CONSTRUCTION

DER

KOLBEN- UND CENTRIFUGALPUMPEN

VENTILATOREN UND EXHAUSTOREN

FÜR

TECHNISCHE LEHRANSTALTEN SOWIE FÜR DEN PRAKTISCHEN GEBRAUCH

BEARBEITET VON

C. FINK,

PROFESSOR AN DER KÖNIGLICHEN GEWERBE-AKADEMIE
UND CIVIL-INGENIEUR ZU BERLIN.

MIT 24 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN HOLZSCHNITTEN UND 4 LITHOGR. TAFELN.

BERLIN, 1872.

VERLAG VON RUDOLPH GAERTNER

LEIPZIGER STRASSE 133.

Vorwort.

Das vorliegende Werkchen verdankt seine Entstehung der Zusammenstellung von Abhandlungen, die in einzelnen Abschnitten in der „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure“ erschienen sind, und die ich zunächst für meine Vorlesungen an der Königlichen Gewerbe-Akademie ausarbeitete. Nachdem der erste Abdruck derselben vergriffen war, musste ich bei dieser zweiten Auflage das Werkchen umarbeiten, da sich im Laufe der Zeit an verschiedenen Stellen Aenderungen, Zusätze und Verbesserungen nothwendig gemacht haben. Dadurch hat dasselbe eine andere, wie ich hoffen darf, etwas vollkommenere Gestalt gewonnen, und glaube ich, dass es unseren Technikern bei Construction der betreffenden Maschinen gute Dienste leisten wird.

Die Theorie der Kolbenpumpen ist in der Weise, wie ich sie hier gegeben habe, früher nicht behandelt worden, auch bietet die Theorie der Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren gewiss manches Neue. Immer habe ich die Bedürfnisse der Praxis bei Behandlung des Gegenstandes im Auge gehabt und die Regeln festzustellen gesucht, die bei Ausführung dieser Maschinen beachtet werden müssen. Sowohl die Kolbenpumpen, wie auch die Centrifugalpumpen bieten bei ihrem Betriebe eine Reihe sehr verschiedener, oft auffallender und störender Erscheinungen dar, die sich nur durch ein Studium der zur Anwendung kommenden Gesetze erklären und, bei deren Kenntniss, oft vermeiden lassen.

Für gefällige Mittheilung etwa in dem Werkchen noch vorhandener Irrthümer oder von Verbesserungen, welche gewünscht werden, wird stets dankbar sein

Der Verfasser.

Inhalt.

kommenden Gesetze erklären und, bei deren Kenntniss, oft vermeiden lassen.

Für gefällige Mittheilung etwa in dem Werkchen noch vorhandener Irrthümer oder von Verbesserungen, welche gewünscht werden, wird stets dankbar sein

Der Verfasser.

Inhalt.

Einleitung.

Mit dem Namen „Pumpen“ bezeichnet man eine ganze Reihe verschiedenartig construirter Maschinen, welche die Bewegung einer Flüssigkeit (wir nehmen hier stets Wasser an) von einem Vorraths- oder Sammelbehälter nach einem andern höher liegenden oder nach einer höher gelegenen Abflussrinne zum Zweck haben. Zwar lassen sich die Pumpen auch zur Fortpflanzung einer Kraft von einem Punkte nach einem andern verwenden, wie bei den hydraulischen Pressen; aber auch in diesem Falle lässt sich die Aufgabe immer auf den allgemeinen Zweck der Pumpen, „Wasser von einem Behälter nach einem andern zu schaffen“, zurückführen. Das einzig Charakteristische, wodurch sich die Pumpen verschiedener Art von anderen Wasserhebevorrichtungen unterscheiden, scheint mir weniger in deren Construction, als darin zu liegen, dass die Wasserzu- und Abführung bei allen Pumpen mit seltenen Ausnahmen durch Röhren erfolgt, was bei den Schöpfrädern, Wurfrädern etc. nicht der Fall ist.

Das Rohr, welches der Pumpe das Wasser zuführt, nennt man das Saugerohr, dasjenige, welches es von derselben abführt, das Druckrohr. Steht die Ausgussmündung des Druckrohres oder der Wasserspiegel des Behälters, in den dasselbe das Wasser ergiesst, unter demselben Luft- oder Dampfdruck, unter dem auch die Oberfläche des Wassers in dem Sammelbehälter sich befindet, dann ist die Höhendifferenz beider die sogenannte Förderhöhe. Ruht aber auf dem ausfliessenden Wasser ein grösserer Druck, dann ist die der Druckdifferenz entsprechende hydrostatische Druckhöhe zu ermitteln, und diese der Höhendifferenz hinzuzurechnen, um die ganze Förderhöhe zu finden. Stände also beispielsweise das Wasser in beiden Behältern unter dem gewöhnlichen atmosphärischen Drucke, die Oberfläche des Wassers im Druckbehälter aber um 3 Meter höher, als die desselben im Sammelbehälter, so wäre die gesammte Förderhöhe nur gleich 3 Meter; wäre dagegen der Druckbehälter eine hydraulische Presse, in der pro □cm. ein Druckwiderstand von 1000 Pfd. = 500 K. zu überwinden wäre, wobei dieser Druck die Druckdifferenz darstellt, dann würde die Förderhöhe 5000 + 3 = 5003 Meter anzunehmen sein.

Sollte die Pumpe das Wasser in einen Dampfkessel pumpen, dann wäre in gleicher Weise der Ueberdruck des Dampfes in Rechnung zu bringen, und da dieser wechselt, so verändert sich auch in gleichem Maasse die Förderhöhe. Bei erfolgender Abkühlung des Kessels kann sogar durch Condensation der Dämpfe der Druck so gering werden, dass das Wasser durch den atmosphärischen Ueberdruck allein in den Dampfkessel getrieben, die Förderhöhe also negativ wird, worauf nicht selten Rücksicht zu nehmen ist.

Die Pumpen bestehen entweder aus einem Cylinder, in dem ein sich hin und her oder auf und nieder bewegender Kolben unter Beihülfe von Ventilen treibend auf das Wasser wirkt, (Kolbenpumpen) oder aus einem einfachen oder combinirten hohlen Umdrehungskörper, in welchem die Bewegung des Wassers durch die Rotation einer oder mehrerer mit Flügeln versehener Wellen veranlasst wird (Pumpen mit rotirender Bewegung, Rotationspumpen). Fast alle bisher ausgeführten Formen dieser Pumpen, deren Zahl sehr gross ist, kommen in ihrer Wirkungsweise entweder auf die eines rotirenden Kolbens hinaus, der durch dicht an das Gehäuse schliessende Flügel sehr verschiedener Form vertreten wird, dann ist das Wasserquantum, welches diese Pumpen geben, proportional dem von den Flügeln durchlaufenen freien Raume, und ihre Umdrehungs-Geschwindigkeit, so lange das nöthige Wasserquantum zufliesst, unabhängig von der Förderhöhe; oder die Erhebung erfolgt durch die lebendige Kraft, welche man dem Wasser unter Beihülfe der Centrifugalkraft ertheilt, (Kreiselpumpen, Centrifugalpumpen). In diesem Falle darf die Geschwindigkeit nicht unter ein gewisses, von der Construction der Pumpe und der Förderhöhe abhängiges Maass herabgehen. Da keine der bisher ausgeführten Formen rotirender Pumpen, bei denen die Wirkung auf die eines rotirenden Kolbens hinauskommt, und wohin auch die sogenannten Kapselräder zu rechnen sind*), für die Wasserförderung von besonderer Wichtigkeit ist, so lassen wir

*) Reuleaux, über Kapselräder s. Verh. des Vereins z. Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen 1868. S. 42.

diese Art der Pumpen hier unberücksichtigt. Der Vorwurf, der sie mehr oder weniger alle trifft, ist der, dass sie wegen zu starker Reibungswiderstände einer schnellen Abnutzung unterworfen sind, und die Dichtung für die Dauer schwer zu erhalten ist.

Alle Formen, welche man für rotirende Dampfmaschinen oder Wassermotoren jemals versuchsweise in Anwendung gebracht hat, liefern auch Pumpenconstructionen, wenn die treibende Flüssigkeit zur getriebenen wird.

Erster Abschnitt.

Von den Kolbenpumpen.

§ 1.

Allgemeines.

Die Schwierigkeiten, die sich bei der Construction dieser Pumpen herausstellen, liegen zum grossen Theil darin, dass der Pumpenkolben auf der ersten Hälfte seines Hubes eine beschleunigte, auf der zweiten Hälfte desselben eine verzögerte Bewegung annehmen muss. Nun kann, wenn man die Bewegung des Wassers in der Rohrleitung mit in Betracht zieht, der Kolben immer nur treibend, nie verzögernd auf das im Druckrohre befindliche Wasser wirken; wenn dessenungeachtet auf der zweiten Hälfte des Hubes eine verzögerte Bewegung des Wassers eintritt, so kann dieselbe nur ermöglicht werden durch den hydrostatischen und den Luftdruck. Das Wasser im Saugerohre kann dagegen von dem Kolben nicht direkt getrieben werden; indem derselbe sich vorwärts bewegt, folgt das Wasser nur in dem Maasse seiner Bewegung, wie der hydrostatische und der Luftdruck dies ermöglicht. Der hydrostatische Druck tritt hierbei selten dadurch treibend auf, dass die Pumpe tiefer steht, als der Sammelbehälter; meistens findet das Umgekehrte statt, und der hydrostatische Druck hebt einen Theil des Luftdruckes auf. Diese hydrostatische Druckhöhe, also die Höhe des Kolbens über dem Wasserspiegel des Sammel- oder Saugebehälters heisst die Saugehöhe. Der Natur der Kolbenbewegung entsprechend stellt bei einem auf- und niedergehenden Kolben die Saugehöhe eine veränderliche Grösse dar. Wir nehmen auf diese Veränderlichkeit vorläufig keine Rücksicht, weil die Hubhöhe meistentheils zu unbedeutend ist, um einen wesentlichen Einfluss auf unsere Formeln zu äussern, wir auch stets die Saugehöhe bis zu dem höchsten Stande des Kolbens in Rechnung bringen, um die Formeln dadurch auch brauchbar für doppelt wirkende Pumpen zu machen.

In gleicher Weise bezeichnet man die von dem Druckrohre aus auf den Kolben wirksame hydrostatische Druckhöhe mit dem Namen Druckhöhe. Saugehöhe und Druckhöhe zusammengenommen sind stets gleich der Förderhöhe.

Wie oben schon bemerkt, kann die Stellung der Pumpe so tief angenommen werden, dass das Wasser durch hydrostatischen Druck in dieselbe fliesst und dann nur auf die Förderhöhe gedrückt oder gehoben werden braucht. Die Pumpe heisst dann Druck- oder Hubpumpe. Ist die Förderhöhe gering, dann kann das Wasser aber auch gleich bis zur erforderlichen Höhe gesaugt und in dieser einfach ausgegossen werden; es entsteht dann eine Saugepumpe, und endlich, wenn die Pumpe eine mittlere Stellung einnimmt, eine Sauge- und Hub- oder Sauge- und Druckpumpe. Wir nehmen von dieser älteren Bezeichnungsweise nur Notiz; sie hat keinen Werth für uns, da es für den Kraftbedarf gleichgültig ist, ob das Wasser durch den hydrostatischen oder den Luftdruck der Pumpe zugeführt wird, und einfache Sauge- oder Druckpumpen in dem bezeichneten Sinne selten vorkommen.

Jede einfach wirkende Pumpe hat zwei Ventile, ein Admissions- oder Saugeventil, durch welches das angesaugte Wasser in die Pumpe tritt, und ein Emissions- oder Druckventil, durch welches das gehobene Wasser hindurch geht. Die Ventile haben entweder beide einen festen Sitz oder nur das eine, und das andere ist dann mit dem Kolben verbunden. Es entstehen hierdurch zwei verschiedene Pumpensysteme, nämlich:

I. Pumpen mit massivem Kolben und

II. Pumpen mit durchbrochenem oder Ventilkolben.

Bei ersteren findet die Bewegung des Wassers abwechselnd in dem Sauge- und Druckrohre statt, und der Kolben wirkt drückend auf das Wasser, um es bis zu der erforderlichen Höhe zu heben. Es werden diese Pumpen auch ausschliesslich angewendet, wenn es sich um die Erzeugung eines grossen Druckes handelt, wie bei den hydraulischen Pressen. Wir nennen deshalb diese Art Pumpen in dem Folgenden stets Druckpumpen und sehen ganz davon ab, dass dieselben fast immer das Wasser auch ansaugen müssen.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben findet stets eine gleichzeitige Bewegung des Wassers im Sauge- und Druckrohre statt, und dasselbe lastet mit seinem ganzen Druck auf dem Kolben, wenn derselbe gehoben wird. Wir nennen diese Construction der Kürze wegen für die Folge Hubpumpen und berücksichtigen bei dieser Bezeichnungsweise ebenso wenig die Stellung über dem Wasserspiegel des Sammelbehälters.

Doppelt wirkende Pumpen nennen wir diejenigen, die sowohl beim Aufgange wie beim Niedergange des Kolbens stets gleichzeitig saugen und das Wasser fortdrücken. Von diesen müssen noch unterschieden werden die einfach saugenden und doppelt drückenden Pumpen, d. h. diejenigen, welche nur beim Aufgange des Kolbens saugend, aber sowohl beim Aufgange wie beim Niedergange desselben drückend wirken. Dieselben entstehen aus einer gewöhnlichen Druck- oder Hubpumpe durch Anwendung einer Kolbenstange, deren Querschnitt meistens halb so gross ist wie der des Kolbens. Soweit es sich um das Saugerohr und die Ventile handelt, sind diese Pumpen wie einfach wirkende, soweit es sich um die Druckröhren handelt, wie doppelt wirkende zu betrachten.

Nach diesen allgemeinen Vorbemerkungen wollen wir auf die Details der Pumpenconstructionen näher eingehen.

§ 2.

Bewegung des Wassers in den Saugeröhren.

Steht die Pumpe unterhalb der Oberfläche der Flüssigkeit des Sammelbehälters, so erfolgt die Füllung der Pumpe beim Aufgange des Kolbens allein schon durch den hydrostatischen Druck und zwar um so schneller, je grösser der Druck und je weiter die Zuführungsröhren sind. Steht die Pumpe höher, so muss die Flüssigkeit gesaugt werden, d. h. man hat die in den Röhren vorhandene Luft erst zu verdünnen, worauf dann durch den äusseren Luftdruck die Flüssigkeit zum Steigen gebracht wird. Die grösste Saugehöhe ist also abhängig von der Grösse dieses Luftdruckes, mithin auch die Höhe der Pumpenstellung über dem Reservoir. Bei dem Saugen verschiedener Flüssigkeiten ist die grösste Saugehöhe ferner umgekehrt proportional ihrem specifischen Gewichte, sowie sie auch bei höheren Temperaturen derselben verringert wird um die Höhe einer Flüssigkeitssäule, die dem bei dieser Temperatur sich entwickelnden Dampfdrucke das Gleichgewicht hält. Kochendes Wasser lässt sich also gar nicht saugen, muss vielmehr durch hydrostatischen Druck aus dem höher gelegenen Reservoir in die Pumpe fliessen.

Da nun die Flüssigkeit nicht nur bis zur Pumpe steigen, sondern in diese auch noch mit einer gewissen Geschwindigkeit eintreten soll, so muss die Pumpe stets unterhalb der Gleichgewichtshöhe aufgestellt werden. Wir wollen mit H die Höhe einer Flüssigkeitssäule bezeichnen, welche den äusseren Luftdruck im Gleichgewicht hält, mit h die eigentliche Saugehöhe, dann ersieht sich leicht, dass die grösste Geschwindigkeit, welche das Wasser ohne alle Rücksicht auf Contraction und Reibungswiderstände annehmen kann, $c_{,} = \sqrt{2g(H-h)}$ ist, unter g die Beschleunigung der Schwere verstanden.

Obgleich man bei allen Pumpenanlagen stets die Saugehöhe h so klein wie möglich nimmt, um dadurch sicherer zu sein, dass das Wasser auch nachfolgt, so tritt doch zuweilen an uns die Frage heran, wie gross h im Maximum genommen werden kann, wenn die Druckhöhe H gegeben ist. Auf den ersten Blick scheint es, als könnte man wohl, wenn die Geschwindigkeit $c_{,} = \sqrt{2g(H-h)}$ bekannt ist, aus dieser Formel h entwickeln; das ist aber nicht der Fall, man würde hierdurch einen zu grossen Werth von h erhalten. Das meiste Wasser enthält absorbirte Luft, welche sich im luftverdünnten Raume theilweise vom Wasser trennt, und deren Spannung, in Wassersäulen-Höhe umgesetzt, zu h addirt werden müsste. Das zunächst hier in Betracht kommende Wasserquantum dürfte wohl dasjenige sein, das auf dem Saugeventile lastet und bis zum Kolben in seinem tiefsten Standpunkte reicht. Aus diesem Wasser entwickelt sich etwa der zwanzigste Theil des Volumens an Luft von atmosphärischer Spannung, und es wird, wenn man den vom Kolben bis zu seinem entgegengesetzten todten Punkte durchlaufenen Raum kennt, leicht das Maass der Luftverdünnung nach dem Mariotte'schen Gesetze bestimmt werden können, wobei einerseits die Spannung der Wasserdämpfe, die zu unbedeutend ist, vernachlässigt werden kann, andererseits aber auch angenommen worden ist, dass das Wasser während des Kolbenhubes soviel Zeit behält, um die Luft, die nicht plötzlich frei wird, allmälig loszulassen. Wenn hiernach der geringste unterhalb des Kolbens wirksame Luftdruck gegeben ist, dann lastet auf der Abschlussfläche des Ventils nicht nur ausser diesem Drucke noch eine Wassersäule, sondern auch das Ventilgewicht selbst, dessen Druck wir uns ebenfalls durch eine Wassersäule ersetzt denken können. Bezeichnen wir diese, einer bestimmten Pumpenconstruction entsprechende, gesammte Druckhöhe mit $\mathfrak{h}$, so wird, ehe eine Erhebung des Ventiles erfolgen kann, immer noch eine wesentlich grössere Drucksäule von unten gegen das Ventil wirksam sein müssen, denn der Druck $\mathfrak{h}$ lastet auf der ganzen Ventilfläche, während der von unten wirksame Druck die viel kleinere Durchgangsfläche für das Wasser trifft. Das Verhältniss dieser Flächen sei $n:1$, (es ist aus dem Capitel über den Abschluss der Ventile zu entnehmen) ist kein constantes und schwankt etwa zwischen $\frac{4}{3}:1$ und $2:1$. Hiernach müsste also $n\mathfrak{h} = H - h$ gesetzt werden, und könnte man aus dieser Gleichung das Maximum von h entwickeln $= H - n\mathfrak{h}$. Da dies nur die Gleichgewichtshöhe ist, das Ventil aber auch mit einiger Sicherheit gehoben werden muss, so kann man h noch um 0,63 Meter = 2″ geringer nehmen.

Wenngleich hiernach noch eine etwas grössere Saugehöhe als 8 Meter = 25′ 6″ zulässig sein dürfte, so sollte diese doch nicht überschritten werden, da die Schwierigkeit, das Pumpwerk in regelmässigem Gange zu erhalten, mit der Saugehöhe wächst.

Auf die Construction des Pumpwerkes ist aber nicht allein die Saugehöhe h von Einfluss, sondern es kommt auch die horizontale Entfernung desselben vom Vorrathsbehälter in Betracht; durch diese und durch die Saugehöhe wird die Länge der Saugeröhren wesentlich bedingt. Ohne vorläufig Rücksicht auf die Lage dieser Röhren zu nehmen, wollen wir ihre Länge mit l bezeichnen.

Denkt man sich unterhalb des Pumpenkolbens einen luftleeren Raum, die Röhren aber ganz mit Wasser gefüllt, dann wird das Wasser nicht momentan die Geschwindigkeit $c_{\prime} = \sqrt{2g(H-h)}$ annehmen können, sondern es wird die Geschwindigkeit allmälig zunehmen und sich diesem Grenzwerthe nähern. Um das Gesetz dieser beschleunigten Bewegung zu ermitteln, berücksichtigen wir, dass der auf Bewegung wirkende Druck gleich ist dem Gewichte einer Flüssigkeitssäule von der Höhe $H - h$ und dem Querschnitte der Saugeröhren, der mit f bezeichnet sein mag; also $= (H - h) f\gamma$, unter γ das Gewicht des Wassers pro Cubik-Einheit verstanden.

Durch diesen Druck ist die in dem Saugerohre befindliche Flüssigkeit in Bewegung zu setzen, deren Gewicht $= l \,.\, f \,.\, \gamma$ ist.

Die Beschleunigung wird also im ersten Moment

$$= g \frac{(H-h) f \gamma}{l . f \gamma} = g \frac{H-h}{l}$$

sein müssen.

Hat das Wasser bereits die veränderliche Geschwindigkeit $c < c_{,}$ erreicht, dann muss das aus dem Reservoir in das Saugerohr eintretende Wasser auch momentan die Geschwindigkeit c annehmen, und es geht hierdurch ein Theil des auf Beschleunigung des Wassers im Rohre wirkenden Druckes verloren. Da dieser Verlust sich ausdrückt durch die Druckhöhe $\frac{c^2}{2g}$, so hat man allgemein, wenn die Geschwindigkeit $= c$ ist, und die Zeit in Secunden mit t bezeichnet wird, die Beschleunigung

$$dc = g \frac{H - h - \frac{c^2}{2g}}{l} dt = \frac{2g(H-h) - c^2}{2l} dt,$$

oder, da $2g(H-h) = c_{,}^2$,

$$dc = \frac{c_{,}^2 - c^2}{2l} dt.$$

Hieraus erhält man durch Integration von 0 bis t

$$t = \frac{l}{c_{,}} ln \frac{c_{,} + c}{c_{,} - c} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1),$$

also

$$c = \frac{c_{,}\left(e^{\frac{t c_{,}}{l}} - 1\right)}{e^{\frac{t c_{,}}{l}} + 1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2).$$

Um das (unter der Voraussetzung eines luftleeren Raumes unter dem Kolben) in der Zeit t in die Pumpe eintretende Wasserquantum zu bestimmen, hat man den in der Zeit t zurückgelegten Weg s des Wassers mit dem Querschnitt f zu multipliciren.

Es ist

$$s = \int_0^t c \, . \, dt = \int_0^t c_{,} \frac{e^{\frac{t c_{,}}{l}} - 1}{e^{\frac{t c_{,}}{l}} + 1} dt = l\left(2 \, ln \frac{e^{\frac{t c_{,}}{l}} + 1}{2} - \frac{t c_{,}}{l}\right) . \quad . \quad (3).$$

Bewegt sich der Pumpenkolben hiernach schneller, als das Wasser ihm folgen kann, so lässt sich mit Hilfe der Formel (3) ermitteln, in welchem Punkte des Hubes das Wasser den Kolben einholen muss. In jedem Falle wird im Moment des Zusammentreffens ein Stoss stattfinden müssen, dessen Wirkung um so heftiger ist, je grösser das bewegte Wasserquantum im Saugerohre, je grösser der auf dem Druckventile lastende Druck, je länger die Druckrohrleitung und je grösser die Geschwindigkeitsdifferenz des im Saugerohre anströmenden und des im Druckrohre befindlichen Wassers ist. — Bei Hubpumpen bewegt sich das Wasser im Sauge- und Druckrohre gleichzeitig, bei einfach wirkenden Druckpumpen abwechselnd, sonach würde bei ersteren der Stoss geringer sein, wenn er vor dem Rückgange des Kolbens erfolgt.

Ich habe hierbei vorausgesetzt, dass das Druckrohr nicht mit einem Windkessel versehen sei; die Anwendung eines solchen würde den Stoss zu einem elastischen machen.

Tritt in Folge des Stosses Wasser durch das Druckventil, so wird dieses das mit jedem Hube geförderte Wasserquantum vergrössern. Natürlich wächst der Kraftbedarf wegen des Kraftverlustes durch den Stoss in stärkerem Verhältniss.

Hat man ein Saugerohr, das erst senkrecht ansteigt und dann horizontal weiter geführt ist, dann wird in dem Moment des Stosses ein Bestreben des Rohres auf Hebung entstehen, und es wird, wenn das Rohr nicht sehr schwer oder stark befestigt ist, wirklich eine Hebung erfolgen, bei welcher Gelegenheit es auch wohl einmal abbricht. Eine ähnliche Inanspruchnahme entsteht natürlich auch in jedem horizontalen Kniestücke.

§ 3.

Dimensionen der Saugeröhren etc.

Bei einer guten Pumpenanlage dürfen dergleichen Stösse gar nicht vorkommen, es wird also unsere nächste Aufgabe sein, die Bedingungen festzustellen, unter welchen dieselben vermieden werden.

Da der Kolben auf der ersten Hälfte des Hubes sich mit zunehmender Geschwindigkeit bewegt, so wird die Möglichkeit einer Trennung des Wassers vom Kolben wesentlich abhängig sein von dem Maasse dieser Geschwindigkeit, besonders aber auch von dem Bewegungsgesetze desselben. Es giebt, wenn wir hier nur die Bewegung durch Elementarkraft in Betracht ziehen, deren hauptsächlich zwei, nämlich:

1. Das Gesetz der Kurbelbewegung.

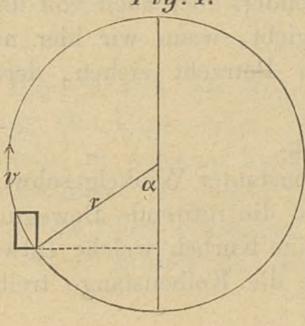
Wird eine Pumpe durch eine mit constanter Winkelgeschwindigkeit rotirende Welle bewegt, so wird die rotirende Bewegung in eine geradlinige umgewandelt durch eine Kurbel, welche entweder direkt mit Hilfe einer Pleuelstange die Kolbenstange treibt, oder indirekt unter Beihilfe von Hebeln und Gestängen. Durch letztere kann zwar die Gröſse des Kolbenhubes im Vergleich zum Durchmesser des Kurbelkreises beliebig vergröſsert oder verkleinert werden, aber das Bewegungsgesetz bleibt dasselbe, wie wenn die Kurbel einen Durchmesser gleich dem des Kolbenhubes hätte. (Die schiefe Lage der Pleuelstange und ihr Einfluss auf das Bewegungsgesetz kommt bei unserer Pumpentheorie nicht in Betracht.) Es ändert sich auch nichts, wenn das Pumpwerk direkt oder durch den Balancier einer mit einem Schwungrade versehenen Dampfmaschine getrieben wird, denn die Kurbelbewegung der Schwungradwelle bedingt auch hier die des Pumpenkolbens.

II. Das Gesetz, das bei direkt wirkenden Dampfpumpen und solchen Wasserhaltungs-Dampfmaschinen, welche nicht mit Schwungrad versehen sind, zur Wirkung kommt.

Das Bewegungsgesetz ist in diesem Falle ganz wesentlich von der Construction der Dampfmaschine abhängig, ist diese gegeben, dann ist auch der auf Bewegung wirkende Dampfdruck für jeden Punkt des Hubes bekannt, und da man auch das Gewicht der in Bewegung zu setzenden Massen kennt, so ist die Beschleunigung und somit auch die Geschwindigkeit für jede Stellung zu ermitteln.

Die in dem vorigen Abschnitte entwickelte Formel für die Beschleunigung des Wassers in den Saugeröhren wird leicht erkennen lassen, ob im Laufe des Hubes eine Trennung des Wassers vom Kolben erfolgen muss oder nicht. Man hat nur für einzelne Punkte des Kolbenhubes die Geschwindigkeit c in den Saugeröhren zu ermitteln, wie sie sich aus der Geschwindigkeit des Dampfkolbens ergiebt, und dann zu untersuchen, ob die Beschleunigung, welche vom Dampfdrucke bewirkt wird, kleiner ist als dc. Ist dies der Fall, dann kann in dem untersuchten Punkte eine Trennung nicht erfolgen.

Fig. 1.



Lassen wir diesen zweiten Fall des Bewegungsgesetzes ausser Acht, das für jede Maschinenanlage besonders ermittelt werden müsste, und beschäftigen uns mit der Kurbelbewegung, die fast ganz allgemein und auch am vortheilhaftesten für die Pumpenbewegung Anwendung findet. In nebenstehender Fig. 1. stelle der Kreis vom Radius r den Kurbelkreis dar, dessen Durchmesser gleich dem

Kolbenhube sein soll, die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens sei v, die Richtung, in der die Kolbenbewegung stattfindet, sei durch den Durchmesser angedeutet, der Winkel, den die Kurbel mit derselben bildet, sei α.

Zerlegen wir die Kurbelgeschwindigkeit v nach der Richtung der Kolbenbewegung und rechtwinklig dazu, dann erhalten wir die Geschwindigkeit des Kolbens $= v \sin \alpha$, dieselbe wird ein Maximum auf der Mitte des Hubes $= v$. In der Zeit, in welcher der Kolben den Weg $2r$ zurücklegt, beschreibt die Kurbel den Halbkreis $r\pi$ mit der Geschwindigkeit v, und da der Kolben auf dem halben Hube die Kurbelgeschwindigkeit annimmt, so folgt hieraus, dass sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit zur grössten verhalten muss wie

$$2r : r\pi \text{ oder wie } 1 : \frac{\pi}{2}.$$

Ist die Kolbengeschwindigkeit $= v \sin \alpha$, dann ist die Beschleunigung $= v \cos \alpha \, . \, \frac{d\alpha}{dt}$. Nun ist $r d\alpha = v dt$, mithin $\frac{d\alpha}{dt} = \frac{v}{r}$. Dies substituirt giebt die Beschleunigung $= \frac{v^2}{r} \cos \alpha$. Dieser Ausdruck wird ein Maximum für $\alpha = o$ oder $\cos \alpha = 1$.

Die Beschleunigung erreicht also ihr Maximum auf dem todten Punkte und wird auf diesem $= \frac{v^2}{r}$. Dasselbe gilt von der Verzögerung auf der andern Hälfte des Kolbenhubes.

Bezeichnen wir mit F den Kolbenquerschnitt, mit f den des Saugerohres, dann muss die Geschwindigkeit des Wassers in letzterem stets $\frac{F}{f}$ mal grösser sein als die des Kolbens; dies Verhältniss gilt also auch von den Beschleunigungen.

Wir haben nun eine Bedingung, unter welcher eine Trennung des Wassers vom Kolben nicht stattfinden kann, nämlich: „wenn auf allen Punkten des Hubes die der Kolbenbewegung entsprechende Beschleunigung des Wassers im Saugerohre, die wir mit dV bezeichnen wollen, kleiner ist als diejenige, welche das Wasser durch den Luftdruck erhalten würde, wenn unter dem Kolben ein luftleerer Raum entstanden wäre.“ Diese Bedingung vereinfacht sich noch dadurch, dass, wie wir später nachweisen wollen, bei dem Gesetz der Kurbelbewegung eine Trennung im Verlaufe des Hubes nicht stattfinden kann, wenn dieselbe auf dem todten Punkte nicht erfolgt, wir haben also nur für den ersten Moment der Bewegung die Beschleunigungen zu vergleichen.

Der Kurbelbewegung entspricht auf dem todten Punkte die Beschleunigung $\frac{F}{f}\frac{v^2}{r}$ in den Saugeröhren, der Luftdruck bewirkt nach dem vorigen Paragraphen im ersten Momente die Beschleunigung $g \cdot \frac{H-h}{l}$, man hat also als erste Bedingungsgleichung:

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{H-h}{l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4).$$

Führen wir die Zahl der Hübe z ein, so hat man $\frac{\pi r z}{30} = v$, also:

$$\frac{F}{f} r \frac{\pi^2 z^2}{900} \leqq g\frac{(H-h)}{l} \quad \ldots\ldots \quad (5),$$

woraus

$$z \leqq \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{f \cdot g\,(H-h)}{F \cdot r \cdot l}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6).$$

Aus den Gleichungen (4) und (5) lässt sich der Werth von F, f, r, v oder z ermitteln, wenn die anderen Werthe gegeben sind. In den meisten Fällen ist das Pumpwerk aber so zu construiren, dass es pro Minute ein gewisses Wasserquantum Q giebt, und es handelt sich darum, diesem entsprechend die Dimensionen der Pumpe oder die Zahl der Hübe und den Querschnitt der Saugeröhren festzustellen. Ist die Zahl der Hübe z noch gegeben, so hat man ohne Weiteres den Inhalt der Pumpe $q = 2rF = \frac{Q}{z}$, und es bleibt dann nur noch der Querschnitt f der Saugeröhren zu bestimmen.

Aus $q = 2rF = \frac{Q}{z}$ folgt $z = \frac{Q}{2rF} = \frac{Q}{q}$; diese Werthe in Gl. (6) gesetzt und Q entwickelt, giebt:

$$Q \leqq \begin{cases} \frac{60}{\pi}\sqrt{F.f.r.g\frac{H-h}{l}} & \ldots\ldots \quad (7a) \\ \frac{30}{\pi}\sqrt{2qfg\frac{H-h}{l}} & \ldots\ldots \quad (7b) \\ \frac{1800}{\pi^2}\frac{gf(H-h)}{zl} & \ldots\ldots \quad (7c). \end{cases}$$

Aus (7b) ersieht sich, dass, wenn ein bestimmtes Wasserquantum Q pro Minute gepumpt werden soll, unter sonst gleichen Umständen q und f in umgekehrtem Verhältnisse stehen; je kleiner also f, um so grösser ist der Inhalt der Pumpe, um so geringer also auch die Hubzahl zu wählen. Ferner ersieht sich, dass bei gegebener Weite der Röhren das Wasserquantum Q

nur abhängig ist von dem Inhalte der Pumpe, nicht von dem Verhältniss des Querschnittes zum Hube.

Entwickelt man noch f als Function von Q, q und z, dann hat man:

$$f \geqq \begin{cases} \dfrac{\pi^2 Q^2 l}{1800 q \cdot g (H-h)} & \text{(8a)} \\ \dfrac{\pi^2 z^2 q l}{1800 g (H-h)} & \text{(8b)} \\ \dfrac{\pi^2 Q z l}{1800 g (H-h)} & \text{(8c).} \end{cases}$$

Bei doppelt wirkenden Pumpen hat man, wie leicht ersichtlich, in die Formeln 7 und 8 nur $\frac{1}{2}Q$ für Q zu setzen.

Es möchte vielleicht noch auffallen, dass wir hier den Querschnitt der Saugeröhren berechnet haben ohne Rücksicht auf das Saugeventil, durch welches doch nicht selten der Durchgangsquerschnitt wesentlich verengt wird. Hierauf habe ich schon an dieser Stelle zu bemerken, dass eine solche Verengung nicht stattfinden darf und durchaus fehlerhaft ist. Unsere Formeln ergeben mit dem Gleichheitszeichen den kleinsten eben noch zulässigen Rohrquerschnitt; nur wenn man denselben wesentlich weiter annimmt, kann in Ausnahmefällen das Ventil ein wenig kleiner sein. Dennoch wird ein Theil des auf Beschleunigung des Wassers im Saugerohr wirkenden Luftdruckes auf die Hebung des Ventils verloren gehen; wir werden deshalb und mit Rücksicht auf das Freiwerden eines Theiles der absorbirten Luft gut thun, der wirklichen Saugehöhe h noch etwa 1,5 Meter hinzuzufügen.

Setzen wir ein Pumpwerk voraus, das obigen Gleichungen entsprechend construirt ist, und untersuchen, ob nicht auf irgend einem Theile der ersten Hälfte des Hubes noch eine Trennung des Wassers vom Kolben möglich ist.

Offenbar wird eine solche Trennung nachträglich nicht erfolgen können, wenn die dem Gesetze der Kolbenbewegung entsprechende Beschleunigung dV auf der ersten Hälfte des Hubes schneller abnimmt als die Beschleuniguug dc, welche der Luftdruck hervorbringen könnte. Dies wird der Fall sein, wenn in absoluter Hinsicht das d^2V stets grösser bleibt als d^2c.

Für eine beliebige Stellung des Kolbens ist die Geschwindigkeit in den Röhren $= \frac{F}{f} v \sin \alpha$ (unter α den Winkel verstanden, welchen die betreffende Kurbelstellung mit der Axe des Pumpencylinders bildet) und die Beschleunigung also auch

$$dV = \frac{F}{f} v \cos \alpha \,.\, d\alpha,$$

mithin

$$d^2 V = -\frac{F}{f} v \sin \alpha \,.\, d\alpha^2.$$

Ist die Geschwindigkeit in den Röhren $= c$, dann ist nach dem Früheren

$$dc = \frac{c_1^2 - c^2}{2l} dt \text{ oder, } c = \frac{F}{f} v \sin \alpha \text{ gesetzt,}$$

$$dc = \frac{c_1^2 - \left(\frac{F}{f} v \sin \alpha\right)^2}{2l} dt; \text{ mithin}$$

$$d^2 c = -\frac{F^2 v^2}{f^2 l} \sin \alpha \cos \alpha \, d\alpha \,.\, dt.$$

Da nun

$$v \,.\, dt = r d\alpha,$$

so ist, den Werth für dt substituirt,

$$d^2 c = -\frac{F^2 vr}{f^2 l} \sin \alpha \cos \alpha \,.\, d\alpha^2.$$

Mithin verhält sich

$$d^2 V : d^2 c = \frac{F}{f} v \sin \alpha : \frac{F^2}{f^2} \frac{vr}{l} \sin \alpha \,.\, \cos \alpha = 1 : \frac{F}{f} \frac{r}{l} \cos \alpha.$$

Für die hier zunächst in Betracht kommenden Fälle wird $\frac{Fr}{fl}$ stets ein ächter Bruch sein, also $d^2 V$ stets grösser bleiben als $d^2 c$; somit wird also während des Verlaufes des Hubes nachträglich keine Trennung erfolgen können. Selbst die Reibungswiderstände dürften wohl kaum im Stande sein, $d^2 c$ in dem Maasse zu vergrössern, dass es $d^2 V$ übertrifft.

Der Grenzwerth, welchen $\frac{Fr}{fl}$ erreichen kann, ist 1; wir werden davon noch Gebrauch machen.

Berechnet man nach einer der Gleichungen (8) den Querschnitt f für ein Pumpwerk mit sehr langen Saugeröhren, so ergiebt sich, da f proportional l wächst, ein so grosser Rohrdurchmesser, wie man ihn zweckmässig nicht ausführen wird, und es entsteht nun die Frage, wie man bei der Wahl engerer Saugeröhren Stösse zu vermeiden im Stande ist. Bis zur Hälfte des Querschnittes könnten die Röhren enger sein, wenn anstatt der einfach wirkenden Pumpe, die wir voraussetzten, eine doppelt wirkende Pumpe aufgestellt würde. Sollten auch hiernach noch die Röhren zu weit werden, dann brauchte man nur zwei doppelt wirkende Pumpen mit um einen rechten Winkel versetzten Kurbeln anzulegen. Es giebt aber noch ein anderes einfacheres Mittel, durch welches man die Kolbenbewegung unabhängiger von der Bewegung des Wassers in den Saugeröhren machen kann, und dies besteht in der Anwendung sogenannter Saugewindkessel.

Denkt man sich möglichst nahe der Pumpe auf das Saugerohr einen Windkessel gesetzt, so wird, bei gefüllten Röhren und im Zustande der Ruhe, die Spannung der Luft in demselben dem Drucke einer Wassersäule von der Höhe $H - h$ gleich sein (h die Höhe bis zum Windkessel). Nehmen wir an, dass der Windkessel theilweise noch mit Wasser gefüllt sei, so wird, da die jetzt in Betracht kommende Rohrlänge sehr klein ist, der Pumpenkolben sich verhältnissmässig schnell aufwärts bewegen und das Wasser in die Pumpe eintreten können. Hierdurch erfolgt eine Luftverdünnung im Windkessel, und das Wasser im Saugerohre setzt sich allmälig in Bewegung. Es ersieht sich, dass je grösser der Saugewindkessel ist, zwar um so langsamer die Spannung in demselben abnehmen, das Wasser in den Saugeröhren aber auch in einer um so stetigeren Bewegung bleiben muss.

Es sei während des Ganges der Pumpe die mittlere Spannung im Windkessel gleich dem Drucke einer Wassersäule von der Höhe $h' < H - h$, dann würde die auf das Wasser im Saugerohre treibend wirkende Drucksäule $= H - h - h'$ sein. Es ist einleuchtend, dass je enger die Saugeröhren für die Förderung eines bestimmten Wasserquantums gewählt werden, um so grösser die Geschwindigkeit, also um so kleiner auch h' sein muss. Die äusserste Grenze wird da liegen, wo durch den verminderten Druck h' nicht mehr das genügende Wasserquantum regelrecht der Pumpe zugeführt werden kann.

Denken wir uns den Windkessel gross genug, so wird der Druck h' annähernd als constant zu betrachten sein. Bezeichnen wir nun noch mit $h_{\prime\prime}$ den hydrostatischen Gegendruck bis zum Pumpenkolben, mit f' den Querschnitt des Verbindungsrohres vom Windkessel zur Pumpe, mit l' seine Länge, so hat man wie oben zur Bestimmung der betreffenden Dimensionen die Gleichungen:

$$Q \leqq \begin{cases} \frac{60}{\pi}\sqrt{Ff'rg\frac{h'-h_{\prime\prime}}{l'}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & (9\,a) \\ \frac{30}{\pi}\sqrt{2qf'g\frac{h'-h_{\prime\prime}}{l'}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & (9\,b) \\ \frac{1800}{\pi^2}gf'\frac{(h'-h_{\prime\prime})}{zl'} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . & (9\,c). \end{cases}$$

Wenn bei der Maximalgeschwindigkeit der Pumpe (also für Q = obigem Werth) noch als Grenzwerth für den regelmässigen Gang $\frac{Fr}{f'l'} = 1$ gesetzt wird (siehe S. 14), und man substituirt den Werth für $\frac{Fr}{l'} = f'$ in Gleichung (9a), dann erhält man für einfach wirkende Pumpen:

$$Q = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{g(h' - h_{''})} \quad \ldots \ldots \quad (10).$$

Das Wasserquantum Q müssen wir auch erhalten, wenn wir die Geschwindigkeit in den Röhren mit $60f$ multipliciren. Diese Geschwindigkeit ist aber gleich $\sqrt{2g(H - h - h' - h''')}$, unter h''' die den Reibungswiderständen das Gleichgewicht haltende Druckhöhe verstanden, und somit ist auch:

$$Q = 60 f \sqrt{2g(H - h - h' - h''')} \quad \ldots \ldots \quad (11).$$

Die Werthe für Q aus Gleichung (10) und (11) gleichgesetzt, giebt, wenn wir h' entwickeln:

$$h' = \frac{f'^2 h_{''} + 2\pi^2 f^2 (H - h - h''')}{f'^2 + f^2 2\pi^2} \quad \ldots \ldots \quad (12),$$

und wenn wir noch $f' = f$ setzen,

$$h' = \frac{h_{''} + 2\pi^2 (H - h - h''')}{1 + 2\pi^2} = 0{,}95 (H - h - h''') + 0{,}05\, h_{''} \quad (12a).$$

Man beachte, dass $H - h - h'''$ die Druckhöhe bezeichnet, die beschleunigend auf das Wasser im Saugerohr wirken würde, wenn im Saugewindkessel ein luftleerer Raum wäre. Wir haben aber in demselben einen Gegendruck $h' = 0{,}95 (H - h - h''')$, wenn wir den kleinen Werth $0{,}05\, h_{''}$ unberücksichtigt lassen, es bleiben mithin für die Bewegung des Wassers im Saugerohr nur 5 Procent der obigen Druckhöhe übrig.

Den Werth h' aus (12a) in Gleichung (11) substituirt und f entwickelt, giebt

$$f = \frac{Q}{6\sqrt{10 g (H - h - h_{''} - h''')}} \quad \ldots \ldots \quad (13).$$

Die Entwickelung der Gleichung (13) setzte voraus, dass mit Q das grösste Wasserquantum bezeichnet sei, bei welchem eben noch ein regelmässiger Gang möglich ist. Da nun aber bei schnellerem Betriebe sofort Stösse eintreten müssten, und man auch darauf rechnen muss, dass ohne weitere Umstände das Wasserquantum vermehrt werden kann, so dürfte es mindestens zweckmässig, wenn nicht nothwendig sein, das von der Pumpe pro

Minute zu fördernde Wasserquantum doppelt so gross zu nehmen. Mit Rücksicht hierauf entsteht dann:

$$f = \frac{Q}{3\sqrt{10g(H-h-h_{,,}-h''')}} = \frac{Q}{6{,}7\sqrt{2g(H-h-h_{,,}-h''')}} \quad . \quad (14).$$

Wenn wir wieder wie früher die ganze Saugehöhe anstatt mit $h + h_{,,}$ einfach mit h bezeichnen, dann wird also

$$f = \frac{Q}{6{,}7\sqrt{2g(H-h-h''')}} = \frac{0{,}15\,Q}{\sqrt{2g(H-h-h''')}} \quad . \quad (14a).$$

Wäre die Pumpe doppelt wirkend, dann müsste man in Gleichung (10) für Q setzen $\frac{Q}{2} = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{g(h'-h_{,,})}$ oder

$$Q = \frac{120}{\pi} f' \sqrt{g(h'-h_{,,})}.$$

Die Combination dieser Gleichung mit Gleichung (11) ergiebt dann, wenn wir wieder $f' = f$ setzen und h' entwickeln:

$$h' = 0{,}83\,(H - h - h''') + 0{,}17\,h_{,,} \quad . \quad . \quad . \quad (12b).$$

Die Bewegung des Wassers im Saugerohr erfolgt mithin durch eine Druckhöhe, welche nicht ganz 17 Procent von $(H - h - h''')$ beträgt.

Mit Hilfe der Gleichung (11) erhalten wir:

$$f = \frac{Q}{6\sqrt{34g(H-h-h_{,,}-h''')}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13a).$$

Da wir auch hier von dem rechtsseitigen Werthe wieder die Hälfte nehmen müssen, so erhalten wir noch mit Rücksicht auf $h + h_{,,} = h =$ der ganzen Saugehöhe,

$$f = \frac{Q}{12{,}38\sqrt{2g(H-h-h''')}} = \frac{0{,}08\,Q}{\sqrt{2g(H-h-h''')}} \quad . \quad (14b).$$

Nimmt man f grösser als die Formeln (14a) und 14b) ergeben, dann werden die Reibungswiderstände geringer, und der Nutzeffect der Pumpe wird grösser.

Es verdient hier noch besonders hervorgehoben zu werden, dass, wenn wir bei einfach wirkenden Pumpen $f' = 2f$ setzen, dann genau dieselben Werthe für h' und f sich ergeben würden, die wir oben für doppelt wirkende Pumpen entwickelt haben. Doch ist nicht zu vergessen, dass der freie Durchgangsquerschnitt des Saugeventiles dann auch mindestens $= f'$ sein muss, da sonst leicht der Saugewindkessel auf der Hälfte des Hubes nicht die genügende Wassermenge der Pumpe zuführen könnte. Auch ist bei Anwendung der Formeln der Widerstand des Saugeventiles sowie der etwa bei grossen Saugehöhen frei werdenden absorbirten Luft etc. so in Rechnung zu bringen, dass man h oder h''' um etwa $1\frac{1}{2}$ Meter oder 5' grösser annimmt.

Man übersieht leicht, dass wenn die Saugeröhren zu einer einfach wirkenden Pumpe enger sind, als die Formel (14a) ergiebt, dann in dem Saugewindkessel eine geringere Spannung entstehen muss, um durch den Ueberdruck der Atmosphäre dasselbe Wasserquantum mit grösserer Geschwindigkeit hindurch zu führen, und dass in Folge dieser geringeren Spannung der Querschnitt von f' grösser werden muss. Ebenso ist einleuchtend, dass wenn unsere Substitution $\frac{Fr}{f' l'} = 1$ nicht zutrifft, l' also $> \frac{Fr}{f'}$ ist, dann auch unsere Formel nicht mehr Anwendung finden darf. Durch die Verdoppelung von f werden zwar kleine Abweichungen, wie sie häufig vorkommen, unschädlich, indessen könnte doch auch der Fall eintreten, dass man den Saugewindkessel, der immer der Pumpe möglichst nahe stehen soll, in grösserer Entfernung aufstellen will. Um mit Rücksicht hierauf den Querschnitt f der Röhren bestimmen zu können, wird zunächst das Verhältniss von $f' : f$ festzustellen sein. Man setze $f' = f$, wenn nach einer Versuchsrechnung die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren eine geringe ist, und $f' = 2f$, oder jedenfalls $f' > f$, wenn die Geschwindigkeit etwa 1 Meter überschreitet. Setzen wir allgemein $f' = nf$ und entwickeln h' aus der Gleichung (9c), substituiren den Werth dafür in (11) und entwickeln f, dann erhalten wir, wenn dieser Werth wie früher verdoppelt wird,

$$f = Q \frac{\pi^2 l' z + \sqrt{900 \,.\, n^2 \,.\, 2g\,(H - h - h''') + \pi^4 l'^2 z^2}}{900 n \,.\, 2g\,(H - h - h''')} \quad . \quad (14\text{c}).$$

Diese Gleichung enthält noch z, d. h. es ist f nicht anders zu bestimmen, als indem man auch die Hubzahl oder was dasselbe ist, den Inhalt q der Pumpe festgesetzt hat. Auf demselben Wege erhält man noch für doppelt wirkende Pumpen:

$$f = Q \frac{\pi^2 l' z + \sqrt{3600 n^2 \,.\, 2g\,(H - h - h''') + \pi^4 l'^2 z^2}}{1800 n \,.\, 2g\,(H - h - h''')} \quad . \quad (14\text{d}).$$

Wir kommen am Schlusse dieses Paragraphen noch einmal auf den Querschnitt der Saugeröhren solcher Pumpen zurück, welche ohne Windkessel arbeiten, und für welche die Formeln (8a, b, c) massgebend sind. Es ist schon erwähnt worden, dass dieselben den Querschnitt f proportional l ergeben, und es entsteht die Frage, wie weit man füglich f wachsen lassen darf, bevor sich die Anwendung eines Saugewindkessels empfiehlt.

Die Formel (14a) setzt eine continuirliche Bewegung des Wassers in den Röhren mit annähernd constanter Geschwindigkeit voraus und giebt deshalb auch die geringste zulässige Querschnittsdimension für einfach wirkende Pumpen. Arbeiten dieselben ohne Saugewindkessel, dann ist das Wasser der Regel nach aber nur während der halben Zeit eines Doppelhubes in Bewegung. Nimmt man nun an, dass es während des Saugens dieselbe mittlere Geschwindigkeit haben soll, wie sie die Formel (14a) ergiebt, dann muss der Querschnitt doppelt so gross sein, also:

$$f = \frac{2\,Q}{6{,}7\sqrt{2g\,(H - h - h''')}}$$

Vernachlässigen wir noch h''', da wir es nur mit kurzen Rohrleitungen hier zu thun haben, dann erhalten wir:

$$f = \frac{Q}{3{,}35\sqrt{2g\,(H - h)}} = \frac{0{,}3\,Q}{\sqrt{2g\,(H - h)}} \quad \ldots \quad (14e).$$

Nehmen wir dieselbe Zuflussgeschwindigkeit, wie sie sich nach dieser Formel ergiebt, auch für doppelt wirkende Pumpen ohne Saugewindkessel als angemessen an, dann haben wir einfach für Q in (14e) $\frac{Q}{2}$ zu setzen und bekommen dann denselben Werth (14a), den wir für einfach wirkende Pumpen mit Saugewindkessel gefunden hatten; wir können darin auch wie oben $h''' = 0$ setzen.

Wir haben nun zur Bestimmung des Saugerohrquerschnittes für einfach wirkende Pumpen die beiden Formeln (14a und 14e); [(14c) wird nur in Ausnahmefällen Anwendung finden,] werden aber immer noch zweifelhaft sein können, ob die letztere auch angewendet werden darf, d. h. ob man nicht einen Saugewindkessel anlegen oder vielleicht den Querschnitt doch noch etwas grösser nehmen muss.

Um diese Grenze zu ermitteln, dürfen wir uns nur erinnern, dass, so lange wir keinen Windkessel anwenden wollen, auch die Gleichungen (8a, b, c) für f zutreffen müssen.

Setzen wir den Werth für f aus Gleichung (8c) dem von uns empfohlenen gleich und entwickeln l, dann haben wir:

$$\frac{\pi^2 Q z l}{1800 g (H-h)} = \frac{Q}{3{,}35 \sqrt{2g(H-h)}}$$

und hieraus

$$l = \frac{27{,}2 \sqrt{2g(H-h)}}{z} = \frac{27{,}2 \,.\, q \sqrt{2g(H-h)}}{Q} \quad . \quad (14\text{f}).$$

So lange l also kleiner bleibt als der Werth rechts, wird ein Saugewindkessel nicht nöthig sein, wird l grösser, dann ist ein solcher erforderlich, oder die Saugeröhren müssen weiter gewählt werden. Je grösser die Saugehöhe und die Zahl der Hübe genommen wird, um so früher wird dieser Fall eintreten, was wir noch durch einige Beispiele zeigen wollen. Es sei $z = 27{,}2$ und $h = 8$ Meter (25,49′), dann wird $l = 6{,}24$ Meter (19,88′). Da l in der Ausführung aber jedenfalls grösser als h sein muss, also grösser als 8 Meter, so muss, wenn die Hubzahl nicht verringert werden darf, entweder ein Saugewindkessel angewendet oder ein weiteres der Formel (8c) entsprechendes Rohr gewählt werden. Sehr viel günstiger stellt sich die Rechnung bei den häufiger vorkommenden geringeren Saugehöhen; nehmen wir z. B. bei gleicher Hubzahl $h = 5$ Meter (15,9′), dann ergiebt sich $l_{,} = 9{,}9$ Meter (31,5′) im Maximum.

Wir können die in unsern Formeln (14a etc.) liegenden Gesetze dieses Paragraphen auch in einer etwas andern Form wiedergeben: Berücksichtigt man nämlich, dass $\sqrt{2g(H-h)}$ oder $\sqrt{2g(H-h-h''')}$ die grösste Geschwindigkeit ist, welche das Wasser durch den Ueberdruck annehmen kann (da h''' eine gegebene oder durch die Geschwindigkeit, welche man zulassen will, leicht zu berechnende bestimmte Widerstandshöhe darstellt) dann ist $\frac{Q}{\sqrt{2g(H-h)}}$ = dem 60fachen Querschnitt, durch welchen das Wasser mit der Endgeschwindigkeit hindurch fliessen würde. Bezeichnen wir diesen mit 60φ, dann heisst Gleichung (14a):

$$6{,}7 f = 60\,\varphi \text{ oder } f = 9\,\varphi.$$

Gleichung (14b) wird:

$$12{,}38 f = 60\,\varphi \text{ oder } f = 4{,}9\,\varphi$$

und (14e) wird:

$$3{,}35 f = 60\,\varphi \text{ oder } f = 18\,\varphi.$$

§ 4.

Grösse der Saugewindkessel.

Bei Berechnung von f setzten wir einen sehr grossen Windkessel voraus; wird derselbe kleiner, so werden die Druckschwankungen in demselben grösser.

Ohne auf die Entwickelung der sehr complicirten Formeln für die aus diesen Druckschwankungen hervorgehenden Bewegungsgesetze näher einzugehen, wollen wir versuchen, einen annähernd richtigen Anhaltspunkt für die Bestimmung der Grösse eines solchen Windkessels zu finden. Wir finden diesen, indem wir annehmen, dass, wenn der Kolben bis auf die Hälfte seines Hubes alles Wasser aus dem Windkessel entnommen hätte, der Druck im Windkessel noch im Stande sein müsste, dem nachfolgenden Wasser die Endgeschwindigkeit $\frac{F}{f} v$ mitzutheilen. Nach Formel (12a) müsste bei einem sehr grossen Windkessel das Wasser im Saugerohre durch ungefähr 5 pCt. der ganzen Druckhöhe (H minus Saugehöhe) bewegt werden und zwar mit gleichförmiger Geschwindigkeit während eines Doppelhubes. Bezeichnen wir diese mit x, dann muss, da die Zeit eines Kolbenhubes $= \frac{2 r \pi}{v}$ und das in derselben gepumpte Wasserquantum $= F \,.\, 2 r$ ist, $x \,.\, f \,.\, \frac{2 r \pi}{v} = F \,.\, 2 r$ sein, also $x = \frac{F}{f} \,.\, \frac{v}{\pi}$; es verhält sich somit die mittlere Geschwindigkeit x in den Saugeröhren zu der grössten Geschwindigkeit im Verbindungsrohre mit der Pumpe wie $\frac{F v}{f \pi} : \frac{F}{f} v$, das ist wie $1 : \pi$. Um dem Wasser die πfache Geschwindigkeit zu geben, müsste man aber den π^2fachen Druck $= \pi^2 \,.\, 5$ pCt. = ungefähr 50 pCt. der gesammten Druckhöhe haben. Hat aber der Druck bei Entnahme von dem halben Pumpeninhalte Wasser um 50 pCt. abgenommen, so muss der ganze Inhalt des Windkessels gleich dem Inhalte der Pumpe sein. Dies Resultat wird natürlich durch das während der ersten Hälfte des Hubes schon zufliessende Wasser so modificirt, dass man jedenfalls ausreichenden Druck hat. Sind die Röhren verhältnissmässig weit, so würde auch wohl ein kleinerer Windkessel schon ausreichen. Bei doppelt wirkenden Pumpen ist das Verhältniss der grössten Geschwindigkeit des Wassers in dem Verbindungsrohre zur mittleren im Saugerohre $1 : \frac{\pi}{2}$, was sich auch bei einfach wirkenden Pumpen erreichen lässt, wenn man $f' = 2f$ nimmt. Da hier nicht die Formel (12a), sondern (12b) Anwendung finden muss, so ergiebt die einfache Rechnung genau genug das für einfach wirkende Pumpen gefundene Resultat.

Wenn in Fällen, wo ein Saugewindkessel angebracht werden müsste, sich nicht immer heftige Stösse bemerkbar machen, so liegt dies entweder an geringen Undichtheiten des Saugerohres, oder die Pumpe hat nur kurze Ausgussröhren.

Man findet Pumpen, bei welchen die Stösse im Saugerohre dadurch beseitigt sind, dass an der Stelle, wo das vertikale Rohrstück sich an das horizontale anschliesst, ein kleiner Lufthahn angebracht ist. Unterhalb desselben im verticalen Rohrstück befindet sich dann noch ein Ventil, um während des Stillstandes das Abfliessen des Wassers zu verhindern. Bei kleinen Pumpen genügt oft eine Oeffnung wie eine Stecknadel im Durchmesser, doch ist zu beachten, dass, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, die durch ein solches Luftsaugen beseitigten Stösse auch andere Ursachen haben können, wie den Mangel eines Windkessels.

§ 5.

Entstehung des Wasserschlages.

Betrachten wir jetzt die Bewegung des Wassers in den Druckröhren einer Druckpumpe, welche keinen Sauge- und Druckwindkessel hat.

Bei einem regelrechten Gange wird, wenn wir mit f_1 den Querschnitt der Druckröhren bezeichnen, die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren $= \frac{F}{f_1} v \sin \alpha$ sein, wenn die Kurbel den Winkel α mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet. Auf der ersten Hälfte des Hubes wirkt der Kolben beschleunigend, auf der zweiten Hälfte des Hubes kann er aber das Wasser nicht zurückhalten, die Verzögerung kann hier nur mit Hilfe der zu überwindenden Druckhöhe und des äusseren Luftdruckes erfolgen. Sind diese Widerstände nicht im Stande, die Bewegung des Wassers in dem Maasse zu hemmen, wie es die Kolbenbewegung bedingt, dann findet eine Trennung statt, das Wasser eilt voraus und macht in Folge des entstandenen luftverdünnten Raumes, bald nachdem der Kolben den todten Punkt passirt hat, eine Rückbewegung, durch welche beim Wiederzusammentreffen der getrennt gewesenen Wassermassen ein Stoss, der sogenannte Wasserschlag, entsteht. (Dieser Schlag kann so heftig werden, dass er nicht selten ziemlich starke Druckröhren zersprengt; da derselbe einen hellen metallischen Klang hat, so sucht man nicht selten vergeblich die Ursache in einem Schlagen der Ventile.) Um die Bedingungen zu finden, unter welchen dieser Schlag eintreten muss, vergleichen wir wieder die Verzögerung auf dem todten Punkte der Kolbenbewegung mit der Verzögerung durch den hydrostatischen Druck und den Luftdruck. Da eine Trennung nicht nothwendig an der Pumpe stattfinden muss, sondern auch in irgend einem Theile der Rohrleitung stattfinden kann, so müssen wir hier auf die Lage derselben Rücksicht nehmen.

Um von dem Standort der Pumpe aus (siehe beistehende Skizzen) nach dem Punkte b zu gelangen, pflegt man, da die localen Verhältnisse eine geradlinige Rohrverbindung selten gestatten, entweder die Lage Fig. 2 oder die Lage Fig. 3 zu wählen. Es sei noch mit l' die ganze Rohrlänge, mit l'' die Länge des horizontalen Theiles derselben und mit h'' die Druckhöhe bezeichnet.

Fig. 2.

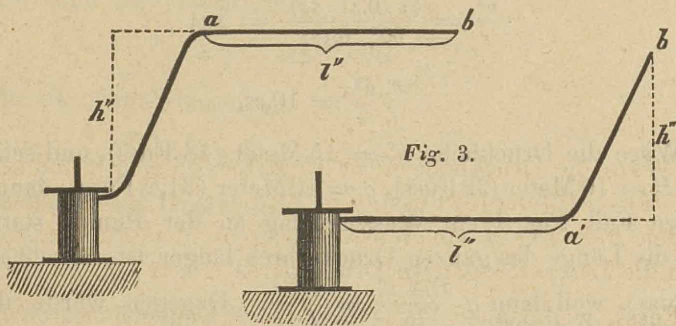


Fig. 3.

In beiden Fällen wird eine Trennung an der Pumpe nicht erfolgen können, so lange

$$\frac{F}{f_{\prime}}\frac{v^2}{r} \leqq g\,\frac{H+h''}{l'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15).$$

Vorausgesetzt, die Dimensionen entsprächen dieser Bedingung, dann wäre noch zu untersuchen, ob nicht eine Trennung in dem Punkte a möglich ist. Für den Punkt a, Fig. 2, hat man

$$\frac{F v^2}{f_{\prime} r} \leqq g\,\frac{H}{l''} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16).$$

Es wird noch einer Rechtfertigung bedürfen, dass bei der Entwickelung dieser Formeln nur ein Abreissen des Wassers an der Pumpe und an dem Punkte a in Betracht gezogen worden ist.

Zunächst ersieht sich leicht, dass innerhalb der horizontalen Strecke l'' eine Trennung nicht stattfinden kann. Fände dieselbe statt, so würde das abreissende Wasser eine Verzögerung durch den äusseren Luftdruck, und im Falle Fig. 3 auch durch hydrostatischen Druck erleiden, während auf das im horizontalen Rohrstücke zurückbleibende Wasser nur die Reibungswiderstände verzögernd einwirken könnten; somit muss also letzteres vielmehr treibend auf ersteres einwirken und dadurch eine Trennung in irgend einem Zwischenpunkte von l'' unmöglich machen. Ganz aus demselben Grunde ist aber auch eine Trennung bei a', Fig. 3, und innerhalb eines aufsteigenden Rohrstranges unmöglich.

Hiernach erhellt also, dass ein Wasserschlag nur in solchen Knien der Rohrleitung stattfinden kann, wo die aufsteigende Bewegung des Wassers in eine mehr oder weniger horizontale übergeht.

Beispiel: Es sei $\frac{F}{f} = 3$, die Pumpe habe 0,31 Meter = 1 Fuss Hub und mache im Maximum 45 Hübe pro Minute, dann ist

$$\frac{v^2}{r} = \frac{(\pi \,.\, 0{,}31 \,.\, 45)^2}{60^2 \,.\, 0{,}155} = 3{,}44$$

also

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} = 10{,}32.$$

Wäre die Druckhöhe $h'' = 15$ Meter (48 Fuss), und setzen wir noch $H = 10$ Meter (32 Fuss), $g = 10$ Meter (31,25 Fuss), dann würde für den Fall Fig. 3 ein Wasserschlag an der Pumpe stattfinden, wenn die Länge des ganzen Druckrohres länger ist, als 23,54 Meter (75 Fuss), weil dann $g\,\frac{H + h''}{75} = \frac{F}{f}\frac{v^2}{r}$. Dagegen würde derselbe bei a schon entstehen für den Fall Fig. 2, wo das Druckrohr erst ansteigt und dann horizontal weiter geführt wird, wenn $g\,\frac{H}{l''} \leqq \frac{F}{f}\frac{v^2}{r}$, das ist, wenn l'' länger als 9,44 Meter (30 Fuss) ist.

Man ersieht, dass die Lage Fig. 3 im Allgemeinen günstiger ist als die Lage Fig. 2.

Es bedarf wohl kaum der Bemerkung, dass, wenn die Pumpe das Wasser in einen Dampfkessel drückt, dann für H die der Dampfspannung entsprechende Wassersäulenhöhe zu setzen ist, und in diesem Falle bei geringerer Dampfspannung der Wasserschlag leichter eintreten muss als bei hoher Spannung. Ferner wird, wenn man heisses Wasser pumpt, die Dampfspannung dieses letzteren in Abzug zu bringen sein.

Wie aus den Formeln (15) und (16) sich ersieht, nimmt die Möglichkeit eines Wasserschlages ab, wenn f_i zunimmt, in der Regel wählt man $f_i = f$, doch beachte man auch das über die Dimensionen der Druckröhren im § 7 Gesagte.

Um den Einfluss zu ermitteln, den die Bewegung des Wassers in den Druckröhren auf die Bewegung des Wassers in den Sauge röhren äussert, setzen wir zunächst eine Hubpumpe voraus, bei der die Bewegung in beiden Röhren gleichzeitig erfolgt. Die Pumpe habe keinen Saugewindkessel, der Querschnitt des Saugerohres entspreche den Formeln (8a), (8b), (8c) und sei gleich dem des Druckrohres.

Auf die Bewegung des Wassers im Saugerohre wirkt im Anfange der Bewegung beschleunigend der Luftdruck, während die Bewegung in dem Druckrohre durch den Kolben bewirkt wird. Wir messen den zur Erzeugung beider nöthigen Druck durch die Höhe einer Wassersäule, die ein Maximum wird auf dem todten Punkte. Für diesen hat man zunächst, um die Beschleunigung in den Sauge röhren hervorzubringen:

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} = g\frac{x}{l} \text{ und } x = \frac{Fv^2 l}{frg}.$$

Ebenso für die Druckröhren

$$\frac{Fv^2}{fr} = g\frac{x'}{l'} \text{ und } x' = \frac{Fv^2 l'}{frg}.$$

Mithin ist die ganze Druckhöhe;

$$x + x' = \frac{Fv^2}{frg}(l + l').$$

Dieselbe Druckhöhe $x + x'$, welche im Anfange des Hubes auf Beschleunigung des Wassers in den Röhren wirkt, muss am Ende auf Verzögerung wirken, wenn das Wasser eine der Kolbenbewegung entsprechende Verzögerung erleiden soll. Ist nun die gesammte Sauge- und Druckhöhe

$$h + h'' < \frac{Fv^2}{frg}(l + l').$$

so kann die Verzögerung nicht so schnell eintreten; es tritt Wasser durch den Kolben, und das mit jedem Hube geförderte Wasserquantum übertrifft den Inhalt der Pumpe. Ein

Wasserschlag an der Pumpe ist dann nicht möglich. Dies letzte Resultat bleibt unverändert, wenn die Pumpe einen Saugewindkessel hat. Es bleibt uns aber noch zu untersuchen, ob nicht in irgend einem anderen Punkte der Druckrohrleitung eine Trennung möglich ist, und unter welchen Umständen sie erfolgen muss.

Da, wie oben nachgewiesen, ein Stoss nur in den Kniestücken stattfinden kann, wo das Druckrohr aus der vertikalen in die horizontale Richtung übergeht, und das Rohr mehrere solcher Biegungen haben kann, so bleibt weiter nichts übrig, als zu untersuchen, in welchem dieser Kniestücke eine Voreilung möglich ist. Die bekannte vertikale Höhe des zu untersuchenden Punktes über der Pumpe sei $h_{,}$ und die ebenfalls bekannte Länge des Rohres von der Pumpe bis zu diesem Punkte l'''. Die Verzögerung des Wassers in dem unterhalb gelegenen Rohrstücke würde, wenn dort eine Trennung stattfände, sich ausdrücken durch:

$$g\,\frac{h+h_{,}-H}{l+l'''},$$

wobei $h+h_{,}$ stets grösser als H sein muss. Wäre das Umgekehrte der Fall, so würde der negative Werth des Ausdruckes eine Beschleunigung bezeichnen.

Die Verzögerung des oberhalb gelegenen Rohrstückes ist:

$$g\,\frac{H+h''-h_{,}}{l'-l'''}.$$

Damit ein Abreissen des Wassers nicht erfolgt, müsste demnach:

$$g\,\frac{H+h''-h_{,}}{l'-l'''} \geqq g\,\frac{h+h_{,}-H}{l+l'''}$$

sein, oder

$$(l+l''')\,(H+h''-h_{,}) \geqq (l'-l''')\,(h+h_{,}-H),$$

mithin:

$$H+\frac{h''(l+l''')-h\,(l'-l''')}{l+l'} \geqq h_{,} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17).$$

Es ersieht sich, dass diese Formel ganz unabhängig von der Geschwindigkeit und den anderen Dimensionen des Pumpwerks ist, was darin seinen Grund hat, dass der Kolben nicht auf die Verzögerung des Wassers einwirken kann, und das Kolbenventil sich also nach der Richtung der Bewegung des Wassers öffnen muss, wenn die Verzögerung des Pumpenkolbens schneller erfolgt, als die der unteren Wassersäule. Das Wasserquantum, das die Pumpe bei jedem Hube giebt, übertrifft dann den Inhalt der Pumpe.

Beispiel: Es sei wieder $H = 10$ Meter ($= 32$ Fuss), ferner $h = 4{,}7$ Meter (15 Fuss), $l = 9{,}41$ Meter (30 Fuss), $h'' = 12{,}55$ Meter (40 Fuss), $l' = 31{,}38$ Meter (100 Fuss). Wir setzen zunächst den ungünstigsten Fall voraus, dass das Rohr von der Pumpe aus senkrecht 12,55 Meter (40 Fuss) in die Höhe steige und dann horizontal fortgehe. Es ist dann $h'' = l'' = h_{,}$, und es ergiebt sich die linke Seite der Gleichung (17) $= 14{,}6$ oder in Fussmaass 44,6; die rechte Seite $= 12{,}55$ oder in Fussmaass 40; ein Wasserschlag ist also nicht möglich, da jede andere Lage günstiger sein würde. Wäre l' dagegen $= 62{,}77$ Meter (200 Fuss) und hätte man dieselbe Anordnung getroffen, dann würde die linke Seite der Gleichung $= 10{,}5$ respective $= 33{,}7$, es müsste also jedenfalls bei dieser Lage ein Wasserschlag stattfinden, und er wäre auch möglich bei einer günstigeren Anordnung. Liefe das Rohr etwa 3,14 Meter (10 Fuss) erst horizontal, ginge es dann auf 9,41 Meter (30 Fuss) senkrecht und stiege dann allmälig bis zur Höhe von 12,55 Meter (40 Fuss) an, dann wäre der Wasserschlag wieder vermieden.

Hätte die Pumpe einen Saugewindkessel, dann würde in Formel (17) $l = 0$ zu setzen sein, und man erhielte:

$$H + \frac{h'' l''' - h (l' - l''')}{l'} \geqq h_{,} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18).*)$$

Die Formeln (15) bis (18) zeigen, unter welchen Bedingungen ein Wasserschlag nicht erfolgt. Wird denselben nicht genügt, dann findet ein Wasserschlag statt, und zwar erfolgt derselbe, wenn die Differenz nur gering ist, in der Weise, dass eine Rückbewegung des vorgeeilten Wassers stattfindet. Je grösser diese Differenz aber ist, d. h. je länger das Rohr ist, in dem das abreissende Wasser sich bewegt, um so mehr Zeit wird dasselbe gebrauchen, um seine Geschwindigkeit zu verlieren, um so später wird der Stoss erfolgen. Es kann sogar vorkommen, und dies wird bei doppelt wirkenden Pumpen sehr viel früher als bei einfach wirkenden der Fall sein, dass das abreissende Wasser noch nicht seine Geschwindigkeit ganz verloren hat, wenn es von dem Wasser, das der nächste Hub fördert, eingeholt wird. Man ersieht, wie verschieden die Erscheinungen sein können, welche mit dem Wasserschlag verknüpft sind, theils in Bezug auf den Zeit-

*) Diese Formel ist zwar nicht genau, denn es hätte darin auch auf die Spannung der Luft im Saugewindkessel nach unserer Formel (12) Rücksicht genommen werden müssen, sie reicht aber für unsern Zweck aus.

punkt, wann derselbe eintritt, theils aber auch in Bezug auf die Richtung des Stosses; denn derselbe erfolgt bei einer Rückbewegung des abgerissenen Wassers grade entgegengesetzt, wie wenn das Wasser des folgenden Hubes das vorgeeilte des vorhergehenden Hubes trifft.

Haben die Saugeröhren einen geringeren Querschnitt als die Druckröhren, so verhalten sich die Geschwindigkeiten umgekehrt wie die Querschnitte. Da die Pumpe mit Wasser gefüllt ist, und unterhalb des Kolbens genau so viel Wasser in die Pumpe fliesst, wie oberhalb des Kolbens ausfliesst, so kann von einem eigentlichen Stosse und somit von einem Verluste an lebendiger Kraft nicht wohl die Rede sein, wenn wir von den Reibungswiderständen abstrahiren.

Ist die Geschwindigkeit in den Saugeröhren c und die in den Druckröhren $c_{,}$, ferner $c > c_{,}$, so wird, wenn das Wasser mit der Geschwindigkeit c in die Pumpe und mit der Geschwindigkeit c' aus derselben tritt, ein Druck, der auf Beschleunigung der Kolbenbewegung wirkt, entstehen, der sich ausdrückt durch die Druckhöhe $\frac{c^2 - c_{,}^2}{2g}$. Wären im umgekehrten Verhältniss die Druckröhren enger gewesen, so würde derselbe Druck vom Kolben auf das in die Druckröhren tretende Wasser auszuüben sein.

Wenn die Pumpen Luft mitsaugen, lässt sich zwar stets der Wasserschlag sehr verringern, zuweilen ganz beseitigen, doch bleibt immer das beste Mittel, möglichst nahe der Pumpe einen Druckwindkessel anzubringen.

§ 6.

Grösse der Druckwindkessel.

Wenn von der Grösse eines Druckwindkessels die Rede ist, so versteht man darunter gewöhnlich den körperlichen Inhalt desselben bis zu dem Punkte, wo das Druckrohr sich ansetzt. Für die Wirkung desselben ist aber hauptsächlich das Luftvolumen von Bedeutung, das derselbe enthält. Ist, wie z. B. bei einer Spritze, im Zustande der Ruhe der Windkessel mit Luft von atmosphärischer Dichtigkeit gefüllt, so nimmt das Volumen derselben in dem Maasse ab, wie die Compression zunimmt, und der Windkessel muss grösser gewählt werden, wie wenn die Luft auch während des Stillstandes unter dem ganzen hydrostatischen Drucke stände. Ist für die Folge von dem Luftinhalt des Windkessels die Rede, so verstehen wir darunter das Volumen der durch die Druckhöhe comprimirten Luft.

Während die Luft aus den Saugewindkesseln nie verschwindet, da das Wasser, wenn es unter atmosphärischem Drucke Luft absorbirt, solche unter geringerem Drucke theilweise wieder entweichen lässt, zeigt sich nicht selten, dass dieselbe in den Druckwindkesseln allmälig absorbirt, und dadurch deren Wirksamkeit beeinträchtigt wird. Will man das Eintreten des Luftmangels verhindern, so bleibt nichts weiter übrig, als entweder durch eine kleine Pumpe regelmässig die absorbirte Luft zu ersetzen, oder von der Pumpe selbst geringe Quantitäten Luft mitsaugen zu lassen, die falls der Windkessel gefüllt ist, mit dem Wasser fortgeführt werden. Das letztere Verfahren ist das gebräuchlichere, weil es das einfachere ist, dann aber auch, weil das mit Luftblasen durchsetzte Wasser die vorkommenden, nicht immer ganz vermeidlichen Stösse zu mehr elastischen und darum auch weniger schädlichen macht. Die Anbringung eines Wasserstand-Anzeigers, durch welchen die Füllung des Windkessels beobachtet werden kann, empfiehlt sich bei allen grösseren Ausführungen.

Gehen wir nun über zur Bestimmung der Grösse des Luftvolumens der Windkessel. Zunächst steht zwar soviel fest, dass ein Windkessel nie zu gross gewählt werden kann, es muss aber immerhin doch das zulässige, zur sichern Erreichung des Zweckes nothwendige Minimum festgestellt werden.

Hiernach tritt zunächst die Frage an uns heran, was soll durch die Anlage des Windkessels erreicht werden?

Der Zweck kann ein dreifacher sein: 1) Bei kleinen Pumpenanlagen mit verhältnissmässig kurzen Rohrleitungen, wie sie in Brennereien, Brauereien, Zuckerfabriken etc. vorkommen, will man einen ruhigen Gang erzielen und namentlich den Wasserschlag beseitigen. 2) Bei Pumpenanlagen mit langen Druckröhren soll dadurch eine geringere Inanspruchnahme der Betriebstheile bewirkt werden und endlich 3) soll ein möglichst gleichförmiger Ausfluss des Wassers aus den Druckröhren mit der zur Druckhöhe gehörigen Geschwindigkeit erzielt werden, wie bei Spritzen und Springbrunnen. Hieraus ergeben sich also drei verschiedene Grundlagen zur Bestimmung der Grösse, die wir der Reihe nach betrachten wollen.

ad 1. Um das Wasser mit Hilfe eines Druckwindkessels in den Röhren fortzubewegen, muss die Luft in demselben eine mittlere Spannung h' haben, welche den Druck $H + h''$ um die Druckhöhe übertrifft, welche zur Ueberwindung der Reibungswiderstände nöthig ist. Da bei jedem Hube zeitweise Wasser in den Windkessel und wieder heraus tritt, so muss die Spannung zeitweise grösser und zeitweise geringer werden als h'. Die Schwankungen werden hauptsächlich abhängig sein von der Grösse des Windkessels und von der Quantität Wasser, welche fluktuirend in den Windkessel tritt. Abstrahiren wir von dem Kraftverluste durch Contraction beim Ein- und Austritte des Wassers, dann kann durch denselben weder Kraft gewonnen noch verloren werden; es muss demnach die durch die Expansion der Luft von der grössten Spannung bis zur mittleren gewonnene und beschleunigend wirkende Kraft gleich der, durch die Expansion von der mittleren bis zur geringsten Spannung, verzögernd wirkenden Kraft sein. Dies ist der Fall, wenn, eine Temperatur-Aenderung nicht vorausgesetzt, die mittlere Spannung die mittlere geometrische Proportionale zwischen der geringsten und grössten Spannung ist.

Die geringste Spannung ist dadurch gegeben, dass ein Abreissen des Wassers in irgend einem Punkte der Druckröhren vermieden werden soll.

Angenommen, man habe ermittelt, dass dasselbe in der Höhe $h_{,}$ über der Pumpe stattfinden müsse, und dass die Länge der Druckröhren bis zu diesem Punkte $= l'''$ sei. Die Verzögerung des abreissenden Theiles ist dann $= g \cdot \frac{H + h'' - h_{,}}{l' - l'''}$. Ist die Spannung der Luft im Winkessel für diesen Moment ein Minimum $= h_{,,,}$, dann ist die Verzögerung des unteren Theiles $= g \cdot \frac{h_{,} - h_{,,,}}{l'''}$. Die geringste zulässige Spannung muss diejenige sein, bei welcher beide Verzögerungen gleich sind.

Man hat also zur Ermittelung von $h_{,,,}$ die Gleichung:

$$\frac{H + h'' - h_{,}}{l' - l'''} = \frac{h_{,} - h_{,,,}}{l'''}$$

Hieraus erhält man:

$$h_{,,,} = h_{,} \frac{l'}{l' - l'''} - (H + h'') \frac{l'''}{l' - l'''} = \frac{h_{,} l' - (H + h'') l'''}{l' - l'''} \quad . \quad (19).$$

Ist $h_{,,,}$ aus dieser Gleichung ermittelt, dann hat man auch die grösste Spannung $= \frac{h'^2}{h_{,,,}}$. Kennt man ferner noch das in den

Windkessel fluktuirend eintretende Wasserquantum $\frac{1}{n}q$, dann ist nach dem Mariotte'schen Gesetze leicht der Luftinhalt des Windkessels zu bestimmen, denn wir haben, wenn wir das Luftvolumen von der Spannung $h_{,,,}$ mit V' bezeichnen, die Proportion:

$$V' : V' - \frac{1}{n}q = \frac{h'^2}{h_{,,,}} : h_{,,,} = h'^2 : h_{,,,}^2,$$

und hieraus ergiebt sich:

$$V' = \frac{q\,h'^2}{n\,(h'^2 - h_{,,,}^2)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (20).$$

Wollten wir nun den Inhalt des Windkessels gleich V' nehmen, so würde dies voraussetzen, dass $h_{,,,}$ nicht nur die geringste Spannung darstellt, welche während des Betriebes bei jedem einzelnen Hube eintritt, sondern überhaupt die geringste Spannung, welche eintreten kann. Das ist nicht der Fall, wir werden in dem Abschnitte 2. nachweisen, dass sowohl bei der Ingangsetzung, wie auch bei einem plötzlichen Stillstande der Pumpe eine noch geringere Spannung entstehen kann, bei welcher, wenn wir den Windkessel nicht grösser nehmen, Luft aus demselben austreten müsste. Dieser Umstand, dann aber auch der, dass man wegen der Absorption der Luft diese nicht auf das Minimum beschränken darf, wird es rechtfertigen, dass wir den geringsten zulässigen Inhalt V des Windkessels, diesen bis zu dem Punkte gerechnet, wo das Druckrohr abzweigt, $= 2\,V'$ nehmen. Wir haben dann also

$$V \geqq \frac{2\,q\,h'^2}{n\,(h'^2 - h_{,,,}^2)} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (20\,\mathrm{a})$$

zu nehmen.

Aus den Entwickelungen im Abschnitte 3. wird sich ergeben, dass man für einfach wirkende Pumpen genau genug $n = 2$, für doppelt wirkende $n = 10$ setzen kann. Es würde also, wenn sonst die Dimensionen dieselben wären, und es sich nur um die Beseitigung des Wasserschlages handelte, im letzteren Falle der Windkessel nur $\frac{1}{5}$ der Grösse erhalten, wie bei einer einfach wirkenden Pumpe. Will man aber gleichzeitig das in dem folgenden Abschnitte gewonnene Resultat berücksichtigen, nach welchem die Grösse des Windkessels dem pro Min. gepumpten Wasserquantum direkt proportional sich ergiebt, wonach der Inhalt für doppelt wirkende Pumpen also auch doppelt so gross genommen werden müsste, so wird es sich doch empfehlen, in beiden Fällen

$$V = \frac{q\,h'^2}{h'^2 - h_{,}^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (20\,\mathrm{b})$$

zu setzen.

ad 2. Nehmen wir an, wir hätten eine Pumpe, welche das Wasser auf die Höhe h'' durch sehr lange Druckröhren, deren Länge wieder mit l' bezeichnet sei, treiben soll. Dann ist der mittlere Druck, den der Kolben bei dieser Arbeit zu überwinden hat, gleich dem Drucke einer Wassersäule von der Höhe h'' + der Höhe einer Wassersäule h''', welche den Reibungswiderständen das Gleichgewicht hält. In Folge der Beschleunigung, welche, bei fehlendem Windkessel, das Wasser von dem ersten Momente seiner Bewegung an bis zur Mitte des Hubes erhalten muss, und welche für den todten Punkt ein Maximum $= \frac{F}{f} \frac{v^2}{r}$ ist, hat man aber einen Maximaldruck =

$$\frac{F}{f} \frac{v^2}{r} \cdot \frac{l' f \gamma}{g} = \frac{F v^2 l'}{r g} \gamma.$$

Dieser Druck wirkt auf den Querschnitt f, mithin auf die Flächeneinheit die Druckhöhe : $\frac{F}{f} \frac{v^2 l'}{r g}$, und da zu dieser noch die hydrostatische Druckhöhe h'' hinzutritt, so verhält sich der Maximaldruck auf den Kolben zum mittleren

$$= \frac{F v^2 l'}{f r g} + h'' : h'' \text{ oder } = \frac{F v^2 l'}{f r g h''} + 1 : 1 \quad . \quad . \quad (21).$$

Welchen Werth dieses Verhältniss annehmen kann, wollen wir durch ein einfaches Beispiel anschaulich machen: Es sei $\frac{F}{f} = 3$, $v = 0{,}6$ Meter, $l' = 200$ Meter, $r = 0{,}2$ Meter und $h'' =$ 12 Meter, dann ergiebt obige Formel $\frac{3 \cdot 0{,}36 \cdot 200}{0{,}2 \cdot 9{,}81 \cdot 12} + 1 = 10{,}2$ d. h. der Druck auf den Kolben wird im ersten Moment 10,2mal grösser als der mittlere Druck, und es ist einleuchtend, dass sich dies Verhältniss noch ungünstiger gestalten würde, wenn die Rohrleitung länger und die Geschwindigkeit grösser, der Radius oder die Druckhöhe kleiner angenommen worden wären. Es erklärt sich hierdurch, dass, wenn aus irgend einem Grunde, sei es Absorption der Luft oder Undichtigkeit des Windkessels, dieser seine Functionen versagt, nicht selten Brüche eintreten müssen.

Durch die Anbringung eines Windkessels wird das Bewegungsgesetz für das in den Druckröhren befindliche Wasser mehr oder weniger unabhängig von dem Bewegungsgesetze des Kolbens, so dass bei ausreichender Grösse desselben der Maximaldruck oft nur das 2- oder 3fache des mittleren beträgt. Dies ist der Grund, weshalb man bei allen langen Druckrohrleitungen Windkessel anwenden muss. Die Formel (21) bietet einen recht guten Anhaltspunkt zur Definition des unbestimmten Ausdruckes „lange Rohrleitung“: Ich glaube, dass man bei jeder Pumpe es zulassen kann, dass der Maximaldruck gleich dem doppelten des mittleren Druckes wird. Dies wird der Fall sein, wenn der Ausdruck $\frac{F v^2 l'}{f r g h''}$ aus Formel (21) = 1 ist. Die Rohrleitung ist als eine lange anzunehmen, wenn der Werth dieses Ausdruckes 1 überschreitet. Ist dies nicht der Fall, dann fragt es sich nur noch, ob ein Wasserschlag bei der gewählten Lage der Rohrleitung stattfinden kann, dann kämen die Formeln (20b) und (19) zur Anwendung, oder ob ein gleichförmiger Ausfluss des Wassers gewünscht wird, wie im 3. Abschnitte weiter ausgeführt ist. Ist beides nicht der Fall, dann ist ein Windkessel nicht nothwendig, seine Anlegung schadet aber nie.

Nicht immer bedingt die Grösse des Windkessels die grösste mögliche Spannung der Luft in demselben. Hat man einen, nur zum Betriebe des Pumpwerkes dienenden Motor, dann wird bei Ingangsetzung desselben zunächst Wasser in den Windkessel gepumpt, und die Spannung nimmt zu, bis das Wasser in den Druckröhren sich in Bewegung setzt und die mittlere Geschwindigkeit erreicht hat. Die Art des Motors und seine Constructionsverhältnisse bedingen in diesem Falle den möglichen Druckwiderstand und somit auch die Stärke der Betriebstheile. Hätte man dagegen einen Motor, welcher ausser dem Pumpwerke noch andere Maschinen betreiben kann, dann ist die Möglichkeit gegeben, dass die ganze Kraft desselben sich auf das Pumpwerk concentrirt und einen Bruch herbeiführt, wenn das Wasser nicht Zeit hat, sich in Bewegung zu setzen. Sicherheitsventile und grosse Windkessel sind dann die Mittel, den Maximal-Druckwiderstand bestimmt zu begrenzen. An Stelle eines Sicherheitsventiles tritt nicht selten ein senkrecht aufsteigendes, oben offenes Steigerohr, auch bringt man wohl im Laufe der Druckrohrleitung noch Windkessel oder solche Steigeröhren an, damit das Wasser sich nicht nothwendig gleichzeitig in der ganzen Strecke der Rohrleitung in Bewegung setzen darf.

Es werde noch durch ein einfaches Beispiel gezeigt, in welcher Weise die Grösse des Windkessels bestimmend auf den Maximaldruck einwirken kann. Man stelle sich ein Pumpwerk vor, das mit seinen Betriebstheilen auf 3fache Sicherheit berechnet ist, dann könnte also auch der Druck auf das Dreifache steigen, mithin ohne Rücksicht auf Erwärmung, die Luft auf $\frac{1}{3}$ des Volumens comprimirt werden, das sie unter dem hydrostatischen und dem von den Reibungswiderständen herrührenden Drucke, bei gleichförmiger Bewegung der Pumpe einnimmt. Ist der Windkessel nun so gross, dass in der Zeit, in welcher er sich auf $\frac{1}{3}$ seines Luftinhaltes füllt, das Wasser in dem Druckrohre die mittlere Geschwindigkeit angenommen hat, dann kann offenbar eine weitere Druckzunahme nicht erfolgen. Bei jedem Hube nimmt im Anfange der Bewegung die Compression, also die auf Beschleunigung des Wassers wirkende Kraft zu, während sie anderseits durch das sich in Bewegung setzende und aus dem Windkessel tretende Wasser abnimmt. Immer aber wird die Spannung erst weit über das Maass der mittleren wachsen, um dann wieder zu fallen, bis nach einigen Schwankungen nahe constant die mittlere Spannung erreicht ist.

Um unter Zugrundelegung eines bestimmten Maximaldruckes den Inhalt des Windkessels ermitteln zu können, wollen wir von dem Standpunkte des Kolbens, von dem die Bewegung beginnt, und von der Construction der Pumpe ganz absehen und nur die mittlere Geschwindigkeit c' in Betracht ziehen, mit der das Wasser dem Windkessel zugeführt wird, und mit der es sich später in den Druckröhren fortbewegen soll. Diese mittlere Geschwindigkeit soll aber der grössten zulässigen Hubzahl entnommen sein.

Wie früher bezeichnen wir wieder mit l' die Länge der Druckröhren, mit f ihren Querschnitt, mit V' den Luftinhalt des Windkessels und mit h' die gesammte Druckhöhe, welche der ursprünglichen Spannung der Luft unter dem hydrostatischen und dem atmosphärischen Drucke sowie den Reibungswiderständen das Gleichgewicht hält. Die veränderliche Spannung der Luft entspreche der Druckhöhe h.

Wenn das Wasser nach der Zeit t in den Druckröhren den Weg s zurückgelegt hat, dann ist fs das Wasservolumen, das in dieser Zeit aus dem Windkessel getreten ist. Durch die Pumpe wurde demselben in der Zeit t das Wasservolumen $fc't$ zugeführt, es ist also darin verblieben das Vol. $f(c't - s)$. Die Spannung hat dadurch zugenommen von der Druckhöhe h' bis h, und man hat nach dem Mariotteschen Gesetze:

$$\frac{V'}{V' - f(c't - s)} = \frac{h}{h'}$$

oder

$$f(c't - s) = V' \frac{h - h'}{h}$$

und wenn wir differenziren:

$$f(c'dt - ds) = V'h' \frac{dh}{h^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Nun ist, wenn c die veränderliche Geschwindigkeit des Wassers im Druckrohre bezeichnet, $ds = c\,dt$, dies substituirt giebt:

$$f(c' - c)\,dt = V'h' \frac{dh}{h^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23).$$

Die Beschleunigung des Wassers unter dem auf Bewegung wirkenden Drucke $h - h'$ ist gleich $g \frac{h - h'}{l'}$ *), wir haben also:

$$\frac{dc}{dt} = g \frac{h - h'}{l'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24),$$

wenn wir Gleichung (23) mit Gleichung (24) multipliciren:

$$f(c' - c)\,dc = g \frac{V'h'}{l'} \frac{h - h'}{h^2} \,.\, dh \quad . \quad . \quad (25).$$

Während c sich ändert von o bis c, wächst h von h' bis h, man hat also

$$\int_o^c f(c' - c)\,dc = \int_{h'}^h g \frac{V'h'}{l'} \frac{h - h'}{h^2}\,dh.$$

Dies ergiebt:

$$f(c'c - \tfrac{1}{2}c^2) = g \frac{V'h'}{l'} \left(ln \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (26).$$

Da h ein Maximum werden muss für $c = c'$, so erhalten wir:

$$f \frac{c'^2}{2} = g \frac{V'h'}{l'} \left(ln \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

oder

$$f \frac{c'^2 l'}{2g} = V'h' \left(ln \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27\,a).$$

Der zulässige Maximaldruck h muss als bekannt angesehen werden, wir können also aus einer der beiden letzten Gleichungen V' ermitteln, es ergiebt sich:

$$V' = \frac{f c'^2 l'}{2g\,h' \left(ln \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (28),$$

$f c'$ ist das in der Sekunde gepumpte Wasserquantum, wofür wir

*) Die früher entwickelte Formel für die Beschleunigung kann hier nicht angewendet werden, da im Anfange der Bewegung das Wasser schon mit grösserer Geschwindigkeit in den Windkessel tritt als aus demselben.

auch $\frac{Q}{60}$ oder $\frac{nq}{60}$ für einfach wirkende Pumgen und $\frac{2nq}{60}$ für doppelt wirkende Pumpen setzen können, die n Doppelhübe pro Min. machen, das giebt noch:

$$V' = \frac{Q\,c'\,l'}{120 g\,h'\left(ln\,\frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)} \quad \ldots\ldots (28\,\mathrm{a}),$$

$$V' = \frac{n\,q\,c'\,l'}{120 g\,h'\left(ln\,\frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)} \text{ für einfach wirkende Pumpen } (28\,\mathrm{b}),$$

$$V' = \frac{n\,q\,c'\,l'}{60\, g\,h'\left(ln\,\frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)} \text{ für doppelt wirkende Pumpen } (28\,\mathrm{c}).$$

Aus (28a) ersieht man, dass für gleiche Sicherheit $\frac{h}{h'}$, d. h. für ein bestimmtes Verhältniss des Maximaldruckes zum mittleren Drucke, der Luftinhalt des Windkessels proportional Q, c und l' wächst, aber abnimmt, wie die Druckhöhe h' zunimmt.

Eine etwas bequemere Form erhalten die Gleichungen für V' noch, wenn man für $ln\,\frac{h}{h'}$ das erste Glied aus der logarithmischen Reihe, also $2\,\frac{h-h'}{h+h'}$ setzt; dadurch wird zwar der Werth von V etwas grösser, das schadet aber nicht, da die Rechnung doch nur die kleinste zulässige Grösse des Luftvolumens ergiebt.

Man erhält:

$$V' = \frac{Q\,c'\,l'}{120 g} \cdot \frac{h\,(h+h')}{h'\,(h-h')^2} \quad \ldots\ldots (29).$$

Dass, wenn V' gegeben ist, unsere Gleichungen auch benutzt werden können, um $\frac{h}{h'}$ zu bestimmen, und hiernach also auch die grösste Inanspruchnahme der Betriebstheile und des Windkessels ermittelt werden kann, darf insofern nicht unbeachtet bleiben, als bei einer Veränderung des Werthes, den die Rechnung für V' ergiebt, der Constructeur doch stets wissen muss, welchen Einfluss dieselbe auf die Inanspruchnahme der Betriebstheile ausübt. Man hüte sich aber ja, für V' das ganze Luftvolumen zu setzen, das der Windkessel aufnehmen kann, vielmehr ist dies, wie sich aus dem Folgenden ergiebt, $= V$ zu setzen und dann erst V' zu ermitteln, welches bedeutend kleiner ausfällt.

Es verdient noch hervorgehoben zu werden, dass in dem Momente, wo $c = c'$, also h ein Maximum ist, dieser Druck eine weitere Zunahme von c bedingt, und zwar muss c so lange wachsen, bis h wieder gleich h' geworden ist. Setzt man nun in Gleichung (26) $h = h'$, dann erhält man das Maximum von $c = 2c'$, wenn keine Rücksicht auf Reibungswiderstände genommen wurde. Es wird nun wieder eine Abnahme der Spannung eintreten, dann wieder eine Zunahme, bis die Reibung das normale Verhältniss hergestellt hat.

Jede mit einem Druckwindkessel versehene Pumpe muss, wie in der Einleitung zu diesem Kapitel schon gesagt wurde, mit einer Einrichtung versehen sein, um demselben Luft zuführen zu können. Man kann somit auch während des Betriebes den ganzen Windkessel mit Luft gefüllt erhalten, und es scheint hiernach als könnte man auch den ganzen Inhalt des Windkessels $V = V'$ nehmen. Dies ist indessen doch nicht zulässig, wie wir gleich sehen werden:

Man denke sich das Pumpwerk schnell in Stillstand versetzt, dann hat das in den Druckröhren befindliche Wasser eine gewisse lebendige Kraft, mit der es sich weiter bewegt, und die demselben nur dadurch genommen werden kann, dass die Spannung im Windkessel nachlässt, und nun ausser der Reibung auch der hydrostatische Druck auf Verzögerung wirkt. Nimmt hierbei die Spansung soweit ab, dass die Ventile sich heben, und neues Wasser in den Windkessel und die Rohrleitung tritt, dann wird auch hierdurch noch ein Theil der lebendigen Kraft des Wassers in Anspruch genommen. Da dieser Fall aber nur bei verhältnissmässig geringen Druck- und Saugehöhen eintreten kann, so dürfen wir ihn füglich unberücksichtigt lassen. Aus dem Maass der Spannungsabnahme wird stets leicht zu übersehen sein, ob ein solches Nachsaugen von Wasser möglich ist oder nicht. In jedem Falle tritt aber aus dem mit Luft gefüllten Windkessel Luft in das Druckrohr und entweicht durch dasselbe, so dass, wenn allmälig eine Ausgleichung des hydrostatischen Druckes wieder stattgefunden hat, der Windkessel nur zum Theil mit Luft gefüllt ist. Da dieser Theil mindestens gleich dem von uns berechneten V' sein muss, damit, wenn man die Pumpe wieder in Thätigkeit setzt, die Spannung nicht zu gross werde, so müssen wir den Windkessel stets um soviel grösser nehmen, wie die Zunahme des Luftvolumens bei plötzlichem Stillstand der Pumpe dies bedingt.

Um diese Volumenvergrösserung zu ermitteln, bezeichnen wir das veränderliche Luftvolumen vorläufig mit V und die veränderliche Spannung wieder mit h, wobei $h < h'$; wir haben dann nach dem Mariotteschen Gesetze:

$$Vh = V'h', \text{ also}$$

$$h = \frac{V'h'}{V} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30).$$

Der auf Verzögerung des im Druckrohre befindlichen Wassers wirksame Druck ist, wenn die Luft das Volumen V einnimmt, also h' bis h abgenommen hat, pro Flächeneinheit $= (h' - h)\gamma$, und die auf Verzögerung wirkende Kraft, wenn sich V um dV ändert, gleich $(h' - h)\gamma\, dV$ oder, wenn wir für h den obigen Werth setzen, $\gamma\left(h' - \frac{V'h'}{V}\right) dV$. Integriren wir diesen Ausdruck von V' bis V, dann erhalten wir die ganze auf Verzögerung wirkende Kraft, welche gleich der lebendigen Kraft des sich in den Druckröhren mit der Geschwindigkeit c' bewegenden Wassers sein muss. Da das Gewicht desselben $= f\, l'\, \gamma$ ist, so hat man also:

$$f\frac{l'\gamma c'^2}{2g} = \int_{V'}^{V} \gamma\left(h' - \frac{V'h'}{V}\right) dV = h'\gamma\left(V - V' - V'\, ln\, \frac{V}{V'}\right). \quad (31),$$

oder

$$f\frac{l'\, c'^2}{2g} = V'h'\left(\frac{V}{V'} - 1 + ln\, \frac{V'}{V}\right).$$

Nun ist nach (30) $\frac{V}{V'} = \frac{h'}{h}$. Dies substituirt giebt

$$f\frac{l'\, c'^2}{2g} = V'h'\left(ln\, \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32).$$

Vergleicht man diese Gleichung mit (27a), dann ersieht man, dass es genau dieselbe ist; dessenungeachtet liegt aber in beiden Gleichungen ein wesentlicher Unterschied. In (27a) war h ein Vielfaches von h', in Gl. (32) bezeichnet h einen Bruchtheil von h' und zwar den von uns gesuchten. In Gl. (27a) sind alle Grössen als bekannt anzunehmen, es hat mithin der Faktor $\left(ln\, \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h}{h'}\right)$ einen ganz bestimmten Werth, den derselbe auch annehmen muss, für ein bestimmtes $\frac{h}{h'} < 1$. Um diesen zweiten Werth zu finden, bezeichnen wir das h aus Gleichung (32) mit h_0 und setzen $h_0 = \frac{h'}{n}$, sowie h aus Gleichung (27a) $= mh'$; wir haben dann:

$$ln\, \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h} = ln\, \frac{h_0}{h'} - 1 + \frac{h'}{h_0} \text{ oder}$$

$$ln\,.\,m + \frac{1}{m} = ln\, \frac{1}{n} + n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33).$$

Hieraus ist n leicht durch einige Versuchsrechnungen zu finden. Es ergiebt sich

$$\text{für } \frac{h}{h'} = 2 \text{ beispielsweise } \frac{h_0}{h'} = \frac{1}{1{,}7}$$

$$- \quad \frac{h}{h'} = 3 \quad - \quad - \quad \frac{h_0}{h'} = \frac{1}{2{,}23}$$

$$- \quad \frac{h}{h'} = 4 \quad - \quad - \quad \frac{h_0}{h'} = \frac{1}{2{,}58}.$$

Aus diesen Resultaten ist ersichtlich, dass, wenn man den Gesammtinhalt eines Windkessels $V = 3V'$ nimmt, bei 4facher Sicherheit ergiebt sich nur das 2,58fache, man wohl für alle Fälle ausreichen dürfte. Es ergiebt sich dann:

$$V = \frac{3fc'^2 l'}{2g\,h'\left(ln\frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)}, \text{ oder da } fc = \frac{Q}{60} \text{ ist,}$$

$$V = \frac{Q\,c'\,l'}{40g\,h'\left(ln\frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h}\right)} \quad \ldots\ldots \quad (34),$$

und wenn wir V' aus Formel (29) entnehmen,

$$V = \frac{Q\,c'\,l'\,h\,(h + h')}{40g\,h'\,(h - h')^2} \quad \ldots\ldots \quad (35).$$

Für den am häufigsten vorkommenden Fall, dass $h = 2h'$ ist, wird $V = \frac{0{,}3\,Q\,c'\,l'}{2g\,h'}$.

In diesen Gleichungen bezeichnet, wie schon anfangs erwähnt, c' die grösste gleichförmige Zuflussgeschwindigkeit, welche eintreten kann. Ist die Zahl der Hübe der Pumpe von Hause aus so bestimmt, dass dieselbe ein bestimmtes Wasserquantum fördern soll, so schliesst das nicht die Möglichkeit aus, dass dieselbe auch einmal, wenn auch nur auf kurze Zeit, schneller arbeite. In diesem Falle nimmt aber nicht nur Q, sondern auch c' in gleichem Verhältnisse zu; wollen wir also von nun an mit c' nicht diese grösste, sondern die gewöhnliche mittlere Geschwindigkeit bezeichnen und mit Q ebenso das bei dieser Geschwindigkeit geförderte Wasserquantum, dann müssen wir auch den Gesammtinhalt unseres Windkessels mit dem Quadrate des Verhältnisses der grössten möglichen Geschwindigkeit zur mittleren multipliciren. Eine genau zutreffende Angabe lässt sich hier unmöglich für alle Fälle machen, die meisten dürften aber wohl mit eingeschlossen sein, wenn wir dies Verhältniss wie $\sqrt{2} : 1$ nehmen, wonach denn also in Folge der veränderten Bezeichnungen der gefundene Werth von V verdoppelt werden müsste. Wir erhalten aus Formel (34)

$$V = \frac{Q c' l'}{20 g h' \left(ln \frac{h}{h'} - 1 + \frac{h'}{h} \right)} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (34\text{a})$$

und aus Formel (35)

$$V = \frac{Q c' l' h (h + h')}{20 g . h' (h - h')^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (35\text{a}),$$

und wenn wir wieder $\frac{h}{h'} = 2$ annehmen,

$$V = \frac{0{,}6\, Q c' l'}{2 g h'} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (35\text{b}).$$

Diese Formeln sind unzweifelhaft ohne Weiteres anwendbar auf die Bestimmung der Grösse für doppelt wirkende Pumpen, weil bei diesen das fluctuirende Wasserquantum (s. den folgenden Abschnitt ad III) nur 0,105 q beträgt, dasselbe also eine wesentliche Vergrösserung der Spannung nicht bewirken kann; anders ist es jedoch mit den einfach wirkenden. Hier trifft unsere Voraussetzung, „dass das Wasser mit constanter Geschwindigkeit dem Windkessel zugeführt werde“, keineswegs zu. Wir haben während des einen halben Hubes gar keine Zuführung, während des andern aber eine solche mit einer dem Gesetze der Kolbenbewegung entsprechenden, wechselnden Geschwindigkeit. Ist der Inhalt V des Windkessels so gross, dass man dennoch, trotz der Fluctuationen, eine annähernd constante Geschwindigkeit des Wassers in den Druckröhren annehmen kann, dann wird man dieselben auch nicht weiter berücksichtigen dürfen; ist derselbe dagegen klein, dann muss nothwendig eine Modification unserer Formel eintreten, der Gesammtinhalt V muss vergrössert werden; untersuchen wir, um wieviel.

Die Bedingung, unter welcher $h = 2h'$ wird, ist durch unsere Formel (21) gegeben. Wollen wir dies Verhältniss festhalten, dann brauchten wir keinen Windkessel mehr anzuwenden, wenn $\frac{F v^2 l'}{f r g h''} = 1$ wird. Machten wir dennoch einen solchen und gäben ihm den Inhalt q, dann würde wohl auf dem todten Punkte der Druck auf die Betriebstheile wesentlich verringert werden, es würde aber durch das in den Windkessel eintretende Wasser, das nahe die Hälfte des Pumpeninhaltes betragen würde, leicht die doppelte Spannung dennoch entstehen können. Aus diesem Grunde müssen wir den kleinsten Inhalt nicht $= 0$, sondern $= q$ nehmen und in demselben Verhältniss, wie die Grösse des Windkessels zunimmt, der Einfluss der Fluktuationen sich also verringert, auch diese additive Vergrösserung sich vermindern lassen. Wird der Inhalt $V = 4q$, dann wird eine Rücksichtnahme auf die Fluctuationen nicht mehr nöthig sein. Ich empfehle hiernach für einfach wirkende Pumpen den Gesammtinhalt des Windkessels $= V + \frac{4q - V}{4}$ zu setzen und den Summanden fortzulassen, wenn er negativ wird. V ist der Formel (35 a) oder (35 b) zu entnehmen.

ad III. Aus den zuletzt entwickelten Gleichungen für V und V' ergiebt sich, da wir nur die mittlere Geschwindigkeit c' des Wassers in den Röhren in Betracht gezogen haben, das Volumen V auch nur abhängig von dem in der Min. gepumpten Wasserquantum Q, nicht von dem Inhalt der Pumpe q. Anders ist es, wenn wir uns die Aufgabe stellen, den Windkessel so gross zu machen, dass während eines jeden Hubes der Pumpe die Druckschwankungen der Luft in so engen Grenzen bleiben, dass die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren, für die Praxis genau genug, als constant betrachtet werden kann. Da das Wasser nach dem Bewegungsgesetze des Pumpenkolbens dem Windkessel zugeführt wird, nach einem andern aber aus demselben entweicht, so muss zeitweise Wasser in und ebenso aus dem Windkessel treten. Je kleiner der Windkessel ist, um so weniger Wasser kann er aufnehmen, um so stärker wechseln der Druck in demselben und die Geschwindigkeit in den Röhren. Für den Grenzfall der vollkommensten Ausgleichung, in welchem also eine Bewegung mit constanter Geschwindigkeit in den Druckröhren vorausgesetzt wird, lässt sich dieses Quantum leicht durch Rechnung bestimmen:

Bei einer einfach wirkenden Pumpe hat man während der Druckbewegung des Kolbens, wenn die Kurbel den Winkel α mit der Axenrichtung der Pumpe bildet, das gepumpte Wasserquautum $= Fr\,(1 - \cos\alpha)$. Das Wasserquantum, das die Pumpe bei einer Umdrehung der Kurbel liefert, ist $= 2\,r\,F$; hat also die Kurbel um den Winkel α (in Bogenmaass) sich gedreht, so ist in derselben Zeit durch die Druckröhren das Wasserquantum $2\,r\,F\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{rF\alpha}{\pi}$ gegangen. Die Differenz des in den Windkessel ein- und ausgetretenen Wassers ist somit $= r\,F\left(1 - \cos\alpha - \frac{\alpha}{\pi}\right)$. Das Maximum dieses Ausdruckes giebt das fluctuirende Wasserquantum $=$ $1{,}056\,F\,r = 0{,}528\,q$, bei einem Winkel von $\alpha = 161^0\ 25'$.

Bei einer doppelt wirkenden Pumpe oder bei zwei einfachen, abwechselnd auf und niegergehenden Pumpen, erhält man in gleicher Weise das in den Windkessel getretene fluctuirende Wasserquantum $= r\,F\left(1 - \cos\alpha - \frac{2\,\alpha}{\pi}\right)$; es wird ein Maximum für $\alpha = 140^0\ 25'$ und wird dann $= 0{,}21\,F\,r = 0{,}105\,q$.

Untersuchen wir, wie sich dies Verhältniss bei einfach saugenden und doppelt drückenden Pumpen herausstellt: Das Wasserquantum, das dieselben bei einem Doppelhube geben ist $= q$, da aber die Hälfte beim Aufgange, die Hälfte beim Niedergange des Kolbens dem Windkessel zugeführt wird, also genau wie bei einer halb so grossen doppelt wirkenden Pumpe, so ist auch das fluctuirende Wasserquantum nur $\frac{1}{2} \cdot 0{,}105\,q = 0{,}052\,q$ zu setzen.

Endlich sei noch der Fall erwähnt, in welchem man zwei doppelt wirkende Pumpen durch eine Welle betreibt mit um einen rechten Winkel versetzten Kurbeln. Für diesen Fall erhält man den Ausdruck: $\left(1 - \cos\alpha + \sin\alpha - \frac{4\alpha}{\pi}\right)$, und dieser wird ein Maximum für $\alpha = 70^0\ 50'$ und dann $= 0{,}05\,F\,r = 0{,}025\,q$.

Vergleicht man das Wasserquantum, das die Pumpen in den oben erwähnten drei Fällen bei gleichen Dimensionen und während einer Umdrehung der Kurbel geben, mit dem Wasserquantum, das fluctuirend in den Windkessel tritt, so hat man:

im 1. Falle	q:	es tritt in den Windkessel	$0{,}528\,q$,
- 2. -	$2q$:	- - - - -	$0{,}105\,q$,
- 3. -	q:	- - - - -	$0{,}052\,q$,
- 4. -	$4q$:	- - - - -	$0{,}025\,q$.

Wenngleich die vorstehenden Resultate für einen Fall gelten, der, genau genommen, nie eintreten kann, so sind sie dessen ungeachtet doch auch anwendbar auf Windkessel endlicher Grösse, weil die Geschwindigkeit des Wassers in den Druckröhren um so langsamer sich verändert, je länger dieselben sind, und höchstens in dem Verhältniss der Wurzel aus den Spannungen der Luft. Ist der Inhalt also ein Vielfaches des fluctuirenden Wasserquantums, dann kann man auch, für unsern Zweck genau genug, die Ausflussgeschwindigkeit als constant annehmen.

Um eine gleich vollkommene Wirkung zu erzielen, müssten also in den angeführten 4 Fällen bei gleich langen Druckröhren die Inhalte der Windkessel sich verhalten wie die fluctuirenden Wassermengen. Nehmen wir indess Rücksicht auf die Resultate des Abschnittes 2, nach welchen der Inhalt der Windkessel proportional den gepumpten Wasserquantitäten sein soll, so wird es sich empfehlen, die fluctuirenden Wassermengen mit diesen zu multipliciren. Es scheint mir ausreichend, wenn die Grösse des Windkessels V bei einfach wirkenden Pumpen etwa gleich dem 8fachen des fluctuirenden Wasserquantums genommen wird, dem entsprechend müsste bei doppelt wirkenden Pumpen das 16fache, bei 2 an versetzten Kurbeln arbeitenden doppelt wirkenden Pumgen das 32fache desselben genommen werden, und man erhält in den angeführten 4 Fällen:

Für einfach wirkende Pumpen Inhalt des Windkessels $V = 4\,q$,
- doppelt - - - - - $V = 1{,}6\,q$,
- einfach saugende und doppelt drückende Pumpen Inhalt des Windkessels $V = 0{,}4\,q$,
- 2 doppelt wirkende Pumpen mit versetzten Kurbeln Inhalt des Windkessels $V = 0{,}8\,q$.

Die drei verschiedenen Bestimmungen der Grösse der Windkessel entsprechen den verschiedenen Fällen, welche in der Praxis vorkommen, und ich glaube, dass man selten in Zweifel sein wird, welche Formel anzuwenden ist; sollte dies aber dennoch vorkommen, so wähle man diejenige, die den grössten Inhalt ergiebt.

§ 7.

Dimensionen der Druckröhren.

Der Querschnitt der Druckröhren wird bestimmt durch die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser sich in denselben bewegen soll. Ist Q das in der Min. gepumpte Wasserquantum und f der Querschnitt, dann ist die mittlere Geschwindigkeit

$$c = \frac{Q}{60 f}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers bedingt die lebendige Kraft, mit welcher es die Pumpe verlässt, aber auch diejenige des in der Rohrleitung befindlichen Wassers. Geht durch eine Rohrleitung von der Länge l und dem Querschnitte f dasselbe Wasserquantum Q in derselben Zeit, das durch eine andere von gleicher Länge und dem Querschnitte $f_{,}$ geht, dann verhalten sich die lebendigen Kräfte der in den Röhren befindlichen Wassermassen wie

$$f\,\frac{1}{2}\left(\frac{Q}{60 f}\right)^2 : f_{,}\,\frac{1}{2}\left(\frac{Q}{60 f_{,}}\right)^2, \text{ das ist } = f_{,} : f,$$

also umgekehrt wie die Querschnitte. Darum zeigen uns die Formeln (15) und (16), dass durch weite Druckröhren der Wasserschlag vermieden werden kann. Doch es ist mit den Druckröhren wie mit den Saugeröhren, man kann ihnen nicht immer die den Formeln (15) nnd (16) entsprechende Weite geben und greift dann zu dem Aushilfemittel der Anlage eines Windkessels, durch welches sehr viel geringere Querschnitte zulässig werden.

Als ein für den Querschnitt der Druckröhren passendes Maass ist bisher dasjenige der Saugeröhren angenommen worden, und es entsteht die Frage, wie weit diese Annahme gerechtfertigt ist, ob nicht Fälle eintreten können, in denen man von derselben abweichen muss oder abweichen kann.

Für einfach wirkende Pumpen, welche mit Saugewindkessel arbeiten, hatten wir zur Bestimmung des Saugerohr-Querschnittes die Formeln (14a) und (14b). Diese ergeben denselben abhängig von der Saugehöhe, es müssten also bei grossen Saugehöhen auch weite Druckröhren angewendet werden und umgekehrt. Dies Verhältniss entspricht nicht der Natur der Sache, ein nothwendiger Zusammenhang dieser Grössen existirt nicht. Wohl aber erhält man bei mittleren Saugehöhen eine Geschwindigkeit in den Saugeröhren, welche für einfach wirkende Pumpen etwa 3 Fuss $= 0{,}947$ Meter und für doppelt wirkende $5' = 1{,}6$ Meter beträgt, und die sehr wohl auch für die Druckröhren, wenn dieselben nicht zu lang sind, zulässig ist. Berücksichtigt man noch, dass in den meisten Fällen durch den Einfluss der Contraction und der Reibungswiderstände selbst bei geringeren Saugehöhen oft diese Geschwindigkeit noch nicht einmal erreicht wird, so erklärt sich die häufig gefundene Uebereinstimmung der Röhrenweiten.

Die lebendige Kraft, mit welcher das Wasser das Pumpwerk verlässt, bietet kein unbedingtes Hinderniss, dem Wasser eine grössere Geschwindigkeit zu geben, als dies in der Regel geschieht. Der Kraftverlust, der darin liegt, würde wohl in den wenigsten Fällen in Betracht kommen, wohl aber derjenige durch die Reibungswiderstände. Letzterer wächst annähernd mit dem Quadrat der Geschwindigkeit und im umgekehrten Verhältnisse des Rohrdurchmessers; er nimmt also bei grossen Geschwindigkeiten und folglich auch engen Röhren sehr schnell zu und kommt um so mehr in Betracht, je länger die Rohrleitung ist, da er auch der Länge direkt proportional ist.

Bei der Wichtigkeit, welche die Widerstandshöhe der Reibung für die Bestimmung der Rohrweite und den Nutzeffect der ganzen Pumpe hat, müssen wir auf diesen Gegenstand näher eingehen.

Es ist nach Weisbach:

$$h''' = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}016924}{\sqrt{c}}\right)\frac{l\,c^2}{d\,.\,2g} \text{ in Fuss preuss.}$$

$$h''' = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}009471}{\sqrt{c}}\right)\frac{l\,c^2}{d\,.\,2g} \text{ Meter.}$$

Lassen wir einmal den Zusammenhang, der bei den Pumpen zwischen dem Rohrdurchmesser d und der Geschwindigkeit c besteht, ausser Acht und denken uns h''', l und c gegeben, dann werden wir aus obiger Gleichung den Durchmesser des Rohres bestimmen können, das bei der Länge l und der Durchflussgeschwindigkeit c die Widerstandshöhe h''' ergiebt. Setzen wir noch h''' gleich 1 Procent der Länge, h''' also $= 0{,}01\,l$, so würde der gefundene Durchmesser diejenige Röhrenweite geben, bei welcher, wenn die Geschwindigkeit c bekannt ist, der Reibungsverlust ein Procent der Rohrlänge beträgt. Da nun d und h''' im umgekehrten Verhältnisse zu einander stehen, so kann man leicht die Widerstandshöhe für irgend einen andern Röhrendurchmesser d' bei der Geschwindigkeit c finden, derselbe beträgt $\frac{d}{d'}$ Procent der Länge.

Die folgenden beiden Tabellen geben in Fuss- und Metermaass die Rohrdurchmesser an, bei welchen für die daneben stehenden Geschwindigkeiten der Reibungsverlust 1 Procent der Länge beträgt.

Es ist $h''' = 0{,}01\,l$, wenn

bei der Geschwindigkeit c in Fussen,	der Rohrdurchm. d in Zollen.
1	0,6
1,5	1,22
2	2,02
3	4,18
4	7,03
5	10,56
6	14,72
7	19,56
8	25,06
10	36,36

Es ist $h''' = 0{,}01\,l$, wenn

bei der Geschwindigkeit c in Metern,	derRohrdurchmesser d in Metern
0,4	0,024
0,6	0,049
0,8	0,081
1,0	0,121
1,2	0,169
1,4	0,223
1,6	0,285
1,8	0,354
2,0	0,430
2,25	0,534
2,5	0,668
3,0	0,910

Die zuletzt genannten Geschwindigkeiten kommen bei Kolbenpumpen gar nicht, wohl aber bei Centrifugalpumpen vor und sind bei Berechnung des Nutzeffectes derselben wohl zu beachten.

Wollte man nach obigen Tabellen wissen, wie gross die Widerstandshöhe h''' ist, wenn Wasser sich durch eine Rohrleitung von 2″ Durchmesser mit 4′ Geschwindigkeit bewegt, dann findet man, dass bei letzterer ein Rohrdurchmesser von 7,03″ einen Verlust von 1 Procent der Rohrlänge ergiebt, mithin ein Durchmesser von 2″, $\frac{7{,}03}{2} = 3{,}5$ Procent. Wäre das Rohr 500′ lang, so wäre h‴ also $= 17{,}5'$, und hätte die Pumpe das Wasser nur 17,5′ hoch zu heben, so würde der Verlust durch Reibung im Druckrohre so gross sein wie die Nutzleistung. Giebt man dem Rohre dagegen 3″ Durchmesser, dann ist die Geschwindigkeit nur $\frac{4}{9} . 4 = 1\frac{7}{9}'$. Für 2′ Geschwindigkeit haben wir nach unserer Tabelle aber $d = 2{,}02''$, h''' würde also höchstens $\frac{2{,}02}{3}$ oder $\frac{2}{3}$ Procent betragen, was auf 500′ Rohrlänge nur $3\frac{1}{3}'$ ergeben würde.

Die Tabelle zeigt übrigens auch, dass bei grossen Rohrdurchmessern auch eine grössere Geschwindigkeit zulässig ist, bei gleicher Widerstandshöhe.

Aus dem Inhalte dieses Paragraphen erhellt somit als Endresultat: dass, wenn der Reibungsverlust nicht von Bedeutung ist, oder wenn es auf eine Kraftersparniss nicht ankommt, die früher aufgestellte Regel, dass das Sauge- und Druckrohr gleiche Weite haben sollen, beibehalten werden kann, dass aber, wenn die Reibungswiderstände zu gross werden, und der Motor nicht unnütz belastet werden soll, nur die Geschwindigkeit des Wassers, nicht die Saugehöhe maassgebend für den Querschnitt der Röhren sein muss.

Eine andere Betrachtung führt auf ganz anderem Wege zu demselben Endresultat. Bevor wir zu derselben übergehen, wollen wir jedoch der Weisbach'schen Formel für h''' eine etwas andere Gestalt geben.

Es ist $\frac{1}{4} \pi d^2 c = \frac{Q}{60}$, also

$$d = \sqrt{\frac{Q}{15 \pi . c}}.$$

Dieser Werth werde für d substituirt, dann erhält man auch:

$$h''' = \left(0{,}09785 \sqrt{c} + 0{,}0644\right) \frac{l}{\sqrt{Q}} . \frac{c^2}{2g} \text{ Meter oder}$$

$$h''' = \left(0{,}09785\,\sqrt{c} + 0{,}11506\right)\frac{l}{\sqrt{Q}}\cdot\frac{c^2}{2g}\text{ Fuss.}$$

Wollten wir h''' gleich einem bestimmten Procentsatz der Förderhöhe setzen, so könnten wir aus dieser Gleichung c entwickeln, da wir ja durch Annahme von Sauge- und Druckwindkesseln in der Wahl der Geschwindigkeit nicht so beschränkt sind wie ohne dieselben.

Bei allen grösseren Pumpenanlagen empfiehlt sich aber auch die Annahme eines höhern Nutzeffectes, und da sich dieser nicht allgemein festsetzen lässt, so wollen wir einen andern Weg zur Bestimmung von c resp. von h''' einschlagen.

Der Kraftverlust durch die Reibungswiderstände drückt sich aus durch $\frac{Q}{60}\,.\,h'''\,.\,\gamma$. Zur Erzeugung dieser Kraft hat man fortlaufende Kosten, die mit etwa dem 15fachen Jahresbetrage kapitalisirt, ein Kapital darstellen, durch dessen Zinsen, zu $6\frac{2}{3}$% gerechnet, dieselben gedeckt werden könnten. Verwendet man einen Theil dieses Kapitals, um eine weitere Rohrleitung herzustellen, so wird dadurch nicht selten mehr an Kraft gespart, als die erhöhten Anlagekosten ausmachen.

Ein Beispiel wird den Sachverhalt am besten erläutern, dasselbe wird zugleich zeigen, auf welchem Wege man durch einige Versuchsrechnungen am leichtesten zu den vortheilhaftesten Dimensionen gelangt.

Die Rohrleitung sei 1000 Meter = 3186′ lang, die Wassermenge betrage 9 Cubikmeter = 291 Cubikfuss, die Geschwindigkeit soll sich nach unsern Formeln = 1,6 Meter = 5,1′ ergeben, dann würde:

$$h''' = (0{,}09785\,.\,1{,}265 + 0{,}0644)\,\frac{1000\,.\,2{,}56}{3\,.\,19{,}62} = 8{,}19\text{ Meter} = 26'$$

werden.

Der Kraftverlust in Pferdestärken à 75 Kgrm.-Meter beträgt sonach $\frac{8{,}19\,.\,1000\,.\,9}{75\,.\,60} = 16{,}38$ Pferdestärken.

Rechnet man auf einen 15stündigen Betrieb und pro Stunde und Pferdestärke auf nur 3 Pfund Kohlen, so werden täglich zur Ueberwindung der Reibungswiderstände allein 15 . 3 . 16,38 = 737 Pfund Kohlen verbraucht. Diese mögen 2 Thlr. kosten, dann würde man jährlich 730 Thlr. dafür verausgaben, die mit 15 kapitalisirt ein Kapital von 10950 Thlr. repräsentiren. (In den meisten Fällen der Praxis wird sich dies Kapital noch höher herausstellen.)

Der Durchmesser unseres Rohres ist nach unsern Angaben:

$$d = \sqrt{\frac{9 \cdot 4}{1{,}6 \cdot 60 \cdot \pi}} = 0{,}35 \text{ Meter.}$$

Nehmen wir versuchsweise den Durchmesser $1\frac{1}{2}$mal so gross, also $d = 0{,}525$ Meter, dann wird die Geschwindigkeit nur $\frac{4}{9} \cdot 1{,}6 = 0{,}71$ Meter betragen, also

$$h''' = (0{,}09785 \cdot 0{,}84 + 0{,}0644) \frac{1000 \cdot 0{,}71^2}{3 \cdot 19{,}62} = 1{,}24 \text{ Meter}$$

sein.

Die Ueberwindung dieser Widerstandshöhe würde einen in gleichem Verhältniss geringeren Kapitalwerth, also $\frac{1{,}24}{8{,}19} \cdot 10950 = 2390$ Thlr. repräsentiren. Die Mehrkosten des Rohres würden bei 0,02 Meter Eisenstärke etwa 6372 Thlr. betragen, die Summe stellt sich also auf 8762 Thlr., man würde also bei Wahl der weiteren Röhren ein Kapital von 10950 — 8762 = 2188 Thlr., dessen Zinsen zu $6\frac{2}{3}$ % gerechnet sind, gewinnen.

Nach einigen Versuchsrechnungen mit etwas engeren oder weiteren Röhren würde sich sehr bald ergeben, ob wir die vortheilhaftesten Dimensionen getroffen haben oder nicht. Eine Formel zu entwickeln zur direkten Berechnung derselben, scheint mir nicht praktisch, sie führt auf eine Gleichung des 7. Grades.

Das Resultat dieser Berechnung ist unabhängig von der Länge der Röhren, da sowohl h''' wie auch die Kosten einer etwaigen Erweiterung proportional der Länge wachsen.

Es giebt, wie sich aus dieser Darstellung ergiebt, eine in ökonomischer Beziehung vortheilhafteste Geschwindigkeit, die sich allgemein nicht feststellen lässt, meistentheils aber nicht viel von 0,63 Meter oder 2' abweichen wird.

Zum Schluss will ich hier noch eine zuverlässige Formel zur Bestimmung der Eisenstärke gusseiserner Röhren, welche von dem Professor Gustav Schmidt herrührt, anführen.

Ist ∂ die Eisenstärke und d der Durchmesser in Centimetern, n die Druckhöhe in Atmosphären, dann ist:*)

$$\partial = 0{,}00333\, n\, d + 0{,}7.$$

*) Siehe Ztschrft. d. Vereins deutsch. Ing. 1871.

§ 8.

Ueber das Spiel der Pumpenventile.

Will man die Bewegung der Pumpenventile — wir setzen zunächst Hubventile, nicht Klappenventile, voraus — einer Betrachtung unterwerfen, so lassen hauptsächlich zwei verschiedene Fälle sich unterscheiden: der erste Fall ist der, dass das Wasser regelmässig der Bewegung des Kolbens folgt, der zweite der, dass das Wasser in Folge seines Beharrungsvermögens gegen Ende des Hubes nicht mehr der Bewegung des Kolbens sich anschliesst, sondern dieser voreilt.

Setzen wir zunächst den ersten Fall voraus und verfolgen das Spiel eines Ventiles während eines Kolbenhubes:

Im Anfange des Hubes, wenn das Saugeventil sich hebt, wirkt der centrifugale Druck des Wassers, das in der Axenrichtung zugeführt und durch die Deckplatte mehr oder weniger horizontal abgelenkt wird, auf weitere Hebung des Ventiles, und zwar mit einer Kraft, welche oft das Ventilgewicht überschreitet. Man muss deshalb, will man ein Herauswerfen des Ventiles aus seinem Sitze verhindern, den Hub desselben in irgend einer Weise beschränken. Obgleich bei einer Erhebung um den halben Radius schon der durch die Erhebung gebildete cylindrische freie Durchgangsquerschnitt gleich dem Kreisquerschnitte des Ventiles ist, so gestattet man doch gern eine etwas grössere Erhebung von etwa 0,75 des Radius, um den Durchgang des Wassers zu erleichtern.

Wie im Anfange des Hubes die Geschwindigkeit des durch das Ventil gehenden Wasserquantums dem Gesetze der Kolbenbewegung entsprechend zunimmt, so nimmt sie gegen Ende des Hubes nach demselben Gesetze ab: der auf Hebung des Ventiles wirkende centrifugale Druck, welcher proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit ist, lässt schnell nach, das Ventil bekommt das Uebergewicht und beginnt zu schliessen. Ist der Kolben auf den todten Punkt angelangt, so ist in der Regel das Ventil noch nicht ganz geschlossen. Der Kolben beginnt nun seine Rückbewegung: es wird, während das Saugeventil sich vollständig schliesst, etwas Wasser wieder entweichen, der Druck im Pumpenkörper nimmt zu, und das Druckventil öffnet sich.

Da in ganz gleicher Weise das Druckventil in der Regel erst vollständig schliesst, wenn der Kolben den ersten todten Punkt wieder passirt hat, so wird auch auf diesem etwas Wasser zurückfliessen, und dann erst das Oeffnen des Saugeventiles erfolgen.

Man sieht leicht ein, dass je später das eine Ventil schliesst, um so später das andere öffnet, um so mehr Wasser fliesst zurück, und um so geringer wird die Nutzleistung. Je weiter der Kolben auf seinem Wege aber schon vorgeschritten ist, wenn der Ventilwechsel erfolgt, ein um so stärkerer Stoss muss dabei stattfinden, und dies wird im Allgemeinen um so mehr der Fall sein, je schneller die Pumpe arbeitet. Man ersieht leicht, dass Alles darauf ankommt, den Schluss der Ventile möglichst zu beschleunigen.

Obgleich wir auf eine Herleitung des Bewegungsgesetzes, nach welchem der Schluss der Ventile erfolgen muss, verzichten, so steht doch so viel fest, dass die Fallzeit von dem Gewicht des Ventiles und seiner Hubhöhe abhängig ist. Will man die Fallzeit verringern, so wird man diesen Zweck durch Vergrösserung des Gewichtes oder durch Verringerung der Hubhöhe erreichen können. Die Hubhöhe lässt sich aber nur verringern, wenn man bei Festhaltung desselben Durchgangsquerschnittes entweder den Durchmesser des Ventiles vergrössert, oder anstatt eines grossen Ventiles eine grössere Zahl kleiner Ventile anwendet, oder endlich durch Glockenventile.

Will man Glockenventile anbringen, wie dies zuweilen bei grossen Pumpenanlagen geschieht, so bleibt zu beachten, dass dies nur möglich ist, wenn man den Durchmesser einer Abschlussfläche so viel kleiner nimmt, als den der anderen, dass durch den Druck gegen die Differenz der beiden Kreisquerschnitte das Ventil mit Sicherheit gehoben wird. Bei gleichen Dimensionen würde eine Erhebung unmöglich sein.

Denken wir uns beispielsweise ein Glockenventil, dessen oberer Durchmesser gleich dem des Rohres, dessen unterer Durchmesser gleich dem $1\frac{1}{2}$fachen Durchmesser desselben ist, so würde der auf Hebung wirkende Druck auf eine Fläche wirken, welche $= (1\frac{1}{2})^2 - 1 = \frac{5}{4}$mal so gross ist als der Rohrquerschnitt. Damit bei der Erhebung aber eine freie Durchgangsöffnung gleich dem Rohrquerschnitt entstehe, hat man, wenn d den Rohrdurchmesser und s die Erhebung des Ventiles bezeichnet,

$$(d\pi + 1\tfrac{1}{2}\, d\pi)\, s = \frac{d^2}{4}\pi, \text{ also } s = 0{,}1\, d.$$

Für ein einfaches Ventil müsste die Erhebung $\frac{d}{4}$ sein, mithin reicht man bei diesem Glockenventil mit $\frac{2}{5}$ der Hubhöhe aus.*)

Oft wendet man anstatt der Ventile runde Gummischeiben an, deren Durchmesser man wegen des Raumes, den die netzförmige Unterlage fortnimmt, etwa doppelt so gross macht, wie den der Röhren. Solche Gummischeiben empfehlen sich ganz besonders und gestatten immer einen schnelleren Gang, als Metallventile oder Metallklappen, weil sie einen elastischen Stoss geben. Bei ihrer Anwendung ist jedoch darauf zu achten, dass sie für kaltes und warmes, aber nicht für kochendes Wasser anwendbar sind, und dass bei grossem Drucke die netzförmige Unterlage nicht zu grosse Oeffnungen habe bei angemessener Stärke der Scheiben.

Es braucht wohl kaum hervorgehoben zu werden, dass das, was in Betreff der Ventile hier angeführt ist, auch in gleicher Weise für Klappen gilt, und dass es zweckmässig ist, bei allen grösseren Pumpen auch eine grössere Zahl derselben anzuwenden.

Gehen wir nun über zur Betrachtung des zweiten Falles. Um das Spiel der Pumpenventile mit Rücksicht auf das Trägheitsmoment der in den Röhren sich bewegenden Wassermassen möglichst klar darzulegen, wollen wir hier einen gewissen Grenzfall näher erörtern, nämlich den, dass eines der Ventile gar nicht zum Schluss kommt, mithin die Pumpe nur mit einem Ventile arbeitet.

Setzen wir zunächst eine Hubpumpe voraus. Die Pumpe kann, wenn die Saugeröhren sehr lang sind, mit einem Saugewindkessel versehen sein; sind die Röhren kürzer und weit genug, so kann derselbe fehlen. Ein Druckwindkessel soll nicht vorhanden sein, die Röhren sollen aber so liegen, und ihre Durchmesser so gewählt sein, dass ein Wasserschlag nicht möglich ist.

Die Pumpe soll ferner so schnell arbeiten, dass auf der letzten Hälfte des Hubes, wenn der Kolben seine verzögerte Bewegung ausführt, an einem noch näher zu bestimmenden Punkte die der Kolbenbewegung entsprechende Verzögerung in den Röhren gleich ist der Verzögerung, die das Wasser in den Röhren durch sein Gewicht resp. durch den Luftdruck erleidet. Dann muss von

---

*) Ueber die zweckmässgisten Verhältnisse der Glockenventile siehe den folgenden Paragraph.

diesem Moment an das Kolbenventil sich heben (wie aus dem S. 10 bis 14 dargestellten Verhältnisse der Beschleunigungen, hier Verzögerungen, leicht ersichtlich ist), und es tritt Wasser aus dem Saugerohre durch die Pumpe in das Druckrohr. Von diesem Moment an communiciren demnach beide Röhren, und die Verzögerung der in den Röhren befindlichen Wassermasse kann nur bewirkt werden durch den Druck einer Wassersäule von einer der gesammten Sauge- und Druckhöhe $h + h''$ gleichen Höhe. Arbeitet die Pumpe mit einem Saugewindkessel, so ist das Wasser in dem Rohrstücke, welches vom Reservoir zum Saugewindkessel führt, in stetiger Bewegung; dazu ist aber eine gewisse Druckhöhe nöthig, wir wollen sie h''' nennen, und diese ist zu $h + h''$ zu addiren, um einen Ausdruck für die Kraft zu erhalten, welche in diesem Falle nur verzögernd wirken kann auf das in dem Druckrohr befindliche Wasser. Die mittlere Spannung im Saugewindkessel ist dann, wie leicht erhellt, $= H - h - h'''$.

Eine Schliessung des Saugeventiles wird nun nicht erfolgen können, wenn in der Zeit, bis das Wasser in den Röhren zur Ruhe kommt, der Kolben nicht nur über den oberen todten Punkt fortgegangen ist, sondern auch seine Rückbewegung vollendet hat, oder über diesen Punkt schon wieder hinaus ist. Wir wollen nun untersuchen, in welchen Fällen dieser Grenzpunkt erreicht wird.

Die Kurbel bilde in dem Moment, wo die oben erwähnte Gleicheit der Verzögerungen eintritt, mit der Verticalen den spitzen Winkel α, die Lenkerstange sei so lang, dass ihre schiefe Stellung nicht in Betracht kommt, die Warzengeschwindigkeit sei $= v$ und r der Radius der Kurbel, l' die Druckrohrlänge.

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren ist dann $c = \frac{F}{f} v \sin \alpha$, und die Verzögerung, so weit sie von der Kolbenbewegung abhängig ist, $= \frac{F}{f} \frac{v^2}{r} \cos \alpha$. Die Verzögerung, bewirkt durch die Druckhöhe $h + h''$, ist $G = g \frac{h + h''}{l + l'}$ *) und bei Anwen-

*) Genau genommen ist noch eine Druckhöhe zu addiren, welche den Reibungswiderständen entspricht, und eine Druckhöhe, welche dadurch entsteht, dass in jedem Moment neue Wassertheilchen in das Rohr treten, die momentan die Geschwindigkeit c in den Röhren annehmen. Beide sind veränderlich und nehmen bis 0 ab; der Einfachheit wegen sind sie nicht berücksichtigt; es konnte dann eine gleichförmig verzögerte Bewegung angenommen werden.

dung eines Saugewindkessels $G' = g\,\frac{h + h'' + h'''}{l'}$. Man hat also

$$\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r}\cos\alpha = g\,\frac{h + h''}{l + l'} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36),$$

$$\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r}\cos\alpha = g\,\frac{h + h'' + h'''}{l'} \quad \ldots\ldots \quad (37).$$

Nach den Gesetzen der gleichförmig verzögerten Bewegung ist, wenn ein Körper in der Zeit T durch die Verzögerung G die Geschwindigkeit c verliert, $T = \frac{c}{G}$. Hiernach würde für unseren Fall das Wasser in Rnhe kommen nach der Zeit

$$T = \frac{\frac{F}{f}\,v\sin\alpha}{g\,\frac{h + h''}{l + l'}} \quad \text{oder} \quad \frac{\frac{F}{f}\,v\sin\alpha}{g\,\frac{h + h'' + h'''}{l'}}$$

oder in beiden Fällen, wenn wir den betreffenden Werth aus Gleichung (36) und (37) substituiren, in der Zeit

$$T = \frac{\frac{F}{f}\,v\sin\alpha}{\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r}\cos\alpha} = \frac{r}{v}\,tg\,\alpha \quad \ldots\ldots \quad (38),$$

oder, da $v = \frac{\pi r z}{30}$,

$$T = \frac{30}{\pi z}\,tg\,\alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (38\text{a}).$$

In derselben Zeit soll die Kurbel unserer Voraussetzung gemäss den Winkel $\alpha + 180^0$ beschreiben.

Macht die Kurbel in einer Minute aber z Umdrehungen, so bedarf sie zu einer halben Umdrehung, also um den Winkel von 180^0 zu beschreiben, $\frac{30}{z}$ Secunden, und für den Winkel $180^0 + \alpha$ ist die erforderliche Zeit $\frac{180 + \alpha}{180} \cdot \frac{30}{z}$. Diese Zeit setzen wir gleich der, die das Wasser bedarf, um in Ruhe zu kommen, also

$$\frac{180 + \alpha}{180} \cdot \frac{30}{z} = \frac{30}{\pi z}\,tg\,\alpha$$

oder:

$$\pi\,\frac{180 + \alpha}{180} = tg\,\alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39).$$

Aus dieser Gleichung lässt sich α berechnen, man erhält $\alpha = 77^0\ 26'$.

Hiernach können wir also sagen: Wenn bei einem Winkel, der $\overline{\overline{>}}$ 77° 26′ ist, die Verzögerung des Wassers in den Röhren durch die Druck- und Saugehöhe gleich ist der Verzögerung, die der Kolbenbewegung entspricht, so bedarf die Pumpe keines Saugeventiles, und das Wasserquantum, welches die Pumpe liefert, wird grösser als $q = 2r\,.\,F$.

Berechnen wir noch das ganze Wasserquantum q' für einen Doppelhub und für den Fall, dass $\alpha = 77^0\ 26'$.

Bis zu dem Zeitpunkte, in welchem die Kurbel den Winkel α mit der Verticalen bildet, ist das geförderte Wasserquantum $= Fr\,(1 + \cos\alpha)$. Von nun an beginnt eine gleichförmig verzögerte Bewegung in den Röhren. Multiplicirt man den Weg, den das Wasser noch zurücklegt bis zum Stillstande, mit f, so erhält man den Rest des geförderten Wasserquantums. Dieser drückt sich also aus durch: $f\,.\,\frac{c^2}{2\,G}$ oder, wenn man die betreffenden Werthe substituirt, durch

$$\frac{f\left(\frac{F}{f}\,v\sin\alpha\right)^2}{2\,\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r}\cos\alpha} = \frac{Fr\sin^2\alpha}{2\cos\alpha};$$

mithin die Summe:

$$q' = Fr\,(1 + \cos\alpha) + \frac{Fr\sin^2\alpha}{2\cos\alpha} = Fr\left(1 + \frac{2\cos^2\alpha + \sin^2\alpha}{2\cos\alpha}\right)$$

$$= Fr\left(1 + \tfrac{1}{2}\cos\alpha + \frac{1}{2\cos\alpha}\right),\ \text{und da}\ \cos\alpha = 0{,}217,$$

$$q' = 3{,}407\,Fr \quad \ldots\ldots\ldots \quad (40).$$

Die Pumpe giebt also mehr Wasser $1{,}407\,Fr$ oder im Verhältniss zu $q = 2rF$ circa 70 pCt. Dies ist insofern ein überraschendes Resultat, als man den Ueberschuss so bedeutend nicht erwartet haben wird. Verringert wird dieser Ueberschuss durch die mit auf Verzögerung wirkenden und nicht berücksichtigten Reibungswiderstände; diese werden das Wasser schon zum Stillstande bringen, ehe der Kolben den todten Punkt erreicht hat, und es wird von diesem Moment an noch eine geringe Rückbewegung des Wassers stattfinden, welche die Leistung etwas verringert und das Kolbenventil schliesst.

Um zu ermitteln, bei welchen Dimensionen oder Verhältnissen das Saugeventil überflüssig wird, dienen die Formeln (36) und (37), wenn wir darin für $\cos\alpha$ den betreffenden Werth setzen: man erhält dann:

$$0{,}217\,\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r} = g\,\frac{h+h''}{l+l'} \quad \ldots\ldots\ (36\,a)$$

und

$$0{,}217\,\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r} = g\,\frac{h+h''+h'''}{l'} \quad \ldots\ldots\ (37\,a).$$

Die Formel (36a) bedarf noch der Erläuterung; sie gilt für den Fall, in welchem man keinen Saugewindkessel anwendet. Soll nun während des Anfanges des Hubes ein Abreissen des Wassers vom Kolben nicht erfolgen können, so muss gleichzeitig der Gleichung (4) (s. S. 12) genügt werden, mithin für den Grenzwerth, d. h. die grösste Geschwindigkeit der Pumpe:

$$\frac{F}{f}\,\frac{v^2}{r} = g\,\frac{H-h}{l} \text{ sein;}$$

man hat also mit Rücksicht auf Formel (36a) die Bedingung:

$$4{,}6\,\frac{h+h''}{l+l'} = \frac{H-h}{l} \quad \ldots\ldots\ (41)$$

und, wenn man nur die Saugeröhren in Betracht zieht, also eine einfache Ausgusspumpe construirt und h'' und $l' = 0$ setzt, so erhält man $h = \frac{1}{5{,}6}\,H$. Dies Resultat ist insofern interessant, als es zeigt, dass bei einer Ausgusspumpe, wenn die Saugehöhe gleich oder kleiner als $\frac{1}{5{,}6}\,H$ ist, und die Geschwindigkeit der Gleichung (4) entspricht, das Saugeventil gar nicht mehr in Thätigkeit kommt, gleichgiltig, welche Länge das Saugerohr hat. Für den Fall einer grösseren Saugehöhe bedarf man aber unter allen Umständen auch einer gewissen Druckrohrlänge, die aus der Gleichung (41) leicht sich entwickeln lässt.

Beispiel: Für $h = 5{,}02$ Meter (16 Fuss), $h'' = 6{,}28$ Meter (20 Fuss), $l = 9{,}41$ Meter (30 Fuss) und $H = 10$ Meter (32 Fuss) erhält man $l' \geqq 88$ Meter (280,5 Fuss). —

Der Vollständigkeit wegen wollen wir jetzt für eine einfach wirkende Druckpumpe untersuchen, unter welchen Umständen eines der Ventile ausser Wirkung tritt und welches. Setzen wir auch hier wieder, ohne Rücksicht auf die Reibungswiderstände zu nehmen, voraus, dass das Wasser von dem Momente an, wo es dem Kolben vorauseilt, eine gleichförmig verzögerte Bewegung annimmt, und dass diese Beweguug so lange andauern soll, bis der Kolben die Rückbewegung vollendet hat, so ist leicht ersichtlich, dass die Trennung bei derselben Kurbelstellung erfolgen muss, wie bei den Saugepumpen, d. h. bei einem Winkel von 77° 26′.

Ferner ist so viel klar, dass, wenn die Pumpe einen Saugeund einen Druckwindkessel hat, diese eine mehr oder weniger vollkommene Ausgleichung der Bewegungen hervorbringen, welche in den kurzen Verbindungsröhren dieser Windkessel mit der Pumpe stattfinden müssen. In diesem Falle also dürfte bis zu der Geschwindigkeitsgrenze des Kolbens, bei welchem ein Abreissen von dem Wasser erfolgt, stets ein regelmässiger Gang ohne bedeutende Stösse zu erwarten sein. Lassen wir den Druckwindkessel fort, so wird die Bewegung im Druckrohre auf der ersten Hälfte des einfachen Hubes der des Kolbens entsprechen müssen, gerade wie bei den Hubpumpen; auf der zweiten Hälfte des Hubes kann aber das Wasser vorauseilen, und, wenn es vorauseilt, muss das Saugeventil sich öffnen, während das Druckventil geöffnet bleibt. Letzteres kommt ganz ausser Thätigkeit, wenn der hier ohne Weiteres anwendbaren Bedingungsgleichung (37) resp. (37a) genügt wird. Wirkt der Kolben darauf saugend, so wird während des Saugens mehr Wasser durch die Pumpe gehen, als $F \cdot 2r = q$, weil im Anfange des Hubes das Wasser schon in Bewegung ist.

Hätte die Pumpe keinen Saugewindkessel, so würde dem Bestreben des Wassers, im Druckrohre voranzueilen, die Kraft entgegenwirken, welche zur Oeffnung des Saugeventiles und dazu nöthig ist, dem Wasser im Saugerohre die betreffende Geschwindigkeit mitzutheilen, denn das Wasser im Saugerohre befindet sich bis zu diesem Moment in Ruhe. Es würde in diesem Falle leicht eine Trennung des voraneilenden Wassers entstehen können, und in Folge dessen ein Wasserschlag, der es als nicht rathsam erkennen liesse, die Pumpe so schnell arbeiten zu lassen, dass das Druckventil ausser Thätigkeit kommt.

Wären die Verhältnisse des Saugerohres, sowie die der Pumpe so gewählt, dass das Wasser im Saugerohre das Bestreben hätte vorzueilen, so könnte ein solches Voreilen nur erfolgen, wenn der auf dem Druckventile lastende Druck überwunden würde. In diesem Moment hätte man aber auch das ganze Wasserquantum im Druckrohre, das im Stillstand befindlich ist, in Bewegung zu setzen, und gleichzeitig würde die gesammte Sauge- und Druckhöhe auf Verzögerung wirken. Bei Anwendung eines Druckwindkessels würde der Widerstand, den das im Sangerohre voreilende Wasser findet, etwas geringer werden. Hiernach erhellt, dass ein Unthätigwerden des Saugeventiles nur erfolgen wird, wenn die Druckhöhe gering und das Druckrohr sehr kurz wird. Es findet dann auch hier die Gleichung (41) mit den daraus gemachten Folgerungen directe Anwendung.

Stellen wir hiernach die wichtigsten Fälle zusammen, in welchen ein Ventil ausser Thätigkeit kommen kann, so kann dies geschehen:

1) Sowohl bei einer Hub- wie Druckpumpe mit beliebig langen Saugeröhren und kurzen Ausgussröhren ist das Saugeventil ausser Thätigkeit, wenn $h \leqq \frac{1}{5,6} H$, und die Geschwindigkeit der Gleichung $\frac{F}{f} \frac{v^2}{r} = g \frac{H-h}{l}$ entspricht.

2) Bei einer Hubpumpe und grösseren Sauge- und Druckhöhe ist das Saugeventil ohne Wirkung, wenn die Gleichung (36a) zutrifft. Hat die Pumpe einen Saugewindkessel, so muss der Gleichung (37a) genügt werden.

3) Bei Druckpumpen tritt das Druckventil ausser Wirkung, wenn die Pumpe sehr kurze Saugeröhren oder einen Saugewindkessel hat, und derselben Gleichung (37a) genügt wird.

4) Endlich gelten für doppelt wirkende Pumpen dieselben Bedingungen wie für Hubpumpen, weil bei ersteren wie bei letzteren das Wasser in den Sauge- und Druckröhren stets in gleichzeitiger Bewegung ist.

Wir haben bei der Ermittelung der Gleichungen dieses Abschnittes angenommen, dass die Geschwindigkeit der Pumpe so gross genommen sei, wie nöthig, um eben das eine Venlil ausser Thätigkeit zu bringen; das Wasser gelangt dann immer auf einem der todten Punkte zur Ruhe, und das andere Ventil hat dann auf diesem Punkte entweder sich zu schliessen oder zu öffnen, was ohne wesentlichen Stoss möglich ist. Hätte man dagegen die Geschwindigkeit grösser genommen, so würde dieses Ventilspiel auch erst später stattfinden, dann aber leicht zu Stössen Veranlassung geben. Es geben somit die Gleichungen das Maximum der Geschwindigkeit, mit der unter den Bedingungen 1., 2., 3., 4. ausgeführte Pumpen vortheilhaft arbeiten können. Da bei jeder geringeren Geschwindigkeit aber beide Ventile wieder zur Thätigkeit kommen, so dürfte es nicht gerade empfehlenswerth, wenn auch möglich sein, Pumpwerke mit einem Ventile zu construiren.

Schliesslich bedarf es wohl kaum der Bemerkung, dass bei Anwendung eines Sauge- und eines Druckwindkessels bei jeder Art Pumpe die Ventile alle zur Thätigkeit kommen. Fehlt aber ein Windkessel, oder fehlen beide, dann ist ein regelrechtes Spiel der Ventile nur möglich, wenn die Verzögerungen des Wassers in den Rohrleitungen, bedingt durch die hydrostatische Druckhöhe etc. gleich oder grösser sind als die Verzögerung, welche der Kolbenbewegung auf dem todten Punkte entspricht. Es entstehen sonach noch folgende Bedingungsgleichungen:

a) Für Pumpen ohne Sauge- und Druckwindkessel:

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} \leqq g \cdot \frac{h+h''}{l+l'} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36\,b)^{*)},$$

b) für Pumpen mit Saugewindkessel:

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} \leqq g \frac{h+h''+h'''}{l'} \quad \ldots\ldots \quad (37\,b),$$

c) für Pumpen mit Druckwindkessel:

$$\frac{F}{f}\frac{v^2}{r} \leqq g \frac{h+h''+h'''}{l} \quad \ldots\ldots \quad (37\,c).$$

§ 9.

Construction der Ventile und Klappen.

Von allen Ventilen und Klappen verlangt man, dass sie bei einem in bestimmter Richtung auf sie wirkenden Drucke die Durchflussöffnung der Flüssigkeit abschliessen, dagegen einem nach entgegengesetzter Richtung wirkenden Drucke nachgeben, sich heben und dem Durchgange der Flüssigkeit möglichst wenige Hindernisse entgegensetzen. Hiernach betrachten wir zunächst:

1. den Abschluss der Ventile.

Die den Abschluss bildende Deckplatte eines Ventils muss stets einen grösseren Querschnitt haben, als die Durchflussöffnung;

---

*) Siehe auch Seite 25.

die Differenz beider stellt einen Ring dar, dessen innere Peripherie gleich der der Durchgangsöffnung und dessen äussere Peripherie gleich der der Deckplatte ist. Wir nennen diese Ringfläche die Dichtungs- oder Abschlussfläche, und bezeichnen die radiale Dimension derselben mit s. Der Einfachheit wegen und weil es für unsere Zwecke ausreicht, habe ich in der Folge das Product von s in die Peripherie der Zuflussöffnung gleich dem Querschnitt der Abschlussfläche angenommen. Der den dichten Verschluss bewirkende Druck kann, soweit er von der Flüssigkeit herrührt, sehr verschieden gross sein; unter sonst gleichen Umständen ist er proportional dem Querschnitte der Durchgangsöffnung.

Soll der Druck auf die Flächeneinheit der Dichtungsfläche — wir setzen zunächst eine ebene voraus — bei allen Ventilen oder Klappen gleich gross sein, dann muss auch der Querschnitt derselben proportional dem Querschnitte der Durchflussöffnung genommen werden, der innere Durchmesser muss dann also zu dem äusseren stets in einem constanten Verhältnisse stehen. Redtenbacher giebt auch ein solches an (1 : 1,2); in der Praxis richtet man sich aber nicht nach demselben und macht bei grossen Ventilen s kleiner, als sich nach dieser Regel ergeben würde.

Eine andere Grundlage liesse sich wohl in der Abnutzung der Dichtungsflächen finden, wenn wir von allen Ventilen eine gleiche Dauer verlangen. Nehmen wir die Abnutzung, was wohl mit der Erfahrung übereinstimmen möchte, proportional der Hubzahl und dem Drucke auf die Flächeneinheit, dann müssen beide Grössen im umgekehrten Verhältnisse zu einander stehen. Es wird zunächst darauf ankommen, die Abhängigkeit der Hubzahl von der Grösse der Ventile festzustellen. Nach der früher von mir gegebenen Regel zur Bestimmung des Inhalts der Pumpen ist die Hubzahl zwar von der Saugehöhe abhängig, bei gleicher Saugehöhe ist sie aber umgekehrt proportional dem Durchmesser der Ventile. Der Querschnitt der Dichtungsfläche müsste also in geradem Verhältniss zum Durchmesser stehen, was genau genug der Fall wäre, wenn s für alle Ventilgrössen constant genommen würde. Auch von diesem Verhältniss weicht man in der Praxis ab, sei es, um den grösseren Ventilen auch eine grössere Dauer zu geben, hauptsächlich aber wohl, weil grössere Ventile im Allgemeinen eine grössere Metallstärke erfordern, und s nicht selten gleich derselben genommen wird.

Bezeichnet man mit d den Durchmesser des Ventils in Millimetern, dann giebt die Formel $s = 1{,}4\sqrt{d}$ ganz passende Dimensionen. s und d in Zollmaass ausgedrückt, ergiebt sich $s = 0{,}274\sqrt{d}$. Reuleaux setzt $s = 4 + \sqrt{d}$ Millimeter.

Hat man ein Ventil mit einer grösseren Zahl von Abschlussflächen, dann giebt man allen eine gleiche Breite, und die Summe der Querschnitte derselben kann so gross sein, wie die eines einfachen Tellerventils vom Durchmesser der grössten Abschlussfläche sein würde.

Ich habe hierbei stets ebene Abschlussflächen angenommen, bei denen die Innenkante etwas gebrochen werden muss, damit sich nicht so leicht durch das Aufschlagen ein Grat bilden kann. Wählt man die conische Form, dann würde ihre Projection gleich s zu nehmen sein; diese Form hat den Vortheil, dass bei gleicher Erhebung des Ventils das Wasser nicht so stark von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt zu werden braucht, wie Figur 1 und 2, Blatt 1, zeigen. Als vortheilhaftesten Winkel möchte ich 45° empfehlen.

Bei Klappen ist die Breite der Dichtungsflächen so zu bestimmen, dass man ihren lichten Querschnitt in einen Kreis vom Durchmesser d verwandelt und dann für s dieselbe Dimension nimmt, welche sich für ein gewöhnliches Ventil ergeben würde. Hat man statt des Metalles eine Leder- oder Gummidichtung, dann wird man s etwas grösser nehmen können, um den Flächendruck dadurch zu vermindern.

2. Durchgang der Flüssigkeit durch das Ventil.

Als allgemeine Regel für die Bestimmung der Grösse eines Ventils oder einer Klappe muss gelten, dass der freie Durchgangsquerschnitt des Ventils womöglich gleich dem des Zuführungsrohres sein soll. Nie sollte der Ventilquerschnitt wesentlich kleiner sein, wohl aber kann er ohne Schaden grösser genommen werden. Bei dem Durchgange der Flüssigkeit durch ein gewöhnliches Scheibenventil muss dieselbe zunächst seitlich von ihrer Bewegungsrichtung abgelenkt werden, um dann in der ursprünglichen Richtung durch die ringförmige Oeffnung zwischen der Deckplatte desselben und dem Ventilkasten weiter fliessen zu können. Der geringste zulässige Querschnitt des Ventilkastens muss also gleich dem der Deckplatte plus dem des Rohres sein; besser ist es, man nimmt ihn gleich dem doppelten Querschnitt der Deckplatte. Liegen mehrere Ventile oder ein combinirtes Ventil mit mehreren Durchgangsöffnungen in einem Ventilkasten, so muss immer der Querschnitt des letzteren mindestens gleich der Summe der Querschnitte aller Deckplatten plus der Summe der Querschnitte der freien Durchgangsöffnungen genommen werden.

Die seitliche Bewegung des Wassers ist abhängig von dem Maasse der Erhebung des Ventils. Das Wasser fliesst hierbei durch einen Cylindermantel, dessen Durchmesser gleich dem lichten Durchmesser des Ventils und dessen Höhe gleich dem Maass der Erhebung ist. Soll der Ventilquerschnitt gleich dem des Cylindermantels sein, also $\frac{1}{4}\pi d^2 = \pi d x$, dann ist $x = \frac{1}{4}d$, d. h. die Erhebung gleich dem halben Radius. Hierbei müsste aber das Wasser eine sehr scharfe Krümmung machen, die durch eine grössere Erhebung wesentlich verringert wird, und darum gestatten wir jedem Ventile, sich um die Hälfte höher zu erheben, als die Gleichheit der Querschnitte dies bedingen würde. Man beachte auch, dass, wenn das Wasser nicht rechtwinklig zu dem Cylindermantel denselben durchströmt, auch nicht der volle Querschnitt desselben in Betracht kommen kann, sondern nur das Product aus diesem in den Sinus des Winkels, den die Bewegungsrichtung mit der Cylinderfläche bildet.

3. Bewegung der Ventile.

Wir finden bei den Pumpen die verschiedensten Formen von Ventilen und Klappen in Anwendung. Wenn dieselben einerseits dicht schliessen, andererseits dem Durchgange des Wassers möglichst wenig Hindernisse entgegensetzen, dann sollte man meinen, müsste die eine Form genau so gut sein wie die andere. Dies ist in der That auch der Fall, so lange es auf die Geschwindigkeit, mit welcher die Pumpe arbeitet, also die quantitative Leistung nicht ankommt. Soll diese eine möglichst hohe sein, erst dann finden sich Unterschiede in der Wirkungsweise, welche darin bestehen, dass eine Ventilconstruction, ohne dass heftige Stösse entstehen, eine grössere Geschwindigkeit zulassen kann, als eine andere. Um hiernach den relativen Werth verschiedener Constructionen vergleichen zu können, ist es nothwendig, dass wir die Bewegung der Ventile einer genaueren Betrachtung unterwerfen.

Das Ventil wird gehoben durch die Kraft, mit welcher das anströmende Wasser von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt wird. Dieser Kraft wirkt das Ventilgewicht nach Abzug des Gewichtes eines gleich grossen Wasservolumens entgegen, und es kann entweder Gleichgewicht zwischen diesen beiden Kräften vorhanden sein: dann schwimmt das Ventil auf dem aufsteigenden Wasserstrahle, oder der auf Hebung wirkende Druck ist grösser oder kleiner als dies Gewicht: dann findet entweder eine weitere Hebung Statt, bis das Ventil auf einen Widerstand stösst, oder es senkt sich. Ein leichtes Ventil wird sonach früher und höher gehoben werden, als ein schweres, und wird länger in der gehobenen Stellung verharren, der Schluss also auch später erfolgen.

Berechnet man das Gewicht so schwer, dass es bei der grössten Geschwindigkeit des Pumpenkolbens und nicht zu grosser Erhebung im Gleichgewicht ist mit der den Auftrieb bewirkenden Kraft, dann wird während des ganzen Hubes zwar durch dieses Gewicht ein grösserer Arbeitswiderstand entstehen, als bei einem leichten Ventile; dagegen wird dasselbe auch nicht so heftig gegen den den Hub begränzenden Körper schlagen, und da es schon früher beginnen wird, zu schliessen, wird auch der Abschluss schon früher und mit geringerem Stoss erfolgen, das auf dem todten Punkte der Kolbenbewegung zurückfliessende Wasserquantum also auch verringert werden. Was man also einerseits durch einen erhöhten Kraftverbrauch verliert, wird man zum Theil wenigstens durch einen ruhigen Gang und erhöhte Leistung der Pumpe wieder gewinnen können.

Ueber die den Auftrieb bewirkende Kraft, besonders bei richtig construirten Ventilen, liegen leider wenig Versuche vor. Dieselbe nimmt ab, wenn die Erhebung zunimmt; und da wir nur ein ganz bestimmtes Maass derselben, bis der cylindrische Durchgangsquerschnitt höchstens gleich dem $1\frac{1}{2}$fachen Ventilquerschnitte ist, gestatten wollen, so handelt es sich hauptsächlich um das Maass dieser Kraft bei der Maximalerhebung. Bis zur genaueren Feststellung wird man, glaube ich, nicht sehr fehlgehen, wenn man sie gleich dem Drucke einer Wassersäule annimmt, welche $1\frac{1}{2}$mal so hoch ist, wie die zur grössten Durchgangsgeschwindigkeit gehörige Druckhöhe. Diese Geschwindigkeit sollte für jedes Ventil mit Rücksicht auf die grösste Kolbengeschwindigkeit in der Mitte des Hubes und auf die mittlere zulässige Hubzahl ermittelt, und hiernach das Gewicht des Ventiles bestimmt werden.

Ich habe, um diese Rechnung dem ausführenden Techniker zu ersparen, in den folgenden beiden Tabellen für Fuss- und Metermaass die Gewichte pro □″ resp. pro □cm. angegeben für verschiedene mittlere Durchgangsgeschwindigkeiten des Wassers durch die Ventile während eines einfachen Kolbenhubes. Die dritte Columne enthält die Wassersäulenhöhe, welche dem Ventilgewicht entspricht, und welche gleichzeitig Widerstandshöhe für den Durchgang des Wassers durch das Ventil ist. Da das Wasser, um gehoben zu werden, zwei Ventile passiren muss, so muss auch die Widerstandshöhe für jedes der beiden Ventile in Betracht gezogen werden.

Tab. I.

Mittlere Geschw. c in Fussen.	Ventilgewicht pro □″ in Pfunden.	Widerstands-höhe in Fussen.
2	0,10	0,24
3	0,23	0,54
4	0,40	0,96
5	0,64	1,5
6	0,93	2,16

Tab. II.

Mittlere Geschw. c in Metern.	Ventilgewicht pro □ctm. in Pfunden.	Widerstands-höhe in Metern.
0,60	0,014	0,068
0,80	0,023	0,119
1,00	0,037	0,187
1,25	0,058	0,292
1,50	0,084	0,422
1,75	0,115	0,577
2,00	0,150	0,750

Die Widerstandshöhe der Ventile ist, wie ersichtlich, unabhängig von der Förderhöhe nnd nur abhängig von der Geschwindigkeit der Pumpe. Bei gleicher Geschwindigkeit muss also der Nutzeffect geringer ausfallen bei geringer Förderhöhe und grösser bei grosser. Man ersieht aber ferner noch aus der Tabelle, wie schnell die Widerstandshöhen wachsen, und möchte ich empfehlen, eine Geschwindigkeit von 6′ resp. 2 Metern überhaupt nicht zu überschreiten. Denkt man sich das ganze Gewicht in der Deckplatte vereinigt, dann müsste diese schon eine Stärke von etwas über 0,08 Meter = 3″ haben, um auf der Hälfte des Kolbenhubes auf dem Wasserstrome, bei nicht zu grosser Erhebung, zu schwimmen. In der Regel nimmt man die Ventile viel zu leicht; man schafft sich zwar durch ein grosses Gewicht am Anfang und Ende des Kolbenhubes einen etwas grösseren Widerstand, erreicht aber dadurch einen schnelleren Abschluss, folglich eine höhere Nutzleistung und die Möglichkeit, die Pumpe schnell arbeiten zu lassen. Aus diesem grösseren Gewicht pro Flächeneinheit erklärt es sich auch, dass die Glockenventile oft anderen Ringventilen vorgezogen werden. Sind die Ventile zu leicht, und soll die Pumpe dennoch schnell arbeiten, dann hilft man sich nicht selten in der Weise, dass man die Hubhöhe derselben auf ein Minimum beschränkt, um dadurch einen schnelleren Abschluss zu ermöglichen. Dass dieses Mittel aber nur ein Nothbehelf sein kann, liegt auf der Hand.

4. Verhältnisse der Ventile.

Dem ausführenden Techniker wird es nicht unlieb sein, wenn ich nach den vorgehenden allgemeinen Darlegungen die wichtigsten Verhältnisse einiger Ventilconstructionen noch einer Betrachtung unterwerfe.

a. Teller-, Kegel- und Kugelventile.

Es ist früher schon erwähnt worden, dass die Erhebung dieser Ventile etwa gleich $\frac{3}{4}$ des Radius des Rohres sein soll, und dass man einen leichteren Durchgang des Wassers durch ein Kegelventil, als durch ein ganz ebenes Tellerventil hat. Dasselbe gilt von den Kugelventilen. Nimmt man bei einem Kugelventil auch den Winkel von 45^0 als denjenigen an, den die Abschlussfläche an der Innenkante mit der Axe bilden soll, dann ist der Durchmesser der Kugel 1,4mal so gross zu nehmen, wie der Rohrdurchmesser. Da aber das Gewicht einer massiven Kugel im cubischen Verhältnisse zum Durchmesser wächst, während der Rohrquerschnitt nur mit dem Quadrat des Durchmessers zunimmt, so wird die Anwendbarkeit der Kugelventile immer nur auf wenige Fälle beschränkt bleiben müssen, wenn man nicht bei grösseren Durchmessern dieselben hohl machen will. Bei den Teller- und Kegelventilen, namentlich wenn sie dreiflügelige Führungen haben, kann man leicht das passende Gewicht durch eine Vergrösserung der Länge dieser Führungen, durch eine stärkere Deckplatte, wenn möglich aber auch durch die in der Fig. 2 und 3, Blatt 1, gezeichnete Form ihrer unteren Fläche erhalten.

Da das Maass der Erhebung dieser Ventile mit dem Durchmesser wächst, so folgt daraus auch, dass ein grösseres Teller- oder Kegelventil mehr Zeit gebrauchen wird, wieder zu schliessen. Nun wird zwar auch, wenn wir den Inhalt der Pumpen nach der früher angegebenen Formel bestimmen, die Zahl der Hübe im umgekehrten Verhältnisse zum Rohrdurchmesser stehen; man hat also auch mehr Zeit für den Ventilschluss; dessen ungeachtet wird erfahrungsmässig der Stoss ein stärkerer, einerseits wohl, weil die Zeit, welche das Ventil zur Senkung bedarf, nicht direct proportional dem Maasse der Erhebung resp. dem Durchmesser sein wird, andererseits aber auch, weil die zum Stosse gelangende Wassermasse mit der Grösse der Pumpe wächst. Man muss sich hierbei klar machen, dass, so lange der Kolben den todten Punkt noch nicht erreicht hat, auch Wasser durch das geöffnete Ventil treten muss. Wenn nun auch gegen Ende des Hubes sehr viel weniger Wasser durch dasselbe tritt, und das Ventil sich schon früher zu senken beginnt, so wird doch der Abschluss immer nur nach Ueberschreitung des todten Punktes eintreten können. Die Frage ist nur, wie weit der todte Punkt überschritten ist, wenn dieser Abschluss stattfindet. Je leichter das Ventil ist, um so grösser wird im Allgemeinen die Oeffnung noch sein. Das geöffnete Ventil setzt der Rückbewegung des Kolbens und Wassers nicht den geringsten Widerstand entgegen, vielmehr wirkt das Wasser nun treibend auf den Kolben. In dem Moment, wo der Abschluss erfolgt, das Wasser also schon eine gewisse Geschwindigkeit erreicht hat, muss nothwendig auch das andere Ventil und die auf demselben ruhende Wassersäule sich plötzlich in Bewegung setzen, und dadurch erklärt sich der heftige Stoss im Betriebswerk und gegen die Ventile.

Man kann einfache Tellerventile immer noch anwenden bei einem Durchmesser von 6 bis 8 Zoll oder 160 bis 210$^{\mathrm{mm}}$. Von diesem Durchmesser an bis zum doppelten Durchmesser genügen die einfachen Ringventile in ihren verschiedenen Formen, bei noch grösseren Dimensionen bis zum vierfachen Durchmesser müssen schon doppelte Ringventile genommen werden. Da die Hubhöhe der doppelten Ringventile stets kleiner ist als die der einfachen, und letztere wieder kleiner ausfällt als die der Tellerventile, so wird es nie fehlerhaft sein, wenn man Ringventile auch schon bei geringeren Dimensionen anwendet als die angegebenen.

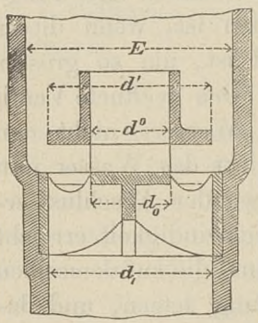
b. Einfache Ringventile.

Bei Betrachtung der folgenden Ringventile mögen, um eine einfache Uebersicht der Verhältnisse zu bekommen, die Abschlussflächen zunächst gleich Null angenommen werden, so dass also nur eine Kante den Abschluss bewirken würde. Wollen wir mit

Rücksicht auf das Maass von s, das wir leicht nach dem grössten Durchmesser des Ventils bestimmen können, das Ventil wirklich construiren, so ist weiter nichts nöthig, als dass wir die lichte Weite aller Durchflussöffnungen sowohl der festliegenden Platte, wie auch des Ventils und seines Spielraumes im Ventilkasten unverändert beibehalten und nur die betreffenden Durchmesser so viel vergrössern, wie nöthig ist, um die Abschlussflächen zu erhalten. Die entwickelten Querschnittsverhältnisse werden dann etwas andere; die Aenderung selbst wirkt aber nur vortheilhaft für den leichteren Durchgang des Wassers.

In nachstehender Fig. 4 sei δ der in der Zeichnung nicht angegebene Durchmesser des Saugerohres resp. eines Scheibenventiles, wenn man ein solches wählen wollte. Die oben gezeichneten Durchmesser gehören der Deckplatte, die unten gezeichneten der festliegenden Durchflussplatte an.

Fig. 4.



Wenn der Ring sich um $\frac{1}{4}d^0$ hebt, dann kann durch den Cylinderquerschnitt $\pi d^0 . \frac{1}{4} d^0$ genau so viel Wasser fliessen, wie durch den Kreisquerschnitt $\frac{1}{4}\pi d^{0\,2}$. Eine um die Hälfte grössere Erhebung lassen wir des bequemeren Durchflusses wegen zu, das Wasserquantum kann dadurch aber nicht wachsen. Wir haben ferner, weil die beiden cylindrischen Durchgangsquerschnitte gleich dem Ringquerschnitte sein müssen:

$$\pi (d^0 + d') \tfrac{1}{4} d^0 = \tfrac{1}{4}\pi (d_1^{\,2} - d_0^{\,2}),$$

oder da vorläufig

$$d^0 = d_0 \text{ und } d' = d_1$$

gesetzt werden kann,

$$d' = 2\, d^0.$$

Nun ist aber auch

$$\delta^2 = d'^2 - d^{0\,2} = 3\, d^{0\,2}, \text{ also } \delta = d^0 \sqrt{3}.$$

Ein Ventil vom Durchmesser δ müsste sich also um $\sqrt{3} = 1{,}73$mal so hoch heben. Es übersieht sich leicht, dass ohne Rücksicht auf die Deckflächen der Querschnitt von E gleich dem doppelten Querschnitt des Ringes oder gleich $\frac{1}{2}\pi\delta^2$ sein muss, und dass also $E = d^0 \sqrt{6}$ werden muss.

Um mit Rücksicht auf die Deckflächen die Durchmesser festzustellen, berücksichtigen wir zunächst, dass auch die mittlere kreisförmige Oeffnung des Ringes durch die Führungen verengt wird. Es wird diese Verengung genügend berücksichtigt sein, wenn wir auch d^0 um $2s$ vergrössern. Wir haben dann für die Ausführung des Ventils

$$d^0 = d^0 + 2s,$$
$$d' = 2d^0 + 6s,$$

für die festliegende Platte

$$d_0 = d^0 + 4s,$$
$$d_1 = 2d^0 + 4s$$

und

$$E = \sqrt{6} \,.\, d^0 + 6s.$$

Wäre beispielsweise $d = 300^{mm}$, dann müsste d^0 ohne Rücksicht auf die Deckflächen $= \frac{300}{\sqrt{3}} = 173^{mm}$ sein, also $d' = 346^{mm}$ die Deckfläche s würde, da sie sich im Verhältniss der Durchmesser auf d' und d^0 vertheilt,

$$\frac{d'}{d' + d^0} 1{,}4 \sqrt{346} = \tfrac{2}{3} \,.\, 1{,}4 \sqrt{346} = 18^{mm},$$

wofür wir 20^{mm} nehmen, da d' wegen der Deckflächen noch grösser wird. In der Ausführung würde also sein

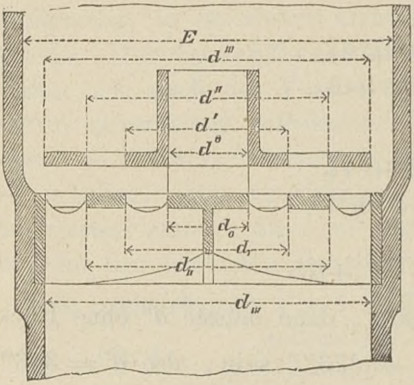
$$d^0 = 173 + 40 = 213^{mm},$$
$$d' = 346 + 120 = 466^{mm},$$
$$d_0 = 173 + 80 = 253^{mm},$$
$$d_1 = 346 + 80 = 426^{mm},$$
$$E = 2{,}45 \,.\, 173 + 120 = 544^{mm}.$$

Das Ventil müsste sich erheben können bis 75^{mm}.

Die einfachen Ringventile können die auf Taf. 1, Fig. 3 bis 7 dargestellten Formen der conischen und Glockenventile annehmen; es ist leicht ersichtlich, dass auch für diese genau dieselben Verhältnisse der Durchmesser gewählt werden müssen. Wenn hier und da die Glockenventile (Fig. 6 und 7) sich besser bewährt haben als die anderen Formen, so liegt dies nur in dem grösseren Gewicht, das auf den Quadratzoll oder Quadratmillimeter Ringfläche kommt. Ich halte die in Fig. 5 dargestellte vertieft conische Form für die vorzüglichste, weil sie bei gleicher Erhebung dem Durchflusse des Wassers den geringsten Widerstand entgegensetzt, wie auch die punktirten Linien der Figuren, welche die Richtung der Wasserfäden angeben, zeigen, und diese Form ohne Schwierigkeit ebenso schwer hergestellt werden kann, wie ein Glockenventil.

c. Doppelte Ringventile.

Fig. 5.



Ein solches Ventil ist in nebenstehender Fig. 5 wieder ohne Rücksicht auf die Deckflächen dargestellt und mit derselben Bezeichnungsweise wie bei dem einfachen Ringventile. Die Durchmesser ergeben sich auch ebenso, wenn wir wieder als Minimum des grössten Ausschlages $\frac{1}{4} d^0$ annehmen.

Es ist

$$\tfrac{1}{4} d^0 . \pi (d^0 + d') = \tfrac{1}{4} \pi (d_{,}^2 - d_0^2),$$

woraus wieder

$$d' = 2 d^0$$

sich ergiebt. Ferner ist

$$\tfrac{1}{4} d^0 \pi (d_{,,} + d_{,}) = \tfrac{1}{4} \pi (d''^2 - d'^2),$$

woraus $d'' = d' + d^0 = 3 d^0$

und endlich $\tfrac{1}{4} d^0 \pi (d''' + d'') = \tfrac{1}{4} \pi (d_{,,,}^2 - d_{,,}^2),$

woraus $d''' = d'' + d^0 = 4 d^0.$

Aus $\tfrac{1}{4} \pi \delta^2 = \tfrac{1}{4} \pi (d_{,,,}^2 - d_{,,}^2 + d_{,}^2 - d_0^2)$

folgt $\delta^2 = 10 d_0^2$ oder $10 d^{0\,2},$

also $\delta = 3{,}16 d^0.$

Die Erhebung ist also $= \frac{1}{3{,}16}$ eines Ventils vom Durchmesser δ. Mit Rücksicht auf die Deckflächen ergeben sich für die Ausführung wie bei den einfachen Ringventilen folgende Dimensionen:

$$\begin{aligned} d^0 &= d^0 + 2s, & d_0 &= d^0 + 4s, \\ d' &= 2 d^0 + 6s, & d_{,} &= 2 d^0 + 4s, \\ d'' &= 3 d^0 + 6s, & d_{,,} &= 3 d^0 + 8s, \\ d''' &= 4 d^0 + 10s, & d_{,,,} &= 4 d^0 + 8s. \\ E &= 4{,}47 d^0 + 10s, \end{aligned}$$

Auch für ein solches Ventil mag hier ein Beispiel folgen. Der Durchmesser des Zuführungsrohres δ sei gleich 600mm; dann ist $d^0 = \frac{600}{3{,}16} = 190^{mm}$, also ohne Rücksicht auf die Deckflächen $d''' = 4\,d^0 = 760^{mm}$. Um s zu ermitteln, nehmen wir diesen Durchmesser erst versuchsweise an; dann ergiebt sich

$$s = \frac{d'''}{d''' + d'' + d' + d^0} \cdot 1{,}4\sqrt{760} = 0{,}4 \cdot 1{,}4\sqrt{760} = 19^{mm}{,}74.$$

Der Durchmesser d''' wird aber um mindestens $197{,}4^{mm}$ grösser, und wenn wir hiernach vorläufig $d''' = 957^{mm}$ setzen, bekommen wir $s = 21^{mm}$. Man könnte in der Ausführung die Deckfläche auch wohl noch etwas grösser nehmen, doch wollen wir den berechneten Werth beibehalten; es wird dann

$$\delta = 600^{mm},$$

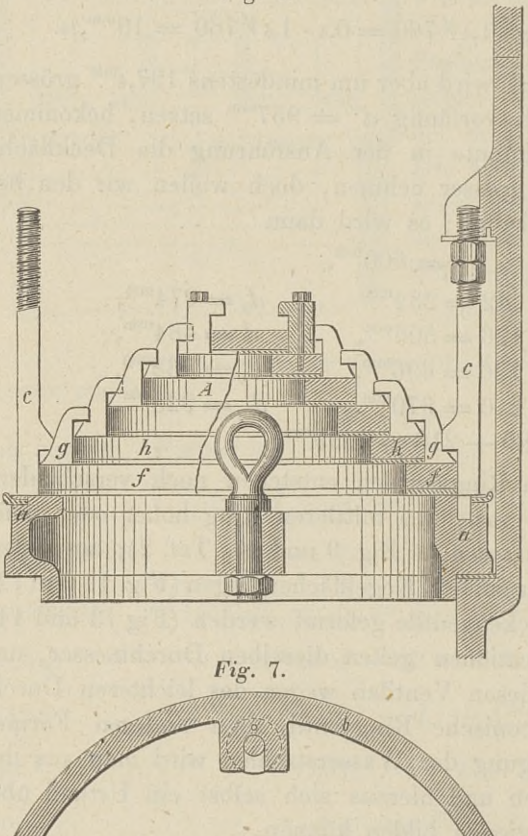
$$\begin{array}{ll} d^0 = 190 + 42 = 232^{mm} & d_0 = 274^{mm}, \\ d' = 380 + 126 = 506^{mm}, & d_{\prime} = 464^{mm}, \\ d'' = 570 + 126 = 696^{mm}, & d_{\prime\prime} = 738^{mm}, \\ d''' = 760 + 210 = 970^{mm}, & d_{\prime\prime\prime} = 928^{mm}. \\ E = 4{,}47 \,.\, 190 + 210 = 1059^{mm}, & \end{array}$$

Bei den doppelten Ringventilen entstehen noch verschiedene Formen dadurch, dass man den mittleren Ring höher oder tiefer legen kann als den äusseren (s. Fig. 9 und 10, Taf. 2); ausserdem können beide Ringe aber auch in Kegelflächen liegen (Fig. 11 und 12), oder nach Art der Glockenventile geformt werden (Fig 13 und 14). Für alle diese Modificationen gelten dieselben Durchmesser, und würde ich auch bei diesen Ventilen wegen des leichteren Durchflusses das vertiefte conische Ringventil allen anderen Formen vorziehen. Die Bewegung der Wasserstrahlen wird man aus den Figuren leicht erkennen und hieraus sich selbst ein Urtheil über die einzelnen Constructionen bilden können.

Grosse Ventile für schnell gehende Pumpen wird man sehr zweckmässig noch aus einer grösseren Zahl von Ringen zusammensetzen können. Für alle Ringventile gilt noch, dass jeder Stoss, der auf Oeffnen eines solchen wirkt, nicht nur die Ventilfläche, sondern auch den Ventilsitz in gleicher Intensität trifft, und dass der letztere also das Bestreben hat, sich zu heben. Um ihn sicher festzuhalten, sind bei den doppelten Ringventilen Ränder an der Buchse angenommen; bei den kleineren Ventilen möchte ein Verbohren durch Stifte oder Schrauben schon genügen. Es kann auch ein fester Steg über dem Ventile liegen, und durch eine in der Mitte befindliche Druckschraube der Ventilsitz festgehalten werden, wie in Fig. 9, Taf. 2 angedeutet ist.

Die grösste Durchflussöffnung bei dem geringsten Hube, oder resp. den geringsten Ventildurchmesser ergiebt das Pyramidenventil von Hofmann in Breslau.*)

Fig. 6.



Das Ventil besteht, wie Fig. 6 zeigt, aus einem ringförmigen gusseisernen Sitz *a*, welcher auf einer Dichtung von Leder oder Gummi auf dem abgedrehten Rande des Ventilkastens *b* ruht, und durch vier Stützen *c c* mittelst Schraubenmuttern festgedrückt wird. Die Stützen *c* stemmen sich gegen vier vorspringende Knaggen, welche an den Ventilkasten angegossen sind. Diese Stützen drücken zugleich einen Ring *d* von Bandeisen fest auf einen Lederring, welcher sich an die Wand des Ventilkastens an-

Fig. 7.

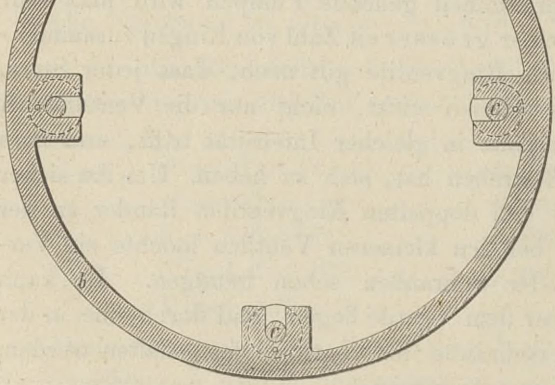


Fig. 8.

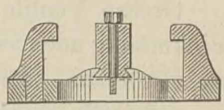
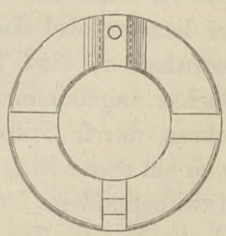


Fig. 9.



*) Zeitschrift d. Vereins deutscher Ingenieure Bd. 15, S. 134.

legt, damit kein Sand zwischen den Ventilsitz *a* und den Ventilkasten fallen kann. Ohne diesen Ring würde der Ventilsitz fest werden und sich nur schwer herausnehmen lassen, so aber bleibt er lose und ist in wenig Minuten herauszunehmen.

Der Ventilsitz hat ein Armkreuz mit einer Oese, um ein Seil daran binden zu können.

Auf dem Ventilsitz legt sich ein mit Leder belegter, schmiedeeiserner Ring *f* auf, welcher sich frei zwischen den vier Stützen *c*, *c* Fig. 6, bewegt, welche ihn in seiner richtigen Lage erhalten.

Damit der Ring sich nicht zu hoch heben kann, sind an den vier Stützen *c* vorstehende Nasen angeschweisst. Auf der oberen Seite des Ringes sind drei Haken *g* eingenietet, und ein vierter Haken ist auf den Schwalbenschwanz eingeschoben und wird ausserdem durch eine Schraube festgehalten, Fig. 8 und 9. Wenn man diesen Haken herausnimmt, gehtder zweite Ring *h* einzulegen, der wie der erste *f* unten mit Leder belegt und oben mit Haken versehen ist, und so liegt immer ein Ring auf dem andern, wovon der letzte mit einer einfachen Platte verschlossen wird.

Da die oberen Ringe weniger Last zu tragen haben, wird die Schlussfläche verhältnissmässig schmaler gemacht, als bei den unteren Ringen.

5. Allgemeines über Klappen.

Während die Ventile bei ihrer Erhebung an dem ganzen Umfange der Deckplatte den Durchfluss des Wassers gestatten, ist dies bei den Klappen nicht in gleichem Maasse der Fall. Dieselben haben stets eine festliegende Drehachse, an der entweder die Durchgangsöffnung ganz abgeschlossen oder doch so gering ist, dass sie kaum berücksichtigt werden kann. Bei den Klappen, welche eine Leder- oder Gummidichtung haben, ist in der Regel die Leder- oder Gummischeibe so viel grösser, dass dieselbe durch eine gerade eiserne Leiste befestigt werden kann, und die Drehung findet durch die Biegung des Dichtungsmaterials statt. Hier ist also die eine Kante vollständig abgeschlossen. Wendet man dagegen Metallklappen an, dann ist zunächst darauf aufmerksam zu machen, dass dieselben womöglich senkrecht auf die Abschlussfläche zuschlagen sollten, was nur möglich ist, wenn die Achse nicht wie gewöhnlich über der Ebene der Abschlussfläche liegt, sondern in derselben. Je nachdem dann die Achse mehr oder weniger weit von der Durchflussöffnung entfernt ist, wird ein geringes Wasserquantum auch bei der Achse vorbei fliessen können; wir lassen dasselbe aber unberücksichtigt. Im ganz gehobenen Zustande soll die Klappe so wenig wie das Ventil die freie Durchgangsöffnung des Wassers verengen, wonach das Maass der Erhebung einer Klappe festzustellen ist.

Das, was über das Gewicht der Ventile gesagt wurde, gilt auch in der Hauptsache von den Klappen; da bei diesen aber je nach ihrem Neigungswinkel stets ein grösserer oder geringerer Theil des Gewichtes von der Achse getragen wird, so sollte man als allgemeine Regel gelten lassen, wenigstens in gehobener Stellung sie möglichst in die horizontale Lage zu bringen, und da sie pro Flächeneinheit ein grösseres Gewicht haben müssten, als die Ventile, dies aber in der Regel nicht haben, so muss man stets auf eine geringere Durchgangs-Geschwindigkeit rechnen. Ich empfehle, die grösste Durchgangsgeschwindigkeit nur halb so gross zu nehmen, wie sie sich für Ventile als zulässig erweist. Soll also ein Ventil durch eine oder mehrere Klappen ersetzt werden, dann muss der freie Durchgangsquerschnitt der letzteren womöglich doppelt so gross sein, wie der des Ventiles sein würde. Erreicht derselbe dieses Maass nicht, dann muss die Hubzahl entsprechend geringer genommen werden.

Je grösser die Klappen werden, um so mehr Zeit gebrauchen dieselben auch bei gleichem Erhebungswinkel und gleicher Form zu ihrem Schlusse. Wird bei geöffneter Klappe der todte Punkt des Kolbenhubes überschritten, dann erfolgt eine Rückbewegung des Wassers und der Klappe, welche nothwendig in dem Momente des Zuschlages einen Stoss bewirken muss, denn das Wasser wird nun plötzlich an der Weiterbewegung gehindert, und ebenso plötzlich muss die andere Klappe öffnen, und das darauf lastende Wasser in Bewegung gesetzt werden. Wie bei den Ventilen, so sind auch bei den Klappen ein grosses Gewicht und eine grössere Zahl kleinerer Klappen die einzigen bisher angewendeten Mittel, den Stoss auf ein Minimum zu reduciren. Sind a und b die Seiten einer durch eine Klappe abzuschliessenden rechteckigen Durchflussöffnung und sollen statt der einen Klappe n der ersteren ähnliche Klappen ausgeführt werden, dann werden die Seiten derselben $\frac{a}{\sqrt{n}}$ und $\frac{b}{\sqrt{n}}$ werden müssen, die Erhebung wird also auch in dem Verhältniss $\frac{1}{\sqrt{n}}$ geringer, und das zurückfliessende Wasserquantum nimmt in demselben Verhältniss ab. Der grösste noch zulässige Querschnitt einer Klappe wird ungefähr auf 50 bis 60 Qdrtzoll oder 340 bis 400 Qdrtctm. angenommen werden können. Der Erhebungswinkel einer Klappe ist, wenn dieselbe nicht mit grosser Gewalt gegen den den Anschlag begrenzenden sogenannten Klappenfänger schlagen soll, mindestens so gross anzunehmen, dass der seitliche Durchgangsquerschnitt gleich dem Querschnitte des Zuführungsrohres wird, so dass also das Wasser seine Geschwindigkeit so wenig wie möglich zu ändern braucht. Hiernach scheint es auf den ersten Blick sehr leicht und einfach, den Erhebungswinkel für verschieden geformte Klappen zu bestimmen; dies ist indess, wie wir gleich sehen werden, doch nicht der Fall.

Setzen wir zunächst voraus, dass die Klappe das Zuführungsrohr unter einem rechten Winkel zur Axe desselben abschliesse. Wollen wir nun das Maass der Erhebung einer Klappe fesstellen, so kommt es auf den Querschnitt der Fläche an, den die Begrenzungslinie der Klappe bei der Erhebung beschreibt, wenn wir die Deckfläche gleich Null setzen. Bei einer halbkreisförmigen Klappe ist dies ein Stück einer Kugelfläche, und wenn wir den Erhebungswinkel α nennen und den Radius der Klappe r, dann ist ihr Flächeninhalt $= \frac{\alpha}{360} 4 r^2 \pi$. Setzen wir diesen gleich dem Querschnitte der Zuflussöffnung, also $\frac{\alpha}{360} 4 r^2 \pi = \frac{1}{2} r^2 \pi$, dann ergiebt sich $\alpha = 45^0$.

Ich habe absichtlich die halbrunde Klappe hier vorausgeschickt, weil man bei dieser annehmen kann, dass das Wasser annähernd normal zur kugelförmigen Durchgangsfläche sich bewegen wird, wenigstens so weit dies die Projection der Bewegungsrichtung auf die Ebene der Abschlussfläche anbetrifft. Denkt man sich dagegen einen Durchschnitt nach der Längenrichtung des Rohres und durch den Mittelpunkt des Kreises gehend, dann werden nicht alle Elemente die normale Richtung inne halten können, und darum muss eine etwas grössere Erhebung gestattet werden.

Hat das Rohr eine rechteckige oder dreieckige Form, und bewegt sich die Klappe um eine Seite dieses Rechteckes oder Dreieckes, dann entstehen im ersten Falle eine rechteckige und zwei dreieckige Durchgangsöffnungen, im zweiten nur zwei dreieckige. Wollte man nun, wie dies gewöhnlich geschieht, einfach diese Querschnitte mit denen der Durchgangsöffnungen vergleichen, dann muss man unbedingt einen zu geringen Erhebungswinkel bekommen, denn das Wasser kann, wenn wir seine Bewegungsrichtung in der Projection auf die Abschlussfläche betrachten, sich an den Ecken nicht rechtwinklig zu den beiden Seiten der Klappen theilen, also nach *ab* und *ac* in nebenstehender Fig. 10 und 11, sondern es wird eine mittlere Richtung annehmen, etwa *ad*, und ebenso werden auch die anderen Wasserelemente zum Theil nicht unbedeutend von der rechtwinkligen Richtung abweichen. Hiernach kann also nicht die ganze Länge der Seiten *ae* und *af* in Betracht kommen, sondern nur ein Theil derselben. Die Bestimmung dieses Theiles durch Rechnung unterliegt grossen Schwierigkeiten, weil je nach dem Maasse der Erhebung und den Verhältnissen der Seiten des Rechteckes oder Dreieckes die Bewegungsrichtung sich ändern muss. Es kommt hinzu, dass fehlerhafter Weise oft dem Wasser nicht einmal die Möglichkeit gegeben wird, abzufliessen, selbst wenn die Klappe sich genügend hebt. So werden die Klappenkasten oft nur so breit gemacht, dass die rechteckigen Klappen sich eben frei bewegen können, ohne auch den Durchfluss durch die dreieckigen Seitenöffnungen zu ermöglichen. Bringt man mehrere solcher Klappen neben einander an, dann ist die Entfernung derselben von einander oft zu gering. Liegen dieselben auf einer horizontalen Ebene, und erfolgt der Abfluss senkrecht nach oben, dann bekommt man einen freieren Abfluss ohne Vergrösserung der Entfernung, wenn man die Drehachsen abwechselnd nach links und nach rechts legt. Besser würde es, glaube ich, noch sein, wenn man die Klappen nicht rechteckig, sondern an der aufschlagenden Seite etwas schmaler macht, wie die nachstehende Fig. 12 zeigt.

Fig. 10.

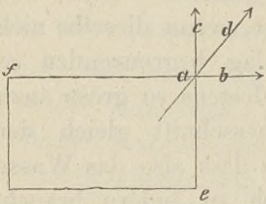


Fig. 11.

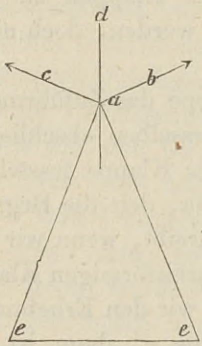
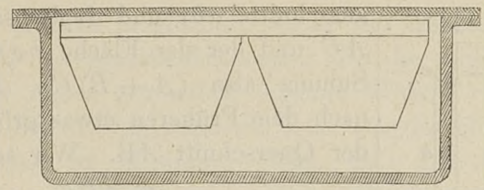


Fig. 12.



Ferner wird sehr häufig der Fehler gemacht, dass das Wasser nicht einmal aus der rechteckigen Durchgangsöffnung ausströmen kann, ohne dass die Klappe sich mehr heben muss, als nöthig wäre. Die nebenstehenden Figuren zeigen auch hier, wie die Ausführung nicht selten ist und wie sie sein sollte. In Fig. 13 ist die Entfernung ab kleiner als ac. Um dem Wasser also einen möglichst ungehinderten Durchgang zu gestatten, muss die Klappe sich mehr erheben, als nöthig wäre. Ebenso verkehrt ist es, wenn man dreieckige Klappen, wie sie bei Kolbenventilen zuweilen vorkommen, sich um die Seite ab, Fig. 15 anstatt um die Seite ac oder bc drehen lässt.

Fig. 13.

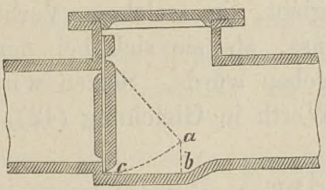


Fig. 14.

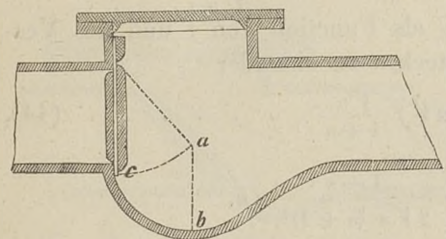
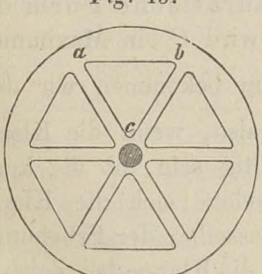
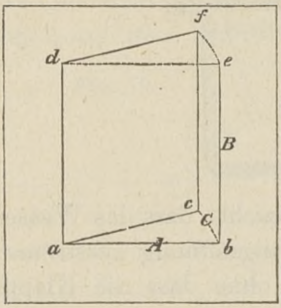


Fig. 15.



Bei Anwendung rechteckiger Klappen ist es eine der wichtigsten Fragen, welches Verhältniss der Seiten das geringste Maass der Erhebung ergiebt. Dieselbe ist leicht zu beantworten, wenn wir annehmen können, dass das Wasser, welches durch die beiden Querschnitte abc und def, sowie durch den Querschnitt $bcfe$, Fig. 16, hindurchgeht, proportional diesen Querschnitten ist. Wir setzen dies für die folgenden Rechnungen voraus und bezeichnen die eine Seite des Rechteckes mit A, die andere mit B, das Maass der Erhebung, d. h. die Länge des Bogens, den die Ecke c beschreibt, sei C,

Fig. 16.



dann ist der Flächeninhalt der beiden Kreisausschnitte abc und def zusammen gleich AC und der der Fläche $bcfe = BC$, in Summa also $(A + B)C$. Dieser muss nach dem Früheren etwas grösser sein, als der Querschnitt AB. Wir setzen ihn

$$= ABm,$$

also

$$(A + B)C = ABm \quad . \quad . \quad (42),$$

worin m eine constante Zahl sein soll, welche angiebt, in welchem Verhältniss die Erhebung C grösser sein muss, als sie sich bei normaler Durchflussrichtung des Wassers ergeben würde. Setzen wir noch $B = nA$ und substituiren diesen Werth in Gleichung (42), dann erhalten wir

$$(1 + n)C = Anm \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (43).$$

Ferner sei $AB = A^2n = f$; mithin $A = \sqrt{\frac{f}{n}}$. Dies in Gleichung (43) substituirt, giebt C als Function von f und des Verhältnisses der Seiten des Rechteckes zu einander

$$C = m\sqrt{f}\,\frac{\sqrt{n}}{1 + n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44),$$

also

$$dC = m\sqrt{f}\;\frac{1 - n}{2\sqrt{n}\,(n + 1)^2}\,dn.$$

Für $n = 1$ wird $dC = 0$ und da für diesen Werth d^2C negativ wird, so ergiebt sich, dass die quadratische Form die ungünstigste ist, denn für diesen Fall wird C ein Maximum.

Setzen wir in Gl. (44) $\frac{1}{n}$ für n, dann bekommen wir denselben Werth für C; hiernach würde es also, wenn die Klappe die Form eines Oblongums hat, gleichgültig sein, ob die kurze oder die lange Seite diejenige ist, um welche sich die Klappe dreht, d. h. das Maass der Erhebung ist dasselbe; der Erhebungswinkel aber wird um so kleiner, je länger die Klappe bei gleichem Werthe von f ist. Berücksichtigen wir aber, dass wenn die Drehung um die lange Seite stattfindet, sich der Ausfluss jedenfalls günstiger gestaltet, also m kleiner wird, so empfiehlt sich diese Form vor allen anderen. Ich möchte empfehlen, die Länge der Klappe normal zur Achse etwa halb so gross zu nehmen wie die Breite, dann würde sich aus Gl. (44) ein Erhebungswinkel von

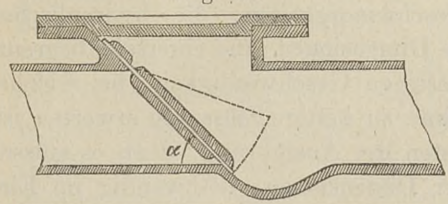
38^0 ergeben, wofür wir wie bei den halbrunden Klappen 45^0 werden annehmen können.

Untersucht man in gleicher Weise die dreieckigen Klappen, so ergiebt sich die grösste Erhebung, also die ungünstigste Form, wenn der der Achse gegenüber liegende Winkel ein rechter und von gleichen Seiten eingeschlossen ist. Der Erhebungswinkel ergiebt sich dann im Minimum gleich 40^0. Ist der der Achse gegenüber liegende Winkel ein spitzer, dann wird er jedenfalls kleiner; dennoch möchte ich wegen des unvollkommeneren Ausflusses auch für spitzwinklige Klappen empfehlen, den Erhebungswinkel gleich 45^0 anzunehmen.

Dasselbe gilt, wie leicht ersichtlich, von dreieckigen Klappen, wenn der rechte Winkel an der Drehachse liegt und die Achse gleich oder kleiner ist als der andere Schenkel des rechten Winkels.

Sehr viel günstiger gestaltet sich der Erhebungswinkel einer Klappe, wenn man die Abschlussfläche nicht senkrecht zur Rohrachse nimmt. Ist Fig. 17 der spitze Winkel, den dieselbe mit der Achse bildet, α, und behalten wir eine der besprochenen Klappenformen bei, dann ist der Rohrquerschnitt in dem Verhältniss $\sin \alpha : 1$ kleiner, als die abzuschliessende Fläche, und die Erhebung kann dann also in demselben Verhältnisse geringer sein, als wir bisher angenommen haben. Hiernach ergiebt sich für $\alpha = 45^0$ für die meisten Klappen ein Erhebungswinkel gleich 32^0, und wenn $\alpha = 30^0$ angenommen wird, ein Erhebungswinkel von $22\frac{1}{2}^0$ als ausreichend. Man darf hierbei nicht vergessen, dass in den Verhältnissen der Klappen nichts geändert werden soll, dass also, wenn man bei Annahme von $\alpha = 30^0$ die Klappe noch einmal so breit wie lang macht, das Zuführungsrohr viermal so breit wie hoch werden muss.

Fig. 17.



Es bleibt mir noch übrig, auch der bei den Luftpumpen der Dampfmaschinen, sowie auch bei Kaltwasserpumpen nicht selten angewendeten Gummiklappen in Form von kreisrunden Scheiben zu erwähnen, welche gegen einen durchbrochenen Klappenfänger in Form einer kugelförmigen Schale schlagen. Die Dicke der Gummiplatte macht es unmöglich, dass die Klappe im gehobenen

Zustande die Kugelform annimmt; dieselbe wird vielmehr die Form von zwei halbrunden Klappen annehmen, die sich an einen Kreisbogen anlehnen. Hiernach wird das Verhältniss des Klappendurchmessers zum Kolbendurchmesser so zu wählen sein, dass das durch den Kolben gehende Wasserquantum auch bequem durch den Zwischenraum von Pumpencylinder und Klappe hindurch kann. Dies wird der Fall sein, wenn der Klappendurchmesser ungefähr gleich 0,7 bis 0,75 des Kolbendurchmessers genommen wird.

§ 10.

Bestimmung der Dimensionen der Pumpen.

Die Bestimmung der Dimensionen der Pumpen kommt zwar nur auf ein Zusammenfassen der Resultate der früheren Paragraphen hinaus, ist aber dennoch nicht immer ohne Schwierigkeiten. Wir wissen, dass diese hauptsächlich durch die Geschwindigkeit entstehen, mit welcher sich das Wasser durch die Röhren und durch die Pumpe bewegt, und dass verhältnissmässig grosse Dimensionen, also geringe Geschwindigkeiten, die hydraulischen Widerstände verringern. Die Dimensionen sind einerseits begrenzt durch das Maximum der zulässigen Geschwindigkeit, bei welcher noch ein regelrechter Gang ohne zu heftige Stösse zu erwarten ist, anderseits nur durch die Kosten der Ausführung, denn es müssen diese, bei der Wahl grösserer Dimensionen, nothwendig im Einklange stehen mit dem zu erwartenden höheren Nutzeffecte. Zwischen diesen Grenzen liegt für den Constructeur ein weiter Spielraum.

Die Aufgabe kann in sehr verschiedener Form uns vorliegen, wir betrachten die allgemeinste, welche die besonderen Fälle einschliesst: „Es ist die Lage des Sauge- und des Druckreservoirs gegeben, es soll ein bestimmtes Wasserquantum Q pro Minute von dem einen zum andern gefördert werden."

Zunächst wird es sich darum handeln, den Ort zu bestimmen, wo die Pumpe am besten aufgestellt wird, dann wird der Querschnitt der Röhren, die Art und Grösse der Pumpe festzusetzen sein.

Denkt man sich beide Reservoire durch eine grade Linie verbunden, dann würde diese die vortheilhafteste Lage der Röhrenleitung geben, denn die Länge würde ein Minimum, und alle Kniestücke wären vermieden. Locale Verhältnisse gestatten dies meist nicht, das Rohr muss oft verschiedene Krümmungen machen, um von dem einen Orte zum andern zu gelangen; dass man diese auf ein Minimum zu beschränken sucht, versteht sich von selbst. Man kann also auch die Lage und Länge der Röhren als bekannt voraussetzen, und wir kommen nun zu dem Standpunkte der Pumpe. Das in dem Capitel über die Saugeröhren Gesagte lässt erkennen, dass man dieselben möglichst kurz und die Saugehöhe möglichst gering zu nehmen habe; denn bei kurzen Röhren ist nicht selten ein Saugewindkessel unnöthig, es ist eine grössere Geschwindigkeit zulässig, und die Wahrscheinlichkeit, dass eine undichte Stelle in der Leitung sei, eine geringere. Eine solche schadet aber in dem Saugerohr mehr als im Druckrohre, wo sie leicht aufzufinden und zu beseitigen ist. Für geringe Saugehöhen spricht die Möglichkeit einer grösseren Geschwindigkeit; wenn diese aber auch nicht einmal gewählt wird, so erlangt man doch eine grössere Sicherheit, dass das Wasser regelmässig nachfolgt. Hiernach kann der Standpunkt der Pumpe als bekannt angenommen werden, da man nur, wenn die localen Verhältnisse dies nothwendig bedingen, lange Saugeröhren und grössere Saugehöhen annehmen darf, die ja nicht ausgeschlossen sind, und für welche unsere Formeln (14a) und (14b) die betreffenden Querschnitts-Dimensionen angeben. Doch sehen wir uns diese Formeln einmal näher an, dann bemerken wir bald, dass der Querschnitt f grösser ausfällt, wenn die Widerstandshöhe h''', die proportional der Länge wächst, zunimmt. Soll dennoch das Wasser sich mit einer bestimmten Geschwindigkeit in den Saugeröhren bewegen, f also ein hierdurch bestimmtes Maass nicht überschreiten, so muss die Saugehöhe h geringer gewählt werden. Ein Beispiel soll diesen Fall erläutern.

Durch eine Rohrleitung sollen 161,7 Liter (5,23 Cubikfuss) Wasser pro Min. nach einer vorläufigen Annahme mit 1,255 Meter (4 Fuss) Geschwindigkeit sich bewegen, dann müsste das Rohr im Lichten 0,052 Meter (2 Zoll) Durchmesser haben. Bei diesem Durchmesser und der angenommenen Geschwindigkeit ist h''' nach unserer Tabelle Seite 45 = 3,5 Procent der Länge; wäre dieselbe also gleich 156,9 Meter (500 Fuss), dann ergäbe sich für $h''' = 5{,}49$ Meter (17,5 Fuss). Da nun $c = \frac{Q}{60}$ und für doppelt wirkende Pumpen, wie wir sie im vorliegenden Falle voraussetzen,

$$f = \frac{Q}{12{,}38\sqrt{2g\,(H - h - h''')}}$$

ist, so haben wir auch

$$c = \frac{12{,}38\sqrt{2g\,(H - h - h''')}}{60}.$$

Setzen wir in diese Gleichung die entsprechenden bekannten Werthe für c, g, H und h''', dann können wir h entwickeln und erhalten $h = 2{,}67$ Meter (8,5 Fuss). Die Saugehöhe dürfte also nicht grösser als 2,67 Meter genommen werden, weil sonst nicht das Wasser mit der von uns angenommenen Geschwindigkeit sich in den Röhren bewegen könnte. Wäre dagegen das Rohr nur 31,385 Meter (100 Fuss) lang, h''' also $= 1{,}098$ Meter (3,5 Fuss), dann könnte die Saugehöhe bis 7,06 Meter ($22\frac{1}{2}$ Fuss) betragen.

Wie man aus diesem Beispiele ersieht, muss unter sonst gleichen Umständen bei wachsender Länge des Saugerohres auch die Saugehöhe geringer gewählt werden, wenn man die Geschwindigkeit nicht auch geringer, die Röhren also weiter annehmen will.

Ueber den Querschnitt der Druckröhren siehe das in dem § 7 Gesagte.

Für eine grosse Geschwindigkeit des Wassers sprechen nur die geringeren Anlagekosten enger Röhren, dagegen aber die Kraftverluste durch Reibung, wobei besonders in Betracht kommt, die Widerstandshöhe für den Durchgang des Wassers durch beide Ventile und die für die Reibung in den Röhren. Beide wachsen annähernd mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, es braucht aber nicht nothwendig die Geschwindigkeit in den Röhren gleich der Durchgangsgeschwindigkeit durch die Ventile zu sein. Ist selbst der Rohrquerschnitt gleich dem Ventilquerschnitte, so kann doch durch sehr schwere Ventile die Erhebung sehr begrenzt und dadurch eine grössere Durchgangsgeschwindigkeit erzeugt werden. Anderseits können aber auch unter Voraussetzung eines Sauge- und eines Druckwindkessels, wenn also das Wasser mit einer nahezu constanten Geschwindigkeit dem ersteren zu- und von letzterem fortfliesst, die Verbindungsröhren der Pumpe mit den Windkesseln erheblich weiter genommen werden als die Rohrleitung, wodurch eine geringere Geschwindigkeit für den Ventildurchgang erreicht wird.

Es wird sich durch die folgenden Betrachtungen sehr bald herausstellen, wann der eine und wann der andere Fall eintreten muss.

Denkt man sich zwei Pumpen, welche in allen Theilen genau gleiche Dimensionen und auch eine gleiche Hubzahl haben, von denen die eine aber doppelt wirkend, die andere einfach wirkend ist, so wird, da die letztere das doppelte Wasserquantum giebt, auch die mittlere Geschwindigkeit in den Röhren dopppelt so gross sein wie bei der einfach wirkenden Pumpe. Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser der einfach wirkenden Pumpe während des Saugens aber zufliesst, sowie diejenige, mit welcher es während des Drückens die Pumpe verlässt, ist genau so gross wie bei der doppelt wirkenden Pumpe. Lassen wir nun die Hubzahl der einfach wirkenden Pumpe oder ihren Inhalt q sich verdoppeln, oder ändern wir die Hubzahl und den Inhalt der Pumpe so, dass dieselbe genau soviel Wasser liefert wie die doppelt wirkende Pumpe, so wird die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in der Röhrenleitung bei beiden Pumpen gleich gross sein, dagegen die Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch die Ventile sich verdoppeln müssen, da in der halben Zeit denselben ebenso viel Wasser zugeführt werden muss, wie der doppelt wirkenden Pumpe. Mit anderen Worten: Wenn Röhren und Ventile beider Constructionen gleichen Querschnitt haben, so ist bei doppelt wirkenden Pumpen die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren gleich der mittleren Durchgangsgeschwindigkeit desselben durch die Ventile, dagegen ist bei einfach wirkenden Pumpen, wegen der Pausen, die letztere Geschwindigkeit doppelt so gross wie erstere.

Da nun in der Regel die mittlere Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch die Ventile 1,88 Meter = 6 Fuss nicht überschreiten soll, so folgt daraus, dass wenn die Geschwindigkeit in den Röhren mehr als 0,94 Meter = 3 Fuss betragen soll, dann entweder doppelt wirkende Pumpen oder bei einfach wirkenden Ventile gewählt werden müssen, deren Querschnitt den der Röhren um so mehr überschreitet, je grösser die Geschwindigkeit in den letzteren angenommen wird.

Man ersieht hieraus, dass man nicht in allen Fällen einfach wirkende Pumpen wählen darf, und dass bei gleichem Ventilquerschnitte auch bei doppelt wirkenden Pumpen die Widerstandshöhe für den Durchgang des Wassers durch die Ventile wesentlich geringer ausfallen muss als bei einfach wirkenden. Beispielsweise beträgt dieselbe nach unserer Tabelle S. 63 bei 1,88 Meter = 6 Fuss Geschwindigkeit für beide Ventile zusammen genommen, 1,35 Meter = 4,32 Fuss, dagegen bei 0,94 Meter = 3 Fuss Geschwindigkeit nur 0,34 Meter = 1,08 Fuss. Hätte man also bei 6,78 Meter = 21,6 Fuss Förderhöhe und 3 Fuss Geschwindigkeit in den Röhren eine einfach wirkende Pumpe construirt und den Ventilquerschnitt gleich dem Röhrenquerschnitt genommen ($f_{,} = f$), dann hätte man durch die Ventile allein einen Kraftverlust von 20 pCt., während eine doppelt wirkende Pumpe nur 5 pCt. Kraftverlust durch die Ventile ergeben würde. Es müsste die letztere also jedenfalls vorgezogen werden. Wäre die Förderhöhe indessen 10 mal so gross, dann würde der Kraftverlust durch die Ventile für eine einfach wirkende Pumpe nur 2 pCt. betragen, sie wäre dann eher zulässig, obgleich die doppelt wirkende immer noch vortheilhafter arbeiten müsste.

Dass einfach saugende und doppelt drückende Pumpen hiernach stets ein im Querschnitt doppelt so grosses Saugeventil wie das Druckventil haben sollten, ist einleuchtend, und glaube ich, dass man nach dieser Darstellung leicht im Stande sein wird über die Art der zu wählenden Pumpe schlüssig zu werden.

Es kommt jetzt nur noch darauf an, den Inhalt der Pumpe und das Verhältniss zwischen Querschnitt und Hub festzustellen.

Was zunächst den Inhalt der Pumpe anbetrifft, so ist das Maximum desselben nur begrenzt durch die Herstellungskosten, es kann eine Pumpe nicht leicht zu gross gemacht werden. Anders aber ist es mit dem Minimum, ein solches existirt und lässt sich genau feststellen. Wir haben für einfach wirkende Pumpen ohne Saugewindkessel und, wenn wir $\frac{Q}{2}$ für Q setzen, auch für doppelt wirkende Pumpen die Gleichung (7b), welcher stets genügt werden muss:

$$Q \leqq \frac{30}{\pi} \sqrt{2 q f g \frac{H-h}{l}},$$

woraus sich ergiebt:

$$q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l}{900 f . 2g(H-h)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45).$$

Hat die Pumpe einen Saugewindkessel, so können wir diesen auch als den Behälter betrachten, aus dem das Wasser zu entnehmen ist, und es muss der entsprechenden Formel (9b) genügt werden:

$$Q \leqq \frac{30}{\pi} \sqrt{2 q f' g \frac{h' - h_{\prime\prime}}{l'}},$$

aus welcher

$$q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l'}{900 f' 2g (h' - h_{\prime\prime})} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (45\text{a})$$

sich ergiebt, in welcher Formel f' den Querschnitt des Verbindungsrohres zwischen Saugewindkessel und Pumpe, l' seine Länge, h' die aus der Formel (12) respective für doppelt wirkende Pumpen (12b) sich ergebende Druckhöhe im Saugewindkessel und $h_{\prime\prime}$ die Saugehöhe vom Wasserstande des Windkessels bis zum höchsten Standpunkte des Kolbens bezeichnet.

Für doppelt wirkende Pumpen müsste auch in diese Gleichung $\frac{Q}{2}$ für Q gesetzt werden, für einfach saugende und doppelt drückende Pumpen gilt, wie leicht erhellt, der Inhalt der einfach wirkenden Pumpen.

Es kann hiernach der kleinste zulässige Inhalt als bekannt angesehen werden, da ja alle andern Grössen der vorstehenden Gleichungen gegeben sind.

Wenn wir nun aus praktischen Gründen eine andere Formel zur Bestimmung des Inhaltes der Pumpen aufstellen, so darf doch nicht vergessen werden, dass derselbe nur als ein zweckmässiger Mittelwerth angesehen werden soll, und es dem Constructeur vollständig freisteht, nach beiden Richtungen von demselben abzuweichen, so lange nicht das oben erwähnte Minimum erreicht wird.

Der Inhalt q ist gleich dem Product aus dem Querschnitt in den Hub, und da man den Querschnitt nicht ohne Noth grösser nehmen wird, als nöthig ist, so bestimmen wir zunächst den geringsten Querschnitt, den die Pumpe haben darf, und dann den zweckmässigsten Hub.

Bei Druckpumpen mit massivem Kolben und abgesondertem Ventilkasten tritt beim Aufgange des Kolbens das Wasser ungehindert in den Pumpenkörper, wenn der Pumpenquerschnitt mindestens gleich der freien Durchgangsöffnung des Ventiles ist. Das Wasser behält, indem es in die Pumpe tritt, die Geschwindigkeit, die es im Saugerohre hat, und es ist kein Grund vorhanden, warum man den Querschnitt der Pumpe grösser nehmen müsste; dies dürfte nur dann nothwendig werden, wenn unter gegebenen Umständen der Hub oder die Zahl der Hübe unverhältnissmässig gross wird.

Liegt das Saugeventil nicht in einem abgesonderten Ventilkasten, sondern am Boden des bis unten cylindrischen Pumpenstiefels, so ist der kleinste Durchmesser desselben dadurch bestimmt, dass beim Eintritte des Wassers in die Pumpe der ringförmige Querschnitt zwischen Ventil und Pumpenwandung nicht kleiner sein darf, als der des Saugerohres. Nimmt man wegen der nöthigen Auflagefläche den Durchmesser der Deckplatte des Ventiles $= 1\frac{1}{5}$ des Rohrdurchmessers, den Querschnitt also $= \frac{36}{25}$ desselben, dann müsste hiernach der Pumpenquerschnitt $= \frac{36 + 25}{25}$ mal so gross sein als der des Saugerohres, und hieraus folgt, dass sich die Durchmesser verhalten müssten, wie $\sqrt{61} : \sqrt{25} = 1{,}56 : 1$. Ist D der Durchmesser des Pumpenstiefels, d der des Saugerohres, so hat man also $D \geqq 1{,}56\,d$.

Wendet man statt der eben erwähnten Pumpe eine Pumpe mit durchbrochenem Kolben an, so dürfte es angemessen sein, die freie Durchgangsöffnung desselben auch mindestens gleich der des Saugerohres zu nehmen, und man erhält dann wie oben $D \geqq 1{,}56\,d$. Da nun hier aber der Raum theils durch die Anbringung der Kolbenstange, theils durch die Dichtung beschränkt wird, auch bei der Anwendung von Klappen sich grössere Dimensionen empfehlen, so pflegt man wohl bei solchen Pumpen $D = 2\,d$, also $F = 4f$ zu nehmen.

Hiernach ist also der geringste Querschnitt der Pumpen ziemlich sicher bestimmt, nicht so ist es mit dem Hube. Man pflegt bei Pumpen mit durchbrochenem Kolben den Hub etwa gleich dem $1\frac{1}{2}$ bis 2fachen Kolbendurchmesser zu wählen, während bei Druckpumpen der Hub gleich dem 2 bis 4fachen Kolbendurchmesser genommen werden kann. Ist bei ersteren Pumpen der Querschnitt $F = 4f$, so ist $D = 4\sqrt{\frac{f}{\pi}}$; und ist der Hub $= 1\frac{1}{2}D = 6\sqrt{\frac{f}{\pi}}$, dann ist $q = 24f\sqrt{\frac{f}{\pi}} = 13{,}53\,f\sqrt{f}$.

Nehmen wir bei den Druckpumpen $F = 2{,}5\,f$, also $D = 2\sqrt{\frac{2{,}5\,f}{\pi}}$, und den Hub $= 3\,D = 6\sqrt{\frac{2{,}5\,f}{\pi}}$, so ist;

$$q = 15f\sqrt{\frac{2{,}5\,f}{\pi}} = 13{,}36\,f\sqrt{f}.$$

Man sieht, dass beide Inhalte nur wenig von einander abweichen. Wir wollen, da ein grösserer Inhalt nicht schadet, der einfachen Zahlen wegen für beide Fälle $q = 14 f \sqrt{f}$ festsetzen.

Die Hubzahl z ergiebt sich $= \frac{Q}{q} = \frac{Q}{14 f \sqrt{f}}$.

Da jede Undichtigkeit der Röhren, des Kolbens oder der Ventile das zu fördernde Wasserquantum verringert, auch beim Schluss der Ventile wohl etwas Wasser wieder zurückfliesst, so dürfte es angemessen sein, in die obigen Berechnungen statt des wirklich geförderten Wasserquantums einen etwas grösseren Werth einzuführen, etwa $= \frac{5}{4} Q$, was einer Nutzleistung von 80 pCt. entspricht, welche bei guten Ausführungen stets übertroffen wird.

Es entsteht nicht selten die Frage, welche Kolbengeschwindigkeit einer Pumpe im Maximum gegeben werden kann?

Da es keine für alle Fälle passende Kolbengeschwindigkeit giebt, so wollen wir in dem Folgenden die entsprechenden Formeln entwickeln.

Das Maximum der Geschwindigkeit, mit welcher sich das Wasser in den Saugeröhren bewegen kann, ergiebt sich aus den Gleichungen (14 a, b, c, d, e), und wenn wir das Verhältniss des Querschnittes dieser Röhren zu dem Querschnitte der Pumpe in Betracht ziehen, so ist die grösste Kolbengeschwindigkeit leicht zu ermitteln. Bezeichnen wir die Geschwindigkeit in den Röhren mit c, dann ist

$$60 f . c = Q.$$

Substituiren wir diesen Werth in die Gleichungen (14 a, b, e) und entwickeln c, dann erhalten wir aus (14 a) für einfach wirkende Pumpen mit Saugewindkessel:

$$c = \frac{\sqrt{2 g (H - h - h''')}}{9},$$

aus (14 e) für einfach wirkende Pumpen ohne Saugewindkessel:

$$c = \frac{\sqrt{2 g (H - h)}}{18},$$

aus (14 b) für doppelt wirkende Pumpen mit Saugewindkessel:

$$c = \frac{\sqrt{2 g (H - h - h''')}}{4{,}8},$$

für doppelt wirkende Pumpen ohne Saugewindkessel:

$$c = \frac{\sqrt{2 g (H - h)}}{9},$$

Bezeichnen wir die mittlere Kolbengeschwindigkeit mit v', dann muss für einfach wirkende Pumpen:

$$c f = \tfrac{1}{2} v' F \text{ sein, also}$$

$$v' = \frac{2 c f}{F},$$

während für doppelt wirkende Pumpen

$$v' = \frac{c f}{F}$$

zu setzen ist.

Das ergiebt in den obigen 4 Fällen der Reihe nach:

$$v' = \frac{f}{F} \cdot \frac{\sqrt{2 g (H - h - h''')}}{4{,}5} \quad \ldots . \quad (46),$$

$$v' = \frac{f}{F} \cdot \frac{\sqrt{2 g (H - h)}}{9} \quad \ldots \ldots \quad (46\text{a}),$$

$$v' = \frac{f}{F} \frac{\sqrt{2 g (H - h - h''')}}{4{,}8} \quad \ldots \ldots \quad (46\text{b}),$$

$$v' = \frac{f}{F} \frac{\sqrt{2 g . (H - h)}}{9} \quad \ldots \ldots \quad (46\text{c}).$$

Die Formeln (14c) und (14d) würden zur Bestimmung des Maximums von v' Anwendung finden, wenn $f' > f$ und die Länge l' verhältnissmässig gross ist.

Es sei noch durch die Berechnung einiger Beispiele die Anwendung der hergeleiteten Formeln dieses Paragraphen gezeigt.

Aufgabe: Es soll eine einfach wirkende Pumpe construirt werden, welche pro Minute 0,16 Cbkm. Wasser geben soll. Das Wasser ist 4 Meter hoch zu saugen, und das Saugerohr 10 Meter lang.

Der Querschnitt des Saugerohres ist nach Formel (14e) $f \geqq \frac{0{,}3\, Q}{\sqrt{2 g (H - h)}}$. Wegen des Nutzeffectes von 80 pCt. und da wir auch die Widerstände h''' nicht berücksichtigen, setzen wir $Q = 0{,}2$ Cbkm., dann ist $f = 0{,}0055$ □m. $= 55$ □ctm., also $d = 8{,}375$ Ctm., wofür man in der Ausführung 9 Ctm. wählen würde. Construirt man eine Hubpumpe, so würde man dieser nach den oben angegebenen Verhältnissen 18 Ctm. Durchmesser und 27 Ctm. Hub geben, man hat also $q = 6871$ Cbkctm. und $\frac{Q}{q}$, oder die Zahl der Hübe $= 30$.

Eine doppelt wirkende Pumpe würde bei denselben Dimensionen der einzelnen Theile das doppelte Wasserquantum geben.

Vergleichen wir unsere Werthe mit der Gleichung (8c) $f \geqq \frac{\pi^2 Q z l}{1800 g (H-h)}$, so erhalten wir auf der linken Seite $\frac{\pi^2 Q z l}{1800 g (H-h)} = 0{,}0056$; die Pumpe hat also das Minimum ihrer Grösse und dürfte nicht kleiner gewählt werden, denn oben hatten wir den Durchmesser = 9 Ctm., f also = 0,0063 □m. angenommen.

Wäre die Saugerohrleitung 4mal so lang, also = 40 Meter, so müsste man, wenn der Querschnitt der Röhren derselbe bleiben soll, den Inhalt der Pumpe auch vervierfachen. Giebt man den Röhren eine grössere Weite, etwa 12 Ctm. Durchmesser, so würde die Pumpe 24 Ctm. Durchmesser und 36 Ctm. Hub bekommen können. Sehr viel vortheilhafter für die Anlagekosten stellt sich aber die Anwendung eines Saugewindkessels heraus, wie die folgende Berechnung ergiebt:

Zur Bestimmung von f haben wir die Formel (14a): $f = \frac{0{,}15\, Q}{\sqrt{2g(H-h-h''')}}$. Da nun h''' eine Function von f ist, so müssten wir, genau genommen, den betreffenden Ausdruck dafür in unsere Gleichung substituiren und f entwickeln. Wir ziehen es vor, einen Näherungsweg einzuschlagen. Setzt man nämlich $h''' = 0$, so bekommt man für f einen zu kleinen Werth und die Geschwindigkeit c in den Röhren zu gross; berechnen wir also für dieses c die Reibungswiderstände, so wird auch h''' zu gross, und setzen wir endlich diesen Werth von h''' in Gleichung (14a), so bekommen wir nicht den kleinsten möglichen Werth, wohl aber einen etwas grösseren für f, was kein Fehler ist.

Da die Widerstände bei der Einmündung und die durch etwaige Krümmungen zu unbedeutend sind im Verhältniss zu dem eigentlichen Reibungswiderstande in den Röhren, so wollen wir auch nur diesen berücksichtigen, wodurch dann h''' wieder etwas kleiner ausfällt.

Nach Formel (14a) erhalten wir, wenn wir $h''' = 0$ setzen,

$$f \geqq 0{,}00275 \text{ □m.} = 27{,}5 \text{ □ctm.},$$

$$c \text{ ist } = \frac{Q}{60 \cdot f} = 1{,}21 \text{ Meter.}$$

Nach Weisbach ist

$h''' = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{c}}\right)\frac{l}{d}\frac{c^2}{2g}$. Dies ergiebt, für $c = 1{,}21$ und für $d = 0{,}059$ gesetzt:

$$h''' = 1{,}16 \text{ Meter.}$$

Diesen Werth in die Formel (14a) gesetzt, erhält man $f = 0{,}0031$ □m., also $d = 6{,}3$ Ctm., wofür man in der Ausführung, mit Rücksicht auf die in den Biegungen und Rohrverbindungen sich leicht einschleichenden Verengungen, 7 Ctm. oder 8 Ctm. nehmen würde. Wählten wir die letzte grössere Dimension, so würde eine Hubpumpe etwa 16 Ctm. Durchmesser und 24 bis 32 Centimeter Hub erhalten. Bei letzteren Dimensionen wäre die Zahl der Hübe pro Minute = 31. Eine doppelt wirkende Pumpe würde bei doppelter Hubzahl einen halb so grossen Inhalt bekommen. Der Inhalt des Saugewindkessels ist gleich dem Inhalt der Pumpe zu nehmen. Hätte die Pumpe bei 8 Ctm. Durchmesser der Druckröhren das Wasser zunächst 15 Meter hoch zu heben und darauf noch horizontal auf eine Länge von 10 Meter fortzuführen, so würde zu untersuchen sein, ob ein Wasserschlag stattfinden kann oder nicht.

Bei Hubpumpen kann ein Wasserschlag an der Pumpe nicht entstehen, sondern nur in den Druckröhren. Hätte die Pumpe keinen Saugewindkessel, so würde die Formel (17) Anwendung finden, in welche für unseren Fall des zuerst senkrecht aufsteigenden Rohres $l''' = h''$ zu setzen sein würde. Da sie einen Saugewindkessel wegen der gewählten Dimensionen haben muss, die Länge des Saugerohres also ausser Betracht kommt, so hat man $l = 0$ zu setzen, und die Bedingungsgleichung, unter der ein Wasserschlag nicht möglich ist, heisst für unseren Fall:

$$H + \frac{h'' l''' - h(l' - l''')}{l'} \geqq h''.$$

Da $h = 4$ Meter, $h'' = 15$ Meter und $l' = 25$ Meter, so wird der Ausdruck links $= 17{,}4$, also $>$ als h'', und somit könnte ein Wasserschlag nicht erfolgen. Wäre dagegen das horizontale Rohrstück 30 Meter lang, so würde $l' = 45$ Meter, und der links stehende Ausdruck wird $= 12{,}3$, also kleiner als h''. Ein Wasserschlag ist bei diesen Dimensionen also möglich, und er wird bei jeder Geschwindigkeit der Pumpe eintreten, wenn er auch nicht bei geringer Geschwindigkeit in gleichem Maasse bemerkbar wird wie bei grosser. Zur Beseitigung dieses Wasserschlages muss ein Windkessel angewendet werden, dessen Dimensionen wir berechnen wollen. Hierzu dient die Formel (20a)

$$V \geqq \frac{2 q h'^2}{n(h'^2 - h_{,,,}^2)},$$

worin $n = 2$ zu setzen, $h' = H + h'' +$ der Widerstandshöhe für die Reibungswiderstände; $h_{,,,}$ ist aus der Formel (19)

$$h_{,,,} = \frac{h_{,} l' - (H + h'') l'''}{l' - l'''}$$

zu entwickeln, in der für unseren Fall $l''' = h'' = h_{,}$ wird.

Die Widerstandshöhe der Reibung für 45 Meter Rohrlänge ergiebt sich bei 8 Ctm. Durchmesser und 66 Ctm. Geschwindigkeit $= 0{,}33$ Meter, also $h' = 10 + 15 + 0{,}33 = 25{,}33$ Meter. $h_{,,,}$ ergiebt sich $= 10$ Meter, und hieraus erhält man endlich:

$$V = q \frac{25{,}33^2}{25{,}33^2 - 10^2} = 1{,}18\, q.$$

Lägen unsere Druckröhren erst horizontal und dann steigend, so dass ein Wasserschlag nicht stattfinden könnte, so würde es immer noch fraglich sein, ob sich dennoch nicht die Anlage eines Windkessels empfehlen würde, und welchen geringsten Inhalt derselbe bekommen müsste.

Um dies beurtheilen zu können, wäre zu untersuchen, ob, nach dem im § 6 ad II. Angeführten, unsere Druckröhren als lang zu betrachten sind oder nicht, d. h. ob $\frac{F}{f} \cdot \frac{v^2}{r} \frac{l'}{g h''} > 1$ ist oder nicht. Nach unserer Annahme ist $\frac{F}{f} = 4$, bei 31 Hüben à 32 Centimeter ist $\frac{v^2}{r} = 1{,}7$, wir erhalten somit $\frac{4 \,.\, 1{,}7 \,.\, 45}{9{,}81 \,.\, 15} = 2{,}08$, also mehr als 1. Ein Windkessel würde sonach erforderlich sein, und er würde, wenn wir bei der angenommenen Geschwindigkeit die Maximalspannung $h = 2h'$ setzen, nach unserer Formel (35 b) $V = \frac{0{,}6\, Q\, c'\, l'}{2 g h'} = 0{,}0072$ Kbm. Inhalt bekommen. Da q bei 16 Ctm. Durchmesser und 32 Ctm. Hub $= 0{,}0064$ Kbm. ist, so wäre $V = 1{,}12 q$.

Wir haben aber eine einfach wirkende Pumpe und müssen nach S. 41 den Inhalt des Windkessels wegen der Fluctuationen vergrössern, derselbe ist $= V + \frac{4q - V}{4}$ zu setzen, dies ergiebt für $V = 1{,}12 q$ den Gesammtinhalt: $1{,}84 q$.

§ 11.

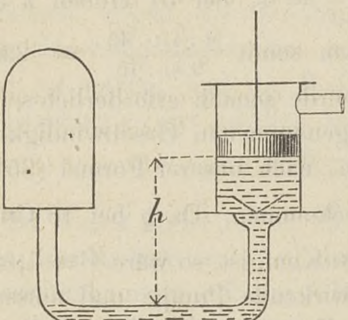
Nasse Luftpumpen.

Eine eigenthümliche Art der Pumpen ist die der sogenannten nassen Luftpumpen, welche den Zweck haben, aus dem Condensator der Dampfmaschinen oder Vacuums das Einspritz- und Condensationswasser, sowie einen Theil der sich darin ansammelnden Luft zu entfernen. Es kommt dabei darauf an, die Spannung im Condensator auf ein gewisses Minimum zu bringen.

Mit jedem Hube saugt die Pumpe erst das im Condensator angesammelte Wasser und dann einen Theil der Luft fort. Damit das Wasser zuerst und möglichst vollständig in die Pumpe treten kann, muss das Saugerohr von dem Condensator nach der Pumpe zu etwas Fall haben. Wendet man doppelt wirkende liegende Luftpumpen an, so ist es zweckmässig, das Wasser von oben in den Pumpencylinder fliessen zu lassen und den Ventilkasten so geräumig zu nehmen, dass die Luft gar nicht oder nur in geringer Menge in den Cylinder tritt; man hat dann stets einen Wasserabschluss des Kolbens, und die Pumpe kann selbst dann noch gut arbeiten, wenn der Kolben nicht mehr vollkommen dicht schliesst.

Bei stehenden einfach wirkenden Pumpen, welche von unten saugen, darf man nicht vergessen, dass in dem Moment, wo alles Wasser aus dem Condensator gesaugt ist und die Pumpe Luft zu saugen beginnt, das Wasser von seinem tiefsten Punkte bis zum Kolben stets eine gewisse Höhe einnimmt, welche das Minimum des Druckes im Condensator bedingt, h in nebenstehender Fig. 18.

Fig. 18.



Damit der Druck h möglichst klein werde, ist das Verbindungsrohr möglichst kurz zu krümmen oder das Wasser von der Seite in den Pumpencylinder zu führen oder endlich der Durchmesser der Pumpe möglichst gross zu nehmen. Stellt man die Pumpe tiefer, als den Condensator, und lässt das Wasser von oben in die Pumpe fliessen, so ist dieser Uebelstand vollständig beseitigt. Es erklärt sich auch hieraus, dass liegende Luftpumpen eine bessere Luftleere zu erzeugen vermögen als stehende.

Um den Inhalt einer solchen Pumpe zu bestimmen, muss man zunächst das in der Zeit eines Hubes zu condensirende Dampfquantum kennen. Dasselbe habe nach der Condensation das Volumen v, und das Einspritzwasser habe sich durch dieselbe von $t_{,}^{0}$ auf t^{0} erwärmt; dann ist das Volumen des nöthigen Einspritzwassers genau genug $= \frac{636 - t}{t - t_{\prime}} v$. Das Wasser enthält aber stets absorbirte Luft, welche im Vacuum frei wird, und zwar etwa $\frac{1}{20}$ seines Volumens. Dies Volumen vergrössert sich einerseits durch die Temperaturerhöhung, die auch die Luft erleidet, andererseits nach dem Mariotte'schen Gesetze in dem Verhältniss, wie der Druck der Atmosphäre grösser ist als der zu erzeugende Minimaldruck im Condensator. Berechnet man dieses Volumen für eine Spannung von $\frac{1}{n}$ Atmosphären im Condensator, so wird es bei der Temperaturzunahme von $t_{\prime}$ bis t gleich $\frac{1}{20} \frac{636 - t_{\prime}}{t - t_{\prime}} v n \frac{1 + 0{,}00366 t}{1 + 0{,}00366 t_{\prime}}$ sein. Addirt man hierzu das Wasservolumen, so erhält man den geringsten Inhalt der Pumpe:

$$q = v + v \frac{636 - t}{t - t_{\prime}} + 0{,}05 \frac{636 - t}{t - t_{\prime}} v n \frac{1 + 0{,}00366 t}{1 + 0{,}00366 t_{\prime}}$$

$$= \frac{v}{t - t_{\prime}} \left(636 - t_{\prime} + 0{,}05 (636 - t) n \frac{1 + 0{,}00366 t}{1 + 0{,}00366 t_{\prime}}\right) \quad . \quad (47).$$

Wegen der störenden Einflüsse der geringsten Undichtigkeit der Rohrleitung oder der Maschine ist es zweckmässig, den Inhalt der Pumpe 1,5mal so gross zu nehmen, wie ihn die Rechnung ergiebt. Für Dampfmaschinen erhält man, je nach dem Maasse der zu erzielenden Luftleere, $q = 80$ bis $100\,v$, wofür also in der Ausführung 120 bis $150\,v$ zu setzen sein würde. Man beachte, dass also die Grösse der Luftpumpe nicht von den Cylinder-Dimensionen allein, sondern auch von der grössten Dampfspannung und dem grössten Füllungsgrade, den man zulassen will, abhängig sein muss. Eine Dampfmaschine, welche zur Erzielung derselben Kraft das doppelte Dampfquantum consumirt, das eine andere vollkommnere Dampfmaschine gebraucht, wird auch einen doppelt so grossen Condensator und eine doppelt so grosse Luftpumpe nöthig haben.

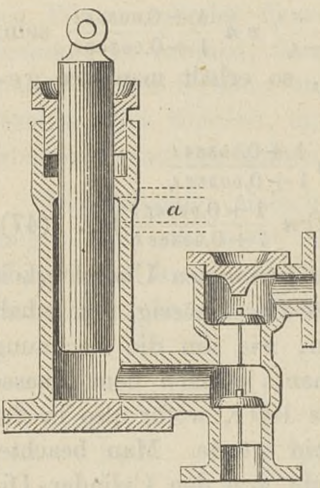
§ 12.

Ausführung und Aufstellung der Pumpen.

Der gute Erfolg eines Pumpwerkes ist nicht allein von der Wahl richtiger Dimensionen der einzelnen Theile, sondern auch von deren Anordnung wesentlich abhängig, wie in dem Folgenden gezeigt werden wird.

Während bei den gusseisernen Hubpumpen der Stiefel stets, so weit der Kolben sich bewegt, cylindrisch ausgebohrt wird, pflegt man nicht selten bei den Druckpumpen mit Plungerkolben nur den oberen Theil auszubohren, den unteren aber von Hause aus weiter zu giessen. Hierbei kommt nun am häufigsten der Fehler vor, dass Luft in dem Zwischenraume von Kolben und Pumpencylinder sich ansammeln kann, die in jedem Falle das zu pumpende Wasserquantum verringert und es oft bis auf Null reducirt. Nebenstehend ist eine solche fehlerhafte Pumpenconstruction in Fig. 19 skizzirt. Bewegt sich der Kolben aufwärts, so dehnt sich die Luft aus, und es kann das Saugeventil sich nicht eher öffnen, als bis die Spannung kleiner als $H - h$ geworden ist: bewegt sich der Kolben abwärts, dann wird die Luft comprimirt, und es tritt nicht eher Wasser durch das Druckventil, als bis der Druck der eingeschlossenen Luft dasselbe zu heben vermag.

Fig. 19.



Hätte beispielsweise der Kolben 8 Ctm. Durchmesser, der Stiefel 9 Ctm., so würde der Kolbenquerschnitt zum Pumpenquerschnitt wie 64 : 81 sich verhalten. Wäre nach erfolgter Aufwärtsbewegung des Kolbens die Pumpe mit Luft von $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Spannung gefüllt, so würde diese Luft nach erfolgter Abwärtsbewegung in dem Zwischenraume sich zusammendrängen und $\frac{81}{81 - 64} \cdot \frac{1}{2} = 2{,}4$ Atmosphären Spannung haben. Betrüge hiernach die Saugehöhe 5 Meter und der auf dem Druckventile lastende Druck 2,4 Atmosphären oder etwa 24 Meter Wassersäule, so könnte die Pumpe gar kein Wasser geben; sie würde aber anfangen zu pumpen, sobald die Sauge- oder Druckhöhe geringer würde. Es ersieht sich, dass dieser Luftraum oder Luftsack, wie man ihn nennt, um so störender wirkt, je grösser die Saugehöhe und je grösser die Druckhöhe ist, und dass bei einer guten Pumpenconstruction ein solcher sich gar nicht bilden darf.

Vermeiden lässt sich derselbe leicht dadurch, dass die Abzweigung zum Druckventil nach oben bei *a* verlegt wird; doch hat man dann den Zwischenraum zwischen Kolben- und Pumpenstiefel so gross zu nehmen, dass das Wasser auch möglichst ungehindert zu dem Druckventil gelangen kann. Soll die Abzweigung zum Ventilgehäuse unten liegen bleiben, so muss der Kolben dicht an die Pumpenwände anschliessen und sich tief genug senken, um etwa vorhandene Luft in das Ventilgehäuse treiben zu können. Geschieht dies nicht, dann bleibt unterhalb des Kolbens ein schädlicher Luftraum. Der nachtheilige Einfluss desselben lässt sich auch durch folgende Einrichtung beseitigen, die sich bei Schachtpumpen gut bewährt haben soll: Eine kleine Ventilkugel spielt nämlich zwischen zwei Sitzen frei auf circa 3 bis 4 Millimeter. Beim Niedergange des Plungerkolbens wird die Luft, indem dieses Ventil gehoben wird, herausgetrieben: die Kugel macht dabei zwischen ihren Sitzen eine tänzelnde Bewegung. Ist jedoch alle Luft heraus, und strömt nun Wasser nach, so wird durch den Druck desselben die Kugel gegen ihren äusseren Sitz gepresst und schliesst ab.

Auch bei stehenden doppelt wirkenden Pumpen kommt der eben erwähnte Fehler, dass sich Luftsäcke bilden können, sehr häufig vor und ist ebenso leicht zu vermeiden.

Die Pumpen müssen stets so fest fundamentirt werden, dass genügende Sicherheit gegen das Herausreissen des Fundamentes oder gegen eine Senkung desselben vorhanden ist. Kann bei der grössten möglichen Geschwindigkeit des Pumpenkolbens der Druck auf den Kolben gleich dem $n$fachen des von der Förderhöhe herrührenden Druckes werden, dann ist das Gewicht des Fundamentes bei Hubpumpen etwa doppelt so gross zu nehmen, oder die Grundplatte muss abgesteift werden. Bei Druckpumpen lässt sich keine allgemeine Regel angeben, es kommt bei diesen auf die Ausdehnung der Grundplatte und die Tragfähigkeit der Unterlage pro Flächeneinheit an.

Bei Legung der Saugeröhren hat man ganz besonders darauf zu achten, dass dieselben nie nach der Pumpe zu fallen, sondern stetig bis dahin steigen. Das Wasser, welches unter atmosphärischem Drucke Luft absorbirt, verliert einen Theil dieser Luft, wenn es in dem Saugerohre in die Höhe steigt, also einem geringeren Drucke ausgesetzt ist. Kann diese Luft nicht regelmässig durch die Pumpe entweichen, sondern sammelt sie sich in einem höher gelegenen Theile des Saugerohres an, so wird dies Luftvolumen so lange wachsen, bis die Luft in die Pumpe tritt. Der regelmässige Gang der Pumpe hört auf, und dieselbe giebt entweder sehr wenig oder gar kein Wasser mehr.

Ist bei sehr langen Rohrleitungen eine solche fehlerhafte Lage gar nicht zu vermeiden, so giebt es nur zwei Mittel, um die Luft fortzuschaffen und die Pumpe wieder in regelmässigen Gang zu bringen. Das eine einfachere besteht darin, dass man in dem Punkte, wo das Rohr am höchsten liegt, eine verticale, durch einen Hahn verschliessbare Abzweigung anbringt, und, indem man durch ein besonderes Saugeventil das Abfliessen des Wassers hindert, durch Füllung des Rohres mit Wasser die Luft heraustreibt. Ein zweites Mittel besteht in der Aufstellung einer kleinen Pumpe an diesem höchsten Punkte.

Saugt man Wasser aus einem Brunnen, so ist das Saugerohr nicht zu tief einzuhängen und mit der Mündung nicht nach unten zu richten, weil sonst durch die Bewegung des Wassers der Sand nach diesem Punkte sich hinzieht und nicht selten so anhäuft, dass die Pumpe ausser Wasser auch Sand fördert, der den Pumpenstiefel schnell ruinirt. Die Saugeöffnungen müssen etwa 1 Meter über dem Boden des Brunnens sich befinden und nach der Seite oder nach oben gerichtet sein. Zur Abhaltung gröberer Unreinigkeiten pflegt man eine grosse Zahl kleiner Oeffnungen in das Saugerohr zu bohren, das zweckmässig hier etwas erweitert oder mit einem sogenannten Saugekopf versehen wird. Der Gesammtquerschnitt aller dieser Oeffnungen ist mindestens doppelt so gross zu nehmen wie der des Rohres, damit ohne Nachtheil auch einmal einige derselben sich verstopfen können.

Sind die Saugeröhren lang, so ist es zweckmässig, ein zweites Saugeventil da anzubringen, wo an das senkrecht aufsteigende Rohrstück das horizontale sich anschliesst, um bei längerem Stillstande der Pumpe und etwa vorhandenen Undichtigkeiten das Ablaufen des Wassers möglichst zu verhindern.

Wie man die Saugeröhren nach der Pumpe zu steigen lässt, so lässt man auch gern die Druckröhren von der Pumpe ab steigen, weil sich sonst auch leicht in dem Druckventilgehäuse Luft ansammelt, welche den regelmässigen Gang der Pumpe unterbrechen kann, indem das Druckventil oft wohl ausreichend dicht für Wasser, nicht aber immer dicht genug für Luft hält. Ist ein solches Fallen des Druckrohres nicht zu vermeiden, so muss man einen ganz kleinen Hahn anbringen, um die Luft von Zeit zu Zeit abzulassen.

§ 13.

Mittel zur Regulirung des Pumpenbetriebes.

Das Wasser wird nicht immer so regelmässig verbraucht, wie es die Pumpe liefert. Um den etwaigen Ueberschuss aufzunehmen, bringt man deshalb meist Reservoirs an. Bedarf man für längere Zeit gar kein Wasser, so setzt man die Pumpe ganz ausser Thätigkeit; will man das Wasserquantum, welches die Pumpe giebt, möglichst dem Bedarf anpassen, so versieht man die Pumpe mit Einrichtungen zur Regulirung des Wasserquantums. Letztere dienen nicht selten gleichzeitig zur Ausrückung.

Das einfachste und zweckmässigste Mittel der **Ausrückung** wird mit seltenen Ausnahmen in der Ausrückung des Bewegungsmechanismus bestehen. Sollte dies Schwierigkeiten machen, so kuppelt man wohl die Lenkstange mit der Kolbenstange durch eine Buchse, welche durch einen Keil mit Letzterer verbunden wird. Schlägt man diesen Keil heraus, so schiebt sich die Buchse nur auf der Kolbenstange und die Pumpe bleibt stehen. Es lässt sich auch wohl der obere Theil der Lenkstange aus seinem Zapfen herausziehen, wenn man diesem Theile eine hakenförmige Gestalt giebt, wie nebenstehend angedeutet. Alle anderen Einrichtungen geben immer einen mehr oder weniger grossen Kraftverlust durch Reibungswiderstände; doch empfiehlt sich nicht selten ihre Anwendung wegen der Leichtigkeit, mit welcher, oft während des Ganges, die Regulation bis zur vollständigen Ausrückung bewirkt werden kann.

Fig. 20.

Versieht man den Pumpenkörper mit einem kleinen Lufthahn, so kann durch dessen volle oder theilweise Oeffnung die Pumpe leicht ganz oder theilweise ausser Thätigkeit gesetzt werden. Da jedoch, wenn nur eine Verminderung des Wasserquantums bezweckt wird, aus diesem Hahne Wasser ausfliessen müsste, so ist diese Einrichtung mehr zur vollständigen Ausrückung geeignet. Schraubt man den Lufthahn an das Saugerohr, so erfüllt derselbe vollständig den Zweck der Regulation und

Ausrückung; doch läuft beim Stillstand das Wasser aus dem Saugerohre leicht ab; bringt man ein zweites Saugeventil an und legt den Lufthahn dazwischen, so ist auch der eben erwähnte Uebelstand beseitigt. Hat man einen Saugewindkessel und zwei Saugeventile, dann kann auch der Saugewindkessel mit einem Lufthahn versehen sein.

Bei den Pumpen für hydraulische Pressen, bei welchen das Saugeventil durch das kurze gerade Saugerohr leicht zugänglich ist, hebt man das Saugeventil, bei Bergwerkspumpen zuweilen das Druckventil, behufs vollständiger Ausrückung.

Hindert man das Saugeventil ganz oder theilweise an der Erhebung, so wird auch hierdurch der Zweck erreicht werden können, doch entstehen dann, da der Kolben vom Wasser abreissen muss, leicht Stösse. Ganz ebenso wirkt ein Abschluss des Saugerohres durch einen Hahn.

Giebt man dem Pumpenkolben eine veränderliche Zahl von Hüben, oder macht man den Hub selbst veränderlich, so erhält man eigentlich das beste Mittel zur Regulation, doch hat man bisher noch keinen einfachen Mechanismus construirt, um während des Ganges der Pumpe diese Veränderungen vornehmen zu können.

Es verdient hier noch die folgende Construction erwähnt zu werden: Ein Pumpwerk mit zwei nebeneinander befindlichen Plungerkolben, die aber ein gemeinschaftliches Saugeventil und ein desgleichen Druckventil haben, soll so betrieben werden, dass jeder Kolben einzeln durch eine Kurbel bewegt wird. Haben beide Kurbeln die gleiche Stellung, so arbeiten beide Kolben wie einer vom doppelten Querschnitte; haben die Kurbeln die entgegengesetzte Stellung, so liefert die Pumpe gar kein Wasser, und in den Mittelstellungen erhält man mittlere Wassermengen.

Das am häufigsten bei Kesselspeisepumpen, zuweilen auch bei andern Pumpen angewendete Mittel zur Regulation besteht darin, den Raum oberhalb und unterhalb des Druck- oder Saugeventiles durch ein Rohr mit Hahn zu verbinden. Soll bei voller Oeffnung des Hahnes die Pumpe gar kein Wasser geben, so ist sein Querschnitt so zu bemessen, dass bei der grössten Geschwindigkeit des Kolbens das Wasser durch dieses Rohr treten kann, ohne dass eines der Ventile sich öffnet. Da die grösste Geschwindigkeit zur mittleren wie $\frac{\pi}{2} : 1$ sich verhält, so würde mit ersterer in der Zeit eines Kolbenhubes ein Wasserquantum durch das Rohr gehen müssen, das gleich $\frac{\pi}{2} q$ ist. Die grösste Geschwindigkeit, welche das Wasser annehmen kann, entspricht der Fallgeschwindigkeit für die Summe der Sauge- und Druckhöhe $h + h''$, und es ist hierbei gleichgültig, ob das Verbindungsrohr den Raum über und unter dem Druckventil oder über und unter dem Saugeventil verbindet. Hiernach ergiebt sich ohne Rücksicht auf Contraction und Reibungsswiderstände, wenn t die Zeit eines einfachen Hubes ist, der Querschnitt

$$f_{\prime} = \frac{\frac{\pi}{2} q}{t \sqrt{2g(h + h'')}}.$$

Mit Rücksicht auf alle Widerstände, sowie auf eine mögliche zeitweise etwas grössere Geschwindigkeit der Pumpe, möchte es angemessen sein, den Querschnitt doppelt so gross zu nehmen, also

$$f_{\prime} = \frac{\pi q}{t \sqrt{2g(h + h'')}}.$$

Nimmt die Druckhöhe h'' ab, wie dies bei Kesselspeisepumpen oft der Fall ist, so fängt die Pumpe wieder an Wasser zu geben; man muss also bei Bestimmung der Rohrweite nicht den grössten, sondern den geringsten Druck in Rechnung ziehen.

Bei hydraulischen Pressen darf ein gewisser Maximaldruck nicht überschritten werden, man versieht deshalb das Pumpwerk mit einem oder zwei Sicherheitsventilen. Da das Wasser aus diesen aber nur unter dem grössten Drucke entweichen kann, wodurch gegen Ende der Pressung der grösste Theil der Kraft ungenützt verloren geht, so legt man zwei oder drei Pumpen an, von denen eine nach der andern durch Erhebung des Saugeventils ausgerückt werden kann.

Handelt es sich darum, den Zufluss des Wassers nach einem bestimmten Punkte hin abzusperren, so pflegt man wohl von dem eigentlichen Druckrohre eine Seitenabzweigung zu machen und beide Theile mit Hähnen zu versehen, die man aber so mit einander verbindet, dass, wenn der eine Hahn geschlossen wird, der andere öffnet und umgekehrt. Gleichzeitiger Abschluss beider Hähne würde ein Zerspringen des Druckrohres, oder den Bruch der Betriebstheile zur Folge haben.

Zur Regulation des Ganges doppelt wirkender Pumpen können dieselben Mittel angewendet werden, wie für einfach wirkende.

§ 14.

Zusammenstellung der für die Construction der Pumpen wichtigsten Resultate.

Wir nehmen die Nutzleistung der Pumpen gleich 80 pCt. des theoretischen Effectes an, dann ist für Q in die betreffenden Formeln $1{,}25\,Q$ zu setzen, wodurch sich die Abweichungen von den früher angegebenen Constanten erklären.

So lange die Geschwindigkeit des Wassers in dem Saugerohr oder in dem Verbindungsrohr des Saugewindkessels mit der Pumpe 0,94 Meter = 3 Fuss nicht überschreitet, kann eine einfach wirkende oder wenigstens einfach saugende Pumpe gewählt werden. Wird die Geschwindigkeit eine grössere, dann muss man eine doppelt wirkende Pumpe nehmen, die auch bei geringerer Geschwindigkeit nicht ausgeschlossen ist.

1. Einfach wirkende Pumpen.

Man nehme, wenn die Pumpe keinen Saugewindkessel hat,

$$f \geqq \frac{0{,}375\,Q}{\sqrt{2g\,(H-h)}},$$

und wenn dieselbe einen Saugewindkessel hat,

$$f \geqq \frac{0{,}187\,Q}{\sqrt{2g\,(H-h-h''')}},$$

worin f den Querschnitt des Saugerohrs, Q das Wasserquantum pro Min., $H = 10$ Meter, h die Saugehöhe und h''' die Widerstandshöhe für die Reibungswiderstände bezeichnet. Je grösser h''', um so kleiner muss h gewählt werden, was besonders bei langen Saugeröhren zu beachten ist. Dieselben müssen auch in allen Punkten nach der Pumpe zu ansteigen. Die Ventile werden häufig viel zu leicht genommen, bei einem Gewicht von 0,219 Klgr. pro Qdrt.-Ctm. oder 0,3 Pfund pro Qdrtzoll ist die Widerstandshöhe für den Durchgang des Wassers etwa 0,226 Meter = 9 Zoll.

Ist die Hubzahl z gegeben, dann ist auch der Inhalt q bekannt $= \frac{1{,}25\,Q}{q}$. Ist dieselbe nicht gegeben, dann kann man

$$q = 14 f \sqrt{f} \text{ nehmen.}$$

So lange kein Saugewindkessel angewendet wird, muss der Formel (45)

$$q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l}{900 f \,.\, 2g\,(H-h)}$$

genügt werden. Trifft bei den gewählten Dimensionen dies nicht zu, dann ist entweder q oder f grösser zu nehmen. Will man beides nicht, dann muss ein Saugewindkessel angewendet werden, der den Inhalt q hat.

Auch in dem letzteren Falle giebt es einen kleinsten zulässigen Inhalt (zu gross kann keine Pumpe sein), der sich ergiebt aus der Formel (45 a):

$$q \geqq \frac{\pi^2 Q^2 l'}{900 f'\,(2g\,h' - h_{\prime\prime})}.$$

Hierin ist l' Länge des Verbindungsrohres zwischen Saugewindkessel und Pumpe, f' Querschnitt desselben, $h_{\prime\prime}$ Saugehöhe vom Wasserspiegel des Saugewindkessels bis zum höchsten Standpunkt des Pumpenkolbens und

$$h' = 0{,}95\,(H - h - h''') + 0{,}05\,h_{\prime\prime},$$

wenn $f' = f$ angenommen wurde. Soll $f' > f$ werden, dann muss h' entwickelt werden aus der Formel (12)

$$h' = \frac{f'^2\,h_{\prime\prime} + 19{,}7 f^2\,(H - h - h''')}{f'^2 + 19{,}7 f^2}.$$

Der Querschnitt der Druckröhren kann, so lange dieselben nicht zu lang sind, gleich dem der Saugeröhren gewählt werden. Werden die Verluste durch die Reibung aber zu gross, dann muss man den Querschnitt grösser annehmen und denselben durch die ohne zu grossen Nachtheil zulässige Geschwindigkeit (etwa 0,62 M. oder 2 Fuss) bestimmen.

Ein Wasserschlag kann an der Pumpe nicht entstehen, wenn dieselbe einen Saugewindkessel hat, oder falls keiner vorhanden, so lange

$$\frac{F}{f_{\prime}} \cdot \frac{v^2}{r} \leqq g\,\frac{H + h''}{l'} \text{ ist,}$$

l' Länge der Druckröhren, $f_{\prime}$ deren Querschnitt, v Geschwindigkeit der Kurbelwarze vom Radius r, h'' Druckhöhe.

Steigt das Druckrohr von der Pumpe aus bis zur Höhe h'' an und geht dann horizontal auf die Länge l'' weiter, dann findet in dem oben liegenden Knie kein Wasserschlag statt, wenn

$$\frac{F}{f_,}\frac{v^2}{r} \leqq g\frac{H}{l''} \text{ ist.}$$

Ein Wasserschlag kann in einer beliebig geformten Röhrenleitung nur da stattfinden, wo sich an ein aufsteigendes Rohr ein mehr oder weniger horizontales anschliesst. Bezeichnen wir die Höhenlage des Kniestückes, wo voraussichtlich derselbe stattfinden dürfte mit $h_,$ und die Rohrlänge bis zu diesem Punkte mit l''', dann erfolgt derselbe nicht, wenn

$$H + \frac{h''(l + l''') - h(l' - l''')}{l + l'} \geqq h_,$$

und wenn die Pumpe einen Saugewindkessel hat, so lange

$$H + \frac{h'' l''' - h(l' - l''')}{l'} \geqq h_, \text{ ist.}$$

Ein Windkessel, durch den der Wasserschlag vermieden wird, hat den Gesammtinhalt:

$$V \geqq \frac{q\, h'^2}{h'^2 - h_{,,,}^2}, \text{ wenn}$$

$$h' = H + h'' + h''' \text{ und}$$

$h_{,,,}$ = der zur Vermeidung des Wasserschlages erforderlichen Minimalspannung der Luft im Windkessel, also

$$h_{,,,} = \frac{h_, l' - (H + h'')\, l'''}{l' - l'''}.$$

Soll die Pumpe zum Springbrunnenbetrieb dienen, und kann der Windkessel mit comprimirter Luft gefüllt erhalten werden, dann ist

$$V = 4q \text{ zu nehmen.}$$

Für Spritzen wird $V = 4q\,\frac{h'' + H}{H}$.

Sind die Röhren lang, d. h. $\frac{F v^2 l'}{f r g h''} > 1$ oder $l' > \frac{f r g h''}{F v^2}$, und sollen die Betriebstheile nicht auf einen grösseren Druck als etwa das Doppelte des mittleren in Anspruch genommen werden, dann ist:

$$V = \frac{0{,}6\, Q\, c'\, l'}{2 g h'}.$$

Ergiebt sich $V < 4q$, dann hat man den Inhalt um $q - \frac{0{,}15\, Q\, c'\, l'}{2 g h'}$ grösser zu nehmen.

In dieser Formel ist c' diejenige gleichförmige Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser sich in den Druckröhren bewegen soll, und die mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände etwa in den Grenzen 0,5 M. bis 0,9 M. zu wählen sein wird.

2. Doppelt wirkende Pumpen.

Vor allen Dingen ist bei Construction derselben darauf zu sehen, dass sich weder in der Pumpe noch in den Ventilgehäusen Luft ansammeln kann. Alle in denselben etwa vorhandene Luft muss durch die Ventilgehäuse in das Druckrohr geleitet werden können.

Indem wir die für einfach wirkende Pumpen gewählten Bezeichnungen beibehalten, ist, wenn die Pumpe keinen Saugewindkessel hat,

$$f \geqq \frac{0{,}187\,Q}{\sqrt{2g\,(H-h)}}$$

und ist derselbe vorhanden,

$$f \geqq \frac{0{,}1\,Q}{\sqrt{2g\,(H-h-h''')}}.$$

Der Inhalt der Pumpe $q = 14 f \sqrt{f}$, also

$$z = \frac{1{,}25\,Q}{2q} = \frac{1{,}25\,Q}{28 f \sqrt{f}}.$$

Im ersten Falle muss der Gleichung

$$q \geqq \frac{\pi^2\,Q^2\,l}{3600 f \,.\, 2g\,(H-h)}$$

im zweiten der Gleichung

$$q \geqq \frac{\pi^2\,Q^2\,l'}{3600 f' \,.\, 2g\,(H-h)}$$

genügt werden.

Trifft diese Bedingung nicht zu, dann muss f oder q entsprechend vergrössert werden.

Für den Querschnitt der Druckröhren, ebenso für den möglichen Eintritt des Wasserschlages gelten die unter 1. oben angeführten Formeln unverändert.

Der Gesammtinhalt der Windkessel wird, wenn ein Wasserschlag dadurch vermieden werden soll,

$$V \geqq \frac{q\,h'^2}{h'^2 - h_{'''}^2}.$$

Für Springbrunnen . . . $V = 1{,}6\,q,$

- Spritzen . . . . . . $V = 1{,}6\,q\,\frac{H + h''}{H},$

- lange Rohrleitungen . $V = \frac{0{,}6\,Q\,c'\,l'}{h'}.$

3. Einfach saugende und doppelt drückende Pumpen.

Diese sind in allen Theilen, soweit es sich um die Saugeröhren handelt, wie einfach wirkende Pumpen zu berechnen, soweit es sich um die Druckröhren und den Windkessel handelt, wie doppelt wirkende von dem Inhalt $\frac{q}{2}$.

Zweiter Abschnitt.

Centrifugalpumpen.

Vorwort.

In den folgenden Kapiteln ist eine Theorie der Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren gegeben, welche **nicht** den Zweck hat, den Gegenstand ganz allgemein vom wissenschaftlichen Standpunkte aus zu erörtern; sondern welche sich an gewisse Constructionsformen anschliesst, die ich für zweckmässig halte, und diese zum Ausgangspunkte nimmt. Es ist hierbei eine Voraussetzung gemacht, welche an sich die einfachste ist, welche aber namentlich bei der Umkehrung, d. h. bei der Anwendung auf Turbinen nur in Ausnahmefällen zulässig ist, das ist die, dass die Componente der absoluten Geschwindigkeit des Wassers resp. der Luft nach der Kreisperipherie, die Tangential-Geschwindigkeit, wie wir sie nennen, proportional dem Radius wachsen, die Winkelgeschwindigkeit also constant bleiben soll. Wir bekommen durch diese Annahme zwar eine grosse Kranzbreite, aber, was uns hier das wichtigste ist, auch eine verhältnissmässig geringe Umdrehungszahl. Eine Centrifugalpumpe wird in allen den Fällen zu einer vorzüglichen Turbine werden können, wo im umgekehrten Falle die Pumpe an ihrer Stelle wäre.

---

§ 15.

Allgemeines.

Die Centrifugalpumpen verdanken der Eigenthümlichkeit ihre Benennung, dass es zum grossen Theil die Centrifugalkraft ist, mit deren Hilfe sie Wasser saugen und auf eine gewisse Druckhöhe treiben.

Sie bestehen (siehe Tafel 3, Fig. 1 und 2) aus einem schnell rotirenden, in einem Gehäuse eingeschlossenen Schaufelrade, in das von einer oder von beiden Seiten das Wasser in der Nähe der Achse eintritt, während es an der äusseren Peripherie austritt. Das Gehäuse ist an dieser Stelle meistentheils mit einer spiralförmigen Erweiterung versehen, welche in das Druckrohr ausläuft.

Man hat zwar auch Centrifugalpumpen construirt, bei welchen das Wasser eine umgekehrte Bewegung macht wie bei den Henschel'schen (Jonval) Turbinen; wir lassen dieselben aber hier unberücksichtigt, da sich ihre Anwendung wegen der zu grossen Umdrehungszahl nicht empfiehlt.

Das Saugerohr sei durch ein am unteren Ende desselben befindliches Ventil geschlossen, und der ganze innere Raum bis zur Mündung des Druckrohres mit Wasser gefüllt. Man setze die Pumpe nun in Bewegung und lasse die Geschwindigkeit allmälig wachsen, dann wird bei einer ganz bestimmten Geschwindigkeit die Pumpe anfangen Wasser zu geben. Bis zu diesem Momente bewegen sich die in der Pumpe befindlichen Wasserelemente in Kreisen; diese kreisförmige Bewegung muss aber in eine spiralförmige übergehen, sobald durch die Pumpe Wasser gefördert wird.

Während vorher die Pumpe nur die Reibungswiderstände des rotirenden Pumpen- und Wasserkörpers zu überwinden hatte, wird nun eine gewisse Wassermenge Q auf die Förderhöhe (Sauge- und Druckhöhe) H gehoben, es muss also der Kraftbedarf um $QH\gamma$ steigen. Da das Wasser, auf der Höhe H angelangt, sich noch mit einer gewissen Geschwindigkeit c fortbewegt, so kommt zu dieser Kraft noch die Kraft $\frac{Qc^2}{2g}\gamma$, sowie der Kraftbedarf, welcher den Reibungswiderständen des Wassers in den Röhren und in der Pumpe entspricht.

Der Kraftbedarf $QH\gamma + \frac{Qc^2}{2g}\gamma$ liegt, ebenso wie der Reibungswiderstand des Wassers in den Röhren, in der Natur des zu erreichenden Zweckes, er ist unvermeidlich und wird bei jeder Pumpe, welche Construction sie auch haben mag, unter sonst gleichen Umständen auch den gleichen Werth haben. Eine Differenz in den Nutzeffecten verschiedener Arten Pumpen kann mithin nur in den Reibungswiderständen der beweglichen Theile des Pumpenkörpers und denen des Wassers auf dem Wege vom Sauge- zum Druckrohr ihren Grund haben.

Bei den Centrifugalpumpen bestehen die Reibungswiderstände

1) aus der Zapfenreibung der Schaufelwelle,
2) - - Reibung des sich im Wasser bewegenden Schaufelrades,
3) aus der Reibung des Wassers gegen die Radschaufeln, und endlich
4) findet noch ein Reibungswiderstand der sich durch die Pumpe bewegenden Wasserelemente gegen einander statt.

Dieser letztere Reibungswiderstand tritt nicht nur auf bei jeder Formveränderung eines Wasserkörpers, sondern auch, wenn sich ein Wasserstrahl bei ruhendem oder sich mit geringerer Geschwindigkeit bewegendem Wasser vorbei bewegt.

Das aus dem Schaufelrade einer Centrifugalpumpe strömende Wasser verlässt dasselbe nicht nur unter einem gewissen Drucke, sondern auch mit einer grösseren Geschwindigkeit als die ist, mit der es sich in den Röhren weiter bewegt. Diese Geschwindigkeit, welche wir mit C bezeichnen wollen, kann durch die Reibung gegen Wassertheilchen, die dadurch nur in wirbelnde Bewegung versetzt werden, vollständig vernichtet werden, und es entsteht dann der unter Umständen sehr bedeutende Kraftverlust $\frac{Q\gamma}{2g}(C^2 - c^2)$. Solche Kraftverluste müssen aber auch bei unrichtigen Verhältnissen der Pumpe innerhalb derselben entstehen und können dann den Nutzeffect dieser Pumpen erheblich beeinträchtigen, wie dies die Erfahrung auch gelehrt hat.

Gehen wir wieder zurück zu der spiralförmigen Bewegung der Wasserelemente und setzen voraus, die Form derselben sei uns bekannt und dieselbe für alle Elemente.

Denken wir uns Schaufeln ohne Dicke in sehr geringer Entfernung von einander und von der Form des Wasserweges in die Pumpe eingesetzt, dann würde das Wasser, wenn es durch irgend eine andere Kraft durch die Pumpe getrieben würde, genau dieselbe Bewegung machen müssen.

Da das Wasser zwischen zweien solcher Schaufeln sich wie in einem geschlossenen Rohre bewegen muss, so hat man in den Querschnitten desselben ein Mittel, die relative Geschwindigkeit an verschiedenen Punkten bestimmen zu können. Diese sind aber nicht allein von der bekannten Entfernung der Spiralen, sondern auch von der Höhe derselben abhängig, man hat also in der Veränderlichkeit der letzteren ein Mittel, die Geschwindigkeit zu modificiren.

§ 16.

Centrifugaler Druck eines rotirenden Wasserkörpers.

Nach diesen allgemeinen Vorbemerkungen wollen wir die Druckhöhe bestimmen, mit welcher ein rotirender Wasserkörper in Form eines Cylinders im Gleichgewichte sein würde, wenn der Cylinder an beiden Grundflächen eben wäre, und der Gegendruck nur gegen die Cylinderfläche ausgeübt werden könnte.

Der Radius desselben sei R, die Länge nach der Richtung der Achse sei l und der von 0 bis R veränderliche Radius x.

Der körperliche Inhalt eines ringförmigen Streifens vom Radius x und der Dicke dx ist $= 2\pi x\, dx\, l$, das Gewicht desselben $= 2\pi x\, dx\, l\gamma$. Die Peripheriegeschwindigkeit sei $v = nx$, da wir annehmen, dass v wie bei einem festen Körper proportional x wachse. Die Centrifugalkraft des rotirenden Ringes ist dann $2\pi x\, dx\, l\gamma \cdot \frac{v^2}{gx} = 2\pi\, dx\, l\gamma \frac{n^2 x^2}{g}$. Der Ausdruck

$$\int_{x=0}^{x=R} 2\pi\, dx\, l\gamma \frac{n^2 x^2}{g} = \frac{2}{3} \frac{\pi l\gamma n^2 R^3}{g}$$

giebt uns die Centrifugalkraft des ganzen Wasserkörpers. Wir dürfen diesen Werth aber nicht benutzen, um hieraus den Druck auf die Flächeneinheit der Cylinderfläche zu bestimmen, indem wir denselben durch $2\pi R l$ dividiren. Diese Rechnung würde den Druck ergeben, welchen ein rotirender fester Körper auf die Cylinderfläche ausüben würde, wenn man denselben aus Keilen, deren Grundfläche gleich der Flächeneinheit ist, zusammengesetzt denkt. Es liegt in der Natur der flüssigen Körper, dass der Druck, welcher auf die Flächeneinheit des Cylinders vom Radius x wirkt, sich in gleicher Intensität auch auf die Cylinderfläche vom Radius R fortpflanzt. Hiernach müssen wir den von der Centrifugalkraft des rotirenden Ringes herrührenden Druck auf die Flächeneinheit desselben bestimmen, und indem wir integriren, die Summe aller dieser Druckkräfte bilden. Nun ist die Centrifugalkraft des rotirenden Ringes $= 2\pi l\gamma \frac{n^2 x^2\, dx}{g}$, der Druck auf die Flächeneinheit seiner Cylinderfläche also $\gamma \frac{n^2 x\, dx}{g}$, mithin:

$$\int_{x=0}^{x=R} \frac{\gamma n^2 x\,dx}{g} = \frac{\gamma n^2 R^2}{2g} = \gamma \frac{V^2}{2g} = \gamma h \quad . \quad . \quad . \quad (48),$$

unter h die zur Endgeschwindigkeit V gehörige Fallhöhe verstanden.

Man sieht aus dieser einfachen Formel, dass der Druck unabhängig ist vom Radius und der Länge des Cylinders und sich stets ausdrückt durch den Druck einer Drucksäule, deren Höhe die Fallhöhe zur Peripherie-Geschwindigkeit V ist.

Wäre der rotirende Cylinder durch concave oder convexe Grundflächen abgeschlossen, so würde dies, wie aus der Natur der flüssigen Körper erhellt, keinen Einfluss haben können auf diese Druckhöhe.

Der nach radialer Richtung wirksame Druck erzeugt, da wir es mit einem flüssigen Körper zu thun haben, natürlich auch nach tangentialer Richtung Druckkräfte von gleicher Intensität; und da alle diese tangentialen Kräfte für gleiche Radien gleiche Werthe haben, so wird es auch für den Fall der einfachen Kreisbewegung der Wassertheilchen ganz gleichgiltig sein, welche Form die Radschaufeln haben, vorausgesetzt, dass das Rad sich im Beharrungszustande befinde.

Hätte man einen rotirenden hohlen Cylinder, dessen innerer Radius r und dessen äusserer Radius R wäre, mit den entsprechenden Peripheriegeschwindigkeiten v und V, dann wäre der durch die Centrifugalkraft pro Flächeneinheit ausgeübte Druck:

$$\gamma \frac{V^2 - v^2}{2g} = \frac{\gamma}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} v^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (49).$$

Allgemein hat man, wenn ein Wasserstrahl von der Dicke ds sich längs einer Curve mit der veränderlichen Geschwindigkeit v bewegt, den auf die Flächeneinheit bezogenen, centrifugalen Druck gegen irgend einen Punkt von dem Krümmungsradius y gleich $\frac{\gamma}{g} v^2 \frac{ds}{y}$.

Wir werden von dieser Formel bei der Spiralbewegung Anwendung machen.

§ 17.

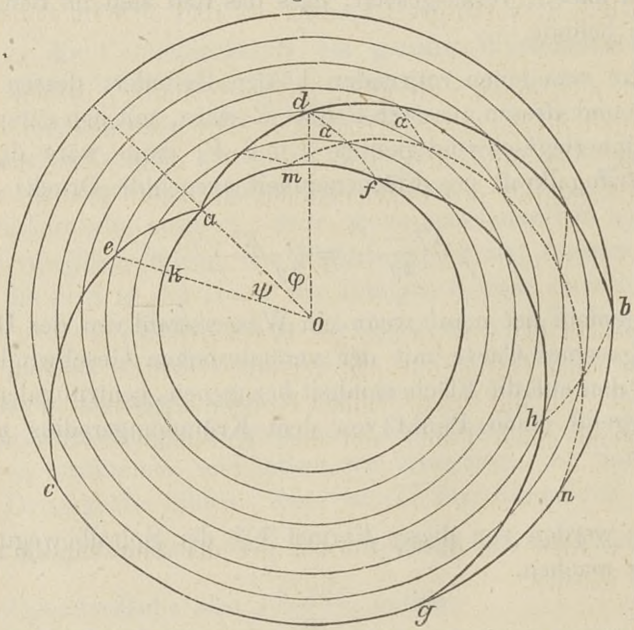
Zusammenhang der Schaufelform und des absoluten Weges.

Die Bewegung des Wassers finde in Spiralen statt und sei hervorgebracht durch die Schaufeln des sich bewegenden Rades; es steht dann die Schaufelform zu der Form des absoluten Weges in einfachen Beziehungen.

Denken wir uns die Pumpe durch zur Achse concentrische Cylinder getheilt, die im Durchschnitte als concentrische Kreise erscheinen, so wird, wenn wir die Spiralbewegung nach radialer und tangentialer Richtung zerlegen, die radiale Geschwindigkeit von den Querschnitten dieser Cylinder abhängig sein, welche Form die Spiralen auch haben mögen. Hiernach lässt sich also, die radiale Eintrittsgeschwindigkeit und die Form der Grundflächen als bekannt vorausgesetzt, leicht der Radius bestimmen, in dem das Wasser nach bestimmter Zeit angelangt sein muss.

Da die Winkelgeschwindigkeit der Pumpe constant ist, so muss (siehe Fig. 21), wenn ab die Schaufelcurve und ac den

Fig. 21.



absoluten Weg darstellt, der Winkel *eod* proportional der Zeit sein, in welcher der Weg *ke* zurückgelegt wird. Ist die radiale Geschwindigkeit gegeben, so ist damit auch das Wasserquantum bestimmt, welches die Pumpe liefert, nicht aber die Form des absoluten Weges, welche bei derselben Schaufel und einer veränderten Winkelgeschwindigkeit auch eine andere Gestalt gewinnt. Die Winkelgeschwindigkeit, und somit auch die Form des absoluten Weges, wird bedingt durch die Druckhöhe.

Wäre umgekehrt die Form des absoluten Weges gegeben durch die Polargleichung $\psi = f_x$, und die Winkelgeschwindigkeit des Rades β bekannt, sowie die Form und Entfernung der Grundflächen, dann ist auch die Schaufelform bestimmt.

Durchläuft das Wasser auf dem absoluten Wege in der Zeit t den Winkel ψ und auf dem relativen Wege längs der Schaufel den Winkel φ, dann ist $\psi + \varphi$ der Winkel, um welchen sich in der Zeit t das Schaufelrad gedreht haben muss, also $\psi + \varphi = \beta t$ und $\varphi = \beta t - \psi = \beta t - f_x$. Ist t als Function von x gegeben, dann ist auch $\varphi = \beta t - f_x$, die Gleichung der Schaufelcurve, bekannt. Ist v''' die Peripheriegeschwindigkeit am innern Radius r des Rades, dann ist $\psi + \varphi = \frac{v''' t}{r}$, also $\varphi = \frac{v''' t}{r} - \psi$ die Gleichung der Schaufelcurve.

§ 18.

Form des absoluten Weges.

Nach dem bisher Gesagten könnte die Form des absoluten Weges jede beliebige Spirale sein, doch wird man aus den Bedingungen, welche dieselbe zu erfüllen hat, ersehen, dass nicht jede Spirale denselben in gleicher Weise genügt.

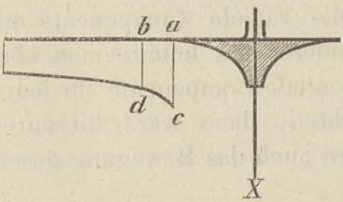
Wie aus dem vorigen Abschnitt erhellt, ist durch die Form der Spirale noch nicht das Bewegungsgesetz auf derselben zu entnehmen, dies wird erst bestimmt, wenn durch die Form und Entfernung der Grundflächen die radiale Componente als gegeben betrachtet werden kann. Andererseits könnte man aber auch sowohl die radiale, wie die tangentiale Componente für jeden Punkt der Curve als gegeben betrachten, dann wäre hierdurch nicht nur die Form der Curve, sondern auch das Bewegungsgesetz auf derselben bestimmt.

Abstrahiren wir zunächst von den tangentialen Componenten und denken uns die radialen Componenten der Geschwindigkeit aller durch das Rad sich bewegenden Wasserelemente. Wenn wir uns den lichten Zwischenraum des Schaufelrades durch mit der Achse concentrische Cylinderquerschnitte zerlegen, so muss in gleicher Zeit dasselbe Wasserquantum durch jeden derselben hindurchgehen. Die Inhalte derselben müssen sich also zu einander umgekehrt verhalten wie die radialen Geschwindigkeiten an den betreffenden Punkten, so dass letztere das Verhältniss der ersteren bedingen und umgekehrt. Die Geschwindigkeit könnte dann nach aussen abnehmen; dies würde einen die Verzögerung bedingenden Gegendruck voraussetzen, der treibend auf das Schaufelrad einwirken müsste. Da es nicht in unserer Absicht liegt, durch die Drehung des Schaufelrades erst eine Geschwindigkeit zu erzeugen und sie dann durch dasselbe Rad wieder auch nur zum Theil nutzbar zu machen, so abstrahiren wir vorläufig von dieser Anordnung. Andererseits könnte man aber die radiale Geschwindigkeit nach aussen zunehmen lassen. Dann könnte diese Geschwindigkeitszunahme immer nur auf Kosten eines Gegendruckes im Saugerohre ausgeführt werden, die Spiralen würden steiler, der centrifugale Druck geringer. Bei gleicher Förderhöhe müsste also das Wasser das Rad mit grösserer Geschwindigkeit verlassen, was unvortheilhaft ist.

Es geht hieraus hervor, dass es das einfachste und zweckmässigste sein wird, dem Wasser eine constante Geschwindigkeit nach radialer Richtung zu geben, und demnach die Grundflächen so zu formen, dass ihre Entfernung im umgekehrten Verhältnisse zum Radius abnimmt, weil dann auch die Flächeninhalte der früher erwähnten concentrischen Cylinderquerschnitte gleich sind.

Es sei hier gleich hervorgehoben, dass der Bedingung einer constanten radialen Geschwindigkeit nur genügt werden kann, wenn die absoluten Geschwindigkeiten der Elemente nicht genau gleich sind. Stellt nebenstehende Fig. 22 den Querschnitt eines Schaufelrades dar, dessen obere Begrenzungsfläche eben ist, dann muss die untere gekrümmt sein. Ist nun $a c$ und $b d$ ǂ der Achse X, dann müssen die Punkte a und c

Fig. 22.



gleichzeitig in b und d eintreffen; es ist aber $ab < dc$. Da die radiale Geschwindigkeit nur die eine kleinere Componente darstellt, diese Verschiedenheit der absoluten Geschwindigkeit wohl auf die Reibungswiderstände der Wassertheilchen gegen einander, nicht aber auf unser Endresultat einen wesentlichen Einfluss ausüben kann, so lassen wir dieselbe unberücksichtigt.

Die tangentialen Componenten der Geschwindigkeit betreffend, hat man nur die Wahl, sie constant zu nehmen, oder nach aussen wachsen zu lassen. Nimmt man sie constant, dann ist der Wasserweg eine logarithmische Spirale, und es ist auch die Geschwindigkeit längs dieser eine constante. Um das Wasser auf eine bestimmte Höhe zu bringen, müsste dann, wie sich später ergeben wird, diese Geschwindigkeit oder die Radgeschwindigkeit grösser werden, wie wenn man die tangentiale Geschwindigkeit nach aussen wachsen lässt.

Eine Zunahme dieser Geschwindigkeit erscheint also vortheilhaft, und sie proportional dem Radius zu nehmen, scheint mir das Einfachste. D e r W a s s e r w e g i s t d a n n e i n e a r c h i m e d i s c h e S p i r a l e.

Diese Curve hat vor anderen noch den Vorzug, dass bei gegebener Schaufelform (die auch eine archimedische Spirale ist) und wechselnden Wassermengen sich immer wieder archimedische Spiralen für den absoluten Weg ergeben, auf welche dieselben Gesetze Anwendung finden, die wir für eine bestimmte Spirale entwickeln.

Es mag hier noch hervorgehoben werden, dass, wenn man für die Form des absoluten Weges eine Kreisevolvente wählt, der Evolutenkreis innerhalb des Saugerohres liegen muss, und der Theil der Curve, welcher durch die Schaufel begrenzt ist, nicht sehr wesentlich von der archimedischen Spirale abweicht.

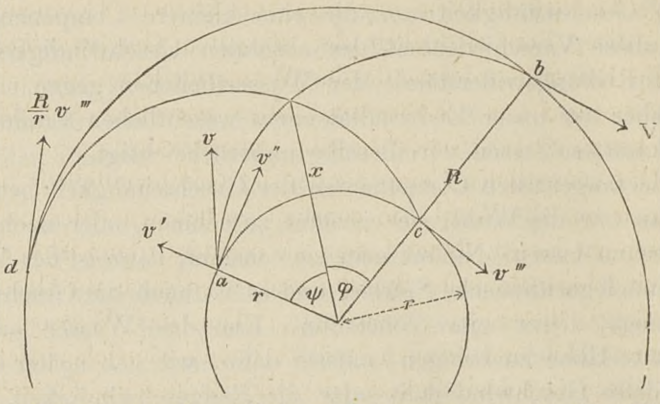
Hiernach möchte die Wahl der archimedischen Spirale für unsere folgenden Rechnungen wohl gerechtfertigt erscheinen.

Wir betrachten den Wasserweg zwischen gewissen Grenzen von r bis R, (Fig. 23, siehe die folgende Seite) und bezeichnen den veränderlichen Radiusvector mit x, die Winkelbewegung in der Zeit t mit ψ, dann ist $x\,d\psi$ der im Radius x im Differential der Zeit zurückgelegte tangentiale Weg, wir können also setzen:

$$x\,d\psi = \frac{x}{r}\,v''\,dt \text{ oder } r\,d\psi = v''\,dt,$$

wenn v'' die tangentiale Eintrittsgeschwindigkeit bezeichnet. Die

Fig. 23.



Geschwindigkeit nach radialer Richtung sei v', die Eintrittsgeschwindigkeit längs der Curve v, die Austrittsgeschwindigkeit V. Wir haben die Proportion:

$$x - r : r\psi = v' : v''$$

und hieraus:

$$x = \frac{r\,v'}{v''}\,\psi + r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (50)$$

als Gleichung der archimedischen Spirale des absoluten Weges. Es ist mithin noch:

$$\frac{d\,x}{d\,\psi} = \frac{r\,v'}{v''} \text{ und } \frac{d^2\,x}{d\,\psi^2} = 0.$$

Der allgemeine Ausdruck für den Krümmungsradius y, der dem Radiusvector x angehört, ist:

$$y = \frac{\left[x^2 + \left(\frac{d\,x}{d\,\psi}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}{x^2 + 2\left(\frac{d\,x}{d\psi}\right)^2 - \frac{d^2\,x}{d\,\psi^2}\,x}.$$

Wir erhalten also durch Substitution des Werthes der Ableitungen für unsere archimedische Spirale:

$$y = \frac{\left(x^2 + \frac{v'^2\,r^2}{v''^2}\right)^{\frac{3}{2}}}{x^2 + 2\,\frac{v'^2\,r^2}{v''^2}} = \frac{(v''^2\,x^2 + v'^2\,r^2)^{\frac{3}{2}}}{v''\,(v''^2\,x^2 + 2v'^2\,r^2)} \quad . \; . \; . \quad (51).$$

Ist v''' die Peripheriegeschwindigkeit des Schaufelrades im Radius r, dann ergiebt sich leicht

$$x = \frac{r v'}{v''' - v''}\,\varphi + r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (52).$$

als Gleichung der Schaufelcurve.

§ 19.

Centrifugalkraft der sich in archimedischen Spiralen bewegenden Wasserelemente.

Man beachte, dass die der Centrifugalkraft gleiche, nur entgegengesetzt wirkende Centripetalkraft nie als lebendige Kraft auftreten kann, sie bewirkt immer nur eine Ablenkung von der Bewegungsrichtung, zu der sie rechtwinklig wirkt, kann also auch keinen Einfluss auf die Geschwindigkeit haben. Wenn nun die Centrifugalkraft der in einer Zelle befindlichen Wasserelemente sich zu einem gewissen Drucke summirt und durch denselben eine entsprechende Drucksäule im Gleichgewichte hält, dann muss auch die zur Hebung des Wassers auf diese Druckhöhe nöthige Arbeit von der Schaufel aufgewendet werden, und die Centrifugalkraft bleibt nur ein Mittel zur Erzeugung eines gewissen Druckes. Wir können diese Arbeit der Schaufel gesondert betrachten von derjenigen, welche sie aufwenden muss, um dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit zu ertheilen oder vielmehr die Einflussgeschwindigkeit zu beschleunigen.

In Fig. 21 mögen die concentrischen Kreise sich in gleichem Abstande $dx = v' dt$ von einander befinden, dann schneiden diese die Spiralen des absoluten Weges in Stücke, deren Länge $= v\,dt$ ist, und die nach dem Mittelpunkte zu von Kreis zu Kreis um dv abnehmen, wenn wir für diese Herleitung mit v nicht die Eintrittsgeschwindigkeit, sondern die veränderliche Geschwindigkeit auf dem absoluten Wege bezeichnen. Es seien ferner ab und mn zwei Schaufeln in der Entfernung $v''' dt$, nach tangentialer Richtung gemessen. Zeichnen wir, wie in der Figur angedeutet, uns in den Zwischenraum dieser Schaufeln die Wasserwege der Elemente, deren Geschwindigkeit um dv differirt, dann theilen diese den Zwischenraum in Streifen, deren Breite

$$ds = \frac{x}{r} v''' d\mathrm{t} \sin \alpha$$

ist, wenn α den Winkel bezeichnet, unter welchem der absolute Weg den Kreis schneidet.

Mit Rücksicht auf den bekannten Krümmungsradius y und auf die Geschwindigkeit v können wir nun leicht den von der Centrifugalkraft herrührenden Druck auf die Flächeneinheit bestimmen, welcher sich nach dem Früheren allgemein ausdrückt durch $\frac{\gamma}{g} v^2 \frac{ds}{y}$, oder wenn wir für den Druck auf die Flächeneinheit nur die Druckhöhe setzen, durch $\frac{v^2 ds}{g \cdot y}$.

Substituiren wir für v, ds und y die entsprechenden Werthe als Functionen von x und integriren von $x = r$ bis $x = R$, dann müssen wir den Druck erhalten, mit welchem das in der Zelle sich bewegende Wasser im Gleichgewichte steht, soweit dieser Druck von der Centrifugalkraft herrührt.

Es möchte wohl noch einer Rechtfertigung bedürfen, dass wir, ohne eine Zerlegung der Kräfte auszuführen, einfach durch Integration den Druck auf die Ausflussmündung der Zelle bestimmen. Die Richtigkeit dieses Verfahrens lässt sich durch folgende Betrachtung nachweisen.

Zunächst berücksichtige man den Umstand, dass während der rotirenden Bewegung der Zelle zwar ein Wechsel der Wasserelemente eintritt, sich aber nichts in der Richtung und Intensität der Druckkräfte gegen die Schaufeln ändert. Wir können uns hiernach die Zelle sowohl, wie auch das Wassser, als ruhend und mit denselben Druckkräften ausgestattet, denken, während die Ausflussmündung durch einen dem daselbst stattfindenden Drucke gleichen Gegendruck geschlossen ist. Es übersieht sich dann leicht, dass jeder Druck, welcher von der Einflussöffnung an auf das Wasser ausgeübt wird, sich in gleicher Intensität auf die folgenden Elemente und auch auf die Ausflussmündung fortpflanzen muss, und dass die ursprüngliche Druckrichtung dabei nicht in Betracht kommt, sondern nur die Intensität des Druckes pro Flächeneinheit. Eine Zerlegung der Centrifugalkraft in einen Druck rechtwinklig zur Schaufel und nach der Richtung derselben entspricht nicht der Natur der flüssigen Körper. Denn da die in die Richtung der Schaufel fallende Druckkraft auch einen ihr gleichen Normaldruck auf dieselbe hervorruft, so müsste ein Druck entstehen, der gleich der Summe beider Componenten, also grösser als der zerlegte Druck ist, was den Gesetzen der Hydraulik widerspricht.

Wir hatten:

$$ds = \frac{x}{r} v''' dt \sin \alpha,$$

und da

$$v' dt = dx \text{ und } \sin \alpha = \frac{v'}{v},$$

so ist auch

$$ds = \frac{x}{r} \frac{v'''}{v} dx,$$

mithin:

$$v^2 ds = \frac{x}{r} v''' v\, dx = \frac{x}{r^2} v''' dx \sqrt{v''^2 x^2 + v'^2 r^2}.$$

Substituiren wir noch den Werth für y aus der Gleichung (51), dann erhalten wir:

$$\frac{v^2}{g} \frac{ds}{y} = \frac{x v''' v''}{g \cdot r^2} \cdot \frac{v''^2 x^2 + 2 v'^2 r^2}{v''^2 x^2 + v'^2 r^2} \cdot dx = \frac{v''' v''}{g \cdot r^2} \left(x + \frac{v'^2 r^2 x}{v''^2 x^2 + v'^2 r^2} \right) dx,$$

mithin:

$$\int \frac{v''' v''}{g r^2} \left(x + \frac{v'^2 r^2 x}{v''^2 x^2 + v'^2 r^2} \right) dx = \frac{v''' v''}{g r^2} \left[\frac{x^2}{2} + \frac{v'^2 r^2}{2 v''^2} ln\,(v''^2 x^2 + v'^2 r^2) \right],$$

und wenn wir dies $\int$ von $x = r$ bis $x = R$ nehmen, die Druckhöhe

$$H' = \frac{v''' v''}{2g} \left(\frac{R^2 - r^2}{r^2} + \frac{v'^2}{v''^2} ln \frac{v''^2 R^2 + v'^2 r^2}{v''^2 r^2 + v'^2 r^2} \right)$$

$$= \frac{1}{2g} \left(v''' v'' \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2} + \frac{v''' v''}{v''} ln \frac{v''^2 \left(\frac{R}{r}\right)^2 + v'^2}{v''^2 + v'^2} \right)$$

oder

$$H' = \frac{1}{2g} \left(v''' v'' \frac{R^2 - r^2}{r^2} + \frac{v''' v'^2}{v''} ln \frac{V^2}{v^2} \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53),$$

in welcher Formel v die Eintrittsgeschwindigkeit, V die Austrittsgeschwindigkeit bezeichnet.

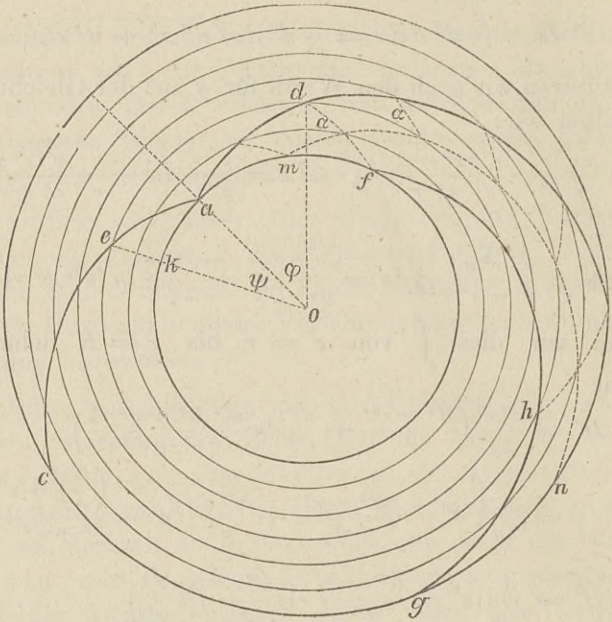
Der Summand $\frac{v''' v'^2}{v''} ln \frac{V^2}{v^2}$ wird allen denjenigen eine auffallende Erscheinung sein, welche darin die nothwendige Uebereinstimmung vermissen mit den Resultaten der Fliehkraft, wie sie die anderen Turbinentheorien enthalten, und nach welchen dieser Summand nicht vorhanden sein dürfte. Man hat hierbei einen wichtigen Punkt übersehen: „Die dort gegebenen Formeln sind so lange richtig, wie stets dieselben materiellen Punkte in der betrachteten Kreisebene sich bewegen, das Rad also parallele Seitenflächen hat; ist dagegen am innern Radius die Schaufelhöhe grösser als am äusseren, so müssen allmälig neue Elemente in die Kreisebene treten, deren Fliehkraft hinzukommt. Diese letztere findet in unserem zweiten Summanden ihren Ausdruck."

H' stellt die dem centrifugalen Drucke entsprechende Druckhöhe dar, welche auch in der Weise wirksam sein kann, dass das Wasser mit Hilfe des Luftdruckes auf die Höhe h gesaugt und von der Pumpe aus noch auf die Höhe $H' - h$ gehoben wird.

8*

Es entsteht noch die Frage, ob bei einer endlichen Schaufelzahl diese Höhe sich ändert oder nicht.

Fig. 21.



Um dies zu ermitteln, denken wir uns die Schaufel *fg* in endlicher Entfernung von der Schaufel *ab*, und zeichnen uns den absoluten Weg des bei *f* eintretenden und bei *g* austretenden Wasserelementes. In der Centrifugalkraft der längs der Schaufel *ab* liegenden Wasserelemente wird dadurch nichts geändert, wir werden also bei *b* den berechneten Druck H' haben. Da der centrifugale Druck in der Richtung des absoluten Weges dieselbe Intensität haben muss, wie radial zu demselben, so wird der Druck bei $f =$ dem bei *d* und der bei $h =$ dem bei *b* sein müssen, und der Druck bei *g* muss um eben so viel grösser sein, als der bei *b*, wie der bei *f* grösser ist als der bei *a*.

Der Ueberdruck bei *f* ist bestrebt, den Einfluss zu verzögern, der Ueberdruck bei *g*, den Ausfluss zu beschleunigen. Da beide Kräfte gleich sind, so heben sie sich mit Hilfe des Luftdruckes auf, und wird dies um so leichter geschehen, je grösser die Zahl der Schaufeln ist. Dasselbe gilt aber auch für die zwischen *a* und *f* und *g* und *b* liegenden Punkte, woraus erhellt, dass unsere Formel für H' auch richtig ist bei einer endlichen Entfernung der Schaufeln.

Betrachten wir noch den Druck gegen die concave Schaufelfläche ab, die convexe fg und die daraus hervorgehenden Kraftmomente.

Der Druck bei d wirkt an dem Radius od, der Druck bei f wirkt an dem Radius of ersterem entgegengesetzt. Die veränderliche Entfernung der Grundflächen unserer Pumpe l soll sich nach unserer Annahme umgekehrt verhalten wie die Radien, mithin verhalten sich auch ebenso die hier in Betracht kommenden Projectionen der Differentiale der Schaufelflächen $l\,dx$ und $l'dx$ (wobei l' diese Höhe am innern Radius); es sind also die Momente bei d und f gleich. Gehen wir um dx weiter, so folgt dasselbe für die nächsten beiden Momente, und endlich, da $R - od = ho - r$, so muss auch die Summe aller Momente, die durch den Druck gegen das Schaufelstück db entstehen, gleich der Summe derjenigen sein, welche auf das Schaufelstück fh wirken. Dieselben heben sich sonach auf, und es bleibt nur die Differenz der gegen die Flächen ad und hg wirksamen Momente, welche der Kraft entspricht, die nöthig ist, um die Wassermenge Q auf die Höhe H' zu heben. Um letzteres noch klarer darzulegen, beachte man, dass der Druck gegen die Fläche ad um die Höhe $\frac{v^2}{2g}$ geringer ist als der Luftdruck, und der Druck gegen die Fläche hg um ebenso viel geringer als H' + Luftdruck, da die Geschwindigkeit v nur auf Kosten von H' erzeugt werden kann. Die radiale Projection eines Differentiales einer Schaufelfläche ist $l\,dx = \frac{l'r}{x} \cdot dx$, für n Schaufeln also $= n\,l' \frac{r}{x}\,dx$. Die Geschwindigkeit ist $= v''' \cdot \frac{x}{r}$, also ist das Differential der Kraft, wenn A die Höhe einer Wassersäule, die dem Atmosphärendruck gleich ist, bezeichnet,

$$= n\,l'\,v'''\,dx\,\gamma \left(A - \frac{v^2}{2g}\right),$$

und wenn x sich ändert von r bis od, die Kraft

$$= (od - r)\,n\,l'v'''\,\gamma \left(A - \frac{v^2}{2g}\right).$$

Es ist

$$af = \frac{1}{n}\,2\pi\,r,$$

also verhält sich

$$od - r : \frac{1}{n}\,2\pi\,r = v' : v''',$$

woraus $$od - r = \frac{v' 2\pi r}{n v'''}$$
sich ergiebt. Dies substituirt giebt die auf die concave Seite der Fläche ad wirksame Kraft
$$= v' 2\pi r \gamma \left(A - \frac{v^2}{2g}\right) = Q\gamma \left(A - \frac{v^2}{2g}\right).$$

In ganz gleicher Weise erhalten wir die auf die convexe Seite der Fläche hg wirksame Kraft
$$= Q\gamma \left(H' + A - \frac{v^2}{2g}\right),$$
mithin die Differenz $= Q \gamma H'$.

§ 20.

Druckhöhe, welche durch die Beschleunigung des Wassers entsteht.

Es ist bis jetzt nur Rücksicht genommen auf die Druckkräfte, welche in Folge der Centrifugalkraft sowohl auf das Wasser, wie auf die Schaufeln ausgeübt werden, wenn das Wasser sich mit beschleunigter Bewegung in archimedischen Spiralen durch das Rad bewegt. Wir haben aber noch nicht in Betracht gezogen, dass das Wasser durch den Druck der Schaufeln erst eine beschleunigte Bewegung erhalten muss und dass es das Rad mit einer Geschwindigkeit verlässt, vermöge deren es noch auf eine grössere Höhe steigen kann. Zur Ermittelung der hierbei wirksamen Druckkräfte diene die folgende Herleitung.

Will man einem Körper von dem Gewichte P eine beschleunigte Bewegung ertheilen, und ist die Beschleunigung in einem bestimmten Momente $= G$, so ist der dazu nöthige Druck $= P \cdot \frac{G}{g}$.

Denken wir uns den Körper durch zur Druckrichtung normale Ebenen getheilt, so werden in diesen Ebenen Druckkräfte wirken, deren Intensität $= p \frac{G}{g}$ sein muss, wenn p das veränderliche Gewicht des vor dem betreffenden Querschnitte liegenden Körpertheiles ist. Der Druck, den die Flächeneinheit des Querschnittes zu übertragen hat, wird im Allgemeinen bei demselben Werthe von $p \frac{G}{g}$ im umgekehrten Verhältnisse zur Grösse dieses Querschnittes stehen.

Der zu bewegende Körper sei jetzt eine durch ein beliebig geformtes Gefäss eingeschlossene Flüssigkeit, dann werden die in den einzelnen Querschnitten wirksamen Druckkräfte in Summa natürlich wie oben den Werth $p\,\frac{G}{g}$ haben müssen. Mit Rücksicht auf den Druck, welchen die Gefässwände erleiden, gestaltet sich der Druck auf die Flächeneinheit des Querschnittes der Flüssigkeit aber anders, derselbe ist unabhängig von den Querschnittsdimensionen des Körpers und nur abhängig von der Längendimension desselben in der Druckrichtung.

Wie in einem beliebig geformten, mit Wasser gefüllten Gefässe der Druck, unter dem die Wasserelemente unter dem Einflusse der Schwere stehen, proportional der Druckhöhe wächst, und in jeder Horizontalebene, also rechtwinklig zur Druckrichtung alle Elemente denselben Druck zu erleiden haben, genau so ist es mit dem in einer Zelle eingeschlossenen bewegten Wasser, wenn wir statt der Schwere andere auf Beschleunigung wirkende Kräfte substituiren.

Bezeichnen wir also mit λ die Länge eines Wasserfadens von dem Querschnitte dF, so ist $\lambda \,.\, dF$ der Inhalt eines Prismas von dem Querschnitte dF, und $\gamma\lambda \,.\, dF$ das Gewicht desselben; mithin der zur Beschleunigung G nöthige Druck $= \lambda \,.\, dF \,.\, \gamma\,\frac{G}{g}$ und hieraus der Druck auf die Flächeneinheit $= \lambda \,.\, \gamma\,\frac{G}{g}$. Dieser Druck theilt sich in gleicher Intensität allen Flächenelementen desselben Normalquerschnittes mit.

Um von dieser Formel die Anwendung auf unsere Centrifugalpumpen machen zu können, beachten wir, dass, da jedes in einer Zelle befindliche Wassertheilchen in jedem Momente nach tangentialer Richtung dieselbe Beschleunigung erhält, und der Druck auf die Schaufeln nur von der Beschleunigung, nicht von der Geschwindigkeit abhängig ist, wir von der verschiedenen Geschwindigkeit der Wasserelemente abstrahiren und uns vorstellen können, das Wasser befinde sich in der Zelle in Ruhe und solle erst durch die Schaufeln eine Beschleunigung nach tangentialer Richtung erhalten.

Bestimmen wir zunächst den Werth von G.

Da die radiale Geschwindigkeit constant ist, so ist die Zeit t, in der das Wasser das Rad passirt, $t = \frac{R - r}{v'}$. In dieser Zeit wächst, unserer Voraussetzung gemäss, die tangentiale Geschwindigkeit gleichförmig von v'' bis $\frac{R}{r}\,v''$, wir haben also:

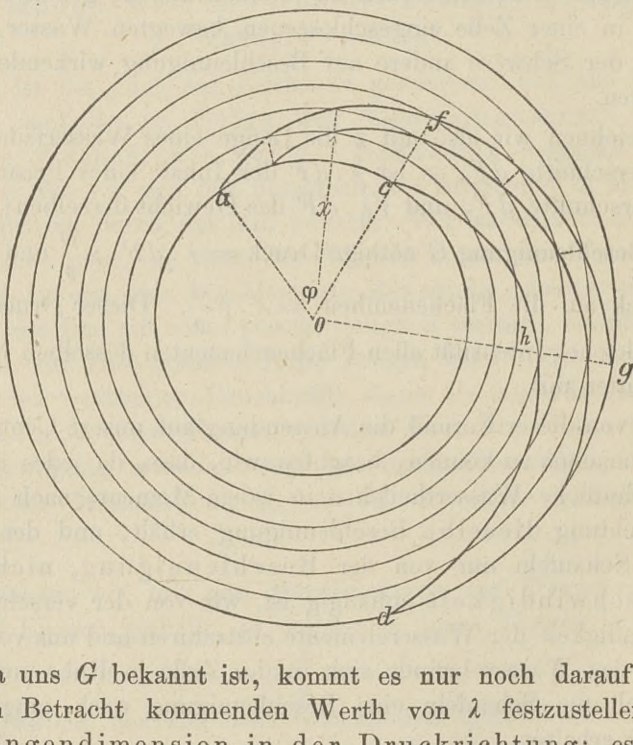
$$G\,t = \frac{R}{r}\,v'' - v'' = \frac{R-r}{r}\,v'',$$

und wenn wir den Werth von t substituiren,

$$G = \frac{v'\,v''}{r}.$$

Man nehme jetzt an, das Wasser befände sich zwischen den zwei, nach archimedischen Spiralen gekrümmten Schaufeln (siehe Fig. 24), deren Entfernung ∞ klein sein soll, und es handele sich darum, den Druck zu bestimmen, welcher an der Ausflussmündung in Folge der Beschleunigung entstehen muss.

Fig. 24.



Da uns G bekannt ist, kommt es nur noch darauf an, den hier in Betracht kommenden Werth von λ festzustellen. λ ist die Längendimension in der Druckrichtung: es ist also $d\lambda = x\,.\,d\varphi$ und

$$\lambda = \int_{x=r}^{x=R} x\,d\varphi.$$

Nach Formel (52) ist die Gleichung der Schaufelcurve

$$x = \frac{r\,v'\,\varphi}{v''' - v''} + r,$$

also

$$d\varphi = dx\,\frac{v''' - v''}{r\,v'}, \text{ mithin } x\,d\varphi = x\,dx\,\frac{v''' - v''}{r\,v'}$$

und

$$\lambda = \int_r^R x\,d\varphi = \tfrac{1}{2}(R^2 - r^2)\,\frac{v''' - v''}{r\,v'}.$$

Um die gesuchte Druckhöhe H'' zu finden, ist λ mit $\frac{G}{g}$ zu multipliciren, man erhält also

$$H'' = \frac{1}{2g} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2}(v''' - v'')\,v'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (54).$$

Der Factor $(v''' - v'')\,v''$ wird ein Maximum für $v''' = 2v''$, er wird $= 0$ für $v''' = v''$.

Der Fall, dass $v''' = v''$ wird, kann eintreten:

1) wenn die Geschwindigkeit $v' = 0$ wird, das Wasser also nur einfach rotirt und

2) wenn aus der archimedischen Spirale der Schaufel eine radiale Schaufel wird.

Da der Werth von H'' zu dem von H' zu addiren ist, so wird hieraus erklärlich, warum der Nutzeffect der Centrifugalpumpen mit radialen Schaufeln ein so geringer ist.

Von wesentlicher Bedeutung ist hierbei noch der Umstand, dass zu den gefundenen Werthen von H' und H'' noch eine der Geschwindigkeitszunahme des durch die Pumpe fliessenden Wassers entsprechende Druckhöhe H''' zu addiren ist, welche in diesem Falle ihr Maximum erreicht und meistentheils nicht genügend nutzbar gemacht wird. Das Wasser tritt in die Pumpe mit der Geschwindigkeit v, es verlässt dieselbe mit der Geschwindigkeit V, es hat durch die Beschleunigung an lebendiger Kraft gewonnen und könnte in Folge dieser Zunahme auf die Höhe

$$H''' = \frac{V^2 - v^2}{2g} = \frac{\frac{R^2}{r^2}\,v''^2 + v'^2 - (v''^2 + v'^2)}{2g} = \frac{R^2 - r^2}{r^2}\,\frac{v''^2}{2g} \quad . \quad (55)$$

steigen.

Diese Höhe H''' ist zu H'' zu addiren, um die gesammte, unserer Beschleunigung entsprechende Druckhöhe zu geben. Es ergiebt sich

$$H'' + H''' = \frac{1}{2g} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2}\,v'''\,v'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

Multipliciren wir diese Druckhöhe mit $Q\gamma$, dem Gewichte des zu hebenden Wassers, so müssen wir den Kraftaufwand erhalten.

Kehren wir zu unserem Werthe von H'' zurück und bringen die zweite Schaufel in endliche Entfernung von der ersten.

Man ersieht, dass auch hier von a bis c und von g bis d eine Druckzunahme stattfinden muss. Wäre dieselbe auf beiden Strecken eine gleiche, dann würde der Luftdruck das Wasser zusammenhalten und Gleichgewicht bewirken. Dies ist aber nicht der Fall; der Druck, welcher die Ausströmung zu beschleunigen strebt, ist grösser als der, welcher die Einströmung verzögert, es wird also auch hier ein Voreilen stattfinden, soweit dasselbe nicht durch die Reibung des Wassers gegen die Schaufel aufgehoben wird, so dass die Annahme, dass jedes Wassertheilchen sich in derselben Curve bewegen soll, genau nicht durchzuführen ist.

Der Uebersicht wegen möge der Ueberdruck bei d und c noch berechnet werden.

Man ziehe (Fig. 24) die Radien fco und gho und beachte, dass da dieselben rechtwinklig liegen zu der Richtung, in der die Beschleunigung erfolgt, der Druck bei c gleich dem bei f und der Druck bei h gleich dem bei g sein muss. Die Druckzunahme von a bis f, also auch von a bis c ist nach Formel (54):

$$\frac{1}{2g}\left(\frac{fo^2 - r^2}{r^2}\right)(v''' - v'')\,v'',$$

Ebenso erhalten wir die Druckzunahme von g bis d, gleich der von h bis d, wenn wir von dem Werthe der Gleichung (54) denjenigen Werth abziehen, welchen sie erlangt, wenn wir in dieselbe oh für R setzen. Das ergiebt die gesuchte Druckzunahme gleich:

$$\frac{1}{2g}\left(\frac{R^2 - oh^2}{r^2}\right)(v''' - v'')\,v''.$$

Da, wie leicht zu übersehen,

$$fo - r = R - oh$$

ist, und für die Differenz der Quadrate die Summe mal der Differenz gesetzt werden kann, so folgt daraus, dass sich die Druckzunahmen verhalten wie:

$$fo + r : R + oh.$$

Dies Verhältniss wird um so ungünstiger, je grösser die Schaufelzahl ist; es würde gleich 1 werden, wenn die zweite Schaufel anstatt ihren Anfang in c zu nehmen, denselben in dem Radius og nähme. Mit Rücksicht auf den Reibungswiderstand gegen die convexe Seite der Schaufelflächen wird aber doch eine grössere Schaufelzahl zulässig sein, ohne unsere Resultate wesentlich zu beeinträchtigen.

Wir wollen jetzt den zur **Beschleunigung** des durch die Pumpe fliessenden Wassers nöthigen Kraftbedarf ermitteln.

Haben wir n Schaufeln, dann ist, die Dicke derselben $= 0$ gerechnet, die Entfernung derselben in der Kreisperipherie des Kreises x, gleich $\frac{2\pi x}{n}$. Die veränderliche Höhe der Schaufeln sei wieder l und $xl = rl'$, also $l = \frac{r}{x} l'$. Das Differential der Schaufelfläche, projicirt auf einen radialen Querschnitt, ist $dF = d\,x\,l = \frac{d\,x\,l'\,r}{x}$, dies multiplicirt mit $\frac{2\pi}{n} x \gamma \frac{G}{g}$, giebt den zur Beschleunigung nöthigen Druck $= \frac{2\pi}{n} \gamma\, l' r \frac{G}{g}\, dx = \frac{2\pi}{n} \frac{\gamma\, l' v' v'' dx}{g}$, und das Differential der Kraft ist also:

$$= \frac{2\pi\,\gamma\, l' v' v'' v'''}{ng} \cdot \frac{x}{r}\, dx.$$

Integriren wir wieder von r bis R und multipliciren, um die durch die n Schaufeln ausgeübte Kraft zu finden, mit n, dann erhalten wir:

$$\frac{2\pi r \gamma l' v' v'' v'''}{2g} \frac{(R^2 - r^2)}{r^2} = \frac{Q \gamma v'' v'''}{2g} \frac{(R^2 - r^2)}{r^2},$$

da $2\pi\, r\, l'\, v' = Q$ ist.

Das ist die Kraft, welche wir gebrauchen, um das Wasserquantum Q auf die Höhe $H'' + H'''$ zu heben und die mit Gleichung (56) übereinstimmt.

Die Förderhöhe (Sauge- und Druckhöhe), welche ohne Rücksicht auf Reibung dem Kraftbedarfe entspricht, ist hiernach:

$$H' + H'' + H''' = \frac{1}{2g}\left(\frac{R^2 - r^2}{r^2}\, 2v''' v'' + \frac{v''' v'^2}{v''}\, ln \frac{V^2}{v^2}\right) \quad . \quad (57).$$

Der zweite Summand wird $= 0$, wenn die archimedische Spirale in eine radiale Linie oder in den Kreis übergeht.

Die Reibungswiderstände lassen sich eintheilen in äussere und innere. Die äusseren bestehen in der Zapfenreibung der Betriebswelle und der Reibung des Schaufelrades an seiner Aussenfläche, sie haben einen Einfluss auf den **Kraftbedarf**, nicht aber auf die bei einer bestimmten Geschwindigkeit erreichbare Druckhöhe. Die inneren bestehen nur aus den Reibungswiderständen des Wassers beim Durchgange durch die Röhren und die Pumpe, und lassen sich durch eine Druckhöhe ausdrücken, durch welche die obige Förderhöhe bei einer gewissen Geschwindigkeit verringert wird.

Vernachlässigen wir den etwa 6 Procent der Druckhöhe H betragenden Werth des zweiten Summanden $\frac{v''' v'^2}{v''} ln \frac{V^2}{v^2}$ ganz und bringen ausser diesem noch 10 pCt. der Druckhöhe $\frac{R^2 - r^2}{2g \, . \, r^2} 2v''' v''$ für die Reibungswiderstände in der Pumpe in Abzug, während wir die Reibungswiderstände der Röhren extra berechnen, so wird man der Wahrheit ziemlich nahe kommen, und die erreichbare Druckhöhe ist dann

$$= \frac{1}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} 1{,}8 v''' v''.$$

Von dieser ist noch abzuziehen die Druckhöhe, welche der Geschwindigkeit entspricht, mit welcher das Wasser abfliesst, und die wir gleich $\frac{1}{36}$ der obigen annehmen, dann erhält man die ganze erreichbare Druckhöhe H

$$H = \frac{1}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} 1{,}75 v''' v'' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58),$$

von welcher aber noch die Widerstandshöhe für die Reibung in den Röhren (s. S. 45) in Abzug gebracht werden muss.

Es macht dieser Werth zwar auf grosse Genauigkeit keinen Anspruch, doch glaube ich, dass für den praktischen Gebrauch die Formel ausreichen wird, bis durch genaue Versuche mit gut ausgeführten Pumpen eine Rectification möglich ist.

Denkt man sich eine Centrifugalpumpe in Bewegung gesetzt mit der Geschwindigkeit v''' und die Druckhöhe so gross, dass sie genau im Gleichgewicht ist mit der Centrifugalkraft des einfach rotirenden Wasserkörpers, dann würde $(H) = \frac{v'''^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2}$ sein müssen. In dem Momente aber, wo das Wasser mit der Geschwindigkeit, welche zur Druckhöhe (H) gehört, die Pumpe verlässt, müsste nach Formel (57) diese Druckhöhe sich verdoppeln, da der zweite Summand von $H = 0$ wird. Lässt man nun allmälig diese Druckhöhe abnehmen, so muss das Wasserquantum zunehmen, und kommt man wieder auf die ursprüngliche Höhe (H), dann ist sehr nahe $v'' = \frac{1}{2} v'''$, der absolute Weg des Wassers also nahe gleich der Form der Schaufelcurve.

Es sind also bei der Höhe (H) zwei Gleichgewichtszustände vorhanden, wonach die Pumpe entweder gar kein Wasser oder verhältnissmässig viel Wasser geben kann. Der letztere Fall tritt ein, wenn die Bewegung auf irgend eine Weise angeregt ist. Für die Praxis des Pumpenbetriebes haben die Druckhöhen von (H) bis $2(H)$, welche entstehen, wenn v'' die Werthe von v''' bis nahe $\frac{1}{2} v'''$ annimmt, keinen Werth und zwar: 1) weil die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Pumpe verlässt, zu gross wird, und diese nur unvollkommen nutzbar gemacht werden kann; 2) weil bei zunehmender Geschwindigkeit der Fall eintreten könnte, dass die Pumpe versagt; endlich 3) weil die Pumpe bei gefülltem Druckrohre nicht früher Wasser geben kann, als bis durch die Centrifugalkraft die Druckhöhe überwunden wird, dieselbe müsste sich also im Anfange erst mit grösserer Geschwindigkeit bewegen, als die mittlere ist.

Unsere Formel (58)

$$H = 1{,}75 \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2}$$

giebt H noch eher etwas zu gross als zu klein, aber kleiner als die Druckhöhe, welche der Centrifugalkraft entspricht, wenn wir v'' gleich oder kleiner als $\frac{1}{2} v'''$ annehmen. Nimmt die Geschwindigkeit dann zu, dann kann in keinem Falle die Pumpe versagen, vielmehr nimmt v'' weiter ab und die Wassermenge zu. Hierdurch wird unsere spätere Annahme $v'' = \frac{1}{2} v'''$ gerechtfertigt.

§ 21.

Entwickelung der Werthe für die Dimensionen und Geschwindigkeiten der Centrifugalpumpen.

Die pro Secunde zu hebende Wassermenge Q drückt sich aus durch $2 \pi r l' v'$. Es ersieht sich zunächst, dass r, der innere Radius der Pumpe, nicht kleiner sein darf als der Radius des Saugerohres. Von dem Querschnitte dieses Rohres ist die Geschwindigkeit abhängig, mit welcher das Wasser sich in demselben bewegt. Wir nehmen die Geschwindigkeit in den Saugeund Druckröhren gleich gross und proportional der zur ganzen

Druckhöhe gehörigen Endgeschwindigkeit, dann wird der zu dieser Bewegung nöthige Kraftverbrauch immer in demselben Verhältnisse zur Gesammtkraft stehen. Ist diese Geschwindigkeit $= \frac{1}{6}$ der zur Druckhöhe gehörigen, dann geht mithin, wie vorhin schon erwähnt, $\frac{1}{36}$ der Druckhöhe verloren.

Da, wo es sich um die Construction neuer Pumpen handelt, stets die zu hebende Wassermenge und die Sauge- und Druckhöhe gegeben ist, so hat man hiernach den Querschnitt des Rohres $= \frac{6\,Q}{\sqrt{2\,g\,H}}$ und den Radius:

$$r' = \sqrt{\frac{6\,Q}{\pi\sqrt{2\,g\,H}}} \text{ oder } d = 2\sqrt{\frac{6\,Q}{\pi\sqrt{2\,g\,H}}} = 2{,}78\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{2\,g\,H}}}.$$

Das Wasser, welches nach der Längenrichtung des Rohres sich mit der Geschwindigkeit $\frac{1}{6}\sqrt{2\,g\,H}$ bewegt, muss in dem Moment, wo es in das Rad fliesst, seine Bewegungsrichtung ändern. Diese Aenderung kann nicht plötzlich erfolgen, es wird daher in dem oberen Theile des Saugerohres sich ein Strudel bilden, dessen Bildung nicht durch gerade Querstege im Saugerohre gestört werden sollte. Will man zur Unterstützung der Welle einen solchen Steg anbringen, so sollte er vielmehr so geformt sein, dass er die Strudelbildung befördert. Man hat ferner den inneren Durchmesser der Pumpe etwas grösser zu nehmen als den des Saugerohres, damit der Uebergang des Wassers über eine abgerundete Kante stattfindet; derselbe sollte mindestens um $\frac{1}{5}$ des Rohrdurchmessers grösser genommen werden. Der Querschnitt würde dann im Verhältniss 25 : 36, also nahe wie 2 : 3 wachsen, und die mittlere Geschwindigkeit nach der Richtung der Achse würde in diesem Querschnitte $= \frac{1}{9}\sqrt{2\,g\,H}$ sein. Die Wassertheilchen nehmen vor dem Eintritte in das Rad, wie schon erwähnt, eine drehende Bewegung an und eine in der Richtung der Achse. Erstere wird $= v''$ und letztere $= v'$ sein müssen, wenn $2\pi r l' = r^2\pi$ (r der innere Radius des Schaufelrades). Hiernach haben wir $v' = \frac{1}{9}\sqrt{2\,g\,H}$ und $l' = \frac{1}{2}r$ zu nehmen. Der letztere Ausdruck wird noch dadurch modificirt, dass die Schaufeldicken etwa $\frac{1}{6}$ des ganzen Querschnittes $2\pi r l'$ fortnehmen, man wird mithin setzen müssen $l' = \frac{6}{5}\cdot\frac{1}{2}r = 0{,}6\,r$.

Den Radius R wird man zweckmässig gleich $2\,r$ setzen können; ein grösseres Verhältniss dürfte sich wegen der daraus folgenden Unregelmässigkeiten in der Bewegung der Wassertheilchen nicht empfehlen, ein kleineres würde bei einigermassen grossen Druckhöhen zu grosse Umdrehungszahlen ergeben.

Es bliebe uns jetzt noch übrig die Werthe für v''' und v'' zu ermitteln. Wir nehmen nach S. 125 $v''' = 2v''$, für welchen Werth H'' ein Maximum wird; nach Gleichung (50) und (52) ist dann die Form der Schaufel gleich der Form des absoluten Weges. Substituiren wir diesen Werth in Gleichung (58), dann erhalten wir:

$$H = \frac{1}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} 3{,}5 v''^2,$$

also auch, wenn wir für $\frac{R^2 - r^2}{r^2} = 3$ setzen:

$$v'' = \sqrt{\frac{2gH}{10{,}5}} = 0{,}308 \sqrt{2gH}$$

$$v''' = 0{,}616 \sqrt{2gH}.$$

Die äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades ist dann

$$\frac{R}{r} v''' = 1{,}232 \sqrt{2gH}$$

und

$$V = 0{,}62 \sqrt{2gH},$$

die Gleichung der Schaufelcurve sowohl, wie des absoluten Wasserweges:

$$x - r = 0{,}36 r \psi \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (59).$$

Für $x = 2r$ ergiebt sich $\psi = 160^0$, ein Winkel, welcher leicht zu construiren ist. Theilt man diesen Winkel durch Radien in n gleiche Theile, desgleichen auch die Radbreite durch concentrische Kreise, dann giebt der Durchschnittpunkt des ersten Kreises mit dem ersten Radius einen Punkt der Curve, desgleichen des zweiten Kreises mit dem zweiten Radius u. s. w.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass der Winkel ψ auch grösser oder kleiner gewählt werden darf als 160^0. Nimmt man denselben grösser, dann wird die Peripherie-Geschwindigkeit im Verhältniss zu der der Förderhöhe angehörigen etwas geringer ausfallen als unsere Formeln angeben und umgekehrt. Die Zahl der Schaufeln wird man etwa gleich 6 annehmen können, bei sehr grossen Pumpen etwas grösser, bei sehr kleinen geringer bis auf 4.

Wir können jetzt die Schaufelcurve als gegeben betrachten und die Frage aufwerfen, wieviel Wasser die Pumpe bei einer grösseren Peripheriegeschwindigkeit geben wird.

Da das Wasserquantum proportional v' ist, so handelt es sich also nur darum, diesen Werth zu ermitteln, wenn v''' gegeben ist, und sich in der Förderhöhe nichts geändert hat.

Wir haben zunächst aus Gleichung (59) und der allgemeinen Gleichung der Schaufelcurve

$$\frac{v'}{v''' - v''} = 0{,}36,$$

also:

$$v' = 0{,}36\,(v''' - v'').$$

Der Werth von v'' ermittelt sich aus Gleichung (58):

$$v'' = \frac{2\,g\,H}{5{,}25\,v'''},$$

mithin ist:

$$v' = 0{,}36\left(v''' - \frac{2\,g\,H}{5{,}25\,v'''}\right).$$

Es erscheint mir nicht rathsam, v' um mehr als das $1\frac{1}{2}$fache, also bis $\frac{1}{6}\sqrt{2\,g\,H}$ wachsen zu lassen, die Geschwindigkeit in den Röhren ist dann $\frac{1}{4}$ der zur Druckhöhe gehörigen Endgeschwindigkeit, und es wird für die Praxis genügen, wenn das Wasserquantum einer Pumpe ohne wesentlichen Nachtheil in dem Verhältniss 2 : 3 vergrössert werden kann; die äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades steigt dann bis

$$1{,}44\sqrt{2\,g\,H}.$$

Berechnen wir noch die Geschwindigkeit V, mit der das Wasser in dem letzteren Falle das Rad verlässt, dann ergiebt sich diese

$$V = 0{,}55\sqrt{2\,g\,H}.$$

Um diese Geschwindigkeit möglichst nutzbar machen zu können, wird es zweckmässig sein, derselben entsprechend die Weite des Mündungsrohres zu wählen, und diese erst allmälig auf die Weite des Druckrohres wachsen zu lassen. An dem Beginne des Druckrohres müsste der Querschnitt dann $\frac{25}{55}$ des Querschnittes vom Druckrohre betragen, der Durchmesser würde dann $\sqrt{\frac{25}{55}} = 0{,}675 \,.\, 2\,r'$ sein.

Die Form des an der Ausmündung der Pumpe liegenden spiralförmigen Rohres ist jedenfalls von grosser Wichtigkeit für den Nutzeffect der Pumpe. Man denke sich dasselbe sehr viel weiter als erforderlich, oder die Geschwindigkeit so gering, dass die Pumpe nur wenig Wasser giebt, dann wird das austretende Wasser sich gegen das, die zu weite Oeffnung ausfüllende, Wasser reiben, dies in wirbelnde Bewegung setzen und dadurch den grössten Theil der Geschwindigkeit verlieren, durch welche es die Druckhöhe vergrössern sollte.

Es wird sich empfehlen, die spiralförmige Erweiterung des Mündungsrohres in rechteckigem Querschnitt mit abgerundeten Ecken etwa so weit zu führen, bis der Querschnitt quadratisch ist, ihn dann aber rund werden zu lassen. Die Querschnitte längs der Peripherie müssen gleichförmig wachsen bis $\frac{5}{11}$ des Querschnittes vom Druckrohre, und dieses muss sich allmälig bis auf das angenommene Maass erweitern.

§ 22.

Pumpen mit parallelen Seitenwänden.

Die Frage, „in welcher Weise unsere Resultate zu verändern sind, wenn man beabsichtigt, die Centrifugalpumpen mit parallelen Seitenwänden zu versehen“, wollen wir noch einer Erörterung unterwerfen und die betreffenden Formeln folgen lassen.

Die radiale Geschwindigkeit v' kann nun nicht mehr constant sein, sie muss abnehmen wie die Querschnitte der concentrischen Cylinderflächen zunehmen, also umgekehrt proportional dem Radius. Legen wir eine Ebene senkrecht zur Achse durch das Schaufelrad, dann bilden die innere und äussere Begrenzung zwei Kreise, einen vom Radius r und den anderen vom Radius R. Theilt man den ringförmigen Zwischenraum von r bis R durch concentrische Kreise in n Theile von gleichem Flächeninhalt, dann wird das Wasser diese in gleichen Zeiten durchlaufen müssen. Setzen wir die radiale Geschwindigkeit hiernach als bekannt voraus, so ist die Curve, welche den absoluten Weg darstellt, als gegeben zu betrachten, sobald wir die tangentiale Geschwindigkeit kennen. Wir nehmen auch hier dasselbe Gesetz an wie früher, dass die Winkelgeschwindigkeit constant bleiben, v'' also proportional dem Radius wachsen soll. Theilen wir dann den Winkel ϱ', über welchen sich die Curve erstreckt, durch Radien in n gleiche Theile, dann geben der Reihe nach die Durchschnittspunkte dieser Radien mit den Kreisen Punkte der Curve. Die Schaufelcurve ist genau ebenso zu construiren, wenn der Winkel gegeben ist, welchen sie umfasst.

Ist die radiale Eintrittsgeschwindigkeit wieder v', dann ist dieselbe im Radius x gleich $\frac{r}{x} v'$ und man hat den im Differential der Zeit dt zurückgelegten Weg

$$\frac{r}{x} v' dt = dx \quad \ldots \ldots \ldots \quad (59),$$

also:

$$r v' t = \tfrac{1}{2} (x^2 - r^2) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (60).$$

Unserer Voraussetzung nach ist ferner:

$$r \varrho = v'' t \quad \ldots \ldots \ldots \quad (61)$$

und somit die Gleichung der Curve des absoluten Weges:

$$x^2 = 2 r^2 \frac{v'}{v''} \varrho + r^2 \quad \ldots \ldots \quad (62),$$

die Gleichung der Schaufelcurve wird:

$$x^2 = 2 r^2 \frac{v'}{v''' - v''} \varphi + r^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (63).$$

Der Krümmungsradius y im Radiusvector x dieser Curve ergiebt sich nach der allgemeinen Formel für denselben:

$$y = \frac{1}{x} \sqrt{x^4 + \left(\frac{r^2 v'}{v''}\right)^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (64).$$

Mit Hülfe desselben ist die der Centrifugalkraft entsprechende Druckhöhe zu ermitteln, ebenso wie wir das früher gethan haben, es ergiebt sich dann genau:

$$H' = \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (65).$$

Diese Höhe ist also etwas geringer als bei unserer früheren Annahme; dagegen ergiebt sich die Druckhöhe, welche dadurch entsteht, dass die Geschwindigkeit v bis V wächst, und dass diese Geschwindigkeitszunahme durch die spiralförmig gekrümmte Schaufel bewirkt wird, wie früher:

$$H'' + H''' = \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} \text{ also } = H' \quad \ldots \quad (66).$$

Dass die letztere Formel richtig ist, erhellt leicht aus dem Kraftbedarf. Es ist nämlich, wenn wir die veränderliche tangentiale Geschwindigkeit für diese Herleitung mit V'' bezeichnen:

$$\frac{x}{r} v'' = V'',$$

also:

$$dx \cdot \frac{v''}{r} = d\,V'',$$

aus Gleichung (59) ist:

$$dx = \frac{r\,v'\,dt}{x},$$

also:

$$\frac{v'v''}{x} = \frac{d\,V''}{dt}$$

gleich der Beschleunigung G im Radius x.

Bezeichnet l die lichte Schaufelhöhe, so ist $l\,dx$ die Projection des Differentiales der Schaufelfläche auf einen radialen Querschnitt. Um dem ringförmigen Körper $2\pi x l dx$ die Beschleunigung G zu geben, ist mithin ein Druck nöthig, welcher sich auf die einzelnen Schaufeln vertheilt, in Summa aber gleich $2\pi x l dx \gamma \frac{G}{g} = \frac{2\pi l v' v'' \gamma\, dx}{g}$ sein muss. Multipliciren wir diesen Druck mit der im Radius x stattfindenden Schaufelgeschwindigkeit $\frac{x}{r} v'''$, dann erhalten wir das Differential der Kraft $= \frac{2\pi l v' v'' v''' \gamma x\, dx}{g \cdot r}$, und wenn wir integriren von $x = r$ bis $x = R$, die ganze Kraft:

$$= \frac{2\pi r l v' v'' v''' \gamma}{2g} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2}.$$

Da aber $2\pi r l v' = Q$ gleich dem in der Zeiteinheit geförderten Wasserquantum ist, so ist auch die Kraft:

$$= Q\gamma \frac{v''v'''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2}$$

oder die Druckhöhe:

$$H'' + H''' = \frac{v''v'''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2};$$

die gesammte Förderhöhe also:

$$H = 2\frac{v'''v''}{2g} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (67).$$

Man ersieht, dass dieselbe um den Werth von $\frac{v'''v'^2}{2gv''} \, ln \frac{V^2}{v^2}$ geringer ist als bei der Construction mit convergenten Seitenflächen. Bei den von uns für die praktische Ausführung empfohlenen Verhältnissen, wonach die äussere Peripheriegeschwindigkeit etwa zwischen den Grenzen von $1{,}25\sqrt{2gH}$ und $1{,}44\sqrt{2gH}$ sich bewegen soll, giebt dies eine Druckhöhendifferenz von 3 bis 9 pCt., im Mittel also ungefähr 6 pCt. Da wir nun nach Gleichung (58) die erreichbare Druckhöhe $H = 1{,}75 \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2}$ annahmen, so müssen wir bei Pumpen mit parallelen Seitenwänden dem entsprechend

$$H = 1{,}65 \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (68)$$

setzen, wobei in H aber die Widerstandshöhe für die Reibung in den Röhren nicht mit eingeschlossen ist.

In der Weite der Sauge- und Druckröhren

$$d = 2 \sqrt{\frac{6\,Q}{\pi \sqrt{2gH}}}$$

wird man Nichts ändern, ebenso wenig im Verhältniss der Radien $\frac{R}{r}$, welches wieder $= 2$ angenommen wird. Dagegen möchte es sich empfehlen, die radiale Einflussgeschwindigkeit, welche nach aussen geringer wird, $= \frac{1}{6} \sqrt{2gH}$ zu nehmen, dann wird die lichte Schaufelhöhe $= \frac{1}{4} d$, d. h. $= \frac{1}{4}$ des Saugerohrdurchmessers oder $= \frac{5}{24}$ des inneren Raddurchmessers, wenn man diesen um den fünften Theil grösser nimmt als d. Der Winkel, welchen die Schaufel umfasst, wird $= 165^0$. Die äussere Peripheriegeschwindigkeit $\frac{R}{r} v'''$ wird $= 1{,}272 \sqrt{2gH}$, lässt man dieselbe wachsen bis $1{,}49 \sqrt{2gH}$, dann wird die Leistung $= 1\frac{1}{2} Q$, und wenn man, um diese erhöhte Leistung ohne Nachtheil zu ermöglichen, für dieselbe die spiralförmige Erweiterung berechnet, dann ergiebt sich, dass der Querschnitt derselben gleichförmig wachsen muss bis 0,424 des Druckrohrquerschnittes.

Es mag hier noch besonders hervorgehoben werden, was auch aus der ganzen Herleitung klar hervorgeht, dass die etwas geringere Druckhöhe oder die grössere Peripheriegeschwindigkeit bei gleicher Druckhöhe nicht eine Folge von Kraftverlusten ist, und dass, wenn nicht die Reibungswiderstände bei der letzteren Construction wahrscheinlich etwas grösser wären, diese ebenso vortheilhaft wäre wie die andere.

§ 23.

Schlussbemerkungen über die Ausführung und Anwendung der Centrifugalpumpen.

Damit eine Centrifugalpumpe in Thätigkeit gesetzt werden könne, muss vor allen Dingen dieselbe mit Wasser gefüllt sein. Steht die Pumpe höher als der Behälter, aus dem sie dasselbe entnehmen soll, so würde das Wasser abfliessen, wenn kein Abschlussventil vorhanden wäre. Ein solches ist also nöthig, sobald eine Saugehöhe zu überwinden ist; es kann leicht, muss aber auch gross genug sein, um dem Wasser möglichst wenig Widerstand entgegen zu setzen. Wenngleich von den Centrifugalpumpen in erhöhtem Maasse es als Regel gilt: die Saugehöhe so gering wie irgend möglich anzunehmen; wenn es lokale Verhältnisse gestatten, sogar dieselbe tiefer aufzustellen als das Reservoir, aus dem sie das Wasser entnimmt, so ist doch auch eine grössere Saugehöhe nicht nothwendig ausgeschlossen. Untersuchen wir, wie gross dieselbe im Maximum werden kann.

Der Atmosphärendruck hat ausser der Widerstandshöhe für den Durchgang des Wassers durch das Ventil und das Saugerohr auch die Saugehöhe zu überwinden und endlich dem Wasser noch die Einflussgeschwindigkeit v zu ertheilen. Wir finden also die grösste mögliche Saugehöhe in Metern durch $h = 10 - \frac{v^2}{2g} - h'''$, wenn h''' die Widerstandshöhe für alle Widerstände bis zur Pumpe bezeichnet. Es ist also auch hier, wie bei den Kolbenpumpen, h wesentlich abhängig von der Saugerohrlänge und dessen Querschnitt. Es fragt sich nun noch, „wie gross das Maximum von v werden kann.“ Indem wir hier zunächst die von uns empfohlene Schaufelform zu Grunde legen, wie wir sie für Pumpen mit convergenten Seitenflächen gefunden hatten, wird es nicht schwer sein, das Resultat für andere Werthe von ψ und $\frac{R}{r}$ entsprechend zu modificiren.

Es ist: $$v^2 = v'^2 + v''^2,$$
aus Gleichung (58) ist, wenn wir $R = 2r$ setzen,
$$v'' = \frac{2gH}{5{,}25\,v'''}.$$
Ferner ist nach S. 128:
$$v' = 0{,}36\left(v''' - \frac{2gH}{5{,}25\,v'''}\right).$$
Diese Werthe substituirt ergiebt:
$$v^2 = 0{,}13\,v'''^2 + 1{,}13\left(\frac{2gH}{5{,}25\,v'''}\right)^2 - \frac{0{,}26\,.\,2gH}{5{,}25}.$$
Das Maximum dieses Ausdruckes erhalten wir für $v'''^2 = 0{,}8\,.\,2gH$, es wird dann:
$$\frac{v^2}{2g} = 0{,}1\,H \text{ und } h = 10 - 0{,}1\,H - h'''.$$

So gross darf indessen die Saugehöhe nie genommen werden, da hierbei die vom Wasser absorbirte Luft, welche theilweise frei wird, nicht mit berücksichtigt worden ist. So lange diese Luft in feinen Bläschen mit dem Wasser fortgerissen wird, thut sie keinen Schaden. Kann dieselbe sich aber ansammeln, dann umgiebt sie die Achse des Rades, während das specifisch schwerere Wasser nach aussen geschleudert wird, und die Pumpe hört auf Wasser zu geben. Eine geringe Undichtigkeit an der Stopfbuchse, durch welche die Welle geht, hat denselben Erfolg. Als grösste noch zulässige Saugehöhe dürfte hiernach etwa $\frac{2}{3}$ des obigen Maximalwerths genommen werden können, was für die meisten Fälle der Praxis eine Saugehöhe von etwa 5 Meter ergeben wird. Versagt die Pumpe in Folge einer Luftansammlung, dann muss man sie einen Augenblick stehen lassen und dafür Sorge tragen, dass alle Luft durch das Druckrohr entweichen kann; man kann auch auf dem höchsten Punkte des Pumpenkörpers einen kleinen Entluftungshahn anbringen.

Aus unserer Theorie geht nirgend hervor, dass die Centrifugalpumpen nur für gewisse Druckhöhen oder gewisse Wassermengen brauchbar sind, dennoch giebt es für die praktische Ausführung solche Grenzen, welche erstens dadurch entstehen, dass bei zu grossen Geschwindigkeiten und Kraftübertragungen die Riemen den Dienst versagen. In Folge der Centrifugalkraft legt sich der Riemen nicht mehr richtig an die Riemenscheibe, der umspannte Bogen wird zu klein und der Riemen gleitet. Vergrössert man die Riemenscheiben, dann wird zwar eine geringere Spannung zulässig, aber die Centrifugalkraft nimmt gleichzeitig zu, das Uebel wird grösser. Ein zweiter Grund liegt darin, dass durch die erhöhten Reibungswiderstände, welche die grössere Geschwindigkeit nothwendig veranlasst, der Nutzeffect geringer wird, und endlich drittens ist eine Grenze gegeben durch die Zuflussgeschwindigkeit v, welche, da sie durch den atmosphärischen Ueberdruck über die Saugehöhe bewirkt werden muss, bestimmte Werthe nicht überschreiten darf. Als äusserste Grenze für die gewönliche praktische Ausführung wird man etwa 16 Meter annehmen können.

Soll das Wasser dennoch höher gehoben werden, dann müssen zwei gleich grosse Centrifugalpumpen angelegt werden, von denen die erstere das Wasser der zweiten zuführt. Dasselbe System liesse sich selbst für eine grössere Zahl von Pumpen durchführen und dadurch die Umdrehungszahl wesentlich verringern oder bei gegebener Umdrehungszahl die Druckhöhe vervielfachen. In gleicher Weise wird man auch durch mehrere Ventilatoren den bei einer gewissen Geschwindigkeit möglichen Maximal-Ueberdruck vergrössern können.

Der Nutzeffect dieser Pumpen muss steigen, wenn die Reibungswiderstände sich vermindern. Eine solche Verminderung findet Statt, wenn man die Rohrleitungen wesentlich weiter annimmt als unsere Formeln ergeben, die nur den geringsten Querschnitt darstellen; ferner, wenn man sich zwei Pumpen in der Weise zu einer vereinigt denkt, dass das Rad die doppelte Höhe erreicht, und der Zufluss von beiden Seiten stattfindet. In unsere Formeln ist dann für Q $\frac{1}{2}Q$ zu setzen, und vereinigen sich die beiden Saugeröhren zu einem Rohre von dem doppelten Querschnitte; ebenso erhält die spiralförmige Erweiterung an der äusseren Peripherie den doppelten Querschnitt. Die Fig. 1 und 2 auf Tafel 3 zeigen eine solche Pumpe, bei welcher ich noch, um einen möglichst vollkommenen Zufluss zu erzielen, auch das Saugerohr in gleicher Weise wie das Druckrohr, spiralförmig gekrümmt habe. Die Fortsetzung der Schaufeln bis an das Nabenstück hat nur den Zweck, einen möglichst gleichförmigen Einfluss des Wassers in das Rad zu erzielen, auch die Ansammlung der Luft möglichst zu verhindern; eine Vergrösserung der Druckhöhe wird dadurch nicht erreicht.

Bei der in der Fig. 1, Taf. 3 dargestellten, senkrecht aufsteigenden Lage des Druckrohres würde eine vollständige Füllung des hohlen Pumpenkörpers vor der Ingangsetzung nur möglich sein, wenn man entweder eine ganz dünne Rohrverbindung des Druckrohres mit dem höchsten Punkte des Pumpenkörpers herstellt, so dass die Luft nach dem Druckrohr von selbst entweichen kann, oder wenn man, was nicht so gut ist, einen kleinen Lufthahn aufsetzt, der nur so lange geöffnet bleibt, bis die Luft entfernt ist. Lassen lokale Verhältnisse es zu, dass man das Druckrohr um 90° drehen, ihm also eine horizontale Lage geben kann, dann bedarf es keiner besonderen Vorrichtung zu dem eben erwähnten Zwecke, die Luft entweicht von selbst durch das Druckrohr.

Der Nutzeffect der Centrifugalpumpen wird immer geringer sein als der einer guten Kolbenpumpe, dennoch bietet deren Anwendung in vielen Fällen der Praxis mancherlei Vortheile: Erstens haben sie den Vorzug einer grösseren Einfachheit und sehr viel geringerer Anlagekosten, und zweitens wird ihr Gang durch unreines Wasser nicht so leicht gestört wie bei den Kolbenpumpen. Endlich bieten sie die grosse Annehmlichkeit, dass man keines Wasserreservoirs bedarf, da man von jedem Punkte des Druckrohres aus Abzweigungen machen kann, die beliebig geöffnet und geschlossen werden können, so dass die Pumpe immer nur soviel Wasser liefert, wie gebraucht wird, und leer arbeitet, wenn alle Abflüsse geschlossen sind. Den erhöhten Kraftverbrauch bei geringem Wasserconsum hat man bei einer Kolbenpumpe auch, wenn das Wasser aus dem gefüllten Reservoir nutzlos wieder abfliesst, oder wenn dieselbe mit Rücklaufhähnen arbeitet; obgleich nicht geleugnet werden kann, dass die Reservoire sehr wohl geeignet sind, die Ungleichförmigkeit des Wasserverbrauches bei gleichförmiger Zuführung, bis zu einer bestimmten Grenze, unschädlich zu machen.

Eine bisher sehr wenig beachtete Anwendung könnten die Centrifugalpumpen in vielen Fällen finden, nämlich die als Spritzen gegen Feuersgefahr in Fabrikanlagen. Hierbei kommt es auf einen hohen Nutzeffect nicht an, man könnte dieselben also einseitig construiren, um bei gleicher Umdrehungszahl einen grösseren Durchmesser und dadurch erhöhte Druckhöhe zu erhalten. In jedem Momente können an verschiedenen Punkten der Druckrohrleitung Schläuche befestigt werden, deren Zahl leicht durch Rechnung zu bestimmen ist, und die während der Bewegung beliebig in oder ausser Thätigkeit gesetzt werden können, während bei einer Kolbenpumpe letzteres nur möglich ist, wenn man sie mit Sicherheitsventilen versieht.

Eine äusserst wichtige Anwendung finden die Centrifugalpumpen ferner auch bei grossen Entwässerungsanlagen.

Dieselben werden zu diesem Zwecke meistentheils horizontal liegend und einseitig ausgeführt. Wegen der oft bedeutend grösseren Durchmesser empfiehlt sich auch eine grössere Schaufelzahl; dieselbe kann etwa $= 3D + 5$ angenommen werden, wenn man mit D den äusseren Durchmesser in Metern bezeichnet und alle Brüche fortlässt, und wenn man den Winkel ψ etwa gleich 110^0 annimmt. Nimmt man ψ grösser, dann kann man die Schaufelzahl noch verringern, nimmt man es dagegen kleiner, dann muss man sie vergrössern.

Die Aufstellung dieser Pumpen muss stets in der Weise erfolgen, dass durch einen mit einer Schütze verschliessbaren

Kanal das Wasser zugeführt und die ganze Pumpe unter Wasser gesetzt werden kann.

Schwierigkeiten macht bei Construction derselben der Umstand, dass bei abnehmendem Unterwasserstande die Förderhöhe wächst. Wie die Wurzeln aus der Förderhöhe sollte dann auch die Umdrehungs-Geschwindigkeit wachsen, und da das Wasserquantum letzterer direct proportional ist, so müsste der Kraftbedarf im kubischen Verhältnisse zur Geschwindigkeit zunehmen. — Die Hubzahl einer Dampfmaschine in den nöthigen Grenzen veränderlich zu machen, dürfte keiner Schwierigkeit unterliegen, wohl aber die Kraftleistung für jeden Hub, wenn man nicht die Expansion verringern, also unvortheilhaft arbeiten will. Es bleibt hiernach weiter nichts übrig, als das Wasserquantum mit wachsender Förderhöhe abnehmen zu lassen. Sind die Differenzen bei dem Beginn und Abschluss der Entwässerungsarbeit nicht zu gross, dann empfiehlt es sich, die Pumpe für die mittlere Förderhöhe und Wassermenge zu construiren und hiernach auch die Umdrehungszahl zu berechnen und dieselbe constant zu nehmen. Die Geschwindigkeit wird dann im Anfange etwas zu gross, in Folge dessen vergrössert sich das Wasserquantum, während dasselbe, wenn die mittlere Höhe überschritten wird, von selbst abnimmt. Der Kraftbedarf schwankt dann nur zwischen den für eine Dampfmaschine sehr wohl zulässigen Grenzen.

Variirt die Förderhöhe indessen so bedeutend, dass dieses einfachste Mittel nicht mehr Anwendung finden darf, dann bleibt nichts weiter übrig, als zwei Centrifugalpumpen aufzustellen, von denen die eine etwa das doppelte Wasserquantum von dem der andern liefert. Man kann zunächst mit beiden Pumpen arbeiten, rückt, wenn die Kraft nicht mehr ausreicht, die kleinere aus und lässt die grössere allein etwas schneller gehen. Endlich kann man auch diese ausrücken und mit der kleinen Pumpe, die dann ebenfalls eine grössere Geschwindigkeit haben muss, die Arbeit vollenden. Mit zwei solchen Pumpen kommt man, wenn sie nur gross genug sind, stets aus.

Ich habe auf Blatt 4 eine Centrifugalpumpe dargestellt, wie ich sie für eine sehr bedeutende Entwässerungs-Anlage entworfen habe. Da eine spiralförmige Erweiterung, wie man sie bei kleinen Pumpen zur möglichsten Nutzbarmachung der Ausflussgeschwindigkeit ausführt, hier nicht ausführbar war, so habe ich um das Schaufelrad Leitschaufeln angeordnet, ähnlich denen der von mir construirten Turbinen, drehbar um eine vertikale Achse. Diese Drehbarkeit hat den Zweck, die Schaufeln mit Rücksicht auf das abnehmende Wasserquantum richtig einstellen zu können. Die Stellung wird bewirkt durch einen ausserhalb liegenden Ring, in den die runden Zapfen der Leitschaufeln eingreifen, so dass durch Drehung desselben alle Schaufeln gleichzeitig jalousieartig sich bewegen. Die Drehung wird in dem vorliegenden Falle durch vier kleine Wellen bewirkt, die in Zähne eingreifen, welche auf dem Ringe befestigt sind.

Die Zeichnung wird hiernach ohne weitere Beschreibung deutlich sein, und führe ich nur an, dass die unter einem rechten Winkel versetzten horizontalen Dampfcylinder direct an eine auf der Welle befestigte Kurbel angreifen und die Pumpe selbst die Stelle eines Schwungrades vertritt. Als nicht zur Sache gehörig ist die Dampfmaschine fortgelassen.

Dritter Abschnitt.

Ventilatoren und Exhaustoren.

§ 24.

Allgemeines.

Dieselben Gesetze, welche für die Ausführung der Centrifugalpumpen gelten, sind, wie leicht erhellt, auch auf die Construction der Ventilatoren und Exhaustoren anzuwenden, da bei der geringen Compression oder Dilatation, welche die Luft durch dieselben erleidet, es zulässig ist, sie wie einen tropfbarflüssigen Körper in die Rechnung einzuführen. Es dürften hiernach die in dieser Abhandlung gegebenen Formeln ohne Weiteres angewendet werden können, wenn man nur berücksichtigt, dass die Luft bei einer mittleren Temperatur von nicht ganz 12^0 C. 800mal leichter ist als Wasser, und dass somit, wenn man den Luftdruck in Fussen oder Metern einer Wassersäule angiebt, die dazu gehörige Endgeschwindigkeit einfach mit $\sqrt{800}$ multiplicirt werden muss, der Einfachheit wegen habe ich die Temperaturerhöhung ausser Acht gelassen.

Dessen ungeachtet möchte ich aber doch in den Verhältnissen der Ventilatoren und Exhaustoren einige Aenderungen vorschlagen und in dem Folgenden die sehr einfachen Formeln zusammenstellen, welche dem ausführenden Techniker, wenn nicht als feste Norm, so doch jedenfalls als brauchbare Grundlage dienen können.

Man muss bei den Ventilatoren einen Unterschied machen, ob dieselben die Luft in einem Druckrohre comprimiren sollen oder nicht. Im ersteren Falle nennen wir sie Gebläse- oder Ueberdruckventilatoren, im zweiten gewöhnliche oder schlechtweg Ventilatoren. Ebenso ist zu unterscheiden zwischen den Exhaustoren, welche eine wirkliche Luftverdünnung erzeugen, und solchen, welche nur einen Luftwechsel veranlassen sollen. Der oberen Bezeichnung entsprechend nennen wir die ersteren Sauge-Exhaustoren oder Unterdruckventilatoren, letztere gewöhnliche Exhaustoren.

§ 25.

Gebläseventilatoren.

Die zur Druckhöhe H gehörige Endgeschwindigkeit $\sqrt{2g \,.\, 800 H}$ werde für die Folge mit c bezeichnet. Bei den Pumpen nahmen wir an, dass das Wasser sich mit $\frac{1}{6}c$ in den Saugeund Druckröhren bewegen solle, diese Geschwindigkeit war also auch diejenige, mit welcher es in der Höhe H ausströmt. Bei den Gebläseventilatoren kommt es darauf an, der Luft eine Ausströmungsgeschwindigkeit zu geben, welche der ganzen oder nahe der ganzen Druckhöhe entspricht. Nun verlässt die Luft den Ventilator mit der von uns mit V bezeichneten Geschwindigkeit unter dem Drucke $H - \frac{V^2}{2g}$, und wir könnten ohne Nachtheil die Geschwindigkeit V auch in dem Druckrohre beibehalten, wenn mit derselben bei langen Druckröhren nicht auch die Reibungswiderstände zu gross würden. Erweitern wir dagegen dasselbe und lassen also V ab- und den Druck zunehmen, dann wird bei der Ausströmung der Luft aus Düsen die entgegengesetzte Umwandlung wieder stattfinden müssen, wodurch jedenfalls auch Kraftverluste entstehen. Ich möchte deshalb empfehlen, die Geschwindigkeit in den Druckröhren der Gebläseventilatoren zwar kleiner als V, aber doch auch grösser als $\frac{1}{6}c$, nämlich $= \frac{1}{4}c$ zu nehmen; die Summe der Querschnitte der Düsenöffnungen darf dann, wenn eine grössere Druckabnahme nicht erfolgen soll, $\frac{1}{4}$ des Querschnittes der Druckröhren nicht wesentlich überschreiten. Ist Q also das Luftquantum pro Secunde, dann wird der Querschnitt des Druckrohres $= \frac{4Q}{c}$ anzunehmen sein.

Wir wollen hier noch hervorheben, dass die Centrifugalpumpen meistens unter constantem Drucke arbeiten, und dass also bei wachsender Geschwindigkeit sich nur das Wasserquantum ändert, mithin auch die Form des absoluten Weges. Bei den Ventilatoren dagegen wächst mit der Geschwindigkeit auch der Druck und dadurch gleichzeitig die Luftmenge, so dass die Form des absoluten Weges, ähnlich wie bei unter verschiedenem Gefälle arbeitenden Turbinen, von der Geschwindigkeit unabhängig ist.

Das Saugerohr fällt bei den Ventilatoren fort, es bleibt nur die Einströmungsöffnung. Geben wir derselben einen so grossen

Querschnitt, dass die Luft mit $\frac{1}{6}c$ einströmen kann, dann ist $\frac{d^2\pi}{4} = \frac{6Q}{\sqrt{2g\,800H}} = \frac{6Q}{c}$. Für kleinere Ventilatoren von etwa $0^m,3$ Durchmesser und darunter würde ich empfehlen, $\frac{d^2\pi}{4} = \frac{9Q}{c}$ zu nehmen, um einen etwas grösseren Raddurchmesser und dem entsprechend eine geringere Umdrehungszahl zu erhalten.

Der innere Raddurchmesser wird wieder wie bei den Pumpen $= 1{,}2d$ zu nehmen sein, also $r = 0{,}6d$, der äussere Raddurchmesser etwa $2\frac{1}{2}$mal so gross, also $= 3d$ oder $R = 1{,}5d$.

Wir müssen jetzt unterscheiden, ob der Ventilator mit convergenten oder parallelen Seitenflächen construirt werden soll. Im ersten Fall ist die erreichbare Druckhöhe nach Gleichung (58) zu setzen:

$$800H = 1{,}75\,\frac{v'''v''}{2g}\cdot\frac{R^2 - r^2}{r^2}.$$

Da H proportional v'' wächst, oder, wenn H gegeben ist, die Umdrehungsgeschwindigkeit v''' in demselben Verhältniss abnehmen kann wie v'' zunimmt, so entsteht die Frage, ob die Gründe, welche S. 125 dafür angegeben wurden, dass v'' nicht grösser als $\frac{1}{2}v'''$ werden soll, auch hier noch Geltung haben. Es ersieht sich leicht, dass die Punkte 2) und 3) für Ventilatoren keine Anwendung finden können, dagegen bleibt der unter 1) angegebene Uebelstand, dass die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft das Schaufelrad verlässt, nur unvollkommen nutzbar gemacht werden, kann, zum Theil fortbestehen. Man wird also nicht $v'' = v'''$ setzen, also radiale Schaufeln anwenden, wohl aber dürfte es zulässig sein, $v'' = \frac{2}{3}v'''$ anzunehmen. Unter dieser Voraussetzung ergiebt sich aus obiger Gleichung:

$$v'' = 0{,}269\,c, \text{ und } v''' = 0{,}404\,c.$$

Die äussere Peripheriegeschwindigkeit wird also $\frac{R}{r}v''' = 1{,}01\,c$, wofür wir $1{,}15c$ annehmen, da nicht alle Luftelemente genau denselben Weg zurücklegen, auch wohl die Reibungswiderstände kaum genügend berücksichtigt sind.

Die allgemeine Gleichung der Schaufelcurve, gleich der des absoluten Weges, wird bestimmt sein, sobald wir v' kennen, wir nehmen $v' = \frac{1}{9}c = 0{,}111\,c$, dann ist $\frac{v'}{v''' - v''} = 0{,}826$ und unsere Gleichung:

$$x = 0{,}826\,r\varphi + r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (69).$$

Für $x = 2\frac{1}{2}r$ ist $\varphi = 1{,}818$, also fast genau 104^0.

Die Schaufelhöhe am inneren Raddurchmesser muss bei der Drehung eine Cylinderfläche beschreiben, welche um $\frac{1}{5}$ grösser ist als $\frac{9\,Q}{c}$, da wir wieder annehmen, dass $\frac{1}{6}$ des Querschnittes durch die Schaufeldicke verloren geht, dieselbe ist dann, wenn der Querschnitt der Einströmungsöffnung $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6\,Q}{c}$ angenommen wird, $= \frac{3}{8}d$ und für $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{9\,Q}{c}$ wird sie $\frac{1}{4}d$. Der Spielraum zwischen dem Gehäuse und den Schaufeln muss natürlich zugegeben werden, die Zahl der Schaufeln wird man gleich 6 bis 8 nehmen können.

Die Querschnitte der spiralförmigen Erweiterung an der äusseren Peripherie sind von der Geschwindigkeit abhängig, mit welcher die Luft aus dem Schaufelrade strömt, dieselbe ergiebt sich $V = 0{,}68\,c$. Da die Geschwindigkeit in den Druckröhren $= 0{,}25\,c$ sein soll, so müssen die Querschnitte gleichförmig bis zum Anfange des Druckrohres bis auf $0{,}37$ des Druckrohrquerschnittes wachsen, und letzteres muss sich dann schlank erweitern.

Sollen die Seitenwände des Ventilators parallel sein, dann ist nach Gleichung (68):

$$800\,H = 1{,}65\,\frac{v'''\,v''}{2g} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r^2}.$$

Für $v' = \frac{2}{3}v'''$ und $R = 2\frac{1}{2}r$ ist also:

$$v'' = 0{,}279\,c,\quad v''' = 0{,}418\,c,$$

also die äussere Peripheriegeschwindigkeit $\frac{R}{r}\,v''' = 1{,}04\,c$, wofür wir wie oben $1{,}09\,c$ setzen.

Die radiale Einströmungsgeschwindigkeit v' kann hier, da sie nach der äusseren Peripherie zu abnimmt, $v' = \frac{1}{6}c$ gesetzt werden, dann wird die Gleichung der Schaufelcurve:

$$x^2 = 2{,}4\,r^2\,\varphi + r^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (70).$$

Man erhält hieraus den Winkel, welchen die Schaufel umfasst, $\varphi = 2{,}19 = 125^0$.

Die Schaufelhöhe wird $= \frac{1}{4}d$ für die kleinere Einströmungsöffnung von dem Querschnitte $\frac{6\,Q}{c}$, und für die grössere $= \frac{1}{6}d$, die Zahl der Schaufeln wird höchstens 6 betragen können.

V wird $= 0{,}7\,c$, woraus sich das Maass der spiralförmigen Erweiterung $= 0{,}36$ des Druckrohrquerschnittes ergiebt.

§ 26.

Sauge-Exhaustoren (Unterdruck-Ventilatoren).

Denken wir uns einen Gebläseventilator mit einem Sauge- und einem Druckrohre versehen und setzen denselben in Bewegung, während wir das Saugerohr ganz abschliessen, dann wird die Centrifugalkraft der rotirenden Luft eine Luftverdünnung oder einen Unterdruck im Saugerohre veranlassen, welcher beinahe ebenso gross ist wie der Ueberdruck im Druckrohre, wenn letzteres geschlossen ist, wir aber ersteres offen halten. Der Unterschied liegt allein in dem verschiedenen specifischen Gewicht der rotirenden Luftmasse. Lassen wir nun in das bis dahin abgeschlossene Saugerohr Luft einströmen, welche das Schaufelrad mit der Geschwindigkeit V verlässt, dann kann der Unterdruck nur $= H - \frac{V^2}{2g}$ sein.

Es entsteht die Frage: welchen geringsten Werth diese Differenz dadurch erreichen kann, dass man V wachsen lässt. Auf den ersten Blick scheint es, als könne dieselbe gleich 0 werden, wenn V die Peripheriegeschwindigkeit des Exhaustors erreicht, wobei dann das Luftquantum unendlich klein sein müsste; das ist aber, wie wir gleich sehen werden, nicht möglich, da durch Verminderung der Luftmenge die Druckdifferenz im Sauge- und Druckrohr nie kleiner werden kann als gleich dem, von der Centrifugalkraft der einfach rotirenden Luft herrührenden Drucke.

Wie S. 124 für Centrifugalpumpen bereits ausgeführt ist, verdoppelt sich in dem Momente, wo der eben erwähnte Fall eintritt, der Werth von H, so dass, so lange V als gleich der äusseren Peripheriegeschwindigkeit betrachtet werden kann, sich in dem Werthe von $H - \frac{V^2}{2g}$ nichts ändert. Nimmt bei constanter Geschwindigkeit des Exhaustors das Luftquantum aber zu, dann nimmt nicht nur der Werth von H, sondern auch der Werth von V, also auch $\frac{V^2}{2g}$ ab, und es ist ersichtlich, dass wenn beide um Gleiches abnehmen, sich in der Druckdifferenz nichts ändern kann. Es werden also für denselben U n t e r d r u c k, ähnlich wie wir es b e i d e r g a n z e n D r u c k h ö h e H der Pumpen hatten, zwei Gleichgewichtszustände existiren: entweder der Exhaustor saugt gar keine Luft, oder das Luftquantum entspricht einer ganz bestimmten Geschwindigkeit V. Lässt man die Umdrehungsgeschwindigkeit v''' wachsen, dann nimmt das Luftquantum zu, und diese Zunahme kann so gross sein, dass dadurch die frühere, eine grössere oder kleinere Druckdifferenz erzeugt werden kann. Es ist also für die Praxis von Bedeutung, die Druckdifferenz, welche entweder in der ganzen Intensität Ueberdruck oder Unterdruck oder zum Theil Ueber-, zum Theil Unterdruck sein kann, als Function des Luftquantums darzustellen. Da letzteres proportional v' ist, so dürften wir also nur in den Ausdruck $H - \frac{V^2}{2g}$ die Function v' einführen.

Bevor wir dazu übergehen, soll jedoch in der Bezeichnung der Druckhöhe eine Aenderung eingeführt werden, da diese Art von Exhaustoren wohl selten für atmosphärische Luft, häufiger für Gas Anwendung findet, wobei das specifische Gewicht bei der bestimmten Temperatur nicht unberücksichtigt bleiben darf. Ist also der Druck in Höhe einer Wassersäule angegeben, so würde diese Höhe mit $\frac{\gamma}{\gamma'}$ zu multipliciren sein, wenn γ das Gewicht der Cubikeinheit Wasser und γ' das Gewicht einer gleichen Einheit Gas mit Rücksicht auf die Temperatur bezeichnet.

Da die Reibungswiderstände der Luft beim Durchgange durch den Exhaustor die Quantität derselben jedenfalls verringern, dadurch aber V wächst, also die Druckdifferenz geringer wird, so wird es gerechtfertigt sein, wenn wir für H oder vielmehr $\frac{\gamma}{\gamma'} H$ nicht die ganze Druckhöhe als erreichbar annehmen, sondern diejenige, welche wir für die Gebläseventilatoren einführten. Geben wir dem Saugerohre wie dem Druckrohre eine gleiche Weite $\frac{d^2 \pi}{4} = \frac{6\,Q}{c}$, dann müssen im Uebrigen die Verhältnisse der Gebläseventilatoren auch hier für passend erachtet werden. Die Schaufelform ist mithin bekannt, und wir können aus der Gleichung (69) für Sauge-Exhaustoren mit convergenten Seitenflächen setzen:

$$\frac{v'}{v''' - v''} = 0{,}826, \text{ woraus } v'' = v''' - \frac{v'}{0{,}826}.$$

Wir hatten ferner gesetzt:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} H = 1{,}75 \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2},$$

mithin ist unsere Druckdifferenz:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g} = 1{,}75 \frac{v''' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} - \frac{V^2}{2g}$$
$$= 1{,}75 \frac{v'' v''}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2} - \frac{v'^2}{2g} - \frac{R^2}{r^2} \frac{v''^2}{2g},$$

oder wenn wir $\frac{R}{r} = 2\frac{1}{2}$ setzen:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g} = \frac{1}{2g} (1{,}75 \,.\, 5{,}25 v''' v'' - 6{,}25 v''^2 - v'^2).$$

Substituiren wir hierin den obigen bekannten Werth von v'', dann erhalten wir:

$$\frac{1}{2g} \left[1{,}75 \,.\, 5{,}25 v''' \left(v''' - \frac{v'}{0{,}826}\right) - 6{,}25 \left(v'''^2 - 2 \frac{v''' v'}{0{,}816} + \frac{v'^2}{0{,}826^2}\right) - v'^2\right]$$

oder

$$\frac{1}{2g} (2{,}937 v'''^2 + 4{,}01 v''' v' - 10{,}16 v'^2) = \frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g} \quad . \quad . \quad (71).$$

Um zu untersuchen, für welchen Werth von Q resp. von v' bei gegebener Geschwindigkeit v''' die Druckdifferenz ein Maximum werde, haben wir nur nach v' zu differenziren, und erhalten:

$$4{,}01 v''' = 20{,}32 v', \text{ woraus } v' = 0{,}197 v'''.$$

Die grösste Druckdifferenz ist also:

$$\frac{1}{2g} 3{,}33 v'''^2 = \frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g}.$$

In der Ausführung dürfte dieselbe sich dann noch etwas grösser herausstellen, wenn, wie bei den Ventilatoren der Gasanstalten, welche mit viel grösserem Ueberdruck als Unterdruck arbeiten, noch ein Theil der Geschwindigkeit V in Druck verwandelt werden kann. Ist das Maximum der Druckdifferenz also gegeben durch die Höhe $\frac{\gamma}{\gamma'} h$, dann ist:

$$v''' = \sqrt{\frac{2g \frac{\gamma}{\gamma'} h}{3{,}33}} = 0{,}54 \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma'} h}$$

und das mittlere Luftquantum $Q = v' \,.\, 2\pi r l = 0{,}197 v''' \,.\, 2\pi r l$ wird:

$$Q = 0{,}105 \,.\, v''' \,.\, 2\pi r l \sqrt{2g \frac{\gamma}{\gamma'} h}.$$

Bei den Gebläseventilatoren ergab sich $v' = \frac{0{,}1111}{0{,}466} v''' = 0{,}275 v'''$; für diesen Werth von v' erhält man aus Gleichung (71) die Druckdifferenz $= \frac{1}{2g} 3{,}172 v'''^2$, dieselbe beträgt also noch 0,9 des Maximaldruckes, während das Luftquantum im Verhältniss 1 : 1,4 zugenommen hat. Zweckmässig dürfte es sein, diese Leistung als Maximalleistung zu betrachten. Die äussere Peripheriegeschwindigkeit ist dann, wie bei den Gebläseventilatoren:

$$\frac{R}{r} v''' = 1{,}05 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} H} = 1{,}43 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} h},$$

da $V = 0{,}68 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} H}$ ist, und $\frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g} = \frac{\gamma}{\gamma'} h$.

Versehen wir den Exhaustor mit parallelen Seitenwänden, dann ergiebt sich aus der Gleichung der Schaufelcurve für Gebläseventilatoren mit Rücksicht auf Gleichung (63):

$$\frac{v'}{v''' - v''} = 1{,}2, \text{ also } v'' = v''' - \frac{v'}{1{,}2}.$$

Die Druckdifferenz ist dann nach Gleichung (68) und weil

$$v^2 = \frac{r^2}{R^2} v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2$$

ist, zu setzen:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} H - \frac{V^2}{2g} \text{ oder } \frac{\gamma}{\gamma'} h = \left(1{,}645\, v''' v'' \frac{R^2 - r^2}{r^2} - \frac{r^2}{R^2} v'^2 - \frac{R^2}{r^2} v''^2\right) \frac{1}{2g}$$

oder wenn wir die Werthe für v'' und $\frac{R}{r}$ substituiren:

$$\frac{\gamma}{\gamma'} h = \frac{1}{2g}\left[1{,}645 \,.\, 5{,}25\, v''' \left(v''' - \frac{v'}{1{,}2}\right) - 6{,}25 \left(v''' - \frac{v'}{1{,}2}\right)^2 - \frac{v'^2}{6{,}25}\right]$$

$$= \frac{1}{2g} (2{,}386\, v'''^2 + 3{,}22\, v''' v' - 45\, v'^2).$$

Das Maximum der Druckdifferenz erhält man für $3{,}22\, v''' = 9\, v'$, also für $v' = 0{,}358\, v'''$, es wird für dasselbe

$$\frac{\gamma}{\gamma'} h = \frac{1}{2g} \cdot 2{,}962\, v'''^2,$$

mithin:

$$v''' = \sqrt{\frac{2g\frac{\gamma}{\gamma'} h}{2{,}962}} \text{ und } \frac{R}{r} v''' = 2{,}5 \sqrt{\frac{2g\frac{\gamma}{\gamma'} h}{2{,}962}} = 1{,}45 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} h}.$$

Führen wir indess für die zulässige Maximalleistung auch hier die der Gebläseventilatoren mit parallelen Seitenwänden ein, dann haben wir:

$$v' = 0{,}4\, v'''$$

und

$$\frac{R}{r} v''' = 1{,}09 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} H} = 1{,}25 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} h},$$

da $V = 0{,}7 \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'} H}$ ist.

Die Verhältnisse der Gebläseventilatoren mit parallelen Seitenwänden finden im Uebrigen auch hier Anwendung, und ändert sich nur die Weite des Druckrohres, welche gleich der des Saugerohres wird.

Da bei den Sauge-Exhaustoren die Geschwindigkeit V ungenützt verloren geht, so muss der Nutzeffect derselben wesentlich geringer sein, als der der Gebläseventilatoren oder der gemischten, d. h. mit Ueber- und Unterdruck arbeitenden.

§ 27.

Gewöhnliche Ventilatoren und Exhaustoren.

Allgemeines.

Obgleich Ventilatoren dieser Art oft sehr unvollkommen ausgeführt werden, besonders in Bezug auf die Schaufelzahl und die spiralförmige Erweiterung, und obgleich sie in dieser Form oft dem Zwecke genügen mögen, so darf uns dies doch nicht abhalten, die vortheilhaftesten Verhältnisse derselben festzustellen.

Während die Gebläseventilatoren stets mit einem Druckrohre versehen sind, in welchem die Luft mehr oder weniger stark comprimirt wird, um dann durch kleine Oeffnungen mit grosser Geschwindigkeit ausströmen zu können, kommen in der Technik sehr hänfig Ventilatoren zur Anwendung, welche entweder den Zweck haben, einen mässig starken Wind zu erzeugen, wie bei verschiedenen Reinigungsmaschinen und Kühlvorrichtungen, oder deren Zweck ist, aus einem Raume möglichst viel Luft fortzusaugen und sie nach einem anderen Raume hinzuschaffen, Exhaustoren. Die Construction dieser beiden verschieden benannten Maschinen kommt nahe auf dassselbe heraus, wenn wir beachten, dass in dem einen Falle die Nutzleistung in der ausströmenden, im anderen in der einströmenden Luft liegt.

Nehmen wir das Druckrohr und die spiralförmige Erweiterung des Gehäuses eines Gebläseventilators fort, dann wird hierdurch auch der äussere Gegendruck fortfallen, es bleibt nur der Druck der Atmosphäre, die Quantität der durch denselben gehenden Luft wird bedeutend zunehmen, und seine Arbeit besteht nur darin, der Luft eine gewisse Geschwindigkeit zu ertheilen. Ausser den Reibungswiderständen ist eine positive Druckhöhe nicht vorhanden, es muss also ein Unterdruck entstehen in der

Spannungsabnahme an der Einströmung in das Schaufelrad, welcher die Zuflussgeschwindigkeit v erzeugt. Dieser Unterdruck addirt zu der Druckhöhe, welche der Beschleunigung von v bis V angehört, also zu $\frac{V^2 - v^2}{2g}$, giebt die von uns mit H bezeichnete Druckhöhe. Der Einströmungsgeschwindigkeit entspricht die Druckhöhe $\frac{v^2}{2g}$, wir haben also $H = \frac{V^2}{2g}$.

Die zum Betriebe des Ventilators erforderliche Kraft wächst mit dem Quadrat von V, es wird für die Construction der Exhaustoren also vortheilhaft sein, diese Geschwindigkeit so gering wie möglich zu nehmen. Mit Abnahme der Geschwindigkeit nimmt aber die Grösse des Exhaustors zu, und theils die Anlagekosten, theils die Widerstände, welche von der Grösse desselben abhängig sind, wachsen. Man ersieht, dass es also für diese Maschinen eine vortheilhafteste Ausströmungsgeschwindigkeit geben muss, welche wir bis zu genauerer Ermittelung derselben etwa gleich 10 bis 20 Meter annehmen können.

Die grösste Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Einströmungsöffnung des Exhaustors oder Ventilators eintreten darf, ist wie leicht ersichtlich v, wegen der Aenderung in der Bewegungsrichtung aber, welche die Luft erleidet, wird es zweckmässig sein, die Geschwindigkeit geringer, etwa $= \frac{1}{2} v$ zu nehmen, der Querschnitt ist dann $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v}$.

Wenn wir uns klar machen, dass es bei der Construction eines guten Ventilators dieser Gattung darauf ankommt, bei möglichst geringer Umdrehungszahl desselben der Luft eine möglichst grosse Geschwindigkeit zu ertheilen, dann kann wohl kaum ein Zweifel darüber obwalten, welche Schaufelform gewählt werden muss. Wir können v''', die innere Radgeschwindigkeit, nicht kleiner als $= v''$ annehmen, wodurch unsere Spirale in eine radiale Schaufel übergeht. Stellten wir uns die Aufgabe, den Ventilator resp. Exhaustor so zu construiren, dass die Leistung desselben, also v' ein Maximum wird, dann ergiebt sich eine sehr geringe Schaufelhöhe (Breite des Ventilators), welche sich zwar dadurch verdoppeln liesse, dass man zwei Einströmungsöffnungen anbringt, doch dürfte dies namentlich bei Exhaustoren nicht oft zulässig sein. Wir können diesen besonderen Fall hier um so mehr übergehen, als auch bei Ventilatoren nicht selten durch die Form der Aufgabe schon bestimmte Verhältnisse gegeben sind. So ist zuweilen die Umdrehungszahl gegeben oder die Grösse und Form der Ausströmungsöffnung, und es erleichtert die praktische Ausführung sehr, wenn man nicht an ganz bestimmte Verhältnisse gebunden ist.

Untersuchen wir jetzt, welche Verhältnisse mit Rücksicht auf die radiale Schaufelform unsere Ventilatoren oder Exhaustoren annehmen.

§ 28.

Gewöhnliche Ventilatoren oder Exhaustoren mit convergenten Seitenflächen.

Die Formel (57) für H geht, wenn $v''' = v''$ gesetzt, und der zweite Summand vernachlässigt wird, mit Rücksicht auf das specifische Gewicht der Luft über in

$$800\,H = \frac{2\,v''^2}{2g}\,\frac{R^2 - r^2}{r^2} = \frac{2\,v'''^2}{2g}\,\frac{R^2 - r^2}{r^2}.$$

Diese Druckhöhe kann aber wegen der Reibungswiderstände der Lufttheilchen gegen einander und gegen die Schaufelflächen nicht erreicht werden, wir setzen:

$$800\,H = \frac{1{,}5\,v''^2}{2g}\,\frac{R^2 - r^2}{r^2} = \frac{V^2}{2g},$$

oder da $V^2 = v'^2 + \frac{R^2}{r^2}\,v''^2$ ist:

$$1{,}5\,v''^2\,\frac{R^2 - r^2}{r^2} = v'^2 + \frac{R^2}{r^2}\,v''^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; (72).$$

Betrachten wir v' als gegeben im Verhältniss zu v, dann ist auch $v'' = \sqrt{v^2 - v'^2}$ bekannt, und somit kann die Gleichung (72) dienen, das Verhältniss $\frac{R}{r}$ zu entwickeln. Ist aber v'' als Function von v, und $\frac{R}{r}$ gegeben, dann ist aus der ersten Gleichung das Verhältniss $\frac{v}{V}$ bestimmt, so dass also ebenso gut V, wie bei den Ventilatoren, oder v, wie nicht selten bei den Exhaustoren, als Grundlage der Berechnung dienen kann.

Die Geschwindigkeit v' richtet sich immer nach der Grösse des inneren Cylinderquerschnittes des Rades. Ist der freie Cylinderquerschnitt gleich dem Querschnitt der Einströmungsöffnung, die Schaufelhöhe also $= \frac{1}{4}d$, dann ist auch v' gleich der Einströmungsgeschwindigkeit, ist diese Höhe nd (n ein Bruch oder ganze Zahl), dann ist $v' = \frac{1}{4n} \times$ Einströmungs - Geschwindigkeit. Letzere nahmen wir $= \frac{1}{2} v$ an, mithin können wir setzen:

$$v' = \frac{v}{8n} \text{ und } v'' = \sqrt{v^2 - \frac{v^2}{64n^2}} = \frac{v}{8n} \sqrt{64n^2 - 1}.$$

Wenn wir aus der Gleichung:

$$1{,}5 v''^2 \frac{R^2 - r^2}{r^2} = v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2$$

v'^2 entwickeln, ergiebt sich:

$$v'^2 = v''^2 \frac{(0{,}5 R^2 - 1{,}5 r^2)}{r^2}.$$

Dieser Werth wird $= 0$ für $R^2 = 3r^2$, berücksichtigen wir indess, dass ohne Rücksicht auf die Reibungswiderstände

$$2g \,.\, 800 H = 2 v''^2 \frac{R^2 - r^2}{r^2} + v'^2 \, ln \frac{V^2}{v^2}$$

gesetzt werden müsste, dann ersieht sich, dass die äusserste Grenze für das Verhältniss der Radien $R^2 = 2r^2$ ist. Wir werden also jedenfalls sicher gehen, wenn wir das Verhältniss der Radien aus unserer Gleichung entwickeln, und dürfen dasselbe nicht beliebig verkleinern oder vergrössern, weil dadurch v' oder die quantitative Leistung in gleicher Weise verändert werden würde. Substituiren wir die Werthe für v' und v'' in Gleichung (72), dann erhalten wir:

$$\frac{R^2}{r^2} = \frac{192 n^2 - 1}{64 n^2 - 1}, \text{ also } \frac{R}{r} = \sqrt{\frac{192 n^2 - 1}{64 n^2 - 1}}.$$

Beispielsweise wird für $n = \frac{1}{4}$, $\frac{R}{r} = 1{,}9$ und für $n = 1$ $\frac{R}{r} = 1{,}73$.

Da hiernach das Verhältniss $\frac{R}{r}$ bekannt ist und

$$v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2 = V^2,$$

so erhält man durch Substitution der Werthe für v', v'' und $\frac{R^2}{r^2}$:

$$v^2 = \frac{1}{3} V^2, \text{ also } v\sqrt{3} = V.$$

Es sind nun alle Data für die Construction bekannt, da die äussere Peripheriegeschwindigkeit $\frac{R}{r} v'''$ so nahe $= V$ wird, dass man V dafür setzen kann. Die Querschnitte der spiralförmigen

Erweiterung müssen bis zur Weite der Ausströmungsöffnung, d. i. $\frac{Q}{V}$ gleichförmig wachsen. Da stets $v\sqrt{3} = V$ ist, so können wir auch den Querschnitt der Einströmungsöffnung durch V ausdrücken, es ist:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = 2 . \sqrt{3} \cdot \frac{Q}{V} = 3{,}46 \frac{Q}{V}.$$

Diese Formeln ergeben die geringsten Dimensionen eines Ventilators, wenn Q und V gegeben sind. Ist, wie dies nicht selten vorkommt, aber auch gleichzeitig die Umdrehungszahl gegeben, so ist durch V auch der Durchmesser bestimmt, und es ist einleuchtend, dass, wenn derselbe zu gross ausfällt, diesem Fehler dadurch abgeholfen werden kann, dass die spiralförmige Erweiterung sich nur über einen Theil der Peripherie erstreckt.

Es steht uns frei, nach obigen Formeln sowohl Ventilatoren wie auch Exhaustoren zu construiren. Beachtet man aber, dass dann immer $V^2 = 3v^2$ sein muss, und dass mit V^2 auch der Kraftbedarf wächst, dann muss uns bei letzteren Maschinen, besonders wenn dieselben in grossem Maassstabe ausgeführt werden, daran liegen, V im Verhältniss zu v zu verringern. Wir dürfen dann radiale Schaufeln nicht mehr wählen, und wollen noch die Verhältnisse dieser Maschinen ermitteln unter der Voraussetzung, dass ganz allgemein $V = nv$ sein soll, also:

$$n^2 v^2 = v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73).$$

Die Einströmungsgeschwindigkeit v muss gegeben sein, auch wollen wir, wie früher, annehmen $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v}$ und die radiale Geschwindigkeit $v' = \frac{1}{2}v$, dann ist die Schaufelhöhe $= \frac{1}{4}d$ und $v''^2 = \frac{3}{4}v^2$.

Aus Gleichung (73) ergiebt sich, wenn wir die Werthe für v' und v'' substituiren:

$$\frac{R^2}{r^2} = \frac{4n^2 - 1}{3},$$

und da

$$1{,}5 v''' v'' \frac{R^2 - r^2}{r^2} = V^2$$

zu setzen ist, so können wir auch v''' oder die äussere Peripheriegeschwindigkeit $\frac{R}{r} v'''$ als Function von V oder v entwickeln; es ergiebt sich:

$$\frac{R}{r}v''' = \frac{Vn}{3}\sqrt{\frac{4n^2-1}{n^2-1}} = \frac{vn^2}{3} \cdot \sqrt{\frac{4n^2-1}{n^2-1}}.$$

Der Winkel, welchen die beiden Enden der Schaufel umfassen, ergiebt sich aus der Gleichung der Schaufelcurve, die bestimmt ist, wenn wir $\frac{v'}{v'''-v''}$ kennen; es ist:

$$\frac{v'}{v'''-v''} = \frac{\sqrt{3}\,.\,(n^2-1)}{-n^2+3};$$

der Werth fällt also negativ aus, wenn $n^2 > 3$ ist, er wird ∞ für $n^2 = 3$, also für $v''' = v''$, wenn wir radiale Schaufeln nehmen, und ist nur brauchbar für $n^2 < 3$. Für grosse Exhaustoren, wie dieselben in Bergwerken Anwendung finden, möchte ich $n^2 = 2$ empfehlen. Es ist dann:

$$\frac{R}{r} = 1{,}526$$

$$\frac{R}{r}v''' = 1{,}246\,V$$

$$\frac{v'}{v'''-v''} = \sqrt{3} = 1{,}73,$$

und hieraus der Winkel, welchen die Schaufel umfasst, $= 0{,}304$ oder wenig über 17°. Die Schaufelzahl würde etwa 3 bis $6\,D'$ zu nehmen sein, wenn D' der Durchmesser in Fussen ist. Hat man D' in Metern, so kann man 9 bis 18 D' nehmen.

§ 29.

Gewöhnliche Ventilatoren oder Exhaustoren mit parallelen Seitenflächen.

Indem wir wieder radiale Schaufeln voraussetzen, haben wir den Werth, welcher sich für die Druckhöhe $800\,H$ ergiebt, um so viel kleiner zu nehmen, wie der Werth des vernachlässigten Summanden $\frac{v'''}{v''}v'^2\,ln\,\frac{V^2}{v^2} = v'^2\,ln\,\frac{V^2}{v^2}$ beträgt. Wir können mit Rücksicht auf den veränderlichen Werth von v' denselben im Mittel wieder gleich 6 pCt. annehmen, dann ist für die erreichbare Druckhöhe anstatt

$$1{,}5\,\frac{v'''^2}{2g}\,\frac{R^2-r^2}{r^2}$$

zu setzen:

$$0{,}94 \,.\, 1{,}5 \frac{v'''^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{r^2}$$

oder

$$1{,}41 v'''^2 \frac{R^2 - r^2}{r^2} = 1{,}41 v''^2 \frac{R^2 - r^2}{r^2} = V^2 \quad . \quad . \quad (74).$$

Die Grösse der Einströmungsöffnung behalten wir wie früher $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v}$, und indem wir auch die Schaufelhöhe beliebig hoch $= nd$ annehmen, wird auch:

$$v' = \frac{v}{8n} \text{ und } v'' = \frac{v}{8n} \sqrt{64 n^2 - 1}.$$

Um das Verhältniss $\frac{R}{r}$ zu finden, haben wir nun in Gleichung (73) für V^2 zu setzen:

$$\frac{r^2}{R^2} v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2$$

wir erhalten, nachdem der Werth mit dem Factor v'' auf die linke Seite gebracht ist:

$$v'' \left(0{,}41 \frac{R^2}{r^2} - 1{,}41\right) \frac{R^2}{r^2} = v'^2$$

und hieraus:

$$\frac{R^2}{r^2} = 1{,}72 + \sqrt{2{,}96 + \frac{1}{26{,}24 n^2 - 0{,}41}}.$$

Dieser Werth schwankt, wenn wir $n = \frac{1}{4}$ bis $n = \infty$ setzen, zwischen 3,66 und 3,45, mithin $\frac{R}{r}$ zwischen 1,857 und 1,913, der Mittelwerth beträgt mithin 1,88 und kann um so mehr für jede beliebige Breite des Ventilators (Schaufelhöhe) beibehalten werden, als ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände sich im Mitte $\frac{R}{r}$ nur $= 1{,}44$ ergiebt.

Für $\frac{R}{r} = 1{,}88$ erhält man noch:

$$\frac{V^2}{v^2} = \frac{226 n^2 - 3{,}25}{64 n^2}, \text{ also } \frac{V}{v} = \sqrt{\frac{226 n^2 - 3{,}25}{64 n^2}}.$$

Man ersieht, dass für kleine Exhaustoren allenfalls diese Werthe wohl beibehalten werden können, für grössere Ausführungen möchte sich die radiale Schaufelform nicht empfehlen. Führen wir gleich das von uns für zweckmässig erachtete Verhältniss $\frac{V^2}{v^2} = 2$ ein, dann ist:

$$2 v^2 = \frac{r^2}{R^2} v'^2 + \frac{R^2}{r^2} v''^2,$$

oder wenn die Schaufelhöhe $= \frac{1}{4}d$, also $v' = \frac{1}{2}v$ genommen wird:

$$\frac{R^2}{r^2} = 2{,}78 \text{ und } \frac{R}{r} = 1{,}66.$$

Da nun

$$1{,}41\, v''' v'' \frac{R^2 - r^2}{r^2} = 2 v^2,$$

so ist:

$$v''' = 0{,}92\, v \text{ und } \frac{R}{r} v''' = 1{,}527\, v = 1{,}08\, V.$$

Ferner hat man $\frac{v'}{V''' - v''} = 9$, also die Gleichung der Schaufelcurve $x^2 = 18 r^2 \varphi + r^2$, woraus φ gleich nahe 6^0.

Da diese Exhaustoren eine geringere Umdrehungszahl ergeben als diejenigen mit convergenten Seitenflächen, auch leichter herzustellen sind, so dürfte ihnen der Vorzug zu geben sein. —

Der leichten Uebersichtlichkeit wegen und für den praktischen Gebrauch sollen sämmtliche Resultate des zweiten und dritten Abschnittes noch kurz zusammengestellt werden.

§ 30.

Resultate.

Für das folgende gilt allgemein:

d als Durchmesser des Saugerohres resp. der Einströmungsöffnung,

d_1 als Durchmesser des Druckrohres,

d' innerer Durchmesser des Schaufelrades,

D' äusserer - - -

Q Wasser- oder Luftquantum in Cubikeinheiten (Meter oder Fuss) entsprechend der Maasseinheit für die übrigen Dimensionen,

v die Geschwindigkeit, mit welcher die Flüssigkeit in das Rad strömt,

V die Geschwindigkeit, mit welcher dieselbe das Schaufelrad verlässt,

V''' äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades,

c die Geschwindigkeit, welche zur Förderhöhe H gehört, wobei in H die Widerstandshöhe für die Reibung in den Röhren mit eingeschlossen ist, also $c = \sqrt{2gH}$. Für Ueber- oder Unterdruckventilatoren ist $H = \frac{V^2}{2g} + h$, wenn

h die Druckhöhendifferenz an der Einströmungsöffnung und am

Anfange des Druckrohres darstellt. H und h bezeichnen die dem Drucke entsprechende Höhe einer Wassersäule, für Luft von 12° C. ist $800 H$ oder $800 h$ zu nehmen, für andere Gase ist H oder h durch das specifische Gewicht desselben zu dividiren, letzteres drücken wir aus durch $\frac{\gamma}{\gamma'}$.

n ist ein Bruch oder eine ganze Zahl,

φ der Centriwinkel*), welchen die Enden der Schaufel einschliessen.

Bei convergenten Seitenwänden der Pumpe oder des Ventilators ist behufs Construction der Schaufel dieser Winkel durch Radien in gleiche Theile zu theilen, ebenso durch eine gleiche Zahl concentrischer Kreise die Radbreite, der Durchschnitt des ersten Kreises mit dem ersten Radius, des zweiten Kreises mit dem zweiten u. s. w. geben Punkte der Schaufelcurve.

Bei parallelen Seitenwänden ändert sich weiter nichts, als dass statt der Radbreite die Ringfläche durch concentrische Kreise in Theile von gleichem Flächeninhalt getheilt wird.

l die Schaufelhöhe am inneren Raddurchmesser ist im letzteren Falle constant, im ersteren nimmt sie ab, wie der Radius zunimmt.

Wo eine spiralförmige Erweiterung nothwendig ist, nimmt deren Querschnitt an der äusseren Radperipherie gleichförmig zu bis zu dem Querschnitte $\frac{Q}{V}$, worin Q die zulässige Maximalleistung ist.

Endlich sei noch hervorgehoben, dass alle Verhältnisse für einfach wirkende Pumpen oder Ventilatoren gelten, sind dieselben doppelt wirkend, also mit zwei Einströmungsöffnungen versehen, wodurch der Nutzeffect erhöht wird, dann ist nur für die Berechnung des Querschnittes des gemeinschaftlichen Saugeund Druckrohres sowie der spiralförmigen Erweiterung Q zu setzen, für die Ermittelung aller anderen Dimensionen aber $\frac{1}{2}Q$.

Der Nutzeffect dieser Maschinen, und also der Kraftbedarf,

---

*) Der Winkel kann grösser oder kleiner genommen werden, als in den folgenden Resultaten angegeben ist. Ein grösserer Winkel würde die Peripherie-Geschwindigkeit unter sonst gleichen Umständen etwas verringern, ein kleinerer dieselbe vergrössern.

wird im Allgemeinen sehr verschieden sein, je nach der Länge der Rohrleitungen oder Grösse und Sorgfalt der Ausführung; ich glaube, man wird im Mittel etwa 66 pCt. annehmen können, dann ist der Kraftbedarf $= 1\frac{1}{2} Q H \gamma$. Doch versäume man nicht, bei langen Rohrleitungen die wegen der grossen Geschwindigkeit sehr bedeutenden Reibungswiderstände extra in Rechnung zu bringen und die Rohrquerschnitte grösser anzunehmen als die Formel ergiebt.

1. Centrifugalpumpen.

Gegeben sind in der Regel Q und H.

a) mit convergenten Seitenwänden:	b) mit parallelen Seitenwänden:
$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6 Q}{c}$	$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6 Q}{c}$
$d_{,} = d$	$d_{,} = d$
$d' = 1{,}2 d$	$d' = 1{,}2 d$
$D' = 2{,}4 d$	$D' = 2{,}4 d$
$l = 0{,}36 d$	$l = 0{,}25 d$
$V''' = 1{,}25 c$	$V''' = 1{,}3 c$
$\varphi = 160^0$	$\varphi = 165^0$
$\frac{Q}{V} = \frac{1\frac{1}{2} Q}{0{,}55 c}$	$\frac{Q}{V} = \frac{1\frac{1}{2} Q}{0{,}54 c}$
6 Schaufeln.	6 Schaufeln.

2. Gebläse- (Ueberdruck-) Ventilatoren.

Gegeben sind Q und H oder statt Q der Querschnitt der Düsenöffnungen, ist letzterer in Summa $= f$, dann ist $0{,}8 f c = Q$ anzunehmen.

a) convergente Seitenwände:	b) parallele Seitenwände:
$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6 Q}{c}$, für kleine Vent. $= \frac{9 Q}{c}$	$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{6 Q}{c}$, für kleine Ventil. $\frac{9 Q}{c}$
$\frac{\pi d_{,}^2}{4} = \frac{4 Q}{c}$	$\frac{\pi d_{,}^2}{4} = \frac{4 Q}{c}$
$f = \frac{5}{4} \frac{Q}{c}$ im Maximum	$f = \frac{5}{4} \frac{Q}{c}$ im Maximum.
$d' = 1{,}2 d$	$d' = 1{,}2 d$
$D' = 3 d$	$D' = 3 d$
$l = \frac{3}{8} d$, für kleine Vent. $= \frac{1}{4} d$	$l = \frac{1}{4} d$, für kleine Vent. $= \frac{1}{6} d$
$V''' = 1{,}05 c$	$V''' = 1{,}09 c$

$\varphi = 104^0$	$\varphi = 125^0$
$\frac{Q}{V} = \frac{Q}{0{,}68\,c}$	$\frac{Q}{V} = \frac{Q}{0{,}7\,c}$
6 bis 8 Schaufeln.	höchstens 6 Schaufeln.

3. Sauge-Exhaustoren (Unterdruckventilatoren).

Gegeben sind das Maximum Q und $H - \frac{V^2}{2g} = h$.

a) convergente Seitenwände:	b) parallele Seitenwände:
$h = 0{,}54\,H,\quad c = \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'}H}$	$h = 0{,}51\,H,\quad c = \sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'}H}$
$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d'^2}{4} = \frac{6\,Q}{c}$	$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d_{\prime}^2}{4} = \frac{6\,Q}{c}$
$d' = 1{,}2\,d$	$d' = 1{,}2\,d$
$D' = 3\,d$	$D' = 3\,d$
$l = \frac{3}{8}d$	$l = \frac{1}{4}d$
$\varphi = 104^0$	$\varphi = 125^0$
$V''' = 1{,}05\,c = 1{,}43\sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'}h}$	$V''' = 1{,}09\,c = 1{,}53\sqrt{2g\frac{\gamma}{\gamma'}h}$
$\frac{V}{Q} = \frac{Q}{0{,}68\,c}$	$\frac{Q}{V} = \frac{Q}{0{,}7\,c}$
6 bis 8 Schaufeln.	6 Schaufeln.

4. Gewöhnliche Ventilatoren.

Gegeben sind Q oder der Querschnitt $\frac{Q}{V}$ der Ausströmungsöffnung und V (V meistens 10 bis 20 Meter).

a) convergente Seitenwände:	b) parallele Seitenwände:
$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2\,Q}{v} = \frac{3{,}46\,Q}{V}$	$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2\,Q}{v} = \frac{Q\sqrt{226\,n^2 - 3{,}25}}{4\,n\,V}$
$l = n\,d$	$l = n\,d$
$d' = 1{,}2\,d$	$d' = 1{,}2\,d$
$D' = d'\sqrt{\frac{192\,n^2 - 1}{64\,n^2 - 1}}$	$D' = 2{,}25\,d$
$V = v\sqrt{3}$	$V = \frac{v\sqrt{226\,n^2 - 3{,}25}}{8\,n}$
$V''' = V$	$V''' = V$

Schaufelzahl: 3 bis $4\,D'$ in Fussen oder 9 bis $12\,D'$ in Metern, Schaufeln radial.

5. Gewöhnliche Exhaustoren.

Gegeben sind Q und V oder v (V meistens 10 bis 20 Meter).

a) convergente Seitenwände:	b) parallele Seitenwände:
$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{2{,}82\,Q}{V}$	$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{2Q}{v} = \frac{2{,}82\,Q}{V}$
$l = \frac{1}{4} d$	$l = \frac{1}{4} d$
$d' = 1{,}2\,d$	$d' = 1{,}2\,d$
$D' = 1{,}83\,d$	$D' = 2\,d$
$V''' = 1{,}246\,V$	$V''' = 1{,}08\,V$
$V = v\sqrt{2}$	$V = v\sqrt{2}$
$\varphi = 17^0$	$\varphi = 6^0$

Schaufelzahl: 3 bis $6D'$ in Fussen oder 9 bis $18D'$ in Metern.

A. W. Schade's Buchdruckerei (L. Schade) in Berlin, Stallschreiberstr. 47.

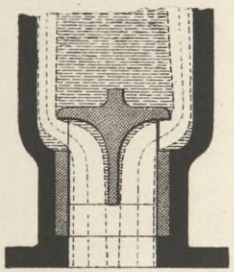


Fig. 1.

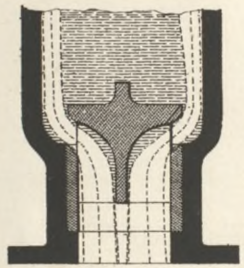


Fig. 2.

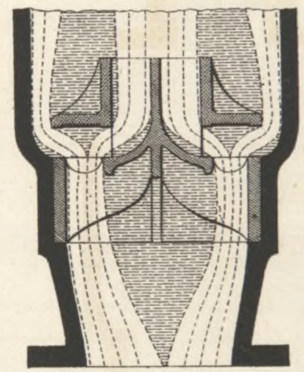


Fig. 3.

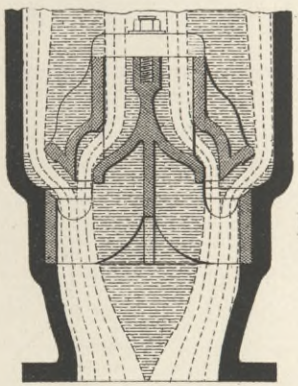


Fig. 4.

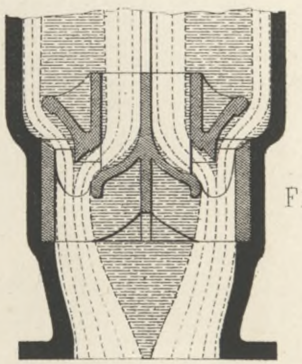


Fig. 5.

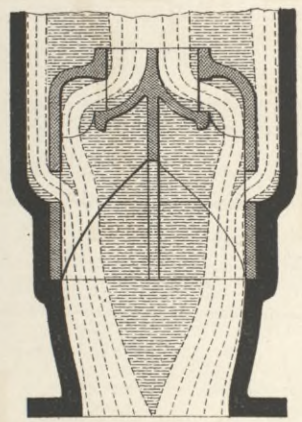


Fig. 6.

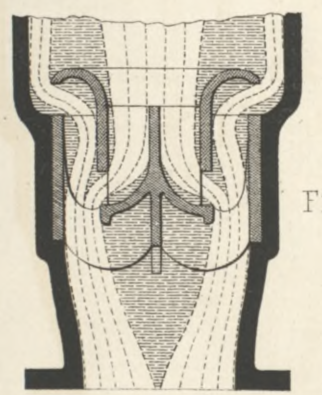


Fig. 7.

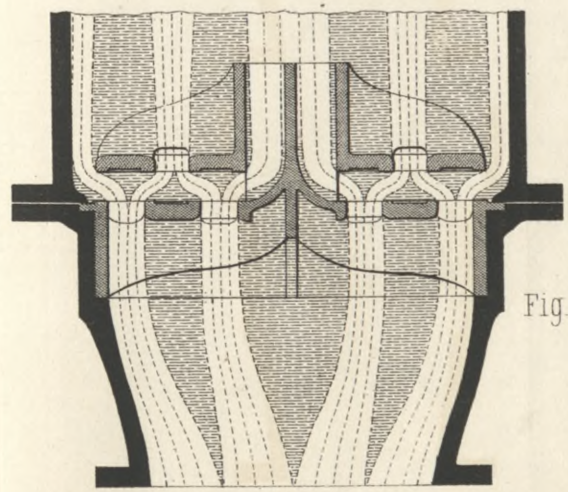


Fig. 8.

Verlag von R. Gaertner in Berlin.

Kgl. Hof-Lith. Hermann Veit, Burg Str. 6. Berlin

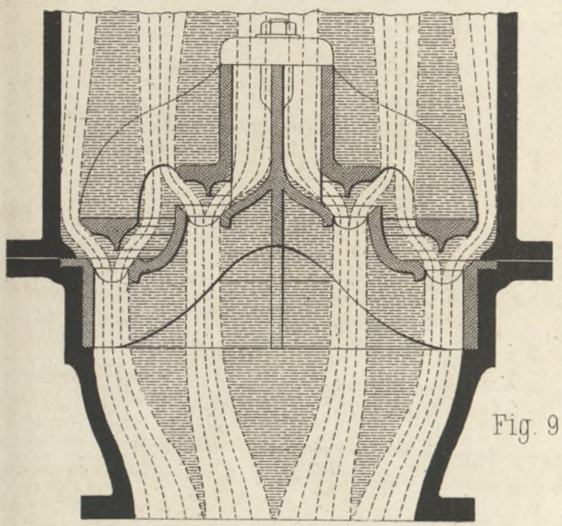


Fig. 9.

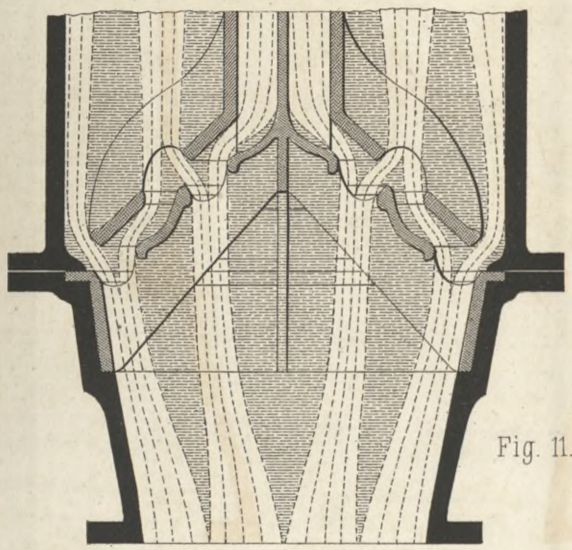


Fig. 11.

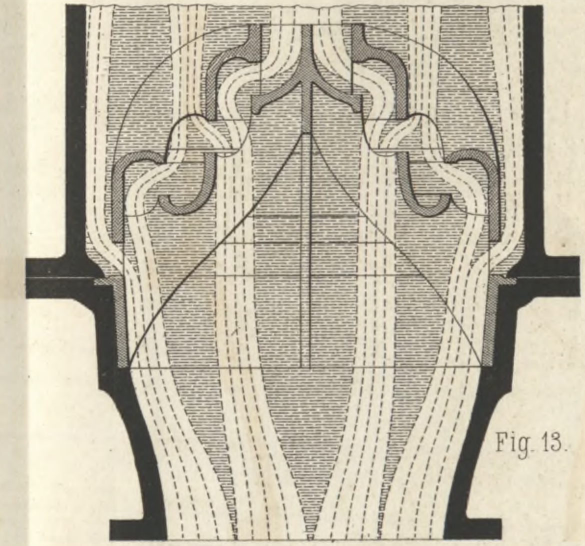


Fig. 13.

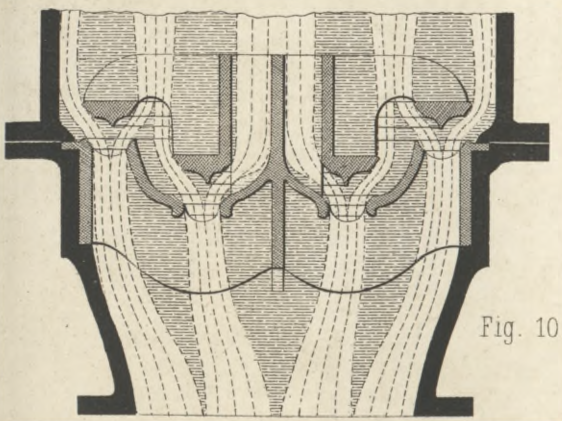


Fig. 10.

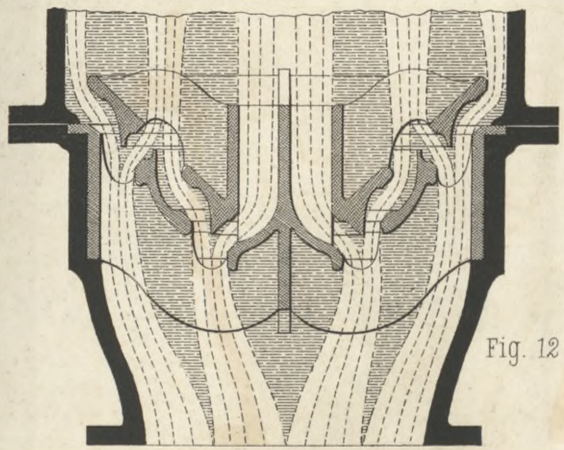


Fig. 12.

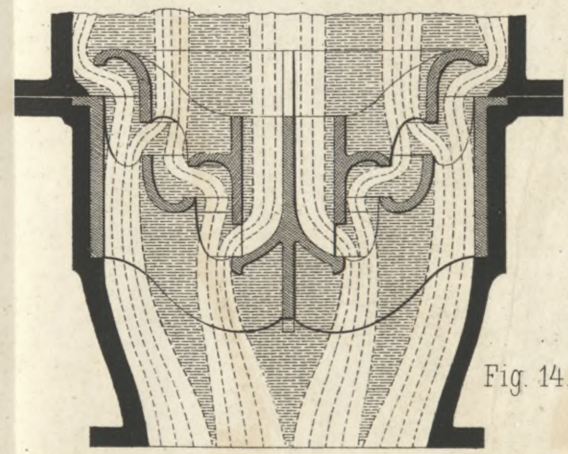


Fig. 14.

Verlag von R. Gaertner in Berlin.

Kgl. Hof-Lith. Hermann Veit, Burg-Str. 6. Berlin.

Fig. 2.

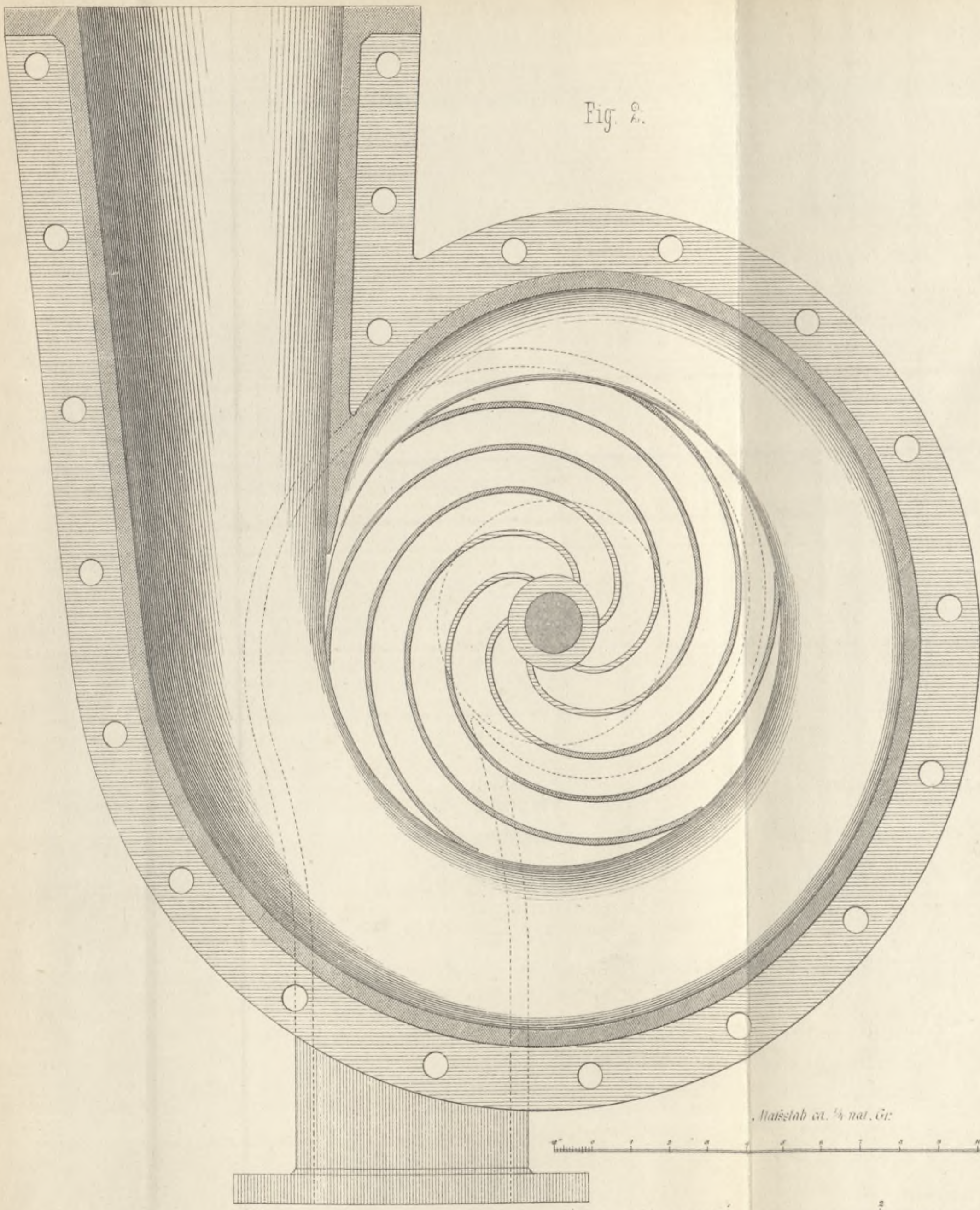
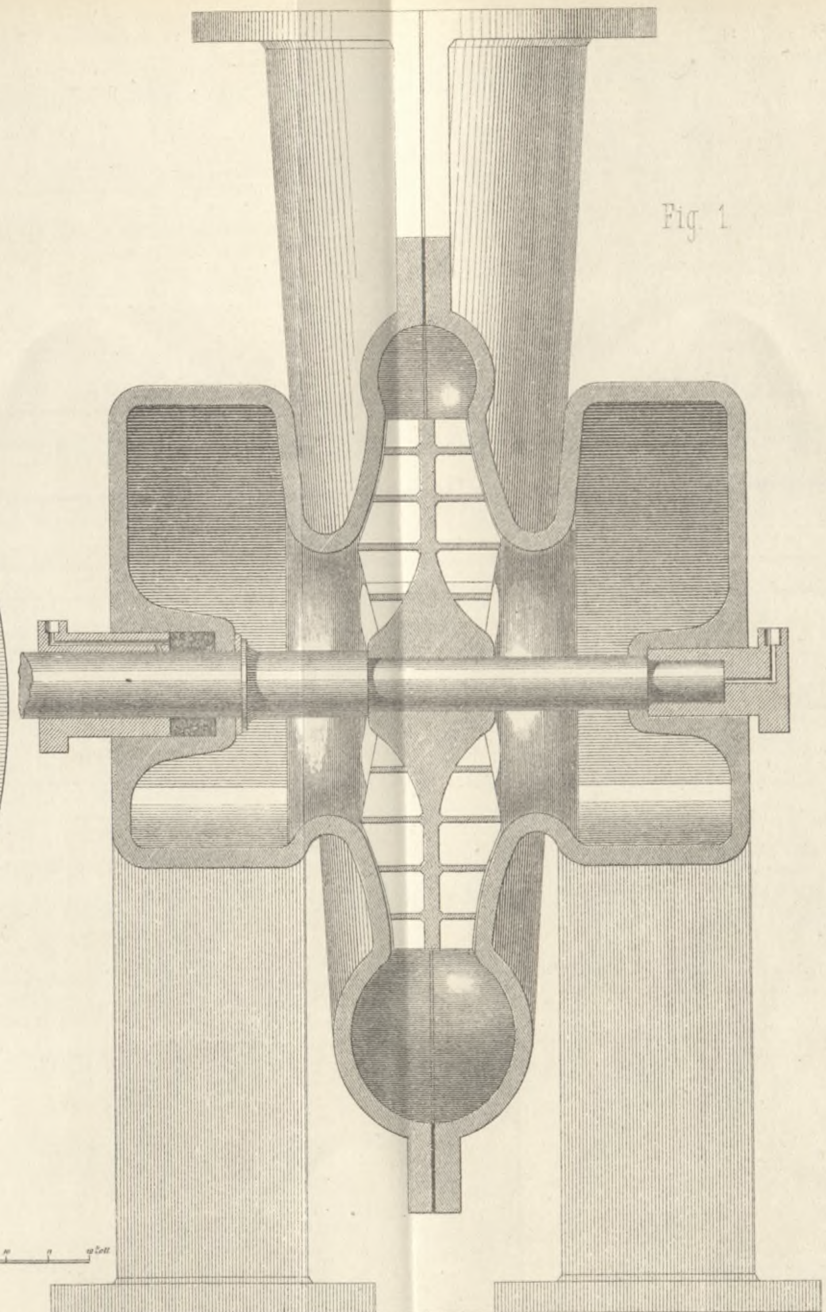


Fig. 1



Maßstab ca. ¼ nat. Gr.

Decimeter.

Verlag von R. Gaertner in Berlin.

Kgl. Hof-Lith. Hermann Veit, Burg-Str. 6. Berlin.

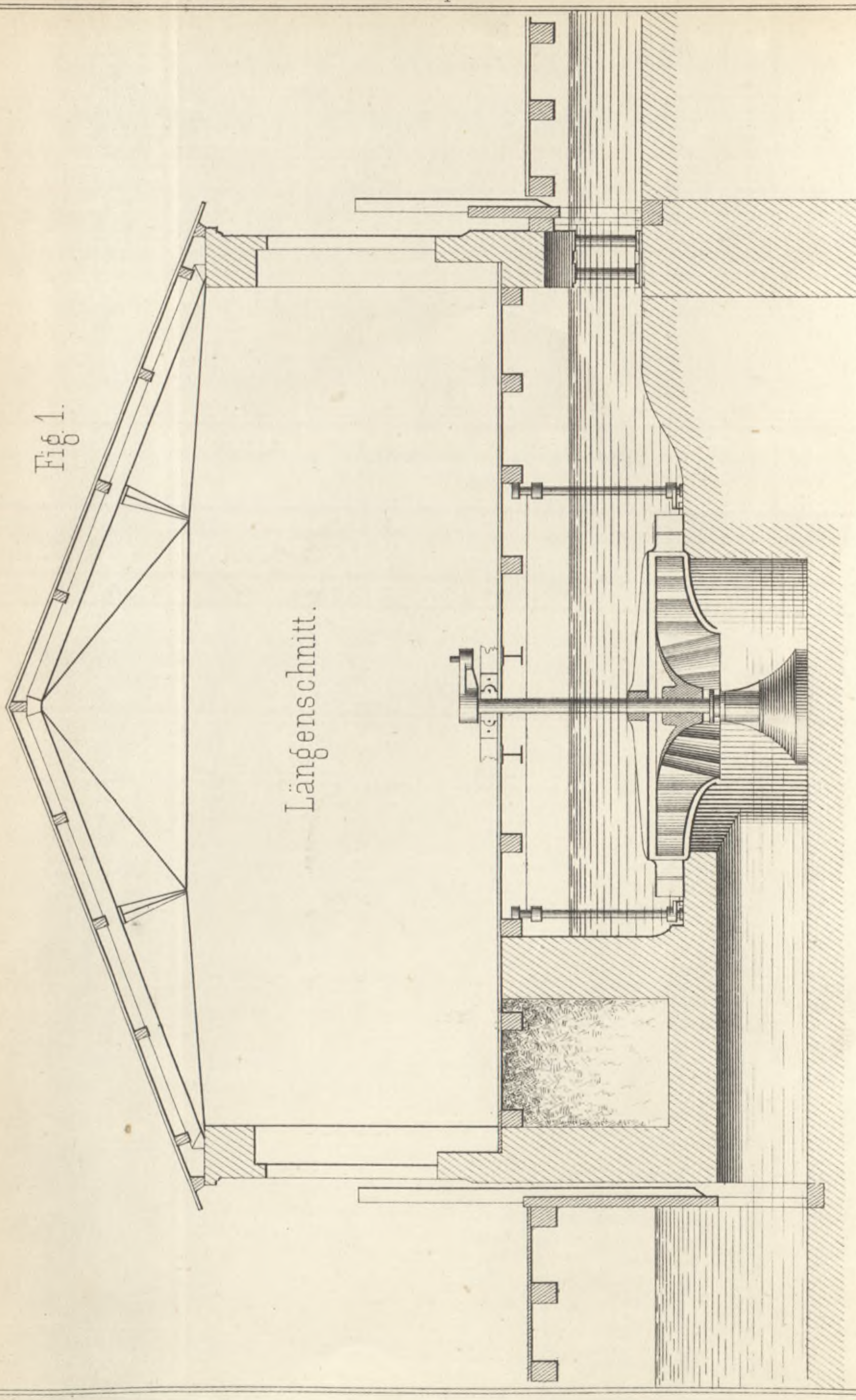


Fig 1.

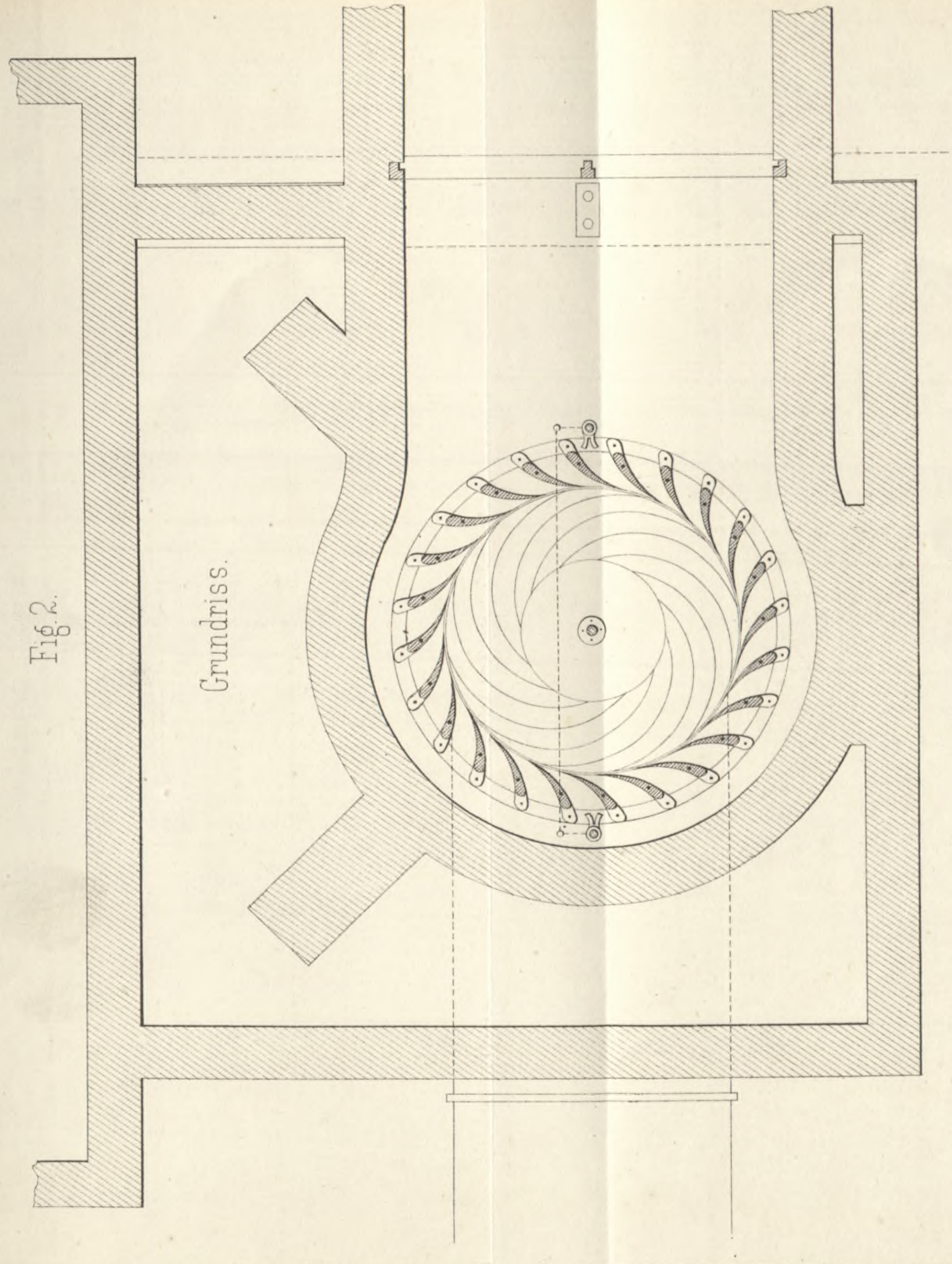


Fig 2.

Verlag von R. Gaertner in Berlin.

Kgl. Hof-Lith. Hermann Veit, Burg-Str. 6. Berlin.