkung würde erhalten, wenn $w = 0$ und somit $y = 0$; oder da dieß unmöglich ist, wenn diese Größen sehr klein sind.

Damit dieß letztere der Fall sei, muß die Richtung von w radial sein und es kann sodann $u_1 = v_1$ gesetzt werden.

Aus den obigen Verhältnissen ergiebt sich nun durch einfache weitere Verarbeitung derselben

$$o = 2\,g\,h - 2\,v_2\,U \cos a$$

und es wird

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin \beta}{\cos a \sin(a + \beta)}}\,;$$

$$v_2 = \sqrt{g\,h \frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin\beta}};$$

$$u = \frac{\sin a}{\sin\beta}\sqrt{g\,h \frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

Die obigen Gleichungen enthalten neun unbestimmte Größen, von welchen a und $\beta$ gewählt werden können, wonach sich alle unbekannten Werthe berechnen lassen.

Die Winkel a y $\beta$ sind nur innerhalb gewisser Grenzen willkürlich; sie müssen nämlich so gewählt werden, daß die betreffenden Ausdrücke endliche reelle positive Werthe geben. Dieß ist dann der Fall, wenn $a < 90^0$ und $a + \beta < 180^0$ genommen wird.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so ergiebt sich für $\varDelta\,1_1$ ein negativer Werth.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta < 180^0$ genommen, so wird U und $v_2$ imaginär und $\varDelta_1$ wird positiv unendlich.

Wird endlich $a < 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so wird U und $v_2$ imaginär und $\varDelta_1$ negativ.

Die verschiedenen Anordnungen, welche man für verschiedene Werthe von a und $\beta$ erhält, lassen sich in drei Klassen eintheilen:

a) Die erste Klasse mit $2a + \beta < 180^0$ erhält $U < \sqrt{2gh}$
$A_2 > A + 1000\,h_2$,

denn es ist:

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

b) Die zweite Klasse mit $2a + \beta = 180^0$ erhält $U = \sqrt{2gh}$
$A_2 = A + 1000\,h_2$,

denn es ist:

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

(Bei diesen Turbinen wirkt das Wasser durch reine Action.)

c) Die dritte Klasse mit $2a + \beta > 180^0$ erhält $U > \sqrt{2gh}$
$A_2 < A + 1000\,h_2$,

weil $\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} > 2$ ausfällt.

In diesem letztern Falle strömt daher das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, welche größer ist als $\sqrt{2gh}$.

Es ist indessen nicht rathsam, diese letztern Verhältnisse zu wählen, weil die Nebenhindernisse zu groß ausfallen.

## 2) Bestimmung der Unbekannten und willkürlichen Größen.

a) Durch Vergleichung ausgeführter Turbinen leitete Redtenbach zur Bestimmung des Durchmessers der Turbine eine Regel ab, nämlich

$$R_2 = 0{,}538 \sqrt{Q}.$$

b) Für die Winkel a und $\beta$ haben sich folgende Werthe als passend ergeben:

$$a = 30^0; \quad \beta = 60 \text{ bis } 90^0.$$

Bei den von Fourneyron construirten Turbinen war jederzeit $\beta = 90^0$.

c) Für das Verhältniß $\frac{R_1}{R_2}$ wählt man passend:

für $\beta = 90^0$ wird $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{4{,}405}{\sqrt[3]{R_2}}$;

für $\beta = 60^0$ wird $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}27}{\sqrt[3]{R_2}}$;

Bei den von Fourneyron construirten Turbinen war gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2} = 1{,}4$ bis $1{,}5$.

d) Anzahl der Leitschaufeln = 24 bis 30,
Anzahl der Radschaufeln = 30 bis 36.

e) Die äußere normale Weite $s_1$ der Radcanäle wird aus dem folgenden Ausdrucke berechnet:

$$\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} = \frac{R_2}{R^1} \frac{\sin \beta}{\sin (a + \beta)}.$$

f) Die Höhe der Radcanäle ergiebt sich zu $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$.

g) Die Werthe von s erhält man bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates.

h) Der Coefficient k wird je nach der Form des Leitcanales $k = 0{,}9$ bis $1$.

i) Die Ausflußgeschwindigkeit U wird berechnet nach dem Ausdrucke

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}};$$

oder für $\beta = 90^0$ ist $U = \frac{\sqrt{g h}}{\cos a}$.

k) Wenn die Wassermenge veränderlich ist, so muß das Laufrad mit einer oder auch mit zwei Zwischenkronen versehen werden, so daß das Rad in der Höhe in drei Abtheilungen getheilt wird, von welchen nach Belieben eine oder zwei geschlossen werden können.

l) Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit ergiebt sich erfahrungsmäßig kleiner als die theoretische und zwar zu

$$v_2 = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin\beta}} \times 0{,}707,$$

worin 0,707 den Correctionscoefficienten bezeichnet.

m) Die Anzahl Umdrehungen wird sodann

$$n = 9{,}548\,\frac{v_2}{R_2} = 9{,}548\,\frac{v_1}{R_1}.$$

## 3) Practische Regeln zur Berechnung der Fourneyron'schen Turbinen.

Aus den obigen allgemeinen Formeln ergeben sich nun folgende einfache Regeln zur Berechnung der Fourneyron'schen Turbinen:

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{,}107\,\frac{N\,n}{h}.$$

b) Innerer Halbmesser des Turbinenrades:

$$R_2 = 0{,}538\sqrt{Q}.$$

c) Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den innern Umfang des Turbinenschützens schneiden:

bei kleinen Turbinen $a_1 = 15^0$,
bei größern " $a_1 = 24^0$.

d) Krümmungshalbmesser für die Leitcurven (Fig. 4 Tafel 3)

$$r = 0{,}50\,R_2.$$

e) Metalldicke der Leitschaufeln 0,003 bis 0,004 Meter.

f) Metalldicke des Schützenmantels 0,01 bis 0,015 Meter.

g) Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem innern Umfang des Rades 0,001 bis 0,005 Meter.

h) Anzahl der Leitkurven $i = 24$ bis 30.

i) Sind die vorstehenden Größen berechnet, so wird das Rad aufgezeichnet und man erhält sodann aus der Zeichnung den Winkel a und die normale Weite s.

k) Winkel, unter welchem die Radkurven den innern Umfang des Rades durchschneiden: $\beta = 60$ bis $90^0$.

l) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Leitcanäle verläßt:

$$U = \sqrt{g\,h \frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

m) Höhe des Turbinenrades $\delta_1 = \frac{Q}{i\,s\,k\,U}$,

wobei k folgenden Werth erhält:

für $a_1 = 15^0$ wird $k = 0{,}90$,
für $a_1 = 24^0$ wird $k = 0{,}95$.

n) Verhältniß zwischen dem äußern und innern Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}0045\,\beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}.$$

o) Anzahl der Radcurven $i_1\,1 = 1{,}2\; i \sin\beta$.

Metalldicke der Radcurven 0,004 bis 0,006 Meter.

Die Radcurven können (Fig. 4 Tafel 3) aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

| | für $\beta = 60^0$ | für $\beta = 90^0$ |
|---|---|---|
| erster Krümmungshalbmesser | $= 0{,}45\,R_2$ | $0{,}36\,R_2$. |
| zweiter " " | $= 0{,}59\,R_2$ | $0{,}50\,R_2$. |

Diese Krümmungshalbmesser sind nur dann richtig, wenn die Radcurven den äußern Umfang unter einem Winkel schneiden, welcher nicht weit von $15^0$ entfernt ist.

p) Aeußere Weite der Laufradcanäle:

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)};\ \text{wobei } k_1 = 1{,}90.$$

q) Vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang.

$$v_2 = 0{,}707 \sqrt{g\,h \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta \cos a}}.$$

r) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute:

$$n = 9{,}548\,\frac{v_2}{R_2}.$$

4) Resultate einer vollständigen Theorie.

In seinem großen Werke „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder“ hat Redtenbacher die nachfolgenden Resultate erhalten, welche über die Eigenschaften der Turbinen bemerkenswerthe Aufschlüsse geben, die mit der Erfahrung in allen Theilen vollständig übereinstimmen und eine genaue Beurtheilung einer jeden, gut oder fehlerhaft construirten Turbine ermöglichen.

Bezeichnet man mit $v_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am äußern Radumfang, mit $y = \frac{E\,n}{1000\,Q\,h}$ das Güteverhältniß der Turbine, mit A B C D m und n gewisse complicirte Ausdrücke, welche von den Abmessungen der Turbine abhängen, aber weder y noch $v_1$ enthalten, ferner mit x den Werth $\frac{{v_1}^2}{2\,g\,h}$, so ergeben sich folgende 2 sowohl für Jonval- als auch für Fourneyron'sche Turbinen geltende Ausdrücke:

a) $$y = -2\,A\,x + 2\,B\sqrt{x} + C\,x^2.$$

b) $$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,h}} = \frac{\varDelta_1\,k_1}{\varDelta\,k}\left(D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + C\,x}{1 + m^2 + n^2}}\right).$$

Die erste dieser beiden Gleichungen zeigt, wie bei jeder Turbine der Wirkungsgrad y von der Umfangsgeschwindigkeit abhängt.

Der zweite Ausdruck giebt für jede beliebige Umfangsgeschwindigkeit die Ausflußgeschwindigkeit U an und zwar für eine beliebige richtig oder unrichtig construirte Turbine.

Betrachtet man x und y als die Coordinaten eines rechtwinkligen Coordinatensystems, so stellt die Gleichung a) eine Ellipse dar, deren Peripherie durch den Anfangspunkt der Coordinaten geht (Fig. 10, Tafel 54).

Es ist $O\,p = x$; $m\,p = y$.

Die Ellipse schneidet die Abscissenlinie 2 mal, bei O bei n, d. h. das Güteverhältniß verschwindet (der Effect ist gleich Null) für x = Null und für $x = O\,n$. Bei x = Null ruht die Turbine, was dann der Fall ist, wenn ihr ein Widerstand aufgebürdet wird, den sie nicht zu überwinden vermag.

Wenn $x = O\,n$ wird, so ist y = Null. Diesen Werth von x erhält man aus Gleichung a), wenn man $y = 0$ setzt und x nicht gleich Null nimmt und es wird

$$x = O\,n = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C}.$$

Diese Geschwindigkeit ist diejenige, welche eintritt, wenn die Turbine leer läuft und das Wasser doch voll auf den Motor einwirkt.

Zwischen diesen beiden kleinsten und größten Werthen $x = 0$ und $x = On$ giebt es einen gewissen Werth von $x = Op_1$, für welchen $y$ einen größten Werth $y = m_1 p_1$ erhält.

Dieß ist die für die Turbine vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit.

Berechnet man für irgend eine Turbine den numerischen Werth von $y$, indem man für $x$ Werthe annimmt, die von dem vortheilhaftesten Werthe $x = Op_1$ nicht gar zu viel abweichen, so findet man stets Werthe, die von dem größten Werthe $m_1 p_1$ nicht viel verschieden sind. Es folgt hieraus in Uebereinstimmung mit allen Bremsversuchen, daß sich der Nutzeffect einer Turbine nicht viel ändert, wenn die Geschwindigkeit derselben auch ziemlich viel von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit abweicht.

Berechnet man für irgend eine specielle Turbine die Werthe $Op_1$ und $On$, so findet man stets, daß die dem Leergange entsprechende Geschwindigkeit genau oder nahezu doppelt so groß ist als die vortheilhafteste Geschwindigkeit; was auch durch die Bremsversuche vollkommen bestätigt wird.

Für die Berechnung der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit (x) maxim. $= Op_1$ erhält man folgenden Ausdruck:

$$(x)\,\text{maxim.} = O\,p_1 = \frac{1}{2\,C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

und für die größte Leistung $y = m_1 p_1$, welche die Turbine bei der obigen Geschwindigkeit entwickelt

$$y = m_1 p_1 = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right].$$

Alle oben gemachten Bemerkungen gelten auch für die Jonvalturbinen und finden sich auf Seite 436 die den obigen Ausdrücken entsprechenden Formeln für die Jonvalturbine zusammengestellt.

## C. Tangentialräder.

### 1) Theorie der Tangentialräder mit innerer Beaufschlagung.

Es wird angenommen, daß das Rad nicht im Wasser watte und daher auch an der Stelle des Wassereintrittes ins Laufrad der äußere Atmosphärendruck herrsche.

Es ist sodann:

$$\frac{U^2}{2g} = h \text{ und } U = \sqrt{2gh}.$$

Die Bedingung, daß das Wasser die Canäle ausfüllt, ist:

$$Q = \varDelta\, U\, k = \varDelta_2\, u = \varDelta_1\, u_1\, k_1.$$

Die Bedingungen, daß das Wasser ohne Stoß ins Rad eintrete, sind:

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin (a + \beta)}{\sin}.$$

auch ist:

$$u^2 = U^2 + v_2{}^2 - 2\, U\, v_2 \cos a.$$

Für die Ausflußgeschwindigkeit $u_1$ ergiebt sich die derselben entsprechende Druckhöhe

$$\frac{u_1{}^2}{2\,g} = \frac{u^2}{2\,g} + \frac{v_1{}^2}{2\,g} - \frac{v_2{}^2}{2\,g}$$

in welchem Ausdrucke der Werth $\frac{v_1{}^2}{2\,g} - \frac{v_2{}^2}{2\,g}$ die Beschleunigung durch die Centrifugalkraft bezeichnet.

Für das Maximum des Effectes wäre: $y = a$ und $u_1 = v_1$, woraus folgt:

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a} \text{ und } \sin a = \sin (a + \beta)$$

$$\text{daher } \beta = 180 - 2\,a.$$

Bezeichnet nun p das Verhältniß des innern Radumfanges zu dem beaufschlagten Theil dieses Umfanges, so ist annähernd, wenn man eine durchweg gleiche Höhe $\delta$ der Leit- und Laufradcanäle voraussetzt:

$$\varDelta = \frac{2\, R_2\, \pi}{p} \sin a\, \delta; \quad \varDelta_2 = \frac{2\, R_2\, \pi}{p} \sin \beta\, \delta; \quad \varDelta_1 = \frac{2\, R_1\, \pi}{p} \sin y\, \delta.$$

Es wird sodann:

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

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

Für $\frac{R_2}{R_1}$ kann man passend wählen $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$.

" k u. $k_1$ " " " " $k = k_1 = 0{,}9^0$.

" y " " " " $y = 15$ bis $20^0$.

" p " " " " $p = 4$ bis 5.

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

Für die Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50\, R_2$.

" " " " Umdrehungen wird $u = 9{,}548 \frac{v_2}{R_2}$.

## 2) Theorie und Construction des Tangentialrades mit äußerer Beaufschlagung.

Die Bedingungsgleichungen sind: $U = \sqrt{2gh}$.

$$Q = \Delta U k = \Delta_1 u_1 = \Delta_2 u k_2.$$

$$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \quad \frac{v_1}{U} = \frac{\sin(\beta - a)}{\sin \beta}; \quad u_1{}^2 = v_1{}^2 + U^2 - 2 v_1 U \cos a.$$

$$u^2 = u_1{}^2 - (v_1{}^2 - v_2{}^2); \quad u = v_2; \; y = o.$$

$$\Delta = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin a \, \delta; \quad \Delta_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \beta \, \delta.$$

$$\Delta_2 = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin y \, \delta.$$

Aus obigen Beziehungen folgt $u_1 = v_1$ und $u_1 = \frac{U}{2 \cos a}$.

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin a \, U k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)};$$

$$\sin 2a = \sin y \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \left(\frac{k_2}{k}\right).$$

Hieraus lassen sich folgende praktische Regeln für den Bau solcher Tangentialräder ableiten:

a) Verhältniß der Halbmesser: $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$ bis $\frac{4}{5}$.

b) Winkel $y = 15^0$ bis $20^0$.

c) $\frac{k_2}{k} = 1$.

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

e) $a = \frac{1}{2} \beta$.

f) Verhältniß p zwischen dem ganzen äußern Umfang und dem beaufschlagten Theil dieses Umfangs

$p = 4$ bis 5, wenn nur 1 Einlauf angebracht wird;

$p = 3$ „ 4, wenn 2 Einläufe angebracht werden.

g) Höhe des Rades $\delta = \frac{1}{4} R_1$.

h) $U = \sqrt{2gh}$.

i) Aeußerer Halbmesser des Rades

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2\pi \sin a\, k} \frac{R_1}{\delta}}$$

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

k) Umfangsgeschwindigkeit am äußern Radumfang:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

l) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen pro Minute

$$n = 9{,}548 \frac{v_1}{R_1}.$$

m) Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50 R_1$.

n) Nutzleistung 70 bis 75% des theoretischen Effectes.

## § 93.

## Bemerkungen des Verfassers zur Redtenbacher'schen Turbinen-Theorie.

Von allen bis heute erschienenen Turbinen-Theorien hat noch keine die einschlägigen Verhältnisse für die Zwecke der Praxis in so vorzüglicher Weise klar gelegt wie die Redtenbacher'sche. In der That haben die Regeln dieses Verfassers über die Construction der Turbinen die rasche Verbreitung der Letztern zum großen Theile mit herbeigeführt.

Der Grund hievon liegt nicht darin, daß die Redtenbacher'sche Theorie vollständiger wäre als die übrigen Theorien, er ist vielmehr darin zu suchen, daß Redtenbacher vor Allem nur die praktische Anwendung seiner Theorie im Auge gehabt und sich die Mühe gegeben hat, die Resultate seiner Forschungen in einfachem Gewande als leicht zu befolgende Regeln wiederzugeben, so daß der Praktiker sogleich weiß, was er zu thun hat.

Auch abgesehen von der in seinen Regeln eingeführten Methode der Verhältnißzahlen sind auch die allgemeinen Ergebnisse der Theorie in den Redtenbacher'schen Werken so klar für die Anwendung zurechtgelegt, wie dieß außerdem einzig noch in den Werken von Rittinger der Fall ist.

Allerdings sind Redtenbacher's „specielle Regeln" für den Bau der Turbinen schon insofern veraltet, als man heut zu Tage wesentlich größere Leistungen von einem Motor verlangt und den Wirkungsgrad durch andere Constructionsverhältnisse möglichst hoch zu bringen sucht.

Man wendet jetzt deßhalb in der Regel größere Durchmesser und kleinere Schaufelwinkel a und y an, wobei auch die Geschwindigkeitsverhältnisse andere werden. In seinen speciellen Regeln giebt Redtenbacher für die Ausflußgeschwindigkeit U den rein theoretischen Werth (ohne Correctur) an, während er umgekehrt für die Umfangsgeschwindigkeit nur 0,70 des theoretischen Werthes als mit der Erfahrung übereinstimmend angiebt. Dieß hat sich seither als unrichtig erwiesen. Es ergiebt sich wohl für v in der Wirklichkeit ein etwas kleinerer Werth als der theoretische, es ist jedoch der Unterschied nicht so groß und er wird auch in demselben Maße U kleiner als v, d. h. dem geometrischen Verhältnisse vollkommen entsprechend.

Daß die Turbinen mit größern Durchmessern und kleinern Schaufelwinkeln entsprechend theurer werden, als solche nach den Redtenbacher'schen Regeln, ist selbstverständlich.

Außerdem hat aber der Turbinenbau seit Redtenbacher's Zeiten auch noch Fortschritte gemacht, da man heute Alles anwendet, um eine möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Wasserkräfte zu erzielen.

An Stelle der Reactionsturbinen haben sich in den letzten 10 Jahren die Druckturbinen überall da Geltung verschafft, wo es sich um veränderliche Wassermassen bei nicht zu stark veränderlichem Unterwasserspiegel handelt und es bieten diese Motoren für solche Verhältnisse ganz wesentliche Vortheile dar.

Auch bei den Jonvalturbinen hat man Verbesserungen angebracht, welche theoretischer Natur sind, indem man die Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen an den verschiedenen Stellen des Radhalbmessers beseitigt hat.

In Folge dieser Entwicklung des Turbinenbaues sind die Redtenbacher'schen Specialregeln nicht mehr anwendbar, wo es sich um eine Turbine handelt, welche den neusten Anforderungen entspricht. Wohl aber sind die Resultate der Redtenbacher'schen Theorie vorzüglich brauchbar, um eine beliebige, richtig oder falsch construirte Turbine ihrer Leistungsfähigkeit nach mit einer andern Turbine zu vergleichen, deren Leistung bekannt ist.

# Turbinen-Theorie von Wiebe.

Eine in mancher Beziehung sehr vollständige „Allgemeine Theorie der Turbinen"*) ist von Hrn. Professor Wiebe in Berlin (1866 und 1867) entwickelt worden, mit deren Federn sich in neuester Zeit ein anderer Herr mehr oder weniger geschmückt hat.

Leider ist die Wiebe'sche Theorie, welche für alle Turbinensysteme, sowie auch für Centrifugalpumpen u. s. w. Gültigkeit hat, in ihrer Allgemeinheit für die Praxis beinahe ganz unzugänglich und es ist ohne bedeutende Rauminanspruchnahme nicht möglich, von derselben einen organischen Auszug zu geben, daher hier darauf verzichtet werden muß.

Die Wiebe'sche Theorie ist eine ausgezeichnete theoretische Arbeit, in mehreren Beziehungen von bahnbrechender Wichtigkeit; allein dieselbe ist dem Praktiker gänzlich unverständlich.

Im Nachstehenden sollen diejenigen Hauptergebnisse der Wiebe'schen Arbeit dargelegt werden, welche für die Praxis von wesentlicher Wichtigkeit sind.

1) **Der relative Führungsdruck** muß bei einer jeden Turbine durch eine Begrenzung des Wasserstrahles aufgehoben werden, wenn der Durchfluß des Wassers durch das Laufrad ohne Störung stattfinden soll.

Der relative Führungsdruck ist die Pressung, welche das in den Laufradcanälen befindliche Wasser auf diejenigen Begrenzungsflächen der Wasserstrahlen ausübt, welche senkrecht auf der Drehungsebene des Rades stehen. Der obige, sehr unschuldig erscheinende Satz führt zu wichtigen Consequenzen für den Bau der Girard-Turbinen.

---

*) Allgemeine Theorie der Turbinen von F. H. Wiebe, Professor der königlichen Gewerbe-Akademie in Berlin. Verlag von Ernst & Korn 1868.

Der relative Führungsdruck ist nämlich nicht bei allen Druckturbinen gleich Null. Bei den Druckturbinen mit innerer oder äußerer radialer Beaufschlagung ist, sobald der Krümmungshalbmesser der Radschaufeln in der Drehungsebene liegt, kein relativer Führungsdruck vorhanden und es würde daher bei solchen Turbinen (insofern man von dem Eigengewicht des Wassers abstrahirt) gar keiner seitlichen Begrenzung des Wasserstrahles bedürfen, wenn nicht constructive Gründe, wie die solide Befestigung der Radschaufeln, dieß als nothwendig erscheinen ließen. (Anders ist es bei den Ueberdruck- oder Reactionsturbinen mit radialer Beaufschlagung, welche jederzeit einer geschlossenen Strahlführung bedürfen.)

Bei den Druckturbinen (Strahlturbinen) mit achsialer Beaufschlagung dagegen ist nur in dem Falle kein relativer Führungsdruck (in diesem Falle Druck auf die äußern und innern Umfangswände des Laufrades) vorhanden, wenn die Schaufeln cylindrische Spiralen von constanter Steigung sind.

Da dieß Letztere bei einer solchen Turbine nicht der Fall sein kann, so bleibt ein relativer Führungsdruck bestehn, welcher durch den Widerstand des Mantels der Turbine aufgehoben werden muß und zwar entweder unmittelbar, wenn das betrachtete Wassertheilchen längs des Mantels sich bewegt oder mittelbar durch andere Flüssigkeitselemente, welche den Druck bis zum Mantel hin übertragen. Dieß wird indessen nur dann einigermaßen vollkommen geschehn, wenn der Wasserstrahl ringsum abgeschlossen ist, so daß ein seitliches Ausweichen der Wassertheilchen nicht stattfinden kann. Im entgegengesetzten Falle bildet sich eine ganz andere relative Bahn als die vorausgesetzte; die Wassertheilchen nehmen Radialgeschwindigkeit an und drängen sich gegen den äußern Radumfang zu.

Aus diesen Ergebnissen zieht nun Wiebe die theoretisch durchaus richtige Schlußfolgerung, daß Druckturbinen mit achsialer Beaufschlagung ohne Begrenzung des Wasserstrahles ohne praktischen Werth sein d. h. daß damit kaum praktisch brauchbare Erfolge erzielt werden dürften.

Wie man sieht, ist Wiebe hier und zwar als der Erste auf das in § 73 hervorgehobene centrifugale Bestreben des Wassers bei Druckturbinen mit freier Abweichung (Girardturbinen) aufmerksam geworden.

Die Praxis hat nun allerdings die obige theoretische Schlußfolgerung dahin berichtigt, daß das centrifugale Bestreben des Wassers bei diesen Turbinen zwar Nachtheile mit sich führt, jedoch bei weitem nicht in dem Maße, daß man von der Construction solcher Turbinen Abstand nehmen müßte; abgesehn davon, daß diesem Wegfliehn des Wassers von der Achse nach den §§ 76 und 77 abgeholfen werden kann.

2) **Die Osculationsebene** jedes Wassertheilchens muß sowohl mit der Zuführungsrichtung, als auch mit der Drehungsrichtung zusammenfallen, wenn der Stoßverlust des Wassers beim Eintritt in das Rad gleich Null sein soll. Die Osculationsebene ist diejenige Ebene, in welcher das erste Element des relativen Wasserweges liegt; das letztere muß daher in der Zuführungsrichtung liegen.

Diese Zuführungsrichtung liegt bei einer Turbine mit achsialer Beaufschlagung in der Regel parallel mit der Achse und normal zum Radius und es müßte daher bei allen achsial beaufschlagten Turbinen das erste Schaufelelement in einer Ebene liegen, welche normal zum Radius steht, wenn keine anderweitigen Ursachen vorhanden sind, welche eine Abweichung von dieser Regel nothwendig machen. Diese Ursachen sind indessen bei diesen Turbinen vorhanden und führen zu der in den §§ 76 und 77 behandelten neuen Construction der Girardturbine dieser Beaufschlagungsart.

3) **Eine unter Wasser arbeitende Strahlturbine** (Druckturbine oder mit reiner Action arbeitende Turbine) muß als Grenzturbine gebaut sein, weil im andern Falle das von außen eintretende Wasser einen störenden Einfluß auf das längs der Schaufeln hinfließende Wasser ausübt.

Dieser Satz führt zur Construction der Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten nach Hänel (Fig. 1 Tafel 8) und Rittinger (Fig. 1 Tafel 30).

4) **Strahlturbinen mit sackförmigen Schaufeln sind zu vermeiden.** Unter sackförmigen Schaufeln versteht man solche ähnlich denjenigen Fig. 2 und 4 Tafel 28, bei welchen die normale Weite in der Mitte am größten ist, wenn man nicht Rückschaufeln nach Fig. 1 Tafel 30 oder Fig. 1 Tafel 8 anwendet. Wiebe rügt indessen nicht das Sackförmige (die größere normale Weite in der Mitte) dieser Schaufeln, sondern er meint, daß nur solche Schaufeln angewendet werden sollten, bei welchen der Verlauf der ganzen Schaufelcurve nur auf einer Seite des durch die eine Schaufelkante gehenden Radius a b Fig. 11 Tafel 54 liegt, oder mit andern Worten Schaufeln, bei welchen Winkel $\beta$ nicht größer ist als $90^0$. Diese letztere Bedingung ist aber bei einer Druckturbine, die eine gute Leistung geben soll, unmöglich zu erfüllen; denn es muß bei einer solchen Winkel a klein und $\beta$ groß sein. Die Sackformschaufeln sind daher absolut nicht zu vermeiden, obwohl dieselben

allerdings für Turbinen mit dünnem Wasserstrahle schädliche Eigenschaften haben, die man in neuerer Zeit möglichst zu vermeiden bestrebt ist.

Betrachtet man nämlich die sackförmigen Schaufeln Fig. 12 Tafel 54, so findet man leicht, daß zwar ein am Punkte a ins Laufrad eintretendes Wassertheilchen sehr schön durch die Schaufelcurve abgelenkt wird und völlig stoßfrei ins Rad eintreten kann.

Anders dagegen ist dieß bei einem an der Stelle c (in der relativen Richtung c d) ins Rad eintretenden Wassertheilchen, besonders in dem Augenblicke, wo der Wasserstrahl einer Partialturbine gegenüber dem Rade die aus Fig. 12 ersichtliche Stellung einnimmt.

Dieser Wasserstrahl trifft beim Eintritt ins Laufrad gar keine Fläche an und kann entweder durch das Rad hindurchgehn, ohne nur die Schaufel zu berühren oder aber er stößt schließlich erst unterhalb der Stelle i nahe senkrecht gegen die Radschaufel. Von einer guten Wirkung kann daher für diesen Theil des Wassers keine Rede sein; er muß unregelmäßig durch das Rad sprühen und auch zum Theil die gute ungestörte Wirkung des übrigen Wassers beeinträchtigen. Aber auch in demjenigen Falle, wo der ganze Canal des Laufrades (von a bis c) mit Wasser angefüllt ist, wird das bei c eintretende Wasser nicht denselben Weg beschreiben wie das bei a eintretende Wasser, welcher genau der Schaufelcurve entlang gleiten muß.

Das bei c einfließende Wasser wird zunächst in der Richtung c d etwas in das Rad und in die näher gegen a hin liegenden Wasserschichten eindringen, und von diesen erst nach und nach abgelenkt werden, wobei indessen der ganze Wasserdurchfluß eine tiefe Störung erleidet und lange nicht so regelmäßig stattfindet, wie man dieß auf dem Papiere vorauszusetzen geneigt ist.

Es ist dieß eine sehr fatale Eigenschaft der partialen Druckturbinen, daß ein Theil des Wassers durch Stoß auf das Rad einwirken muß und es kann dieser Theil nur durch eine möglichst enge Schaufeltheilung und große Tiefe der Räder nach Thunlichkeit reducirt werden.

Man geht mit der Schaufeltheilung des Laufrades aus diesen Gründen bei großen Gefällen bis auf 40 und 30 Millimeter herunter.

Aus denselben Gründen ist eine Schaufelform nach Tafel 10 und 11 mit sanfter Biegung und großer Radhöhe auch für eine Vollturbine vortheilhafter als die Form Fig. 2 Tafel 8 und Fig. 2 Tafel 30, bei welchen letztern die Schaufeltheilung im Verhältniß zur Radhöhe zu groß und die Krümmung der Schaufeln am Anfange derselben eine zu starke ist. Die Krümmung sollte mehr auf die ganze Radhöhe vertheilt sein.

In dieser Hinsicht sind Schaufeln nach Fig. 1 Tafel 30 vortheilhaft.

Je näher die Schaufeln einander stehn und je größer die Radhöhe (bei radial beaufschlagten Turbinen die Radbreite) ist, desto besser ist der Wasserstrahl im Laufradcanale geführt und um so mehr wird der Durchfluß des Wassers den Voraussetzungen entsprechen, die man sich gewöhnlich von der Sache macht.

## Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen.

„Die Verhältnisse einer Turbine sind so zu wählen, daß die absoluten Bahnen der einzelnen gleichzeitig in eine Zelle eintretenden Elemente möglichst wenig von einander in Richtung und Geschwindigkeit abweichen und zwar in der Weise, daß bei den Turbinen mit achsialer Beaufschlagung die in parallelen Richtungen und mit gleicher Geschwindigkeit gleichzeitig in das Rad eintretenden Elemente auch im ganzen Verlaufe ihrer Bahn unter sich parallel verbleiben und gleichzeitig das Rad verlassen."

Mit diesem Satze hat Wiebe zuerst auf die Mangelhaftigkeit der noch bis zur heutigen Stunde üblichen Construction der Jonvalturbinen hingewiesen und giebt in seiner Abhandlung auch die Mittel und Wege an, um die obenerwähnten Differenzen zu beseitigen. Letzteres hat vor Wiebe noch kein Autor gethan und gebührt daher ihm das Verdienst, der neuen Construction der Jonval- und Girardturbinen (im Sinne der §§ 45 bis 52 sowie § 76) den Weg gebahnt zu haben.

Folgendes sind die Resultate, welche Wiebe zur Bestimmung der Schaufelwinkel erhalten hat, für den Fall, daß eine achsial beaufschlagte Reactionsturbine den oben erwähnten Forderungen vollkommen entsprechen soll.

Setzt man voraus, daß der Schaufelabschnitt am innern Umfange $r_0$ des Rades gegeben sei und daß man die richtigen Schaufelwinkel nun für eine beliebige andere Stelle des Radumfanges vom Radius r zu suchen habe und bezeichnet zu dem Zwecke Fig. 1 Tafel 55:

$(c z_e) r_0$ den Winkel, welchen die absolute Eintrittrichtung (oder die untern Leitschaufelenden) am innern Umfang des Rades mit der Achse bilden. (Am Umfange vom Radius $r_0$.)

$(\ z_e) r$ denselben Winkel in einem beliebigen andern Abstand r von der Achse.

$(c\,z_a)\,r_0$ den Winkel, welchen die absolute Richtung w des Wasseraustrittes am innern Umfang des Rades mit der Achse (einer Parallelen zu ihr) bildet.

$(c\,z_a)\,r$ derselbe Winkel im Abstande r von der Achse.

$(v\,z_e)\,r_0$ der Winkel, welchen das erste Element der Laufradschaufel (die relative Eintrittrichtung) mit der Achse am innern Umfang des Rades bildet.

$(v\,z_e)\,r$ derselbe Winkel im Abstand r von der Achse.

$(v\,z_a)\,r_0$ der Winkel, welchen das letzte Element der Laufradschaufel (die relative Austrittrichtung) am innern Radumfang mit der Achse bildet.

$(v\,z_a)\,r$ derselbe Winkel im Abstand r von der Achse.

Es sollen nun die Schaufelwinkel im Abstande r von der Achse folgende Werthe erhalten:

$$
\text{a.}\left\{
\begin{aligned}
&1)\ \operatorname{tg}(c\,z_e)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_a)\,r_0\left(1-\frac{r_0}{r}\right)+\frac{r_0}{r}\operatorname{tg}(c\,z_e)\,r_0.\\
&2)\ \operatorname{tg}(v\,z_a)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_a)\,r_0\left(1-\frac{r}{r_0}\right)+\frac{r}{r_0}\operatorname{tg}(v\,z_a)\,r_0.\\
&3)\ \operatorname{tg}(v\,z_e)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_e)\,r-[\operatorname{tg}(c\,z_a)\,r-\operatorname{tg}(v\,z_a)\,r].\\
&4)\ \operatorname{tg}(c\,z_a)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_a)\,r_0.\\
&5)\ \operatorname{tg}(v\,z_e)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_a)\,r_0\left(1-\frac{r_0}{r}\right)+\operatorname{tg}(c\,z_e)\,r_0\,\frac{r_0^{\,2}-r^2}{r\,.\,r_0}\\
&\qquad\qquad +\frac{r}{r_0}\operatorname{tg}(v\,z_e)\,r_0.
\end{aligned}
\right.
$$

Es ist zu bemerken, daß die absolute Ausflußrichtung w der Achse parallel sein soll, wobei Winkel $(c\,z_a)$ sowohl am innern als auch an jedem andern Radumfange gleich Null wird. Die obigen Ausdrücke vereinfachen sich sehr wesentlich, wenn Winkel $(c\,z_a)\,r_0$ gleich Null (oder Winkel $\beta$ am innern Radumfang gleich $90^0$) wird, was man als Regel annehmen darf.

Die Formeln für die zu suchenden Winkel erhalten dann folgende Gestalt:

$$(c\,z_a)\,r_0 = 0;\quad (v\,z_e)\,r_0 = 0.$$

$$
\text{b.}\left\{
\begin{aligned}
&1)\ \operatorname{tg}(c\,z_e)\,r = \frac{r_0}{r}\operatorname{tg}(c\,z_e)\,r_0 = -\frac{r_0}{r}\operatorname{tg}(v\,z_a)\,r_0\,.\\
&2)\ \operatorname{tg}(v\,z_e)\,r = \operatorname{tg}(c\,z_e)\,r_0\,\frac{r_0^{\,2}-r^2}{r\cdot r_0}\operatorname{tg}(v\,z_a)\,r_0\,\frac{r^2-r_0^{\,2}}{r\cdot r_0}.\\
&3)\ (c\,z_a)\,r = 0.\\
&4)\ \operatorname{tg}(v\,z_a)\,r = \frac{r}{r_0}\operatorname{tg}(v\,z_a)\,r_0\,.
\end{aligned}
\right.
$$

Die vorstehenden Ausdrücke und zwar sowohl diejenigen a. als auch b. enthalten das Gesetz:

1) Die Tangenten der Winkel $(c z_e)$ d. h. die horizontalen Componenten der absoluten Wassergeschwindigkeit U sollen sich umgekehrt wie die Radien verhalten.
2) Die Tangenten der Austrittwinkel y (oder der Winkel $(v z_a)$ sollen den Radien proportional sein.

## Construction des Schaufelapparates einer Jonvalturbine nach den obigen Ergebnissen.

Im Folgenden soll die Anleitung zur Construction einer achsial beaufschlagten Turbine mit constanter Breite der Radcanäle (Jonvalturbine) gegeben werden für den Fall, daß Winkel $\beta$ am innern Radumfange $= 90^0$ (oder $(v z_e) r_0 =$ Null) sei.

Es sei Fig. 2 der Grundriß und Fig. 3 Tafel 55 die Abwicklung der Schaufelcuren. a b in Fig. 2 ist der Anfang, c d der Ausgang der Schaufelfläche, a e in Fig. 3 sei die Radhöhe. Die Schaufelcurve e d am innern Umfange $r_0$ des Rades sei gegeben und münde bei e unter dem Winkel $(v z_e) r_0 = 0$ und bei c unter dem Winkel $q c m = (v z_a) r_0$ aus. Es ist a c in Fig. 3 = a c in Fig. 2.

Zunächst sind nun die Winkel $(v z_a) r$ und $(v z_e) r$ für verschiedene Abstände r von der Achse zu construiren.

Man theilt die radiale Dimension des Rades in eine beliebige Anzahl z. B. in 6 gleiche Theile, zieht durch die Theilpunkte Kreise wie Fig. 2 zeigt, macht in Fig. 3 $a p = r_0$; $a r = r$, zieht p c und parallel dazu r d, so ist a d die Abwicklung des Bogens b d und wenn wir c d ebenfalls in 6 gleiche Theile theilen, so sind a 1, a 2 u. s. w. die Abwicklungen der Kreise durch 1, 2 u. s. w. in Fig. 2.

Die Richtung c q wird bis zum Durchschnitt mit a e in f verlängert die Traversen f 1, f 2, f 3 u. s. w. gezogen, so geben diese Linien die Richtung der Schaufeleinmündung die [Winkel $(v z_a)$] für die verschiedenen Abstände 1, 2, 3 u. s. w. von der Achse an.

Es ist nun a c die Tangente des Winkels $(v z_a) r_0$; a 1 die Tangente des Winkels $(v z_a) r 1$, d. h. im Abstande r 1 von der Achse und a d die Tangente des Winkels $(v z_a) r$.

Nun berechnet man nach den oben gegebenen Ausdrücken die Tangenten der Winkel $(v z_e)$ für die verschiedenen Abstände r 1, r 2, r von der Achse und trägt dieselben von a aus auf der Linie a d ab. Man erhält so die Theilpunkte r, s, t u. s. w. wobei

$ar = tg(vz_e)$ im Abstande r 1

$as =$ „ „ „ „ r 2

$at =$ „ „ „ „ r 3 u. s. w.

Nun zieht man die Traversen fr, fs, ft u. s. w. und diesen parallel durch e die Linien e1, e2, e3 u. s. w., so sind dieß die Richtungen, unter welchen die Schaufelcurven die obere Radebene in den verschiedenen Abständen von der Achse schneiden sollen.

Um nun noch für die verschiedenen Abstände von der Achse die Eintrittrichtung (Winkel der Leitcurven mit der untern Leitradebene) zu bestimmen, macht man ag = ac, zieht fg und parallel mit derselben durch e die Richtung en, so ist dieß die Richtung des Wassereintrittes am innern Radumfang vom Halbmesser $r_0$.

Nimmt man nun a1 in Fig. 3 gleich h1 in Fig. 2; a2 = h2; a3 = h3 u. s. w., indem man pr in 6 gleiche Theile theilt, und zieht man die Traversen g1, g2 u. s. w.; hierauf aus p der Reihe nach die mit diesen Traversen Parallelen pI, pII, pIII u. s. w., so erhält man auf ag die Theilpunkte gI, gII, gIII u. s. w. Zieht man durch die Punkte I, II, III u. s. w. von f aus die Linien fI, fII, fIII und mit diesen parallel durch e die Linien IeI, IIeII, IIIeIII u. s. w., so geben diese Linien die Richtung des absoluten Wassereintrittes ins Laufrad oder die Austrittrichtung der Leitschaufeln an. Die Schaufeln müssen nun in e die Richtung e1, e2, e3 u. s. w. erhalten und aus dieser in die Austrittrichtung f1, f2, f3 übergehen, im Uebrigen ist ihre Form gleichgültig.