Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1863

Erster Theil. Das Wasser als Motor

urn:nbn:de:bsz:31-270981

I. Theil.

DAS WASSER ALS MOTOR.

ERSTER ABSCHNITT.

Wasserläufe und Wasserkräfte.

Entstehung und Beschaffenheit der Wasserläufe.

Entstehung der Wasserläufe. Das Wasser ist durch die Wirkungen der Erdschwere und der Sonnenwärme einem kontinuirlichen Kreislauf unterworfen. Es verdunstet durch die Sonnenwärme, steigt als Dunst oder Dampf in die Atmosphäre auf bis es eine Höhe erreicht, wo die Luft so leicht ist als der Dunst, sammelt sich daselbst, verweilt in dieser Höhe bis kalte Luftströmungen herbeieilen, die dem Dunst seine Wärme entziehen und je nach Umständen zu Schnee, Eis oder Wasser kondensiren. Allein in jeder dieser Formen ist das Wasser schwerer als die Luft, fällt daher gegen die Erde nieder, und es treten die Erscheinungen des Regens, des Hagels oder des Schneefalles ein. Der Ablauf des Regenwassers und des aus dem Schnee und Hagel durch Schmelzung entstehenden Wassers richtet sich theils nach den Witterungsverhältnissen, theils nach den Terrainverhältnissen, theils nach den Jahreszeiten, theils noch nach besonderen Umständen. Wir stellen uns nun die Aufgabe, diesen ganzen Vorgang des Wasserablaufes von den höchsten Terrainpunkten an bis in die tiefsten Niederungen hinab zu verfolgen.

Quantität der Niederschläge. Die Quantität der Niederschläge richtet sich theils nach den Jahreszeiten, theils nach der Terrainhöhe, theils nach dem Charakter der Witterung, theils endlich nach lokalen Umständen. Diese Quantitäten sind im Allgemeinen im Spätherbst und Frühjahrsanfang am grössten, im Sommer am kleinsten und haben in der Mitte des Winters einen mittleren Werth. Diese Quantitäten sind ferner im Allgemeinen in Gebirgsgegenden grösser als im Flachland. Die Regenniederschläge sind insbesondere sehr reichlich da, wo Hochgebirge und Flachland ohne Vermittlung eines Hügelterrains unmittelbar aneinanderstossen, wie dies z. B. am Rande der nördlichen Tyroler Kalkalpen der Fall ist. Die nachfolgende Tabelle enthält die mittleren Werthe der jährlichen Niederschläge, ausgedrückt in Wassersäulenhöhen an verschiedenen Orten.

Niederschläge von Regen und Schnee.

Ortsnamen.	Jährliche Niederschläge.
	Centimeter.
Ebene des Po-Thales	78
Südabhang der Alpen	146
Unterer Lauf der Rhone	63
Oberer Lauf der Rhone	93
Westküste von Frankreich	89
Nordgrenze von Frankreich	78
Irland	86
Südküste von England	78
Ostküste von England	49
Cumberland und Westmoreland	242
Belgien	76
Städte in der Schweiz, Tyrol und Salzburg	109
Deutsches Rheinthal	62
Schwaben	64
Bayern	62
Westphalen	67
Thüringen, Harz und norddeutsches Flachland	76
Sachsen, Schlesien, Polen	50
Preussen	52
Böhmen	69
Oesterreich (Städte)	60

Bevor wir das Abfliessen des Regenwassers und des aus den Schnee- und Eisniederschlägen durch Schmelzung entstehenden Wassers beschreiben können, ist es nothwendig, vorerst der Gletscher, der Seen und der Quellen zu gedenken.

Die Gletscher. In den Niederungen und im Hügellande bleibt der im Winter fallende Schnee in der Regel nicht lange liegen, indem zwischen den mit reichlichem Schneefall begleiteten Kälteperioden gewöhnlich Regenwetter oder überhaupt mildere Temperatur eintreten, die den Schnee zum Schmelzen bringen. Was der Winter liegen lässt beseitiget die Frühlingssonne und während des Sommers sind diese Gegenden frei von Schnee.

Anders ist der Vorgang im Hochgebirge beschaffen, dort ist die Schneemasse, welche während des Winters niederfällt, ungemein gross, und bleibt grösstentheils während des Winters liegen, indem in diesen Höhen die Wintertemperatur fast immer unter Null Grad ist. Die Schneemassen häufen sich daher während des Winters fort und fort an, stürzen zum Theil in die Hochthalschluchten und füllen dieselben aus. So wie im Frühling die mildere Witterung eintritt, beginnen diese Schneemassen an der Oberfläche zu schmelzen, aber nicht überall in gleicher Menge. In den höchsten Theilen der Gebirge nur wenig, etwas mehr in den mittleren Höhen, reichlich in den unteren Theilen der Hochthalschluchten. Dabei dringt das Wasser in die Schneemassen ein und friert mit denselben zu Eis von eigenthümlicher körniger Struktur zusammen, und diese Eismassen, welche man Gletscher nennt, schmelzen erst im Sommer, aber nur theilweise zusammen und bilden die sogenannten Gletscherbäche. Diese während des ganzen Sommers fortdauernde Abschmelzung der Gletscher hat zur Folge, dass der Wasserabfluss aus den Hochgebirgen nach den Niederungen im Laufe des Jahres in einer Weise erfolgt, die jener entgegengesetzt ist, die aus den Regenniederschlägen entsteht, denn ein Wasserabfluss aus den Gletschern ist im Winter und sonst bei kalter Luft nur sehr gering, wird immer stärker und stärker so wie die Luft wärmer wird und erreicht im hohen Sommer bei anhaltend trockener und heisser Witterung die grösste Menge. Dieser Wasserabfluss aus den Gletschern bewirkt daher, dass die Wassermengen in den Flüssen zu verschiedenen Jahreszeiten nicht so veränderlich sind als sie es wären, wenn in den Flüssen nur Regenwasser abflösse. Die Wassermenge in den Flüssen wird am kleinsten, wenn sowohl im Hochgebirge als auch im Hügel- und Flachland anhaltend trockene und kalte Witterung gleichzeitig vorhanden ist, sie wird dagegen am grössten, wenn im Hochgebirge wie im Hügel- und Flachland reichlich und andauernd warmer Regen niederfällt. Denn insbesondere warme Regen bringen rasche Schnee- und Eisschmelzungen hervor. Auch der warme Südwind, „Föhn" genannt, bringt, wenn er über die Hochalpen zieht, reiche und rasche Schmelzung hervor.

Eine umfasslichere Besprechung der Erscheinungen, welche in den Gletschern vorkommen, ist für unsere Zwecke nicht nothwendig, für diese genügt es, zu wissen, zu welchen Zeiten und unter welchen Umständen die Schnee- und Eisschmelzungen stark oder schwach sind, und dass dadurch im Allgemeinen der Wasserabfluss in den grossen Flüssen (welche ihre Hauptzuflüsse aus dem Hochgebirge erhalten) regulirt wird.

Seen. Am südlichen wie am nördlichen Abhang der Schweizeralpen liegen bekanntlich viele grössere und kleinere Seen. Tirol hat im Lande selbst nur wenige und nur kleine Seen (der Zellersee im Pinzgau), dagegen liegt an der südlichen Grenze der grosse Gardasee und liegen auf der bayerischen Hochebene längs der Kalkalpenkette hin viel grössere und kleinere Seen. Das österreichische Salzkammergut, das nach verschiedenen Richtungen von Kalkgebirgsketten durchzogen ist, ist mit vielen grösseren und kleineren Seen geschmückt.

Fast alle Schweizerflüsse ergiessen sich zunächst in die Seen, und verlassen dieselben oftmals mit verändertem Namen. Die Rhone ergiesst sich in den Genfersee, der Tessin in den Langensee, die Adda in den Cominersee, der Rhein in den Bodensee, die Linth in den Wallenstädtersee, die Limath in den Zürcher See, die Reuss in den Vierwaldstädtersee, die Aar in den Brienzer- und Thunsee. Aehnlich ist es auch mit den Flüssen des Salzkammergutes, wo z. B. die Traun durch mehrere Seen geht. Anders verhält es sich mit den Flüssen, die in Tyrol entspringen. Diese gehen in der Regel nicht durch Seen, sondern weichen denselben aus. Der Lech, die Isar, die Mangfall, der Inn fliessen der Donau zu, ohne Seen zu bilden und weichen den in ihrer Nähe liegenden Seen aus, ebenso ist es auch mit der Etsch, die neben dem Gardasee hinfliesst und bei Verona in die lombardische Ebene tritt. Die vielen an den Grenzen von Tyrol liegenden Seen, der Würmsee, Staffelsee, Stahrenbergersee, Tegernsee, Schliersee, Chimsee, so wie auch der grosse südliche Gardasee haben nur schwache Zu- und Abflüsse und werden wahrscheinlich durch aufquellendes Wasser reichlich gespeist.

Die Gebirgsflüsse, welche nicht durch Seen gehen, haben bei Regenwetter oder Schneeschmelzung der Gletscher einen stürmischen Wasserablauf; ihr Wasser ist dann trübe und mit Sand und Schlamm gemengt. Die Schluchten und Thäler der Gebirge haben stets ein ziemlich starkes Gefälle und die Wasser eilen und stürzen mit grösster Hast an den steilen Bergabhängen und Felswänden herab. Bei Regenwetter und Schneeschmelzung müssen daher diese Gebirgsflüsse rasch anschwellen und ihre Wirkung auf die Flussbette und Ufer ist daher stets eine zerstörende. Auch führen diese Flüsse stets viel Gerölle ab, das dann in den Thalflächen und Niederungen abgelagert wird.

Aehnlich wie oben beschrieben wurde, verhalten sich auch die durch Seen gehenden Gebirgsflüsse bis zu ihrem Eintritt in die Seen. Dagegen erfolgt der Abfluss aus den Seen in sehr geregelter und mehr gleichförmiger Weise. Auch ist das Wasser der Seeabflüsse stets von ausgezeichneter Schönheit und Reinheit, indem die Flüsse bei ihrem Eintritt in die Seen allen Kies und Sand ablagern, sogenannte Flussdelta und Seeböden bilden, wodurch das Wasser geklärt wird. Die Seen wirken daher als Regulatoren für den Wasserabfluss, daher kommt es, dass der deutsche Rhein, welcher seinen Hauptzufluss aus Schweizerflüssen erhält, die durch Seen gehen, einen viel geregelteren Wasserabfluss zeigt, als die Donau, welche ihre Hauptzuflüsse durch Tyroler Flüsse erhält, die in der Regel nicht durch Seen gehen. Diese Zähmung des Wasserablaufes durch die Seen ist für die Bodenkultur der Flussniederungen von grosser Wichtigkeit, und diesem Umstande ist es wesentlich zuzuschreiben, dass die Bodenkulturverhältnisse des ganzen deutschen Rheinthales viel günstiger sind, als jene des Donauflussgebietes, wo namentlich ein grosser Theil der bayerischen Hochebene mit Flussgeschieben und Gerölle bedeckt ist.

Quellen. Das Wasser der Niederschläge fliesst nicht alles ins Meer ab; ein grosser Theil, etwa ein Drittheil, verdunstet, und ein anderer sehr grosser Theil, ungefähr ebenfalls ein Drittheil der Niederschläge, dringt in die Erde ein, versickert und bildet dann einen innern Wasserablauf, wodurch die Quellen und Brunnen (auch die artesischen) entstehen. In Bezug auf den Wasserablauf besteht das Innere der Erde aus zweierlei Schichten, aus solchen, die das Wasser durchlassen und aus solchen, die es nicht durchlassen. Die ersteren bestehen aus Erde, Sand, Kies, zerklüftetem Gestein, die letzteren aus Lehm, Thon und unzerklüftetem Gestein und Felswerk. Diese wasserdichten Schichten liegen in der Regel tiefer, als die wasserdurchlassenden, und so kommt es, dass die Wasser der Niederschläge durch die obern Schichten ins Innere der Erde eindringen, bis sie wasserdichte Schichten erreichen, und dann an denselben oder auf denselben fortfliessen, bis sie entweder die Flüsse erreichen, oder, im gebirgigen Terrain, an gewissen Stellen der Gebirgsabhänge ans Tageslicht treten und die Erscheinung der Quellen hervorbringen. Das Wasser erleidet bei diesem innern Abfluss mancherlei Veränderungen, daher es kommt, dass das Quellwasser von dem Regen- oder Schneewasser immer mehr oder weniger verschieden ist. Alle Niederschläge liefern zunächst beinahe chemisch reines, nur sehr wenig Kohlensäure enthaltendes Wasser, und seine Temperatur stimmt nahe mit jener der Luft überein. Die Quellwasser dagegen sind wenigstens immer reich an Kohlensäure und enthalten öfters sehr verschiedene chemische Bestandtheile: Erden, Salze, Metalle. Auch ist die Temperatur der Quellen sehr verschieden; zuweilen konstant kälter als die Temperatur der Luft, zuweilen konstant wärmer, zuweilen ungefähr mit der Temperatur der äussern Luft veränderlich und ungefähr so hoch, als diese selbst. Man kann sich von den verschiedenen möglichen Arten von Quellen eine Vorstellung bilden, wenn man das Wasserquantum, die Art des Wasserablaufes, die Temperatur und die chemische Beschaffenheit des Wassers berücksichtigt.

Hinsichtlich des Wasserquantums kann man die Quelle nennen: 1) wasserreich, 2) wasserarm, 3) mittlere Menge.

In Betreff des Wasserablaufes, so kann dieser sein: 1) gleichförmig, 2) periodisch veränderlich, 3) nach der Witterung veränderlich, 4) intermittirend.

Die Temperatur der Quelle ist entweder 1) konstant kalt, oder 2) warm, 3) mit der Lufttemperatur veränderlich.

Die Beschaffenheit des Wassers ist entweder 1) chemisch rein, 2) mehr oder weniger reich an Kohlensäure, 3) mehr oder weniger reich an mineralischen Bestandtheilen (Mineralquellen).

Es ist für unsere Zwecke angemessen, die Bedingungen zu bezeichnen, unter welchen einige dieser logischen Möglichkeiten entstehen.

Quellen, welche eine mit der Witterung übereinstimmende Wassermenge geben und deren Temperatur mit jener der Luft nahe übereinstimmt, entstehen in Hügelländern oder in mässig hohen Bergen, wenn die wasserdurchlassenden Schichten mit der Oberfläche des Terrains ungefähr parallel sind, so dass das Wasser nirgends tief in die Erde eindringen kann. Das Wasser dieser Quellen wird in der Regel nicht sehr rein sein, weil es bei seinem Durchgang durch die obersten erdigen Schichten Erde auflöst und mit sich fortführt. Ist die Oberfläche des Terrains Moorboden, so nimmt es von dem Boden Substanzen auf und erscheint in der Quelle mehr oder weniger grün oder braun gefärbt.

Die konstant kalten Quellen kommen vorzugsweise nur in Hochgebirgen vor und erhalten ihre Wasser hauptsächlich von den Niederschlägen der Höhen. Ihr Wasser ist meistens rein und enthält gewöhnlich wenig Kohlensäure und wenig mineralische Substanzen.

Warme Quellen können natürlich nur entstehen, wenn die Wasser tief eindringen und an Orte gelangen, wo aus irgend einem Grunde eine hohe Temperatur herrscht, oder Wärmeentwicklungen stattfinden. Ist die Temperatur der Quelle nur wenig höher als die der Luft, so kann dieselbe von der höheren Temperatur des Erdinnern herrühren. Die hohe Temperatur von sehr warmen Quellen kann natürlich nur von chemischen Prozessen oder von theilweisen langsamen Verbrennungsakten herrühren, die zuweilen an gewissen Orten im Innern der Erde vor sich gehen.

Die Mineralquellen verdanken ihren Gehalt an mineralischen Substanzen den mancherlei chemischen Prozessen, die im Innern der Erde bei gewisser Beschaffenheit des Schichtungsmaterials veranlasst werden.

Bäche. Bäche werden kleinere Wasserläufe bis zu ungefähr $^1/_2$ Kubikmeter Wassermenge pro 1 Sekunde genannt. Sie erhalten ihr Wasser theils durch oberflächlich abfliessende Regen- oder Schneewasser, theils durch Quellen, die theilweise auch von Thau und Nebel genährt werden. Zur Uebersicht ist es gut, wenn wir die Bäche in mehrere Klassen eintheilen.

Wir nennen Regenbäche solche Bäche, welche ihr Wasser vorzugsweise den Regenniederschlägen verdanken. Die Wassermengen dieser Bäche sind ganz mit der Witterung veränderlich, bei Regenwetter erhalten sie viel Wasser, bei anhaltend trockener Witterung wenig oder gar keins.

Gletscherbäche nennen wir solche Bäche, welche ihr Wasser grösstentheils der Schmelzung des Gletschereises verdanken. Sie kommen nur im begletscherten Hochgebirge vor, haben bei trockener kalter Witterung wenig, bei warmem Wind, warmem Regen oder im Sommer bei warmem Sonnenschein sehr viel Wasser, das mit Steinmehl gemengt ist und daher undurchsichtig weissgrau aussieht.

Quellenbäche nennen wir solche Bäche, welche reichlich durch Quellen genährt werden und da diese in der Regel ziemlich gleichförmig Wasser liefern, so ist die Wassermenge der Quellenbäche nicht sehr veränderlich.

Wildbäche werden überhaupt Gebirgsbäche mit starkem Gefälle und felsigem oder grobsteinigem Bett genannt. Der Wasserabfluss in denselben ist sehr veränderlich und wegen des starken Gefälles und rauhen Bodens gewaltsam tumultuarisch. Ihr Wasser ist undurchsichtig und fast grau, wenn sie durch Gletscher genährt werden, und je nach der Witterung abwechselnd rein oder trübe, wenn sie vorzugsweise durch Regenwasser gespeist werden.

Flüsse entstehen durch Vereinigung der Bäche, sind also Wasserläufe mit grossen Wasserquantitäten. Je länger ihr Lauf, desto grösser wird ihre Wassermenge. Im Gebirge haben die Flüsse starke und ungleichförmige Gefälle, es kommen dort Stromschnellen und Stürze vor; in den Niederungen ist dagegen ihr Gefälle schwach und gleichförmig, daher der Abfluss des Wassers regelmässig und mehr gleichförmig, insbesondere, wenn sie durch Seen gegangen sind, die, wie wir gesehen haben, den Wasserabfluss reguliren. In den Gebirgen ist das Wasser zwar oftmals durch Steinmehl, Erde, Sand mechanich verunreinigt, aber chemisch nicht merklich verändert. In den Niederungen dagegen ist das Wasser der Flüsse nicht nur durch Sand und Schlamm mehr oder weniger verunreinigt, sondern auch durch Vermischung von Pflanzen, so wie durch die Abgänge aus Wohnungen und Städten chemisch verändert und unrein.

Das Wasser in technischer Hinsicht.

Nützlichkeit und Schädlichkeit des Wassers. Das Wasser ist für die verschiedenen Zwecke der Menschen bald nützlich, bald schädlich, oder wenigstens hinderlich. Es ist nützlich 1) zum Maschinenbetrieb, 2) zur Kesselspeisung und Kondensation, 3) zum Trinken, 4) zu mannigfaltigen Reinigungen, 5) zur Bewässerung der Wiesen, 6) zum Feuerlöschen etc. Das Wasser ist dagegen schädlich 1) wenn es in Wildbächen und Bergströmen oder sonst in Flüssen zerstörend auf die Ufer wirkt, 2) in den Baugruben und Bergwerken etc.

Das Wasser zum Maschinenbetrieb. Das Wasser besitzt als Substanz keine motorische Kraft. Es wirkt nur motorisch durch seine lebendige Kraft, mit der es in Bächen oder Flüssen fortläuft oder wenn es von einem höher gelegenen nach einem tiefer liegenden Ort niederfliesst. Es gibt also Wasserkräfte mit und ohne Gefälle. Die letzteren werden selten zum Maschinenbetrieb benutzt, indem bei der gewöhnlich stattfindenden Geschwindigkeit des Wassers in den Bächen oder Flüssen ungemein grosse Quantitäten in Wirksamkeit gebracht werden müssen, um erhebliche Leistungen hervorbringen zu können.

Die Leistungsfähigkeit einer Wasserkraft mit Gefälle ist nach dem Produkt aus der in jeder Sekunde durch einen bestimmten

Querschnitt des Wasserlaufes fliessenden Wassermenge und der Grösse des Gefälles, das zwischen zwei Punkten des Wasserlaufes vorhanden ist, zu beurtheilen. Nennt man Q diese Wassermenge in Kubikmetern per 1 Sekunde, H das Gefälle, so ist die in Kilogrammmetern ausgedrückte Wirkungsfähigkeit des Wassers gleich $1000\,Q\,H = E_a$ und die in Pferdekräften ausgedrückte Leistungsfähigkeit $\frac{1000\ Q\ H}{75} = N_a$, das Gefälle ist also hinsichtlich der Leistungsfähigkeit äquivalent mit der Wassermenge. Eine kleine Wassermenge kann bei grossem Gefälle eine eben so grosse Leistung hervorbringen, wie eine grosse Wassermenge bei kleinem Gefälle.

Weder im Hochgebirge noch in den Ebenen der Flussniederungen sind die für einen Fabrikbetrieb günstigen Umstände und Bedingungen vorhanden. An Betriebskraft fehlt es in den Hochgebirgen nicht. Wasser ist überall vorhanden und die Gefälle sind so gross, als man sie nur haben will, allein diese Gletscher- und Wildbäche sind nur schwer und nur mit grossen Kosten zu zähmen. Die Thalschluchten, durch welche sie niederstürzen, sind enge, die Bevölkerung ist dünn gesäet und für eine Fabrikarbeit nicht geneigt, die Verkehrsanstalten fehlen entweder ganz oder sind mangelhaft, und wenn sie auch in gutem Zustande vorhanden sind, so ist doch dieser weite Bergauf-, Bergab-Transport der Materialien zu kostspielig. Auch fehlt es in diesen Gebirgsthälern an den vielfältigen für einen Fabrikbetrieb nothwendigen Hilfsgewerben; man muss entweder alles selbst machen oder aus grossen Fernen herbeischaffen. Es gilt überhaupt die allgemeine Regel, dass Fabriken in Gegenden, wo im Allgemeinen wenig Kultur vorhanden ist, nicht mit Vortheil betrieben werden können. In den Flussniederungen sind wohl viele von den für einen Fabrikbetrieb günstigen Umständen vorhanden, allein die Gefälle sind daselbst so klein, dass ungemein grosse Wassermengen erforderlich sind, um eine bedeutende Betriebskraft zu gewinnen, und die Einrichtungen, welche erforderlich sind, um solche Wasserkräfte mit kleinem Gefälle und grossen Wassermassen nutzbar zu machen, fallen sehr weitläufig und kostspielig aus und im Winter hat man stets mit grossen Eismassen zu kämpfen.

Im Allgemeinen bieten die Hügelländer und nicht zu hohen Gebirgsländer die für einen Fabrikbetrieb angemessensten Wasserkräfte dar, und auch die sonstigen Umstände sind daselbst ziemlich günstig. In diesen Terrains trifft man in der Regel viele und grössere Bäche und kleinere Flüsse mit Gefälle von 2 bis 10 Meter Höhe. Diese Bäche sind nicht so wild wie im Hochgebirge und ein grosser Theil ihres Wassers stammt von Quellen her, die im Winter eine Temperatur haben, die höher ist als jene der äussern Luft, grössere Eismassen können sich daher nicht bilden.

Aber nebstdem, dass die Wasserläufe dieser Hügel- und Bergländer reiche und bequem benutzbare Wasserkräfte darbieten, sind auch anderweitige Verhältnisse und Umstände für einen Fabrikbetrieb daselbst ziemlich günstig. Diese Lokalitäten sind in der Regel von grossen Städten und überhaupt von den Mittelpunkten der Kultur nicht entfernt. Wegé, Strassen und Kommunikationsmittel aller Art sind daselbst vorhanden oder lassen sich mit nicht zu grossen Kosten herstellen. Kapitalkraft liefern die benachbarten Städte, und die Bevölkerung solcher Gegenden ist meistens arbeitsam, thätig, sparsam und nach Erwerb strebend. Der badische Schwarzwald mit seinen vielen wasserreichen nach dem Rheinthal mündenden Thälern, mit seinen vielen vortrefflichen Strassen, die nach der Weltverkehrs-Eisenbahn des Rheinthales führen, mit seiner verständigen, ausdauernden, sparsamen und nach Erwerb strebenden Bevölkerung, mit seinem für Feldbau und Viehzucht nicht besonders ergiebigen Boden ist eine für den Fabrikbetrieb sehr geeignete Lokalität, und es unterliegt kaum einem Zweifel, dass die Industrie des Schwarzwaldes noch weit bedeutender wäre als sie es bereits ist, wenn das badische Land grössere Dimensionen hätte, wenn es ein Grossstaat wäre, in welchem Falle auch die für die Entwicklung aller geistigen Kräfte günstigen freien verfassungsmässigen Staatseinrichtungen durchgreifendere Wirkungen hervorzubringen vermöchten.

Wasser zur Kesselspeisung, zur Kondensation des Dampfes, zur Bedienung der Fabriken. Der Wasserdampf besteht jederzeit aus reinem Wasser. Wird Wasser verdampft, das kalk- und salzhaltig ist oder sonstige mineralische Substanzen enthält, so trennen sich diese Stoffe von dem verdampfenden Wasser, fallen zu Boden und bilden mit der Zeit am Boden des Gefässes eine steinfeste Kruste, den sogenannten Kesselstein, was für den Betrieb der Dampfkessel nachtheilig, störend und gefährlich werden kann. Zur Speisung der Dampfkessel ist daher chemisch reines oder solches Wasser, das nur sehr wenig mineralische Bestandtheile enthält, vorzugsweise geeignet. Flusswasser, dessen sich die Flussdampfschiffe bedienen müssen, bildet bereits in der Regel sehr viel Pfannenstein, und das Meerwasser, mit welchem die Kessel der Meerdampfschiffe gespeist werden, ist eine für die Meerdampfschifffahrt sehr ungeeignete Substanz. Man hilft sich in der Regel dadurch, dass man alle zwei Stunden das am Boden der Kessel befindliche Wasser von circa 6 bis 10 Zoll Dicke ablaufen lässt und dafür den Kessel wiederum mit Meerwasser auffüllt.

Auch für die Kondensation des Dampfes ist möglichst reines, keine oder nur wenig mineralische Substanzen enthaltendes Wasser vortheilhaft, denn die Kalkablagerungen sind für das freie Spiel der Luftpumpenventile sehr hinderlich. Wasser ist überhaupt in den Fabriken, namentlich in Papierfabriken, Kattundruckereien, Bleichereien und in den chemischen Fabriken sehr nothwendig, und je reiner es ist, desto besser entspricht es diesen Zwecken. Die Gewinnung von reinem oder doch brauchbar reinem Wasser ist oftmals für derlei Fabrikanten eine nicht leicht zu beseitigende Schwierigkeit.

Trinkwasser. Wasser, das zum Trinken oder für häusliche Zwecke verwendet werden soll, muss gewisse chemische Eigenschaften besitzen. Ob, wie viel und welche Stoffe dem chemisch reinen Wasser beigemengt sein müssen, um als Trinkwasser und zur Bereitung der Speisen gut verwendet werden zu können, ist eine bis jetzt noch nicht genau beantwortete Frage. Gewöhnlich unterscheidet man die Trinkwasser in harte und weiche Wasser. Weiche Wasser werden solche Wasser genannt, die keine oder nur sehr wenig unorganische Bestandtheile enthalten, die demnach beim Verdampfen keinen oder nur wenig Rückstand geben. Hartes Wasser ist dagegen solches, das eine grössere Menge von unorganischen Stoffen enthält, daher beim Verdampfen eine beträchtliche Menge Rückstand gibt. Die Flüsse der Gebirge haben bald weiches, bald hartes Wasser. Die Flüsse der Niederungen haben meistentheils weiches Wasser, das aber mancherlei organische (Humusstoffe und Verwesungsstoffe etc.) enthält. Das Wasser der Seen ist in der Regel weich. Das Wasser der Quellen ist ungemein verschieden. Es gibt Quellwasser (z. B. die Quellen von Gastein, Pfeffers), die man bisher für ganz chemisch rein gehalten hat. Die höchst empfindlichen Untersuchungsmethoden von Bunsen vermittelst des Lichtspektrums werden aber wohl in der Folge Stoffe entdecken lassen. Gewöhnlich enthalten die Quellen eine nicht unbeträchtliche Menge von Kohlensäure und kohlensaurem Kalk, aber wenig oder keine organischen Substanzen, und diese Quellwasser scheinen zum Trinken und zur Speisebereitung am besten zu sein. Andere Quellen haben hartes Wasser und enthalten grosse Mengen von unorganischen Stoffen. Insbesondere gilt dies von den Mineralquellen. Regen- und Schneewasser enthält beinahe keine unorganischen Bestandtheile, ist nahezu reines, daher weiches Wasser, ist aber zum Trinken nicht gut; ist fade, nicht erfrischend, aber vielleicht doch gesund. Die Beschaffenheit des Brunnenwassers ist je nach Umständen sehr verschieden. Das Regenwasser kommt im chemisch reinen Zustande tropfenweise auf die Oberfläche der Erde. Indem es die obern Erdschichten, in welchen die Pflanzen und Bäume wurzeln, durchdringt, nimmt es mancherlei organische humusartige Stoffe auf, gibt aber diese wiederum beim Durchgang durch die tiefer liegenden Sand- und Kiesschichten ab und nimmt dafür aus diesen mehrerlei unorganische in Wasser lösliche Stoffe auf. Diese Stoffe sind:

Kohlensaurer Kalk	hartmachende Stoffe.
Kohlensaure Magnesia . . .	
Eisenoxyd	
Schwefelsaurer Kalk . . .	
Chlormagnesia	
Schwefelsaures Natron . .	indifferent wirkende Stoffe.
Chlornatrium	
Kieselsäure	
. . . .	

Erreicht es in diesem Zustande eine wasserdichte Schichte und wird bis zu dieser herab ein Brunnen gegraben, so sammelt es sich in demselben und hat im Allgemeinen die Beschaffenheit von Quellwasser, vorausgesetzt, dass sich der Brunnen an einem Orte befindet, in dessen Umgebung keine das Wasser verunreinigende Ursachen vorkommen. Allein den Haus- und Stadtbrunnen werden gewöhnlich mancherlei organische Stoffe zugeführt, daher ist das Wasser dieser Brunnen zum Trinken nie so gut, als das der Qellen. Brunnen können jedoch ganz gutes gesundes Wasser liefern, wenn sie gegen Verunreinigungen aller Art gut geschützt, und daher in einer beträchtlichen Entfernung von denjenigen Orten angelegt werden, wo die Abgänge aller Art in die Erde geleitet werden. Man hat sich daher insbesondere von den Senkgruben ferne zu halten.

Filtrirung des Wassers. Für den Gesundheitszustand wie für die Annehmlichkeit des Lebens in grossen Städten ist ein grosser Reichthum von gutem Trinkwasser und Reinigungswasser von der grössten Wichtigkeit. Pumpbrunnen können in Städten nicht die erforderlichen Quantitäten liefern, und das Wasser derselben kann in grossen Städten nie den Grad von Reinheit haben, welche für die Gesundheit erforderlich ist. Man wird daher gezwungen, entweder Quellwasser herbeizuleiten oder Flusswasser zu benützen. Ersteres geschieht durch Röhrenleitungen mit oder ohne Pumpwerke, von welcher Einrichtung in der Folge ausführlicher gehandelt werden wird. Wenn Flusswasser benutzt werden soll, muss es in der Regel zuerst filtrirt werden, denn in der Nähe der Städte ist das Flusswasser jederzeit durch organische Substanzen von Pflanzen und Thieren so sehr verunreinigt, dass es oftmals kaum zur Reinigung, viel weniger zum Trinken verwendet werden kann. Auch über die Anlage dieser Filter wird in der Folge gehandelt werden. Einstweilen begnüge ich mich, den Wasserverbrauch in verschiedenen Städten und die erfahrungsmässigen Leistungen der Filter anzugeben.

In den Publications industrielles Année X. Nr. III., Seite 318 findet man folgende Angaben über die Wassermenge in Litern für einen Einwohner in einem Tage in verschiedenen Städten:

		Litre
Rom	=	940
Carcassane	=	300 bis 400
Dijon	=	198 — 678
Genua	=	100 — 120
Glasgow	=	100
London	=	95
Narbonne	=	80 — 85
Genf	=	74
Toulouse	=	62 — 78
Philadelphia	=	60 — 70
Grenoble	=	60 — 65
Vienne (Isere)	=	60 — 65
Paris	=	50 — 60
Montpelier	=	50 — 60
Clermont	=	50 — 55
Edinburg	=	50
Manchester	=	44
Le Havre	=	40 — 45
Gray	=	40 — 45
Lons le Saulnier	=	40 — 45
Angouleme	=	35 — 40
St. Etienne	=	20 — 25
Metz	=	20 — 25
Dale	=	15 — 20

Nach den Beobachtungen von *Telford* über die Wasserwerke zu Chelsea in London und jenen von *Genieis* über die Wasserwerke von Boule rouge zu Paris liefert 1 Quadratmeter Filterfläche bei 3 Meter Dicke des Filterbettes und 0·6 Meter Wasserstand über dem Filtermaterial in 24 Stunden 2·89 Kubikmeter gereinigtes Wasser. Rechnet man für einen Einwohner 40 Liter Wasser in 24 Stunden, so muss ein Filter für $\frac{2890}{40} = 72$ Einwohner 1 Quadratmeter Oberfläche haben.

Reinigungswasser. Wenn von der Reinigung durch Wasser die Rede ist, kommen dreierlei Sorten von Wasser in Betrachtung. 1) Unreines, d. h. solches Wasser, welches mancherlei organische Bestandtheile enthält, 2) reines weiches Wasser, 3) reines hartes Wasser, wobei unter „rein" zu verstehen ist, dass das Wasser keine organischen Bestandtheile enthält. Unreines Wasser kann natürlich nur für die gröbsten Reinigungen, z. B. Strassenreinigung gebraucht werden. Wenn eine sehr vollkommene Reinigung ohne Anwendung von Seife geschehen soll, ist reines hartes oder reines weiches Wasser in der Regel gleich gut. Geschieht aber die Reinigung durch Anwendung von Seife, so ist reines weiches Wasser dem harten entschieden vorzuziehen, denn wenn das Wasser hart ist, also erdige Bestandtheile enthält, vereinigen sich diese mit der Seife zu unlöslichen Verbindungen, die in der Form von Flocken zu Boden fallen und eine reinigende Wirkung nicht hervorbringen. Dieser Theil des Seifenaufwandes geht also für den Zweck ganz verloren, daher der Seifenaufwand bei hartem Wasser grösser ist, als bei weichem. Zur Reinigung der Wäsche wird bekanntlich das Regenwasser und Schneewasser mit Vortheil benutzt.

Bewässerung. Gärten werden jederzeit, Wiesen zuweilen einer künstlichen Bewässerung unterworfen. Im Allgemeinen ist zu diesem Zweck jedes Wasser, reines wie unreines, hartes wie weiches brauchbar. Sollen durch die Bewässerung ganz spezielle Wirkungen erzielt werden, so ist die Wahl des Wassers nicht gleichgiltig. Im Allgemeinen wird die Vegetation durch unreines Wasser und selbst durch Jauche und Unrathwasser mehr gefördert, als durch reines Wasser. Es kann aber auch sein, dass unter Umständen reines Quellwasser die beste Wirkung hervorbringt, so z. B. moorartige Wiesen, die viel organische Säure enthalten; diese werden durch Anwendung von reinem Quellwasser weggeschwemmt, wodurch der Boden entsäuert, daher verbessert wird.

Grubenwasser. Die Baugruben erreichen oftmals eine Tiefe, dass sich in dieselben Horizontalwasser eindrängt und bis zu einer gewissen Höhe ansteigt. Dies ist für die Bauarbeiten sehr störend, hinderlich und nachtheilig. Dieses Grubenwasser muss daher, um die Fundamentarbeiten durchführen zu können, weggeschafft werden, und zwar durch Anwendung von Einrichtungen und Maschinen, die mit trübem, schlammigem Wasser arbeiten können.

Insbesondere in den Bergwerken sammeln sich grosse Wassermengen, indem durch die Schachte die wasserdichten Schichten durchbrochen werden, daher alle Horizontalwasser in den Schacht eindringen und in dessen Tiefe (Teufe) sich sammeln. Auch dieses Grubenwasser ist mehr oder weniger schlammig unrein und enthält noch zuweilen unorganische Säuren aufgelöst. Diese Beschaffenheit des Grubenwassers erschwert die Förderung (Herausschaffung desselben durch Anwendung von Pumpen oder andere Wasserhebungsmaschinen) in nicht geringem Grade.

Effekt-Bestimmung eines Wasserlaufes.

Messung des Gefälls. Zur Bestimmung des absoluten Effektes einer Wasserkraft sind dreierlei Messungen nothwendig. Nämlich das Gefälle, die Geschwindigkeit des Wassers und die Wassermenge, welche in jeder Sekunde durch einen bestimmten Querschnitt des Wasserlaufes fliesst. Es soll in Folgendem erklärt werden, wie diese Messungen vorzunehmen sind.

Die Methode zur Bestimmung eines Gefälles richtet sich nach der Beschaffenheit desselben. Ist das Gefälle ganz konzentrirt, ist also ein natürlicher Wasserfall vorhanden oder, was dasselbe heisst, befinden sich die zwei Punkte, deren Höhenunterschied gemessen werden soll, genau oder nahe in einer und derselben Vertikallinie übereinander, so kann das Gefälle direkt entweder mit einem Senkel oder vermittelst einer Messlatte gemessen werden. Ist das Gefälle an einem mehr oder weniger steilen Bergabhang, so bedient man sich zur Messung desselben am zweckmässigsten einer Setzlatte mit Wasserwaage und Messlatte.

Ist das Terrain schwach geneigt, d. h. ist die Horizontaldistanz der Punkte, deren Höhenunterschied gemessen werden soll, sehr gross im Vergleich zu dem letzteren, so leistet ein empfindliches Nivellirinstrument mit Fernrohr und Wasserwaage die besten Dienste. Dabei ist die Methode zu empfehlen, nach welcher das Nivellirinstrument immer in der Mitte der Stationen aufgestellt und sowohl nach vorwärts als nach rückwärts visirt wird. Die Vortheile, welche diese Art zu nivelliren darbietet, sind folgende: 1) kann man selbst mit einem nicht rektifizirten Instrument ganz genaue Resultate erhalten, wenn nur die Libelle empfindlich und das Fernrohr scharf ist; 2) kann bei diesem Verfahren durch die Refraktion kein Fehler entstehen; 3) ist bei diesem Verfahren eine Korrektion wegen des Unterschiedes zwischen dem wahren und dem scheinbaren Horizont nicht nothwendig; 4) hat man bei diesem Verfahren das Nivellirinstrument nur halbmal so oft aufzustellen, als bei den übrigen Methoden.

Messung der Geschwindigkeit des Wassers. Selbst bei einem Wasserlauf in einem ganz regelmässig gebildeten geraden Kanale ist die Geschwindigkeit der Bewegung der Wassertheilchen nicht konstant. Die Adhäsion des Wassers am Boden und an den Wänden verursacht einen gewissen Widerstand, welcher zur Folge hat, dass die Strömungs-Geschwindigkeit an der Oberfläche und in der Mitte derselben am grössten ist und von da an gegen den Boden hinab und nach den Wänden hin abnimmt. Diese grösste Geschwindigkeit kann mit einer für praktische Zwecke hinreichenden Genauigkeit vermittelst eines Schwimmers gemessen werden, indem man längs des Wasserlaufes eine gewisse Wegstrecke S abmisst und aussteckt, dann vermittelst einer Sekundenuhr die Zeit T misst, die ein Schwimmer braucht, um längs dieser Wegstrecke im Wasser fortzuschwimmen. Der Quotient $\frac{S}{T}$ gibt dann die grösste Geschwindigkeit U des Wassers. Als Schwimmer kann man sich einer kleinen Bouteille bedienen, die durch Sand oder Kies so tarirt wird, dass sie in aufrechter Stellung im Wasser so weit eingetaucht schwimmt, dass nur der obere Theil des Halses aus dem Wasser herausragt.

Sowohl diese grösste Geschwindigkeit, wie auch die Geschwindigkeit, die in einem beliebigen Punkt des Querschnittes des Wasserlaufes stattfindet, kann auch mit einem Woltmann'schen Flügel gemessen werden, wenn man den Coeffizienten des Instrumentes durch Versuche genau ermittelt hat, d. h. wenn man durch Versuche die Zahl gesucht hat, mit welcher man die Anzahl der Umdrehungen des Flügels multipliziren muss, um die diesen Umdrehungen entsprechende Geschwindigkeit des Wassers zu finden.

Mittlere Geschwindigkeit der Strömung eines Wasserlaufes nennt man diejenige konstante Geschwindigkeit, mit welcher alle Wassertheilchen durch einen bestimmten Querschnitt eines Wasserlaufes fliessen müssten, damit durch den Querschnitt eine eben so grosse Wassermenge fliessen würde, als bei der wirklichen veränderlichen Geschwindigkeit durchfliesst. *Prony* hat durch Versuche an Kanälen diese Beziehung zwischen der mittleren Geschwindigkeit und der grössten Geschwindigkeit zu bestimmen gesucht und hat folgende empirische Formel aufgestellt:

$$u = U \frac{U + 2.37}{U + 3.15} \quad \dots\dots\dots\dots (1)$$

Die Resultate, welche diese mit den Erfahrungen gut zusammenstimmende Formel gibt, sind in der Tabelle Seite 125 der Resultate, 4. Auflage, enthalten.

Bestimmung der Wassermenge eines Wasserlaufes. Die Wassermenge eines Wasserlaufes kann vermittelst eines Schwimmers oder vermittelst eines künstlich angelegten Ueberfall-Wehres gemessen werden. Die erstere Methode ist für einen wohl geregelten, die letztere auch für einen ungeregelten Wasserlauf anwendbar. Um die Wassermenge vermittelst eines Schwimmers zu messen, bestimmt man zuerst vermittelst des Schwimmers die grösste in der Mitte des Wasserlaufes stattfindende Geschwindigkeit U, berechnet hierauf vermittelst der obigen von Prony aufgestellten Formel (1) die entsprechende mittlere Geschwindigkeit u und bestimmt noch das Querprofil des Wasserlaufes, indem man in verschiedenen Entfernungen vom Ufer die Wassertiefen misst, die in einem und demselben Querschnitt vorkommen. Berechnet man hieraus den Querschnitt Ω und multiplizirt denselben mit der mittleren Geschwindigkeit u, so erhält man durch das Produkt $\Omega\, u$ die zu berechnende Wassermenge, welche in jeder Sekunde durch den Querschnitt strömt.

Um diese Wassermenge vermittelst eines künstlichen Wehres zu messen, errichtet man aus starken Brettern quer über den Wasserlauf ein Ueberfallwehr, verdichtet dasselbe am Boden und an den Seiten sorgfältig mit fettem Thon, mit Moos oder mit Werg, lässt hierauf das Wasser über das Wehr abfliessen, misst die Breite b des Wasserstrahles und die Höhe h des Wasserspiegels in einiger Entfernung vor dem Wehr über der horizontalen Ueberfallkante desselben. Vermittelst dieser Daten findet man dann die in jeder Sekunde über das Wehr abfliessende Wassermenge Q in Kubikmetern vermittelst nachstehender Formel:

$$Q = \left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \, \frac{b}{B}\right) b \, h \sqrt{2 \, g \, h} \quad \dots\dots (2)$$

vorausgesetzt, dass das Wehr folgende Eigenschaften hat:

1) Muss der Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal wenigstens 5 mal grösser sein, als der Querschnitt $b\ h$,
2) muss die Breite b des Ueberfalles wenigstens den dritten Theil von der Kanalbreite B betragen,
3) muss der Ueberfall mit einer horizontalen und scharfen Kante versehen sein,
4) muss sich die Kante des Ueberfalls wenigstens in einer Höhe $2\ h$ über dem Spiegel des Unterwassers befinden.

In dieser Formel bedeutet B die Kanalbreite, b die Ueberfallbreite.

Wenn der Ueberfall eben so breit ist, als der Kanal, d. h. wenn $b = B$ ist, gibt die Formel

$$Q = 0{\cdot}443\ b\ h \sqrt{2\ g\ h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Die Formel (2) ist eine durch Versuchsresultate korrigirte unvollkommene theoretische Formel und ist auf folgende Art entstanden.

Man findet die wahre über das Wehr abfliessende Wassermenge Q durch das Produckt aus dem wahren Querschnitt des Wasserstrahles an der Kante des Ueberfalles in die wahre mittlere Geschwindigkeit des Wassers in diesem Querschnitt. Der wahre Querschnitt des Strahles, gemessen an der Kante, ist aber offenbar kleiner, als das Produkt $b\ h$ und die wahre mittlere Geschwindigkeit ist offenbar kleiner, als die Geschwindigkeit $\sqrt{2\ g\ h}$ mit der ein Wassertheilchen an der Kante des Ueberfalls austritt.

Nimmt man nun das Produkt $b\ h \sqrt{2\ g\ h}$, so muss dasselbe grösser sein, als die wahre Wassermenge.

Nennt man nun k den Korrektions-Coeffizienten, mit welchem $b\ h \sqrt{2\ g\ h}$ multiplizirt werden muss, um den wahren Werth von Q zu erhalten, so hat man

$$Q = k\ b\ h \sqrt{2\ g\ h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Zur Bestimmung von k sind mannigfaltige Versuche angestellt worden, insbesondere ist dies geschehen durch *Poncelet* und *Lebros*, ferner durch *Kastel* in Toulouse. Die ersteren dieser Versuche wurden mit einem Wehr von nur 0·2 Meter Breite angestellt, die Versuche von Kastel dagegen mit einem Wehr von einem Meter Breite. Da die Wehre, welche man zur Messung der Wassermengen der Wasserläufe erbaut, in der Regel 2, 3, 4 Meter Breite haben, so verdienen die Werthe von k, welche mit einem Wehr von einem Meter Breite gefunden wurden, unter sonst gleichen Umständen gewiss mehr Vertrauen, als jene, die durch Versuche mit einem Wehr von nur 0·2 Meter Breite gefunden wurden.

Ich habe daher zur Bestimmung von k die Versuchsresultate von Kastel jenen von Poncelet vorgezogen. Dabei hat es sich gezeigt, dass der Coeffizient k nicht konstant, sondern mit dem Verhältniss $\frac{b}{B}$ etwas variabel ist, und dass man mit den Versuchsresultaten nahe übereinstimmende Werthe erhält, wenn man nimmt

$$k = 0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Vermittelst dieses Werthes von k verwandelt sich die Formel (4) in die Formel (2). Allein es ist zu bezweifeln, dass dieser Werth von k unter allen Umständen ein für praktische Zwecke hinreichend genaues Resultat geben kann; es ist im Gegentheil wahrscheinlich, dass der wahre Werth von k nicht nur von $\frac{b}{B}$, sondern auch von der absoluten Breite b des Ueberfalles abhängt und mit derselben etwas wächst, weil der Einfluss der seitlichen Contractionen bei einem schmalen Wehr gross, bei einem breiten Wehr klein ausfällt. Indessen einstweilen bis genaue Versuche mit breiten Wehren angestellt werden, bleibt nichts anderes übrig, als sich mit den Versuchsresultaten von Kastel zu begnügen.

Was die praktische Herstellung eines Wehres zum Behufe der Wassermessung betrifft, so ist diese leichter gesagt als gethan. Man muss zum Behufe dieser Herstellung das Wasser aus dem Kanal ableiten, was oftmals mit Schwierigkeiten verbunden ist, muss ferner dafür sorgen, dass das Wehr ringsum dicht ist, was wohl bei regelmässigen Kanalwänden und Kanalboden leicht geschehen kann, aber bei einem natürlichen Wasserlauf in Sand- oder Geröllboden mit nicht geringen Schwierigkeiten verbunden ist, weil man sich doch einen bedeutenden Kostenaufwand nicht gefallen lassen will.

Um den technischen Werth eines Wasserlaufes zu bestimmen, ist eine genaue Bestimmung der in einem beliebigen Zeitmoment vorhandenen Wassermenge nicht genügend, sondern man muss einen solchen Zeitmoment wählen, in welchem ungefähr die mittlere Wassermenge abfliesst, muss aber auch suchen die kleinste und grösste Wassermenge kennen zu lernen. Für sehr wichtige grössere Maschinenanlagen wird man am besten thun, ein Versuchswehr so dauerhaft herzustellen, dass es für die Dauer eines Jahres dicht und fest hält, um die Wasserquantität oftmals und insbesondere wenn Aenderungen sichtlich eintreten zu bestimmen. Ueberhaupt kann man bei diesen Bestimmungen über das Gefälle, die Wassermenge und Beschaffenheit des Wassers nicht vorsichtig genug sein. Sehr oftmals ist es schon vorgekommen, dass leichtsinnig oder oberflächlich oder mit nicht genügender Sachkenntniss verfahren wurde, und dass die kostspieligsten Einrichtungen auf ungenaue oder fehlerhafte Daten getroffen wurden, so dass dann nachträglich Ergänzungsbauten mit Dampfmaschinen hergestellt werden mussten, um zu allen Zeiten einen geordneten Fabrikbetrieb durchführen zu können.

Der technische Werth einer Wasserkraft. Um zu entscheiden, ob es rathsam ist, die an einem bestimmten Ort vorhandene Wasserkraft zum Betrieb einer Fabrik zu benützen oder mit andern Worten, um die geeignete Baustelle für eine zu errichtende Fabrik von gewisser Ausdehnung zu bestimmen, muss man Nachstehendes in Erwägung ziehen.

Ob der Ort, an welchem eine reichliche Wasserkraft vorhanden ist, für den Betrieb einer Fabrik geeignet ist. Wir haben schon früher, Seite 9, erklärt, dass Lokalitäten im Hochgebirge in der Regel die Eigenschaften nicht besitzen, welche für einen geordneten, sicheren und vortheilhaften Fabrikbetrieb wünschenswerth und nothwendig sind, dass dagegen das Hügel- und Flachland in den meisten Fällen am geeignetsten ist.

Grössere Fabriken sollen immer reichlich mit Betriebskraft versehen sein, so dass ein ungestörter geregelter Bebrieb selbst unter ungünstigen Umständen noch möglich ist. Um dem kostspieligen Betrieb mit Dampfmaschinen auszuweichen, wird man daher stets zu suchen haben, eine Wasserkraft ausfindig zu machen, die selbst beim geringsten Wasserzufluss die zum Betrieb nothwendige Kraft liefert. Kann man in der Gegend, in welcher man die Fabrik anlegen will, eine solche Wasserkraft nicht ausfindig machen, sondern nur eine solche, die zwar bei mittlerer Wassermenge hinreichende Kraft darbietet, beim kleinsten Wasserlauf aber nicht, so bleibt freilich nichts anderes übrig, als die Herstellung einer Dampfmaschine, die so viel Kraft entwickelt, als dem Unterschied zwischen der mittleren und kleinsten Wasserkraft entspricht, und die hydraulische Kraftmaschine für die mittlere Wassermenge einzurichten.

In rein theoretischer Hinsicht enthalten zwei Wasserläufe gleiche Leistungsfähigkeiten, wenn ihre absoluten Effekte $1000\,Q\,H$ und $1000\,Q_1\,H_1$ gleich gross sind. Allein in praktischer Hinsicht kann zwischen zwei solchen Wasserläufen ein grosser Unterschied bestehen. Sowohl die Einrichtung für Wasserkräfte mit sehr grossem Gefälle und sehr kleiner Wassermenge, als auch für Wasserkräfte mit ganz kleinem Gefälle und sehr grosser Wassermenge fallen jederzeit, man mag Turbinen oder Wasserräder anwenden, sehr ungünstig aus. Am besten ist es immer, wenn der Wasserlauf in keiner Hinsicht irgend eine Extravaganz enthält.

Durch eine Vergleichung einer grossen Anzahl von bestehenden Wasserbauten habe ich gefunden, dass die Einrichtungen in jeder Hinsicht den praktischen Anforderungen entsprechen, wenn sich das Gefälle H nicht viel von demjenigen entfernt, welches die folgende Formel bestimmt:

$$H = 1 + \frac{N_n}{10}$$ (in Meter) $H = 3\left[1 + \frac{1}{9} N_n\right]$ in Füßen.

für $N_n =$	4	10	20	40	60	80
wird $H =$	1·4	2·0	3·0	5·0	7·0	9·0

Hat man zwischen mehreren Gefällen zu wählen, so wird man demjenigen den Vorzug geben, welches mit dieser Regel am nächsten übereinstimmt.

Da die Wassermenge eines Wasserlaufes überhaupt veränderlich ist, so kommt es bei der Anlage einer Fabrik nicht so sehr darauf an, die in einem bestimmten Zeitmoment vorhandene Wassermenge mit höchster Genauigkeit zu bestimmen, sondern man muss vielmehr dahin streben, durch oftmals und zu verschiedenen Zeiten wiederholte Messungen die quantitativen Verhältnisse des Wasserlaufes in einem vollen Jahreslauf kennen zu lernen. Allerdings ist dies nur dann nothwendig, wenn eine Wasserkraft mit einer kleinen Wassermenge zum Betriebe der zu errichtenden Fabrik nicht oder kaum ausreicht. Nebstdem, dass man sich über die quantitativen Verhältnisse ganz verlässlich unterrichtet, ist es auch rathsam, die qualitative Beschaffenheit des Wassers und dessen Herkommen zu erforschen. Dies kann theils durch eigene Beobachtungen und Rekognoszirungen des ganzen Wasserlaufes bis an seine Quellen, theils durch Einziehung von Erkundigungen bei den Bewohnern der Gegend geschehen. Forstleute, Geologen, Geometer und Müller sind oftmals in der Lage, beachtenswerthe Mittheilungen machen zu können. Namentlich wird man zu erforschen suchen, ob in der Gegend viele Quellen vorkommen, wie die Temperatur des Wassers zu verschiedenen Jahreszeiten ist, ob sich im Winter viel Eis bildet, ob und bejahenden Falls, welche Wasserquantitäten zu gewissen Jahreszeiten zu Wiesenbewässerungen verwendet werden; dann aber wird man sich insbesondere über die Eigenthumsverhältnisse der

Umgegend des Orts, wo sich Wasserkraft vorfindet, auf das Genaueste zu unterrichten suchen, um zu erfahren, ob und unter welchen Bedingungen, so wie für welche Geldopfer der Grund und Boden, auf welchem die verschiedenen Bauten hergestellt werden müssten, als Eigenthum erworben werden kann. Dies alles erfordert einen Mann, der nicht nur technische Kenntnisse, sondern auch Menschenkenntniss, Geschäftskenntniss und Lebenserfahrung besitzt.

Hat man alle Verhältnisse, welche den technischen Werth eines Wasserlaufes bestimmen, zuverlässig erforscht und für die Anlage einer Fabrik günstig gefunden, und ist man so glücklich gewesen, hierauf das Wasserbenutzungsrecht, so wie den zur Ausführung der verschiedenen Bauten erforderlichen Boden als Eigenthum zu erwerben, so kann man endlich mit dem Studium der zur Fassung und Leitung des Wassers erforderlichen Einrichtungen schreiten. Davon haben wir im Nachfolgenden zu sprechen.

Fassung und Leitung des Wassers. Anlage der Wehre, Kanäle, Wasserleitungen.

Allgemeines. Um die Wirkungsfähigkeit, welche in einem Wasserlaufe enthalten ist, vermittelst einer Kraftmaschine aufzusammeln, muss das natürliche Gefälle, welches der Wasserlauf auf eine gewisse Strecke seines Laufes darbietet, nach einem bestimmten Punkt in der Weise konzentrirt werden, dass daselbst ein künstlicher Wasserfall entsteht, dessen Höhe gleich ist jener des Gefälles. Dies geschieht durch Wehre, durch Kanäle oder durch eine Wasserleitung in Röhren. Von dieser Fassung und Leitung haben wir nun zu sprechen.

Anlage der Wehre.

Wirkung eines Wehres. Ein Wehr ist ein dammartiger, quer durch den Fluss gelegter Einbau, wodurch das Wasser gestaut, und ein im Flusse vorhandenes natürliches Gefälle konzentrirt wird.

Ist z. B., Fig. 1, Tafel I. A B C D das Flussbett, A_1 B_1 C_1 D_1 die Oberfläche des Wassers im Flusse vor der Errichtung des Baues, so kann das zwischen den Punkten B und C vorhandene Gefälle nach C hin konzentrirt werden, wenn man daselbst einen dammartigen Querbau errichtet, dessen Scheitel nahe so hoch ist, als der Wasserspiegel bei B_1, denn errichtet man einen solchen Bau, so sammelt sich das

Wasser vor demselben, bis der Spiegel nahezu eine horizontale Ebene $B_1 C_2$ bildet und es entsteht dann bei C ein künstlicher Wasserfall, dessen Höhe gleich ist dem natürlichen Gefälle, welches vor der Errichtung des Baues zwischen den Punkten B_1 und C_1 vorhanden war. Dieses Gefälle wird mithin vermittelst des Wehres konzentrirt.

Beantwortung der Frage, unter welchen Umständen die Erbauung eines Wehres zweckmäßig oder nothwendig ist. Die Erbauung eines Wehres ist nur dann möglich, wenn der Wasserspiegel eines Flusses auf eine längere Strecke über seinen natürlichen Stand gehoben werden darf. Die Erbauung eines Wehres ist zweckmässig oder nothwendig, 1) wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist und ein künstliches Gefälle hervorgebracht werden soll. 2) Wenn das vorhandene natürliche Gefälle nicht die wünschenswerthe Grösse hat, daher durch einen künstlichen Bau erhöht werden soll. 3) Wenn in einem Fluss oder Bach auf einer kurzen Strecke ein starkes Gefälle vorhanden ist, das auf einen Punkt konzentrirt werden soll. 4) Wenn die natürlichen Veränderungen des Wasserstandes vermindert oder aufgehoben werden sollen. 5) Wenn das durch die Stauung hervorzubringende Gefälle nicht mehr als 2·5 Meter beträgt. 6) Wenn zwei oder mehrere von den so eben angegebenen Umständen gleichzeitig vorhanden sind.

Einige dieser Sätze bedürfen einer Erklärung. Durch die Erbauung eines Wehres wird der Wasserspiegel vom Wehr an bis auf eine gewisse Strecke stromaufwärts gehoben. Befindet sich auf dieser Strecke bereits ein Wasserwerk, z. B. eine unterschlächtige Mühle, so wird diese durch die Stauung mehr oder weniger unter Wasser gesetzt, so dass die Wirkung des unterschlächtigen Rades geschwächt oder ganz aufgehoben werden kann. Der Besitzer der Mühle wird also die Erbauung eines solchen Wehres nicht gestatten.

Wenn die Ufer des Flusses niedrig und Wiesen oder Felder daran liegen, müssen diese durch Uferdämme gegen Ueberschwemmungen, die die Stauung hervorbringen würde, geschützt werden; aber dessen ungeachtet können diese Grundstücke Schaden leiden, indem sie durch Horizontalwasser durchnässt werden. Die Eigenthümer dieser Grundstücke werden daher die Erbauung eines Wehres oftmals nicht zugeben.

Hieraus ist zu ersehen, dass die Eigenthumsverhältnisse oftmals die Errichtung eines Wehres nicht gestatten werden. Die Sätze 1, 2, 3 bedürfen keiner Erläuterung, wohl aber die Sätze 4 und 5. Zum Verständniss des Satzes 4 ist zu sagen, dass sich bei Veränderung der Wassermenge die Höhe des durch ein Wehr gehobenen Wasserspiegels viel weniger verändert, als der Wasserspiegel des Flusses selbst. Durch die Anlage eines Wehres wird also stets die für den Betrieb von Wasserrädern und von Turbinen nützliche Wirkung hervorgebracht, dass sich der Wasserspiegel im Zuflusskanal bei veränderlichem Wasserzufluss nur wenig ändert. Die Richtigkeit des fünften Satzes wird man erkennen, wenn man bedenkt, dass eine hohe Stauung nicht nur ein hohes Wehr, sondern auch oftmals hohe und ausgedehnte Uferschutzbauten erfordert, dass demnach eine hohe Stauung kostspielige Bauten erfordert.

Eintheilung der Wehre und Anwendbarkeit derselben. Die Wehre können in Grundwehre, Ueberfallwehre, Schleusenwehre und Ueberfall-Schleusenwehre eingetheilt werden. Ein Grundwehr ist ein Wehr, dessen Krone nicht bis an die ursprüngliche Oberfläche des Wassers im Fluss reicht. Fig. 2, Tafel I., A B C die Oberfläche des Wassers vor dem Einbau, D die Krone des Wehres, sie reicht nicht bis B. Grundwehre werden angelegt, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich und die hervorzubringende Stauung nicht gross ist.

Ein Ueberfallwehr ist ein Wehr, dessen Krone höher liegt, als der ursprüngliche Wasserspiegel. Fig. 1, Tafel I., $A_1 B_1 C_1 D_1$ der ursprüngliche Wasserspiegel vor Errichtung des Wehres, D die Wehrkrone, sie liegt höher als C_1. Ein solches Wehr wird angelegt, wenn die hervorzubringende Stauung gross und die Wassermenge des Flusses nicht viel veränderlich ist.

Ein Schleusenwehr ist ein Einbau, dessen stauende Wirkung jederzeit ganz beseitigt werden kann. Es besteht in der Regel aus einer oder aus mehreren Schleusen, die durch Aufzugsvorrichtungen in die Höhe gezogen werden können. Fig. 3, Tafel I. Derlei Wehre werden gewählt, wenn die Lokalverhältnisse bei reichem Wasserabfluss eine Stauung nicht erlauben.

Ein Ueberfall-Schleusenwehr ist ein Einbau, welcher theils aus einem Ueberfallwehr, theils aus Schleusen besteht. [Fig. 4, Tafel I., B C Ueberfall, A B Schleuse.] Ein solches Wehr wird angelegt, wenn bei sehr veränderlichem Wasserzufluss der Wasserstand oberhalb des Wehres stets auf gleicher Höhe erhalten werden soll. Diese Forderung wird insbesondere gestellt, wenn mehrere Wasserwerke hinter einander in dem Fluss errichtet werden.

Horizontale Trace des Wehres. Hat man sich entschieden, dass ein Wehr gebaut werden soll, und von welcher Art es sein soll, so muss noch die Trace (die Richtung und Form des Wehrzuges) und dessen Höhe bestimmt werden. Hinsichtlich der Trace sind verschiedene Anordnungen, Fig. 5, Tafel I., möglich, die wir einer Betrachtung unterwerfen wollen, um die praktische Brauchbarkeit kennen zu lernen.

Dabei ist zu beachten, dass die Veränderungen des Wasserstandes unter sonst gleichen Umständen um so kleiner sein werden, je grösser die Ausdehnung der Wehrkrone ist. Für ein Ueberfallwehr ist z. B.:

$$Q = k\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$$

wobei Q die in einer Sekunde abfliessende Wassermenge, b die Breite des Wehres, h die Dicke der Wasserschichte und k einen Coeffizienten bedeutet. Differenzirt man diesen Ausdruck, indem man Q und h als veränderlich, b als konstant betrachtet, so findet man

$$d\, h = \frac{d\, Q}{\frac{3}{2}\, b\, k \sqrt{2\, g\, h}}$$

Dieser Ausdruck für $d\, h$ gibt an, um wie viel sich der Wasserstand im Zuflusskanal ändert, wenn die Wassermenge um $d\, Q$ wächst und wie man sieht, ist diese Aenderung des Wasserstandes der Breite b des Wehres verkehrt proportional.

Das Wehr A, Fig. 5, ist das einfachste, hat aber eine Krone von geringer Ausdehnung; die Veränderungen des Wasserstandes bei veränderlichem Wasserzufluss können demnach ziemlich gross ausfallen; es ist daher nur dann anwendbar und zweckentsprechend, wenn die Wassermengen des Flusses wenig veränderlich sind oder wenn sich die Wasserstände oberhalb des Wehres ziemlich stark ändern dürfen.

Das Wehr B ist nur wenig länger als A, ist schwieriger herzustellen und kostspieliger, leitet das Wasser an das rechte Ufer, greift es an und wühlt daselbst den Boden auf, ist also offenbar nicht zu empfehlen.

Die Wehre C, D, E, F sind ebenfalls von wenig oder keinem Werth, die Ausdehnung der Wehrkrone ist nicht merklich grösser als bei A. Diese Wehre sind schwieriger herzustellen als A, daher auch kostspieliger und das Wasser wird bei C und F an die Ufer, bei D und E nach der Mitte des Stromes geleitet, wodurch das Bett ungleich angegriffen wird.

Das Wehr G zeichnet sich aus durch die Grösse und Ausdehnung seiner Wehrkrone; selbst wenn es ganz als Ueberfallwehr gebaut wird, bewirkt es eine beinahe unveränderliche Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal; versieht man noch überdies einzelne Theile, z. B. b c des Wehres mit Schleusen, so kann man selbst bei einem sehr veränderlichen Wasserzufluss einen konstanten Wasserstand hervorbringen. Es ist diese Anordnung insbesondere auch ganz zweckmässig, wenn zwei Fabriken bei a b und c d angelegt werden, so dass überhaupt in dem mittleren Theil des Flusses Raum für ein Wehr übrig bleibt, und da b c im Allgemeinen beliebig lang gehalten werden kann, so ist es möglich, mit dieser Anordnung der Anforderung eines konstanten Wasserstandes sehr wohl und in sehr vielen Fällen zu entsprechen. Allerdings ist der Bau eines solchen Wehres kostspielig und deshalb nur zu empfehlen, wenn man mit der Anordnung A nicht ausreichen kann. Das Ergebniss dieser Untersuchung ist also, dass wir die Anordnungen B, C, D, E, F verwerfen und nur A oder G zur Ausführung empfehlen.

Genauere Entscheidung der Frage, ob ein Grundwehr oder ob ein Ueberfallwehr erbaut werden soll. Hat man sich dahin entschieden, dass kein Schleusenwehr, sondern entweder ein Grundwehr oder ein Ueberfallwehr erbaut werden soll, so kann die Wahl zwischen diesen zwei Arten von Wehren in dem Falle zweifelhaft werden, wenn die hervorzubringende Stauung weder sehr gross noch sehr klein ist. Die Entscheidung kann in einem solchen Falle auf folgende Art geschehen. Nennt man:

h die Stauung, welche durch das Wehr hervorgebracht werden soll,

b die Breite des Wehres, die in der Regel mit dem Flussbett übereinstimmt und jedenfalls durch die Trace bekannt ist,

Q die Wassermenge, welche in der Regel, und namentlich dann, wenn die Stauung die Höhe h haben soll, über das Wehr abfliesst,

so ist annähernd $0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$ die Wassermenge, welche über das Wehr abfliessen würde, wenn die Wehrkrone bis an den ursprünglichen Wasserspiegel reichen würde.

Je nachdem nun der Werth von $0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$ gleich Q, grösser als Q oder kleiner als Q ausfällt, ist im ersten Falle ein Wehr zu bauen, dessen Krone bis an den Wasserspiegel reicht, im zweiten Falle aber ein Ueberfallwehr und im dritten ein Grundwehr.

Der Coeffizient 0·57 bezieht sich auf Wehre mit abgerundeter oder wenigstens mit nicht scharfkantiger Krone.

Höhe eines Ueberfallwehres. Hat diese eben erklärte Regel für die Errichtung eines vollkommenen Ueberfallwehres entschieden, so findet man dessen Höhe auf folgende Weise.

Nennt man, Fig. 1, Tafel I.:

$h = C_1 C_2$ die Stauhöhe, b die Wehrbreite, Q die in jeder Sekunde abfliessende Wassermenge, $t = C C_1$ die Tiefe des Wassers vor der Errichtung des Wehres, $D C_2 = x$ die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel, so ist wegen $Q = 0{\cdot}57\ b\ x \sqrt{2\ g\ x}$

$$x = \left(\frac{Q}{0{\cdot}57\ b\ \sqrt{2\ g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

und dann ist die Wehrhöhe $C\ D = t + h - x$.

Höhe eines Grundwehres. Fig. 2, Tafel I. Eine genaue Berechnung der über ein Grundwehr abfliessenden Wassermenge ist mit unüberwindlichen Schwierigkeiten verbunden; man muss sich mit einer rohen Annäherung begnügen, indem man annimmt, dass der Wasserabfluss in dem Theile $B\ E$ des Wasserquerschnitts wie bei einem vollkommenen Ueberfall, durch den Theil $B\ D$ hingegen wie bei zwei kommunizirenden Gefässen erfolgt, wenn in einem derselben der Spiegel um $B\ E$ höher steht, als im andern. Unter dieser Voraussetzung ist

$$Q = 0{\cdot}57\ b\ h \sqrt{2\ g\ h} + 0{\cdot}62\ b\ x \sqrt{2\ g\ h}$$

wobei die Coeffizienten $0{\cdot}57$ und $0{\cdot}62$ nur als Schätzung zu betrachten sind. Hieraus folgt:

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\ b\ \sqrt{2\ g\ h}} - 0{\cdot}92\ h$$

Stauweite. Die Stauweite ist die Entfernung $C_2\ B_1$, Fig. 1, Tafel I., vom Wehr an stromaufwärts gemessen, bis zu welcher sich die stauende Wirkung des Wehres erstreckt. Die Oberfläche des Wassers oberhalb des Wehres bildet strenge genommen keine horizontale Ebene, sondern ist eine gewisse krumme Fläche, deren Gestalt *Navier* und *Belanger* zu bestimmen gesucht haben. Allein da die Bestimmungen dieser Flächen mit weitläufigen, mit der Wichtigkeit des Zweckes in keinem Verhältniss stehenden Rechnungen verbunden sind, und gewöhnlich die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser dem Wehr zufliesst, nur einen kleinen Werth hat, so kann man sich mit der Annahme begnügen, dass die Oberfläche eine vollkommene horizontale Ebene sei. Nennt man unter dieser Voraussetzung h die Stauhöhe, α den Winkel, unter welchem die Wasserfläche vor der Errichtung des Wehres gegen den Horizont geneigt ist, so hat man für die Stauweite den Ausdruck

$$C_2\ B_1 = h \cot g\ \alpha$$

Ausführung eines Wehrbaues. Das Spezielle der Anordnung und Ausführung eines Wehrbaues gehört in das Ingenieurfach, daher wir uns hier darauf beschränken, die wesentlichsten Bedingungen eines guten Wehrbaues zu bezeichnen und durch einige Beispiele zu erläutern.

Bei einem Wehrbau muss man dahin wirken, dass derselbe vom Wasser weder unterwaschen oder unterwühlt, noch an den Seiten umgangen werden kann. An den beiden Ufern müssen daher tief fundamentirte, in die Ufer selbst eingreifende Schutzbauten hergestellt werden, und die Unterwühlung des Wehres muss entweder durch tiefe Betonmassen oder durch Spundwände und Pfahlroste mit Bedielungen verhindert werden.

Fig. 6, Tafel I. ist ein hölzernes Wehr, a b c Spundwände, d bedielter liegender Rost, e dichte Balkenwand durch Zangen zusammengehalten und verstrebt, *f* Wehrkrone.

Fig. 7, Tafel I. Hölzernes Wehr mit einem steinernen Vorbau.

Fig. 8, Tafel I. Steinernes Wehr mit Betonfundament.

Anlage der Kanäle.

Zweck eines Kanals. Ein Fabrikkanal ist eine künstliche Wasserleitung, vermittelst welcher das auf eine längere Flussstrecke vorhandene Gefäll nach einem beliebigen Punkt der Flussumgebung verlegt und daselbst konzentrirt werden kann. Es sei Fig. 9, Tafel I. A F B eine Flussstrecke, H das auf derselben vorhandene Gefäll oder der Höhenunterschied des Wasserspiegels bei A und bei B, C sei ein beliebiger Punkt in der Umgebung des Flusses, nach welchem hin das Gefäll H konzentrirt werden soll, A C B der zu diesem Behufe angelegte Kanal. Wie das Längenprofil des Kanals beschaffen sein muss, zeigt Fig. 10, Tafel I. A C, B E sind die Fortsetzungen der Wasserspiegel $A A_1$ und $B B_1$, das Gefälle C E ist gleich H. Ist A D G B der Durchschnitt des Terrains, so ist A D ein Durchschnitt, D C eine Aufdämmung, B E eine Ausgrabung. Man sieht, dass es theoretisch möglich ist, das Gefäll nach einem ganz beliebigen Punkt der Flussumgebung zu konzentriren, und hieraus ist zu erkennen, dass die Gewinnung oder Konzentration eines natürlichen Gefälles vermittelst eines Kanales im Allgemeinen der Konzentration vermittelst eines Wehres vorzuziehen ist, denn bei einer Anlage mit Wehr und ohne Kanal muss das zu treibende Werk in das Flussbett oder hart an das Ufer errichtet werden, ist also dem Hochwasser und der Nässe und Feuchtigkeit ausgesetzt. Bei Anwendung eines Kanales ist dagegen die Möglichkeit geboten, für die Anlage der Fabrik eine Stelle zu wählen, an der man von der Einwirkung des Wassers im Fluss vollkommen geschützt ist, und die vielleicht in mancher anderen Hinsicht zweckdienliche Eigenschaften besitzt oder Annehmlichkeiten gewährt, die bei der Langeweile eines Fabrikbetriebes auch nicht zu verschmähen sind. Die alte Gewerbe-Industrie wusste die natürlichen Gefälle nur durch Wehre zu konzentriren, die neuere Industrie wendet überall Kanäle an, wo es die Lokalverhältnisse nur möglich machen. Auch dies ist einer der grossen Fortschritte der neueren Industrie. Noch muss hervorgehoben werden, dass vermittelst eines Kanals sehr hohe Gefälle, die auf einer sehr langen Strecke eines Flusslaufes vorkommen, konzentrirt werden können.

Um zu bewirken, dass unter allen Umständen und selbst bei sehr veränderlicher Wassermenge im Flusse der Eintritt des Wassers aus dem Fluss in den Kanal regelmässig und in hinreichender Menge erfolgt, ist es vortheilhaft, wenn der Wasserstand im Fluss an der Mündung des Kanals stets nahe auf gleicher Höhe erhalten wird, was, wie wir wissen, durch die Anlage eines Wehres geschehen kann. Für jede Kanalanlage ist daher ein Wehr ein sehr nützlicher Hilfsbau. Die gleichzeitige Erbauung eines Kanales und eines Wehres ist auch in dem Falle sehr zweckmässig, wenn das zwischen zwei Punkten A und B vorhandene Gefälle H_1 nicht die wünschenswerthe Höhe hat. Legt man in diesem Falle unmittelbar unterhalb der Einmündung des Kanals ein Wehr an, durch das der Wasserspiegel bei A um H_2 gestaut wird, so kann man vermittelst des Kanales das ganze Gefälle $H_1 + H_2$ nach C hin konzentriren.

Die horizontale Trace des Kanals. Die Ein- und Ausmündungspunkte eines Kanals werden vorzugsweise durch das zu gewinnende Gefälle bestimmt. Die Linie, längs welcher der Kanal herzustellen ist, richtet sich theils nach Lokal- theils nach Eigenthumsverhältnissen. Gewöhnlich ist das dem Flussufer benachbarte Terrain ziemlich eben und kann der Kanal auf demselben in ziemlich gerader Richtung geführt werden.

Zuweilen zieht der Fluss längs eines Bergabhangs hin, und dann kann es zweckmässig werden, den Kanal nicht in die Ebene, sondern an dem Bergabhang selbst anzulegen. Kommen in der Nähe des Flusses höhere Berge vor, und untersagen die Eigenthümer des Thalbodens und des Bergabhangs die Anlage eines Kanales auf ihren Gründen, so kann man sich dadurch helfen, indem man den Kanal in einem Tunnel durch die Berge führt.

Eine derartige Kanalanlage wurde in Atzenbach im Wiesenthal hergestellt.

Die zweckmässigste Baustelle für die Errichtung der Fabrik richtet sich, abgesehen von Eigenthumsverhältnissen, nach den Terrainverhältnissen. Im Flachland und Hügelland ist es meistens am zweckmässigsten, das Fabrikgebäude in der Nähe des Kanalanfanges zu verlegen, so dass der Zuflusskanal kurz, der Abflusskanal lang ausfällt. Die Gründe, welche für eine solche Anlage sprechen, sind folgende: 1) kann die Einlassschleuse leicht und schnell bedient werden; 2) im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschaft werden muss; im Untergraben dagegen entsteht, wegen des in denselben eindringenden wärmeren Horizontalwassers, nicht leicht Grundeis, und wenn es sich auch bildet so kann es doch nicht leicht den Gang der Maschinen stören; 3) Veränderungen des Wasserstandes im Flusse verursachen wenn der Untergraben lang ist, nur eine geringe Stauung am Anfange des letzteren; 4) die wasserdichte Herstellung der Kanaldämme des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden, und im Winter werden diese Dämme häufig durch Einfrieren zerrissen; die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren; 5) in der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Kanalzuges, und dann ist eine Anlage mit kurzem Oberkanal am billigsten. In Gebirgsgegenden ist dagegen eine Kanalanlage mit einem langen Obergraben und kurzem Untergraben zweckmässiger, weil in einer solchen Lokalität der Kanal ohne Schwierigkeit an den Bergabhängen eingegraben und längs denselben fortgeführt werden kann.

Fig. 1, Tafel II. zeigt eine solche Kanalanlage. Fig. 2 ist ein Schnitt nach $\alpha\ \beta$.

Geschwindigkeit des Wassers im Kanal. Es darf nicht dem Zufall überlassen werden, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser in einem Kanal fliesst, wenn derselbe hergestellt worden ist, sondern die Geschwindigkeit muss von vornherein festgesetzt werden, weil von derselben die Profile des Kanales und die dauernde Erhaltung desselben abhängen. Eine grosse Geschwindigkeit des Wassers hat zur Folge, dass das Querprofil des Kanals klein, dass dagegen das Gefäll des Kanales gross ausfällt. Eine grosse Geschwindigkeit vermindert also die Baukosten, verursacht aber einige Gefällverluste. Gewöhnlich sind die Kanäle in Sand- oder Kiesboden gegraben oder durch Auffüllung mit Sand und Kies gebildet. Soll das Bett eines solchen Kanales durch das Wasser nicht aufgewühlt werden, so darf die Geschwindigkeit desselben eine gewisse Grenze nicht überschreiten. Diese grössten Geschwindigkeiten, welche ein Kanalbett noch nicht merklich angreifen, sind:

Aufgelöste Erde	$0{\cdot}076^m$
Fetter Thon	$0{\cdot}152^m$
Sand	$0{\cdot}305^m$
Kies	$0{\cdot}609^m$
Abgerundete Kiesel	$0{\cdot}914^m$
Eckige Kiesel	$1{\cdot}22^m$
Conglomerat	$1{\cdot}52^m$
Geschichtete Felsen	$1{\cdot}83^m$
Ungeschichtete Felsen	$3{\cdot}05^m$

Bei Kies und Sand beträgt diese Geschwindigkeit 0·3 bis 0·5. Um für alle Fälle sicher zu sein, ist es angemessen, für Kanäle aus Sand und Kies den Werth von 0·3 Meter in Rechnung zu bringen. In hölzernen Kanälen kann man 0·6 Meter bis 1 Meter nehmen, weil dadurch die Baukosten vermindert werden.

31 **Querprofil des Kanals.** Aus der mittleren Geschwindigkeit u, welche das Wasser im Kanale annehmen soll, und aus der Wassermenge Q, welche in 1 Sunde fortgeleitet werden soll, ergibt sich der Querschnitt Ω des Wasserkörpers im Kanale. Er ist nämlich

$$\Omega = \frac{Q}{u}$$

Die Gestalt des Querschnittes richtet sich theils nach dem Material, theils nach der Wassermenge. Hölzerne und gemauerte Kanäle erhalten rechtwinklige, aufgefüllte Kanäle symmetrisch dossirte trapezförmige Profile. Die Dossirung kann, wenn sie mit Steinen gepflastert wird, 60° betragen, ist sie aber aus gestampfter Erde, so darf sie höchstens 45° sein.

Das relative Gefälle, welches das Wasser im Kanal haben muss, wenn es mit einer gewissen Geschwindigkeit fortfliessen soll, und folglich auch der Gefällsverlust, welchen der Kanal verursacht, hängt einerseits von der Geschwindigkeit u, andererseits von dem Verhältniss ab zwischen dem Inhalt des Querschnitts des Wasserkörpers und dem Theile seines Umfanges, welcher mit dem Kanale in Berührung steht, welchen Theil man den „benetzten Umfang" zu nennen pflegt.

Je kleiner dieses Verhältniss ist, desto geringer ist der Gefällverlust. In dieser Hinsicht wären das halbe Quadrat und das halbe reguläre Sechseck die zweckmässigsten Profilformen; allein sie können wenigstens bei grösseren Wassermengen nicht angewendet werden, weil es in diesem Falle sehr schwierig ist, die Kanäle wasserdicht herzustellen, indem ihre Tiefe zu gross ausfällt. Wegen dieses Umstandes ist es überhaupt nicht möglich, eine rationelle Regel für das Verhältniss der Breite und Tiefe des Wasserkörpers aufzustellen, man muss sich daher mit einer empirischen Regel begnügen.

Durch Vergleichung der Dimensionen von ausgeführten Kanälen habe ich gefunden, dass man nehmen darf:

$$\frac{b}{t} = 2\cdot7 + 0\cdot9\ \Omega$$

wobei b die Breite des Grundbettes, t die Wassertiefe und Ω den Querschnitt des Wasserkörpers bedeutet. Bezeichnet man den Böschungswinkel mit α, so ist:

$$\Omega = b\,t + t^2 \operatorname{cotg} \alpha = t^2 \left(\frac{b}{t} + \operatorname{cotg} \alpha\right)$$

man erhält demnach:

$$t = \sqrt{\left(\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \operatorname{cotg} \alpha}\right)}$$

und wenn t berechnet ist, ergibt sich b aus:

$$b = \left(\frac{b}{t}\right) t$$

Um die Querschnittsdimensionen eines Kanales zu berechnen, für welchen Q, u, α gegeben ist, bestimme man zuerst den Werth von Ω, dann den Werth von $\frac{b}{t}$, hierauf findet man den Werth von t und endlich b.

Längenprofil des Kanales. Um eine gleichförmige Bewegung des Wassers im Kanale hervorzubringen (welche bei durchaus gleichen Profilen einer unveränderlichen Wassertiefe entspricht) muss das relative Gefälle des Kanalbettes so gross sein, dass dadurch der Reibungswiderstand des Wassers an dem benetzten Umfang überwunden wird.

Zur Bestimmung dieses Gefälles hat man nach den Untersuchungen und Erfahrungen von *Prony* folgende Formel:

$$\frac{G}{L} = \frac{S}{\Omega} (0{\cdot}0000444\ u + 0{\cdot}000309\ u^2)$$

in welcher bedeutet:

G das totale Gefälle des Kanals,

L die Länge des Kanals,

Ω den Querschnitt des Wasserkörpers,

$S = b + \frac{2t}{\sin\alpha}$ den benetzten Umfang,

u die mittlere Geschwindigkeit, welche das Wasser im Kanale annehmen soll.

Wenn es sich darum handelt, durch den Kanal möglichst wenig an Gefälle zu verlieren, muss man demselben der ganzen Ausdehnung nach das relative Gefälle $\frac{G}{L}$ geben, welches durch die letzte Gleichung bestimmt wird, und die Wasserspiegel an den Ein- und Ausmündungen müssen in diesem Falle mit jenen, welche in dem Flusse vorhanden sind, übereinstimmen.

Gestatten aber die Verhältnisse, dass durch den Kanal einiger Gefällverlust entstehen darf, so ist es gut, wenn man den Wasserspiegel an der Einmündung etwas unter dem tiefsten Wasserstand des Flusses annimmt, und der ersten Strecke des Zufluss- so wie der letzten Strecke des Abflusskanales ein stärkeres relatives Gefälle gibt, als den übrigen Theilen des Kanales, weil dadurch der Zu- und Abfluss des Wassers erleichtert wird. Am Anfange des Kanales muss zur Regulirung des Wasserzuflusses eine Schleusse angebracht werden, und unmittelbar vor der Kraftmaschine ist eine zweite Schleusse nothwendig, durch welche das Ueberwasser (d. h. die Differenz zwischen der zufliessenden Wassermenge und derjenigen, welche auf das Rad zu wirken hat) nach einem Leerkanal abfliessen kann. Diese Schleusse und der Leerkanal sind insbesondere auch nothwendig, wenn das Rad abgestellt wird. Denn die Schleusse am Anfang des Kanales wird immer erst abgestellt, nachdem dies mit dem Rade geschehen ist, es muss also das in der Zwischenzeit in den Kanal eintretende Wasser irgend wo abfliessen können. Gesetzt aber auch, dass die Schleusse am Anfang des Kanales gleich zeitig oder etwas früher als das Rad abgestellt würde, so wäre doch auch in diesem Falle ein Leergerinne mit Schleusse unmittelbar vor dem Rade nothwendig, weil das Wasser, nachdem die Einmündungsschleusse geschlossen worden ist, seine Bewegung im Kanale vermöge der Trägheit noch weiter fortsetzt, sich daher vor dem Rade sammeln und aufstauen würde, wenn daselbst keine Abflussöffnung angebracht würde.

Anwendung der Regeln über den Wehr- und Kanalbau. In einer Flusskrümmung sei zwischen zwei Punkten A und B, Fig. 9, Tafel I., deren Horizontalabstand 1500 Meter beträgt, ein natürliches Gefälle von 3 Meter vorhanden. Man beabsichtigt daselbst eine Fabrik anzulegen, die zu ihrem Betrieb einen absoluten Effekt von 80 Pferdekräften erfordert. Die Terrainverhältnisse seien so beschaffen, dass das concave Ufer steil und hoch, das convexe Ufer dagegen flach ist und circa zwei Meter über dem Spiegel des Flusses liegt. Die Kanäle können und dürfen in gerader Linie auf dem flachen convexen Ufer angelegt werden. Die Wassermenge im Fluss beträgt im Minimum 4, im Maximum 5 Kubikmeter. Es sei erlaubt, bei A eine Stauung von 1·5 Meter zu bewirken.

Wenn das natürliche Gefälle von 3 Meter konzentrirt werden könnte, wäre eine Wassermenge von $\frac{75 \times 80}{1000 \times 3} = 2$ Kubikmeter nothwendig. Diese Quantität liefert zwar der Fluss auch beim Minimum der Wassermenge, allein für eine Kraft von 80 Pferden ist nach der Seite 21 gegebenen Erläuterung ein Gefälle von 3 Metern nicht günstig, und da der Voraussetzung zufolge eine Stauung von circa 1·5 Kubikmeter gestattet ist, so wird es angemessen sein, nebst dem Kanal auch ein Wehr anzulegen und dieses so einzurichten, dass ein nutzbares Gefälle von $3 + 1{\cdot}5 = 4{\cdot}5$ Meter gewonnen wird.

In diesem Falle beträgt die der Fabrik zuzuleitende Wassermenge per 1 Sekunde $\frac{75 \times 80}{4{\cdot}5 \times 1000} = 1{\cdot}33$ Kubikmeter.

Nehmen wir für das Wasser im Kanal eine mittlere Geschwindigkeit von $u = 0{\cdot}4$ Meter an, so erhalten wir vermittelst der für eine Kanalanlage aufgestellten Regeln:

Querschnitt des Wasserkörpers im Kanal:

$$\Omega = \frac{Q}{u} = \frac{1{\cdot}33}{0{\cdot}4} \quad \ldots\ldots\ldots \quad = 3{\cdot}32 \text{ Quadratmeter}$$

Verhältniss zwischen Breite und Tiefe:

$$\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9\,\Omega \quad \ldots\ldots\ldots \quad = 5{\cdot}69$$

Tiefe des Wassers:

$$t = \sqrt{\left(\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \operatorname{cotg} \alpha}\right)} \;\ldots (\alpha = 45^\circ) \ldots = 0{\cdot}70 \text{ Meter}$$

Breite des Kanals:

$$b = \left(\frac{b}{t}\right) t \quad \ldots\ldots\ldots \quad = 4{\cdot}00 \text{ Meter}$$

Der benetzte Theil des Umfangs:

$$S = b + \frac{2\ t}{\sin \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 6{\cdot}00 \text{ Meter}$$

Totalgefälle des Kanals:

$$G = L\ \frac{S}{\Omega}\ (\alpha\ u + \beta\ u^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 0{\cdot}18 \text{ Meter}$$

Um den Eintritt des Wassers in den Kanal zu erleichtern, wollen wir den Wasserspiegel an der Einlassschleuse um 0·2 Meter tiefer legen als im Flusse, und um das Abfliessen des Wassers aus dem Abflusskanal zu befördern und die Rückstauung zu schwächen, wollen wir den Wasserspiegel am Ende des Abflusskanals um 0·2 Meter höher annehmen als im Fluss. Unter dieser Voraussetzung muss der Kanal so angelegt werden, dass der Wasserspiegel im Flusse oberhalb des Wehres um $0{\cdot}20 + 0{\cdot}18 + 0{\cdot}20 + 4{\cdot}5 = 5{\cdot}08$ Meter höher steht als im Fluss an der Ausmündung des Abflusskanals. Nun ist das natürliche vorhandene Gefälle 3 Meter; durch das Wehr muss also eine Stauung von $5{\cdot}08 - 3 = 2{\cdot}08$ Meter hervorgebracht werden. Es ist klar, dass ein Ueberfallwehr angelegt werden muss, und dass dieses für die geringste Wassermenge im Fluss zu berechnen ist. Die Wassermenge, welche bei der geringsten Menge über das Wehr abfliesst, beträgt $4 - 1{\cdot}33 = 2{\cdot}67$ Kubikmeter, die Wehrbreite sei 16 Meter, dann ist die Tiefe x der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel

$$x = \left(\frac{2{\cdot}67}{0{\cdot}57 \times 16 \times \sqrt{2 \times 9{\cdot}81}}\right)^{\frac{2}{3}} \quad . \quad . \quad . \quad = 0{\cdot}163 \text{ Meter}$$

Beträgt die Wassertiefe im Fluss vor dem Einbau des Wehres $0{\cdot}4$ Meter, so ist die Wehrhöhe $0{\cdot}4 + 2{\cdot}08 - 0{\cdot}163 = 2{\cdot}317$ Meter.

Fig. 3, Tafel II. zeigt das Längenprofil des Kanales mit allen Gefällverlusten.

Leitung des Wassers in Röhren.

Bei der Leitung des Wassers in Röhren kommen jederzeit Widerstände vor, zu deren Ueberwindung ein Theil des Gefälles aufgeopfert werden muss, so dass die Erfolge, welche durch die Leitung hervorgehen, kleiner und schwächer ausfallen, als wenn diese Widerstände nicht vorhanden wären. Die Berechnung dieser Gefällverluste soll in Folgendem gezeigt werden.

Adhäsion des Wassers an den Röhrenwänden. Röhrenwiderstände. Wenn in einer Röhre Wasser fliesst, entsteht zwischen den längs der Wand fliessenden Theilchen und der Wand selbst eine Wechselwirkung, ein Adhäsions- oder Reibungswiderstand, welcher der Bewegung des Wassers entgegenwirkt. *Eitelwein*, *Prony* und in neuerer Zeit *St. Venant* haben Versuche angestellt, um das Gesetz dieses Widerstandes zu ermitteln. Man hat gefunden, dass dieser Widerstand 1) von dem Material, aus welchem die Röhre besteht, nicht abhängt, 2) der Dichte der Flüssigkeit proportional ist, 3) der Berührungsfläche proportional zu setzen ist, 4) von der Geschwindigkeit u des Wassers in der Röhre abhängt, und annähernd ausgedrückt werden kann durch

$$\gamma \, C \, L \, (\alpha \, u + \beta \, u^2)$$

wobei γ das Gewicht von 1 Kubikmeter Flüssigkeit, C den Unfang der Röhre, L die Länge der Röhre, u die Geschwindigkeit des Wassers und α, β zwei Erfahrungscoeffizienten bedeuten. Nach den Versuchen von *Prony* ist

$$\alpha = 0{\cdot}00001733$$

$$\beta = 0{\cdot}0003483$$

Nennt man z die Höhe der Flüssigkeitssäule, welche durch ihr Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand zu überwinden, Ω den Querschnitt der Röhre, so ist $\gamma \, \Omega \, z$ das Gewicht dieser Flüssigkeitssäule, man hat daher

$$\gamma \, \Omega \, z = \gamma \, C \, L \, (\alpha \, u + \beta \, u^2)$$

daher

$$z = L \frac{C}{\Omega} (\alpha \, u + \beta \, u^2) \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (1)$$

Für eine cylindrische Röhre vom Durchmesser D ist $C = D \, \pi$, $\Omega = \frac{D^2 \, \pi}{4}$, demnach wird

$$z = L \frac{4}{D} (\alpha \, u + \beta \, u^2) \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (2)$$

Die Werthe von $\alpha \, u + \beta \, u^2$ für verschiedene Werthe von u sind in der Tabelle Seite 131 der Resultate zusammengestellt, und zwar sind es die von *Prony* gefundenen Werthe.

Diese Widerstandshöhe oder dieser Gefällverlust ist, wie Gleichung (2) zeigt, der Länge der Röhrenleitung direkt, ihrem Durchmesser aber verkehrt proportional. Ist u klein, z. B. 0·3, so kann das Glied $\beta \, u^2$ gegen $\alpha \, u$ vernachlässigt werden. Für kleine Geschwindigkeiten ist demnach der Reibungswiderstand beinahe der ersten Potenz der Geschwindigkeit proportional. Ist dagegen u ziemlich gross, z. B. 0·6 bis 1, 2, 3 Meter, so ist im Gegentheil αu gegen βu^2 eine kleine zu vernachlässigende Grösse. Für grosse Geschwindigkeiten ist daher der Widerstand nahe dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional.

In den meisten Fällen ist der Werth von z im Vergleich zu dem vorhandenen Gefälle nur dann von Belang, wenn die Länge der Leitung sehr beträchtlich ist, z. B. mehr als 100 Meter beträgt. Es ist selten der Fall, dass das zum Betrieb einer Maschine bestimmte Wasser aus sehr grossen Entfernungen in Röhren herbeigeleitet wird, degegen kommt es oft vor, dass Trinkwasser aus Entfernungen von 2000 bis 4000 Meter und mehr in Röhren fortgeleitet werden muss, und dann kann der Werth von z sehr beträchtlich ausfallen, insbesondere, wenn kleine Wasserquantitäten mit ziemlich grosser Geschwindigkeit geleitet werden sollen. Zur Erläuterung des so eben Gesagten mögen folgende Beispiele dienen.

In einer Röhrenleitung soll in jeder Sekunde $Q = 0{\cdot}8$ Kubikmeter Wasser einer Turbine zugeleitet werden. Die Länge der Leitung sei $L = 100$ Meter, die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre 1 Meter, dann hat man:

$$D = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,u}} = \sqrt{\frac{4 \times 0{\cdot}8}{3{\cdot}14 \times 1}} = 1 \text{ Meter (nahe)}$$

und wird vermöge (2) und Tafel Seite 131 der Resultate

$$z = \frac{100 \times 4}{1}\, 0{\cdot}0003656 = 0{\cdot}146 \text{ Meter}$$

Der durch die Reibung entstehende Gefällverlust beträgt also nur nahe 15 Centimeter.

Auf eine Entfernung von $L = 4000$ Meter soll in jeder Sekunde 0·4 Kubikmeter Trinkwasser mit einer Geschwindigkeit von 0·8 Meter fortgeleitet werden. Dann ist:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0{\cdot}4}{3{\cdot}14 \times 0{\cdot}8}} = 0{\cdot}69, \qquad z = \frac{4000 \times 4}{0{\cdot}69}\, 0{\cdot}0002368 = 5{\cdot}6 \text{ Meter}$$

Auf eine Entfernung von 4000 Meter sollen in jeder Sekunde 0.03 Kubikmeter Trinkwasser mit 1·3 Meter Geschwindigkeit fortgeleitet werden. In diesem Falle wird:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 0{\cdot}03}{3{\cdot}14 \times 1{\cdot}3}} = 0{\cdot}172, \qquad z = 4000\, \frac{4}{0{\cdot}172} \times 0{\cdot}0006111 = 55{\cdot}5 \text{ Meter}$$

Der Gefällverlust oder die Widerstandshöhe beträgt also in diesem dritten Beispiele 55·5 Meter.

Eckige und abgerundete Knieröhrenstücke. Bei jeder raschen Ablenkung des Wassers aus seiner geregelten Bahn entstehen nothwendig Wellenbewegungen oder Wirbelungen, so wie Erschütterungen an den Röhrenwänden, wodurch die lebendige Kraft der Fortschrittsbewegung des Wassers geschwächt wird. Die hierdurch entstehenden Gefällverluste lassen sich selbstverständlich genau nicht berechnen, denn alle derlei Vorgänge sind viel zu komplizirt, als dass sie durch eine korrekte Rechnung verfolgt werden könnten. Die nachfolgenden Regeln beruhen auf Versuchen.

Weisbach hat durch Versuche gefunden, dass ein winkliges Kniestück, Fig. 4, Tafel II., einen Gefällverlust verursacht, der durch folgenden Ausdruck berechnet werden kann:

$$z = \frac{u^2}{2\,g}\,(0{\cdot}9457 \sin \delta^2 + 2{\cdot}047 \sin^4 \delta)$$

wobei u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre $\delta = \widehat{CBE} = \widehat{EBD} = \frac{1}{2}\,\widehat{CBD}$ die Hälfte des Ablenkungswinkels bedeutet.

Für δ =	10°	20°	30°	40°	50°	60°
wird $\frac{z}{\frac{u^2}{2g}}$ =	0·046	0·139	0·364	0·740	1·260	1·861

Für $\delta = 45°$ wird nahezu $0{\cdot}9457 \sin \delta + 2{\cdot}047 \sin^4 \delta = 1$ und $z = \frac{u^2}{2\,g}$, d. h. wenn der Ablenkungswinkel 90° beträgt, geht die lebendige Kraft verloren, die der Geschwindigkeit u entspricht.

Für abgerundete Kniestücke, Fig. 5, Tafel II., hat *Navier* aus Versuchen folgende Formel abgeleitet:

$$z = \frac{u^2}{2\,g}\,(0{\cdot}0039 + 0{\cdot}0186\ r)\,\frac{s}{r^2}$$

wobei u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, r den Krümmungshalbmesser des Kniestückes und s die Länge AB des gekrümmten Theils des Kniestückes bezeichnet.

Verengungen und Erweiterungen der Röhren. Allmälige, stetige und sanft in einander übergehende Querschnittsänderungen verursachen keinen merklichen Kraftverlust. Plötzliche Querschnittsänderungen verursachen dagegen plötzliche Geschwindigkeitsänderungen und Wirbelungen, und verursachen nothwendig Kraftverluste, die vermittelst des *Carnot*'schen Prinzipes annähernd in nachstehender Weise berechnet werden können.

Nennt man für eine Verengung, Fig. 6, Tafel II., Ω den Querschnitt der Röhre zu beiden Seiten der Verengung, Ω_1 den Querschnitt der Verengung, k_1 den Contraktionscoeffizienten, u die Geschwindigkeit des Wassers in dem Querschnitt Ω, u_1 die Geschwindigkeit im Querschnitt $\Omega_1 k_1$, Q die Wassermenge, welche per 1 Sekunde durch die Röhre fliesst, so hat man

$$Q = \Omega u = \Omega_1 k_1 u_1 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

Da nun das Wasser plötzlich aus der Geschwindigkeit u_1 in die Geschwindigkeit u übergeht, demnach plötzlich eine Geschwindigkeit $u_1 - u$ verliert, so entsteht ähnlich, wie bei dem Stoss unelastischer Körper ein Verlust an lebendiger Kraft, welcher der in jeder Sekunde stossenden Masse $1000 \frac{Q}{2g}$ und dem Quadrat $(u_1 - v)^2$ der verlornen Geschwindigkeit entspricht (Prinzipien Seite 98), die daher durch

$$1000 \frac{Q}{2g} (u_1 - v)^2$$

ausgedrückt werden kann. Nennt man z den Gefällverlust, welcher diesem Verlust an lebendiger Kraft entspricht, so hat man

$$1000\, Q\, z = 1000 \frac{Q}{2g} (u_1 - v)^2 \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

Setzt man für u_1 seinen aus (1) folgenden Werth $u \frac{\Omega}{\Omega_1 k_1}$, so erhält man aus (2)

$$z = \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1\right)^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Es seien ferner für eine röhrenförmige Verengung, Fig. 7, Tafel II., $\Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ die Querschnitte der Röhrentheile, $u\ u_1\ u_2$ die Geschwindigkeiten des Wassers in diesen Querschnitten, k_1 der Contraktionscoeffizient für den Uebergang aus Ω in Ω_1, x die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt $\Omega_1 k_1$, so hat man zunächst:

$$Q = \Omega u = \Omega_1 u_1 = \Omega_2 u_2 = \Omega_1 k_1 x$$

demnach

$$u_1 = \frac{\Omega}{\Omega_1} u, \quad u_2 = \frac{\Omega}{\Omega_2} u, \quad x = \frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} u \quad \ldots \quad (4)$$

Nun verliert das Wasser zuerst die Geschwindigkeit $x - u_1$ und hierauf $u_1 - u_2$, der totale Verlust an lebendiger Kraft ist demnach

$$1000 \frac{Q}{2\,g} \left[(x - u_1)^2 + (u_1 - u_2)^2 \right]$$

oder mit Berücksichtigung von (1):

$$1000 \frac{Q}{2\,g} u^2 \left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 \left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2 \right]$$

Dieser Verlust ist aber auch gleich $1000\,Q\,z$, wenn z den Gefällverlust bezeichnet, daher hat man:

$$z = \frac{u^2}{2\,g} \left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 \left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2 \right] \quad . \; . \; . \quad (5)$$

Eine Röhrenerweiterung, Fig. 8, Tafel II., verursacht, wie eine Röhrenverengung an zwei Stellen Verluste an lebendiger Kraft. Es ist in diesem Falle zunächst

$$Q = \Omega\,u = \Omega_1\,u_1 = \Omega_2\,u_2 = \Omega_2\,k_2\,x$$

demnach

$$u_1 = \frac{\Omega}{\Omega_1} u, \quad u_2 = \frac{\Omega}{\Omega_2} u, \quad x = \frac{\Omega}{\Omega_2\,k_2} u \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

Man erhält demnach in diesem Falle:

$$1000\,Q\,z = 1000 \frac{Q}{2\,g} \left[(u - u_1)^2 + (x - u_2)^2 \right]$$

oder wegen (6):

$$z = \frac{u^2}{2\,g} \left[\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2}\right)^2 \left(\frac{1}{k_2} - 1\right)^2 \right]$$

Alle diese Gefällverluste, welche Eckstücke, Kniestücke und Röhrenerweiterungen oder Verengungen verursachen, sind nur dann von Belang, wenn sie sich in ausgedehnten Leitungen oftmals wiederholen, was z. B. der Fall ist, wenn die Verbindungen der Röhrenstücke, aus welchen eine lange Leitung besteht, nicht sorgfältig hergestellt werden. Sehr beträchtlich kann auch dieser Widerstand werden, wenn sich an den Röhrenwänden unregelmässig geformte Krusten ansetzen, wodurch in der ganzen Leitung rasch aufeinander folgende plötzliche Querschnittsänderungen entstehen. Man sieht hieraus, wie wichtig es ist, dass eine Wasserleitung sorgfältig ausgeführt und unterhalten wird.

Nennt man Σz die Summe aller Gefällverluste, welche eine Röhrenleitung wegen Reibungen, Krümmungen und Querschnittsänderungen verursacht, H das wirklich vorhandene Gefälle, so muss man, um den wirklichen Erfolg zu berechnen, $\pm H \pm \Sigma z$ in Rechnung bringen, nämlich:

$+ H + \Sigma z$ wenn Wasser gehoben werden soll, d. h. wenn die Ausflussmündung höher liegt als die Einmündung,

$- H + \Sigma z$ wenn Wasser fortgetrieben werden soll, aber die Ausflussmündung tiefer liegt als die Einmündung,

$+ H - \Sigma z$ wenn die Ausflussöffnung um H tiefer liegt, als die Einmündung und entweder die Ausflussgeschwindigkeit oder der Druck berechnet werden soll, den das Wasser an der Ausflussöffnung hervorzubringen vermag.

ZWEITER ABSCHNITT.

Die Wasserräder.

Die hydraulischen Kraftmaschinen. Die Maschinen, welche zur Aufsammlung der in den Wasserläufen und Wasserstürzen enthaltenen Wirkungsfähigkeiten enthalten sind, werden hydraulische Kraftmaschinen genannt.

Es gibt deren eine grössere Anzahl, allein von einer allgemeinen Anwendbarkeit sind doch nur drei Arten derselben, nämlich die Wasserräder, die Turbinen und die Wassersäulenmaschinen. Wir werden uns in diesem Abschnitt mit der Theorie und dem Bau der Wasserräder, im nächsten Abschnitt mit der Theorie und dem Bau der Turbinen beschäftigen. Die Wassersäulenmaschine soll erst in der Folge in Verbindung mit den Pumpen behandelt werden, weil zwischen diesen Maschinen in theoretischer Hinsicht ein inniger Zusammenhang statt findet, so dass für beide Arten von Maschinen die gleichen Grundsätze gelten.

Die Hauptaufgabe, welche die Theorie einer Kraftmaschine zu lösen hat, besteht in der Auffindung der Bedingungen, welche erfüllt werden müssen, damit durch die Kraftmaschine die Kraftaufsammlung der in dem Motor enthaltenen Wirkungsfähigkeit möglichst vortheilhaft und möglichst vollständig erfolgen kann.

Beschreibung und Wirkungsweise der Räder.

Eintheilung der Wasserräder. Unter einem Wasserrade im weitesten Sinne des Wortes versteht man bekanntlich eine radförmige hydraulische Kraftmaschine, welche am Umfange mit einem ringförmigen System von gefässartigen Theilen versehen ist, die durch ebene, gebrochene oder gekrümmte Flächen gebildet werden, und auf welche das Wasser durch Druck oder durch Stoss einwirkt.

Bei jedem Wasserrade sind nebst dem Rade noch folgende Theile vorhanden: a) der Zuleitungs- oder Zuflusskanal, durch welchen das Wasser bis an das Rad geleitet wird; b) die Schütze, d. h. eine schieberartige Vorrichtung, vermittelst welcher, je nach Umständen, mehr oder weniger Wasser auf das Rad geleitet werden kann; c) der Einlauf, d. h. diejenige Vorrichtung, durch welche das Wasser von der Schütze weg in das Rad geleitet wird; d) der Abfluss- oder Abzugskanal, durch welchen das Wasser von dem Rade wegfliesst, nachdem es auf dasselbe gewirkt hat.

Bei manchen Rädern kommt noch eine das Rad theilweise umgebende Fläche vor, die Kropf oder Radgerinne genannt wird, und welche die Bestimmung hat, das zu frühzeitige Austreten des Wassers aus dem Rade zu verhindern.

Die Wasserräder im weitesten Sinne des Wortes können eingetheilt werden

a. in Turbinen, bei welchen das Wasser meistens gleichzeitig auf den ganzen Umfang des Rades einwirkt, dessen Axe in der Regel eine vertikale Stellung hat;

b. in die Wasserräder im engeren Sinne des Wortes, bei welchen das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil des Umfanges einwirkt. Die Drehungsaxe ist bei diesen Rädern gewöhnlich horizontal.

Die Wasserräder im engeren Sinne des Wortes, welche wir dem in der Praxis üblichen Sprachgebrauch gemäss „Wasserräder" schlechthin nennen wollen, sind der Gegenstand dieses Abschnittes.

Diese Wasserräder können eingetheilt werden:

1) Nach der Wirkungsweise des Wassers im Allgemeinen in:
   a. Räder, bei welchen das Wasser durch Stoss wirkt;
   b. Räder, bei welchen das Wasser theils durch Stoss, theils durch Druck wirkt;
   c. Räder, bei welchen das Wasser durch seine lebendige Kraft ohne Stoss wirkt.

2) Nach der Höhe des Punktes, in welchem das Wasser in das Rad eintritt, in:
   a. unterschlächtige Räder, wenn das Wasser am unteren Theile des Rades in dasselbe eintritt, und daselbst durch Stoss wirksam ist;
   b. mittelschlächtige Räder, wenn der Punkt, in welchem das Wasser in das Rad eintritt, genau oder ungefähr in der Höhe der Axe des Rades sich befindet;

c. oberschlächtige Räder, wenn das Wasser im Scheitel des Rades eintritt.

3) Nach der Gestalt der Gefässe, mit welchen der Umfang des Rades versehen ist, in:

a. Schaufelräder, wenn das Rad mit ebenen, radial stehenden oder mit solchen Flächen versehen ist, die hinsichtlich ihrer Form nicht viel von einer Ebene, und hinsichtlich ihrer Stellung nur wenig von der Richtung des Radius abweichen. Bei diesen Rädern soll ein Kropf oder Radgerinne vorhanden sein, damit der Austritt des Wassers aus dem Rade nicht zu frühzeitig erfolgt;

b. Kübelräder, Zellenräder, Eimerräder, wenn die Gefässe am Umfang des Rades ohne Mitwirkung eines Radgerinnes durch ein mit dem Umfang des Rades verbundenes System von Wandungen gebildet werden;

c. Räder mit krummflächigen Schaufeln, gegen welche das Wasser durch seine lebendige Kraft mit Druck wirkt.

Diese Eintheilungen, welche noch leicht vermehrt werden könnten, sind in wissenschaftlicher Hinsicht von keiner Bedeutnng, denn es lassen sich keine scharfen Grenzen für die einzelnen, in einander mehr oder weniger übergehenden Anordnungen angeben. In praktischer Hinsicht haben jedoch diese Benennungen insofern einigen Werth, als durch dieselben so ziemlich die Bauart der Räder im Wesentlichen bezeichnet wird.

Beschreibung der Wasserräder. Es ist eine Eigenthümlichkeit der Wasserräder, dass jede besondere Anordnung derselben nur für gewisse Wasserkräfte anwendbar ist. Um daher die verschiedenen Wasserkräfte, welche in der Praxis vorkommen, durch Wasserräder auf eine einigermassen befriedigende Weise benutzen zu können, ist eine ganze Reihe von Anordnungen nothwendig, die in einem solchen Verhältnisse zu einander stehen, dass die Anwendbarkeit einer jeden Anordnung da beginnt, wo die Anwendbarkeit der zunächst vorhergehenden Anordnung aufhört.

Es ist nun zunächst nothwendig, das Wesentlichste über die Einrichtung dieser verschiedenen Anordnungen, so wie auch die Wirkungsart des Wassers bei denselben im Allgemeinen anzugeben.

a. Das unterschlächtige Rad. Fig. 1, Tafel III. Diese Anordnung findet man bei ganz kleinen Gefällen zum Betriebe von Mühlen, Sägen etc. angewendet. Das Rad hat in der Regel ebene, radial gestellte Schaufelflächen, und läuft in einem Kanale, der durch eine horizontale oder schwach geneigte Bodenfläche a b c und durch vertikale Seitenwände gebildet wird. Vor dem Rade befindet sich ein in den Kanal eingepasster, vertikal oder schief stehender Schieber d (die Schütze), vermittelst welcher mehr oder weniger Wasser aus dem Zuflusskanal auf das Rad geleitet werden kann. Dem Rade folgt der Abflusskanal mit schwach geneigtem Boden c e. Das Wasser tritt bei d aus der Schützenöffnung, strömt gegen das Rad, stösst gegen die Schaufeln desselben und fliesst dann im Abzugskanal fort. Fig. 4, Tafel V. ist ein kleines unterschlächtiges Rad für grössere Gefälle. Derlei Räder findet man häufig in Gebirgsgegenden angewendet.

b. Das Kropfrad. Fig. 2, Tafel III. Das Rad ist bei dieser Anordnung wie bei der unter a. beschriebenen. Das Gerinne, welches das Wasser durchströmt, besteht aus vier Theilen. Der Theil a b ist das Ende des Zuleitungskanales; der convexe Theil b c bildet den Einlauf. Der concave Theil c d, welcher dem Umfang des Rades folgt, heisst das Radgerinne oder der Radmantel und hat die Bestimmung, das zu frühzeitige Austreten des Wassers zu verhindern. Der Theil d e endlich ist der Anfang des Abzugskanals.

Das Wasser wird vermittelst einer Schütze f g in grösseren oder kleineren Quantitäten aus dem Zuflusskanal gegen das Rad geleitet, erreicht ungefähr in dem Punkte c die Schaufeln, stösst daselbst gegen dieselben und wirkt sodann bis zu dem tiefsten Punkt d herab durch sein Gewicht. Die Wirkung des Wassers erfolgt also theils durch Stoss, theils durch Druck.

Die gekrümmten Theile b c und c d können bei c entweder tangirend oder unter einem Winkel an einander gefügt sein. Im ersteren Falle nennen wir das Gerinne ein „ungebrochenes", im letzteren dagegen ein „gebrochenes" Kropfgerinne.

c. Das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf. Fig. 3, Tafel III. Diese Anordnung, welche bei mittleren Gefällen und nicht zu grossen Wassermengen anwendbar ist, unterscheidet sich von der vorhergehenden durch die Schütze und durch den Einlauf. Der Zuflusskanal a b endigt hier mit einer Wand b c und das Rad ist von c bis d mit einem Mantel umgeben. Die Schütze f g, welche durch eine geeignete Vorrichtung längs der Wand b c auf und nieder bewegt werden kann, besteht aus einem Schieber mit schnabelförmiger Leitfläche, über welche das Wasser in das Rad hineinfliesst. Die Schütze ist also ein verstellbarer Ueberfall. Das Wasser wirkt hier grösstentheils nur durch sein Gewicht, mit welchem es von c bis d herab auf die Schaufeln drückt.

d. Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf. Fig. 1, Tafel IV. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorhergehenden nur durch die

Schütze und durch den Einlauf. Der Zuflusskanal endiget hier ebenfalls mit einer Wand b c, in dieser ist aber der ganzen Breite des Kanales nach eine Oeffnung angebracht, in welche gekrümmte, zur Leitung des Wassers dienende Blechflächen (Coulissen) eingesetzt sind. Die Schütze f g ist ein längs der Wand b c verschiebbarer Schieber, vermittelst welchem der Wasserzufluss regulirt werden kann. Die Axe des Rades befindet sich ungefähr in der Höhe des Wasserspiegels im Zuflusskanal. Die Wirkungsweise des Wassers ist wie bei der vorhergehenden Anordnung.

e. Das rückschlächtige Zellenrad mit Coulisseneinlauf. Fig. 2, Tafel IV. Bei dieser Anordnung, welche für grössere Gefälle und Wassermengen brauchbar ist, tritt dss Wasser oberhalb der Axe des Rades in dasselbe ein. Schütze, Einlauf und Gerinne haben eine ähnliche Einrichtung wie bei der vorhergehenden Anordnung. Das Rad ist aber an seinem Umfange nicht mit Schaufeln, sondern mit Zellen, d. h. mit kübelartigen Gefässen versehen, welche durch zwei ringförmige Radkränze a, durch den Radboden b, und durch die eingesetzten Wände c und d gebildet werden. Das Wasser fliesst über die obere Kante der Schütze in die durch die Coulissen des Einlaufes gebildeten Kanäle, wird durch die Leitflächen in die Kübel geleitet, übt daselbst zuerst einen Stoss aus und wirkt dann durch sein Gewicht bis an den tiefsten Punkt des Rades herab. Der Radmantel ist zwar bei dieser Anordnung nicht durchaus nothwendig, allein es wird sich in der Folge zeigen, dass eine für den Effekt günstige Konstruktion die Anwendung dieses Mantels bedingt.

f. Das oberschlächtige Rad. Bei dieser Anordnung, welche für grössere Gefälle bei grösseren oder kleineren Wassermengen anwendbar ist, gelangt das Wasser in einem Kanal nach dem Scheitel des an seinem Umfange mit kübelartigen Gefässen versehenen Rades, stürzt in dasselbe hinein, wobei es einen Stoss ausübt, und wirkt dann bis gegen den tiefsten Punkt herab durch sein Gewicht. Fig. 3, Tafel V. ist ein kleines, Fig. 2 ein grösseres oberschlächtiges Rad.

g. Das *Poncelet*'sche Rad. Fig. 1, Tafel V. *Poncelet* ist durch ein gründliches Studium über die Ursachen der Unvollkommenheiten der im Vorhergehenden beschriebenen älteren Arten von Wasserrädern zu einer Anordnung geführt worden, welche zwar nach ihrer äussern Form mit den älteren Rädern Aehnlichkeit hat, allein nach der Art, wie bei derselben das Wasser wirkt, eine Annäherung an die Turbinen genannt werden kann. Bei den älteren Wasserrädern wirkt nämlich das Wasser, wie schon gesagt wurde, entweder blos durch Stoss, oder theils durch Stoss, theils durch

Druck und besitzt in der Regel, nachdem es das Rad verlassen hat, noch eine beträchtliche Wirkungsfähigkeit. Dem Rade von *Poncelet* und den Turbinen liegt dagegen der Gedanke zu Grunde, dass für eine vortheilhafte Benutzung der Wasserkräfte das Wasser ohne Stoss in das Rad eintreten, mit kontinuirlichem Druck auf dasselbe einwirken, und zuletzt ohne Geschwindigkeit austreten solle. Beide Anordnungen beruhen also auf dem gleichen Grundgedanken, unterscheiden sich aber dadurch, dass bei ersterem das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil des Radumfanges einwirkt, und in den Schaufelkanälen auf und nieder gleitet, bei der letzteren hingegen gleichzeitig auf alle Schaufeln wirkt und die Kanäle nur einmal durchströmt.

Die Anordnung von *Poncelet* hat im Wesentlichen folgende Einrichtung. Das Rad ist am Umfange mit gekrümmten Flächen versehen, die am besten von Eisenblech, in manchen Fällen aber auch von Holz hergestellt werden können. Diese Schaufelflächen können ähnlich wie bei einem Kübelrade an ringförmige Seitengetäfer oder ähnlich wie bei den Schaufelrädern an kleine Arme (Schaufelarme, Kegel), die von Felgenkränzen ausgehen, befestigt werden. Die Seitengetäfer oder Kegelkränze sind durch Armwerke mit der Radwelle verbunden. Das Rad hat an seinem inneren Umfange keinen Boden, sondern ist ganz offen. Das Gerinne hat ungefähr die Einrichtung, wie bei einem unterschlächtigen Rade. Der Boden des Zuflusskanals a b läuft mit schwachem Gefälle tangirend gegen den tiefsten Punkt b des Rades hin, und geht daselbst durch einen rapiden Abfall in den Abflusskanal über, welcher ebenfalls ein schwaches Gefälle hat. Wenn das Rad mit Kegelkränzen gebaut ist, bilden die Seitenwände der Kanäle zwei parallel fortlaufende vertikale Ebenen. Ist es aber mit Seitengetäfern gebaut, wie ein Kübelrad, so ist die Breite des Zuflusskanals bis an den Umfang des Rades hin etwas schmäler als der innere, und der Abzugskanal etwas breiter als der äussere Abstand der Seitengetäfer. Die Schütze d e wird durch einen ebenen Schieber gebildet, der in schiefer Richtung (45 bis 60 Grad gegen den Horizont geneigt) vor dem Rade in der Nähe desselben angebracht ist, und durch einen Aufzugsmechanismus auf und nieder bewegt werden kann.

Das Wasser tritt, wenn die Schaufelstellung und die Geschwindigkeit des Rades gehörig gewählt sind, ohne Stoss in das Rad ein, gleitet an den Schaufeln mit abnehmender Geschwindigkeit hinauf, sodann mit zunehmender Geschwindigkeit herab, und tritt zuletzt ohne merkliche absolute Geschwindigkeit aus dem Rade aus. Während des Auf- und Niedergleitens wirkt das Wasser fortwährend pressend gegen die krummen Schaufeln und gibt auf diese Weise die Wirkung, welche unmittelbar vor seinem Eintritt in ihm enthalten war, an das Rad ab.

Effekt-Berechnung der Räder.

Aufzählung der Effektverluste. Die Berechnung des Nutzeffektes, welchen die Wasserräder entwickeln, wenn auf dieselben bei einem gewissen Gefälle eine gewisse Wassermenge einwirkt, ist vorzugsweise von Wichtigkeit, wenn entweder die Leistungen eines bereits bestehenden Rades ausgemittelt, oder wenn die zweckmässigsten Dimensionen eines zu erbauenden Rades bestimmt werden sollen. Der Nutzeffekt braucht nicht für alle Zwecke mit dem gleichen Grad von Genauigkeit bestimmt zu werden; in manchen Fällen genügt eine ungefähre Schätzung desselben, wobei man nur allein den absoluten Effekt der Wasserkraft und die Konstruktionsart des Rades im Allgemeinen berücksichtiget. In andern Fällen erfordert es der Zweck, dass von den Konstruktionselementen des Rades wenigstens diejenigen genauer berücksichtiget werden, welche auf den Effekt vorzugsweise Einfluss haben. Endlich gibt es Fälle, in denen es nothwendig oder wenigstens wünschenswerth ist, den Effekt so genau als nur immer möglich ist, berechnen zu können, um den Einfluss eines jeden Konstruktionselementes auf den Effekt kennen zu lernen. Diese genauere Kenntniss des Nutzeffektes ist insbesondere von Wichtigkeit, wenn es sich darum handelt, die vortheilhaftesten Konstruktionsverhältnisse für ein zu erbauendes Rad kennen zu lernen, welches mit einer möglichst kleinen Wasserkraft einen bestimmten Nutzeffekt oder mit einer gegebenen Wasserkraft den grösstmöglichsten Nutzeffekt zu entwickeln im Stande sein soll.

Das zweckmässigste Verfahren zur Bestimmung des Nutzeffektes besteht darin, dass man alle vorkommenden Effektverluste zu bestimmen sucht, und sodann deren Summe von dem absoluten Effekt der Wasserkraft abzieht; diese Differenz ist dann der gesuchte Nutzeffekt. Wir werden uns erst in dem folgenden Abschnitte mit der genaueren Berechnung dieser Effektverluste beschäftigen; vorläufig wollen wir suchen, dieselben, so weit es möglich ist, ohne Anwendung von analytischen Hilfsmitteln aus unmittelbarer Anschauung kennen zu lernen.

Die verschiedenen Effektverluste, welche bei den Wasserrädern vorkommen, entstehen:

1. durch die Art, wie das Wasser in die Räder eintritt;

2. durch die unregelmässige Bewegung des Wassers, während es im Rade verweilt;
3. durch das zu frühzeitige Austreten des Wassers aus dem Rade;
4. durch die Art, wie dasjenige Wasser austritt, welches den tiefsten Punkt des Rades erreicht;
5. durch die Reibung des Wassers am Gerinne bei Rädern, die ein Gerinne haben;
6. durch den Luftwiderstand;
7. durch die Zapfenreibung;
8. durch die Unvollkommenheiten des Baues.

Wie schon oben gesagt wurde, wollen wir zunächst versuchen, diese Effektverluste möglichst genau ohne Rechnung kennen zu lernen.

Eintritt des Wassers in das Rad. Bei dem Eintritt des Wassers in das Rad entstehen Effektverluste, 1. wenn das Wasser gegen die Schaufeln oder Zellen, oder gegen das darin befindliche Wasser stösst; 2. wenn die in dem Schaufelraume enthaltene Luft dem Eintritt des Wassers hinderlich ist; 3) wenn Wasser verschüttet oder verspritzt wird.

Betrachten wir zuerst den Eintritt eines einzelnen Wasser theilchens bei einem mit Kübeln versehenen Rade.

In dem Augenblicke, wo ein Wassertheilchen bei a, Fig. 9, Tafel II., am Umfange des Rades eintritt, befinde sich eine Zelle, die bereits Wasser enthält, in der Position b c d. Während das Theilchen seine Bahn von a an weiter verfolgt, geht die Zelle tiefer herab, und nach Verlauf einer gewissen Zeit, in welcher die Zelle aus der Position b c d in die Position b_1 c_1 d_1 gelangt, erreiche das Theilchen bei e die Oberfläche des in der Zelle enthaltenen Wassers, von welchem wir annehmen wollen, dass es keine relative Bewegung gegen die Zellenwände habe, sondern diesen ruhig folge. Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Theilchen bei e nach der Richtung seiner Bahn ankommt, ist nach bekannten Grundsätzen eben so gross, als die Geschwindigkeit, welche ein Körper erlangen würde, welcher von der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanale bis zur Tiefe des Punktes e frei herabfiele. Weil wir annehmen, das in der Zelle enthaltene Wasser habe keine relative Bewegung gegen die Zelle, so ist die absolute Geschwindigkeit jedes in der Zelle befindlichen Theilchens nahe gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades. Zerlegt man die absolute Geschwindigkeit e f des Theilchens in zwei Geschwindigkeiten e g und e h, von welchen die erstere der Richtung und Grösse nach mit der absoluten Geschwindigkeit des in der Zelle enthaltenen Wassers übereinstimmt, so ist klar, dass $e\,h$ die relative Geschwindigkeit ausdrückt, mit welcher das bei e angekommene Theilchen dem Wasser begegnet. Nehmen wir an, diese relative Geschwindigkeit $e\,h$ verschwinde durch den Stoss, das Theilchen habe also nach dem Stoss nur noch die Geschwindigkeit $e\,g$, und folge mit dieser der Wassermasse. Unter dieser Voraussetzung ist nach dem Prinzipe von *Carnot* die lebendige Kraft, welche der relativen Geschwindigkeit $\overline{e\,h}$ entspricht, für die Wirkung auf das Rad verloren. Diese lebendige Kraft kann man ausdrücken durch das Produkt aus der Masse des Theilchens in das Quadrat von $\overline{e\,h}$ oder durch das Gewicht des Theilchens in die Gefällhöhe, welche der relativen Geschwindigkeit $\overline{e\,h}$ entspricht, d. h. in die Höhe, durch welche ein Körper frei herabfallen müsste, um eine Geschwindigkeit $= \overline{e\,h}$ zu erlangen. Man kann nun beweisen, dass diese Gefällshöhe gleich ist der Summe aus der Gefällshöhe, welche der relativen Geschwindigkeit entspricht, die das Theilchen in dem Momente besass, als es bei a in das Rad eintrat, und der Tiefe, in der sich in diesem Augenblick der Wasserspiegel $m\,n$ unter dem Punkt a befand.

Nennen wir, nicht um zu rechnen, sondern um die Sprache abzukürzen

- h die Gefällshöhe, welche der relativen Eintrittsgeschwindigkeit entspricht,
- x den Vertikalabstand der Punkte a und b,
- k den Vertikalabstand der Punkte b und c,
- y die Höhe des Wasserspiegels über dem Punkt c,

so ist nach dem ausgesprochenen Satze

$$h + k + x - y$$

gleich der Gefällshöhe, welche durch den stossweisen Eintritt des Theilchens in das Rad für die Wirkung auf dasselbe verloren geht.

Denken wir uns nun, dass eine Reihenfolge von Wassertheilchen bei a eintrete, ferner eine bewegliche Zelle, welche anfänglich leer ist und die nacheinander eintretenden Theilchen allmälig aufnimmt; so ist klar, dass eine Zelle alle diejenigen Theile aufnehmen wird, welche in dem Punkte a ankommen, während die Kante b von a an um eine Theilung niedergeht. Die Höhe h hat für alle diese Theilchen den gleichen Werth. Die Höhe k ändert sich zwar, während der Bewegung der Zelle, allein diese Veränderung ist für die Bewegung durch eine Theilung so klein, dass sie gar keine Berücksichtigung verdient; wir können daher k als eine konstante Höhe ansehen. Die Höhen x und y nehmen für die nacheinander bei a eintretenden Theilchen fortwährend zu, und in der Regel wächst x mehr als y, so dass der Wasserspiegel in der Zelle gegen den Boden derselben steigt, aber gleichwohl gegen den Wasserspiegel im Zuflusskanal fortwährend sinkt.

Aus dem so eben Gesagten geht hervor, dass im Allgemeinen jedem einzelnen Wassertheilchen ein besonderer Gefällverlust entspricht, und dass dieser für die nach einander eintretenden Theilchen fortwährend zunimmt. Für das zuerst eintretende Theilchen ist $x = 0$ und $y = 0$, für das zuletzt eintretende Theilchen ist x gleich dem Vertikalabstande des Punktes a von einem um eine Zellentheilung von a nach abwärts entfernten Punkte, und y ist die Höhe des Wasserspiegels $m\,n$ über dem Punkt c nach beendigter Füllung. Um nun den mittleren Gefällsverlust für alle in eine Zelle eintretenden Wassertheilchen zu erhalten, muss man in der Summe

$$h + k + x - y$$

statt der speziellen Werthe von x und y die mittleren Werthe dieser Grössen substituiren.

Nun ist aber offenbar der mittlere Werth von x halb so gross, als die Tiefe, in der sich der Punkt b unter dem Punkte a befindet, wenn b von a um eine Zellentheilung entfernt ist, und der mittlere Werth von y ist gleich der Höhe des Schwerpunktes der in der Zelle nach beendigter Füllung enthaltenen Wassermasse über dem Punkt c. Hieraus ergibt sich nun zur Bestimmung des Gefällverlustes, welcher durch den stossweisen Eintritt des Wassers entsteht, folgende konstruktive Regel:

Man messe die Tiefe $\overline{l\,m}$ des Eintrittspunktes a, Fig. 10, Tafel II., unter dem Spiegel $\overline{q\,r}$ des Wassers im Zuflusskanale, berechne durch $\sqrt{2\,g\,\overline{l\,m}}$ die absolute Geschwindigkeit, mit welcher jedes Theilchen bei a ankommt, ziehe durch a eine Tangente an den Strahl und mache $\overline{a\,g} = \sqrt{2\,g\,\overline{l\,m}}$. Sodann ziehe man durch a eine Tangente an den Radumfang und mache $\overline{a\,e}$ gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades. Vollendet man hierauf das Parallelogramm $a\,e\,f\,g$ und zieht die Diagonale, so ist $\overline{a\,f}$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers, und zwar sowohl der Grösse, als der Richtung nach. Dieser Geschwindigkeit $\overline{a\,f}$ entspricht die Gefällshöhe

$$\frac{\overline{a\,f}^2}{2\,g}$$

und dies ist der erste Bestandtheil h von dem zu berechnenden Gefällverlust.

Nun mache man $\overline{a\,b}$ gleich einer Zellentheilung, zeichne die Zelle b c d und ihren Wasserinhalt, bestimme den Schwerpunkt i desselben und fälle von a, b, i, c auf die durch l gezogene Vertikallinie die Perpendikel a m, b n, i o, c p. Ist dies geschehen, so findet man den Gefällverlust, welcher durch den stossweisen Eintritt entsteht, durch

$$\frac{\overline{a\,f}^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{m\,n} + \overline{n\,o} \quad \dots\dots\dots \quad (1)$$

oder auch durch:

$$\frac{\overline{a\,f}^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{m\,n} + \overline{n\,p} - \overline{o\,p} \quad \dots\dots\dots \quad (2)$$

Die Regel (1) ist am bequemsten zur konstruktiven Bestimmung des Gefällverlustes, welcher irgend einem Rade entspricht. Die Regel (2) ist am geeignetsten zur Beurtheilung der Umstände, welche für den Eintritt günstig oder ungünstig sind. Multiplizirt man diesen Gefällsverlust mit dem Gewichte der in jeder Sekunde in das Rad eintretenden Wassermenge, so erhält man den in Kilog.-Metres ausgedrückten Effektverlust, welcher durch den stossweisen Eintritt des Wassers entsteht. Dividirt man dagegen jenen Gefällverlust durch das totale Gefälle, so erhält man das Verhältniss zwischen dem Effektverlust, welcher durch den stossweisen Eintritt des Wassers entsteht und dem absoluten Effekt der Wasserkraft.

In der Wirklichkeit hat der in das Rad eintretende Wasserkörper immer eine gewisse Dicke. Wollte man den Einfluss dieser Dicke ganz genau berücksichtigen, so müsste man den ganzen Wasserkörper in dünne Schichten theilen, dann auf jede derselben die oben aufgestellte Regel anwenden und dann das arithmetische Mittel aus den für alle Schichten aufgefundenen Resultaten aufsuchen. Dieses Verfahren ist aber ungemein weitläufig, daher nicht zu empfehlen.

Für alle praktischen Berechnungen reicht es vollkommen hin, wenn man die Dicke der Schichte dadurch berücksichtiget, indem man die aufgestellte Regel (1) oder (2) auf den mittleren Wasserfaden des eintretenden Strahles anwendet.

Die relative Geschwindigkeit $\overline{a\,f}$ wird man in allen Fällen leicht und zuverlässig bestimmen, wenn man sich an die Regel hält, welche zur Verzeichnung des Parallelogramms a e f g angegeben wurde.

In der Bestimmung der Höhen $\overline{mn}$ und $\overline{no}$ dagegen könnte man vielleicht manchmal Schwierigkeiten finden, insbesondere in der letzteren, weil diese manchmal negativ ausfällt. Um diese Schwierigkeiten zu heben, dienen die Figuren 11 bis 15, Tafel II., und die folgenden Vorschriften.

Nennt man die relative Eintrittsgeschwindigkeit $af = V_r$, so findet man den Effektverlust, welcher durch den stossweisen Eintritt entsteht, nach folgenden Regeln:

1. Bei dem unterschlächtigen Rade:

$$\frac{V_r^2}{2\,g}$$

2. Bei dem Kropfrade, Fig. 11:

$$\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{mn} - \overline{no} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

3. Bei dem Schaufelrade mit Ueberfall-Einlauf, Fig. 12:

$$\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{mn} - \overline{no} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

4. Bei dem Rad mit Coulissen-Einlauf, Fig. 13:

$$\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{mn} - \overline{no} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

5. Bei dem rückschlächtigen Zellenrad, Fig. 14:

$$\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{mn} + \overline{no} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

6. Bei dem oberschlächtigen Rade, Fig. 15:

$$\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,\overline{mn} + \overline{no} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Die Ausdrücke 1 bis 7 geben nicht nur die Grösse des Gefällverlustes an, sondern, was wichtiger ist, sie belehren uns auch vollständig über die Umstände, von welchen diese Verluste abhängen, wenn wir die einzelnen Glieder des Ausdruckes (2) der Reihe nach in's Auge fassen.

Das erste Glied $\frac{\overline{af}^2}{2g}$ zeigt zunächst, dass es hinsichtlich des Effektverlustes, der durch den stossweisen Eintritt des Wassers entsteht, gut ist, wenn die relative Eintrittsgeschwindigkeit möglichst klein ausfällt. Tritt das Wasser nach tangentialer Richtung und mit einer absoluten Geschwindigkeit ein, die mit jener des Radumfanges übereinstimmt, so ist die relative Eintrittsgeschwindigkeit und mithin auch der Verlust wegen des Gliedes $\frac{\overline{af}^2}{2g}$ gleich Null. Wenn das Wasser nach tangentialer Richtung mit einer absoluten Geschwindigkeit eintritt, die halb so gross ist, als die des Radumfanges, so ist die relative Eintrittsgeschwindigkeit halb so gross, als die absolute, und der Gefällverlust wegen $\frac{\overline{af}^2}{2g}$ ist dann gleich dem vierten Theil der Tiefe des Eintrittspunktes a unter dem Spiegel des Zuflusskanales.

Das zweite Glied $\frac{1}{2}\,\overline{mn}$ richtet sich nach der Grösse der Theilung und nach dem Orte, in welchem der Eintritt erfolgt. Je kleiner die Schaufeltheilung ist und je höher über der Axe des Rades oder je tiefer unter derselben das Wasser eintritt, desto kleiner wird der schädliche Einfluss der Schaufeltheilung; denn desto kleiner wird der Werth von $\frac{1}{2}\,\overline{mn}$.

Hinsichtlich des Eintritts ist daher die Schaufeltheilung bei den unterschlächtigen und bei den oberschlächtigen Rädern von sehr geringem, bei allen mittelschlächtigen Rädern dagegen von bedeutendem Einfluss auf den Nutzeffekt, denn der Werth von $\frac{1}{2}\,\overline{mn}$ ist da gleich der Hälfte einer Schaufeltheilung.

Das dritte Glied $\overline{np}$ belehrt uns, dass hinsichtlich des Wassereintrittes die Schaufeln den Zellen vorzuziehen sind, denn für die ersteren ist $\overline{np} = 0$. Dass ferner tiefe Zellen nachtheiliger sind, als seichte, dass endlich die Zellentiefe (nach dem Umfange des Rades gemessen) vorzugsweise dann einen namhaften Verlust verursacht, wenn das Wasser ungefähr in der Höhe der Welle des Rades eintritt. Tiefe Zellen sind also hinsichtlich des Eintrittes bei oberschlächtigen und bei unterschlächtigen Rädern (wo sie jedoch nie angewendet werden) von weit geringerem Nachtheile, als bei dem rückschlächtigen Rade, weil bei diesem die äussere Zellenwand, da wo das Wasser eintritt, ungefähr vertikal zu stehen kommt.

Das vierte Glied fällt bei Schaufelrädern immer kleiner aus, als bei Zellenrädern, wodurch der Nachtheil der Zellentiefe wiederum theilweise compensirt wird, aber nur theilweise, denn die Differenz $\overline{n\,p} - \overline{o\,p} = \overline{n\,o}$ fällt bei Schaufelrädern negativ aus, während sie bei Zellenrädern positiv ist.

Bei stark gefüllten Rädern liegt der Schwerpunkt der in den Zellen enthaltenen Wassermasse immer höher, als bei schwach gefüllten; eine starke Füllung ist daher hinsichtlich des Verlustes, der durch den stossweisen Eintritt entsteht, vortheilhaft.

Im Allgemeinen fällt das Verhältniss zwischen diesem Gefällsverlust und dem totalen Gefälle, mithin auch das Verhältniss zwischen dem Effektverlust und dem absoluten Effekte bei kleineren Gefällen grösser aus, als bei grösseren Gefällen. Die Umstände, welche den Effektverlust des Eintritts vermindern, müssen daher vorzugsweise beachtet werden, wenn kleine Gefälle möglichst vortheilhaft benutzt werden sollen.

Luftgehalt der Zellen. Bei den Rädern, die am innern Umfange keinen Radboden haben, verdrängt das am äusseren Umfang eintretende Wasser, ohne einem merklichen Widerstande zu begegnen, die in den Schaufeln oder Zellenräumen enthaltene Luft und diese entweicht dann nach dem Innern des Rades. Bei den Rädern dagegen, die einen den innern Umfang ganz verschliessenden Boden haben, gibt es für die Luft keinen anderen Ausgang, als die äusseren Oeffnungen der Schaufel- oder Zellenräume, durch welche das Wasser eintritt, und wenn diese Oeffnungen durch das eintretende Wasser verschlossen werden, kann die Luft gar nicht mehr entweichen, sie wird daher, so wie sich die Zelle mehr und mehr füllt, comprimirt, wirkt auf das einströmende Wasser zurück, indem es seine Eintrittsgeschwindigkeit vermindert, oder es gar durch die Eintrittsöffnungen zurückdrängt, und dadurch können beträchtliche Effektverluste entstehen.

Die Figur 1, Tafel VI. zeigt, dass bei den Rädern mit Gerinnen die Absperrung durch den Strahl immer in dem Augenblicke beginnt, wenn eine Schaufel- oder Zellenkante a dem Strahl begegnet, und so lange fortdauert, bis die Kante durch den Strahl gegangen ist. Die Dauer der Absperrung richtet sich also nach der Dicke des Strahls und nach der Geschwindigkeit des Radumfanges. Die Stärke der Compression richtet sich theils nach der Dauer der Absperrung (weil von dieser die Wassermenge abhängt, welche die Compression bewirkt), theils nach dem Volumen eines Schaufel- oder Zellenraumes. Ist der Strahl dünne und die Geschwindigkeit des Rades, so wie auch der Schaufelraum gross, so wird die Luft nur wenig comprimirt. Ist dagegen der Strahl dick und ist die Geschwindigkeit des Rades und der Schaufelraum klein, so wird die Luft stark comprimirt. Diese für den Eintritt des Wassers sehr hinderliche Compression der Luft kann bei den Rädern die ein Gerinne haben, fast ganz vermieden werden, wenn man für jeden Zellen- oder Schaufelraum nach der Breite des Rades hin eine Spalte b c Fig. 1, Tafel VI., von 2 bis 3 Centimeter Höhe anbringt und dadurch der Luft einen Ausweg verschafft. Man nennt dies: das Rad ventiliren.

Oberschlächtige Räder können nicht ventilirt werden, es muss also dafür gesorgt werden, dass die Luft durch die äusseren Zellenmündungen entweichen kann, während durch dieselben das Wasser eintritt. Dies verursacht viele Schwierigkeiten, die jedoch gehoben werden können, wenn die Dicke des Wasserstrahls bedeutend kleiner genommen wird, als die Schluckweite (Weite der Zellenmündung) und wenn das Wasser so in die Zelle geleitet wird, dass die relative Bahn der Wassertheilchen gegen das Rad mit der Krümmung der äusseren Zellenwand übereinstimmt. Sind diese Bedingungen erfüllt, so wird während der Füllung einer Zelle zuerst unterhalb des Strahles, sodann oberhalb und unterhalb desselben, und zuletzt oberhalb ein freier Raum für das Entweichen der Luft vorhanden sein.

Der Nachtheil, welcher entsteht, wenn durch die Luft der Eintritt des Wassers erschwert oder verhindert wird, ist bei den oberschlächtigen Rädern noch bedeutender, als bei den übrigen, denn bei den letzteren kann zwar die Stosswirkung sehr geschwächt werden, es kann aber doch kein Wasserverlust eintreten. Bei den oberschlächtigen Rädern dagegen kann das Wasser, nachdem es bis zu einer gewissen Tiefe eingetreten ist, durch die comprimirte Luft wieder zurückgetrieben und selbst aus dem Rad hinausgeschleudert werden, somit für die Wirkung auf das Rad ganz verloren gehen. Diese Erscheinung kann man bei der Mehrzahl von den bestehenden oberschlächtigen Rädern beobachten.

Austritt des Wassers. Bei allen Rädern ohne Ausnahme soll das Wasser ohne Geschwindigkeit das Rad verlassen, und die Punkte, in welchen die einzelnen Theilchen austreten, sollen nicht über dem Spiegel des Unterwassers liegen. Die Wahrheit dieses Grundsatzes ist leicht zu begreifen. Hat nämlich das Wasser im Moment seines Austrittes eine gewisse Geschwindigkeit, so besitzt es noch eine gewisse lebendige Kraft, die für die Wirkung auf das Rad verloren geht. Erfolgt ferner der Austritt über dem Spiegel des Unterwassers, so ist die Höhe des Austrittspunktes über dem letzteren ein Gefällsverlust, denn das Wasser fällt durch diese Höhe hinab, ohne auf das Rad zu wirken. Nach diesem Grundsatze können wir nun leicht die Effektverluste beurtheilen, welche beim Austritt entstehen. Bei dieser Beurtheilung abstrahiren wir aber von dem Verlust, der entsteht, wenn das Wasser theilweise oder vollständig das Rad verlässt, bevor es den tiefsten Punkt erreicht hat. Wir denken uns also, jedes in das Rad eingetretene Theilchen trete nicht eher aus, als bis es den tiefsten Punkt erreicht hat. Unter dieser Voraussetzung verhält sich die Sache wie folgt. Wenn durch den Stoss, welcher beim Eintritt entsteht, die relative Geschwindigkeit ganz vernichtet wird (was in der Wirklichkeit nie vollständig eintritt) nehmen die Wassertheilchen nach dem Stosse die Geschwindigkeit v des Rades an und folgen demselben, bis sie das Rad verlassen. Alle Theilchen besitzen daher im Momente des Austrittes eine Geschwindigkeit v, welche mit jener des Radumfanges übereinstimmt; die lebendige Kraft, welche dieser Geschwindigkeit entspricht, geht daher verloren. Es entsteht also zunächst beim Austritt des Wassers ein Effektverlust, welcher durch das Produkt aus der in 1 Sekunde auf das Rad wirkenden Wassermasse Q in die Gefällshöhe $\frac{v^2}{2g}$, welche der Umfangsgeschwindigkeit des Wassers entspricht, gemessen wird. Dieser Verlust wächst demnach im quadratischen Verhältniss mit der Umfangsgeschwindigkeit des Rades, und könnte nur bei unendlich langsamer Geschwindigkeit desselben aufgehoben werden. Die Verluste, welche sowohl beim Eintritt als beim Austritt wegen der Geschwindigkeit des Rades entstehen, könnten daher beide zugleich nur beseitigt werden, wenn man das Rad unendlich langsam gehen und das Wasser nach tangentialer Richtung mit unendlich kleiner Geschwindigkeit eintreten liesse. Dies ist aber praktisch nicht realisirbar, weil das Rad, um diesen Bedingungen zu entsprechen, unendlich breit gemacht werden müsste. Es entsteht daher bei allen älteren Wasserrädern (von welchen gegenwärtig nur allein die Rede ist), wegen der Geschwindigkeiten des Rades und des eintretenden Wassers ein Effektverlust:

$$1000\, Q \frac{v^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Bei den Rädern, die mit einem Gerinne versehen sind, entsteht beim Austritt ferner noch ein Effektverlust, wenn der Spiegel des Unterwassers höher oder tiefer steht als der Spiegel in der untersten Zelle, und wenn die Soole des Abzugskanals tiefer liegt, als der unterste Punkt des Rades. Von der Richtigkeit dieser Behauptung wird man sich vermittelst Tafel VI., Fig. 2, 3, 4, leicht überzeugen. Bei dem Rade Fig. 2 stehen die Wasserspiegel in der untern Zelle und im Abflusskanal gleich hoch, und die Soole des letzteren ist tangirend an dem tiefsten Punkt des Rades. Das Wasser hat hier durch sein Gewicht möglichst tief herabgewirkt, und seine Geschwindigkeit stimmt (vorausgesetzt, dass es keine relative Bewegung gegen die Schaufeln hat) genau mit jener des Wassers im Abflusskanal überein. So wie die Schaufel a in die Höhe zu gehen beginnt, schliesst sich die Wassermasse b, ohne eine Geschwindigkeitsänderung zu erleiden, an den Wasserkörper c des Abflusskanals an, und beide gehen dann weiter mit einander und mit unveränderlicher Geschwindigkeit fort, wenn das Gefälle des Kanales so gross ist, dass dadurch die Reibung der Wasserkörper b und c an der Soole und an den Wänden des Kanals überwunden wird. Bei dieser Anordnung geht also, wie man sieht, nur allein die lebendige Kraft verloren, welche der Austrittsgeschwindigkeit des Wassers entspricht.

Anders verhält es sich bei den Anordnungen Fig. 3 und 4. Bei der ersteren steht der Wasserspiegel in der Zelle über dem Unterwasser und der Boden des Abflusskanals liegt tiefer als der unterste Punkt des Rades. So wie die Schaufel a in die Höhe zu gehen beginnt, fliesst das Wasser bei d aus, hört also von diesem Augenblicke an auf, durch sein Gewicht noch tiefer herab zu wirken. Nebst der lebendigen Kraft, die das Wasser b unmittelbar vor seinem Austritt besitzt, geht also hier auch noch das Gefälle verloren, welches der Höhe des Wasserstandes in dem untersten Schaufelraum über dem Spiegel des Unterwassers entspricht.

Bei der Anordnung Fig. 4 steht der Wasserspiegel in dem untersten Schaufelraum tiefer als im Abflusskanal, und die Soole des letzteren liegt unter dem tiefsten Punkt des Rades. Hier könnte man zunächst meinen, dass an Gefälle gewonnen werde; allein so ist es nicht, denn die Wirkung, welche das Gewicht von b entwickelt, während der Spiegel von b unter jenen von c herabsinkt, wird durch den Gegendruck des Hinterwassers c gegen die Schaufel aufgehoben. So wie die Schaufel a in die Höhe zu gehen anfängt, tritt das Hinterwasser in den Schaufelraum ein, mit einer Geschwindigkeit, welche der Höhe des Spiegels von c über jenen von b entspricht, und nach einer Richtung, die der, welche die Wassermasse b besitzt, entgegengesetzt ist. Dadurch entsteht in dem

Wasser b ein unregelmässiges Durcheinanderwirbeln, die fortschreitende Bewegung der Masse b wird vernichtet, sie folgt nicht mehr freiwillig der Schaufel, sondern muss durch die Schaufel e fortgeschoben werden, um aus dem Rade hinauszukommen. Während dies geschieht, muss die Schaufel a das Wasser c vor sich wegdrängen, da es wegen der grossen Wassertiefe im Abflusskanal eine geringere Geschwindigkeit hat, als die Schaufel, und wenn das Rad etwas schnell geht, mit radial gestellten Schaufeln versehen ist und keinen sehr grossen Halbmesser hat, hebt die Schaufel a, während sie aus dem Unterwasser austritt, auch noch Wasser in die Höhe. Man sieht also, dass bei dieser Anordnung aus viererlei Ursachen Effektverlust entsteht. 1) Geht die lebendige Kraft verloren, die das Wasser b unmittelbar vor dem Augenblick besitzt, in welchem die Schaufel a in die Höhe zu gehen beginnt. 2) Muss der Wassermasse b die lebendige Kraft wieder ersetzt werden, die sie durch die unregelmässige Bewegung verliert, welche durch den Eintritt des Hinterwassers verursacht wird. 3) Muss die Schaufel a das Hinterwasser c verdrängen, ihm also lebendige Kraft mittheilen. 4) Hebt die Schaufel a Wasser in die Höhe. Hieraus ersieht man, wie nachtheilig es ist, wenn der Spiegel des Unterwassers zu hoch steht, was in Flüssen mit veränderlichen Wasserständen nur durch kostspielige Bauten vermieden werden kann. Man muss nämlich in solchen Fällen die Einrichtung treffen, dass das Rad sammt Gerinne gehoben oder gesenkt werden kann, so dass man den ganzen Bau den Veränderungen des Wasserstandes im Abflusskanal folgen lassen kann. Ist der Wasserstand im unteren Kanale nicht veränderlich, so soll man bei einem neu zu erbauenden Rade jederzeit die Anordnung Fig. 2 wählen.

Die oberschlächtigen Räder hängen gewöhnlich etwas über dem Spiegel des Unterwassers, was man „freihängen" nennt, manchmal tauchen sie auch in das Unterwasser ein. Im ersteren Falle geht die Höhe des untersten Radpunktes über den Spiegel des Unterwassers verloren. Im zweiten Falle werden die Zellen, nachdem sie sich beim Niedergange allmählig entleert haben, während des Durchganges durch das Unterwasser wiederum theilweise gefüllt, und ziehen, wie man sich auszudrücken pflegt, Wasser mit in die Höhe, was mit Kraftverlust verbunden ist.

Bei dem *Poncelet-Rade* ist der Austritt des Wassers mit Effektverlust verbunden, wenn derselbe über dem Spiegel des Unterwassers und mit Geschwindigkeit erfolgt. Das erstere tritt ein, wenn der Halbmesser des Rades zu klein und die Krümmung der Schaufeln zu schwach ist, das letztere, wenn die Umfangsgeschwindigkeit des Rades merklich grösser oder kleiner ist als die Hälfte der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad erreicht.

Wasserverluste. Um diese Verluste genauer kennen zu lernen, ist es nothwendig, das unterschlächtige Rad, die Räder mit Kreisgerinnen und das oberschlächtige Rad besonders zu betrachten.

Die unterschlächtigen Räder haben gewöhnlich ein geradlinig fortlaufendes Gerinne (Schnurgerinne), in welchem die Schaufeln 3 bis 4 Centimeter Spielraum haben. Indem nun das Wasser auf der Bahn des Gerinnes hinläuft, kommen die untern Schichten desselben schnurgerade in den Spielraum und entweichen in den Abflusskanal, ohne auf das Rad eine Wirkung hervorzubringen. Der Effektverlust, welcher dadurch entsteht, ist offenbar der entweichenden Wassermenge und dem totalen Gefälle proportional, und das Verhältniss zwischen diesem Effektverlust und dem absoluten Effekte der Wasserkraft ist gleich dem Verhältniss zwischen der entweichenden und der dem Rad zufliessenden Wassermenge, oder auch gleich dem Verhältniss zwischen der Weite des Spielraums und der Dicke der Wasserschicht vor dem Rade; beträgt dieser Spielraum $^1/_{10}$ oder $^1/_5$ von der Dicke der Wasserschicht, so gehen 10 bis 20 % von der absoluten Kraft verloren. Dieser Verlust kann fast ganz beseitigt werden, wenn man das Gerinne unter dem Rade aushöhlt, Tafel VI., Fig. 5, und das Rad in diese Aushöhlung herabsenkt, denn dann werden die untern Schichten des dem Rade zufliessenden Wassers nicht mehr direkt in den Spielraum, sondern in das Innere des Rades geleitet.

Bei dem unterschlächtigen Rade verursacht auch die Schaufeltheilung einen Wasserverlust, indem jederzeit eine gewisse Wassermenge zwischen den Schaufeln nach dem Abzugskanal gelangt, welche nur theilweise oder gar keine Geschwindigkeitsänderung erleidet. Dieser Wasserverlust wächst mit der Schaufeltheilung und mit der Geschwindigkeit des Rades, nimmt aber mit dem Halbmesser des Rades ab. Auch findet man, wenn man die Sache genau verfolgt, dass dieser Verlust bei radial stehenden Schaufeln kleiner ist als bei schief stehenden. Unterschlächtige Räder mit geradlinig fortlaufendem Gerinn sollen also wegen des Wasserverlustes, der durch die Schaufeltheilung verursacht wird, 1) einen grossen Halbmesser, 2) eine enge Schaufeltheilung, 3) radial gestellte Schaufeln, 4) einen langsamen Gang erhalten. Dieser Verlust kann aber wiederum fast ganz beseitigt werden, wenn man das Gerinne unter dem Rade aushöhlt, und in diese Aushöhlung das Rad einsenkt. Diese ausgehöhlten Gerinne schützen also gegen jeden Wasserverlust, und gewähren den Vortheil, dass der Halbmesser des Rades kleiner und die Schaufeltheilung grösser genommen werden kann, als bei einem geradlinigen Schnurgerinne. Was so eben von den unterschlächtigen Rädern gesagt wurde, findet auch seine Anwendung auf das Poncelet-Rad. Auch bei diesem können die Wasserverluste vermieden werden, wenn das Gerinne ausgehöhlt wird.

Bei den Rädern mit Kreisgerinnen haben die Schaufeln oder Zellen ebenfalls einen Spielraum, durch welchen aus allen denjenigen Zellen, wo der Wasserspiegel über der äusseren Zellenkante steht, Wasser entweicht und in die vorausgehende Zelle hineinfliesst, ohne während dieser Zeit auf das Rad wirken zu können. Bei den Schaufelrädern entweicht in der Regel das Wasser schon von da an, wo die Füllung geschieht. Bei den Kübelrädern dagegen beginnt das Entweichen gewöhnlich erst in bedeutender Tiefe unter dem Orte, wo die Füllung statt findet. Die Wassermengen, welche aus den verschiedenen Zellen in einem bestimmten Zeittheilchen entweichen, sind nicht gleich gross. Diese Wassermenge ist gewöhnlich in einiger Tiefe unter dem Punkte, in welchem das Entweichen beginnt, am grössten, und nimmt immer mehr und mehr ab, je mehr eine Zelle nach aufwärts oder nach abwärts von diesem Punkte entfernt ist. Der Unterschied dieser Wassermengen ist aber nicht sehr bedeutend, so dass wir sie für eine ungefähre Schätzung des Effektverlustes als gleich gross annehmen dürfen. Unter dieser Voraussetung ist aber klar, dass sich die Wassermenge in den einzelnen Zellen gar nicht ändert, während dieselben niedergehen, denn jede Zelle empfängt in jedem Augenblicke so viel Wasser, als sie verliert. Es ist also dann gerade so, als ob auf das Rad um so viel weniger Wasser wirkte, als durch den Spielraum einer Schaufel entweicht; der daraus entstehende Effektverlust ist daher gleich dem Produkte aus dem Gewicht der aus einer Zelle in einer Sekunde entweichenden Wassermenge in die Höhe des Punktes, in dem das Entweichen beginnt, über dem Spiegel des Unterwassers. Nennen wir zur Abkürzung der Sprache die so eben genannte Wassermenge q und die Höhe h, so ist $1000\, q\, h$ der Effektverlust. Nennen wir ferner die in einer Sekunde auf das Rad wirkende Wassermenge Q und das totale Gefälle H, so ist:

$$\frac{q\ h}{Q\ H}$$

das Verhältniss zwischen dem Effektverlust und dem absoluten Effekt der Wasserkraft.

Bei den Schaufelrädern ist gewöhnlich h, Tafel VI., Fig. 6, nicht viel kleiner als H, daher $\frac{h}{H}$ nahe gleich der Einheit, und das obige Verhältniss wird dann $\frac{q}{Q}$. Bei den Kübelrädern ist jederzeit h bedeutend kleiner als H, daher hier $\frac{h}{H}$ bedeutend kleiner als Eins ausfällt. Schaufelräder sind also hinsichtlich des Wasserverlustes nachtheiliger als Kübelräder. Die Wassermenge q ist gleich dem Produkte aus dem Flächeninhalt des Spielraumes in die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser entweicht. Nennen wir b die Breite des Rades, ε den Spielraum der Schaufel im Gerinne und z die Höhe, welche der Geschwindigkeit entspricht, mit welcher das Wasser entweicht, so ist:

$$q = \varepsilon \, b \sqrt{2 \, g \, z}$$

und der Werth von $\frac{q}{Q}\frac{h}{H}$ wird dann:

$$\varepsilon \, b \, \frac{h}{H} \, \frac{\sqrt{2 \, g \, z}}{Q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Wenn die Schaufelkante, an welcher das Entweichen stattfindet, über dem Wasserspiegel der Zelle steht, nach welcher das Wasser entweicht, so ist z, Fig. 6, gleich der Höhe des Wasserspiegels in der Zelle, aus welcher das Wasser entweicht über der Kante, an welcher dies geschieht. Wenn dagegen die Kante, an welcher das Entweichen stattfindet, in das Wasser der voraus gehenden Zellen eintaucht, ist der Werth von z gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel in den beiden Zellen. Annäherungsweise dürfen wir annehmen, dass in dem einen wie in dem andern Fall die Höhe z um so grösser ist, je mehr Wasser eine Zelle enthält.

Dies Alles vorausgesetzt, sind wir nun im Stande, uns eine ungefähre Vorstellung zu verschaffen, wie das Verhältniss zwischen dem Effektverlust, der durch das Entweichen des Wassers entsteht, und dem absoluten Effekt der Wasserkraft unter verschiedenen Umständen beschaffen ist. Dieses Verhältniss ist:

1. Bei Schaufelrädern grösser als bei Kübelrädern.

2. Es ist dem Spielraum proportional, daher bedeutend oder unbedeutend, je nachdem das Rad ungenau oder genau in das Gerinne eingepasst ist.

3. Es ist unter sonst gleichen Umständen bei einem eng geschaufelten Rade kleiner als bei einem weit geschaufelten, denn wenn bei zwei Rädern alles übereinstimmt bis auf die Schaufel-

theilung, wenn ferner beide gleiche Umfangsgeschwindigkeiten haben, endlich auf beide gleich grosse Wassermassen einwirken, so wird bei dem weitgeschaufelten Rade der Wasserstand z grösser sein, als bei dem enggeschaufelten. Der Wasserverlust ist also bei dem ersteren grösser als bei dem letzteren. Eine enge Schauflung ist also hinsichtlich des Wasserverlustes vortheilhaft.

4. Jenes Verhältniss ist unter sonst gleichen Umständen bei einem breiteren Rade grösser als bei einem schmäleren, denn nehmen wir z. B. zwei Räder an, von denen das eine viermal so breit ist als das andere, so wird bei dem viermal so breiten Rade die Ausflussöffnung viermal so gross, der Wasserstand z viermal so klein, die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,z}$ aber nur zweimal so klein, die entweichende Wassermenge also zweimal so gross sein als bei dem schmäleren Rade. Für Räder, die nicht genau ausgeführt sind, ist demnach eine grosse Breite hinsichtlich des Wasserverlustes nachtheilig.

5. Jenes Verhältniss nimmt ab, wenn die radiale Tiefe des Rades zunimmt; denn offenbar ist der Wasserstand z und folglich auch die entweichende Wassermenge bei einem tieferen Rade kleiner als bei einem seichten. Ungenau gebaute Räder sollen daher hinsichtlich des Wasserverlustes tief gemacht werden, genau gebaute können jedoch seicht gemacht werden, weil dies für den Wassereintritt vortheilhaft ist.

6. Jenes Verhältniss ist unter sonst gleichen Umständen bei einem schnell gehenden Rade kleiner als bei einem langsam gehenden, denn so wie die Geschwindigkeit eines Rades wächst, nimmt der Wasserstand z, die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,z}$ und die Wassermenge q ab. Ungenaue Räder sollen also hinsichtlich des Wasserverlustes schnell, genau gebaute Räder aber können langsamer gehen.

7. Endlich nimmt jenes Verhältniss ab, wenn der Wasserzufluss wächst. Wird der Wasserzufluss viermal so gross, so wird es auch der absolute Effekt der Wasserkraft, die entweichende Wassermenge wird aber dann nur zweimal so gross, weil bei vierfachem Wasserzufluss zwar die Höhe z auch viermal, die Ausflussgeschwindigkeit aber nur zweimal so gross ausfällt. Hinsichtlich des Wasserzuflusses ist es insbesondere bei ungenau gebauten Rädern gut, wenn eine grosse Wassermenge auf dieselben geleitet wird, oder mit anderen Worten, ungenaue Räder geben mit starkem Wasserzufluss einen günstigeren Effekt als mit schwachem.

Betrachten wir nun noch das oberschlächtige Rad hinsichtlich des Wasserverlustes, der durch das allmählige Entleeren der Zellen entsteht. Weil diese Räder keine Gerinne haben, entleert sich jede Zelle, bevor sie den tiefsten Punkt des Rades erreicht. Diese Entleerung beginnt, wenn eine Zelle die Stellung a, Fig. 7, erreicht hat, in der der Spiegel des in ihr befindlichen Wassers mit der äusseren Kante zusammentrifft, und dauert bis b fort, wo die Tangente an dem äussersten Punkt der Zelle eine horizontale Stellung erreicht. Halbirt man die Entfernung a b der Punkte des Radumfangs, die dem Beginne und dem Ende der Entleerung entsprechen, und misst die Höhe $m\,n = h$ dieses Punktes über dem Spiegel des Unterwassers, so hat man annähernd den Gefällverlust, der durch die allmählige Entleerung entsteht, und das Verhältniss zwischen dieser Höhe und dem totalen Gefälle ist gleich dem Verhältniss zwischen dem Effektverlust und dem absoluten Effekt der Wasserkraft.

Dieses Verhältniss wird klein:

1. Wenn die Zellen, nach dem Umfang des Rades gemessen, tief gebaut sind, und wenn die äussere Wand, welche die Bestimmung hat, das Wasser in dem Rade zu erhalten, den Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneidet. Dies ist für sich klar und bedarf keiner Erläuterung.

2. Wenn die Zellen des Rades nur wenig gefüllt werden; die Füllung ist aber um so schwächer, je kleiner die Wassermenge ist, welche in einer Sekunde auf das Rad wirkt, und je grösser Breite, Tiefe und Geschwindigkeit des Rades sind.

3. Wenn die Schaufeltheilung klein ist. Um dies einzusehen, denke man sich zwei Räder, auf welche gleiche Wassermengen wirken, die gleiche Geschwindigkeiten haben, und die in ihrem Bau ganz congruent sind bis auf die Zahl der Zellen, und nehmen wir an, dass eine dieser Räder habe zweimal so viel Zellen als das andere, so ist klar, dass in einer Zelle von dem Rade mit zweimal so viel Zellen nur halb so viel Wasser enthalten sein wird, als in einer Zelle des anderen Rades, dass also bei dem ersteren die Entleerung viel später beginnen wird, als bei dem letzteren, woraus der Vortheil einer engen Zellentheilung erhellet.

Bei den oberschlächtigen Rädern kommt auch die Centrifugalkraft in Betracht. Diese strebt fortwährend, die Theilchen des in den Zellen enthaltenen Wassers nach radialer Richtung hinaus zu treiben. Die Oberfläche des Wassers in den Zellen erhält dadurch eine concave, gegen die äussere Kante ansteigende, cylindrische Fläche, Fig. 8, die Entleerung muss desshalb früher beginnen, als wenn diese Oberfläche eine horizontale Ebene ist. Der Einfluss der Centrifugalkraft ist daher nachtheilig, jedoch nur bei kleinen Rädern mit grosser Umfangsgeschwindigkeit, denn die Kraft, mit welcher jedes Theilchen nach radialer Richtung durch die Centrifugalkraft getrieben wird, ist dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit direkt und dem Halbmesser des Rades verkehrt proportional. Der Einfluss der Centrifugalkraft ist daher bei grossen und langsamer gehenden Rädern ganz unmerklich, bei kleinen schnell gehenden dagegen beträchtlich.

Bewegungszustand des Rades. Die früher angegebene Berechnung des Effektverlustes, welcher durch den stossweisen Eintritt des Wassers und durch den Austritt entsteht, ist streng genommen nur dann richtig, wenn das Wasser durch den Stoss seine ganze relative Geschwindigkeit verliert; also nach dem Stosse ruhig den Schaufeln oder Zellen folgt, ohne gegen dieselben eine relative Bewegung zu haben, daher zuletzt mit einer Geschwindigkeit austritt, die mit der Umfangsgeschwindigkeit des Rades übereinstimmt. Diese Voraussetzung ist nicht ganz richtig, denn das Wasser besitzt nach dem Stosse immer noch eine gewisse relative, entweder regelmässig schwingende oder unregelmässig durch einander wirbelnde Bewegung gegen die Schaufel. Wie gross die Summe der Effektverluste ausfällt, welche beim Ein- und Austritt entstehen, wenn das Wasser, während es im Rade verweilt, einen regelmässig oscillirenden Bewegungszustand hat, hängt von sehr zusammengesetzten Verhältnissen ab und kann im Allgemeinen nicht angegeben werden. Nur so viel kann man sagen, dass jene Verluste nicht grösser ausfallen können als sie es dann sind, wenn das Wasser beim Eintritt die ganze relative Geschwindigkeit verliert, daher ruhig den Schaufeln oder Zellen folgt. Eine regelmässig oscillirende Bewegung des Wassers in den Zellen kann daher den Nutzeffekt nicht schwächen. Wohl aber ist es möglich, dass ein solcher Bewegungszustand der Gleichförmigkeit der Bewegung des Rades nachtheilig wird; wenn es sich z. B. trifft, dass gleichzeitig in einer Mehrzahl von Zellen die Richtungen, nach welchen die Wassermassen schwingen, übereinstimmen, so ist zwar der mittlere Druck, mit welchem das im Rade befindliche Wasser auf dasselbe einwirkt, eben so gross, als er ist, wenn das Wasser ruhig den Zellen folgt, allein dieser mittlere Druck ist dann nicht in jedem Augenblicke vorhanden, sondern der wirklich stattfindende Druck ist bald grösser, bald kleiner als der mittlere. Das erstere ist der Fall, während die Wassermassen abwärts, das letztere, während sie aufwärts schwingen. Man sieht also, dass in Folge dieser Schwingungen eine sehr ungleichförmige Einwirkung des Wassers auf das Rad, und folglich eine sehr ungleichförmige Bewegung desselben entstehen kann, was in der Regel für den Betrieb der Maschinen sehr nachtheilig ist. Bei den oberschlächtigen Rädern fällt in Folge der schwingenden Bewegungen sehr viel Wasser frühzeitig aus dem Rade, was für den Nutzeffekt nachtheilig ist und Unregelmässigkeiten in der Bewegung können auch hier eintreten.

Wenn die Wassertheilchen nach dem Stosse unregelmässig durch einander wirbeln, vernichten sie bald wechselseitig ihre Geschwindigkeiten, die Bewegung wird daher nach und nach ruhiger und verschwindet nach einiger Zeit, so dass dann das Wasser im Momente seines Austritts aus dem Rade nur mehr noch die Geschwindigkeit des Radumfanges besitzt. Es ist klar, dass in diesem Falle der Effektverlust nicht ungünstiger ausfällt, als in jenem, wenn das Wasser gleich beim Stosse seine ganze relative Geschwindigkeit verliert.

Das Endresultat dieser Betrachtungen ist also folgendes:

1. Ein unregelmässiges Durcheinanderwirbeln des Wassers hat auf den Effekt keinen merklichen, weder günstigen noch schädlichen Einfluss.

2. Bei Rädern mit Gerinnen hat zwar ein regelmässiges Oscilliren des Wassers in den Zellen keinen nachtheiligen Einfluss auf den Effekt, wohl aber auf den Gang des Rades, denn dieser wird dadurch ungleichförmig.

3. Bei den oberschlächtigen Rädern, die kein Gerinne haben, verursacht ein regelmässiges Oscilliren des Wassers sowohl einen Effektverlust, als auch eine ungleichförmige Bewegung des Rades. Hieraus geht hervor, dass es besser ist, wenn man Alles zu vermeiden sucht, was eine regelmässig oscillirende Bewegung des Wassers veranlassen kann. Regelmässig gekrümmte Schaufeln oder Zellen soll man daher nicht anwenden, insbesondere soll der tiefere Theil der Zellen, gegen welchen das Wasser am stärksten hinschlägt, nicht abgerundet, sondern eckig gemacht werden, damit sich das Wasser gleich beim Eintritt zerschlägt.

Betrachten wir nun noch das Poncelet-Rad hinsichtlich des Zustandes, in welchem sich das Wasser befindet, während es im Rade verweilt.

Die auf und nieder oscillirende Bewegung des Wassers erfolgt in dem Falle, wenn das Volumen der Wassermenge, die in einen Schaufelraum gelangt, bedeutend kleiner ist als das Volumen des Schaufelraumes, ganz anders als wenn jene Volumina nur wenig von einander verschieden sind; wir müssen daher jeden dieser zwei Fälle besonders betrachten.

Wenn das in einen Schaufelraum gelangende Wasservolumen bedeutend kleiner ist, als das Volumen des Schaufelraumes, kann die Füllung und Entleerung eines Schaufelraumes in drei Perioden getheilt werden. In der ersten Periode, die dann anfängt, wenn die Wassertheilchen einzutreten beginnen, und so lange fortdauert, bis das zuerst eingetretene Theilchen die Höhe erreicht hat, welche seiner relativen Eintrittsgeschwindigkeit entspricht, ist nur ein aufsteigender Strom von Wassertheilchen vorhanden. Während der zweiten Periode, die mit dem Schlusse der ersten beginnt und in dem Augenblicke endigt, wenn das zuletzt in den Schaufelraum eingetretene Theilchen seine grösste Erhebung erreicht hat, sind zwei Ströme, ein aufsteigender und ein niedergehender, vorhanden. In der dritten Periode, welche sich an die zweite anschliesst, und mit dem Austritt des letzten Wassertheilchens endiget, ist nur ein niedergehender Strom von Wassertheilchen vorhanden. In der ersten Periode ist es allerdings möglich, dass die Wassertheilchen ihre aufsteigende Bewegung ohne wechselseitige Störung vollbringen. In der zweiten Periode ist dies nicht möglich, denn die gleichzeitig vorhandenen, nach entgegengesetzter Richtung gehenden Strömungen verursachen wechselseitig Störungen. In der dritten Periode könnte allerdings wiederum eine regelmässige Bewegung vorhanden sein, wenn nicht schon vorher die Unordnung begonnen hätte.

Wenn das in einen Schaufelraum eingetretene Wasservolumen nicht viel kleiner ist, als das Volumen des Schaufelrades, füllt der zunächst aufsteigende Strom den Schaufelraum der ganzen Weite nach aus, es kann sich daher ein Doppelstrom nicht bilden, weil es dazu an freiem Raum fehlt. Die ganze Zeit der Füllung und Entleerung zerfällt daher hier in zwei Perioden. In der ersten findet ein aufsteigender, in der zweiten ein niedergehender Strom statt, und in diesen Strömen haben die Theilchen fast keine relative Bewegung gegen einander, sondern die ganze Wassermasse schwingt als ein Körper an der Schaufel hinauf, bis der Schwerpunkt desselben die Höhe erreicht hat, welche der relativen Eintrittsgeschwindigkeit entspricht, schwingt dann wiederum herab und fällt aus dem Rade heraus. Die Höhe, welche dabei die einzelnen Wassertheilchen erreichen, ist also ungleich, die zuerst eingetretenen werden von dem Augenblick an, wenn sie die ihrer relativen Eintrittsgeschwindigkeit entsprechende Höhe erreicht haben, von dem nachfolgenden Wasser noch höher hinaufgehoben, die zuletzt eintretenden Theilchen dagegen erreichen nur eine geringe Höhe, weil sie durch das voraus befindliche Wasser daran verhindert werden.

Vergleicht man nun, wie die schwingende Bewegung des Wassers in dem einen, und wie sie in dem andern Falle erfolgt, so wird man sich wohl überzeugen, dass vorzugsweise das Vorhandensein eines Doppelstromes Unregelmässigkeiten und Störungen in der Bewegung des Wassers verursacht; dass demnach bei dem Poncelet-Rade durch den Bewegungszustand des Wassers, während es im Rade verweilet, beträchtliche Verluste an lebendiger Kraft eintreten müssen, wenn das Rad nur wenig gefüllt ist. Dieses Rad soll also nur so geräumig angeordnet werden, als durchaus nöthig ist, um die Wassermasse fassen zu können, welche auf das Rad wirken soll.

Nebenhindernisse. Wasserreibung kommt bei allen Rädern vor, die mit Gerinnen versehen sind. Bei den unterschlächtigen und bei dem Poncelet-Rade gleitet das Wasser mit grosser Geschwindigkeit über den Theil des Gerinnes hin, der den Einlauf bildet, und wird durch Reibung an den Gerinnsboden und an den Wänden in seiner Bewegung etwas verzögert. Von merklichem Einfluss ist diese Reibung jedoch nur dann, wenn die Schütze, wie es bei den alten Mühlenrädern der Fall ist, in grosser Entfernung vom Rade angebracht wird. Bei den Rädern, die mit Kreisgerinnen versehen sind, stehen die in den Zellen enthaltenen Wassermassen der Mehrzahl nach mit dem Gerinne in Berührung und gleiten an demselben nieder. Der Effektverlust, welcher durch diese Reibung des Wassers am Gerinne entsteht, ist der Ausdehnung der Berührungsfläche und dem Kubus der Geschwindigkeit des Wassers proportional. Dieser Verlust ist bei Schaufelrädern grösser, als bei Kübelrädern, weil bei den ersteren die Berührungsfläche grösser ist, als bei den letzteren; ferner bei schnell gehenden Rädern grösser, als bei langsam gehenden, beträgt jedoch immer nur sehr wenig.

Durch die Adhäsion des Wassers an den Schaufeln und Zellenwänden bleibt nach erfolgter Entleerung immer einiges Wasser an dem Rade hängen und tröpfelt oder rinnt von demselben herab, während die Schaufeln in die Höhe gehen. Wenn das totale Gefälle gross ist, kann der dadurch entstehende Effektverlust nie merklich werden, wohl aber bei kleinem Gefälle, indem bei diesem die Höhe, bis zu welcher die Wassertheilchen durch die Adhäsion gehoben werden, im Vergleich zur ganzen Gefällshöhe sehr gross wird. Wenn z. B. $\frac{1}{20}$ von der Wassermenge, welche eine Zelle aufnimmt, an den Wänden hängen bleibt und bis zu 1 Meter Höhe gehoben wird, so beträgt der Verlust, wenn das Gefäll 1 Meter ist, $\frac{1}{20}$, und wenn es 5 Meter ist, nur $\frac{1}{5} \times \frac{1}{20} = \frac{1}{100}$ von dem absoluten Effekt der Wasserkraft. Der durch die Adhäsion entstehende

Effektverlust ist ferner bei einem schwach gefüllten und schnell gehenden Wasserrade grösser, als bei einem stark gefüllten und langsam gehenden, weil im ersteren Falle mehr Wasser hängen bleibt und höher gehoben wird, als im letzteren.

Die Luft, in welcher das Rad sich bewegt, leistet gegen alle sie verdrängenden Theile des Rades Widerstand. Dieser ist nur bei Schaufelrädern, insbesondere wenn sie schnell gehen, von einigem Belang, denn bei den Kübelrädern verdrängen nur die Radarme etwas Luft, die äusseren Theile des Rades aber keine. Der Effektverlust wegen des Luftwiderstandes ist bei Schaufelrädern der Fläche einer Schaufel, der Anzahl derselben und dem Kubus ihrer Geschwindigkeit proportional, beträgt aber nie mehr als 1 Prozent vom absoluten Effekt der Wasserkraft.

Das Gewicht des Rades liegt vermittelst der Zapfeu seiner Welle in Lagern und verursacht daselbst Reibung. Das Gewicht eines Rades ist ungefähr dem absoluten Effekt der Wasserkraft und der Durchmesser des Zapfens der Quadratwurzel aus diesem Effekt proportional. Berücksichtigt man diese Bemerkung, so findet man leicht, dass das Verhältniss zwischen dem Effektverlust, der durch die Zapfenreibung entsteht, und dem absoluten Effekt der Wasserkraft der Quadratwurzel aus dem absoluten Effekt der Wasserkraft direkt und dem Halbmesser des Rades verkehrt proportional ist. Der nachtheilige Einfluss der Zapfenreibung auf den Effekt ist daher bei Rädern, die einen kleinen Halbmesser haben und mit grosser Wasserkraft arbeiten, am bedeutendsten, bei grösseren Rädern mit kleiner Wasserkraft am geringsten.

Stabilität des Baues. Die Solidität des Baues, d. h. die mehr oder weniger vollkommene Verbindung seiner Theile zu einem Ganzen, kann aus mehreren Gründen einen bemerkenswerthen Einfluss sowohl auf den Nutzeffekt, als auch auf den Bewegungszustand des Rades verursachen. Sind diese Verbindungen äusserst vollkommen, bilden sie also ein starres Ganzes von unveränderlicher Form, so behält die ganze Masse des Baues die lebendige Kraft, welche sie in der Zeit in sich aufgenommen hat, in der das Rad aus dem Zustande der Ruhe in den Beharrungszustand der Bewegung gelangt. Die Masse des Rades bedarf also dann in diesem Beharrungszustande der Bewegung keinen Nachtrieb, sondern sie geht vermöge der Trägheit von selbst fort. Ist dagegen die Verbindung der Theile unvollkommen, sind sie also gegen einander mehr oder weniger beweglich, so werden dieselben in Folge des tumultuarischen Wassereintritts gegen einander gerüttelt, es entstehen dabei krafterschöpfende

Stösse, die Masse des Rades braucht dann fortwährend einen Nachtrieb, damit sie mit unveränderlicher Geschwindigkeit fortgehen kann, und die Bewegung des Rades wird zitternd. Nebst diesen Nachtheilen, welche bei allen Arten von Rädern stattfinden, wenn sie ungenau ausgeführt sind, entsteht noch ein anderer, der jedoch nur bei Rädern mit Gerinnen vorkommt. Wenn nämlich der Bau nicht solide ist, werden gewöhnlich die Räder nach einiger Zeit unrund, einige von den Schaufeln oder Zellenkanten streifen dann an das Gerinne und verursachen Reibung oder Stösse, andere haben zu grossen Spielraum und lassen viel Wasser entweichen. Verlieren die Räder ihre runde Form, so rückt gewöhnlich der Schwerpunkt des ganzen Baues aus der geometrischen Drehungsaxe der Radwelle und es entsteht dann auch noch eine ungleichförmige Bewegung. Aus diesen Bemerkungen folgen die Vorzüge der eisernen Räder gegen die hölzernen. Eiserne Räder sind zwar im Vergleich mit hölzernen sehr theuer, allein sie sind so zu sagen von ewiger Dauer und entwickeln zu allen Zeiten einen gleich guten Nutzeffekt. Dieser ist also bei einem eisernen Rade eine von der Zeit unabhängige constante Grösse. Anders ist es bei den hölzernen Rädern. Diese sind den mannigfaltigsten Veränderungen unterworfen, die mit der Zeit mehr und mehr anwachsen und zuletzt den ganzen Bau unbrauchbar machen. Das Holz wird fortwährend durch die Einwirkung der Nässe und der Atmosphäre in seiner Form und materiellen Beschaffenheit geändert. Diese Räder verlieren mit der Zeit ihre ursprüngliche runde Form, die Bewegung wird ungleichförmig und es treten Wasserverluste ein. Das Holz geht ferner allmählig in den Zustand der Fäulniss über, es verliert seine eigene Festigkeit, alle Verbindungen werden lose, die Bewegung wird schlotternd und durch die vielen Ritzen und Spalten, welche nach und nach entstehen, gleicht zuletzt der Bau einem Siebe, welches überall Wasser durchrinnen lässt.

Hölzerne Räder mit Gerinnen können aber selbst im ganz neuen Zustande nicht ganz so gut arbeiten, als eiserne, weil bei jenen schon von vorn herein wegen der später eintretenden Formveränderungen kein so genaues Anschliessen der Schaufeln an das Gerinne zulässig ist.

Das Material, aus welchem das Rad besteht, und die Solidität der Verbindungen aller Theile zu einem Ganzen ist übrigens bei grossen Rädern noch wichtiger, als bei kleinen, weil bei den ersteren alle Veränderungen in einem grösseren Maasse auftreten, als bei den letzteren.

Anwendung der vorhergehenden Regeln zur Berechnung der Effekte.

Vorbemerkungen. Um den Gebrauch der Regeln zur Berechnung der Effektverluste zu erklären, wollen wir dieselben auf mehrere Räderkonstruktionen anwenden. Wir wählen einige von den auf Tafel III., IV., V. dargestellten Rädern. Dabei werden wir aber einige von den Effektverlusten, welche sich unmöglich zuverlässig berechnen lassen, nur schätzungsweise unter dem Titel „Diverse Verluste“ in Rechnung bringen. Zu diesen Verlusten rechnen wir jene, welche durch das Verspritzen entstehen, die Wasserreibung, den Luftwiderstand, die Zapfenreibung, endlich den Verlust, welcher durch die Unsolidität des Baues entsteht.

Bezeichnung der Größen für die Theorie der älteren Wasserräder. Bei allen Rechnungen und Formeln, welche die Schaufel- und Kübelräder betreffen, wollen wir im ganzen Abschnitte die folgenden Bezeichnungen beibehalten. Wenn also in der Folge im Text die Bedeutung eines Buchstabens nicht ausdrücklich angegeben ist, so beliebe man in dem Verzeichniss nachzusehen, welches wir hier ein für alle mal aufstellen wollen. Alle Längen sind in Metern gemessen, Gewichte und Pressungen in Kilogrammen ausgedrückt.

Der Effekt wird in Kilogramm-Metern oder in Pferdekräften zu 75 Kilogramm-Meter ausgedrückt.

H das Gefälle, d. h. der Vertikalabstand der Wasserspiegel im Zufluss- und im Abflusskanal.

Q der Wasserzufluss in Kubikmetern per 1 Sekunde.

$E_a = 1000\ Q\ H$ der in Kilogramm-Metern ausgedrückte absolute Effekt der Wasserkraft, welche auf des Rad wirkt.

$N_a = \frac{E_a}{75}$ der in Pferdekräften zu 75 Kilogramm-Meter ausgedrückte absolute Effekt der Wasserkraft.

E_n N_n der in Kilogramm-Metern und der in Pferdekräften ausgedrückte Nutzeffekt, welchen das Rad entwickelt.

R der Halbmesser des Rades.

a die Tiefe des Rades, worunter die Differenz zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades zu verstehen ist.

b die Breite des Rades, d. h. die mit der Axe des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen.

c die Länge des äusseren Theiles $a\ b$, Tafel II., Fig. 9, einer Schaufel oder Zellenwand. Für den Fall, dass die Schaufel oder Zelle aus krummen Flächen bestünde, kann man für die Rechnung eine ebenflächige Form substituiren, welche mit der krummflächigen möglichst nahe übereinstimmt, und dann bedeutet c die Länge des äusseren Theiles der ebenen Form.

β der Winkel, unter welchem der äussere Theil einer Zelle oder Schaufel den Umfang des Rades durchschneidet.

e die Schaufel- oder Zellentheilung des Rades.

$i = \frac{2 R \pi}{e}$ die Anzahl der Schaufeln oder Zellen des Rades.

v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

$n = 9{\cdot}548 \frac{v}{R}$ die Anzahl der Umdrehungen des Rades in 1 Minute.

V die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser am Umfang des Rades ankommt. Je nach Umständen wird darunter die Geschwindigkeit irgend eines einzelnen Wassertheilchens, oder die mittlere Geschwindigkeit sämmtlicher Wassertheilchen des Strahles, oder endlich die Geschwindigkeit der untersten Theilchen des Strahles verstanden.

δ der Winkel, den die Richtung von V mit dem Umfang des Rades bildet.

γ der Winkel, den der nach dem Eintrittspunkt gezogene Radius mit dem vertikal abwärts gerichteten Radius des Rades bildet; wobei unter Eintrittspunkt derjenige Punkt verstanden wird, in welchem der mittlere oder auch der untere Faden des Strahles den Umfang des Rades durchschneidet.

ε hat nur bei Rädern mit Gerinnen eine Bedeutung und bezeichnet da den Spielraum zwischen den äusseren Schaufel- oder Zellenkanten und dem Gerinne.

S die Bogenlänge von dem Theil des Gerinnes, welcher von dem im Rade befindlichen Wasser berührt wird.

h bedeutet bei den Rädern mit Gerinne die Höhe des Wasserstandes in der untersten Zelle über dem Spiegel des Unterwassers; bei dem oberschlächtigen Rade dagegen das sogenannte Freihängen, d. h. die Höhe des untersten Punktes des Radumfanges über dem Spiegel des Unterwassers.

f der Reibungscoeffizient für die Zapfenreibung.

$m = \frac{Q}{a\, b\, v}$ der Füllungscoeffizient, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermenge, welche in 1 Sekunde dem Rade zufliesst, und dem Volumen der Zellenräume, welche diese Wassermenge aufzunehmen haben.

$s = \overline{o\,p}$, Tafel II., Fig. 10, die Höhe, in der sich unmittelbar nach beendigter Füllung der Schwerpunkt i der Wassermasse über dem Punkte c der Zelle befindet.

$g = 9{\cdot}808^m$ die Endgeschwindigkeit eines aus der Ruhe frei fallenden Körpers nach der ersten Sekunde.

$q = Q\,\frac{e}{v}$ die Wassermenge in Kubikmetern, welche in einer Zelle nach beendigter Füllung enthalten ist.

Füllung des Rades. Bei diesen Berechnungen ist oftmals die Füllung des Rades zu berücksichtigen, daher wir einige Erklärungen hierüber vorausschicken wollen. Es ist $a\,b\,v$ derjenige Theil des Schaufelraumes, der sich in jeder Sekunde der Füllung darbietet, der demnach die in jeder Sekunde zufliessende Wassermenge Q aufzunehmen hat. Damit das Wasser im Rade Platz hat, muss natürlich $a\,b\,v$ grösser als Q sein. Wir nennen das Verhältniss $\frac{Q}{a\,b\,v}$ den Füllungscoeffizienten und bezeichnen denselben mit m, setzen also

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Wird m gleich $\frac{1}{2}$ oder $\frac{1}{3}$, so heisst das so viel, als jeder Schaufel- oder Zellenraum wird zur Hälfte oder bis zu einem Drittel mit Wasser gefüllt.

Es ist $a\,b\,e$ ein Schaufel- oder ein Zellenraum, demnach $m\,a\,b\,e$ die Wassermenge q, welche eine Zelle aufnimmt; es ist demnach $q = m\,a\,b\,e$. Setzt man für m seinen Werth aus (1), so erhält man

$$q = \frac{Q}{a\,b\,v} \times a\,b\,e = Q\,\frac{e}{v} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Diese Wassermenge ist demnach dem Wasserzufluss und der Schaufel- oder Zellentheilung direkt, der Geschwindigkeit des Rades dagegen verkehrt proportional.

Nennt man Ω den Querschnitt des Wasserkörpers eines Schaufel- oder Zellenraums, so ist $\Omega\,b = q$, demnach $\Omega = \frac{q}{b}$ oder wenn man für q seinen Werth aus (2) einführt

$$\Omega = Q\,\frac{e}{b\,v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Um den Wasserstand in den Zellen- und Schaufelräumen in der Zeichnung des Rades darzustellen, berechnet man zuerst vermittelst (3) den Querschnitt Ω oder vermittelst (1) den Füllungscoeffizienten, und zieht dann nach dem Augenmaasse in den einzelnen

Zellen Horizontallinien in der Weise, wie es der Füllungscoeffizient vorschreibt. Diese schätzungsweise Bestimmung der Wasserstände ist für die Effektberechnung ganz genügend. Auch die Schwerpunkte der einzelnen Wassermassen in den Zellen dürfen zum Behufe der Rechnung nach dem Augenmaasse bestimmt werden.

Effektberechnungen.

Berechnungen.	Daten.	Effekte in Prozenten.
Effektberechnung des Kropfrades. Tafel III., Fig. 2.		
Die Hauptdaten für die Berechnung dieses Wasserrades sind:		
Gefälle	1·5^{m}	
Wasserzufluss in einer Sekunde	0·25$^{Kbm.}$	
Umfangsgeschwindigkeit des Rades	2^{m}	
Breite des Rades	0·76^{m}	
Tiefe des Rades	0·5^{m}	
Schaufeltheilung	0·55^{m}	
Halbmesser des Rades	2·27^{m}	
Anzahl der Schaufeln	26	
Umdrehungen des Rades in einer Minute	8.41	
Spielraum der Schaufeln im Gerinne	0·015^{m}	
Eintritt des Wassers.		
Tiefe des Eintrittspunktes unter der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanal	0·6^{m}	
Absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad erreicht	3·44^{m}	
Relative Geschwindigkeit 3·44 — 2	1·44^{m}	
Projektion einer Schaufeltheilung $\overline{mn}$	0·4^{m}	
n o, Tafel II, Fig. 10	0·07^{m}	
Effektverlust $\dfrac{\frac{V_r^2}{2\,g} + \frac{1}{2}\,mn - no}{H}$		0·16
Austritt.		
Verlust wegen der Geschwindigkeit $\dfrac{\frac{v^2}{2\,g}}{H}$		0·14

Berechnungen.	Daten.	Effekte in Prozenten.
Wasserstand in dem untersten Schaufelraum über dem Wasserstand im Abflusskanal .	0·25^{m}	
Effektverlust $\frac{0\cdot25}{1\cdot5}$	. . .	0·17
Wasserverluste.		
Wasserstand in einem Schaufelraum über der Entweichungsspalte . . . . z	0·25^{m}	
Höhe des Eintittspunktes über dem unteren Wasserspiegel . . . . h	0·80^{m}	
Effektverlust $\varepsilon\, b\, \frac{h}{H}\, \frac{\sqrt{2\, g\, z}}{Q}$	. . .	0·06
Verschiedene nicht berechenbare Effektverluste	. . .	0·05
Summe der Effektverluste . .	. . .	0·58
Nutzeffekt des Rades	. . .	0·42

Effektberechnung des Ueberfallrades. Tafel III., Fig. 3.

Die Hauptdaten für dieses Rad sind:

Gefälle . . . . H	2·5^{m}	
Wasserzufluss per 1 Minute . . . . Q	1·5$^{Kbm.}$	
Absoluter Effekt in Pferdekräften . . N_a	50	
Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . v	1·5^{m}	
Halbmesser des Rades . . . . R	3^{m}	
Breite des Rades . . . . b	3·6^{m}	
Tiefe des Rades . . . . a	0·56^{m}	
Schaufeltheilung . . . . e	0·59^{m}	
Spielraum der Schaufeln im Gerinne . ε	0·02^{m}	
Eintritt.		
Tiefe des Eintrittpunktes unter dem Spiegel des Zuflusskanals	0·40^{m}	
Entsprechende Geschwindigkeit V	2·80^{m}	
Ralative Geschwindigkeit des Wassers . V_r	1·30^{m}	

Berechnungen.	Daten.	Effekte in Prozenten.
Projektion der Schaufeltheilung . . . $\overline{mn}$	0·60^{m}	
$\overline{no}$	0·20^{m}	
Verlust $\dfrac{\frac{V_r^2}{2g}+\frac{1}{2}\overline{mn}-\overline{no}}{H}$	. . .	0·08
Austritt.		
Wasserstand im untersten Schaufelraum, übereinstimmend mit dem Wasserstand im Abflusskanal		
Effektverlust $\dfrac{\frac{v^2}{2g}}{H}$	. . .	0·05
Wasserverlust.		
Wasserstand über der Entweichungsspalte z	0·32^{m}	
Höhe des Stosspunktes über dem Wasserspiegel im Abflusskanal . . . . h	1·78^{m}	
Effektverlust $\varepsilon\, b \frac{h}{H} \frac{\sqrt{2gz}}{Q}$	. . .	0·08
Verschiedene nicht berechenbare Effektverluste	. . .	0·05
Summe der Effektverluste . .	. . .	0·26
Nutzeffekt des Rades	. . .	0·74
Effektberechnung des rückschlächtigen Zellenrades. Tafel IV., Fig. 2.		
Die Hauptdaten für dieses Rad sind:		
Gefälle . . . . H	5·15^{m}	
Wasserzufluss in einer Sekunde . . . Q	1·00$^{Kbm.}$	
Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . v	1·20^{m}	
Breite des Rades . . . . b	3·92^{m}	
Tiefe des Rades. . . . . a	0·43^{m}	
Halbmesser des Rades . . . . . . R	3·43^{m}	
Zellentheilung . . . . e	0·50^{m}	
Spielraum des Rades im Gerinne . . . ε	0·02^{m}	

Berechnungen.	Daten.	Effekte in Prozenten.
Eintritt.		
Tiefe des Eintrittspunktes unter dem Spiegel im Zuflusskanal	$0{\cdot}50^m$	
Entsprechende Geschwindigkeit	$3{\cdot}16^m$	
Relative Geschwindigkeit des Wassers . v_r	$1{\cdot}96^m$	
Projektion einer Schaufeltheilung . . $\overline{mn}$	$0{\cdot}45^m$	
$\overline{no}$	$0{\cdot}30^m$	
Verlust $\dfrac{\dfrac{v_r^2}{2g} + \dfrac{1}{2}\overline{mn} + \overline{no}}{H}$	. . .	0·14
Austritt.		
Wasserstand im untersten Zellenraum über dem Wasserstand im Abflusskanal . . h	$0{\cdot}30^m$	
Verlust $\dfrac{\dfrac{v^2}{2g} + h}{H}$	. . .	0·07
Entweichen.		
Höhe des Punktes, wo das Entweichen des Wassers beginnt, über dem Spiegel im Abflusskanal . . . . h	$2{\cdot}15^m$	
Mittlere Höhe des Wasserspiegels in den Zellen über der Entweichungsspalte . . z	$0{\cdot}15^m$	
Effektverlust $\varepsilon\, b \dfrac{h}{H} \dfrac{\sqrt{2gz}}{Q}$	. . .	0·05
Nicht berechenbare Effektverluste	. . .	0·05
Summe der Effektverluste . .	. . .	0·31
Nutzeffekt des Rades	. . .	0·69
Effektberechnung des kleinen oberschlächtigen Hammerrades. Tafel V., Fig. 3.		
Die Hauptdaten für dieses Rädchen sind:		
Gefälle . . . . H	$3{\cdot}00^m$	
Wasserzufluss in einer Sekunde . . . Q	$0{\cdot}22^m$	
Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . v	$2{\cdot}00^m$	

Berechnungen.		Daten.	Effekte in Prozenten.
Halbmesser des Rades	R	1·09ᵐ	
Breite des Rades	b	1·25ᵐ	
Tiefe des Rades	a	0·27ᵐ	
Zellentheilung	e	0·39ᵐ	
Eintritt.			
Tiefe des Eintrittspunktes unter dem Spiegel des Zuflusskanals		0·70ᵐ	
Entsprechende Geschwindigkeit	V	3·70ᵐ	
Relative Geschwindigkeit des Wassers .	V_r	1·70ᵐ	
Projektion einer Zellentheilung . . .	$\overline{mn}$	0·15ᵐ	
$\overline{no}$		0·35ᵐ	
Verlust $\dfrac{\frac{V_r^2}{2g}+\frac{1}{2}\,mn+no}{H}$		. . .	0·19
Austritt.			
Verlust $\dfrac{\frac{v^2}{2g}}{H}$		. . .	0·07
Entleerung.			
Höhe des mittleren Entleerungspunktes über dem Spiegel des Unterwassers . . .	h	0·40ᵐ	
Verlust $\frac{h}{H}$		. . .	0·13
Verschiedene nicht berechenbare Effektverluste		. . .	0·05
Summe der Effektverluste		. . .	0·44
Nutzeffekt des Rades		. . .	0·56
Berechnung des großen oberschlächtigen Rades. Tafel V., Fig. 2.			
Gefälle	H	12·60ᵐ	
Wasserzufluss in einer Sekunde . . .	Q	0·19$^{\text{Kbm.}}$	
Umfangsgeschwindigkeit	v	1·50ᵐ	
Breite des Rades	b	1·90ᵐ	

Berechnungen.	Daten.	Effekte in Prozenten.
Tiefe des Rades . . . . a	0·27m	
Schaufeltheilung . . . . e	0·39m	
Halbmesser des Rades . . . . R	6·00m	
Eintritt.		
Tiefe des Eintrittspunktes unter dem Spiegel des Wassers im Zuflusskanal	0·46m	
Entsprechende Geschwindigkeit . . . V	3·00m	
Relative Geschwindigkeit des Wassers . V_r	1·50m	
Projektion der Schaufeltheilung . . . $\overline{mn}$	0·04m	
$\overline{no}$	0·20m	
Effektverlust $\frac{\frac{V_r^2}{2g} + \frac{1}{2}\,mn + \overline{no}}{H}$	. . .	= 0·03
Austritt.		
Freihängen des Rades . . . . h	0·14m	
Verlust $\frac{\frac{v^2}{2g} + h}{H}$	. . .	= 0·02
Entleerung.		
Höhe des mittleren Entleerungspunktes über dem tiefsten Punkt des Rades . . . . h	0·6m	
Effektverlust $= \frac{h}{H}$	. . .	= 0·05
Nicht berechenbare Effektverluste . . .	. . .	= 0·08
Summe der Effektverluste . .	. . .	0·18
Nutzeffekt des Rades	. . .	0·82

Aeltere Theorie der Wasserräder. Diese ältere Methode der Effektberechnung der Wasserräder besteht darin, dass man Alles, was Schwierigkeiten verursacht, bei Seite lässt und nur diejenigen Effektverluste berücksichtigt, die sich leicht bestimmen lassen. Man nimmt daher an, dass alle Wassertheilchen in einem bestimmten Punkt des Radumfanges mit gleicher Geschwindigkeit ankommen, daselbst mit ihrer relativen Eintrittsgeschwindigkeit gegen das Rad stossen, hierauf von dem Stoss-punkte an bis zum Spiegel des Unterwassers hinab durch ihr Gewicht wirken und endlich mit einer absoluten Geschwindigkeit, die mit jener des Radumfanges übereinstimmt, am Spiegel des Unterwassers austreten. Diese Annahmen sind nur richtig, wenn das Wasser in Form eines unendlich dünnen Strahles eintritt, wenn ferner das Rad mit unendlich vielen und unendlich seichten radial gestellten Schaufeln versehen ist, und endlich weder ein Wasserverlust, noch sonst einer von den verschiedenen Verlusten stattfindet, von denen früher die Rede war.

Nennt man:

Q die Wassermenge, welche in 1 Sekunde in das Rad eintritt;

H das totale Gefälle, von Spiegel zu Spiegel gemessen;

h_1 die Tiefe des Punktes, wo die Wassertheilchen den Umfang des Rades erreichen unter dem Spiegel des Wassers im Zuflusskanal;

$h = H - h_1$ die Höhe des Eintrittspunktes über dem Spiegel des Unterwassers;

V die absolute Eintrittsgeschwindigkeit;

v die absolute Umfangsgeschwindigkeit des Rades;

α den Winkel, den die Richtungen von V und v mit einander bilden;

$g = 9{\cdot}808$ die Endgeschwindigkeit beim freien Fall nach der ersten Sekunde;

E_n den in Kilogramm-Metern ausgedrückten Nutzeffekt des Rades;

so ist:

$$\sqrt{V^2 + v^2 - 2\ V\ v \cos \alpha}$$

die relative Geschwindigkeit, mit welcher die Wassertheilchen gegen das Rad stossen;

$$1000\ \frac{Q}{2\ g}\ (V^2 + v^2 - 2\ V\ v \cos \alpha)$$

der Effektverlust, welcher bei dem Stosse entsteht, wenn alle Theilchen ihre relative Geschwindigkeit vollständig verlieren;

$$1000\ \frac{Q}{2\ g}\ v^2$$

die lebendige Kraft, welche im Wasser noch enthalten ist, nachdem es das Rad verlassen hat, die also für die Wirkung auf das Rad verloren geht.

In der Voraussetzung, dass sonst keine Effektverluste stattfinden, ergibt sich nun der Nutzeffekt des Rades, wenn man von dem absoluten Effekt $1000\ Q\ H$ der Wasserkraft die so eben bestimmten Verluste abzieht. Man findet daher:

$$E_n = 1000\ Q\ H - 1000\ \frac{Q}{2\ g}\ (V^2 + v^2 - 2\ V\ v\ \cos\ \alpha) - 1000\ \frac{Q}{2\ g}\ v^2$$

oder

$$E_n = 1000\ Q \left[H - \frac{V^2}{2\ g} + \frac{(V\ \cos\ \alpha - v)\ v}{g}\right] \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

Nun ist aber nach bekannten hydraulischen Prinzipien

$$\frac{V^2}{2\ g} = h_1, \quad \text{demnach} \quad H - \frac{V^2}{2\ g} = H - h_1 = h$$

demnach kann man auch schreiben:

$$E_n = 1000\ Q \left[h + \frac{(V\ \cos\ \alpha - v)\ v}{g}\right] \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

Das erste Glied dieses Ausdruckes, nämlich $1000\ Q\ h$, ist der Effekt, den das Wasser durch sein Gewicht hervorbringt, indem es durch die Höhe h nach dem Stosse niedersinkt. Das zweite Glied

$$1000\ Q\ \frac{(V\ \cos\ \alpha - v)\ v}{g}$$

ist der Effekt, den das Wasser beim Eintritt durch Stoss entwickelt.

Für ein wirklich existirendes Rad sind H, h, α, V ganz bestimmte unveränderliche Grössen, und nur die Geschwindigkeit v kann veränderlich sein. Ist $v = 0$ oder $v = V\ \cos\ \alpha$, so bringt der Stoss gar keine Nutzwirkung hervor, denn es wird dann

$$E_n = 1000\ Q\ h$$

Ist dagegen $v = \frac{1}{2}\ V \cos \alpha$, d. h. beträgt die Umfangsgeschwindigkeit des Rades die Hälfte von der tangentialen Geschwindigkeit des eintretenden Wassers, so wird der Nutzeffekt des Rades ein Maximum und man findet für diesen Werth von v:

$$(E_n)_{\text{max.}} = 1000\ Q \left(h + \frac{1}{2}\ h_1\ \cos^2\ \alpha\right) \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

Bei der vortheilhaftesten Geschwindigkeit des Rades beträgt also (weil $\cos^2 \alpha < 1$) der durch Stoss hervorgebrachte Effekt nicht einmal halb so viel, als der absolute Effekt, welcher der Wassermenge Q und dem Gefälle h_1 entspricht.

Für ein neu zu erbauendes Rad sind nur Q und H bestimmte Grössen, V und v dagegen können nach Belieben gemacht werden. Es ist nun die Frage, ob diese zwei Geschwindigkeiten nicht so angenommen werden könnten, dass der Nutzeffekt gleich dem absoluten Effekt der Wasserkraft würde. Dies ist, wie aus der Gleichung (1) erhellet, dann der Fall, wenn $V = v = 0$ wird; d. h. wenn das Rad unendlich langsam geht, und wenn das Wasser mit unendlich kleiner Geschwindigkeit eintritt.

Ungeachtet die wirklichen Räder (insbesondere die Kübelräder) in ihrer Einrichtung von dem dieser Theorie zu Grunde gelegten idealen Rade so enorm abweichen, so hat man sich doch erlaubt, die Ergebnisse dieser Theorie für alle älteren Räder gelten zu lassen. Um jedoch die dadurch entstehenden Fehler einigermassen gut zu machen, hat man durch Versuche mit bestehenden Rädern gewisse Corrections-Coeffizienten auszumitteln gesucht, mit welchen die Formel (2) multiplizirt werden muss, damit dieselbe mit den Versuchsresultaten übereinstimmende Werthe gibt.

Smeaton, *Borda*, *Bossut*, *Morosit*, *Christian* und Andere haben derlei Versuche mit gewöhnlichen unterschlächtigen Rädern angestellt. *Morin* hat das Gleiche mit den übrigen Arten der älteren Räder gethan.

Bezeichnet man durch A und B die Coeffizienten, mit welchen die beiden Glieder der Gleichung (2) versehen werden müssen, damit dieselbe mit den genannten Resultaten übereinstimmende Werthe gibt, so hat man statt jener theoretischen Formel die folgende praktische Formel:

$$E_n = A\ 1000\ Q\ h + B\ 1000\ Q\ \frac{(V \cos \alpha - v)\ v}{g} \quad . \ . \ . \ . \ (4)$$

welche nun leicht den verschiedenen Arten von Rädern angepasst werden kann.

Unterschlächtige Räder. Für diese ist $h = 0$ und $\alpha = 0$ zu setzen, denn das Wasser wirkt nur durch Stoss, und kommt fast nach tangentialer Richtung an das Rad an. Nach den Versuchen von *Bossut* und *Smaeton*, die mit gewöhnlichen Mühlenrädern angestellt wurden, bei welchen die Schütze vertikal steht, und die im Gerinne 0·03 Meter bis 0·04 Meter Spielraum haben, ist $B = 0{\cdot}6$ zu nehmen. Die Formel (4) wird daher für solche Räder:

$$E_n = 61\ V\ (Q - v)\ v \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (5)$$

Diese Versuche haben ferner gezeigt, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades nicht $\frac{1}{2}$ V, sondern

$$v = 0{\cdot}4\ V$$

ist, was durch den Umstand erklärt wird, dass bei langsamer Geschwindigkeit die Wassermenge, welche zwischen den Schaufeln entweicht, kleiner ausfällt.

Kropfräder. Nach den Versuchen, welche *Morin* mit vier Rädern dieser Art angestellt hat, muss man in der Formel (4)

$$A = B = 0{\cdot}750$$

setzen und dann gibt dieselbe Resultate, die bis auf $^1/_{20}$ mit den Versuchsresultaten übereinstimmen, vorausgesetzt jedoch, dass die Füllung nicht mehr als $^2/_3$ beträgt, und dass die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nicht grösser als jene des ankommenden Wassers ist. Innerhalb dieser Grenzen ist also für Kropfräder:

$$E_n = 750\ Q \left[h + \frac{(V \cos\alpha - v)\ v}{g}\right] \quad \ldots\ldots\ (6)$$

Das Rad mit überflutheter Schütze. Nach den Versuchen, welche *Morin* mit einem gut konstruirten Rade dieser Art angestellt hat, ist $A = B = 0{\cdot}799$ zu nehmen, und gibt die Formel (4) Werthe, die bis auf $^1/_{20}$ mit den Versuchsresultaten übereinstimmen, so lange die Füllung nicht mehr als $^2/_3$ beträgt und so lange die Umfangsgeschwindigkeit des Rades jene des ankommenden Wassers nicht übersteigt. Es ist daher für diese Räder innerhalb der so eben bezeichneten Grenzen:

$$E_n = 799\ Q \left[h + \frac{(V \cos\alpha - v)\ v}{g}\right] \quad \ldots\ldots\ (7)$$

Das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf. Mit einem Rade dieser Art sind noch nie genauere Versuche angestellt worden. Man wird sich aber ziemlich der Wahrheit nähern, wenn man auch hier die Werthe von A und B gelten lässt, die für das Rad mit Ueberfalleinlauf gefunden wurden. Wir setzen daher:

$$E_n = 799\ Q \left[h + \frac{(V \cos\alpha - v)\ v}{g}\right] \quad \ldots\ldots\ (8)$$

Rückschlächtige und oberschlächtige Kübelräder. Wenn bei diesen Rädern die Zellen nicht mehr als bis zur Hälfte gefüllt sind, die Umfangsgeschwindigkeit nicht mehr als 2 Meter und der Halbmesser nicht weniger als 2 Meter beträgt, so ist nach den Versuchen, welche *Morin* mit vier Rädern dieser Art angestellt hat, $A = 0{\cdot}780$, $B = 1{\cdot}000$ zu setzen, und dann gibt die Formel (4) Werthe, die bis auf $^1/_{20}$ mit den Versuchsresultaten übereinstimmen. Es ist demnach innerhalb jener Beschränkungen

$$E_n = 780\ Q\ h + 1000\ Q\ \frac{(V \cos \alpha - v)\ v}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Wenn dagegen diese Räder mehr als zur Hälfte gefüllt sind, oder wenn ihre Peripheriegeschwindigkeit grösser als 2 Meter und ihr Halbmesser kleiner als 2 Meter ist, kann man für die Formel (4) keinen Corrections-Coeffizienten auffinden, durch welchen sie mit der Erfahrung übereinstimmende Resultate liefern würde. Für diese Räder muss daher eine Theorie aufgestellt werden, welche auf die besonderen bei denselben obwaltenden Umstände Rücksicht nimmt.

Es ist nun die Frage, ob die hier entwickelte Theorie in Verbindung mit den aus Versuchen gewonnenen Corrections-Coeffizienten zur Berechnung des Nutzeffektes bereits bestehender Räder, oder zur Beurtheilung der Zweckmässigkeit oder endlich zur Bestimmung von zweckmässigen Dimensionen für neu zu erbauende Räder mit Sicherheit gebraucht werden könnte? Diese Fragen müssen verneinend beantwortet werden.

Diese praktischen Formeln enthalten mit Ausnahme des Winkels α kein auf den Bau des Rades bezügliches Grössenelement, weil eben bei ihrer Herleitung von allen Spezialitäten des Baues abgesehen wurde; sie geben daher für alle Räder von einerlei Art einen gleich guten Effekt, es mag nun die Anordnung und Ausführung gut oder schlecht sein. Dass *Morin* bei verschiedenen Rädern derselben Art nahe übereinstimmende Coeffizienten gefunden hat, beweist nichts anderes, als dass diese Räder ungefähr gleich gut oder gleich schlecht angeordnet und ausgeführt waren, und so ist es auch; denn von den Versuchsrädern ist in der That nur das mit dem Ueberfalleinlauf gut angeordnet, alle anderen sind ungefähr gleich fehlerhaft. Wenn die Versuche mit guten Anordnungen gemacht worden wären, hätten sich gewiss andere Coeffizienten ergeben. Hieraus geht zunächst hervor, dass die aufgestellten Formeln zur Berechnung des Nutzeffekts eines bereits bestehenden Rades nicht mit Sicherheit angewendet werden können.

Wenn man beurtheilen will, ob ein Rad zweckmässig oder unzweckmässig angeordnet ist, muss man zu sagen wissen, ob die einzelnen Konstruktionselemente, namentlich Breite, Tiefe, Theilung u. s. f. so gewählt sind, wie es zur Erzielung eines guten Nutzeffektes nothwendig ist. Darüber geben aber die Formeln durchaus keinen Aufschluss, und können auch keinen geben, weil, wie schon gesagt wurde, bei ihrer Herleitung von allen diesen Dingen ganz abgesehen wurde. Diese Formeln leisten also für die Beurtheilung einer Anordnung gar nichts.

Wenn es sich endlich darum handelt, ein neues Rad zu bauen, muss man angeben, wie alle Dimensionen desselben genommen werden müssen: 1) wenn das Rad einen möglichst guten Effekt geben soll und kostspielig werden darf; 2) wenn das Rad nicht zu kostspielig werden, aber doch einen befriedigenden Effekt soll geben können; 3) wenn es gleichgültig ist, ob man viel oder wenig Betriebswasser braucht, wenn nur der Bau möglichst wohlfeil wird.

Hierüber schweigen die aufgestellten Formeln ganz, und können auch nichts aussagen, weil in denselben der Einfluss der Dimensionen eines Rades auf den Nutzeffekt nicht hineingelegt wurde.

Man sieht also, dass diese ganze Theorie von gar keinem praktischen Nutzen ist.

Zum Schlusse dieses Abschnittes wollen wir noch die Annäherungstheorie folgen lassen, welche *Poncelet* für sein Rad zuerst aufgestellt hat.

Annäherungstheorien für das Poncelet-Rad. Denken wir uns eine horizontale Bahn M N, Tafel VI., Fig. 9, und eine stetig gekrümmte cylindrische Fläche, welche die Bahn berührt, und sich parallel mit der Bahn mit unveränderlicher Geschwindigkeit v fortbewegt. Denken wir uns ferner, dass dieser Fläche ein Körpertheilchen, z. B. ein Kügelchen mit einer Geschwindigkeit V, die grösser als v ist, nachfolge, so wird das Kügelchen die Fläche erreichen, wenn diese einen gewissen Ort A B erreicht hat, und sodann an der Fläche hinaufrollen. Diese relative Bewegung des Kügelchens auf der Fläche erfolgt gerade so, wie wenn die Fläche keine Bewegung hätte, und das Theilchen mit einer Geschwindigkeit $V - v$ eingetreten wäre. Es rollt also mit abnehmender Geschwindigkeit an der Fläche hinauf und drückt dabei fortwährend gegen dieselbe, rollt dann wiederum mit beschleunigter Bewegung herab und erreicht nach einiger Zeit wiederum den untersten Punkt. Die Höhe, welche das Theilchen in seiner aufsteigenden Bewegung errreicht, ist $\frac{(V-v)^2}{2g}$, wie auch die Krümmung der Fläche beschaffen sein mag. Die relative Geschwindigkeit des Theilchens gegen die Bahn, wenn es wiederum unten angekommen ist, beträgt $V - v$. Die absolute Geschwindigkeit dagegen $v - (V - v) = 2v - V$. Wenn $2v = V$ oder $v = \frac{1}{2} V$ ist, bleibt das Theilchen, nachdem es unten angekommen ist, ruhig stehen. Von $2v > V$ an geht es nach der Richtung fort, nach der sich die Fläche bewegt; wenn endlich $2v < V$ ist, ist die Richtung seiner Bewegung jener der Fläche entgegengesetzt. Die Wirkung, welche das Theilchen der Fläche mittheilt, während es hinauf und herabrollt, wird gefunden, wenn man von der lebendigen Kraft, die es anfänglich hatte, diejenige abzieht, die es zuletzt noch besitzt. Nennt man q das Gewicht des Theilchens, so ist die der Fläche mitgetheilte Wirkung

$$\frac{q}{2g} V^2 - \frac{q}{2g} (2v - V)^2$$

oder nach einfacher Reduktion

$$\frac{2q}{g} (V - v) v$$

Ist $v = \frac{1}{2} V$, so wird diese Wirkung:

$$\frac{q}{2g} V^2$$

d. h. wenn die Geschwindigkeit der Fläche halb so gross ist, als die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Theilchen an der Fläche ankommt, so theilt es derselben seine ganze Wirkungsfähigkeit mit, und besitzt zuletzt keine Geschwindigkeit mehr.

Obgleich die grösste Höhe, welche das Theilchen erreicht, die Geschwindigkeit, welche es während der Niederbewegung erlangt, endlich die Wirkung, welche es der Fläche mittheilt, ganz unabhängig von der Gestalt der letzteren ist, so richtet sich doch die Zeit, während welcher die Auf- und Niederoscillation erfolgt, nach der Form der Fläche, und es ist leicht einzusehen, dass diese Oscillation bei einer sehr rapid gekrümmten Fläche schnell, bei einer schwach gekrümmten dagegen langsam erfolgt. Vergleicht man die hier betrachtete Bewegung eines Körpertheilchens auf einer beweglichen Fläche mit der Bewegung des Wassers gegen die Schaufeln eines Poncelet-Rades, so wird man finden, dass sich bei der letzteren alles ungefähr so verhält, wie bei der ersteren. Die Bewegung der

Radschaufeln ist zwar nicht geradlinig, allein der Bogen, welchen eine Schaufel beschreibt, während auf sie das Wasser einwirkt, weicht doch nicht sehr stark von einer geraden Linie ab. Die Bewegungen der Wassertheilchen im Rade stimmen allerdings weder unter sich, noch mit jener eines isolirten Körperchens überein, denn die Bewegung eines jeden Wassertheilchens wird durch die Anwesenheit der übrigen mehr oder weniger modifizirt. Im Wesentlichen erfolgt sie aber doch ungefähr so, wie bei den isolirten Theilchen. Wenn daher kein grosser Grad von Genauigkeit gefordert wird, so kann man sich erlauben, die im Vorhergehenden für ein isolirtes Theilchen aufgefundenen Resultate auf die ganze Wassermenge Q anzuwenden, welche in einer Sekunde auf ein Poncelet-Rad einwirkt, und dann erhalten wir für den Nutzeffekt desselben den Ausdruck:

$$E_n = 1000 \frac{2\,Q}{g} (V - v)\, v \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (10)$$

für die vortheilhafteste Geschwindigkeit:

$$v = \frac{1}{2} V$$

und für das correspondirende Maximum des Nutzeffekts:

$$(E_n)_{max.} = 1000\, Q \frac{V^2}{2\,g}$$

Nach zahlreichen Versuchen, welche *Poncelet* mit zwei Rädern angestellt hat, variirt der Corrections-Coeffizient, mit welchem man die Formel (10) multipliziren muss, damit sie mit der Erfahrung gut übereinstimmende Resultate gibt, von 0·65 bis 0·75. Die Versuche zeigen ferner, dass die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit 0·5 V bis 0·6 V ist. Wir können daher folgende praktische Formeln aufstellen:

$$\left.\begin{aligned} E_n &= 1300 \frac{Q}{g} (V - v)\, v \text{ bis} \\ E_n &= 1500 \frac{Q}{g} (V - v)\, v \\ (v)_{max.} &= 0{\cdot}55\, V \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (11)$$

Diese Theorie mag vorläufig genügen, obgleich sie eben so wenig wie die früheren Theorien zur Beurtheilung eines bestehenden Rades, noch zur Bestimmung der Dimensionen eines zu erbauenden Rades gebraucht werden kann.

Abmessungen der Räder.

Das Verfahren zur Bestimmung der Abmessungen der Räder. Durch die vorgetragene Berechnung der Effektverluste, welche bei den verschiedenen Wasserrädern vorkommen, kann man mit einer für praktische Zwecke hinreichend genügenden Genauigkeit die partiellen Effektverluste und den totalen Nutzeffekt jedes Rades berechnen, wenn das Rad verzeichnet und nebst den Abmessungen auch die Geschwindigkeit des Rades und die in jeder Sekunde zufliessende Wassermenge gegeben sind. Durch eine solche Berechnung wird zunächst eine scharfe Kritik geübt, denn man erfährt, ob und welche Verluste gross oder klein sind, und kann auch erkennen, woran es liegt, dass einer der Partialverluste gross oder klein ausfällt. Dadurch kann man auch eine Verbesserung an einem nach was immer für Regeln entworfenen Rade herbeiführen, denn wenn man in Folge der Rechnung erkannt hat, dass einer der Partialeffekte vermöge einer oder der anderen Abmessung ungünstig ausfällt, ist zugleich angedeutet, wie jene Abmessung zu ändern ist um einen besseren Effekt zu erzielen. Allein die Hauptaufgabe der Theorie besteht nicht in der Kritik über bestehende oder entworfene Konstruktionen, sondern sie besteht in der Auffindung wo möglich der besten, oder wenn sich diese nicht auffinden lassen, von guten Konstruktions-Verhältnissen für neu zu erbauende Räder. Diese Hauptaufgabe wird durch die im Vorigen vorgetragene Theorie noch nicht gelöst. Will man diese Hauptaufgabe mit möglichster Strenge und rationell zur Lösung bringen, so muss man den Weg betreten, der im zweiten und dritten Abschnitt meines grösseren Werkes über die Wasserräder eingeschlagen worden ist. Dieser Weg besteht darin, dass man zuerst die sämmtlichen Partial-Effektverluste analytisch berechnet, dann den totalen Nutzeffekt ausdrückt, indem man vom absoluten Effekt des Motors die Summe aller Effektverluste abzieht, endlich die einzelnen Grössen, welche in dem Ausdruck für den Nutzeffekt vorkommen, nach der Lehre vom Maximum und Minimum der Funktionen so zu bestimmen sucht, dass der Ausdruck für den Nutzeffekt ein Maximum wird. Die Grössen, welche dieses Maximum hervorbringen, sind dann die hinsichtlich des Effekts relativ oder absolut besten Konstruktionselemente. Allein dieser Weg ist für unsere Vorträge zu weitläufig, erfordert einen zu grossen Aufwand an Zeit und überdies sind diese hinsichtlich des Nutzeffekts besten Räderkonstruktionen für die Ausführung doch nicht zu empfehlen, indem dieselben zu sehr kostspieligen Anordnungen führen. Wir wollen daher auf diese besten Konstruktionen verzichten, und lieber dahin trachten, solche Konstruktionen ausfindig zu machen, die befriedigende Effekte zu liefern vermögen, aber doch nicht kostspieliger sind als die Räder, welche bisher ausgeführt wurden. Dies Ziel wird dadurch erreicht, indem man diejenigen Dimensionen, von welchen die Kosten des Baues wesentlich abhängen, die aber auf den Effekt nur wenig Einfluss haben, nämlich die Halbmesser und Breiten der Räder so gross macht, als sie seither gemacht wurden, dagegen alle übrigen Konstruktionsverhältnisse, welche auf die Herstellungskosten wenig Einfluss haben, so vortheilhaft als möglich ausmittelt. Auf diese Weise erhält man Räder, deren Effekt um ungefähr 10 bis 15 Prozent kleiner ausfällt, als jener der absolut besten Konstruktionen, die aber um 40 bis 50 Prozent billiger zu stehen kommen, als diese besten Anordnungen. Mit solchen Maschinen kann man zufrieden sein. Die Regeln, welche zu diesen praktisch guten Anordnungen führen, ergeben sich, wenn man nebst den Lehren, welche das Studium über die einzelnen Effektverluste geliefert hat, auch noch einige Erfahrungen berücksichtiget. Wir beginnen nunmehr mit der Herleitung der Regeln.

Berechnung der Wassermenge. Wenn ein Wasserrad erbaut werden soll, ist entweder das Gefälle H oder die Wassermenge Q gegeben, oder es ist das Gefälle und der Nutzeffekt bekannt, welchen das Rad entwickeln soll. Im ersteren Falle ist also die Wassermenge, für welche das Rad eingerichtet werden soll, bekannt; im letzteren Falle muss sie aber erst gesucht werden. Nach der Wassermenge richtet sich vorzugsweise die Breite und Tiefe des Rades; diese Dimensionen können aber ohne merklichen Nachtheil für den Effekt innerhalb gewisser Grenzen variiren; es ist daher zu ihrer Bestimmung nicht nothwendig, die Wassermenge so ganz genau zu kennen, denn nehmen wir an, dass die Wassermenge um $^1/_5$ ihres wahren Werthes su gross oder zu klein angenommen wird, so hat dies zur Folge, dass im ersteren Falle Breite und Tiefe etwas grösser, und im letzteren Falle etwas kleiner ausfallen werden, als wenn man die richtige Wassermenge der Bestimmung der Breite und Tiefe zu Grunde gelegt hätte; dadurch entsteht aber noch kein merklicher Nachtheil, weil die Füllung des Rades ohne Nachtheil für den Effekt um $^1/_5$ ihres Normalwerthes variiren darf. Es ist daher für die Bestimmung der Dimensionen eines Rades hinreichend, wenn man die Wassermenge dadurch bestimmt, indem man den Nutzeffekt des Rades in Prozenten des absoluten Effektes der Wasserkraft ausdrückt. Da es aber immer besser ist, wenn man ein Rad etwas zu gross, als wenn man es etwas zu klein bestimmt, so ist es zweckmässig, die Prozente nicht zu günstig anzunehmen.

Nach den früheren Effektberechnungen dürfen wir das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt der Wasserkraft annehmen für

das unterschlächtige Rad . . .	0·30 bis 0·35
„ Kropfrad	0·40 — 0·50
„ Poncelet'sche Rad	0·60 — 0·65
„ Ueberfall-Rad	0·60 — 0·65
„ Coulissenrad	0·65 — 0·70
„ rückschlächtige Rad . . .	0·60 — 0·70
„ oberschlächtige Rad . . .	0·60 — 0·70

Die Wassermenge, welche bei einem Rade in 1 Sekunde nothwendig ist, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekraft zu 75 Kil. M. zu erhalten, ist demnach

für das unterschlächtige Rad . .	$Q = 0{\cdot}210 \frac{N_n}{H}$	bis $0{\cdot}250 \frac{N_n}{H}$
„ „ Kropfrad	$Q = 0{\cdot}175 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}187 \frac{N_n}{H}$
„ „ Poncelet-Rad	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
„ „ Ueberfall-Rad	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
„ „ Coulissen-Rad	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$
„ „ rückschlächtige Rad . .	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
„ „ oberschlächtige Rad . .	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$

Wahl des Rades. Die Wahl der Mittel zur Erreichung eines Zweckes ist für jedes Unternehmen von der grössten Wichtigkeit. Wenn eine Einrichtung zur Benutzung einer Wasserkraft getroffen werden soll, bietet sich daher zunächst die Frage dar, ob eine Turbine oder ob ein Wasserrad genommen werden soll. Diese Frage kann aber erst dann gründlich beantwortet werden, wenn man sowohl die Wasserräder, als auch die Turbinen in jeder Hinsicht genau kennt und dadurch im Stande ist, die Vortheile und Nachtheile dieser beiden Anordnungen zuverlässig abzuwägen.

Wir müssen daher die Entscheidung dieser wichtigen Frage bis zum Schluss dieser Abhandlung über die Wasserräder verschieben, und wollen deshalb bis dahin von der Turbine ganz abstrahiren, wollen uns also so benehmen, als gäbe es gar keine Turbinen.

Bei dieser Einschränkung haben wir also gegenwärtig nur die Frage zu entscheiden, welche von allen Anordnungen von Wasserrädern in jedem gegebenen Falle die zweckmässigste sei. Es ist klar, dass es theils von der Wassermenge, vorzugsweise aber von der Grösse des Gefälles abhängt, ob man das eine oder das andere Rad wählen soll, und es kommt nur darauf an, diese Abhängigkeit genau zu bestimmen, d. h. die Grenzen anzugeben, innerhalb welcher sowohl das Gefälle als auch die Wassermenge liegen muss, wenn das eine oder das andere von den Rädern mit Vortheil soll angewendet werden können. Diese Grenzen lassen sich nur mit vieler Mühe befriedigend ermitteln, wenn man verschiedene Gefälle und für jedes Gefälle verschiedene Wasserquantitäten annimmt, sodann für jede dieser Wasserkräfte diejenigen Arten von Rädern konstruirt und berechnet, von welchen man vermuthen kann, dass sie zweckmässig ausfallen dürften. Durch Vergleichung der Gefälle und Wassermengen von den sich ergebenden guten Konstruktionen der gleichen Art lassen sich dann die Grenzen der zweckmässigsten Anwendbarkeit der verschiedenen Räder bestimmen. Dass man bei diesem Geschäfte auch die ausgeführten Räder berücksichtigen muss, bedarf kaum einer Erwähnung. Die Resultate, welche ich auf dem so eben bezeichneten Wege gefunden habe, können für die Uebersicht und für den praktischen Gebrauch am einfachsten graphisch dargestellt werden, was auf Tafel VI., Fig. 10 geschehen ist. Die horizontale Zahlenreihe bedeutet die in Metern ausgedrückten Gefälle, die vertikale Zahlenreihe die in Kubik-Metern ausgedrückten Wassermengen.

Die verschiedenen geraden und krummen Linien innerhalb der Grenzen der ganzen Figur sind die Grenzen der Anwendbarkeit der verschiedenen Arten von Rädern. Die krumme Linie A B bestimmt die grössten Wasserkräfte, welche noch durch ein einziges Rad nutzbar gemacht werden können.

Die Richtigkeit der Grenzbestimmung vorausgesetzt, ist es vermittelst dieser Karte ein Leichtes, in jedem speziellen Falle zu bestimmen, was für ein Rad gebaut werden soll. Man sucht nämlich vermittelst der horizontalen Zahlenreihe die Vertikallinie auf, welche dem gegebenen Gefälle entspricht und vermittelst der vertikalen Zahlenreihe die Horizontallinie, welche mit der gegebenen Wassermenge übereinstimmt; der Punkt, in welchem sich diese zwei Linien durchschneiden, liegt dann in dem Wasserkraftgebiet des zu wählenden Rades. Ist z. B. das gegebene Gefälle 3 Meter und die Wassermenge 1·5 Kubikmeter, so führen diese Daten auf einen Punkt in dem Gebiete des Coulissenrades. Ist das Gefälle 4·5 Meter und die Wassermenge 0·8 Kubikmeter, so wird man auf ein rückschlächtiges Rad geführt. Der Gebrauch dieser Karte unterliegt also durchaus keiner Schwierigkeit.

Zur Rechtfertigung dieser Grenzbestimmungen werden folgende Erklärungen dienen können.

Die Anwendbarkeit des unterschlächtigen Rades ist bis zu einem Meter Gefälle festgesetzt, weil erst von diesem Gefälle an eine Krümmung des Gerinnes von merklichem Vortheil sein kann.

Das Gebiet des Kropfrades hat hinsichtlich des Gefälles ziemlich enge Grenzen erhalten, weil für Gefälle, die grösser als 1·5 Meter sind und für Wassermengen unter 2 Kubikmetern das Ueberfallrad vortheilhafter ist. Das Kropfrad kann übrigens nur dann angewendet werden, wenn der Wasserstand im Zuflusskanale nicht sehr veränderlich ist.

Das Gebiet des Poncelet-Rades erstreckt sich über die Gebiete des unterschlächtigen und über einen Theil des Kropfrades. Das grösste Gefälle ist auf 1·7 Meter festgesetzt. *Poncelet* hat zwar der Gefällgrenze eine grössere Ausdehnung gegeben, allein es sind mehrere Gründe vorhanden, die darauf hinweisen, dass dieses Rad bei Gefällen über 1·7 Meter keine vortheilhafte Anordnung sein kann, denn 1) wird bei grossen Gefällen der Effektverlust von Bedeutung, welcher durch das Entweichen des Wassers durch den Spielraum zwischen dem Rade und dem Gerinne entsteht; 2) wird das Verhältniss zwischen der Breite des Rades und der Höhe der Radkrone unzweckmässig; 3) wird schon bei einem Gefälle von 1·7 Meter der Halbmesser des Rades wenigstens 3 Meter, bei noch grösserem Gefälle müsste also das Rad sehr gross und dadurch kostspieliger ausfallen, als andere Räder; 4) wenn einmal das Gefälle über 1·7 Meter ist, geben das Ueberfallrad und das Coulissenrad einen eben so guten, wo nicht besseren Effekt als das Poncelet'sche Rad.

Da das Poncelet'sche Rad zwar einen besseren Effekt gibt, als das unterschlächtige und das Kropfrad, aber kostspieliger ausfällt, als diese letzteren, so ist es statt diesen dann vorzuziehen, wenn die vorhandene absolute Wasserkraft nur bei sehr guter Verwendung zum Betriebe eines Werkes hinreichend werden kann. Ist aber der Wasserzufluss mehr als hinreichend, so kann man sich der hinsichtlich ihrer Konstruktion einfacheren Anordnungen des unter schlächtigen und Kropfrades bedienen.

Das Kraftgebiet des Ueberfallrades hat zwar keine grosse Ausdehnung, dessenungeachtet wird man doch sehr oft veranlasst sein, dieses Rad zu wählen, weil in seinem Kraftgebiete diejenigen Wasserkräfte liegen, welche am häufigsten in der Praxis zu benutzen sind.

Nach der Karte hört die Anwendbarkeit des Ueberfallrades auf bei Wassermengen über 2·5 Kub. M. Der Grund hiervon liegt in dem Umstande, dass bei Wassermengen über 2·5 Kub. M. ein Coulisseneinlauf eine bessere Leitung des Wassers bewirkt, als ein freier Ueberfall.

Aus der Karte sieht man ferner, dass für das Ueberfallrad das grösste Gefälle auf 2·5 Meter bestimmt worden ist, dies ist aus dem Grunde geschehen, weil für grössere Gefälle entweder das oberschlächtige Rad oder das Rad mit Coulisseneinlauf zweckmässiger ist. Ist nämlich das Gefälle grösser, als 2·5 Meter und die Wassermenge kleiner als ungefähr 0·3 Kub. M., so ist das oberschlächtige Rad die am wenigsten kostspielige Anordnung. Ist das Gefälle grösser als 2·5 Meter und die Wassermenge grösser als 0·3 Meter, so muss man das Rad mit Coulisseneinlauf jenem mit freiem Ueberfall vorziehen, weil dann bei diesem letzteren der Halbmesser des Rades sehr gross gemacht werden müsste, wo hingegen bei Anwendung von Coulissen das Rad viel kleiner gehalten werden kann.

Die Grenzen für das Gebiet des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf sind für das Gefälle 2·5 Meter bis 4·5 Meter, für die Wassermenge 0·3 bis 2·4 Kub. M. Dem Mittelpunkt des Gebietes entspricht ein Gefälle von ungefähr 3·5 Meter und eine Wassermenge von 1·2 Kub. M.

Die unterste Grenze für die Wassermenge ist durch den Umstand bestimmt worden, dass für Wassermengen unter 0·3 Kub. M. bei Gefällen über 2·5 Meter bereits das sehr wohlfeile oberschlächtige Rad angewendet werden kann. Die äusserste Gefällsgrenze ist nicht über 4·5 Meter angenommen worden, weil von da an das rückschlächtige Zellenrad vortheilhafter zu werden beginnt, als das Schaufelrad.

Das Gebiet des rückschlächtigen Rades liegt zwischem dem Gebiete des vorhergehenden Rades und jenem des oberschlächtigen. Die Gefällgrenzen sind ungefähr 2·5 und 8 Meter, die Grenzen der Wassermenge 0·4 bis 1·3 Kub. M. Dem Mittelpunkte des Gebiets entspricht ein Gefälle von 5·5 Meter und eine Wassermenge von 0·8 Kub. M. Für Wasserkräfte, welche in dieses Gebiet fallen, ist das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf nicht anwendbar, weil bei demselben der Wasserverlust durch den Spielraum zwischen den Schaufelkanten und dem Gerinne zu gross ausfällt und das oberschlächtige Wasserrad ist hier nicht zu empfehlen, 1) weil es nicht ventilirt werden kann, was bei grösseren Wasserquantitäten ein bedeutender Uebelstand ist, 2) weil gewöhnlich bei grösserem Wasserzufluss der Wasserstand im oberen Kanale veränderlich ist, was sich mit der Anwendung eines oberschlächtigen Rades nicht verträgt.

Das Gebiet des oberschlächtigen Rades hat hinsichtlich des Gefälles eine sehr grosse Ausdehnung erhalten. Diese Anordnung ist im Allgemeinen wohlfeiler, als jede andere und gibt, wenn das Gefälle nur nicht zu klein ist, immer einen guten Effekt; es ist daher in jeder Hinsicht Grund vorhanden, das Gebiet seiner Anwendbarkeit möglichst auszudehnen. Die Gefällsgrenze beginnt schon bei 2·5 Meter und erstrekt sich bis zu 12 Meter. Die Grenzen der Wassermenge sind 0·3 und 0·8 Kub. M. Es ist schon oben gesagt worden, weshalb das oberschlächtige Rad im Allgemeinen für grosse Wassermengen nicht zu empfehlen ist.

Die Linie A B für die grösste absolute Wasserkraft, welche noch mit einem Rade nutzbringend gemacht werden kann, bezieht sich auf 80 absolute Pferdekräfte. Für Wasserkräfte über 80 Pferdekraft fallen die Dimensionen der Räder immer so kolossal aus, dass es in diesem übrigens nur ausnahmsweise vorkommenden Falle immer zweckmässiger ist, zwei Räder anzuwenden. Uebrigens versteht es sich von selbst, dass man auch in dem Falle zwei oder mehrere Räder statt einem bauen wird, wenn ein System von Arbeitsmaschinen zu betreiben ist, die nicht gut miteinander arbeiten können, wie dies z. B. in Eisenwerken der Fall ist.

Für die Wasserkräfte, welche den Grenzlinien der Kraftgebiete entsprechen, hat man unter 2 oder 3 Rädern zu wählen. Für die Wasserkraft der Grenzlinie zwischen dem Gebiete des oberschlächtigen Rades und den Gebieten des Ueberfall- und Kübelrades mit Coulisseneinlauf ist das erstere dieser Räder eine wohlfeilere Anordnung, die beiden letzteren sind aber hinsichtlich des Nutzeffekts besser. Für die Wasserkräfte, welche den übrigen Grenzlinien entsprechen, ist es dagegen in jeder Hinsicht ziemlich gleichgültig, welches von den diesen Grenzen zugehörigen Rädern man auswählt.

Sowohl die sehr kleinen, als auch die sehr grossen Gefälle sind in der Regel für die Einrichtung eines Wassertriebwerkes nicht so vortheilhaft, als die mittleren Gefälle. Bei kleinen Gefällen bis zu 2 Meter sind gewöhnlich die Wasserquantitäten sehr gross, der ganze Bau und insbesondere die Kanalleitung wird daher voluminös und kostspielig und die Nutzeffekte sind in diesem Falle nicht sehr günstig. Bei grossem Gefälle über 6 Meter wird das Rad sehr gross, erhält einen langsamen Gang, wodurch oft mehrere kostspielige und krafterschöpfende Räderübersetzungen nothwendig werden und die Herstellung eines hohen Zuleitungskanals ist auch in der Regel mit mancherlei Kosten und Schwierigkeiten verbunden. Mittlere Gefälle von 2 bis 4 Meter geben gewöhnlich für kleinere Triebkräfte bis zu 16 Pferden und Gefälle von 3 bis 6 Meter für grössere Triebkraft über 16 Pferde die zweckmässigste Einrichtung. Die Wasserleitungen werden bei diesen Gefällen weder sehr lang noch sehr hoch, noch sehr weit, fallen daher in jeder Hinsicht günstig aus, und die Wasserräder erhalten eine mässige Grösse, ziemlich schnellen Gang und geben einen guten Effekt. Wenn man also zwischen mehreren Wasserkräften auswählen kann, wird man in der Regel den mittleren Gefällen von 3 bis 6 Meter den Vorzug geben müssen.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder. Bei dem unterschlächtigen und Poncelet'schen Rade wird die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit durch das Gefälle bestimmt; bei den übrigen Rädern ist sie dagegen unabhängig vom Gefälle, und kann ohne Nachtheil ziemlich constant angenommen werden.

Wenn bei dem unterschlächtigen Rade keine Wasserverluste vorkämen, wäre die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit halb so gross, als die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers, wegen dieser Wasserverluste fällt sie aber kleiner aus und beträgt nur 0·35 bis 0·4 von der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser ankommt.

Bei den Schaufelrädern mit Kreisgerinnen richtet sich streng genommen die vortheilhafteste Geschwindigkeit nach der Genauigkeit ihrer Ausführung. Wenn der Spielraum zwischen den Schaufelkanten und dem Gerinne sehr klein ist, ist es vortheilhaft, das Rad sehr langsam gehen zu lassen, ist dieser Spielraum gross, so ist ein schneller Gang des Rades besser. Wenn die Räder und die Gerinne immer vollkommen rund und concentrisch bleiben würden, könnte man diesen Spielraum sehr klein halten, z. B. 0·01 bis 0·015 Meter, weil aber dies nicht der Fall ist, so muss man schon von vornherein daran denken, dass durch die mit der Zeit unvermeidlich eintretenden Formveränderungen kein Anstreifen der Schaufelkanten an das Gerinne eintritt; man muss daher jenen Spielraum 0·02 Meter annehmen, wodurch wegen des Entweichens von Wasser ein Effektverlust von 10 bis 14 Prozent entsteht. Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit ist für diesen Spielraum ungefähr 1·2 Meter, es entsteht aber für den Effekt gar kein merklicher Nachtheil, wenn man sie, um einen etwas schnelleren Gang des Rades zu erhalten, etwas grösser annimmt; insbesondere gilt dies für Räder mit Coulisseneinlauf, weil bei diesen das Schlagen der Schaufeln gegen das Wasser bei ihrem Eintritt in den Strahl durch die Stellung der Coulissen beseitigt werden kann. Wir können daher nehmen:

für das Kropfrad . . . . $v = 2{\cdot}0^m$
„ „ Ueberfallrad . . . . . $v = 1{\cdot}4^m$
„ „ Coulissenrad . . . . . . $v = 1{\cdot}6^m$

Bei dem rückschlächtigen Zellenrad mit Coulisseneinlauf ist der durch das Entweichen des Wassers entstehende Effektverlust bedeutend kleiner als bei den Schaufelrädern, in dieser Hinsicht könnte allerdings bei jenem Rade die Umfangsgeschwindigkeit kleiner angenommen werden, als bei diesen Rädern. Allein der Vortheil, der dadurch hinsichtlich des Effektes erreicht werden kann, ist von keiner Bedeutung, und wird durch den Nachtheil aufgehoben, dass unter sonst gleichen Umständen durch eine kleine Geschwindigkeit Breite und Tiefe des Rades grösser ausfallen, wodurch die Kosten des Baues vermehrt werden. Wir dürfen daher auch für das rückschlächtige Zellenrad mit Coulisseneinlauf $v = 1{\cdot}5$ Meter annehmen.

Für das oberschlächtige Rad ist die für den Nutzeffekt vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit äusserst klein; aber gleichwohl ist es auch hier wiederum zweckmässiger, sie grösser anzunehmen, weil dadurch der Effekt nicht merklich, die Kosten des Rades aber bedeutend vermindert werden; denn wenn das Rad sehr langsam geht, muss es breit und tief gemacht werden, um die Wassermenge fassen zu können.

Die numerischen Berechnungen zeigen, dass die Nutzeffekte oberschlächtiger Räder immer noch ganz günstig ausfallen, wenn man nimmt:

bei oberschlächtigen Rädern für kleinere Gefälle $v = 1{\cdot}3$ bis $1{\cdot}5$ Meter
„ „ „ „ grössere „ $v = 1{\cdot}5$. „

Halbmesser der Räder Bei dem oberschlächtigen Rade wird der Halbmesser durch das Gefälle bestimmt, bei den übrigen Rädern sollte der Halbmesser hinsichtlich des Effektes möglichst gross genommen werden.

Ein grosser Halbmesser ist vortheilhaft:

a) bei dem unterschlächtigen Rade, weil dann die Schaufeln vom Eintritt an bis zum Austritt fast eine vertikale Stellung haben können.

b) Bei dem Kropfrade, Ueberfallrade und bei den zwei Coulissenrädern, weil, wenn der Halbmesser gross ist, das Wasser immer nur wenig aus der Richtung seiner Bewegung im Zuleitungskanal abgelenkt zu werden braucht, um unter einem ziemlich kleinen Winkel gegen den Umfang des Rades anzukommen.

Obgleich es aber einerseits keinem Zweifel unterliegt, dass mit der Grösse des Halbmessers der Nutzeffekt fortwährend wächst, so ist anderseits auch leicht einzusehen, und die genauen theoretischen Untersuchungen haben es auch gezeigt, dass die Zunahme des Effektes mit der Vergrösserung des Halbmessers nur höchst unbedeutend ist, so wie einmal der Halbmesser eine gewisse Grösse erreicht hat. Da überdies die Kosten eines Rades mit dem Halbmesser ungefähr proportional zunehmen, so muss man, um eine, sowohl hinsichtlich des Effektes, als auch hinsichtlich der Kosten vortheilhafte Konstruktion zu erhalten, die kleinsten Halbmesser wählen, mit welchen bereits eine gute Wirkung hervorgebracht werden kann.

Die Halbmesser, welche bei den besser ausgeführten Rädern angetroffen werden, erfüllen diese Bedingung, was durch numerische Berechnungen derjenigen Glieder in den Ausdrücken für den Effekt, welche von dem Halbmesser der Räder abhängen, bewiesen werden kann; wir können uns daher zur Aufstellung von Regeln für den Halbmesser der Räder an die Erfahrung halten.

Die unterschlächtigen Räder haben je nach der Grösse des Effektes, welchen sie entwickeln, und je nachdem die Lokalitätsverhältnisse sind, Halbmesser von 2 Meter, 3 Meter bis 4 Meter.

Für den Halbmesser aller übrigen Räder kann man den allgemeinen Ausdruck aufstellen:

$$R = \frac{H + t - \frac{V^2}{2g}}{1 - \cos \gamma}$$

wobei t die Tauchung der Schaufeln im Unterwasser bedeutet.

Wenn aber diese Formel praktisch brauchbare Werthe von R liefern soll, muss man für $t - \frac{V^2}{2g}$ und insbesonder für γ solche Annahmen machen, dass die Werthe von R ungefähr so gross ausfallen, wie man es für die Ausführung wünschen muss; diese Formel ist daher zur Bestimmung von R von keinem praktischen Werthe, und es ist zweckmässiger, sie gar nicht zu gebrauchen, und lieber gleich die Halbmesser R so anzunehmen, wie man sie haben will. Folgende empirische Regeln, welche aus der Vergleichung der ausgeführten Räder entstanden sind, führen am einfachsten zum Ziele.

Für das Kropfrad nehmen wir:

$$R = 1{\cdot}5\ H \text{ bis } 2{\cdot}5\ H$$

Für das Ueberfallrad

$$R = 1{\cdot}25\ H \text{ bis } 1{\cdot}5\ H$$

Für das Schaufelrad mit Coulisseneinlauf

$$R \text{ ungefähr } = H$$

Für das rückschlächtige Rad

$$R = \frac{2}{3}\ H$$

Nach dieser letzten Regel ist der Punkt, in welchem die Verlängerung des Wasserspiegels im Zuflusskanal dem Umfang des Rades begegnet, um 60° vom Scheitel des Rades entfernt. Man findet zwar auch rückschlächtige Räder, bei welchen diese Entfernung kleiner als 60° ist, allein wenn dieser Winkel so klein genommen wird, ist es rein unmöglich, den Coulisseneinlauf gut zu konstruiren, weil dann das Wasser zu stark von der Richtung, die es im Zuflusskanal verfolgt, abgelenkt werden muss, um in die Zellen zu gelangen, ohne von den äusseren Wänden derselben geschlagen zu werden.

Für das oberschlächtige Rad hat man, wenn dasselbe die Oberfläche des Wassers im Abflusskanal im tiefsten Punkt berührt:

$$R = \frac{1}{2}\left(H - \frac{V^2}{2\ g}\right)$$

Weil das oberschlächtige Rad nicht ventilirt werden kann, so muss man dafür sorgen, dass die Luft, welche in den Zellen vor ihrer Füllung enthalten ist, während der Füllung durch den Schluck der Zellen entweichen kann, was nur dann möglich ist, wenn die Dicke des eintretenden Strahls kleiner ist als die Schluckweite. Wenn man die Geschwindigkeit $V = 2\ v$, demnach doppelt so gross annimmt, als die Umfangsgeschwindigkeit, und wenn man für die Breite des Rades und für den Zellenbau die später folgenden Regeln befolgt, so fällt die Dicke des Strahles nahe halb so gross aus, als die Schluckweite; es bleibt also dann für das Entweichen der Luft hinreichend freier Raum übrig. Für diese Geschwindigkeit

$V = 2v$ fällt allerdings das Stossgefälle ziemlich gross aus, allein der Nachtheil, welcher dadurch entsteht, ist doch nicht so gross, als wenn das Wasser verhindert wird, in das Rad einzutreten. Wir nehmen also $V = 2v$ und erhalten dann:

$$R = \frac{1}{2}\left(H - 4\frac{v^2}{2g}\right)$$

Breite und Tiefe der Räder. Diese beiden Dimensionen sind von besonderer Wichtigkeit, weil von denselben sowohl der Nutzeffekt als auch die Baukosten des Rades sammt Gerinne abhängeu. Es ist zunächst klar, dass das Rad hinreichend geräumig sein muss, um die Wassermenge fassen zu können, welche auf dasselbe in 1 Sekunde zu wirken hat. Nun ist die Wassermenge, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, $Q\frac{e}{v}$ und das Volumen eines solchen Raumes ist $a\,b\,e$, wenn also das Rad die Wassermenge Q soll fassen können, muss sein: $a\,b\,e > Q\frac{e}{v}$ oder:

$$a\,b\,v > Q$$ siehe: pag. 73

d. h. der Raum, welchen eine Schaufel oder Zelle in 1 Sekunde beschreibt, muss grösser sein, als das Wasservolumen, welches in 1 Sekunde auf das Rad wirken soll. Setzen wir:

$$\frac{Q}{a\,b\,v} = m$$

so bedeutet m den Füllungscoeffizienten.

Was die Werthe von m anbelangt, so sind diese für jedes Rad besonders zu bestimmen. Bei allen Schaufelrädern der älteren Art darf man in der Regel $m = \frac{1}{2}$ nehmen, so dass die Schaufelräume zur Hälfte mit Wasser gefüllt werden. Eine schwächere Füllung anzunehmen, ist bei diesen Rädern nicht gut, weil sie dann breiter ausfallen und dadurch einen grösseren Wasserverlust durch den Spielraum zwischen den Schaufelkanten und dem Gerinne verursachen. Eine stärkere Füllung ist auch nicht gut, weil dann leicht durch die Luftspalten eine beträchtliche Wassermenge entweicht.

Bei den Kübelrädern kann man dagegen eine schwache Füllung annehmen, weil sie dann das Wasser erst tief unten entleeren, was natürlich für den Effekt vortheilhaft ist. Wir nehmen daher für diese Räder $m = \frac{1}{3}$ bis $m = \frac{1}{4}$, so dass also die Zellen nur bis auf $^1/_3$ oder $^1/_4$ ihres Raumes mit Wasser erfüllt werden.

Nun müssen wir noch eine neue Beziehung zwischen den in obiger Gleichung enthaltenen Grössen ausfindig zu machen suchen, um a und b bestimmen zu können.

Die Vergleichung der Dimensionen der ausgeführten Räder mit den Wassermengen zeigt, dass bei den Schaufelrädern die Breite für jeden Kubikmeter Wasserzufluss, im Mittel genommen, 2 Meter bis 2·5 und bei Kübelrädern 5 bis 5·5 Meter beträgt. Dies sind aber nur mittlere Werthe, welche nicht gut gebraucht werden können, um darnach die Dimensionen von grossen und kleinen Rädern zu bestimmen; indem nach dieser Regel die Tiefe a bei allen Schaufelrädern, so wie auch bei allen Kübelrädern gleich gross ausfiele, was offenbar unzulässig ist.

Eine andere Vergleichung zwischen jenen Rädern hat mich auf die Vermuthung gebracht, dass das Verhältniss $\frac{b}{a}$ in einer gewissen Beziehung stehen dürfte zu dem in Pferdekräften ausgedrückten absoluten Effekt der Wasserkraft N_a.

Um diese Vermuthung zu prüfen, und wenn sie sich bestätigen sollte, die Abhängigkeit zwischen $\frac{b}{a}$ und N_a ausfindig zu machen, habe ich die Werthe von N_a als Abscissen und die correspondirenden Werthe von $\frac{b}{a}$ als Ordinaten aufgetragen. Die auf diese Weise bestimmten Punkte stellten sich als zwei Reihenfolgen dar, die eine den Schaufelrädern, die andere den Kübelrädern angehörig, und die mittleren durch diese Reihenfolgen gezogenen krummen Linien stimmten sehr nahe mit zwei kubischen Parabeln überein.

Für die Parabel, welche den Schaufelrädern angehört, ist:

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75 \sqrt[3]{N_a}$$

Für die Parabel, welche den Kübelrädern angehört:

$$\frac{b}{a} = 2{\cdot}25 \sqrt[3]{N_a}$$

Diese empirischen Formeln in Verbindung mit dem früher aufgefundenen Resultate, geben uns nun zur Bestimmung von a und b für die älteren Räder folgende Regeln.

Um für ein Schaufelrad b und a zu finden, berechne man zuerst das Verhältniss:

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75 \sqrt[3]{N_a}$$

dann findet man:

$$\mathfrak{b} = \sqrt{\frac{Q}{m\,v}\left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei in der Regel $\mathfrak{m} = \frac{1}{2}$ und $\mathfrak{v}$ so zu nehmen ist, wie früher erklärt wurde. Dividirt man dann diesen Werth von $\mathfrak{b}$ durch den berechneten Werth von $\frac{b}{a}$, so erhält man auch $\mathfrak{a}$.

Zur Bestimmung von $\mathfrak{a}$ und $\mathfrak{b}$ für ein Kübelrad berechne man

$$\frac{b}{a} = 2 \cdot 25 \sqrt[3]{N_a}$$

und dann findet man:

$$\mathfrak{b} = \sqrt{\frac{Q}{m\,v}\left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei $\mathfrak{m} = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ zu setzen ist, und dann findet man auch $\mathfrak{a}$ wie bei den Schaufelrädern.

Anzahl und Form der Schaufeln und Zellen. Eine grosse Anzahl von Schaufeln oder Zellen ist für alle Räder vortheilhaft.

Bei dem unterschlächtigen Rade hängt von der Anzahl der Schaufeln die Wassermenge ab, welche zwischen den Schaufeln entweicht, ohne irgend eine Wirkung hervorzubringen. Auch die Wassermenge, welche unter dem Rade durch den Spielraum zwischen den Schaufelkanten und dem Gerinne entweicht, richtet sich zum Theil nach der Schaufeltheilung. Diese Wasserverluste vermindern aber bei etwas grosser Schaufeltheilung den Nutzeffekt so bedeutend, dass es sehr wichtig ist, die Theilung nicht zu gross anzunehmen. Man kann zwar diesen Verlusten durch eine gewisse Konstruktion des Gerinnes theilweise begegnen, eine enge Schaufelung ist aber doch immer das beste Mittel gegen diesen Uebelstand.

Bei dem Kropfrad, Ueberfallrad, Coulissenrad und rückschlächtigen Rade sind zwei wichtige Gründe vorhanden, welche für eine enge Theilung sprechen: 1) wird durch eine enge Schaufeltheilung der Wasserverlust vermindert, welcher durch den Spielraum zwischen den Schaufeln und dem Gerinne stattfindet und 2) wird dadurch das Stossgefälle vermindert. Die Effektverluste, welche aus diesen zwei Gründen entstehen, werden bei einer grossen Schaufeltheilung sehr bedeutend, es unterliegt also keinem Zweifel, dass bei diesen Rädern eine enge Theilung gut ist.

Bei dem oberschlächtigen Rade hat zwar die Schaufeltheilung nur einen sehr geringen Einfluss auf den Effektverlust, welcher bei dem Eintritt des Wassers in das Rad entsteht (es ist sogar in dieser Hinsicht eine grössere Theilung gut, weil dann der Schluck weit wird, so dass die Luft leicht entweichen kann), allein wenn die Theilung gross ist, beginnt die Entleerung der Zellen viel früher, als wenn sie klein ist, es ist also auch bei diesem Rade eine enge Theilung für einen guten Effekt nothwendig.

Es gilt also für alle Räder ohne Ausnahme der Grundsatz, dass die Schaufeltheilung möglichst klein sein soll. Der Verwirklichung desselben stehen aber praktische Schwierigkeiten im Wege. Räder mit Blechschaufeln werden dann theils wegen des grossen Materialaufwandes, theils wegen der vielen Verbindungen kostspielig. Bei hölzernen Schaufelrädern werden die Radkränze, wenn eine grosse Anzahl Schaufeln genommen wird, durch die vielen Schaufelarme, welche in die Kränze eingesetzt sein müssen, zu sehr geschwächt. Bei den Kübelrädern, sie mögen nun von Holz oder von Eisen konstruirt sein, wird gewöhnlich, selbst wenn man eine ziemlich grosse Theilung annimmt, die Anzahl der Schaufeln so gross, dass ihre Ausführung ungemein viele Arbeit verursacht, und überdies kann man bei diesen Rädern durch hinreichende Breite und geringe Füllung den Zweck, um den es sich hier handelt, besser erreichen, als durch eine übermässig grosse Schaufelzahl, weil durch diese die Schluckweite zu eng ausfällt. Nur bei den eisernen Schaufelrädern ist keine wesentliche Schwierigkeit für die Anwendung einer grossen Anzahl Schaufeln vorhanden, weil da die Schaufelarme an die Kränze angegossen und die Schaufeln selbst von Holz gemacht werden.

In Erwägung dieser Umstände muss man den früher ausgesprochenen Grundsatz dahin modifiziren, dass die Anzahl der Schaufeln so gross genommen werden soll, als es die Konstruktionsverhältnisse einerseits, und die ökonomischen Rücksichten anderseits gestatten.

Durch eine Vergleichung der ausgeführten Räder hinsichtlich der Schaufeltheilung habe ich für diese Grösse folgende praktische Formel gefunden:

$$e = 0{\cdot}2 + 0{\cdot}7\ a$$

Nimmt man diese Regel an, so ergibt sich die für die Ausführung geeignete Anzahl der Schaufeln, indem man den Quotienten

$$\frac{2\ R\ \pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7\ a}$$

berechnet und die demselben nächst ganze durch die Anzahl der

Radarme eines Armsystems theilbare Zahl annimmt. Diese Anzahl der Radarme ist aber, wie später gezeigt werden wird,

$$2 (1 + R)$$

Form und Stellung der Schaufeln bei dem unterschlächtigen Rade. Gewöhnlich werden bei diesem Rade ebene, radial gestellte Schaufeln angewendet, wodurch insbesondere bei hölzernen Rädern die Ausführung sehr vereinfacht wird. Diese Anordnung der Schaufeln ist aber aus zwei Ursachen für den Nutzeffekt nicht vortheilhaft, denn 1) wirkt dann das Wasser rein nur durch Stoss, indem es senkrecht gegen die Schaufeln hinschlägt, und 2) werfen radial gestellte Schaufeln bei ihrem Austritt Wasser in die Höhe. Diese beiden Uebelstände können wenigstens theilweise beseitigt werden, wenn ebene aber gegen den Radius in der Art geneigte Schaufeln angewendet werden, dass sie beim Austritt oder erst nach demselben eine vertikale Stellung haben. Bei solchen Schaufeln wirkt das Wasser beim Eintritt in das Rad nur theilweise durch Stoss, nämlich mit der gegen die Schaufel senkrechten relativen Geschwindigkeit; dagegen gleitet es mit der zur Schaufel parallel relativen Geschwindigkeit an derselben hinauf, bis es diese Geschwindigkeit verloren hat, gleitet dann wiederum nieder und erreicht das untere Ende mit einer absoluten Geschwindigkeit, welche die Resultirende ist 1) aus der relativen Geschwindigkeit, mit welcher es nach dem Herabgleiten das äussere Ende der Schaufel erreicht, 2) aus der Umfangsgeschwindigkeit des Rades. Während des Auf- und Abgleitens wirkt das Wasser rein nur durch Druck, wie bei dem Poncelet-Rade, und es ist bei der strengen Theorie dieses Rades nachgewiesen worden, dass die Summe der Wirkungen, die das Wasser durch den partiellen Stoss und durch den darauf folgenden, während des Auf- und Niedergleitens anhaltenden Druck hervorbringt, grösser ist, als diejenige, welche durch einen totalen Stoss gegen radial gestellte Schaufeln hervorgebracht wird. Dass diese ebenen, schief gestellten Schaufeln bei ihrem Austritt kein Wasser in die Höhe werfen, ist für sich klar.

Man könnte vielleicht meinen, dass man durch solche ebene Schaufeln, wenn man sie so schief stellte, dass das Wasser ohne Stoss in dieselben eintreten würde, ganz die gleiche Wirkung hervorbringen könnte, wie bei dem Poncelet'schen Rade durch die cylindrisch gekrümmten Schaufeln. Bei genauer Betrachtung zeigt sich aber, dass zwei Gründe vorhanden sind, weshalb schiefgestellte ebene Schaufeln nicht eine eben so gute Wirkung hervorbringen können, als zweckmässig gekrümmte Schaufeln. Der eine Grund liegt in dem Umstande, dass die Schaufelräume bei stark gegen den Radius geneigten Schaufeln nach innen zu keilförmig verengt werden, also eine Form erhalten, die gerade das Gegentheil ist von derjenigen Form, welche die in einen Schaufelraum eintretende Wassermenge anzunehmen sucht; denn diese letztere ist ebenfalls ein Keil, aber mit einer nach unten gerichteten Spitze. Das Wasser würde also beim Aufwärtsgleiten zuletzt gegen die beiden Schaufeln, welche einen Schaufelraum bilden, anschlagen und dabei an Geschwindigkeit verlieren, ohne dass eine nützliche Wirkung entstünde, indem die der Richtung nach einander sehr nahe entgegengesetzten und ihrer Intensität nach gleich starken Schläge gegen die beiden Schaufeln sich aufheben. Der zweite Grund liegt in dem Umstande, dass bei ebenen, stark gegen den Radius geneigten Schaufeln die Zeit einer vollständigen Auf- und Niederoscillation eines Wassertheilchens grösser ausfallen würde, als die Zeit von dem Eintritt einer Schaufel bis zu ihrem Austritt; die Wassertheilchen würden also das äussere Ende der Schaufel erst dann erreichen, nachdem dieselbe bereits aus dem Wasser getreten wäre, was einen Gefällsverlust zur Folge hätte.

Diese beiden so eben angedeuteten Uebelstände würden allerdings durch einen sehr grossen Halbmesser des Rades grösstentheils beseitigt werden können, allein dieses Mittel ist nicht zulässig, indem es zu einer kostspieligen Konstruktion führt, man kann also mit einem Rade, das einen mässig grossen Halbmesser und schiefgestellte ebene Schaufeln hat, nicht einen eben so günstigen Effekt hervorbringen, als mit einem Poncelet-Rade, allein desshalb ist kein Grund vorhanden, die erstere Anordnung ganz zu verwerfen, denn wenn man den ebenen Schaufeln gegen den Radius des Rades eine mittlere Neigung von ungefähr 45° gibt, tritt das Wasser nur mit schwachem Stosse ein, die Schaufelräume werden nun nicht zu eng, und die Oscillationszeit fällt nicht zu gross aus; man darf also bei dieser Stellung der Schaufeln gewiss einen merklich bessern Effekt erwarten, als bei dem unterschlächtigen Rade mit radial gestellten Schaufeln.

Form und Stellung der Schaufeln bei den mittelschlächtigen Rädern. Bei diesen Rädern haben die Schaufeln die Bestimmung, das in sie hereinstürzende Wasser aufzufangen und ihm seine relative Geschwindigkeit gegen die Schaufeln zu entziehen. Für den Eintritt des Wassers in das Rad ist es also ziemlich gleichgültig, wie die Schaufeln geformt sind, nur dürfen sie dem Eintritt nicht hinderlich und nicht sackförmig sein, weil sonst das Wasser zu tief hinabstösst, was zur Folge hat, dass der Theil des Gefälles, durch welchen das Wasser durch sein Gewicht wirkt, vermindert wird. Hinsichtlich des Eintritts würden also ebene, radial gestellte Schaufeln ganz dem Zweck entsprechend sein. Weil aber die Schaufeln im Unterwasser so tief tauchen sollen, dass der Wasserspiegel in dem untersten Schaufelraume und im Abzugskanal gleich hoch stehen, so ist es gut, wenn der äussere Theil der Schaufeln nicht radial, sondern in der Art schief gestellt wird, dass derselbe bei dem Austritt eine vertikale Stellung hat.

Hiernach ergibt sich nun für die Verzeichnung solcher Schaufeln folgende Regel:

Man mache, Tafel VI., Fig. 11, $AC = \frac{1}{4}\ AB = \frac{1}{4}\ a$, $AD = \frac{1}{2}\ AB = \frac{1}{2}\ a$, ziehe durch D eine Horizontallinie DE und durch C den mit dem äusseren Umfang des Rades concentrischen Kreisbogen CE, sodann ziehe man durch E die Vertikallinie EF und die radiale Linie EG, so ist FEG die Form und Stellung einer Schaufel. Zur Verzeichnung aller übrigen Schaufeln ist es bequem, wenn man sich des Kreises K bedient, an welchen die Verlängerungen der äusseren Theile aller Schaufeln tangiren müssen. Die Verzeichnung der übrigen Schaufeln bedarf sonst keiner weiteren Erklärung.

Damit das Wasser ungehindert in den Schaufelraum eintreten kann, ist es aber noch nothwendig, dass im Boden des Rades für jeden Schaufelraum eine Spalte angebracht wird, durch welche die Luft entweichen kann, während das Wasser eintritt. So wie nämlich die nachfolgende von den beiden Schaufeln, welche einen Schaufelraum bilden, in den Wasserstrahl eingetreten ist, kann aus diesem Schaufelraum am äussern Umfang des Rades keine Luft mehr entweichen; ist also im Radboden keine Luftspalte vorhanden, so wird die eingesperrte Luft comprimirt, wodurch sie, so wie die Füllung allmälig zunimmt, das Einströmen des Wassers immer mehr und mehr verhindert und sogar, wenn der Wasserstrahl eine bedeutende Dicke hat, ganz aufhebt; denn wenn die Luft nur um $^1/_{10}$ comprimirt wird, kann sie bereits einer Wassersäule von 1 Meter Höhe das Gleichgewicht halten; das Einströmen hört also dann schon auf. Eine Ventilation der Schaufelräume ist um so nothwendiger, je kleiner die Schaufeltheilung ist im Vergleich mit der auf dem Umfange des Rades gemessenen Dicke des Strahls, denn wenn die Schaufeltheilung sehr gross ist im Vergleich zur Dicke des Strahls, dauert die Absperrung des Schaufelraums durch den Strahl nur sehr kurze Zeit, findet aber das Gegentheil statt, so dauert diese

Absperrung verhältnissmässig sehr lange. Man sieht also, dass eine enge Schaufeltheilung nur dann die Vortheile gewährt, von welchen früher die Rede war, wenn die Schaufelräume ventilirt, d. h. mit Luftspalten versehen werden. Uebrigens muss die Ventilation noch so angeordnet werden, dass durch dieselbe kein Wasser entweichen kann.

Form und Stellung der Zellen bei dem rückschlächtigen Rade. Bei den Zellen der rückschlächtigen Räder darf der Winkel, unter welchem die äussere Zellenwand den äusseren Umfang des Rades durchschneidet, nicht zu klein sein, weil sonst die Winkel, unter welchen die Coulissen dem Umfang des Rades begegnen müssen, damit das Wasser, ohne gegen die Wände zu schlagen, in die Zellen eintreten kann, gar zu klein ausfallen, wodurch die zwei Nachtheile entstehen, dass 1) das Wasser sehr stark aus der horizontalen Richtung seiner Bewegung im Zuflusskanal abgelenkt werden muss, um die Richtung der Coulissen anzunehmen, und dass 2) die auf dem Umfang gemessene Dicke des eintretenden Wasserstrahles, folglich auch das Stossgefälle, sehr gross ausfällt.

Wird der Winkel β etwas gross angenommen, so beginnt zwar die Entleerung der Zellen etwas früher, als wenn der Winkel β klein ist, allein der Nachtheil, welcher hierdurch entstehen würde, kann durch eine schwache Füllung der Zellen und insbesondere durch Anwendung eines Kreisgerinnes ganz beseitigt werden. In der Voraussetzung, dass man das Rad nicht mehr als auf $1/4$ bis $1/3$ füllt, und dass ein Kreisgerinne angewendet wird, kann man bei einem grösseren Rade mit hölzernen Zellen die Konstruktion, Tafel VI., Fig. 12, bei einem kleinen Rade mit hölzernen Zellen die Konstruktion Fig. 13, endlich bei einem Rade mit Blechschaufeln die Konstruktion Fig. 14 mit Vortheil anwenden.

In diesen drei Figuren ist $A\,B$ der äussere, $A_1\,B_1$ der innere Umfang des Rades, $\mathfrak{A}\,\mathfrak{B}$ ist ein Hilfskreis, welcher von den beiden andern Kreisen gleich weit absteht, $c\,c_1$ ist die Schaufeltheilung. Sind diese drei Kreise verzeichnet, und ist auf dem äusseren die Schaufeltheilung gemacht, so verbindet man die Theilungspunkte $c\,c_1$ mit dem Mittelpunkte des Rades, sodann die Punkte $b\,b_1$, in welchen der mittlere Kreis geschnitten wird mit den Theilungspunkten $c\,c_1$.

Soll das Rad hölzerne Zellenwände erhalten, und sind die Linien $b\,c$ und $b_1\,c_1$ nicht auffallend convergirend, so dass die äussere und innere Weite des Schluckes nahe gleich gross sind, so ist die Anordnung Fig. 12 mit ebenen Zellenwänden zu nehmen.

Wenn dagegen die Linien b c und b_1 c_1 merklich convergiren, so muss man, damit die Weite des Zellenschlucks überall nahe gleich gross ausfällt, statt der geradlinigen äusseren Wände gekrümmte Wände machen, wie Fig. 13 zeigt.

Wenn endlich die Wände aus Blech gemacht werden sollen, nimmt man statt der geradlinig gebrochenen Linie b c a, b_1 c_1 a_1 die stetig gekrümmte Linie, welche durch die Punkte a b c geht, wie Fig. 14 zeigt. Auch bei diesem Rade müssen die Zellen ventilirt werden, aus den gleichen Gründen, welche früher angegeben worden sind.

Form der Zellen bei dem oberschlächtigen Rade. Bei diesem Rade kann das Wasser ohne Schwierigkeit fast tangirend in das Rad geleitet werden, es ist daher hier möglich, den Winkel β, unter welchem die Zellenwände dem äusseren Umfang des Rades begegnen, kleiner zu machen, als bei dem rückschlächtigen Rade, und desshalb kann bei dem oberschlächtigen Rade das kostspielige Kreisgerinne weggelassen werden. Denn wenn die Zellen nicht mehr als $^1/_4$ oder $^1/_3$ gefüllt, wenn ferner die Zellen hinreichend tief gemacht werden, und wenn endlich der Winkel β hinreichend klein angenommen wird, beginnt die Entleerung des Rades erst sehr tief unten, so dass durch die Anwendung eines Kreisgerinnes kein merklicher Vortheil hinsichtlich des Nutzeffektes erzielt werden kann.

Um nun für oberschlächtige Räder zweckmässig geformte Zellen zu erhalten, haben wir nur die früher für das rückschlächtige Rad angenommenen Konstruktionen dahin zu modifiziren, dass der Winkel β klein ausfällt, was dadurch geschieht, indem man nicht die Theilungspunkte c c_1 des äusseren Radumfanges, sondern die Punkte d d_1, Tafel VI., Fig. 15, 16, 17, welche von c c_1 um $^1/_4$ der Schaufeltheilung abstehen, mit den Punkten b b_1 durch gerade oder krumme Linien verbindet. Eine nähere Erklärung der Verzeichnung dieser Zellen ist wohl nicht nöthig.

Eine Ventilation der Zellen ist bei dem oberschlächtigen Rade nicht möglich, aber auch nicht nothwendig, weil durch die Regeln, welche für die Breite des Rades und für die Schaufeltheilungen aufgestellt wurden, die Dicke des Wasserstrahles immer nur ungefähr halb so gross ausfällt, als die Schluckweite, so dass also neben dem in die Zellen eintretenden Wasserstrahl jederzeit freier Raum für das Entweichen der Luft vorhanden ist.

Einlauf und Gerinne bei dem unterschlächtigen Rade. Die Bedingungen, welche zu erfüllen sind, um eine gute Konstruktion des

Gerinnes und des Einlaufes zu erhalten, sind für dieses Rad folgende: 1) soll das Wasser so viel als möglich ohne Geschwindigkeitsverlust bis an den Umfang des Rades geleitet werden; 2) soll kein Wasser zwischen den Schaufeln entweichen können, ohne auf dieselben zu wirken; 3) soll das Gerinne dazu beitragen, dass das Wasser weder zu früh noch zu spät aus dem Rade tritt; 4) soll der Wasserverlust durch den Spielraum zwischen den Schaufeln und dem Gerinne möglichst vermieden werden. Man wird der zweckmässigsten Konstruktion ziemlich nahe kommen, wenn man auf folgende Weise verfährt:

Man verzeichne, Tafel VII., Fig. 1, den äusseren Umfang des Rades, trage von dem tiefsten Punkt C aus eine Schaufeltheilung C D nach rechts und eine Schaufeltheilung C B nach links auf und verzeichne einen mit dem äusseren Umkreis des Rades concentrischen Kreisbogen B C D, welcher von dem Umfangskreis um den Spielraum von 0·015 bis 0·02 Meter absteht. Sodann ziehe man von B aus eine gegen den Horizont um $^1/_{20}$ geneigte Linie B A und berechne die Dicke der Wasserschichte unmittelbar vor dem Rade. Da wir annehmen, dass der Punkt F in der Höhe des Wasserspiegels vom Abzugskanal liegt, so befindet er sich in einer Tiefe gleich der Gefällshöhe H unter der Oberfläche des Wassers im Zuleitungskanal; wenn wir also die Dicke jener Wasserschichte mit x und die Breite der Schützenöffnung (welche wir jedesmal um 0·1 Meter kleiner annehmen, als die Breite des Rades) mit b_1 bezeichnen, so hat man die Gleichung:

⊥0·57‴

⊥0·76‴

⊤3·8‴

$$Q = b_1 \, x \sqrt{2 g \left(H + \frac{x}{2}\right)}$$

aus welcher x durch Annäherung bestimmt werden muss. Es ist übrigens auch hinreichend genau, wenn man $\frac{x}{2}$ gegen H vernachlässigt, wodurch sich ergibt:

$$x = \frac{Q}{b_1 \sqrt{2 g H}}$$

Zieht man nun in dem Abstande x zu A B eine Parallele F E, so hat man die Oberfläche des Wassers unmittelbar vor dem Rade. Zieht man ferner in einer Höhe H über dem Punkt F, so wie auch durch den Punkt F selbst Horizontallinien, so bestimmen dieselben die Wasserspiegel im Zufluss- und im Abflusskanal. Zieht man endlich in der Nähe des Rades eine gegen den Horizont um 60°

geneigte Linie E J, so bestimmt diese die Stellung des Schützens, welcher auf der dem Zuflusskanale zugekehrten Seite eine für die Leitung des Wassers nach der Ausflussöffnung geeignete Abrundung erhalten soll. Dass durch diese Konstruktion die früher angegebenen Bedingungen erfüllt werden, ist wohl leicht einzusehen. Der schiefgestellte auf seiner inneren Seite gekrümmte und insbesondere an der unteren Kante abgerundete Schützen leitet das Wasser in die Ausflussöffnung, ohne dass daselbst eine Contraktion des Strahles, noch ein Anprallen des anströmenden Wassers an die Fläche A B eintreten kann, und da überdies die Entfernung E F ganz klein ist, so gelangt das Wasser ohne einen merklichen Verlust an Geschwindigkeit bei F an. Die schiefe Ebene A B, welche den bogenförmigen Theil B D unter einem stumpfen Winkel schneidet, leitet das Wasser über den Spielraum zwischen den Schaufeln und dem Gerinne in die Schaufelräume hinein; es kann also durch diesen Spielraum kein bedeutender Wasserverlust entstehen, was allerdings der Fall wäre, wenn die schiefe Ebene A B den bogenförmigen Theil des Gerinnes tangiren würde. Der über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckende bogenförmige Theil des Gerinnes bewirkt nämlich, dass kein Wassertheilchen zwischen den Schaufeln in den Abflusskanal gelangen kann, ohne auf eine Schaufel gewirkt zu haben; auch verhindert dieser Theil des Gerinnes das zu frühzeitige Austreten des Wassers.

Ist der Wasserstand in den beiden Kanälen bedeutend veränderlich und soll der Nutzeffekt bei jedem Wasserstand möglichst günstig ausfallen, so muss das Rad und Gerinne mit einem Hebzeug versehen werden, durch welches die ganze Anordnung nach dem Wasserstande gestellt werden kann. Die Einrichtung eines solchen Hebzeuges besteht in Folgendem. Man denke sich die Punkte B und D durch Stangen mit dem Lager verbunden, in welchem die Zapfen der Wasserradswelle liegen und denke sich ferner, dass die schiefe Ebene A B bei A mit dem Boden des Zuleitungsgerinnes und bei B mit dem Bogen B D vermittelst einer Gliederung verbunden werde, so ist klar, dass wenn beide Lager der Wasserradswelle nach O_1 gehoben oder nach O_2 gesenkt werden, so kommt das gegliederte Gerinne im ersteren Falle in die Lage $A\,B_1\,D_1$ und im letzteren Falle in die Lage $A\,B_2\,D_2$, dabei bleibt der bogenförmige Theil immer concentrisch mit dem Radumfange und nur die schiefe Ebene ändert ihre Stellung gegen den Horizont; im Allgemeinen befindet sich aber das Rad in jeder Stellung annähernd unter den gleichen Umständen, der Nutzeffekt fällt also immer nahe gleich günstig aus.

Einlauf und Gerinne bei dem Kropfrad. Die Anordnung eines Gerinnes für ein Kropfrad richtet sich nach der Beschaffenheit der Wasserstände im Zufluss- und im Abflusskanal und nach den Anforderungen, welche an das Rad gestellt werden.

Jene Wasserstände können unveränderlich oder sie können veränderlich sein, und von dem Rade kann entweder ein möglichst günstiger Effekt oder mit Verzichtung auf denselben ein schneller Gang, mithin eine gewisse Umfangsgeschwindigkeit gefordert werden. Die Konstruktionen des Gerinnes unterscheiden sich in den vier verschiedenen Fällen nur in der Bestimmung der Lage einfacher Punkte; es ist daher zunächst nur nothwendig, einen speziellen Fall im Detail zu behandeln, indem sich die übrigen Fälle leicht auf diesen einen Fall zurückführen lassen.

Betrachten wir zuerst den Fall, wenn die Wasserstände in den beiden Kanälen unveränderlich sind, und wenn ein möglichst günstiger Nutzeffekt verlangt wird. Das Verfahren ist dann folgendes:

Man verzeichne, Tafel VII., Fig. 2, mit dem Halbmesser R und $R + 0{\cdot}015^m$ den äusseren Umkreis des Rades und die innere Krümmung BC des Gerinnes, ziehe den vertikalen Halbmesser OC, mache $CF = \frac{1}{2}a$, $FK = H$ und ziehe die Horizontallinien pFq und mnK, so sind diese die Wasserstände in den beiden Kanälen. Damit der Wasserstand über dem Scheitel A des Einlaufs nicht zu klein wird, nehme man den Punkt B, in welchem der Einlauf der Krümmung des Gerinnes begegnet, in einer Tiefe von 0·46 Meter unter der Oberfläche mn an, so dass das Wasser bei B mit einer Geschwindigkeit von 3 Meter ankommt, ziehe den Radius BO und messe den Winkel $\widehat{BOC} = \gamma$. Der Einlauf AB richtet sich nun nach dem Werthe von γ. Ist γ gleich oder kleiner als 45°, so konstruire man die Parabel AB so, dass sie das Gerinne in dem Punkte B berührt, in welchem Falle der Winkel δ gleich 0 und der Winkel $\gamma - \delta$ gleich γ wird. Ist hingegen γ grösser als 45°, so nehme man den Winkel $\gamma - \delta$, den die zum Punkte B der Parabel gehörige Tangente mit dem Horizont bildet, gleich 45° an. Zur Bestimmung der Position des Scheitels A der Parabel hat man allgemein:

$$\overline{BD} = \overline{MB} \sin 2 (\gamma - \delta)$$

$$\overline{AD} = \overline{MB} \sin^2 (\gamma - \delta)$$

Wenn die Parabel bei B tangiren soll, ist $\delta = 0$ und dann wird

$$\overline{BD} = \overline{MB} \sin 2 \gamma$$

$$\overline{AD} = \overline{MB} \sin^2 \gamma$$

Wenn $\gamma > 45^\circ$ ist, wird wegen $\gamma - \delta = 45^\circ$

$$\overline{BD} = \overline{MB} = 0{\cdot}46^m$$

$$\overline{AD} = \frac{1}{2}\,\overline{MB} = 0{\cdot}23^m$$

Die Position des Scheitels der Parabel und die vollständige Konstruktion derselben kann auch auf folgende Art graphisch bewerkstelligt werden.

Man verzeichne, Tafel VII., Fig. 3, den Winkel gBD, welchen die zu dem Punkte B der Parabel gehörige Tangente mit dem Horizont bilden soll; mache $gB = BM = \frac{V^2}{2g}$, messe den Abstand gi und trage ihn von B nach k auf, so ist $kl = DA$. Hierauf konstruire man den Winkel $gBh = DBg$, mache $Bh = BM$, so ist $hr = BD$. Trägt man also hr von B nach D auf, und kl von D nach A, so hat man den Scheitel der Parabel. Um einzelne Punkte der Parabel zu finden, verzeichne man das Rechteck $ADBo$, theile oA in mehrere, z. B. in vier, und oB in eben so viele gleiche Theile, verbinde die Punkte 1, 2, 3 mit A und ziehe durch I, II, III Parallellinien mit AD, so sind m_1 m_2 m_3 die gesuchten Punkte. Um die diesen Punkten entsprechenden Krümmungshalbmesser und Mittelpunkte zu finden, mache man die Entfernung

$$1'\,1'' = 2'\,2'' = 3'\,3'' = D\,4'' = 2\,\overline{An}$$

verbinde m_1 mit $1''$, m_2 mit $2''$, m_3 mit $2'''$, B mit $4''$, so schneiden sich diese Linien in den Punkten IV', III', II', I'', aus welchen die Kreisbögen Bm_3, m_3m_2, m_2m_1, m_1A beschrieben werden müssen.

Ist die Parabel AB verzeichnet, so setze man sie noch etwas über A fort, und ziehe an diese Fortsetzung unter einem Winkel von ungefähr 20° eine Tangente, bis an den Boden des Zuleitungskanales.

Dem Schützen gebe man gegen den Horizont eine Neigung von 60°, und nehme seine Entfernung von dem Rade so an, dass derselbe, wenn er niedergelassen wird, den Einlauf im Scheitel A oder etwas unterhalb berührt.

Der dem Zuleitungskanal zugewendeten Fläche des Schützens gebe man eine für die Leitung des Wassers zweckmässige Krümmung, insbesondere in der Nähe der untern Kante.

Sind die Wasserstände in den beiden Kanälen unveränderlich, und soll das Rad einen schnelleren Gang erhalten, so nehme man den Punkt B in einer Tiefe $4 \frac{v^2}{2g}$ unter der Oberfläche m n an, und verfahre übrigens bei der Konstruktion des Gerinnes wie im vorhergehenden Falle.

Sind die Wasserstände veränderlich, so nehme man den Punkt C, Tafel VII., Fig. 2, in einer Tiefe $\frac{1}{2}$ a unter dem mittleren Wasserstand im unteren Kanale, und den Punkt B in einer Tiefe $4 \frac{v^2}{2g}$ unter dem niedrigsten Wasserstand des oberen Kanales an, und verfahre im Uebrigen bei der Konstruktion des Gerinnes wie im ersten Falle.

Einlauf und Gerinne bei dem Ueberfallrade. Tafel VII., Fig. 4. Zur Bestimmung der Breite b des Rades ist schon früher, Seite 101, eine Regel angegeben worden. Die Breite b_1 des Einlaufes nimmt man immer etwas schmäler an, als die des Rades, und zwar um $0{\cdot}1^m$, es ist daher:

$$b_1 = b - 0{\cdot}1^m$$

Aus der Breite des Einlaufes und aus der Wassermenge Q, welche in 1 Sekunde dem Rade zufliessen soll, ergibt sich nun zunächst die Dicke t der Wasserschichte über dem Scheitel des Ueberfalles. Es ist nämlich nach der bekannten Formel für die Wassermenge bei Ueberfällen:

$$t = \left(\frac{Q}{0{\cdot}443\, b_1 \sqrt{2g}}\right)^{\frac{3}{2}}$$

Diesen Werth von t kann man auch aus der Tabelle 142, Seite 120 der Resultate entnehmen, wenn man die Wassermenge $\frac{Q}{b_1}$ berechnet, welche über jeden Meter Breite des Ueberfalles abfliessen soll, und für diese Wassermenge die entsprechende Dicke der Schichte aufsucht.

Zur Leitung des Wassers ist es gut, wenn man die obere Kante des beweglichen Schützens mit einer Leitfläche versieht, und diese nach der Parabel A B, Tafel VII., Fig. 4, krümmt, welche die bei A mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gt}$ nach horizontaler Richtung austretenden Wassertheilchen beschreiben. Um diese Parabel zu konstruiren, muss zunächst die Frage beantwortet werden, in welcher Entfernung von dem Umfangskreis des Rades der Scheitel A angenommen werden soll. Wird dieser Punkt dem Rade genähert, und z. B. nach A_1 verlegt, so fällt der Punkt B_1, in welchem die Parabel dem Umfang des Rades begegnet, höher hinauf, das Stossgefälle wird dadurch kleiner, aber der Winkel, unter welchem der Strahl dem Umfang des Rades begegnet, wird grösser.

Nimmt man die Parabel in einer grösseren Entfernung, z. B. $A_2 B_2$ an, so fällt jener Punkt tiefer, nämlich nach B_2 herab, dagegen wird jener Winkel kleiner; man sieht hieraus, dass es eine gewisse Entfernung geben muss, bei welcher die Effektverluste, welche bei dem Eintritt des Wassers entstehen können, am kleinsten ausfallen, und es ist bei der strengen Theorie in dem grösseren Werke über Wasserräder nachgewiesen worden, dass dies dann der Fall ist, wenn bei einer Umfangsgeschwindigkeit des Rades von $v = 1{\cdot}5^m$ das Wasser im Punkt B mit einer Geschwindigkeit von $V = 3^m$, ankommt; dieser Punkt B muss also in einer Tiefe $M\,B = \frac{V^2}{2\,g}$ $= \frac{3^2}{2\,g} = 0{\cdot}46^m$ unter dem oberen Wasserspiegel angenommen werden; und zur Bestimmung von B D folgt aus den Formeln Seite 110

$$B\,D = 2\sqrt{t\left(\frac{V^2}{2\,g} - t\right)}$$

oder weil $V = 3^m$ gesetzt werden soll

$$B\,D = 2\sqrt{t\,(0{\cdot}46 - t)}$$

Die Verzeichnung des Gerinnes geschieht nun auf ganz ähnliche Weise wie bei dem Kropfrade gezeigt wurde. Man verzeichnet nämlich zuerst den Umfangskreis des Rades und die Krümmung des Gerinnes, nimmt den untern Wasserspiegel in einer Höhe $\frac{1}{2}\,a$ über dem tiefsten Punkt des Rades an, trägt von diesem aus das Gefälle auf, nimmt den Punkt B in einer Tiefe $\frac{V^2}{2\,g} = 0{\cdot}46^m$ unter dem oberen Wasserspiegel an, berechnet hieraus vermittelst der obigen Formeln den Werth von t und von B D, trägt dieses letztere Maass von B aus nach horizontaler Richtung auf, zieht durch D eine Vertikallinie, und durchschneidet dieselbe durch eine in einer Tiefe t unter dem oberen Wasserspiegel gezogene Horizontallinie, so ergibt sich der Punkt A, d. h. der Scheitel der Parabel, deren vollständige Konstruktion nun auf die gleiche Weise ausgeführt wird, wie früher bei dem Kropfrade gezeigt wurde. Ist der Wasserstand im untern Kanale veränderlich, so muss der untere Stand in einer Höhe $\frac{1}{2}\,a$ über dem tiefsten Punkt des Rades genommen werden.

Einlauf und Gerinne bei dem Coulissenrad. Hier handelt es sich vorzugsweise um die Bestimmung des Winkels δ, unter welchem die Coulissen dem Umfang des Rades begegnen sollen, ist dieser Winkel bestimmt, so ergibt sich dann die Konstruktion des Gerinnes und Einlaufes auf ähnliche Weise, wie bei den zwei vorhergehenden Anordnungen. Wird der Winkel δ zu klein angenommen, so fällt die auf dem Umfang des Rades gemessene Dicke der Wasserschichte, und mithin auch das Stossgefälle gross aus, was nachtheilig ist. Wird hingegen jener Winkel gross angenommen, so schlagen die Schaufeln gegen das eintretende Wasser, drängen es zurück, und es entsteht ein schädlicher Rückstoss auf die Schaufeln. Man sieht also, dass es einen gewissen Werth von δ geben müsse, bei welchem diese Nachtheile am kleinsten ausfallen. Die in meinem grösseren Werke enthaltene genauere Theorie des Coulissenrades zeigt, dass der vortheilhafteste Werth des Winkels δ bei einer Umfangsgeschwindigkeit des Rades von $v = 1{\cdot}5^m$, 32^0 bis 38^0 und im Mittel nahe 36^0 betrage.

Bei einer grösseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades fällt natürlich δ kleiner aus, da man aber in der Regel $v = 1{\cdot}5$ bis $v = 1{\cdot}8^m$ annehmen wird, so wird man immer den vortheilhaftesten Anordnungen sehr nahe kommen, wenn man $\delta = 36^0$ nimmt.

Die Verzeichnung des Gerinnes geschieht nun wiederum auf folgende Weise. Man verzeichnet den äusseren Umkreis des Rades und die Krümmung des Gerinnes, indem man den Spielraum der Schaufeln gleich 0·015 bis 0·02 Meter annimmt. Sind die Wasserstände unveränderlich, so nehme man den unteren in einer Höhe $\frac{a}{2}$ über dem tiefsten Punkt des Rades an, und trage das Gefälle auf, so erhält man den oberen Wasserspiegel $m\,n$, Tafel VII., Fig. 5, Nun nehme man den Punkt 1 in einer Tiefe von 0·3 Meter unter dem oberen Spiegel an, mache $1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 \ldots = \frac{1}{3}\,a$, ziehe den Radius $o\,1$, verzeichne den Winkel $\widehat{p\,1\,1} = \delta = 36^0$, beschreibe aus o einen Kreis K, welcher den Schenkel $1\;p$ des Winkels $\widehat{p\,1\,o}$ berührt, ziehe von den übrigen Theilungspunkten $2, 3, 4$ Tangenten nach diesem Kreise K, mache $1\,I = 2\,II = 3\,III \ldots = 0{\cdot}8\;a$, und beschreibe aus $I, II, III \ldots$ mit dem Halbmesser $1\,I = 2\,II = 3\,III \ldots = 0{\cdot}8\,a$ die Kreisbögen $1\,1_1$, $2\,2_1$, $3\,3_1 \ldots$ so sind dies die Coulissen.

Um die erforderliche Anzahl derselben zu bestimmen, berechne man die Wasserquantitäten, welche zwischen je zwei dieser Coulissen ausströmen, addire die erste und zweite, dann die erste, zweite und dritte u. s. w., dann ist die erforderliche Anzahl von Coulissen diejenige, für welche die Summe der Wasserquantitäten gleich oder grösser als Q ausfällt. Es ist aber immer zu empfehlen, eine oder zwei Coulissen mehr anzunehmen.

Sollte der obere Wasserspiegel veränderlich sein, so mache man die so eben angegebene Konstruktion für den niedrigsten Stand, und füge noch aufwärts so viele Coulissen hinzu, dass die oberste derselben den Umkreis des Gerinnes in einem Punkt schneidet, dessen Tiefe unter dem höchsten Wasserstand gleich oder kleiner als 0·3 Meter ist.

Um die Wassermenge zu berechnen, welche zwischen zwei Coulissen ausströmt, nehme man das Produkt aus folgenden Grössen: 1) aus einem Coeffizienten, der gleich 0·4 gesetzt werden kann; 2) aus der äusseren Weite des Coulissenkanals, welche gleich ist der Länge des von dem Endpunkte, z. B. 2 einer Coulisse auf die nächste Coulisse 3 3, gefällten Perpendikels; 3) aus der Breite des Einlaufs, welche um $0{\cdot}1^m$ kleiner als die Breite des Rades angenommen werden darf; 4) aus der Geschwindigkeit, welche der Tiefe des Mittelpunktes der Oeffnung unter dem oberen Wasserspiegel entspricht.

Einlauf und Gerinne bei dem rückschlächtigen Rade. Bei diesem Rade muss wiederum der Fall, wenn die Wasserstände unveränderlich sind, von demjenigen unterschieden werden, wenn sie veränderlich sind.

Wenn die Wasserstände unveränderlich sind, verfahre man bei der Verzeichnung des Gerinnes und des Einlaufes auf folgende Art:

Man verzeichne, Tafel VII., Fig. 6, den äusseren und inneren Umkreis des Rades, so wie auch die in einem Abstande $0{\cdot}015^m$ bis $0{\cdot}02^m$ mit den ersteren concentrische Krümmung des Gerinnes; nehme den unteren Wasserspiegel entweder tangirend an den tiefsten Punkt des Rades an oder in einer Höhe $\frac{a}{2}$ über diesem tiefsten Punkt. Wenn einmal das Gefälle so gross ist, dass man ein rückschlächtiges Rad anwenden kann, ist es nicht mehr von Wichtigkeit, das Rad im Unterwasser tauchen zu lassen, indem das Gefälle, welches dadurch gewonnen werden kann, von keinem Belang ist gegen das totale Gefälle.

Hierauf trage man das Gefälle auf und ziehe die Linie m n, welche den Wasserstand im oberen Kanale angibt. Nun nehme man im Umkreis des Gerinnes den Punkt 1 in einer Tiefe von $0{\cdot}3^m$ unter dem Wasserspiegel m n an, mache

$$1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 \ldots . = 0{\cdot}4\ a$$

verzeichne die Zelle 1 a b in der Stellung, dass ihre äussere Kante durch den Punkt 1 geht, verlängere die Richtung a 1 nach e, ziehe durch 1 an den Umkreis des Gerinnes eine Tangente 1 c, mache 1 d gleich der Geschwindigkeit, welche der Tiefe des Punktes 1 unter der Oberfläche des Spiegels m n entspricht und 1 c gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades und vollende das Parallelogramm 1 e d c, so ist die Diagonale 1 d die Richtung, nach welcher das Wasser bei 1 eintreten muss, damit es weder an die Wand 1 a anschlägt, noch von derselben geschlagen wird. Denn wenn das Wasser nach der Richtung 1 d und mit der Geschwindigkeit 1 d bei 1 eintritt, und man denkt sich diese letztere in die zwei Geschwindigkeiten 1 c und 1 e zerlegt, so folgt es mit 1 c dem Umfange des Rades, tritt also mit 1 e nach der Richtung von 1 d in die Zelle ein, d. h. der Eintritt erfolgt gerade so, als wenn das Rad ruhte, und als wenn das Wasser mit einer Geschwindigkeit 1 e nach der Richtung e 1 a ankäme. Wollte man das Wasser so eintreten lassen, dass es schon bei 1 gegen die obere Fläche der Wand schlüge; so würde der Winkel $\widehat{d\,1\,c}$ gar zu klein ausfallen, das Wasser müsste also sehr stark aus der horizontalen Richtung seiner Bewegung im Kanale abgelenkt werden, und die Coulissenkanäle würden sehr eng ausfallen, es ist daher besser, das Wasser bei 1 ohne Stoss gegen die Fläche 1 a eintreten zu lassen. Nun errichte man in 1 auf 1 d eine Senkrechte, nehme einen passenden Krümmungshalbmesser 1 I (gewöhnlich = a) für die Coulisse an, und beschreibe mit demselben die obere Coulisse 1 1_1. Die den Theilungspunkten 2, 3, 4 entsprechenden Coulissen ergeben sich dann, indem man durch 2, 3, 4 Linien 2 II, 3 III, 4 IV zieht, die gegen den Umfangskreis des Gerinnes eben so stark geneigt sind, wie die Linie 1 I, was dadurch geschehen kann, indem man aus dem Mittelpunkte des Rades einen (in der Figur nicht vorhandenen) Kreis zieht, welcher von der verlängerten Richtung I 1 berührt wird und nach diesem Kreis von den Punkten 2, 3, 4 aus Tangenten zieht und hierauf mit dem Halbmesser 1 I = 2 II = 3 III = a aus I, II, III, Kreisbögen beschreibt.

Die so konstruirten Coulissen haben die Eigenschaft, dass das Wasser mit stetig zunehmender Intensität auf die obere Seite der Wand 1 a anschlägt, während dieselbe durch den Wasserstrahl niedergeht. Die erforderliche Anzahl Coulissen wird wiederum auf ähnliche Art bestimmt, wie bei dem vorhergehenden Rade gezeigt wurde, nur hat man hier den Coeffizienten 0·75 in Rechnung zu bringen. Ist diese Anzahl ausgemittelt, so ergibt sich die schiefe Fläche 1_1 4_1, auf welcher der Schützen zu gleiten hat, indem man die Punkte 1_1 und 4_1 so bestimmt, dass sie von dem Umkreis des

Gerinnes gleich weit und zwar um ungefähr 0·3ᵐ abstehen, und sie hierauf durch eine gerade Linie verbindet.

Wenn die Wasserstände in den beiden Kanälen veränderlich sind, nehme man den höchsten Stand im untersten Kanale in einer Höhe $\frac{1}{2}$ a über dem tiefsten Punkt des Rades an, verzeichne nach dem so eben angegebenen Verfahren den Einlauf für den niedrigsten Wasserstand im oberen Kanale und füge nach aufwärts so viele Coulissen hinzu, dass der Theilungspunkt für die oberste derselben ungefähr 0·3ᵐ unter den höchsten Wasserspiegel zu liegen kommt.

Einlauf bei dem oberschlächtigen Rade. Bei dem oberschlächtigen Rade müssen wir den Fall, wenn ein möglichst günstiger Nutzeffekt verlangt wird, von demjenigen unterscheiden, wenn der Wasserzufluss mehr als hinreichend ist, dafür aber eine gewisse Umfangsgeschwindigkeit des Rades oder eine gewisse Anzahl Umdrehungen desselben gefordert wird.

Soll der Effekt möglichst günstig ausfallen, so nehme man die Umfangsgeschwindigkeit des Rades nicht grösser als 1·5ᵐ und die Geschwindigkeit des am Scheitel eintretenden Wassers nicht grösser als 3ᵐ an, berechne nach den bereits früher aufgestellten Regeln die Dimensionen des Rades, verzeichne den Durchschnitt desselben tangirend an den unteren Wasserspiegel, und eine im Scheitel stehende Zelle a f g, Tafel VII., Fig. 7. Sodann ziehe man durch den Punkt a eine Tangente a d an das Rad und eine Tangente a c an den Punkt a der Krümmung a f, mache a d = v, ziehe durch d eine Parallele zu a c, durchschneide diese von a aus mit einer Zirkelöffnung $\overline{a\,b} = 2\,\overline{a\,d} = 2\,v = V$ und ziehe die Diagonale des Parallelogramms a b c d, so ist a b die Richtung, nach welcher das Wasser bei a ankommen muss, um ohne Stoss gegen a f in die Zelle a f g einzutreten. Den Einlauf a e kann man nach der Parabel krümmen, welche ein Wassertheilchen beschreibt, welches in a nach der Richtung a b und mit der Geschwindigkeit V ankommt. Der Scheitel e dieser äusserst schwach gekrümmten Parabel wird auf die gleiche Weise gefunden, wie bei dem Kropfrad. Es ist nämlich der Horizontalabstand der Punkte a und e gleich $\overline{a\,l}\,\sin 2\,\widehat{(b\,a\,d)}$ und der Vertikalabstand derselben $\overline{a\,l}\,\sin 2\,\widehat{(b\,a\,d)}$. Von e an ziehe man den horizontalen oder sehr schwach geneigten Boden e k des Zuleitungskanals, und den Schützen stelle man über den Scheitel der Parabel, wenn der Punkt e so weit von dem Umfange des Rades entfernt ist, dass daselbst zum Tragen des Kanals ein Querbalken angebracht werden kann, widrigenfalls stelle man den Schützen so weit gegen k zurück, dass unter demselben für einen Tragbalken hinreichender Raum vorhanden ist.

Wenn gefordert wird, dass das Rad in 1 Minute eine gewisse Anzahl Umdrehungen machen soll, bleibt die Konstruktion ungeändert, es muss aber R, v und V durch Rechnung bestimmt werden. Nun ist allgemein:

$$2 \mathrm{R} = \mathrm{H} - \frac{\mathrm{V}^2}{2 \mathrm{g}}$$

$$\mathrm{n} = 9{\cdot}548 \frac{\mathrm{v}}{\mathrm{R}}$$

Wenn wir aber annehmen, dass das Wasser mit einer Geschwindigkeit V ankommen soll, die doppelt so gross ist als die Umfangsgeschwindigkeit des Rades (eine Annahme, die desshalb zweckmässig ist, weil dann die Dicke des Strahles ungefähr halb so gross ausfällt, als die Schluckweite), so haben wir noch:

$$\mathrm{V} = 2 \mathrm{v}$$

Aus diesen drei Gleichungen folgt:

$$\mathrm{R} = \frac{2 \mathrm{g} (4{\cdot}774)^2}{\mathrm{n}^2} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{1}{2} \frac{\mathrm{H} \mathrm{n}^2}{(4{\cdot}774)^2 \mathrm{g}}}\right]$$

oder

$$\mathrm{R} = \frac{447}{\mathrm{n}^2} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{\mathrm{H} \mathrm{n}^2}{447}}\right]$$

und dann hat man ferner:

$$\mathrm{v} = \frac{\mathrm{n} \mathrm{R}}{9{\cdot}548}$$

$$\mathrm{V} = 2 \mathrm{v}$$

Die Bedingung, dass das Rad in 1 Minute n Umdrehungen machen soll, ist jedoch nur dann realisirbar, wenn der Werth von R, welchen die Formel gibt, nicht zu sehr von $\frac{1}{2}$ H verschieden ist.

Praktischer Theil des Wasserradbaues.

Festigkeitsverhältnisse des Radbaues.

Bauart der Wasserräder im Allgemeinen. Wenn man von dem Materiale abstrahirt, aus welchem die Räder hergestellt werden können, und nur allein die Art der Verbindung der einzelnen Theile zu einem Ganzen in's Auge fasst, so kann man alle Räder in folgende drei Klassen eintheilen:

1. Räder mit steifen Armen, durch welche der den Schaufeln oder Zellen mitgetheilte Effekt in die Radwelle und durch diese auf die Transmissionsräder übertragen wird.

2. Räder mit steifen Armen und mit einem an die Radarme oder an die Radkränze befestigten Zahnkranze, von welchem aus der dem Rade mitgetheilte Effekt an die Transmission übertragen wird.

3. Räder mit dünnen schmiedeisernen stangenartigen Armen und mit einem an die Radkränze befestigten Zahnkranze, welcher die Kraft an die Transmission abgibt.

Nach diesen drei Konstruktionssystemen richtet sich sowohl die Grösse, als auch die Art des Widerstandes, welchen die Arme und die Welle zu leisten haben, damit der Effekt mit Sicherheit auf die Transmission übertragen wird, daher ist es nothwendig, dass wir diese Konstruktionssysteme genauer betrachten.

Es sei, Tafel VII., Fig. 8, der Durchschnitt eines nach dem ersten Systeme gebauten Rades mit drei Armsystemen. Wenn wir vorläufig von dem Gewichte des Baues absehen, so ist klar, dass hier jedes Armsystem gleich stark, und zwar auf respektive Festigkeit, in Anspruch genommen wird. Jedes Armsystem überträgt also $^1/_3$ des ganzen, dem Rade mitgetheilten Effekts nach der Welle herein, diese empfängt also in jedem der drei Punkte a, b, c, $^1/_3\,N$ Pferdekräfte. Daraus geht aber hervor, dass die einzelnen Wellentheile ab, bc, cd nicht gleich grosse Effekte zu übertragen haben, sondern das Wellenstück ab überträgt nur die bei a in die Welle eingetretene Kraft $^1/_3\,N$, mit dieser vereinigt sich die bei b eingetretene Kraft, das Wellenstück bc überträgt daher eine Kraft $^2/_3\,N$, zu dieser kommt endlich bei c neuerdings die Kraft $^1/_3\,N$ hinzu, das Wellenstück cd überträgt demnach erst die totale Kraft $^3/_3\,N = N$ auf die Transmission.

Dass diese Wellenstücke auf Torsion in Anspruch genommen sind, bedarf kaum erwähnt zu werden; auch wird es nach diesem Beispiele klar sein, wie stark die Arme und die einzelnen Wellenstücke in Anspruch genommen werden, wenn das Rad mehr oder weniger als drei Armsysteme besitzt. Nebst den angegebenen Kräften haben aber die Arme und die Welle auch noch das Gewicht der Konstruktion zu tragen, allein die Rechnung zeigt, dass die Dimensionen, welche die Arme und die Welle erhalten, um den zu übertragenden Kräften sicheren Widerstand leisten zu können, immer grösser ausfallen, als jene, welche sie für das Tragen des Gewichts der Konstruktion erhalten müssten; man kann daher bei der Berechnung der Stärke der Arme und der Welle von dem Gewichte der Konstruktion ganz absehen und nur allein die Zapfen der Welle nach diesem Gewichte bestimmen.

Dieses erste Konstruktionssystem ist klar und einfach, es ist aber für Räder, die eine bedeutende Kraft zu entwickeln haben, nicht anwendbar, weil es dann zu einem sehr schwerfälligen Baue führt; denn nehmen wir z. B. an, es handle sich um den Bau eines Rades, welches 40 Pferdekraft Nutzeffekt entwickeln soll und in 1 Minute fünf Umdrehungen macht, dann würde nach den bekannten Regeln zur Berechnung der Torsionswellen das Wellenstück $c\,d$ einen Durchmesser von 32 Centimeter erhalten und das erste Transmissionsrad müsste wenigstens $6 \times 33 = 192$ Centimeter Halbmesser und 36 Centimeter Zahnbreite erhalten.

Man sieht also schon aus diesem Beispiele, dass dieses erste Konstruktionssystem für stärkere Räder nicht brauchbar ist, und es ist nun die Frage, welches der grösste Effekt ist, bei dem diese Bauart noch angewendet werden kann?

Um diese Frage ganz bestimmt zu beantworten, muss man die Konstruktionskosten des ersten Systems mit jenen des zweiten genau vergleichen; es wird daher zweckmässiger sein, wenn wir die Entscheidung dieses Punktes verschieben.

Betrachten wir nun ferner ein nach dem zweiten Systeme erbautes Rad, Tafel VII., Fig. 9, welches beispielsweise ebenfalls drei Armsysteme hat, so ist leicht einzusehen, dass das dem Zahnkranz gegenüberstehende, so wie auch das mittlere Armsystem einen Effekt $\frac{1}{3}$ N nach der Welle herein überträgt, und dass das letzte Drittel der totalen Kraft direkt dem mit dem Radkranz verbundenen Zahnkranz übergeben wird. Das erste Wellenstück überträgt daher einen Effekt $\frac{1}{3}$ N, das zweite Wellenstück dagegen einen Effekt $\frac{2}{3}$ N und dieser wird durch das auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Armsystem nach dem Zahnkranze hinausgeleitet, und vereinigt sich da mit dem direkt abgegebenen Effekt $\frac{1}{3}$ N. Das auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Armsystem hat also bei dem zweiten Konstruktionssysteme, wenn mehr als zwei Armsysteme angewendet werden, mehr auszuhalten, und soll daher (was bei den bestehenden Rädern nicht der Fall ist) stärkere Dimensionen erhalten, als jedes der beiden anderen Armsysteme.

Was endlich die Zapfen betrifft, so haben diese das Gewicht der Konstruktion zu tragen; der auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Zapfen B hat aber mehr auszuhalten, als der andere Zapfen A. Denn das Gewicht des Zahnkranzes wirkt grösstentheils nur auf B und das Gewicht aller übrigen Theile der Konstruktion wirkt zur Hälfte auf A, zur Hälfte auf B.

Man sieht also, dass wenn bei einem nach dem zweiten Konstruktionssysteme erbauten Rade alle Theile gehörig proportionirt sein sollen, so müssen die Querschnittsdimensionen so zu sagen von der Seite A gegen die Seite B hin allmählig wachsen.

Auch bei diesem Systeme kann man bei der Bestimmung der Dimensionen der Arme und der Wellenstücke zwischen den Armsystemen das Gewicht der Konstruktion vernachlässigen, denn einerseits fallen die Dimensionen, welche diese Theile erhalten, wenn man sie nach der zu übertragenden Kraft berechnet, stärker aus, als sie sein müssten, um das Gewicht der Konstruktion zu tragen, und andererseits verhindern die steifen Arme und ihre Verbindung durch die Schaufeln oder Kübel jede Biegung der Welle; es sind daher nur allein die Zapfen und die kurzen Wellenstücke von den Zapfen bis an die äusseren Armsysteme hin nach dem Gewichte der Konstruktion zu proportioniren.

Nach den nun gegebenen Erläuterungen wird man leicht auch die Kräfte bestimmen können, welchen die einzelnen Theile zu widerstehen haben, wenn mehr oder weniger als drei Armsysteme vorhanden sind.

Vergleichen wir nun das erste Konstruktionssystem mit dem zweiten, so sieht man, dass bei letzterem das Wellenstück c d, Fig. 8, und ein Armsystem von der Kraft $\frac{1}{3}$ N erspart wird; im Allgemeinen ist also die Zahnkranzkonstruktion hinsichtlich des Materialaufwands ökonomischer als jene, bei welcher kein Zahnkranz vorkommt; von Belang ist aber diese Ersparniss erst bei stärkeren Rädern.

Hinsichtlich der Arbeitskosten, welche die Ausführung verursacht, ist wenigstens für schwächere Räder ein Vortheil auf Seite der Anordnung ohne Zahnkranz, denn die Verbindung der einzelnen Segmente, aus welchen dieser letztere besteht, verursacht ziemlich viel Arbeit, die bei einem kleinen Rade fast eben so gross ist, wie bei einem starken.

Man sieht also, dass das erste Konstruktionssystem für kleinere Kräfte bis zu 10 oder 12 Pferdekraft, das zweite System dagegen für stärkere Kräfte anzuwenden ist. Zur weiteren Bekräftigung dieser Regel kann man auch noch anführen, dass sich in jeder Maschinenwerkstätte bereits Modelle für Zahnräder bis zu 12 Pferdekraft vorfinden, es brauchen also die Kosten dieses Modells gar nicht oder doch nur gering in Anschlag gebracht zu werden.

Bei dem zweiten Konstruktionssysteme kommt ein Theil der vom Rade empfangenen Kraft erst nach einem weitläufigen Umwege an ihr Ziel; denn ein Theil der Kraft fliesst so zu sagen zuerst durch die Arme nach der Welle herein, durchläuft hierauf die ganze Welle und geht dann widerum durch das auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Armsystem nach dem Umfange hinaus, um sich daselbst in dem Zahnkranze mit dem direkt abgegebenen Theile der Kraft zu vereinigen. Diesen Umweg muss die Kraft nur desshalb machen, weil bei dieser Bauart die Theile, welche das Schaufel- oder Kübelsystem bilden, nicht direkt unter sich und mit dem Zahnkranz zu einem Ganzen verbunden sind, sondern nur indirekt durch die steifen Arme und durch die Welle.

Dem dritten Konstruktionssysteme liegt nun der Gedanke zu Grund, durch eine direkte Verbindung des Schaufel- oder Zellensystems mit dem Zahnkranz die dem Rade mitgetheilte Kraft ohne allen Umweg unmittelbar in den Zahnkranz hineinzuleiten, so dass die verschiedenen Arme des Rades, so wie auch die Welle nur allein von dem Gewichte der Konstruktion affizirt werden, daher bedeutend schwächer gehalten werden können, als bei dem zweiten Konstruktionssystem. Die Bauart dieses dritten Systems wird durch Tafel VII., Fig. 10, 11, 12 erklärt. Fig. 10 ist ein Vertikaldurchschnitt des Rades, Fig. 12 eine äussere Ansicht des Rades nach Hinwegnahme der Schaufeln oder Zellen und des Radbodens; Fig. 11 ist eine äussere Ansicht des Rades nach der Richtung seiner Axe.

$a\ a_1$ sind die Radkronen oder Radkränze;

b ist der mit dem Radkranze a_1 verbundene Zahnkranz, welcher in das Getriebe c (auch Kolben genannt) eingreift;

$d\ d_1$ sind zwei Systeme von radialen schmiedeisernen Armen, welche aussen mit den Radkränzen und innen mit den auf der Radwelle g aufgekeilten scheibenartigen Körpern $f\ f_1$ (Rosetten) verbunden sind. Diese Arme sind bestimmt, das Gewicht der äusseren Theile des Rades zu tragen.

$e\ e_1$ sind zwei Systeme von Spannstangen. Die Stangen des Systems e gehen von der Rosette f_1 aus und sind aussen mit dem Radkranze a verbunden, die Stangen e_1 gehen dagegen von der Rosette f aus und sind aussen mit dem Kranze a_1 verbunden. Diese Stangen (Diagonalstangen) haben die Bestimmung, das Rad gegen horizontale Schwankungen (nach der Richtung der Axe des Rades) zu schützen.

$i\ i$ sind Stangen, welche am inneren Umfange des Rades von dem Radkranze a aus in schiefer Richtung nach dem Radkranze a_1 hinführen, sie werden Umfangsstangen genannt und haben den Zweck, in Verbindung mit den Schaufeln oder Zellen, welche die beiden Radkränze auseinander halten, ein Verwinden dieser letzteren gegen einander zu verhindern.

Durch diese Umfangsstangen ist so zu sagen die Seite a des Rades an die andere Seite a_1 angespannt, und die Kraft, mit welcher das in den Schaufeln oder Zellen enthaltene Wasser auf den Kranz a wirkt, wird durch die Umfangsstangen $i\ i$ auf die andere Seite des Rades übertragen und vereinigt sich daselbst in dem Zahnkranz mit der direkt abgegebenen Kraft. Diese Umfangsstangen liegen in der Fläche eines Rotations-Hyperboloides und müssen so angebracht werden, dass sie auf ihre absolute Festigkeit in Anspruch genommen werden, d. h. so, dass die an den Radkranz a abgegebene Kraft vermittelst dieser Stangen $i\ i$ den Kranz a_1 nachzieht.

Was die Welle betrifft, so hat diese nur das Gewicht der Konstruktion des Rades zu tragen; das Gleiche gilt auch von den Zapfen; es ist aber auch hier wiederum der auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Zapfen stärker in Anspruch genommen, als der andere.

Der klare früher ausgesprochene Grundgedanke, auf welchem dieses dritte Konstruktionssystem (auch Suspensionsprinzip genannt) beruht, ist weder von dem Erfinder desselben, noch von der Mehrzahl seiner Nachahmer richtig erkannt worden, was durch den Umstand bewiesen wird, dass die von Engländern, Franzosen und Deutschen nach diesem Systeme erbauten Räder keine Umfangsstangen, oft nicht einmal Diagonalstangen haben. Lässt man aber die Umfangsstangen weg, so hat diese Konstruktionsart gar keinen verständigen Sinn, und es ist dann, wie auch die Erfahrung bewiesen hat, gar nicht möglich, mit den dünnen radialen und diagonalen Stangen das Verwinden der beiden Seiten des Rades gegen einander aufzuheben.

So viel mir bekannt ist, haben die Herren *Esher Wyss & Comp.*

zuerst die Umfangsstangen in Anwendung gebracht, nachdem die Erfahrung ihre Nothwendigkeit kennen gelernt hatte.

Was die Anwendbarkeit dieses dritten Konstruktionssystems betrifft, so ist zunächst klar, 1) dass es nur gebraucht werden kann, wenn von dem Bau eines eisernen Rades die Rede ist, 2) dass mit demselben nur bei Rädern von grossen Halbmessern eine beachtenswerthe Ersparniss an Material erzielt werden kann; 3) dass für oberschlächtige Räder eine Eisenkonstruktion nicht von so bedeutendem Vortheil ist, als für Räder mit Gerinne, indem bei jenen der Nachtheil, welcher entsteht, wenn das Rad mit der Zeit sich etwas verzieht und unrund wird, nicht so gross sein kann als bei diesen, welche für eine gute Wirkung ein sich gleich bleibendes möglichst genaues Anschliessen des Radumfanges an das Gerinne erfordern. Aus diesen Gründen geht hervor, dass das Suspensionsprinzip vorzugsweise nur bei grösseren rückschlächtigen Rädern, die immer mit einem Gerinne versehen werden sollen, empfohlen werden kann.

Das Konstruktions-Material. Hinsichtlich des Materiales, aus welchem die Räder gemacht werden, kann man dieselben eintheilen, wie folgt:

1) Hölzerne Räder zur Benutzung von kleineren Wasserkräften mit nur wenigen kleineren schmiedeisernen Theilen.

Diese Räder sind vorzugsweise für die Gewerbe empfehlenswerth.

2) Hölzerne Räder mit einzelnen grösseren gusseisernen Bestandtheilen. Schaufeln, Zellen, Radboden, Radkranz, Arme, Welle von Holz. Zahnkranz, Rosetten, Zapfen von Gusseisen; kleinere Verbindungstheile von Schmiedeeisen.

Diese Räder eignen sich vorzugsweise für einen grösseren, aber ökonomischen Fabrikbetrieb.

3) Gusseiserne Räder mit Schaufeln oder Zellen von Holz oder aus Eisenblech. Diese Räder können, wenn es sich um einen soliden, wenn auch kostspieligen Bau handelt, angewendet werden, so lange der Halbmesser nicht grösser als 3^m ist, sie werden aber, wie auch die folgenden, immer mehr und mehr von den weniger kostspieligen Turbinen verdrängt.

4) Räder, theils von Schmiedeeisen, theils von Gusseisen. Diese Kombination von Materialien kommt vorzugsweise bei den nach dem Suspensionsprinzip erbauten Rädern vor, und gibt in diesem Falle viele Solidität, ist aber ebenfalls sehr kostspielig.

5) Räder aus Schmiedeeisen, Schaufeln und Radkronen von Blech. Arme und Welle von Schmiedeeisen, Rosetten von Guss-

eisen. Diese Bauart eignet sich nur für Poncelet'sche Räder von nicht zu bedeutender Kraft, wenn kein Zahnkranz angewendet wird.

Der Kostenunterschied zwischen einem eisernen und einem hölzernen Rade ist sehr bedeutend, die eisernen Räder wiegen im Durchschnitt für jede Pferdekraft Nutzeffekt 400 bis 500^{Kls}, und 100^{Kls} zu Räder verarbeitetes Eisen wird von den Konstrukteurs zu 40 bis 50 Gulden geliefert, die Anschaffungskosten eines Rades ohne Gerinne und ohne Wasserbau sind demnach für jede Pferdekraft Nutzeffekt 160 bis 250, oder im Mittel 200 Gulden. Hölzerne Räder mit eisernen Zahnkränzen und Rosetten kosten dagegen nur den dritten Theil oder die Hälfte, also 60 bis 100 Gulden per Pferdekraft, und die Räder, welche bis auf kleinere Vebindungstheile ganz aus Holz gemacht sind, kosten ungefähr nur den fünften Theil, also 40 Gulden per Pferdekraft.

Der Kostenunterschied, welchen die Wahl des Materials verursacht, ist demnach so bedeutend, dass es von Wichtigkeit ist, die Vortheile, welche die eisernen Räder gewähren, und die Nachtheile, welche die Holzkonstruktionen mit sich bringen, näher zu bezeichnen.

Ein eisernes Rad mit gut proportionirter Querschnittsdimension und mit zweckmässig gewählten und gut ausgeführten Verbindungen ist so zu sagen ein monumentaler Bau, an welchem sich mit der Zeit nichts verändert. Ein hölzernes Rad dagegen ist ein Bau, an welchem theils durch die in seinem Innern thätigen Kräfte, theils durch den Einfluss der Nässe und der Athmosphäre allmälige mit der Zeit fortschreitende Veränderungen in der Form des Ganzen, in der Verbindung seiner Theile und in der materiellen Beschaffenheit derselben eintreten, so dass ein solches Rad nach einer Reihe von 8 bis 10 Jahren einer wahren Ruine gleicht, an welcher fort und fort ausgebessert werden muss, um sie vor dem gänzlichen Verfall zu retten. Hieraus ergeben sich folgende weitere Vergleichungen:

1) Der Nutzeffekt eines eisernen Rades bleibt immer gleich gut. Der Nutzeffekt eines hölzernen Rades wird mit der Zeit immer ungünstiger, weil die Wasserverluste immer zunehmen.

2) Die Bewegung ist bei einem eisernen Rade unveränderlich sehr gleichförmig, bei einem hölzernen Rade wird sie dagegen mit dem Alter desselben mehr und mehr ungleichförmig.

3) Bei einem gutgebauten eisernen Rade kommen nur selten und nie bedeutende Reparaturen vor, bei einem hölzernen Rade werden die Reparaturen immer häufiger und bedeutender, was für

grössere Fabriken, in denen viele Arbeiter beschäftigt sind, sehr nachtheilige Unterbrechungen in der Arbeit zur Folge haben kann.

Aus dieser Vergleichung geht hervor, dass die eisernen Räder für grössere industrielle Unternehmungen, ungeachtet ihrer bedeutenden Kosten anempfohlen werden können, weil in diesem Fall die Vortheile, welche aus der Unveränderlichkeit der Wirkung und Gleichförmigkeit der Bewegung, so wie auch daraus entstehen, dass keine Unterbrechungen in der Arbeit vorfallen, zu überwiegend sind über die Nachtheile, welche die grösseren Anschaffungskosten zur Folge haben können.

Für kleinere industrielle Unternehmungen, die gewöhnlich auch mit kleineren Fonds betrieben werden, sind dagegen die hölzernen Räder mit eisernen Zahnkränzen, Kranzstangen, Rosetten und Zapfen am geeignetsten.

Für die Gewerbeindustrie, welche gewöhnlich mit geringem Kapital, dagegen mit mehr als hinreichenden Wasserkräften betrieben wird, bei welcher ferner in der Regel keine grössere Gleichförmigkeit der Bewegung nothwendig ist, und die auch gewöhnlich nur schwächere Räder von 4, 6, 8 Pferdekraft nothwendig hat, sind unbestreitbar die ganz aus Holz konstruirten Wasserräder die geeignetsten hydraulischen Kraftmaschinen.

Der Zahnkranz. Der Druck, welchem die Zähne des Zahnkranzes und jene des Kolbens zu widerstehen haben, ist

$$\frac{75\ N_n}{v}\ \frac{R}{R_1}\ \text{Kilg.}$$

wobei R_1 den Halbmesser des Zahnkranzes bezeichnet. Bekanntlich werden die Zähne so konstruirt, dass die Hauptdimensionen (z die Dicke, z_1 die Breite, z_2 die Länge, z_3 die Theilung) in einem konstanten Verhältnisse zu einander stehen, und unter dieser Voraussetzung ist jede dieser Dimensionen der Quadratwurzel aus dem Druck proportional, welchem ein Zahn Widerstand zu leisten hat.

Durch Vergleichung der Dimensionen der Zähne von einer grossen Anzahl von ausgeführten Rädern habe ich folgende Regeln gefunden, Tafel VII., Fig. 13:

$$z = 0{\cdot}086\sqrt{\frac{75\ N_n}{v}\ \frac{R}{R_1}}\ \text{Centimeter}$$

$$z_1 = 5{\cdot}5\ z$$

$$z_2 = 1{\cdot}5\ z$$

$$z_3 = 2{\cdot}1\ z$$

Diese Dimensionen sind im Verhältniss 86:100 schwächer als sie in der Regel bei gut proportionirten Transmissionsrädern für grössere Kräfte gefunden werden.

Gewöhnlich ist R_1 nur wenig von R verschieden, und v ungefähr $= 1{\cdot}5^m$; annähernd kann man daher unter dieser Voraussetzung schreiben:

$$z = 0{\cdot}6 \sqrt{N_n}, \quad z_1 = 3{\cdot}3 \sqrt{N_n}$$

Der Halbmesser R_1 des Zahnkranzes richtet sich nach der Bauart des Rades. Bei hölzernen oder eisernen Schaufelrädern wird der Zahnkranz an den Radkranz, bei hölzernen Zellenrädern an die Radarme, bei eisernen Zellenrädern an die Radkronen angeschraubt. Das genaue Maass für den Halbmesser findet man immer leicht bei der Verzeichnung des Rades. Der Zahnkranz erhält, je nachdem die Bauart des Rades ist, eine innere oder eine äussere Verzahnung. Bei Schaufelrädern muss man, um für den Kolben Platz zu finden, jederzeit eine innere Verzahnung anwenden; bei Zellenrädern kann man je nach Umständen die eine oder die andere Verzahnungsart gebrauchen. Die Querschnittsdimensionen des winkelförmigen Körpers, an welchem die Zähne angegossen sind, können der Dicke des Zahnes proportional gemacht werden; es muss jedoch die Höhe der Verstärkungsnerve, welche in der Ebene des Rades liegt, beim hölzernen Rade grösser gemacht werden, als beim eisernen, weil im ersteren Falle der Zahnkranz für sich selbst hinreichende Festigkeit haben muss, wo hingegen im letzteren Falle die eisernen Radkränze, gegen welche der Zahnkranz angeschraubt wird, seine Festigkeit bedeutend unterstützen.

Der Zahnkranz muss aus mehreren Gründen aus einzelnen Segmentstücken zusammengesetzt werden, denn 1) wäre es nicht möglich, einen so grossen verzahnten Ring aus einem Stück vollkommen rund zu giessen, 2) würde ein so grosser Kranz oft gar nicht oder doch nur sehr schwer transportabel sein, 3) würde man in dem Fall, wenn ein einzelner Zahn abbrechen sollte, den ganzen Kranz erneuern müssen, weil es nicht gut angeht, einen einzelnen Zahn auf solide Weise mit dem Körper des Kranzes zu verbinden.

Wie die einzelnen Zahnsegmente unter sich und mit dem Radkörper zu verbinden sind, wird später vorkommen; nur so viel mag vorläufig noch bemerkt werden, dass der Zahnkranz bei hölzernen Rädern durch eiserne Stangen mit der Rosette verbunden werden muss, damit derselbe, wenn sich das Holz verziehen sollte, weder unrund noch excentrisch gegen die Radaxe werden kann.

Das Getriebe oder der Kolben, welcher vom Zahnkranz getrieben wird, erhält einen 3, 4, 5 mal kleineren Halbmesser als der Zahnkranz, so dass also die Kolbenwelle 3, 4, 5 mal mehr Umdrehungen macht, als das Wasserrad. Die Dimensionen der Zähne des Kolbens und des Zahnkranzes stimmen natürlich überein, und ihre Anzahl ist im Verhältniss der Halbmesser zu nehmen. Auch mus die Anzahl der Zähne des Zahnkranzes ein Vielfaches sein von der Zahl der Segmentstücke, aus welchen der Kranz besteht. Diese Bedingungen sind in der Regel nur dadurch zu erfüllen, indem man von der berechneten Zahndicke um eine Kleinigkeit abgeht. Am zweckmässigsten ist es, wenn man bei der Bestimmung der Anzahl der Zähne auf folgende Art verfährt. Man berechnet zuerst nach den Formeln, Seite 126, die Dimensionen eines Zahnes und die Theilung, dividirt hierauf den in Centimetern ausgedrückten Umfang des Zahnkranzes durch die Theilung, und nimmt die nächste ganze durch die Anzahl der Zahnsegmente (welche gleich gemacht wird der Anzahl der Arme eines Armsystems) theilbare Zahl für die Anzahl der Zähne des Kranzes. Mit dieser Anzahl dividirt man neuerdings den Umfang des Kranzes und erhält dadurch den corrigirten Werth der Theilung. Nun nimmt man provisorisch den Halbmesser des Kolbens nach der oben angegebenen Regel an, also je nach Umständen $^1/_3$, $^1/_4$, $^1/_5$ von jenem des Zahnkranzes; berechnet den Umfang, welcher diesem provisorischen Halbmesser entspricht, in Centimetern, und dividirt denselben durch jene corrigirte Theilung; die diesem Quotienten nächste gerade Zahl ist dann die Anzahl der Zähne des Kolbens. Der wahre Halbmesser desselben wird endlich gefunden, wenn man das Produkt aus der wahren Anzahl der Zähne in die corrigirte Theilung durch $2\,\pi$ dividirt. Der Durchmesser der Kolbenwelle ist nach der bekannten Formel für Transmissionswellen zu berechnen.

$$\text{Durchmesser d. Kolbenwelle in Centimetern} = 16\sqrt[3]{\frac{\text{Nutzeffekt in Pferdekräften}}{\text{Umdrehung d. Kolbenwelle p. 1'}}}$$

Sehr wichtig ist die Position des Kolbens. Am besten ist es, wenn der Kolben so angebracht werden kann, dass die Linie, welche den Mittelpunkt des Rades und des Kolbens verbindet, durch den Schwerpunkt der Wassermasse geht, welche in dem Rade enthalten ist; denn in diesem Falle kann das Gewicht des Wassers nicht auf die Zapfen des Rades wirken. Gewöhnlich wird die Kolbenwelle und die Wasserradswelle auf gleiche Höhe gelegt, wodurch man den Vortheil erreicht dass die Zapfenlager dieser beiden

Wellen auf eine gemeinschaftliche Unterlagsplatte gelegt werden können, was für eine unveränderliche Tiefe des Eingriffs der Zähne sehr gut ist. Diese Lage der Kolbenwelle stimmt bei oberschlächtigen Rädern mit derjenigen überein, bei welcher das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers nicht auf die Zapfen des Wasserrades wirken kann. Bei mittelschlächtigen Rädern ist dagegen diese Lage der Kolbenwelle etwas zu hoch, weil da der Schwerpunkt der Wassermasse tiefer unten liegt. Am wichtigsten ist die richtige Lage der Kolbenwelle bei Rädern mit dünnen schmiedeeisernen Armen, denn wenn der Kolben weit von seiner vortheilhaftesten Lage entfernt ist, werden die Arme des Rades durch das Gewicht des im Rade enthaltenen Wassers in Bezug auf ihre respektive Festigkeit in Anspruch genommen, die bei diesen Armen nur schwach ist.

Die Radarme Die Anzahl der Armsysteme richtet sich nach der Breite des Rades. Bei Rädern bis zu 2 oder $2{\cdot}5^m$ Breite sind zwei Armsysteme hinreichend. Bei Rädern von 2·5 bis zu 6^m genügen aber zwei Armsysteme nicht mehr, indem sich die Bretter oder Bleche, welche die Schaufeln oder Zellen und den Radboden bilden, unter dem Druck des Wassers biegen würden; man muss daher innerhalb dieser letzgenannten Radbreiten drei Armsysteme anwenden.

Die Anzahl der Arme eines Armsystems richtet sich nach dem Halbmesser des Rades. Durch Vergleichung von ausgeführten Rädern hat sich ergeben, dass die Anzahl der Arme eines Armsystems gleich

$$\mathfrak{N} = 2\,(R^m + 1)$$

genommen werden kann.

Um die Querschnittsdimensionen der Arme zu bestimmen, muss man die Konstruktion mit steifen Armen und jene mit dünnen schmiedeeisernen Stangen besonders betrachten.

Es ist schon früher gezeigt worden, wie bei einem Rade mit steifen Armen die Kraft bestimmt werden muss, welche auf ein Armsystem einwirkt. Es sei N_1 der Effekt in Pferdekräften, welchen ein Armsystem zu übertragen hat, so ist

$$\frac{75\ N_1}{v}$$

der Druck am Umfang des Rades, welchem die Arme dieses Systems zu widerstehen haben. Von dieser Kraft werden zwar nicht alle Arme des Systems gleich stark affizirt, allein da sie durch den

Kranz zu einem Ganzen verbunden sind, so kann in keinem Arme eine Biegung eintreten, ohne dass auch alle übrigen nahe um eben so viel gebogen werden, als dieser eine; wir werden uns daher der Wahrheit ziemlich nähern, wenn wir annehmen, dass die auf ein Armsystem wirkende Kraft sich auf alle Arme gleich vertheilt; und können daher die Kraft, welche auf einen Arm wirkt, gleich $\frac{75\,N_1}{v\,\mathfrak{N}}$ setzen. Nun könnte man nach den bekannten Formeln für die respektive Festigkeit von Stäben die Querschnittsdimension des Armes bestimmen, einfacher wird aber dieser Zweck auf folgende Art erreicht:

Nennt man:

d_1 den Durchmesser, welchen eine eiserne Transmissionswelle erhalten muss, um einen Effekt von N_1 Pferdekräften bei n Umdrehungen in 1 Minute zu übertragen;

h die Höhe des eisernen oder hölzernen Radarms, d. h. die auf die Länge des Arms senkrechte Dimension der Hauptnerve, so ist:

$$\frac{h}{d_1} = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$$

und die Dicke des Armes ist, wenn er von Gusseisen ist, $\frac{1}{5}\,h$, und wenn er von Holz ist, $\frac{2}{3}\,h$ zu nehmen.

Für $\mathfrak{N} =$	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d_1} =$	1·08	0·94	0·86	0·79	0·75

Vermittelst dieser Tabelle kann man die Dimensionen eines Armes auf folgende Art sehr leicht bestimmen:

Man bestimmt zuerst d_1 nach der bekannten Formel:

$$d_1 = 16 \sqrt[3]{\frac{N_1}{n}} \text{ Centimeter}$$

Multiplizirt man diesen Werth d_1 mit demjenigen Coeffizienten der vorhergehenden kleinen Tabelle, welcher der Anzahl der Arme des Armsystems entspricht, so erhält man die Höhe des Armes an der Axe in Centimetern.

Diese äusserst bequeme Regel gilt auch für die Arme der Transmissionsräder. Es sei z. B. $N_1 = 5$, $n = 5$, $\mathfrak{N} = 8$, so hat man

$$d_1 = 16 \text{ und wegen } \frac{h}{d_1} = 0{\cdot}86, \text{ wird}$$

$$h = 16 \times 0{\cdot}86 = 13{\cdot}8^{\text{cm}}$$

Ist der Arm von Eisen, so wird seine Dicke: $\frac{13.8}{5} = 2{\cdot}7^{cm}$

ist er von Holz, so wird die Dicke $= \frac{5}{7}\,13{\cdot}6 = 9{\cdot}7^{cm}$

Man kann sich darauf verlassen, dass man auf diese Weise jederzeit gute Dimensionen erhält, da der Coeffizient 1·7 in der Formel für $\frac{h}{d_1}$ durch Vergleichung von einer grossen Anzahl von Rädern praktisch bestimmt worden ist.

Der Arm erhält eine zweckmässige und gefällige Verjüngung, wenn man seine Höhe und Dicke am äusseren Radkranze im Verhältniss 3:4 schwächer nimmt.

Bei einem mit Stangen verspannten Rade haben die radialen Stangen die Bestimmung, das Gewicht der Konstruktion zu tragen, die Diagonalstangen haben das Rad gegen Seitenschwankungen zu schützen, und die Umfangsstangen sind bestimmt, das Verwinden der beiden Seiten des Rades zu verhindern, und die vom Rade empfangene Kraft möglichst direkt nach dem Zahnkranz zu leiten.

Wenn diese Konstruktionsart gegen eine steife Verarmung einen namhaften Vortheil gewähren soll, so müssen die Verbindungen vermittelst der Stangen in der Art hergestellt werden, dass das Rad mit möglichst dünnen Stangen hinreichende Steifheit erhält. Hiezu ist aber nothwendig, dass die verschiedenen Stangen in allen Positionen, welche sie während der Bewegung des Rades annehmen, immer nur gespannt und nie zusammengepresst werden; weil sie bei schwachen Querschnittsdimensionen einer Zusammenpressung nicht widerstehen würden.

Eine Zusammenpressung in irgend einer Stange wird aber nur dann nie eintreten können, wenn die Verbindung der Enden dieser Stangen mit den Rosetten und mit den Radkränzen vermittelst Schrauben oder Stellkeilen geschieht, die nur auf Zug wirken können. Stellkeile sind jedoch den Schrauben vorzuziehen, weil bei ersteren die Gleichheit der Spannung aller Stangen derselben Art aus dem Klang und aus dem Zurückprallen des Hammers beim Eintreiben der Keile genauer und sicherer zu erkennen ist, als durch das Anziehen mit Schrauben vermittelst eines langarmigen Schlüssels.

Damit der ganze Bau eine hinreichende Steifheit erhält, ohne die Stangen übermässig anzuspannen, ist erforderlich, dass 1) die radialen Stangen so stark angezogen werden, dass sie nur sehr schwach gespannt sind, wenn sie in die vertikale aufrechte Stellung gelangen; 2) dass die Diagonalstangen schwächer angezogen werden als die radialen Stangen, damit sie in ihrer obersten Stellung auch nur sehr wenig gespannt sind; 3) dass die Umfangsstangen, welche fortwährend einem unveränderlichen Zuge ausgesetzt sind, anfangs so stark gespannt werden, dass während des Ganges des Rades kein merkliches Verwinden desselben eintritt; 4) dass die Stangen derselben Art möglichst gleichförmig angezogen werden.

Werden diese Vorschriften bei der Aufstellung eines Rades nicht gehörig beachtet, so können mancherlei Uebelstände eintreten. Werden die radialen Stangen zu stark und ungleichförmig angezogen, so kann es geschehen, dass eine oder die andere reisst, oder dass die Verbindungsköpfe aus den dünnen gusseisernen Radkränzen herausgerissen werden. Werden sie zu schwach angezogen, so hängt der ganze Bau des Rades nur an den Stangen der unteren Hälfte des Rades und die obere Hälfte schwebt so zu sagen frei, was sich durch eine für die verschiedenen Verschraubungen sehr nachtheilige zitternde Bewegung zu erkennen gibt. Werden die Diagonalstangen zu stark angezogen, so kann es geschehen, dass entweder die Verbindungsköpfe aus dem Getäfer gerissen werden, oder dass die Rosetten von der Aufkeilung los gehen und gegen die Zapfen hinaus gestossen werden. Werden sie dagegen zu schwach angezogen, so ist die obere Hälfte des Rades nicht gegen Seitenschwankungen geschützt. Werden endlich die Umfangsstangen zu stark oder zu schwach angezogen, so kann im ersteren Falle entweder ein Abreissen der Stangen oder ein Ausbrechen der Verbindungsköpfe aus dem Getäfer eintreten, und im letzteren Falle werden sich die beiden Seiten des Rades merklich verwinden, was für die verschiedenen Schraubenverbindungen sehr nachtheilig werden kann.

Hieraus sieht man, dass die Aufstellung eines solchen verspannten Rades keine so leichte Sache ist, und diesem Umstande ist es zuzuschreiben, dass bei derlei Rädern sehr oft Stangen, Rosetten oder Getäfer gebrochen sind.

Eine sehr genaue Berechnung der Querschnitte der Stangen und der zweckmässigsten Spannungen führt zu äusserst weitläufigen Untersuchungen, die für die Praxis von wenig Werth sind; es ist daher zu diesem Zwecke ein einfaches aber doch sicheres Verfahren vorzuziehen.

Es ist klar, dass das Gewicht aller äusseren Theile des Rades vorzugsweise an denjenigen radialen Stangen hängt, welche sich in der tiefsten Stellung befinden. Wenn wir also den Querschnitt dieser Stangen so stark machen, dass sie allein im Stande sind, das Gewicht der Konstruktion der äusseren Theile des Rades mit Sicherheit zu tragen, so kann man versichert sein, dass die sämmtlichen radialen Arme hinreichend stark ausfallen werden. Der Querschnitt eines radialen Armes kann also auf folgende Art bestimmt werden. Man berechne das Gewicht aller äusseren Theile des Rades und dividire es durch die Anzahl der Armsysteme, deren gewöhnlich zwei vorhanden sind, so hat man das Gewicht, welches auf einen Arm wirkend gedacht wird. Dieses Gewicht dividire man durch den sechsten Theil der absoluten Festigkeit des Schmiedeeisens per 1^{qcm} also durch $\frac{3000}{6} = 500$, so erhält man den Querschnitt des Armes in Quadratcm. ausgedrückt. Für die Diagonalstangen und für die Umfangsstangen genügt es, wenn man den Durchmesser der ersteren $\frac{3}{4}$ und den der letzteren 0·6 von jenem der radialen Stangen annimmt.

Wenn man bedenkt, dass der Halbmesser des Rades insbesondere bei dem rückschlächtigen und oberschlächtigen, dem Gefälle, und die Breite der Wassermenge ungefähr proportional genommen wird, so kann man vermuthen, dass das Gewicht eines Rades, welches sich vorzugsweise nach dem Halbmesser und nach der Breite richtet, dem absoluten Effekte der Wasserkraft proportional ausfallen muss. Durch zahlreiche Gewichtsberechnungen von Rädern habe ich diese Vermuthung bestätigt gefunden, und durch diese Erfahrung ergeben sich manche sehr einfache praktische Regeln.

So z. B. habe ich gefunden, dass beim Zellenrade das Gewicht der äusseren Bestandtheile per Pferdekraft des absoluten Effekts 400^{Klg} beträgt, und daraus folgt nach der oben angegebenen Vorschrift, dass der Querschnitt eines jeden radialen Armes für jede Pferdekraft der absoluten Wasserkraft $\frac{1}{3}^{qcm}$ betragen soll, wenn wie es gewöhnlich der Fall ist, das Rad mit zwei Armsystemen versehen ist. Hierdurch hat man also eine äusserst einfache Regel zur Bestimmung dieser Radarme.

Wasserradwellen für Räder mit steifen Armen. Die Kräfte, welchen ein Wellbaum Widerstand zu leisten hat, richten sich, wie schon früher erklärt wurde, nach der Bauart des Rades. Bei den Rädern mit starren Armen sind die Wellbäume theils auf Torsion, theils auf respektive Festigkeit, bei den verspannten Rädern dagegen sind sie nur allein auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen.

Nennt man N_1 den Effekt, welchen bei einem Rade mit steifen Armen irgend ein zwischen zwei Armsystemen befindliches Wellenstück der ganzen Welle zu übertragen hat, so muss dieses Wellenstück, vorausgesetzt dass es cylindrisch und von Eisen ist, einen Durchmesser

$$16 \sqrt[3]{\frac{N_1}{n}} \text{ Centimeter}$$

erhalten, um der Torsion mit Sicherheit widerstehen zu können; und mit diesem Durchmesser erhält auch die Welle hinreichende Stärke, um das Gewicht der Konstruktion zu tragen. Den Werth von n, d. h. die Anzahl der Umdrehungen des Rades in 1 Minute findet man durch die Formel

$$n = 9{\cdot}548 \frac{v}{R}$$

Wie die Werthe von N_1 für die einzelnen Wellenstücke zu bestimmen sind, ist schon früher bei der Bauart der Räder im Allgemeinen gesagt worden.

Die Zapfen der Welle müssen nach dem Druck berechnet werden, welchem sie durch das Gewicht der Konstruktion ausgesetzt sind.

Nennt man bei einem Rade ohne Zahnkranz G das Gewicht des ganzen Rades sammt Welle, so ist $\frac{1}{2} G$ der Druck, welchen der Zapfen bei a, Tafel VII., Fig. 8, auszuhalten hat, und zur Bestimmung seines Durchmessers hat man die Formel:

$$0{\cdot}18 \sqrt{\frac{G}{2}} \text{ Centimeter}$$

in welcher der Coeffizient $0{\cdot}18$ nach einer grossen Anzahl von ausgeführten Rädern bestimmt worden ist.

Bei den Rädern ohne Zahnkranz muss die Welle bei c, Fig. 8, durch ein Lager unterstützt werden, und der Hals der Welle muss daselbst so stark sein, wie bei einer Transmissionswelle, welche einen Effekt von N_n Pferdekraft bei n Umdrehungen in 1 Minute überträgt; der Durchmesser dieses Halses ist daher gleich

$$16 \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} \text{ Centimeter}$$

zu nehmen. Das Wellenstück $\overline{c\,d}$, welches einen eben so grossen Durchmesser erhält, wird am besten bei c an die Wasserradswelle angekuppelt.

Bei einem Rade mit steifen Armen und mit Zahnkranz hat der auf der Seite des Zahnkranzes befindliche Zapfen nahe einen Druck $\frac{1}{2} G + Z$ und der andere Zapfen hat einen Druck $\frac{1}{2} G$ auszuhalten, wobei G das Gewicht der Konstruktion ohne Zahnkranz und Z das Gewicht dieses letzteren bezeichnet, die Diameter jener Zapfen sind demnach:

$$\left.\begin{array}{l} 0{\cdot}18\sqrt{\frac{1}{2}\,G+Z} \\ \\ 0{\cdot}18\sqrt{\frac{1}{2}\,G} \end{array}\right\}\text{ in Centimetern.}$$

Bei den ausgeführten Rädern sind immer beide Zapfen gleich stark gemacht, was die Aufstellung sehr erleichtert; will man sich an diese Praxis halten, so müssen beide Zapfen nach der ersteren von obigen Formeln bestimmt werden.

Die Berechnung der Gewichte G und Z ist mühsam und zeitraubend; will man dieser Mühe überhoben sein, so kann man den Erfahrungssatz benutzen, dass die Räder, sie mögen von Holz oder von Eisen konstruirt sein, für jede Pferdekraft des absoluten Effektes der Wasserkraft durchschnittlich 600 bis 700^{Klg} wiegen, hiernach wird der Durchmesser eines Zapfens:

$$0{\cdot}18\sqrt{\frac{600\ N_a}{2}}\ \text{bis}\ 0{\cdot}18\sqrt{\frac{700\ N_a}{2}}$$

oder:

$$3{\cdot}1\sqrt{N_a}\ \text{bis}\ 3{\cdot}4\sqrt{N_a}\ \text{Centimeter.}$$

Sicherer ist es aber doch immer, wenn man sich der mühsamen Gewichtsbestimmung unterzieht.

Die Zapfen sollen jederzeit so nahe als möglich an die Rosetten angebracht werden, damit das Wellenstück vom Zapfen an bis an die Rosette hin nicht zu stark ausfällt.

Nennt man l die Entfernung des Mittelpunktes des Zapfens von der Rosette, D den Durchmesser der Welle an der Rosette, d den Durchmesser und c die Länge des Zapfens, so ist

$$D = d\sqrt[3]{\frac{l}{\frac{1}{2}\,c}}$$

Die hölzernen Wellen müssten hinsichtlich der Festigkeit gegen Torsion wenigstens zweimal so stark gemacht werden, als die eisernen Wellen; allein nach dieser Regel würden sie zur Befestigung der Zapfen noch zu schwach werden.

Die hölzernen Wellen erhalten in jeder Hinsicht eine hinreichende Stärke, wenn man ihren Durchmesser fünf mal so gross nimmt, als jenen des Zapfens.

Wellen für Räder mit Spannstangen. Diese Wellbäume haben, wie schon mehrmals erwähnt wurde, nur allein das Gewicht der Konstruktion zu tragen, sind also nicht auf Torsion in Anspruch genommen.

Wenn man die Berechnung der Welle sehr genau nehmen will, verursacht das einseitige Vorhandensein eines Zahnkranzes weitläufige Rechnungen und Erklärungen. Viel einfacher und leichter verständlich wird die Sache, wenn wir uns denken, dass das Rad auf jeder Seite mit einem Zahnkranz versehen sei, und dass überhaupt die beiden Seiten des Rades übereinstimmen.

Nennen wir unter dieser Voraussetzung:

d den Durchmesser des Zapfens,
c die Länge des Zapfens,
D den Durchmesser der Welle in der mittleren Ebene der Rosette,
l die Entfernung des Zapfenmittels vom Mittelpunkt der Rosette,
G das Gewicht des Rades sammt Welle aber ohne Zahnkranz,
Z das Gewicht des Zahnkranzes,
M das Elastizitätsmoment eines in dem Abstande
x von einer Rosette befindlichen Querschnittes des Wellenstückes zwischen den 2 Rosetten,

dann ist

$\frac{1}{2} G + Z$ der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, mithin:

$$d = 0{\cdot}18 \sqrt{\tfrac{1}{2} G + Z} \text{ und } c = 1{\cdot}2\, d$$

ferner ist:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{l}{\frac{1}{2} c}}$$

Wenn man das Moment von dem Gewicht des Wellenstückes von der Länge $l + x$ vernachlässigt, und den Druck, welchen die Rosette gegen die Welle ausübt, gleich $\frac{1}{2} G + Z$ setzt, wodurch der wahre Werth dieses Druckes um das halbe Gewicht der Welle zu gross angenommen wird, so erhält man folgende annähernde Gleichung:

$$\left(\frac{1}{2} G + Z\right)\left(l + x\right) - \left(\frac{1}{2} G + Z\right) x = M$$

oder

$$\left(\frac{1}{2} G + Z\right) l = M$$

die jedoch hinreichend genau ist, indem der vernachlässigte Einfluss von dem Gewichte der Welle von keiner Bedeutung ist. Diese letzte Gleichung ist nun unabhängig von x, es haben daher alle Querschnitte des Wellenstückes zwischen den zwei Rosetten sehr nahe einem gleich grossen Biegungsmomente $(\frac{1}{2}\,G + Z)\,l$ zu widerstehen.

Nimmt man also für die Wellenstücke zwischen den Rosetten einen Cylinder von dem Durchmesser D, so hat man eine Form, Tafel VII., Fig. 14, welche der durch obige Gleichung ausgedrückten Bedingung entspricht.

Allein diese cylindrische Form erfordert ziemlich viel Material, und hat im Verhältniss zu ihrem Querschnitt, Fig. 18, eine sehr kleine Oberfläche, daher bei derselben unganze Stellen im Gusse zu befürchten sind.

Nimmt man für die Querschnittsform einen Cylinder mit kreuzförmigen Nerven, wie Fig. 15 zeigt, so entspricht auch diese Form der Bedingungsgleichung, vorausgesetzt, dass die einzelnen Dimensionen des Querschnitts gehörig gewählt werden; allein diese Form hat den Fehler, dass bei derselben kein stetiger Uebergang in die Endstücke der Welle statt findet. Dies kann bewirkt werden, wenn man, wie bei Fig. 16 und 17, den äusseren Nerven eine in die Endstücke übergehende Krümmung gibt; weil aber dadurch die Welle geschwächt wird, so muss man die aussen weggenommene Masse wieder zu ersetzen suchen, was auf zweierlei Weise geschehen kann, indem man entweder den runden mittleren Kern von der Mitte an nach aussen zu konisch zunehmen lässt, wie bei Fig. 16, oder indem man, wie bei Fig. 17, den mittleren Theil cylindrisch macht, und die Dicke der Nerven von der Mitte nach aussen zu allmählig stärker werden lässt.

Gewöhnlich findet man bei ausgeführten Rädern die Form Fig. 16; die Form Fig. 17 verdient aber in so fern vorgezogen zu werden, als sie gefälliger ist.

Nach den Bezeichnungen, welche in Fig. 19 angegeben sind, ist das Elastizitätsmoment für den mittleren Querschnitt der Welle

$$M = \frac{\mathfrak{R}}{6\,h}\left[0{\cdot}589\,D_1^{\,4} + (h^3 - D_1^{\,3})\,e + (h - D_1)\,e^3\right]$$

wobei $\mathfrak{R}$ den Coeffizienten für die respektive Festigkeit bezeichnet.

Es ist aber auch, weil der Querschnitt D dem gleichen Moment zu widerstehen hat:

$$M = \frac{\mathfrak{R}\,\pi}{32}\,D^3$$

demnach erhält man:

$$D^3 \frac{\pi}{32} = \frac{1}{6\,h}\left[0{\cdot}589\ D^4 + (h^3 - D_1{}^3)\,e + (h - D_1)\,e^3\right]$$

$$= \frac{e^3}{6}\left[0{\cdot}589\left(\frac{D_1}{e}\right)^4 + \left(\frac{h}{e}\right)^3 - \left(\frac{D_1}{e}\right)^3 + \frac{h}{e} - \frac{D_1}{e}\right]\left(\frac{e}{h}\right)$$

und daraus folgt:

$$\frac{D}{e} = \sqrt{\frac{32}{6\,\pi}\left[0{\cdot}589\left(\frac{D_1}{e}\right)^4 + \left(\frac{h}{e}\right)^3 - \left(\frac{D_1}{e}\right)^3 + \frac{h}{e} - \frac{D_1}{e}\right]\frac{e}{h}}$$

Vermittelst dieses Ausdrucks wird der Werth von $\frac{D}{e}$ bestimmt, wenn man in demselben für $\frac{D_1}{e}$ und für $\frac{h}{e}$ passende Verhältnisszahlen substituirt.

Diese letzteren müssen, damit die Welle eine gefällige Form erhält, je nach der Entfernung der Rosetten gewählt werden. Man erhält jederzeit eine gefällige Form, wenn man nimmt:

$$\frac{h}{e} = 4{\cdot}5 + 1{\cdot}5\ L$$

$$\frac{D_1}{e} = 6{\cdot}75 - 0{\cdot}75\ L$$

wobei L die in Metern ausgedrückte Entfernung der Rosetten bezeichnet.

Das Verfahren zur Berechnung aller wesentlichen Querschnittsdimensionen der Welle ist nun folgendes:

Man bestimmt zuerst das Gewicht G der Konstruktion ohne Zahnkranz, so wie auch das Gewicht Z dieses letzteren; dann geben die Gleichungen (Seite 136) den Durchmesser d und die Länge c des Zapfens; hierauf berechnet man vermittelst der Gleichung auf derselben Seite den Durchmesser D. Sodann bestimmt man vermittelst der obigen Gleichungen die Verhältnisse $\frac{h}{e}$ und $\frac{D_1}{e}$ und substituirt dieselben in den Ausdruck für $\frac{D}{e}$, so erhält man den Werth von $\frac{D}{e}$ und da D bereits bekannt ist, so hat man auch den Werth von e, welcher mit den bereits berechneten Werthen von $\frac{h}{e}$ und $\frac{D_1}{e}$ multiplizirt, auch den Werth von h und von D_1 liefert. Sind einmal die Dimensionen d, c, l, D, D_1, h, e bekannt, und in der Zeichnung aufgetragen, so hat man hinreichende Anhaltspunkte, um die vollständige Verzeichnung der Welle nach dem Gefühle auszuführen. Wenn man die beiden Hälften der Welle übereinstimmend macht, so ist diejenige Hälfte, welche der Seite des Rades angehört, an welcher sich in der Wirklichkeit kein Zahnkranz befindet, etwas zu stark. Will man auch diese Seite den daselbst wirkenden Lasten entsprechend machen, so muss man ihre Querschnittsdimensionen nach den angegebenen Formeln berechnen, indem man $Z = 0$ nimmt; und dann muss man bei der Verzeichnung der Welle den zwischen den Rosetten befindlichen Theil durch schickliche Uebergangsformen herzustellen suchen. Für die Ausführung ist es aber zweckmässiger, die beiden Hälften der Welle in jeder Hinsicht übereinstimmend zu machen.

Damit die Dimensionen der Welle bei vollkommener Sicherheit möglichst klein ausfallen, ist es sehr wichtig, dass die Zapfen so nahe als möglich an den Rosetten angenommen werden, so dass also der Werth von l möglichst klein ausfällt; denn so wie l gross ist, werden es auch alle übrigen Grössen D, e, h, D_1, und die Welle wird dann schwer. Der kleinste Werth von l wird durch die Breite des Zahnkranzes bestimmt.

Bei ausgeführten Rädern ist fast immer der äussere Theil zwischen dem Zapfen und der Rosette nur wenig stärker als der Zapfen selbst, daher zu schwach, was auch die Erfahrung bestätigt hat, denn es sind schon oftmals Wasserradswellen an diesem Theile gebrochen.

Zur Bestimmung der untergeordneten Dimensionen eines Rades kann man sich an die nachstehenden Regeln halten.

Rosetten. Nennt man d den Durchmesser des Wasserradzapfens, h die grössere von den Querschnittsdimensionen eines Radarms, so ist:

A) die Länge einer Armhülse an der Rosette:
   a) für Räder mit steifen Armen, nach Bauart 1 und 2, $= 2\,h$ bis $2 \cdot 4\,h$;
   b) für Räder mit hölzernen Tragarmen nach Bauart 3, $= 4\,h$;
   c) für Räder mit schmiedeisernen Tragarmen gleich 6 Stangen-Durchmesser.

B) Metalldicke der Rosettenhülse, welche zum Aufkeilen der Rosette dient:
$$= \frac{1}{3}\,d + 0 \cdot 5.$$

C) Länge dieser Hülse $= 1 \cdot 2\,d$ bis $1 \cdot 6\,d$.

Kegelkränze. Radiale Dimension eines Kegelkranzes sowohl für Eisen als auch für Holz . . . . $\frac{1}{3}$ a

Dicke des Kranzes	für Holz	$\frac{1}{3}$ a
	für Eisen	$\frac{1}{20}$ a

Radkränze für Zellenräder.

Hölzerne Kränze	Dicke der inneren Felgen .	$\frac{a}{6}$
	Dicke der äusseren Felgen .	$\frac{a}{7}$

Eiserne Seitengetäfer, Dicke derselben . . . . $\frac{a}{25}$ bis $\frac{a}{20}$

Schaufel- und Zellenbretter. Dicke der hölzernen Schaufelbretter . . . . $\frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Kübelbodens . . . . $\frac{a}{8}$

Dicke der äusseren Kübelwand	in der Mitte von a . .	$\frac{a}{8}$
	am Umfang des Rades	$\frac{a}{10}$

Radboden. Dicke des Radbodens bei Schaufelrädern . $\frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Radbodens bei Kübelrädern . . . . $\frac{a}{7}$

Gerinnboden. Dicke der Gerinnböden . . . . . . $\frac{a}{10}$

Die Detailkonstruktion.

Radkränze von Holz. Diese bestehen gewöhnlich aus zwei Schichten von krumm zugeschnittenen Felgen, die so an einander gelegt und zusammengeschraubt werden, dass die Stossfugen der einen Schichte in die Mitten der Felgen der zweiten Schichte fallen. Die Felgen einer Schichte werden mit Feder und Nuth versehen, auch werden eiserne Plättchen angewendet, die jede Verschiebung der Felgen gegen einander verhindern. Bei Schaufelrädern werden die Schaufelarme oder Kegel mit Trapezzapfen in die Kränze eingelegt und angekeilt, und ebenso auch die hölzernen Radarme. Bei den Zellenrädern werden in die Radfelgen Nuthen nach der Form der Zellenwände möglichst rein eingeschnitten. Die Figuren 1 bis 12 auf Tafel VIII. dienen zur Erklärung dieser Verbindungen.

Fig. 1, 2, 3. Radkranz für ein Schaufelrad mit nur einem Armsystem.

Fig. 4, 5, 6. Verbindungen bei einem grösseren hölzernen Schaufelrad mit Zahnkranz.

Der Zahnkranz a ist an der äusseren Seite des Radkranzes angelegt und angeschraubt. Die Bodenbretter b und Schaufeln c sind, erstere an den Radkranz, letztere an den Schaufelarmen so angelegt und angeschraubt, dass die Punkte c b a, Fig. 5, in eine und dieselbe auf die Axe des Rades senkrechte Ebene fallen. Jeder Radarm d wird mit einem Trapezzapfen in den Radkranz eingelegt und durch einen Holzkeil mit einem Schaufelarm eingekeilt. Bei hölzernen Rädern muss der Zahnkranz mit eisernen Stangen e an die Rosette des Rades hereingeankert werden, damit derselbe selbst dann, wenn sich die hölzernen Theile des Rades verziehen oder werfen sollten, dennoch in einer mit der Axe des Rades concentrischen Stellung verbleiben muss. Diese Stangen e werden innen in die Rosette eingeankert und aussen mit Schrauben *f* angezogen.

Fig. 7, 8, 9 zeigen die Einrichtung der Radkränze für kleinere hölzerne Zellenräder.

In Fig. 8 sieht man, wie die einzelnen Bretter, welche die Zellenwände bilden, zusammengefügt werden. Insbesondere ist die Verbindung an den Ecken a von Wichtigkeit, damit daselbst durch den Wasserdruck oder Stoss keine Entweichungsfugen entstehen. Die Bretter der Zellenwände sind in die Nuthen der Radkronen nur eingeschoben, der feste Zusammenhang derselben muss durch eiserne Stangen b geschehen, welche parallel mit der Axe aussen quer durch den ganzen Radbau gehen. Auch befestigen diese Stangen die Radarme an die Radkronen.

Fig. 10, 11, 12 zeigen die Konstruktion für ein grösseres Zellenrad mit Zahnkranz.

Dieser umfasst die Arme mit zapfenlagerartigen Theilen, muss aber auch durch schmiedeeiserne radiale Stangen in concentrischer Lage gehalten werden.

Radkränze von Eisen. Diese sind sehr leicht gut herzustellen, weil alles, was zur Befestigung der Schaufeln, Zahnkränze und Radarme erforderlich ist, angegossen werden kann.

Tafel VIII., Fig. 13, 14, 15. Verbindungen bei einem eisernen Schaufelrad. Zur Befestigung des Radbodens ist an die Kränze eine Nerve a, zur Befestigung der Schaufeln an die Schaufelarme sind an die letzteren Nerven b angegossen. Die Kränze unter einander, die Arme mit den Kränzen, die Zahnkranzsegmente unter einander und mit den Radarmen werden am besten vermittelst Einlegscheiben verschraubt.

Fig. 16, 17, 18. Verbindungen für ein Zellenrad. Bei grossen breiten Zellenrädern werden die Zellenwände und der Boden gewöhnlich durch rahmenartig aus Bandeisen gefertigte sogenannte Sperrkreuze zusammengehängt. Auch werden an den Zellenmündungen aussteifende Verschraubungen angewendet, denn bei derartigen Rädern ist alles Erdenkliche anzuwenden, um einen dauernd dichten Verschluss der Zellen hervorzubringen.

Verarmung der Räder. Bei kleineren hölzernen Rädern mit hölzernen Wellen werden die Radarme entweder durch die Wellen gesteckt und eingekeilt oder um die Wellen herum kreuzweise angelegt und angekeilt. Bei grossen Rädern müssen die Arme eines Armsystems immer an der Welle in einem Stern oder scheibenförmigen Körper, in einer sogenannten Rosette eingelegt und angeschraubt, oder eingeankert werden. Diese Rosetten werden auf der Welle aufgekeilt, so dass dieselbe durch die Armbefestigungen durchaus nicht geschwächt, sondern im Gegentheil durch die Rosette verstärkt wird.

Tafel VIII., Fig. 19 zeigt die Verarmung mit durch die Welle gesteckten Armen für kleinere Schaufelräder.

In Fig. 20 ist zu sehen, wie die Arme in der Mitte zugeschnitten werden müssen, damit eine vollständig bündige Verbindung derselben entsteht. (Zum Verständniss dieser Verbindung ist allerdings ein Modell sehr dienlich).

Fig. 21 und 22 zeigt die kreuzweise Verarmung für ein kleines hölzernes Zellenrad. a die Welle, b Aufsattlungen von Holz, c Holzkeilungen, d die Arme.

In Fig. 22 (am besten aber allerdings vermittelst eines Modells) kann man sehen, wie die Arme verschnitten sind, damit dieselben durch das Eintreiben der Keile nicht zersprengt oder gespalten werden.

Tafel IX., Fig. 1, 2, 3, 4 zeigen die Rosetten.

Fig. 1 und 2 Rosette für ein grösseres hölzernes Schaufelrad mit hölzerner Welle. Die grösseren Hülsen a a dienen zur Aufnahme der hölzernen Radarme, die kleinen Hülsen b b zum Einankern der Rundstangen, die den Zahnkranz concentrisch zu halten haben.

Fig. 3 und 4 ist eine Rosette für ein gusseisernes Rad mit gusseiserner Welle und gusseisernen Armen. Die Rosette ist im Wesentlichen scheibenförmig. Die Radarme werden mit Einlegscheiben angeschraubt. Diese Verbindung ist so ausgedacht, dass beinahe kein freier Feilstrich oder Meiselhieb zu machen ist, sonden alle Bearbeitungen auf Maschinen gemacht werden können, wodurch mit verhältnissmässig geringen Kosten höchst solide Verbindungen mit grösster Sicherheit erzielt werden können.

Fig 5 und 6 ist eine Rosette für ein Spannstangenrad. Die Arme und Diagonalstangen werden in der Rosette eingekeilt. Die Hülsen a dienen für die radialen Arme, die Hülsen b für die Diagonalstangen. Für die Umfangsstangen, die bei derartigen Rädern anzubringen sind, um das Verwinden der beiden Radseiten aufzuheben, müssen an die äusseren Radtheile besondere Hülsen angegossen werden.

Fig. 7 und 8 Rosette für ein grosses oberschlächtiges Rad mit hölzernen Spannstangen.

Wellen und Zapfen. Ueber die Konstruktion der eisernen Wasserradwellen ist bereits im ersten Band, Seite 171, das Erforderliche erklärt worden. Hinsichtlich der hölzernen Wellen ist vorzugsweise die Zapfenbefestigung zu erklären. Selbstverständlich ist, dass hölzerne Wellen nur bei kleinen Rädern und wenn namentlich die Zapfendicke nicht mehr als circa 10^{cm} beträgt, angewendet werden können.

Tafel IX., Fig. 9 zeigt einen sogenannten Spitzzapfen. Die pyramidal in das Wellenende eingetriebene Zapfenverlängerung a ist mit Widerhaken versehen. Damit die Welle durch das Eintreiben des Zapfens nicht zersprengt wird, ist dieselbe mit einer gusseisernen Kappe b gefasst und mit schmiedeeisernen Reifen c c c zusammengehalten.

Fig. 10 und 11 zeigt einen sogenannten Ringzapfen. Derselbe besteht aus folgenden Theilen: Aus dem eigentlichen Zapfen a und seiner konischen Verlängerung b, aus der konischen Hülse c und aus den vier Wänden d, welche die Zapfenverlängerung mit der Hülsenwand verbinden. Das Ganze ist von Gusseisen aus einem Stück und wird auf das Wellenende aufgesteckt, aufgetrieben und mit eingeankerten Schrauben *f* festgehalten.

Der Gerinnbau. Sehr wichtig und mit einigen Schwierigkeiten verbunden ist der Gerinnbau. Zur Erklärung desselben können uns die Tafeln III., IV., V. dienen. Die absolut besten Gerinne sind die aus Quadersteinen zusammengesetzten. Minder gut, aber immerhin noch empfehlenswerth sind Gerinne mit soliden Seitenmauern, eisernem Gestellbau und Holzboden. Am wenigsten solide und am schwierigsten anzuordnen sind die Gerinne aus Holz.

Tafel III., Fig. 2 zeigt die Konstruktion eines hölzernen Gerinnes für ein kleines hölzernes Kropfrad. h h sind Querschwellen, die in die Seitenmauern des Gerinnes eingelegt und eingemauert werden, i i sind Langschwellen, die in die Querschwellen eingelegt und von denselben getragen werden. Dieselben sind zur Auflage der Bodenbretter k k nach der Form des Gerinnes krumm zugeschnitten und zwar in der Weise, dass an der der Seitenmauer zugewendeten Seite eine Art Nerve stehen bleibt, welche den untern Theil der seitlichen Gerinnswand bildet. l sind Stützen, die in die Querschwellen h eingezapft und in die Seitenwände so eingemauert sind, dass sie nur um circa 1^{cm} von denselben herausragen. An diese Stützen werden die Bretter m, welche die Seitenwände bilden, angelegt und angenagelt oder mit Holzschrauben angeschraubt.

Tafel III., Fig. 3 zeigt ein ähnlich konstruirtes Gerinne für ein grösseres Schaufelrad. h h die in die Seitenmauern eingelegten Querschwellen, i i die Langschwellen, welche den Gerinnboden tragen. Dieselben sind auch hier so zugeschnitten, dass an den der Gerinnsmauer zugekehrten Seiten Rippen stehen bleiben, welche den Anfang der Gerinnswand k bilden. Diese letztere ist an Stützen l angenagelt, die in die Querschwellen h eingezapft und in die Seitenwände eingemauert werden. Alle Wandbretter sind in der Art in das Gerippe der Quer- und Langschwellen eingelegt, dass sie durch den Wasserdruck an die Auflager angepresst werden, so dass ein Selbstverschluss entsteht. Vor dem Schützen ist eine Kammer m vorhanden, in welcher sich der Sand, Schlamm, Kies sammelt, welchen das Wasser mitführt. Von Zeit zu Zeit wird diese Kammer gereiniget.

Tafel IV., Fig. 2 zeigt einen Gerinnbau für ein rückschlächtiges Zellenrad. Das Gerippe, welches die Bodenbretter trägt, besteht aus drei gusseisernen Schilden, von denen zwei auf die Seitenmauern, der dritte mittlere aber auf einer besonderen in der Mitte des Rades aufgeführten Stützmauer aufliegt.

Tafel IV., Fig. 1 ist eine Gerinnkonstruktion, welche von der vorhergehenden nicht verschieden zu sein scheint, aber in der That auf einem anderen Prinzip beruht. Die im Vorhergehenden beschriebenen Gerinne haben den praktisch erheblichen Nachtheil, dass man nur aus der schlechten Leistung des Rades erkennen kann, wenn sie schadhaft und undicht geworden sind, und dass man das ganze Rad demontiren muss, wenn am Gerinne Ausbesserungen oder Erneuerungen vorgenommen werden müssen. Der Gerinnbau Tafel IV., Fig. 1

ist dagegen so eingerichtet, dass man dessen Zustand jederzeit, auch während des Radganges untersuchen kann und dass das Rad nicht demontirt werden muss, wenn kleinere Reparaturen vorzunehmen sind. Es ist nämlich der Raum unter dem Gerinne hohl gelassen, so dass man in denselben durch eine in einer Seitenmauer angebrachte Thüröffnung gelangen und den Zustand des Gerinnbodens untersuchen kann, und dann sind die Bodenbretter nicht von oben, sondern von unten an die Krummstücke des Gerinngerippes angelegt und werden durch eiserne Bänder, die ähnlich wie Fassreife wirken, festgehalten. Diese Bänder können oben oder unten mit Schrauben angespannt werden.

Aufstellung der Räder.

Allgemein leitende Grundsätze. Die Aufstellung der Wasserräder bietet mancherlei Belehrendes, daher wir dieselbe besprechen wollen. Diese Aufstellung ist leicht oder schwierig, je nachdem dieselbe mit oder ohne Ueberlegung bewerkstelligt wird. Das Denken über die Sache ist auch hier das Beste. Wenn man die Aufstellung planmässig angreift und durchführt, kann man ohne Kosten und ohne Zeitverlust eine beinahe beliebige Genauigkeit erzielen. Der Hauptvortheil bei der Aufstellung liegt darin, dass man zuerst die Wasserradwelle in ihre Lager legt und dann dieselbe gleichsam als Radzirkel benutzt, um alles mit ihrer Axe concentrisch anzubringen.

Die eisernen Theile des Wasserrades werden in der Maschinenfabrik fertig gearbeitet, zusammengepasst, eingepackt und an ihren Bestimmungsort geschafft. Alle Holzbestandtheile werden an Ort und Stelle, wo das Wasserrad erbaut werden soll, bearbeitet und gefügt. Zu diesem Behuf wird daselbst eine Bauhütte aufgeschlagen und in derselben ein sogenannter Radstuhl, Tafel IX., Fig. 12, mit einem Radzirkel aufgestellt. Dieser Radstuhl ist gleichsam ein runder niedriger Tisch von der Grösse des Rades.

Derselbe wird hergestellt, indem man mehrere Pfähle a im Kreise in den Boden schlägt, mehrere radiale Balken b daraufzapft und über dieselben eine Bretterdecke c nagelt. Der Radzirkel ist eine eiserne Stange d, die im Centrum aufgestellt, unten in eine Pfanne gesetzt und oben an einem Dachbalken der Bauhütte mit einem Lager versehen wird. An diese Stange bringt man in horizontaler Richtung vermittelst einer Fassung eine lange hölzerne Latte e an, an welcher Zeichenstifte oder eiserne Spitzen zum Aufritzen, ähnlich wie bei einem Stangenzirkel, angebracht werden; auf der Stange e kann man auch eine genaue Maassstabeintheilung anbringen. Auf diesem Radstuhl wird alles zurecht gearbeitet, was nach gewissen Halbmessern abgerundet werden soll. Diese Theile werden auf den Radstuhl in ihrer richtigen Lage gebracht, dann werden die Zeichenspitzen nach den Maassen gestellt und werden dann die Bogenlinien auf die zu bearbeitenden Stücke aufgezeichnet oder aufgeritzt. Das Ausarbeiten nach den Aufzeichnungen geschieht dann mit den gewöhnlichen Zimmermannswerkzeugen, mit Säge, Hobel, Stemmeisen etc. Nachdem alle Holztheile auf diese Weise bearbeitet und die nothwendigen Zapfen und Zapfenlöcher etc. daran angebracht sind, beginnt die eigentliche Aufstellung des Rades. Um diese deutlich zu erklären, ist es am besten, einige Beispiele im Detail zu beschreiben, was nunmehr geschehen soll.

Aufstellung eines großen hölzernen Wasserrades. Wählen wir als erstes Beispiel ein grösseres hölzernes Wasserrad (ähnlich dem auf Tafel III., Fig. 3 dargestellten) mit Zahnkranz und eisernen Rosetten. Zuerst müssen nach genauen mit Maassen versehenen Montirungszeichnungen die Seitenmauern gegründet und aufgeführt werden. Für kleine Räder kann solides Bruchsteinmauerwerk genügen, für grosse Räder müssen, insbesondere unter den Zapfenlagern, möglichst grosse Quadersteine angewendet werden, denn die Erschütterungen, welchen diese Mauern von den Zapfenlagern aus ausgesetzt sind, sind so gewaltig, dass Bruchsteinbauten ganz zerstört und zerbröckelt würden. Während die Seitenmauern sich erheben, sind an den geeigneten Orten und nach möglichst genauen Maassen die Querschwellen und die Stützen der Gerinnswände einzulegen und einzumauern. Sind die Mauern aufgeführt, so müssen die Lager für die Wasserradwelle mit grösster Sorgfalt montirt und mit dem Quadermauerwerk durch eiserne Stangen, die tief in dasselbe hinabreichen, so fest verbunden werden, dass das Ganze eine compakte Masse bildet.

Hierauf wird die Wasserradwelle mit den bereits daran befestigten Rosetten in die Lager eingelegt. Nun kann der Gerinnbau beginnen. Es werden die Langschwellen oder Krümme in die Querschwellen eingelegt und angeschraubt. Die Rundungen dieser Krümme dürfen aber, wenn dieselben eingelegt werden, noch nicht ausgearbeitet sein, sondern dies geschieht nun erst vermittelst der Radwelle. Man befestigt an jeder Rosette einen Radarm, bringt an diese zwei Radarme aus Latten bestehende Verlängerungen an, befestigt an dieselben in Entfernungen von der Radaxe gleich dem Halbmesser der Gerinnsbodenauflage Spitzen oder Stifte, dreht die

Welle mit den Armen in den Lagern um ihre geometrische Axe, und lässt durch die Zeichenstifte die Kreisbogen aufzeichnen, nach welchen die Krümme ausgehöhlt werden müssen. Ist diese Ausarbeitung geschehen, so werden die Bodenbretter des Gerinnes und die Bretter, welche überhaupt sämmtliche Wandungen des Gerinnbaues zu bilden haben, eingelegt und angenagelt. Die Bodenbretter sind aber schon früher auf dem Radstuhl auf einer Seite hohl gehobelt worden, so dass sie, wenn sie in ihre Lage gebracht worden sind, eine stetige cylindrische Fläche bilden.

Nachdem der Gerinnbau fertig ist, wird der Radbau fortgesetzt. Es werden die Radarme in die Rosetten eingelegt und angeschraubt, dann die Radkränze an die Radarme angelegt und an dieselben vorläufig leicht angeschraubt. Um dieselben in ganz genau concentrische Lage zu bringen, befestigt man an einen Balken, der auf eine Seitenmauer gelegt wird, eine Spitze so, dass sie in die Peripherie des Kreises zu stehen kommt, nach welchem der Radkranz gerundet sein soll, dreht dann die Welle herum und sieht nach, ob die Radfelgen an der Spitze vorbeigehen, die Abweichungen, welche sich zeigen, werden corrigirt, indem man die Radfelgen mit einem hölzernen Hammer in die rechte Lage treibt. Ist alles adjustirt, so werden die Schrauben, welche die Radkränze mit den Armen zu verbinden haben, fest angezogen. Nun werden die Schaufelarme in die Kränze eingelegt und angekeilt, und wird der Radboden an den Kranz genagelt, was keine besondere Adjustirung erfordert. Um aber zu bewirken, dass die mit der Axe des Rades parallelen äusseren Kanten der Schaufeln alle in einen Kreiscylinder zu liegen kommen, der von der cylindrischen Fläche des Gerinnes um den festgesetzten Spielraum absteht, verfährt man auf folgende Weise. Man befestigt eine Schaufel an zwei Schaufelarme, so dass die äussere Kante thatsächlich vom Gerinne um den Spielraum gleich weit absteht, dreht dann das Rad, bis diese Kante eine horizontale Lage annimmt, richtet längs derselben eine gerade Latte so, dass sie der ganzen Länge nach von dieser Kante leicht berührt wird, und befestigt hierauf alle Schaufeln so, dass ihre Kanten an dieser Latte berührend vorbeigehen, wenn das Rad gedreht wird. Auf ähnliche Weise wird zuletzt der Zahnkranz angelegt, adjustirt und angeschraubt. Mancherlei selbstverständliche Einzelheiten bedürfen keiner Erläuterung. Das Gesagte wird hinreichen um einzusehen, dass man bei dem angedeuteten Verfahren der Aufstellung beinahe jeden beliebigen Grad von Genauigkeit erreichen kann.

Aufstellung eines eisernen Schaufelrades. Dieses geschieht auf ganz ähnliche Weise, indem zuerst die Gerinnsmauern aufgeführt werden, dann die Welle eingelegt wird, worauf der Gerinn- und Radbau folgt, wobei immer die Welle zur Adjustirung benutzt wird.

Aufstellung eines Zellenrades von Holz. Diese ist in sofern leichter zu bewerkstelligen, als bei einem solchen Rade gewöhnlich kein Radgerinne vorhanden ist, ein kleiner Fehler in der Rundung des Baues mithin keine nachtheiligen Folgen haben kann. Nur muss bei einem solchen Rade, wenn es von Holz gebaut wird, dafür Sorge getragen werden, dass die Zellen- und Bodenbretter gut eingefügt und verbunden werden. Zuerst werden die Seitenmauern aufgeführt, hierauf wird die Welle gelagert, dann werden die Radarme eingelegt und befestigt, hierauf werden die Felgenkränze an die Radarme so angelegt und angeschraubt, dass die einander zugekehrten inneren Ebenen der Kränze etwas (etwa um ein paar Millimeter) weiter von einander abstehen, als die Länge der Zellenbretter und Bodenbretter beträgt. Vorausgesetzt, dass die Nuthe an dem Felgenkranze und dass die Endkanten der Bretter rein und sauber und mit den richtigen Maassen ausgearbeitet sind, lassen sich nun die Bretter der Zellenböden von innen nach aussen in die Nuthen einschieben, und ebenso auch die Bretter der äusseren Zellenwände von aussen nach innen. Hierauf werden die beiden Seiten des Rades durch die Zugstangen so fest zusammengezogen, dass die Zellenbretter bis in den Grund der Nuthen eindringen und alles zusammengeklemmt wird. Nun erst werden die Bodenbretter innen angelegt und angenagelt oder angeschraubt. Die Rundadjustirung der Theile kann bei diesem Radbau auf ähnliche Weise geschehen, wie früher bei den Schaufelrädern ausführlich erklärt wurde.

Ingangsetzung der Wasserräder.

In dieser Hinsicht ist Einiges zu erklären. Die Ingangsetzung eines Rades geschieht nicht nur einmal, sondern jeden Tag ein- bis zweimal, wenn die Arbeitszeiten beginnen. Bei Schaufelrädern und kleinen Zellenrädern ist keine besondere Vorsicht nothwendig. Man zieht den Schützen langsam auf und wartet zu, bis das Rad in den regelmässigen Beharrungszustand gelangt. Anders ist es bei grossen Zellenrädern. Zieht man, um das Rad in Gang zu bringen, den Schützen langsam auf, so fliesst das Wasser zuerst in die am Scheitel befindliche Zelle bis diese überläuft und das Wasser in die zweite Zelle fliessen macht. Auf diese Weise werden zuerst einige der obern Zellen gefüllt. Die Bewegung des Rades beginnt dann, wenn die Summe der statischen Momente aller in den Zellen enthaltenen Wassermassen im Stande ist, die Widerstände der ganzen Fabrik zu überwinden. Allein diese Momentensumme wächst gewaltig, so wie das Rad seine Bewegung begonnen hat, indem sich dabei die Wassermassen in horizontalem Sinne von der Axe entfernen, und dadurch kann es geschehen, dass das Rad rasch um einen gewissen Winkel um seine Axe gerissen wird, bis die gefüllten Zellen unten ankommen und rasch das Wasser ausgiessen. Nun ist aber das Rad beinahe leer, kommt demnach zum Stillstand, bis wiederum die obern Zellen so stark gefüllt werden, dass neuerdings eine rasche Drehung erfolgt, die abermals mit einem Radstillstand endigt etc. Aehnliche Erscheinungen treten ein, wenn das Rad abgestellt ist, der Schützen nicht aufgezogen ist, aber nicht genau schliesst und der Zuflusskanal Wasser enthält. An Sonntagen und überhaupt in den Ruhepausen soll man daher jederzeit den Zuflusskanal entleeren. Um bei einem solchen Rade eine regelmässige und allmählige Ingangsetzung hervorzubringen, kann man so verfahren, dass man zuerst die in der Höhe der Axe des Rades befindlichen Zellen vermittelst eines Wasserschlauches von dem Zuflusskanal füllt, bis ein normaler Gang eintritt und dann erst den Schützen aufzieht.

DRITTER ABSCHNITT.

Die Turbinen.

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

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

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

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

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

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

Beschreibung einiger Turbinen.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Theorie der Fourneyron'schen Turbinen.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Betrachten wir nun die Bewegung des Wassers durch das Rad.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Wir setzen voraus:

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

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

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

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

i die Anzahl der Leitkurven;

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

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

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

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

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

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

R_2 der innere, R_1 der äussere Halbmesser des Rades;

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

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

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

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

δ_1 die Höhe der Radkanäle;

i_1 die Anzahl der Radkurven;

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

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

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

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

v_2 v_1 die absoluten Geschwindigkeiten des inneren und äusseren Radumfanges;

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

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

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

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

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

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

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

E_n der Nutzeffekt des Rades in Kilgm.,

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

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

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

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

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

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

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

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

oder:

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

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

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

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

Diese Bedingungen sind also (siehe Tafel XI., Fig. 5, $\overline{\mathrm{A\,B}} = \mathrm{U}$, $\overline{\mathrm{A\,C}} = \mathrm{v}_2$, $\overline{\mathrm{A\,D}} = \mathrm{u}_2$):

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

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

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

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

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

die Centrifugalkraft.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

b. Der Austritt des Wassers aus dem Leitapparat gibt:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$U^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2\,g\,H + v_1^2 - v_2^2$$

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

$$o = 2\,g\,H - 2\,v_2\,U\cos\alpha$$

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

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

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

$$v_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}} \;\ldots\ldots\ldots\; (11)$$

$$u_2 = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \;\ldots\; (12)$$

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

$$\frac{\mathfrak{Q}}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} + h + H\left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right) \;\ldots\; (13)$$

Statt der Gleichungen (1) kann man schreiben:

$$Q = \Omega\,U\,k$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Die erste Klasse umfasst alle diejenigen Anordnungen, für welche

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

ist. In diesem Falle wird:

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

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

denn es ist:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

und hieraus folgt:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Für $\beta = 90^0$ wird:

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

Für $\beta = 60^0$ wird:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

demnach:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Man verbinde den Punkt c mit dem Mittelpunkt e_1 der durch c_1 gehenden Leitkurve, und messe mit aller Genauigkeit den Abstand $c f = s$. Ferner ziehe man durch die Punkte c und f an die durch c und c_1 gehenden Kurven Tangenten, verlängere dieselben bis zu ihrem Durchschnitt in m, halbire den Winkel f m c durch die Linie m k h und ziehe an den inneren Umfang des Rades in dem Punkte k, wo derselbe von der Halbirungslinie m h geschnitten wird, eine Tangente, so ist: $\widehat{l k g} = \alpha$. Um diesen Winkel in Graden ausgedrückt zu erhalten, kann man sich eines Transporteurs bedienen. Die so gemessenen Werthe von s und α bemerke man sich vorläufig. Um die Höhe der Schützenöffnung zu bestimmen, welche der Wassermenge Q entspricht, und die mit der Höhe des Rades übereinstimmt, muss man noch den Winkel β angeben. *Fourneyron* hat bei den von ihm erbauten Turbinen jederzeit $\beta = 90^0$ genommen. Ich bin jedoch der Meinung, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. wie es bei der Turbine Fig. 5 der Fall ist, 60° zu nehmen, weil man dann die Radkronen nicht so breit zu machen braucht, als wenn $\beta = 90^\circ$ genommen wird, um schwach gekrümmte Rabkurven zu erhalten. Hat man sich über die Wahl von β entschieden, so berechne man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers durch folgende Formel:

Für irgend einen Werth von β ist:

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

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

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

und dann hat man zur Bestimmung von δ die Gleichung

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

in welcher für i die provisorisch angenommene Anzahl Leitkurven, für s die Entfernung $c\,f$, in Metern ausgedrückt, für Q die Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken soll, in Kubikmetern, für U der unmittelbar vorher gefundene Werth, endlich für k, 1 oder 0·9 zu setzen ist, je nachdem der Winkel α sich mehr dem Werthe 25° oder mehr dem Werthe 15° nähert. Ist δ berechnet, so sehe man nach, wie oftmals s in δ enthalten ist, d. h. wie gross der Werth von $\frac{\delta}{s}$ ist. Ist dieses Verhältniss $= 2\,(1 + R_1)$ oder nicht viel davon verschieden, so kann die angenommene Anzahl Leitkurven, so wie überhaupt die ganze Verzeichnung des Apparates beibehalten werden, was in der Regel der Fall sein wird. Ist die Differenz zwischen den Werthen von $\frac{\delta}{s}$ und von $2\,(1 + R_1)$ grösser als 0·5, so ist es besser, die provisorisch angenommene Anzahl i Kurven und den daraus durch Verzeichnung aufgefundenen Werth von s nicht beizubehalten. Um dann in diesem Falle die richtige Anzahl Leitkurven zu erhalten, berechne man den Werth des Ausdruckes: $i\,\frac{2\,(1 + R_1)}{\left(\frac{\delta}{s}\right)}$ und nehme die nächste ganze, für die Theilung bequeme Zahl. Mit dieser richtigen Anzahl wiederhole man die Konstruktion des Leitkurvensystems von neuem.

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

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

wobei der Winkel β in Graden ausgedrückt zu nehmen ist.

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

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

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

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

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

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

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

berechnen, wobei zu setzen ist:

$k = 0 \cdot 9$ wenn α kleiner als 24°

$k = 1 \cdot 0$ wenn α grösser als 24°

$k_1 = 0 \cdot 9$.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\mathfrak{N} = 6\cdot75\,\frac{\sqrt{g\,H\,\frac{\sin\,(\alpha + \beta)}{\sin\,\beta\,\cos\,\alpha}}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Wenn $\beta = 90^0$ ist, erhält man:

$$\mathfrak{N} = 4\cdot7\,\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Zur Bestimmung des Durchmessers d der Turbinenaxe in Centimetern hat man

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

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

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

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

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

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N}{H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

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

$$R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Ist R_2 gleich oder kleiner als $0{\cdot}5^m$, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades geometrisch ähnlich dem Rade auf Tafel VI., Atlas des grösseren Turbinenwerkes.

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

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

$$U = 0{\cdot}8 \sqrt{2\,g\,H}$$

und dann erhält man:

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

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

$$\mathfrak{N} = 4{\cdot}7\,\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_2}$$

Theorie der Jonval'schen Turbine.

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

Diese Voraussetzungen sind folgende:

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

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

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

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

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

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

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

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

O der Querschnitt des Zuleitungsrohres;
ω der Querschnitt der Oeffnung zwischen der Klappe und der Wand des Zuleitungsrohres;
R_1 der äussere Halbmesser des Rades;
R_2 der innere Halbmesser des Rades;
$R = \frac{1}{2}(R + R_2)$ der mittlere Halbmesser des Rades;
α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser die Leitkanäle verlässt, mit der unteren Ebene des Leitkurvenrades bildet:
β der Winkel, den eine durch die obere Kante einer Radkurve gelegte tangirende Ebene mit der oberen Ebene des Rades bildet;
γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser das Rad verlässt mit der unteren Ebene des Rades bildet;
i Anzahl der Leitkurven;
s die normale Entfernung zweier Leitkurven, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;
Ω die Summe der Querschnitte aller Ausflussöffnungen am Leitrade;
i_1 Anzahl der Radkurven;
s_2 die obere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;
s_1 die untere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;
Ω_2 die Summe der oberen Querschnitte aller Radkanäle;
Ω_1 die Summe der unteren Querschnitte aller Radkanäle;
O_1 der Querschnitt des Abflussrohres unter dem Turbinenrade;
ω_1 der Querschnitt der unteren Ausflussöffnung, durch welche das Wasser in den Abflusskanal gelangt;

$\varkappa\ k\ k_1\ \varkappa_1$ die Kontraktions-Coeffizienten, welche den Oeffnungen $\omega\ \Omega\ \Omega_1\ \omega_1$ entsprechen;

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

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

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

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

$C\ c\ C_1\ c_1$ die Geschwindigkeit des Wassers in den Querschnitten $O\ \omega\ O_1\ \omega_1$;

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

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

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

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

ε Metalldicke der Leitfläche;

ε_1 Metalldicke der Radfläche;

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

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

E_n Nutzeffekt des Rades in Kilogramm-Metern;

H das totale Gefälle;

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

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

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

z Höhe des Turbinenrades.

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

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

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

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

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

$$\left.\begin{aligned} \frac{v}{U} &= \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} \\ \frac{\cancel{u^2}}{U} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

u_2

Auch besteht zwischen diesen Geschwindigkeiten und Winkeln noch folgende Beziehung:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

oder:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Hieraus folgt:

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

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

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

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

\u

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

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

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

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

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

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

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

Der effektive Werth von Ω_1 ist dagegen:

$$\Omega_1 = i_1\,s_1\,(R_1 - R_2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$U = \sqrt{g\,H} = 0\cdot707\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Das Verhältniß $\frac{R_2}{R_1}$. Die Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes lassen dieses Verhältniss zwischen dem inneren und dem äusseren Halbmesser des Rades unbestimmt; wir haben es also nur so zu bestimmen, dass dadurch den Voraussetzungen, auf welchen die Theorie beruht, genau oder annähernd entsprochen wird, und dass überhaupt keine unpassenden Konstruktionsverhältnisse entstehen. Wenn weder Q noch H ungewöhnliche Werthe haben, kann man jederzeit angemessene Konstruktionsverhältnisse erzielen, wenn man $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ nimmt. Ist dagegen die Wassermenge sehr gross und das Gefälle sehr klein (z. B. nur 1^m), so ist es angemessener, $\frac{R_2}{R_1}$ etzas kleiner, und z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{5} = 0\cdot6$, zu nehmen, in welchem Falle das Rad etwas kleiner und die Anzahl seiner Umdrehungen in der Minute etwas grösser ausfällt. Ist endlich das Gefälle sehr gross und die Wassermenge sehr klein, so ist ein grösseres Verhältniss, z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ oder $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$, angemessen. Denn wenn H gross und Q klein ist, muss man Alles aufbieten, was dazu beitragen kann, den Turbinenhalbmesser zu vergrössern und die Anzahl der Umdrehungen zu mässigen, und dies ist, wie man sich leicht vorstellen wird, der Fall, wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross genommen wird.

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

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

Anzahl der Radschaufeln i_1. Alles, was im Vorhergehenden hinsichtlich der Leitschaufeln gesagt wurde, gilt in einem noch höheren Grade von den Radschaufeln. Diese haben die Wirkung des Wassers aufzunehmen; es ist daher eine regelmässige Bewegung des Wassers durch die Kanäle des Turbinenrades noch wichtiger, als die Bewegung durch das Leitrad. Dazu kommt noch, dass durch die Bewegung des Rades die das Wasser hinausschleudernde Wirkung der Centrifugalkraft auftritt; es ist daher sehr erklärlich, dass die Konstrukteurs, indem sie ihrem Gefühle folgten, die Anzahl der Radschaufeln grösser angenommen haben, als die Anzahl der Leitschaufeln. Eine rationelle Regel für die Bestimmung dieser Anzahl aufzustellen, ist selbstverständlich unmöglich; gewöhnlich findet man bei guten Konstruktionen, die ein befriedigendes Resultat geliefert haben, 24 bis 30 Radschaufeln angewendet, und diese Zahl wird wohl von der absolut zweckmässigsten Anzahl nicht sehr abweichen. Nur bei ganz grossen Turbinen, oder wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross, z. B. $\frac{3}{4}$, genommen wird, dürfte es angemessen sein, $i_1 = 36$ zu nehmen. Für die Leitung des Wassers durch das Turbinenrad würde es gewiss vortheilhaft sein, wenn das Rad mit mehreren concentrischen Wänden versehen würde, welche das Hinausschleudern des Wassers verhinderten, allein leider ist die Verwirklichung dieses Gedankens mit zu grossen konstruktiven Schwierigkeiten und Kosten verbunden; man muss daher auf eine genauere Leitung des Wassers in horizontalem Sinne verzichten.

Metalldicke der Schaufeln. Bei der Turbine von *Fourneyron* können die Radschaufeln sehr dünn gehalten werden, weil sie theils durch ihre Krümmung, theils durch ihre Befestigung mit den beiden ringförmigen Kronen sehr steif werden. Anders ist es bei der Turbine von *Jonval*, bei welcher die Radschaufeln und Leitschaufeln nur innen an den Radkörper befestig sind, aussen aber in der Regel ganz unverbunden bleiben. Ich stelle die Regel auf, dass

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

genommen werden soll, und füge noch hinzu, dass die Schaufeln von Eisenblech oder von Gusseisen zu machen sind, je nachdem R (der mittlere Halbmesser) kleiner oder grösser als $0{\cdot}4^{m}$ ausfällt. Blechschaufeln werden mit ihren inneren Kanten in den Radkörper eingegossen. Schaufeln aus Gusseisen werden mit dem Radkörper aus einem Stück gegossen.

Der äußere Halbmesser des Rades R_1. Setzt man in die erste der Gleichungen (14), Seite 196, den Werth von Ω der Gleichung (15), Seite 197, und sucht hieraus R_1, so findet man:

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

Durch die vorangehenden Regeln sind alle in diesem Ausdruck vorkommenden Grössen bestimmt, kann demnach der numerische Werth von R_1 berechnet werden. Abstrahirt man von dem letzten in Klammern eingeschlossenen Faktor des Nenners, so erkennt man, dass R_1 gross ausfällt, wenn Q gross, U und mithin H klein, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein ist, dass dagegen R_1 klein wird, wenn Q klein, H gross, $\frac{R_2}{R_1}$ klein und α gross ist. Damit also das Rad, wenn Q klein und H gross ist, nicht übermässig klein ausfällt, ist es, wie man sieht, angemessen, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein anzunehmen, was mit dem früher Ausgesprochenen übereinstimmt. In gewöhnlichen Fällen, wenn Q und H weder sehr gross noch sehr klein sind, kann man die mittleren Werthe $\alpha = 24$, $\beta = 66^{\circ}$, $k = 1$, $k_1 = 0{\cdot}9$ $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ $i = 16$, $i_1 = 24$, $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R$ in Rechnung bringen, und dann findet man aus (6):

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

Mittlere Weite der Mündungen der Leitkanäle s. Die Berechnung dieser Weite ist zwar nicht von besonderer praktischer Wichtigkeit, indem sie sich durch die graphische Darstellung des mittleren Schnittes von selbst ergibt, allein gleichwohl wollen wir sie zur Vollständigkeit der Regeln berechnen. Nach Seite 197 ist diese Weite

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

Mittlere Weite der Radkanäle s_1. Diese Dimension ist von Wichtigkeit, und muss so bestimmt werden, dass die Wassermenge Q durchfliessen kann, dass aber doch kein freier Raum entsteht, in welchem das Wasser versprühen könnte. Diese Weite ist bereits Seite 197 durch die Gleichung (17) bestimmt worden und ist:

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

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes in der Entfernung R. Für diese Geschwindigkeit haben wir Seite 195, Formel (10) einen Ausdruck gefunden. Eine Vergleichung mit der Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass diese Formel zu grosse Werthe gibt, was wohl nicht befremden wird, wenn man bedenkt, dass die früher aufgestellte Theorie auf idealen Voraussetzungen beruht, die in der Wirklichkeit nur annähernd realisirt sein können.

Man findet mit den Thatsachen übereinstimmende Werthe, wenn man jenen theoretischen Ausdruck mit 0·774 multiplizirt. Wir stellen daher die Formel auf:

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

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

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

19

Höhe des Turbinenrades. Diese Dimension kommt in den aufgefundenen Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes nicht vor; dieselbe ist also nur in so fern zu beachten, als sie zur Verwirklichung der Voraussetzungen, auf welchen jene Rechnung beruht, beitragen kann. In dieser Hinsicht ist zu sorgen, dass hinsichtlich der Horizontalablenkung des Wassers durch die Schaufeln eine kleine Radhöhe, hinsichtlich der Vertikalablenkung dagegen eine grosse Radhöhe vortheilhaft ist, denn bei einer kleinen Radhöhe müssen die Schaufeln im vertikalen Sinne eine starke Krümmung erhalten, es fällt dagegen der Horizontalabstand der unteren Schaufelkante von der oberen klein aus. Das Umgekehrte findet statt bei einer grossen Radhöhe. Welches die vortheilhafteste Radhöhe ist, kann durch Rechnung nicht bestimmt werden. Gefühl und Erfahrung sprechen dafür, die Höhe des Einlaufrades 0·6 R und die Höhe des Turbinenrades gleich 0·5 R zu nehmen.

Abstand des Turbinenrades vom Einlaufrade. Für die Ueberleitung des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ist es selbstverständlich vortheilhaft, wenn dieselben sehr nahe übereinander gelegt werden; allein die Vorsicht erfordert doch, dass zwischen den Rädern ein kleiner Spielraum gelassen werde, damit bei einer kleinen vielleicht zufälligen Senkung des Einlaufrades oder Hebung des Turbinenrades die oberen Kanten der Schaufeln des letzteren mit den unteren Kanten der Schaufeln des ersteren zusammentreffen.

Ich stelle die Regel auf, dass dieser Abstand der Räder gleich $\frac{R}{50}$ genommen werden solle.

Höhe der Ausflußöffnung aus dem Cylindermantel. Am unteren Ende des Cylindermantels wird zwar nicht immer, aber doch meistens ein Schützen angebracht, durch welchen die untere Ausflussöffnung grösser oder kleiner gemacht und auch ganz geschlossen werden kann. Durch diesen Schützen ist es allerdings möglich, zu bewirken, dass eine grössere oder kleinere Wassermenge durch das Rad geht, allein eine solche Regulirung des Wasserdurchflusses ist eine ganz fehlerhafte, weil das Güteverhältniss $\frac{N_n}{N_a}$ des Rades nothwendig sehr stark abnimmt, wenn die Ausflussöffnung verengt wird. Denn wenn z. B. bei ganz geöffnetem Schützen eine Wassermenge Q durch das Rad geht und auch unten ausfliesst, so wird unmittelbar unter dem Rade zwischen den Wassertheilchen eine gewisse Pressung $\mathfrak{Q}_1$ statt finden. Will man aber bewirken, dass die halbe Wassermenge $\frac{1}{2}$ Q durch das Rad geht und unten ausfliesst, so muss die Ausflussöffnung durch den Schützen so verkleinert werden, dass die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch das Rad fliesst, halb so gross ist, als sie bei ganz geöffnetem Schützen war. Allein wenn die halbe Wassermasse mit halber Geschwindigkeit durch das Rad fliesst, wird nothwendig die Nutzwirkung nur den achten Theil derjenigen betragen, die die ganze Masse mit ganzer Geschwindigkeit hervorgebracht hat. Der Nutzeffekt ist demnach dem Kubus der Wassermenge proportional, die man durch die Schützenstellung auf das Rad wirken lässt, während bei einer absolut richtigen Regulirung der Nutzeffekt einfach der Wassermenge proportional bleiben sollte. Durch genauere Berechnungen wird diese Verwerfung des Schützen als Regulator noch schärfer begründet. Der wirkliche Nutzen, den dieser Schützen gewährt, besteht nur darin, dass man mit demselben schnell abstellen und eine regelmässige Ingangsetzung der Turbine bewirken kann.

Damit nun im regelmässigen Gang der Turbine unterhalb des Rades eine die Wirkung der Turbine schwächende Pressung nicht eintreten kann, muss der Schützen stets ganz aufgezogen werden und muss dann die Oeffnung so gross sein, dass das Wasser leicht und mit mässiger Geschwindigkeit ausströmen kann. Dies ist der Fall, wenn der Querschnitt dieser Oeffnung gleich ist dem Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser von der Turbine an niederfliesst. Nennen wir h_3 die Höhe dieser Schützenöffnung, so hat man zur Bestimmung derselben

a. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet:

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

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

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

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

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

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

Vergleichung der Turbinen von Fourneyron und Jonval.

Wenn wir die Turbine von *Fourneyron* und von *Jonval* nach den Ergebnissen unserer Rechnungen beurtheilen, so sind dieselben als Kraftaufsammlungsapparate ganz gleichwerthig. Denn die Bedingungsgleichungen der vortheilhaftesten Effektleistung stimmen vollkommen überein, und sind für beide Turbinen realisirbar. Wenn also in der Leistungsfähigkeit dieser Turbinen ein Unterschied besteht, so kann dieser nur darin begründet sein, dass die Voraussetzungen, auf welchen die Theorien beruhen, bei einer von den beiden Turbinen vollkommener erfüllt werden können, als bei der anderen. In der That bestehen in dieser Hinsicht kleine Verschiedenheiten, die theilweise der einen, theilweise der anderen Anordnung günstiger sind.

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

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

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

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

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

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

Resultate einer vollständigeren Theorie und Erfahrungen.

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

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

Die wesentlichsten Ergebnisse dieser vollständigen Theorie sind folgende:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Theorie der Tangentialräder.

Eintheilung der Tangentialräder. Die sogenannten Tangentialräder, von denen wir eine Klasse früher beschrieben haben, gehören zu den Partial-Turbinen.

Es gibt drei Arten von Tangentialrädern:

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

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

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

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

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

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

Theorie des Tangentialrades mit innerer Einströmung und äußerer Ausströmung. Wir bedienen uns hier der Bezeichnungen, die wir Seite 167 für die Theorie der Turbine von *Fourneyron* aufgestellt haben.

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

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

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

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

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

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

auch ist:

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

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

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

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

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

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

Wegen (6) folgt aus (4):

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1. Winkel γ, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

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

2. Verhältnisse der Halbmesser:

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

3. Contraktionscoeffizienten:

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

4. Winkel α, unter welchem die Leitflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

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

5. Winkel β, unter welchem die Radflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

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

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

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

7. Höhe des Rades:

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

8. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

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

9. Innerer Halbmesser des Rades:

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

10. Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades:

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

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

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

12. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_2$$

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

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

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

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

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

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

Auch ist:

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

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

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

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

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

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

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

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

Aus (6) und (7) folgt zunächst:

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

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

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

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

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

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

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

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

Die Gleichungen (2) werden hierdurch:

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

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

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

Die Gleichung $\frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \alpha \, U k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \beta \, u_1$ wird identisch erfüllt, wenn $u_1 = v_1$, $\beta = 2 \alpha$, $k = 1$ und wegen (3) $v_1 = U \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = U \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$ gesetzt wird.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Wegen (5) folgt aus (4):

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

und hierdurh geben die Gleichungen (3):

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

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

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

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

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

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

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

1. Verhältniss der Halbmesser:

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

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

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

3) Winkel β, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

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

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

4. Winkel α, unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

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

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

$p = 4$ bis 5, wenn nur ein Einlauf,
$p = 3$ „ 4, wenn zwei Einläufe.

6. Höhe des Rades:

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

7. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

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

8. Aeusserer Halbmesser des Rades:

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

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

9. Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

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

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

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

11. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 \, R_1$$

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

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

Die Praxis des Turbinenbaues. Construktive Details.

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

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

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

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

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

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

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

Dagegen gibt es wiederum andere Turbinen, bei welchen die Erhaltung des Zapfens keine Schwierigkeiten machte, so z. B. ist die Turbine von Thüringen bereits mehrere Jahre im Gange, und der Zapfen hält sich immer gut, obgleich die Axe 700 Umdrehungen per 1′ macht, sie ist freilich nur 3^{m} lang und 0·08^{m} dick; so ist ferner die Turbine in Ettlingen 6 Jahre in gutem Gang, ihre Axe ist 5^{m} lang und 0·18^{m} dick, hat also ein bedeutendes Gewicht und macht 40 Umdrehungen per 1′.

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

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

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

1. Man mache die Axe der Turbine so kurz als möglich und nicht stärker, als es für die Torsionsfestigkeit derselben nothwendig ist. Die Turbinenaxe durch mehrere Etagen eines Gebäudes in der Absicht in die Höhe zu führen, um eine einfache Transmission zu erhalten, muss als eine fehlerhafte Anordnung angesehen werden, weil bei derselben der Druck des Zapfens auf die Pfanne sehr gross ausfällt.
2. Man mache den Durchmesser des Zapfens nicht viel kleiner, als jenen der Welle, denn kleine Zapfen, die sich schnell drehen und ziemlich stark gegen die Pfanne drücken, greifen dieselbe jederzeit an. Die Zapfen der aufrechten Wellen in den Spinnereien werden immer sehr gross gemacht, und gewiss ist in diesem Umstande die Ursache zu suchen, weshalb sich diese Zapfen bei dem ungeheuren Totaldruck, welchen sie auszuhalten haben, so gut halten.
3. Man richte die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne so ein, dass das Oel zwischen beide Flächen eindringen, und nachdem es daselbst einige Zeit verweilt hat,

wiederum abfliessen kann. Bei dieser Einrichtung werden Zapfen und Pfanne nicht nur kontinuirlich geölt, sondern auch fort und fort gereinigt.

4. Man nehme zum Schmieren reines Nussöl und nicht Olivenöl, weil ersteres einen viel tieferen Gefrierpunkt hat, als letzteres, und untersuche fleissig den Zustand der Schmierröhre.
5. Man sorge dafür, dass nicht leicht Wasser zwischen Zapfen und Pfanne kommen kann.

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

Tafel XII., Fig. 10 ist eine Anordnung, die ich schon in den früheren Auflagen der Resultate für den Maschinenbau angegeben, und in den „Prinzipien des Maschinenbaues" beschrieben und beurtheilt habe. Am unteren Ende der Welle sind zwei Gehäuse vorhanden. Das innere mit einer Stopfbüchse versehene Gehäuse b umfasst die Welle und ist mit Oelfurchen versehen, durch welche die Umfangsfläche der Axe eingefettet wird. Das äussere Gehäuse c umschliesst das innere, ist unten, sowohl aussen als innen, halbkugelförmig gebildet, und enthält eine halbkugelförmige Zapfenunterlage d, auf welcher der Zapfen der Welle aufsitzt. Dieses äussere Gehäuse sitzt in einer halbkugelförmigen Höhlung e, die durch mehrere Arme mit dem Turbinenmantel befestiget ist. Das Oel wird durch ein Röhrchen g zugeleitet, gelangt zunächst in die an der inneren Wand des Gehäuses b angebrachten vertikalen Furchen, wodurch der Zapfenumfang eingefettet wird, dringt hierauf zwischen die Grundfläche des Zapfens und der oberen Ebene der Unterlage d ein, zu welchem Behufe in diese Ebene eine Querfurche angebracht ist, und fliesst zuletzt durch die vertikalen Durchbohrungen der Unterlage und der Gehäuse und durch das Röhrchen h ab.

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

Tafel XII., Fig. 11 ist eine Konstruktion eines *Fontain*'schen Ueberwasserzapfens. a ist die Tragstange; b das Rohr, an welches das Turbinenrad gekeilt wird; c c eine Kappe, welche das Röhrenende verschliesst und auf dasselbe durch mehrere Schrauben befestigt ist. Diese Kappe enthält den halbkugelförmigen Körper d, der mit seiner unteren ebenen Fläche auf der oberen

Fläche des in die Tragstange eingesetzten Zapfens e aufliegt und sich darauf herumdreht. Das Oel wird aus dem Behälter f durch eine Durchbohrung nach der Berührungsfläche der Körper d und e geleitet. Das Transmissionsrad g ist an die Röhre b gekeilt und diese selbst wird durch ein in der Zeichnung nicht angedeutetes Halslager in vertikaler Richtung erhalten.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Vergleichung der Turbinen mit den Wasserrädern.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Um diese Verluste zu beurtheilen, muss man berüksichtigen:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

In derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder darf.

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

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

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

Vorschrift für die Wahl der Maschine.

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