Viertes Capitel.

# Die Bewegung des Wassers.

§. 117. **Von der Bewegung des Wassers überhaupt.** Wie schon in der Vorbemerkung angedeutet, kommt die Bewegung der flüssigen Körper immer auf eine gewisse Erhebung derselben hinaus, da dieselben eine horizontale Bewegung in den ihnen gegebenen Gerinnen oder Röhrenleitungen von selbst annehmen, sobald das dazu erforderliche Gefälle vorhanden ist. Eine horizontale Beförderung von Flüssigkeiten, welche in geschlossenen Behältern wie Tonnen rc. enthalten sind, ist offenbar wie der Horizontaltransport fester Körper zu beurtheilen, so daß es sich in diesem Capitel nur um die Wasserhebevorrichtungen handelt.

Ein Heben von Flüssigkeiten kann in verschiedener Weise bewirkt werden. Die einfachste und jedenfalls ursprünglichste Art der Hebung besteht in dem Schöpfen, wobei die in Gefäßen oder Behältern enthaltene Flüssigkeit mit diesen Behältern gehoben wird, sei es direct mit der Hand oder mittelst besonderer durch Elementarkräfte bewegter Maschinen. Diese Art der Bewegung, zu deren Ausführung verschiedene Schöpfmaschinen ersonnen sind, die großentheils schon den Alten bekannt waren, wurde früher fast ausschließlich angewandt.

Nur für sehr geringe Höhen bediente man sich ebenfalls seit längerer Zeit des Mittels, das Wasser empor zu werfen, indem man hierzu Handschaufeln oder sogenannte Wurfräder anwandte. Die hier gedachten Arten der Wasserhebung durch Schöpfen und Werfen finden besonders beim Trockenlegen von Baugruben oder Niederungen, sowie beim Bewässern von Ländereien und zum Herbeischaffen von Wasser für landwirthschaftliche oder bauliche Zwecke Anwendung.

Da diese Mittel die Erhebung des Wassers nur auf mäßige Hubhöhen gestatteten, so wandte man später, als das Bedürfniß sich einstellte, größere Höhen zu überwinden, eine andere Methode der Hebung an, darin bestehend, daß man das Wasser in einem dichtschließenden Behälter einem Drucke aussetzte, genügend groß, um einer Wassersäule das Gleichgewicht zu halten, deren Höhe die Förderhöhe übertrifft. In Folge hiervon wird das Wasser in einem von dem Behälter ausgehenden Steigrohre emporgetrieben und gelangt durch dessen obere Mündung zum Ausflusse. Hierauf beruhen alle die verschiedenen mit dem Namen Pumpen bezeichneten Wasserhebungsmaschinen, deren Wirkung nur in der Art und Weise verschieden ist, wie der besagte Druck auf das Wasser ausgeübt wird. Bei den gewöhnlichen Kolbenpumpen, welche die weitaus verbreitetsten Wasserhebungsmaschinen sind, wird der Druck auf das Wasser durch einen in einem cylindrischen Rohre dichtschließenden Kolben bewirkt, auf welchen von außen in der Axenrichtung eine genügend große Kraft ausgeübt wird, um eine Verschiebung des Kolbens und dadurch die besagte Hebung des Wassers zu erzielen. Hierher gehören auch die sogenannten rotirenden Pumpen, bei denen in einem nach der Form eines Umdrehungskörpers gebildeten Gehäuse eine mit der Axe verbundene Scheidewand als Kolben figurirt, ebenso wie auch die mannigfaltigen, wohl als Kapselräderwerke bekannten Einrichtungen, indem alle diese Constructionen darauf beruhen, durch die Bewegung eines oder mehrerer fester Körper die Vergrößerung bezw. Verkleinerung eines dem Wasser dargebotenen Raumes zu bewirken, und dadurch diesen Raum abwechselnd mit Wasser zu füllen und davon zu entleeren.

Nur in seltenen Fällen hat man den directen Druck von gepreßter Luft oder von Dampf auf die Oberfläche der Flüssigkeit zu deren Erhebung benutzt. Comprimirte Luft wurde z. B. bei der nur historisch merkwürdigen Höll'schen Wasserhebungsmaschine angewandt; den directen Druck des Dampfes, dessen Benutzung bekanntlich schon von Papin versucht wurde, hat man mehrfach in Zuckerfabriken zum Emportreiben des Zuckersaftes in Anwendung gebracht, und in neuerer Zeit hat diese Anwendung zur Construction einer unter dem Namen Pulsometer bekannt gewordenen Wasserhebevorrichtung geführt. Im Allgemeinen ist die Anwendung des directen Druckes von Dampf oder comprimirter Luft zur Hebung des Wassers eine beschränkte.

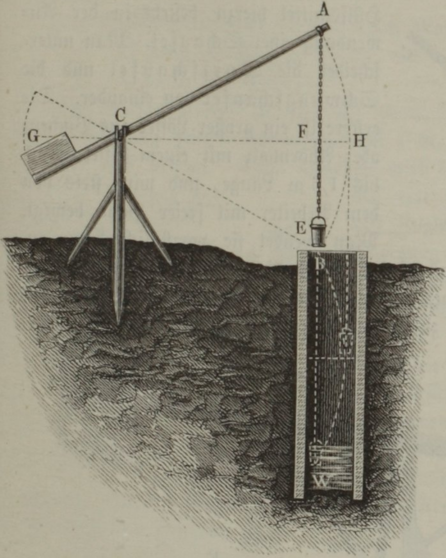
Andererseits hat man in neuerer Zeit vielfach den erforderlichen Druck, welcher zum Emportreiben des Wassers dient, durch die lebendige Kraft des Wassers selbst erzeugt, welchem letzteren man zu dem Zwecke die dazu nöthige Geschwindigkeit ertheilt. Die hierhin gehörigen Vorrichtungen unterscheiden sich im Wesen durch die Art und Weise von einander, in welcher dem Wasser die betreffende lebendige Kraft ertheilt wird. Dies geschieht entweder durch ein schnell rotirendes Schaufelrad bei den Centrifugalpumpen, oder durch einen Dampfstrahl bei dem Giffard'schen Injecteur, oder durch einen Strahl ausströmenden Wassers bei der Thomson'schen Pumpe und einigen verwandten Einrichtungen.

Unter dem Drucke, welcher, auf das in dem Pumpengehäuse enthaltene Wasser wirkend, das letztere emportreibt, ist natürlich der sogenannte Ueberdruck oder Ueberschuß dieses Druckes über den atmosphärischen Luftdruck zu verstehen, welcher letztere durch die freie Ausflußmündung auf das Wasser drückt, denn nur durch diesen Drucküberschuß ist eine Erhebung des Wassers möglich. Man kann einen solchen, die Bewegung des Wassers veranlassenden Druckunterschied auch dadurch herbeiführen, daß man in dem Pumpengehäuse den daselbst von vornherein vorhandenen atmosphärischen Druck durch eins der vorgedachten Mittel ganz oder theilweise aufhebt, dann wird der äußere Atmosphärendruck auf die freie Oberfläche des zu hebenden Wassers ebenfalls ein Emporsteigen des letzteren bis zu einer Höhe veranlassen, welche der gedachten Druckdifferenz entspricht, also im Maximum gleich der Wasserbarometerhöhe (10,336 m) sein kann. Diese unter dem Namen des Saugens bekannte Wirkungsart kommt bei den Pumpen fast immer, dagegen bei den zuerst erwähnten Schöpf- und Hebewerken niemals vor, weshalb man zuweilen auch wohl das Vorhandensein der Saugwirkung, oder doch die Möglichkeit einer solchen als das charakteristische Merkmal der Pumpen ansieht. Selbstverständlich giebt es aber auch Pumpen, welche eine saugende Wirkung nicht ausüben.

§. 118. **Schöpfen des Wassers.** Das einfachste Mittel zum Wasserschöpfen besteht in der Anwendung des sogenannten Handeimers von circa 10 Liter Inhalt. Man hebt mittelst desselben durch einen Mann das Wasser nur 1 bis 1,2 m hoch; um es höher zu heben, sind zwei oder mehrere Arbeiter nöthig, welche über einander stehen und den Eimer einander zulangen. Man rechnet, daß ein Mann pro Minute mit dem Eimer 15 Mal Wasser schöpfen und denselben jedes Mal 1 m hoch heben könne. Dies giebt dann eine Arbeit pro Minute von 150 mkg, und für eine wirkliche tägliche Arbeitszeit von sechs Stunden das tägliche Arbeitsquantum eines Mannes zu nur $6 . 60 . 150 = 54\,000$ mkg, d. i. gleich der Arbeit einer Pferdekraft während 12 Minuten.

Um das Wasser durch einen Arbeiter allein höher zu heben, versieht man am einfachsten den Eimer mit einem etwa 2 m langen Stiele, welcher dann als Hebel wirkt. Hierbei muß man natürlich kleinere Eimer anwenden, oder wenigstens dieselben nicht ganz füllen. Die tägliche Leistung beim Wasserschöpfen mit Hülfe der gestielten Eimer ist nicht ansehnlich größer als die mittelst der einfachen Eimer. Die Anwendung derselben ist besonders dann zweckmäßig, wenn der Abeiter nicht unter, sondern über der Oberfläche des Wassers steht, aus welchem das Schöpfen erfolgt, weil sich hier der Arbeiter mit dem einfachen Eimer zu sehr bücken und folglich einen Theil seines Körpers mitheben müßte.

Fig. 549.




Wenn es darauf ankommt, das Wasser auf größere Höhen von 4 bis 6 m, z. B. aus Brunnen emporzuheben, so hängt man den Eimer an einen sogenannten Schwengel oder Hebel $ACG$ mit Gegengewicht, wie Fig. 549 vor Augen führt. Wenn man durch das Gegengewicht $G$ den Schwengel bei der halben Füllung des Eimers äquilibrirt, so erfordert das Herausziehen des gänzlich gefüllten Eimers dieselbe Kraft, wie das Niederziehen des leeren Kübels. Die Sehne $AB$ des von dem Aufhängepunkte $A$ des Eimers $E$ beschriebenen Bogens muß mindestens der Brunnentiefe gleich sein, damit der Eimer hinreichend tief in das Wasser $W$ eintauchen könne; auch muß die Weite des Brunnens um die Weite des Eimers größer sein als die Bogenhöhe $FH$, damit sich der Eimer nicht an die Seitenmauer des Brunnens anlege.

Um mittelst Eimer oder Zober Wasser aus noch größeren Tiefen zu ziehen, bedient man sich entweder einer einfachen Leitrolle oder einer Radwelle, z. B. eines gewöhnlichen Haspels oder Göpels, indem man an jedes Ende des um die Rolle oder Welle liegenden Seiles einen solchen Eimer oder Zober hängt. Da dann das eine Gefäß niedersinkt, während das andere gehoben wird, so ist die erforderliche Zugkraft nur gleich dem Gewichte des Wassers in dem aufsteigenden Zober.

Beim Bergbau kommt auch das Wasserfördern in Tonnen mittelst der Göpel vor. Diese Tonnen erhalten am besten ein Ventil im Boden, welches sich beim Eintauchen derselben in den Sumpf nach innen öffnet, wobei sich dieselben mit Wasser anfüllen, ohne sich umzulegen. Das Entleeren der gefüllten Tonne erfolgt entweder auf die bekannte Weise durch Stürzen der Tonne oder durch Aufziehen des Ventils. Ein unter die Ausflußmündung gebrachtes Gerinne leitet dann das Wasser von der Schachtmündung weg weiter ab.

§. 119. **Werfen des Wassers.** Das Wasser läßt sich auch wie jeder andere schwere Körper durch Werfen oder Schleudern fortschaffen und auf eine mäßige Höhe heben. Das einfachste Hülfsmittel hierzu besteht in der Anwendung einer Schaufel. Man unterscheidet die Wurfschaufel und die Schwungschaufel von einander. Die erstere ist ein großer Löffel aus Buchen- oder Ahornholz mit einem Stiel von 1 bis 1,5 m Länge, und wird stets von dem Arbeiter mit freier Hand bewegt. Man wendet sie vorzüglich dann an, wenn es darauf ankommt, das Wasser vollständig aus einem Raume, z. B. aus einem Boote, zu entfernen. Die Schwungschaufel *AB*, Fig. 550, ist aus Brettchen oder Blech zusammengesetzt, hat einen langen Stiel *BC*

Fig. 550.

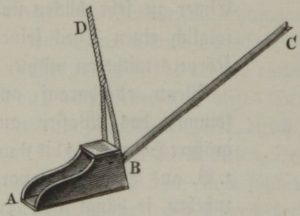
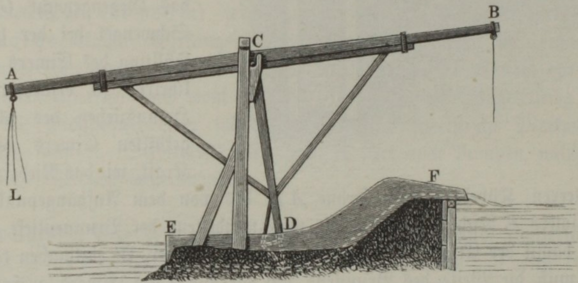



Fig. 551.




von 3 bis 4 m, und wird mittelst eines Seiles *D* an einem Bocke aufgehangen. Die Länge der eigentlichen Schaufel ist 0,5 bis 0,6 m, die Breite 0,3 m und die Tiefe 0,2 m. Indem der Arbeiter diese Schaufel mittelst ihres Stieles vor sich hinstößt, schöpft er circa 15 Liter Wasser ein und wirft dabei dasselbe etwa 1 m hoch und 2 m weit fort. Sehr gewöhnlich stellt man hier dem ersteren Arbeiter gegenüber noch zwei andere Arbeiter an, welche die Schaufel mittelst Seilen bei jedem Schwunge nach sich ziehen. Die Leistung eines Arbeiters mittelst einer Wurfschaufel ist nicht ansehnlich größer als die beim Schöpfen mittelst eines Eimers. Drei Arbeiter geben in der Minute der Schwungschaufel 28 Stöße, wobei sie jedes Mal 25 Liter Wasser circa 1,1 m hoch werfen. Hiernach ist die Arbeit derselben pro Minute $= 25 . 28 . 1,1 = 770$ mkg, also ihre tägliche Leistung, bei sechs Stunden wirklicher Arbeitszeit:

$$770 . 60 . 6 = 277\,200 \text{ mkg},$$

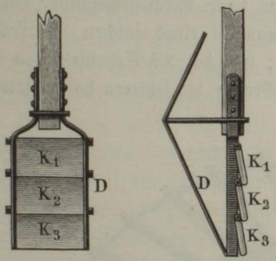
so daß für jeden Arbeiter allein dieselbe zu 92 400 mkg angenommen werden kann.

Das Wasserwerfen läßt sich auch durch Maschinen bewirken, und zwar

1) durch die Wasserwippe, und
2) durch Wurfräder.

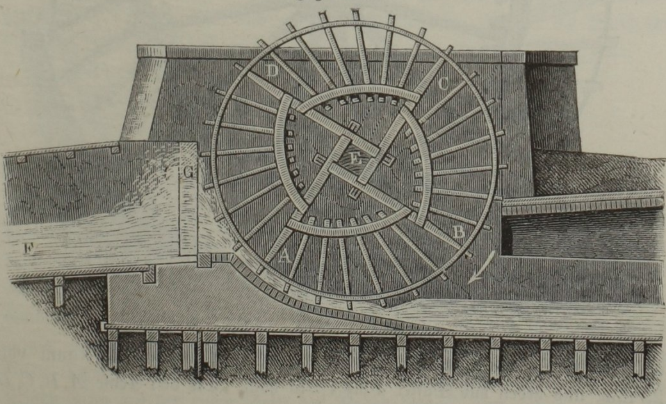
Die Wasserwippe ist eine mit einem Schwengel $ACB$, Fig. 551, in Verbindung gesetzte Schwungschaufel $CD$, welche sich in einem Kropfgerinne $EF$ bewegt. Diese Maschine wird von vier bis sechs Arbeitern wie eine gewöhnliche Zugramme mittelst Zugleinen $L$ in eine schwingende Bewegung gesetzt, wobei sie in der Minute 10 bis 12 Spiele macht, und 2,2 bis 2,6 cbm Wasser 1,2 m hoch emporschleudert. Damit die Schaufel $D$ mit Leichtigkeit in das Unterwasser zurückgehe, versieht man dieselbe mit nach oben sich öffnenden Klappen $K_1, K_2, K_3$, Fig. 552, von 0,5 m Länge und je 0,2 m Breite, und umgiebt sie mit einem eisernen Rahmen, welcher an dem Ende des Armes $CD$ befestigt ist und als Axenlager der Klappen dient.

Fig. 552.




**Wurfräder.** Die Wurfräder sind der Form nach gewöhnliche Schaufelräder im Kropfgerinne (s. II, Wasserräder); sie werden aber in entgegen- §. 120.

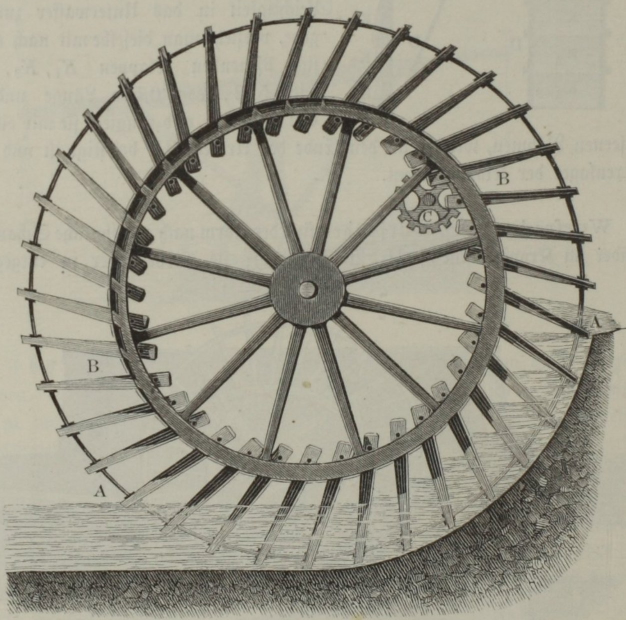
Fig. 553.



gesetzter Richtung umgedreht, so daß ihre Schaufeln im Kropfe emporsteigen, und hierbei Wasser mit sich emporführen. Damit bei diesem Emporführen durch den Spielraum zwischen den Radschaufeln und dem Kropfe verhältnißmäßig so wenig wie möglich Wasser zurückfließe, muß man diesen Rädern eine große Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so daß sie das Wasser mehr emporschleudern als emporheben. Besteht die Umtriebsmaschine in einem Wasserrade, so giebt man deshalb demselben eine besondere Welle, und überträgt erst mittelst eines größeren Treib- und eines kleineren Getriebrades die Umdrehungsbewegung dieses Rades auf das Wurfrad.

In Holland benutzt man die Wurfräder sehr gewöhnlich zum Entwässern von tiefliegenden Niederungen, und läßt sie dann durch gewöhnliche Windräder in Umdrehung setzen. Die Seitenansicht eines solchen Wurfrades zeigt Fig. 553. Dieses Rad ist 5 m hoch, und hat 28 Schaufeln von 0,3 bis 0,5 m Länge und 0,15 bis 0,24 m Breite; die letzteren haben sowohl

Fig. 554.




am Boden als auch an den Seiten des Kropfes einen Spielraum von 25 mm, und heben das Wasser 1 bis 1,2 m hoch. Die vier Arme *A*, *B*, *C*, *D* des Rades umfassen die vierseitige Welle $E$ und bilden mit ihren äußeren Enden zugleich vier Schaufeln; sie sind nicht allein in einander verzapft, sondern auch noch durch doppelte Riegel und doppelte Reifen mit einander verbunden, welche zur Befestigung der übrigen Schaufeln dienen. Auf der Welle dieses Rades sitzt ein größeres und auf dem Königsbaum der Windmühle (s. II), ein kleineres conisches Rad, welches in das erstere eingreift und bewirkt, daß das Wurfrad nur halb so viel Umdrehungen macht als das Windrad. Der Canal $F$, in welchem das gehobene Wasser fortgeleitet wird, ist mit einem Thore $G$ versehen, welches durch das gegen dasselbe geschleuderte Wasser offen gehalten wird, sich aber von selbst verschließt, wenn der Wind die Maschine gar nicht oder nur sehr langsam umdreht.

Ein anderes Wurfrad, welches Wasser aus der Seine in das den Hafen zu St. Ouen bei Paris bildende Bassin hebt, ist in Fig. 554 in $^1/_{125}$ der natürlichen Größe abgebildet. Dasselbe wird durch eine Dampfmaschine in Bewegung gesetzt und hebt pro Secunde circa 1 cbm Wasser in einem steinernen Kropfe 4 m hoch. Zu diesem Zwecke ist auf die Schwungradwelle dieser Maschine ein kleines Treibrad $C$ auf- und an den Radreifen $BB$ ein großes innen verzahntes Getriebrad angesetzt, in welches das erstere eingreift und wodurch bewirkt wird, daß das Wurfrad $A$ in der Minute drei Mal umläuft, während die Dampfmaschine 18 Umdrehungen macht. Eine kreisrunde Schütze, welche das Rad auf der Seite des Unterwassers umgiebt, und mittelst eines gezahnten Bogens u. s. w. gehoben und gesenkt werden kann, dient dazu, die Größe der zu hebenden Wassermenge dem Bedürfniß entsprechend zu reguliren.

**Schöpfräder.** Die Schöpfräder sind von den Wurfrädern dadurch verschieden, daß sie das Wasser in Gefäßen oder Zellen, die Wurfräder hingegen dasselbe mittelst einfacher Schaufeln emporheben. Man hat: §. 121.

1) Schöpfräder mit beweglichen Eimern,
2) Schöpfräder mit festen Eimern,
3) Schöpfräder mit Zellen, und
4) Schöpfräder mit Spiralgängen.

Ein einfaches Schöpfrad mit drehbaren Eimern, welches schon Belidor beschreibt, ist in Fig. 555 (a. f. S.) abgebildet. Die Eimer, wie $E$, $E_1$, hängen hier an runden Bolzen, wie $A$, welche entweder in der Stirnfläche eines oder zwischen den Stirnflächen zweier Radkränze festsitzen. Auf der Welle $C$ dieses Rades ist in der Regel noch das Wasserrad angebracht, wodurch die Umdrehung des Ganzen bewirkt wird. Während dieser Umdrehung tauchen immer einige Eimer des Schöpfrades in das Unterwasser $HR$, und nehmen einen Theil desselben in sich auf. Diese mit Wasser angefüllten Eimer steigen dann auf der einen Seite des Rades empor, und entleeren sich oben in einen Trog *T*, indem sie mittelst eines an ihrer Seite angebrachten Bügels oder Daumens *B* an den Rand dieses Troges anstreifen.

Die Schöpfräder mit festen Eimern oder Kästen sind mannigfaltiger.

In Fig. 556 ist das sogenannte chinesische Schöpfrad abgebildet. Es wird hier das Wasser in Eimern oder Büchsen *E, E* (in China bestehen dieselben aus Bambusrohr) emporgehoben, welche schräg auf dem Radkranze befestigt sind. Die Bewegung dieses Rades erfolgt durch die Strömung des Wassers *HR*, indem dasselbe auf die Schaufeln *A* schlägt, welche, wie bei einem gewöhnlichen Streberade, mittelst Stielen an den äußeren Umfang des Radkranzes angesetzt sind. Das oben ausgegossene Wasser wird ebenfalls in einem Troge aufgefangen, wobei natürlich ein Theil der Steighöhe wieder verloren geht. Diese Räder werden jetzt auch in Europa nicht selten angewendet. In Tyrol haben dieselben noch die besondere Eigenthümlichkeit, daß sie auf einem Schemel mit Gegengewicht ruhen, wodurch sie, dem jedesmaligen Wasserstande entsprechend, höher oder tiefer gestellt werden können.

Fig. 555.

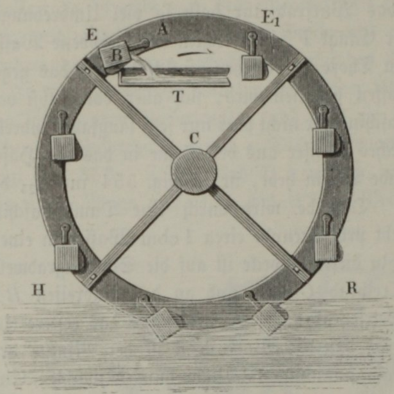
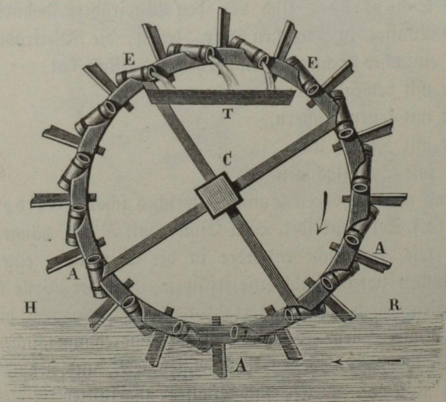
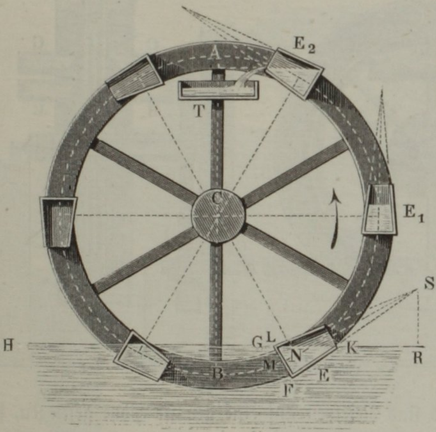



Fig. 556.




Das sogenannte fränkische Schöpfrad, wie es an der Rednitz bei Erlangen angewendet wird, zeigt Fig. 557. Es ist dies ein im freien Strome hängendes Streberad *ACB*, an dessen Kränzen kegelförmige Eimer oder Kübel *E, E..* so befestigt sind, daß ihre Axen den Sehnen der von ihnen bedeckten Ringstücke parallel laufen. Bei der Umdrehung dieses Rades füllen sich diese Eimer, indem sie in

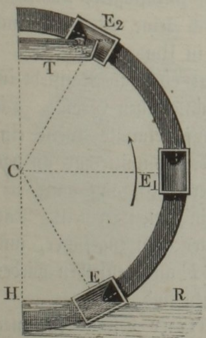
Fig. 557.




das Wasser $HR$ tauchen, zum großen Theil mit Wasser an, welches sie in das Gerinne $T$ nahe unter dem Radscheitel $A$ wieder ausgießen. Damit durch dieses Rad so viel wie möglich Wasser gehoben werde, stellt man dasselbe so tief in das letztere, daß die Neigung der Axe des aus dem Wasser $HR$ (Fig. 557) heraustretenden Eimers $E$ gegen den Horizont gleich der Axenneigung des zum Ausguß gelangenden Eimers $E_2$ ist.

Noch hat man Schöpfräder, durch welche das Wasser in aus Brettern zusammengesetzten Kästen gehoben wird, und zwar entweder mit schrägen Axen, wie Fig. 556, oder mit der Axenstellung wie Fig. 557. Diese Kästen sind dann auch in der Regel von allen Seiten umschlossen und haben nur eine Seitenöffnung zum Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, wie Fig. 558 vor Augen führt, wo, Fig. 557 entsprechend, $E$ einen einschöpfenden, $E_1$ einen steigenden und $E_2$ einen ausgießenden Schöpfkasten bezeichnet.

Fig. 558.




Die (aus Thl. II.) bekannten Zellenräder können ebenfalls als Schöpfräder dienen, wenn sie in umgekehrter Richtung in Umdrehung gesetzt werden. Ein derartiges Schöpfrad, welches von Laurenz und Thomas zur Berieselung für Wiesen bei Soissons *) ausgeführt worden ist, wird durch die Figuren 559 und 560 (a. f. S.)

*) Siehe Bulletin de la société d'encouragement 1848; auch die Zeitschrift „Der Ingenieur", Bd. 2.

in $^{1}/_{120}$ der natürlichen Größe vor Augen geführt. Während dieses Rad umläuft, füllen sich die in das Wasser $A$ eintauchenden Zellen desselben von

Fig. 559.

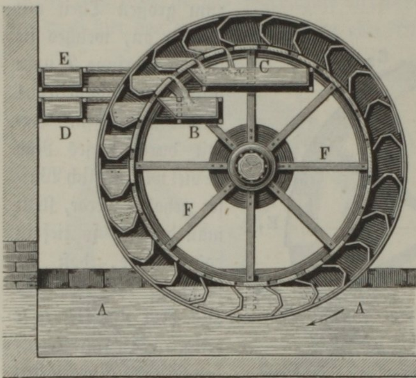
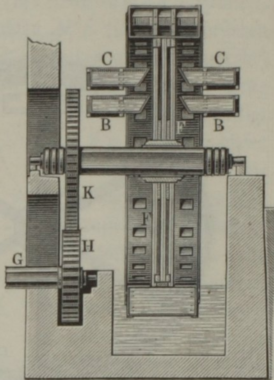



Fig. 560.



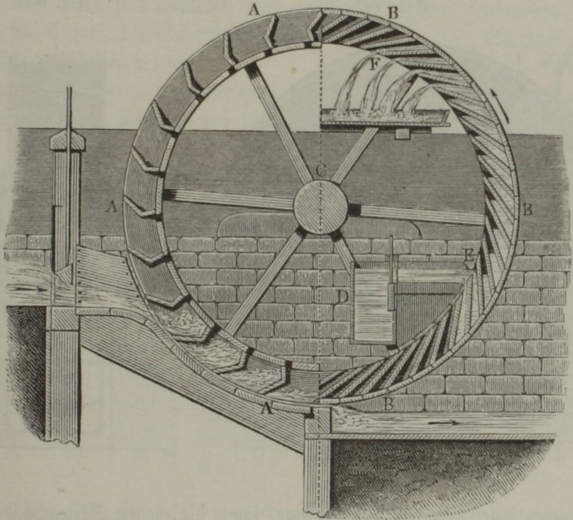

außen mit Wasser an, und sind dieselben auf eine gewisse Höhe gestiegen, so gießen sie das mitgenommene Wasser durch in dem Boden des Rades angebrachte Oeffnungen in die Gerinne $BD$ und $CE$, welche das Rad gabelförmig umgeben. Die drei Armsysteme $F$ und die zwischen denselben liegenden Reifen, wodurch der Radcanal mit der Welle des Rades in eine feste Verbindung gebracht wird, sind nahe an einander gerückt, damit sie sich, ohne an die Gerinnköpfe $BB$ und $CC$, Fig. 560, anzustoßen, umdrehen können. Ein tiefer hängendes Kropfrad setzt durch seine Welle $G$ und mittelst des Zahnradvorgeleges $HK$ das Schöpfrad in Umdrehung.

Figur 561 zeigt den verticalen Längendurchschnitt eines zu Ranstedt im Kreise Nidda befindlichen Schöpfrades in $^{1}/_{40}$ der natürlichen Größe. Die linke Hälfte $AAA$ dieser Abbildung zeigt das auf bekannte Weise eingerichtete Kropfrad, und die rechte Hälfte $BBB$ das unmittelbar an das erstere anstoßende Schöpfrad. Dieses ist am äußeren Umfang ganz verschlossen, und durch einfache schiefstehende Schaufeln in Zellen zertheilt. Das zu hebende Wasser wird dem Rade durch einen Seitencanal zugeführt, und fließt bei $E$ von innen in die Radzellen, sowie bei $F$ aus denselben wieder heraus, nachdem dieselben von $E$ bis $F$ emporgestiegen sind.

Das Trommelrad oder Tympanum nach Vitruv bestand in einer hohlen Trommel $AB$, Fig. 562, mit einer hohlen Welle $C$ und war durch radiale Scheidewände in sectorenförmige Räume getheilt. Jeder dieser Räume hatte eine Mündung $a$ am äußeren Umfang zum Einnehmen des Wassers, und stand auch durch eine Seitenmündung $b$ in der hohlen

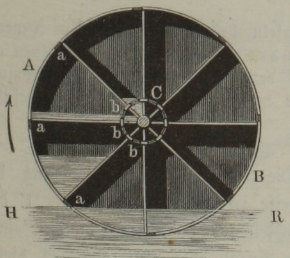
Welle mit dem Inneren der letzteren in Verbindung. Wenn nun das zum Theil ins Wasser getauchte Rad in Umdrehung gesetzt wurde, so nahm

Fig. 561.




jede Abtheilung desselben bis ins Niveau der Radaxe eine kleine Quantität Wasser mit empor und goß dasselbe in die hohle Welle, aus welcher es wieder durch andere Seitenöffnungen in einen Ausgußkasten geleitet wurde.

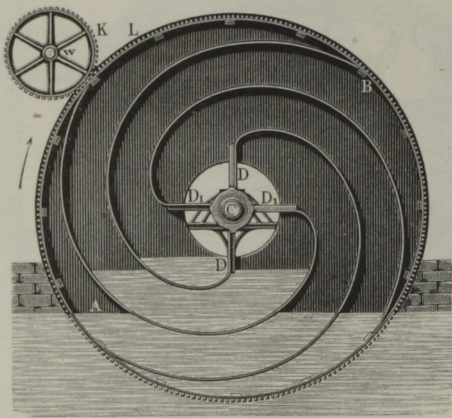
Fig. 562.

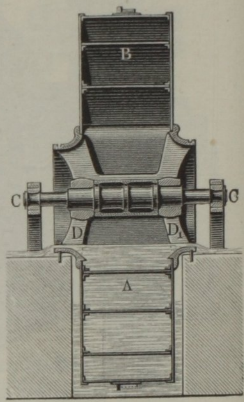



Die **Schneckenräder** sind im Principe von dem Trommelrade nicht verschieden; auch hier wird das Wasser durch Mündungen am äußeren Radumfange eingenommen und der hohlen Welle des Rades zugeführt, nur sind hier die radialen Scheidewände durch Spiralgänge ersetzt. Bei dem Rade von de **Lafaye** sind es spiralförmig gewundene Röhren, welche das Wasser von dem äußeren Umfange nach dem Inneren der Welle führen, wogegen das Rad von **Perronet** mit spiralförmigen Scheidewänden ausgerüstet und an den Seiten mit ebenen Wänden bekleidet ist.

Das in den Figuren 563 und 564 in $^1/_{100}$ der natürlichen Größe abgebildete Schneckenrad $ACB$ von Cavé ist ganz aus Eisen hergestellt, und zwar die Welle $CC$ und die beiden Armgeviere $D_1 D$ aus Gußeisen, die nach der

Fig. 563. Fig. 564.




Kreisevolvente gekrümmten Spiralgänge, sowie die ebenen Seitenwände aus Eisenblech von 3 mm Stärke. Das Rad wird durch die Welle $w$ und mittelst der Zahnräder $K$ und $L$ in langsame Umdrehung gesetzt, wobei das gehobene Wasser zu beiden Seiten durch die Räume zwischen den Armen und den dieselben umgebenden trichterförmigen Reifen ausgetragen wird.

Derartige spiralförmig gewundene Schaufeln bringt man öfter im Inneren der durch Dampf geheizten Trockencylinder der Appretirungsmaschinen an, um das gebildete Condensationswasser aus dem tiefsten Punkte der Trommel in die Höhe der Axe zu heben, von wo es durch den hohlen Zapfen abgeführt werden kann.

§. 122. **Leistung der Schöpfräder.** Die Berechnung der Leistung der Schöpfräder ist einfach auf folgende Weise zu vollziehen. Es sei $V$ das Wasserquantum eines Eimers oder einer Zelle, $n$ die Anzahl dieser Gefäße längs des ganzen Radumfanges, $u$ die Anzahl der Umdrehungen dieses Rades pro Minute, und $h$ die senkrechte Höhe, auf welche das Wasser durch dieses Rad gehoben wird. Dann hat man das gehobene Wasserquantum pro Secunde:

$$1) \; Q = \frac{n\,u\,V}{60},$$

und den nöthigen Arbeitsaufwand pro Secunde:

$$2)\ L = Qh\gamma = \frac{nu}{60}\, Vh\gamma.$$

Beide Formeln sind natürlich auch auf die Wurfräder anwendbar, wenn hier $n$ die Anzahl der Schaufeln und $V$ das von je einer Schaufel emporgeschleuderte Wasser bezeichnet.

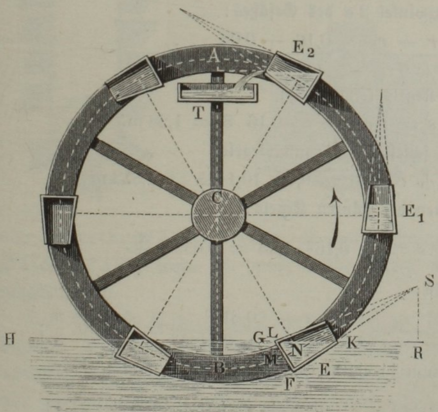
Wegen der Nebenhindernisse muß man natürlich sowohl bei den Wurf- als auch bei den Schöpfrädern die gefundene Arbeit $L$ noch um ein Namhaftes vergrößern.

Da das durch ein Schöpfrad gehobene Wasser bei seinem Ausgusse die Geschwindigkeit $v$ mit dem Rade gemeinschaftlich hat, so nimmt die Trägheit desselben überdies noch die Arbeit $\frac{v^2}{2g} Q\gamma$ in Anspruch, und damit das Wasser ungehindert ausgegossen werden könne, muß es auch noch auf eine Höhe $h_1$ über das Niveau des Oberwassers gehoben werden, so daß hiernach noch die Arbeit $Qh_1\gamma$ verrichtet werden muß. Mit Berücksichtigung dieser beiden Arbeitsverluste ist folglich die ganze auf die Umdrehung eines Schöpfrades zu verwendende mechanische Arbeit:

$$3)\ L = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) Q\gamma = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) \frac{nu}{60}\, V\gamma.$$

Um nach dieser Formel den nöthigen Arbeitsaufwand eines Schöpfrades berechnen zu können, ist nöthig, daß man vorher eine Bestimmung des Wasservolumens in einem Eimer oder Schöpfgefäße vornehme. Dies wird in jedem Falle aus der Zeichnung oder durch Rechnung geschehen können. Es ist z. B. bei einem Schöpfrade mit kegelförmigen Eimern, Fig. 565, dieses Wasservolumen die Differenz zwischen einem Kegel $FGS$ mit kreisförmiger Basis $FG$ und einem Kegel $KLS$ mit elliptischer Basis. Ist $s$ die Höhe $SM$ und $\alpha$ der halbe Convergenzwinkel $FSM = GSM$ des einen Kegels, so hat man dessen Volumen:

Fig. 565.




$$V_1 = \tfrac{1}{3}\pi s^3 \, tang^2 \alpha,$$

und schneidet die Basis $KL$ des zweiten Kegels die

Axe $SM$ desselben unter dem Winkel $SNK = \beta$ im Abstande $SN = s_1$ von der Spitze $S$, so hat man die große Axe dieser Basis:

$$2a = KL = KN + NL = \frac{s_1 \sin \alpha}{\sin(\beta + \alpha)} + \frac{s_1 \sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)}$$
$$= \frac{s_1 \sin 2\alpha \sin \beta}{\sin(\beta + \alpha)\sin(\beta - \alpha)},$$

dagegen die kleine Axe derselben:

$$2b = 2 s_1 \tan g \alpha,$$

und da noch die Höhe dieses Kegels $SR = s_1 \sin \beta$ ist, das Volumen desselben:

$$V_2 = \pi a b \frac{s_1 \sin \beta}{3} = \frac{\pi}{3} s_1^3 \frac{\sin^2 \alpha \sin^2 \beta}{\sin(\beta + \alpha)\sin(\beta - \alpha)} = \frac{1/3\, \pi s_1^3}{\cot g^2 \alpha - \cot g^2 \beta}.$$

Hiernach bestimmt sich das Wasservolumen eines Eimers:

$$V = V_1 - V_2.$$

Bei dem Schneckenrade, oder dem Schöpfrade mit Spiralwänden ist der verticale Längenschnitt des Wasserkörpers in einer Abtheilung ein Segment, und es läßt sich daher annähernd das Volumen desselben:

$$V = 2/3\, a b l$$

setzen, wenn $a, b$ und $l$ die Höhe, Breite und Länge dieses Wasserkörpers bezeichnen.

Beispiel. Ein Schöpfrad habe 12 conische Eimer von folgenden Dimensionen: Halbmesser der unteren Grundfläche: $r = 0{,}16$ m, Halbmesser der oberen Grundfläche: $r_1 = 0{,}08$ m, Höhe des Gefäßes: $a = 0{,}64$ m und es sei die Neigung der Axe dieser Gefäße beim Austritt aus dem Unterwasser: $\beta = 25$ Grad. Wie viel liefert dieses Schöpfrad Wasser pro Minute, und wie viel erfordert dasselbe zu seiner Bewegung mechanische Arbeit, wenn die Anzahl der Umdrehungen dieses Rades pro Minute $u = 5$ ist und die Höhe, auf welche es das Wasser hebt, 4 m beträgt?

Es ist für den Convergenzwinkel $2\alpha$ des Gefäßes:

$$\tan g \alpha = \frac{r - r_1}{a} = \frac{0{,}16 - 0{,}08}{0{,}64} = 1/8,$$

ferner die Höhe des ganzen Kegels (Fig. 565):

$$MS = s = r \cot g \alpha = 0{,}16 \,.\, 8 = 1{,}28 \text{ m}.$$

und die Axenlänge $NS$ des schiefen Ergänzungskegels:

$$s_1 = r_1 (\cot g \alpha + \cot g \beta) = 0{,}08 \,.\, 10{,}1445 = 0{,}812 \text{ m},$$

folglich hat man das Volumen des ganzen Kegels:

$$V_1 = 1/3\, \pi r^2 s = \frac{\pi}{3} 0{,}16^2 \,.\, 1{,}28 = 0{,}0328 \frac{\pi}{3}.$$

Das des Ergänzungskegels ist:

$$V_2 = \frac{\pi}{3} \frac{s_1^3}{\cot g^2 \alpha - \cot g^2 \beta} = \frac{\pi}{3} \frac{0{,}812^3}{8^2 - 2{,}1445^2} = 0{,}0090 \frac{\pi}{3};$$

daher folgt das Wasserquantum in einem Eimer:

$$V = V_1 - V_2 = (0{,}0328 - 0{,}0090) \frac{\pi}{3} = 0{,}0249 \text{ cbm} = 24{,}9 \text{ l}.$$

Das gehobene Wasserquantum pro Minute ist:

$$n u V = 12.5\, V = 60\, V = 1{,}494 \text{ cbm}$$

und die erforderliche Arbeit pro Secunde:

$$L = \frac{n u}{60}\, V \gamma . 4 = 24{,}9 . 4 = 99{,}6 \text{ mkg}$$

oder mit Berücksichtigung der Zapfenreibung etwa $1^1/_2$ Pferdekraft.

**Paternosterwerke.** Anstatt die Schöpfeimer an ein umlaufendes Rad zu befestigen, verbindet man dieselben auch wohl mit einer Kette ohne Ende. Wird diese Kette mit dem unteren Ende in das Wasser eingetaucht, und durch Umdrehung des oberen Rades, um welches dieselbe gelegt ist, in Bewegung gesetzt, so schöpfen die an ihr sitzenden Eimer Wasser, führen dasselbe mit sich empor und gießen es am oberen Ende der Maschine in ein untergesetztes Gefäß aus. Man kann auch statt der Eimer oder Kästen einfache Schaufeln, Kolben oder Scheiben u. s. w. anwenden, welche man in einem Lutten oder einer Röhre emporsteigen läßt. Diese Maschinen heißen im Allgemeinen Paternosterwerke, und zwar insbesondere Eimer- oder Kastenkünste, wenn das Wasser in Eimern oder Kästen, Schaufel- §. 123.

Fig. 566.

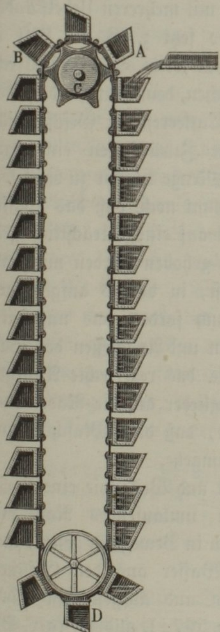
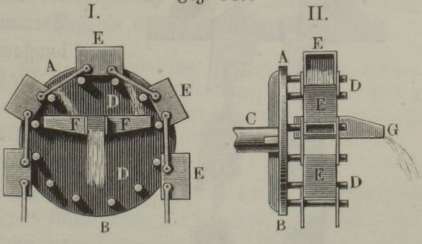



Fig. 567.




oder Scheibenkünste, wenn es durch Schaufeln oder Scheiben, und Püschelkünste, wenn es durch ausgepolsterte Kugeln oder Kissen emporgehoben wird.

Die einfachste Eimerkunst oder sogenannte Noria ist schon aus Thl. II. bekannt. Dort wurde sie als eine Umtriebsmaschine dargestellt, indem man annahm, daß diese Maschine $ABD$, Fig. 566, durch oben zufließendes und auf der einen Seite in den Eimern niedersinkendes Wasser in Umdrehung gesetzt wird; wenn man aber dem oberen Rade durch eine andere Kraft die entgegengesetzte Umdrehung giebt und die Maschine so tief ins Wasser taucht, daß sich die unter dem unteren Rade weglaufenden Eimer $D$ mit Wasser füllen können, so wird das letztere bei dem Aufsteigen der Eimer mitgenommen und gelangt oben zum Ausgusse, indem die Eimer über dem oberen Rade $C$ weglaufen. Obgleich diese Art der Wasserhebung sehr vollkommen zu sein scheint, so hat man doch auch bei ihrer Anwendung mit mehreren Uebelständen zu kämpfen. So setzt z. B. die Luft in den Gefäßen, zumal wenn dieselben senkrecht ins Wasser eintauchen, dem Eintritte desselben leicht Hindernisse entgegen, und es ist auch das Entleeren der Gefäße nicht leicht ohne Zurückfallen einer ansehnlichen Menge Wasser zu bewirken. Hierzu kommt noch, daß das Wasser zum Theil auf eine beträchtlich größere Höhe gehoben werden muß, als diejenige ist, in der es aufgefangen wird. Auch fordert das ungestörte Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, sowie das regelrechte Auflegen der Kettenglieder auf die Räder oder Trommeln, daß diese Maschine nur langsam umgehe.

Fig. 568.

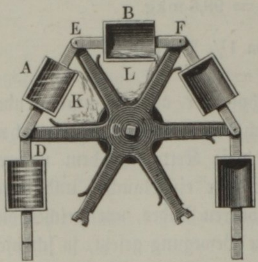
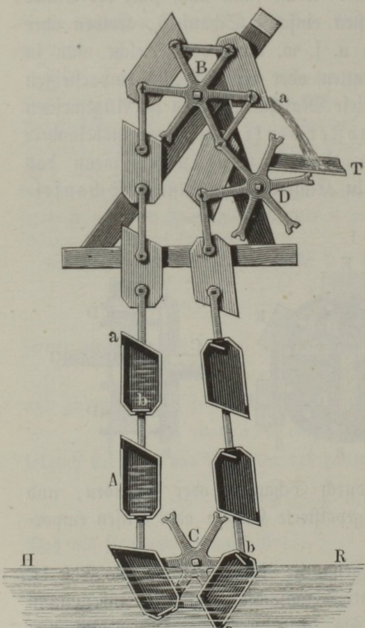



Fig. 569.




Die Art und Weise wie eine Noria durch ein umlaufendes Rad mit Triebstöcken in Bewegung gesetzt, und wie das Wasser aus den Gefäßen ausgegossen und aufgefangen wird, ist aus Fig. 567, I. und II. (a. v. S.) zu ersehen, wo $AB$ das mit der Axe $C$ umlaufende Rad, $D$ die aus der Stirnfläche desselben hervorstehenden Triebstöcke, $E$ die kastenförmigen Gefäße und $F$ den Trog zum Auffangen des Wassers, sowie $G$ das Gerinne zum Ableiten desselben vorstellen.

Um das Wasser bei seinem Ausgießen aufzufangen, stellt man auch wohl durch zwischen je zwei Triebstöcke oder Radarme eingesetzte und mit dem Rade fest verbundene Bleche Gerinne her, welche das Wasser seitwärts in einen Trog leiten. Das obere Ende einer solchen Schöpfmaschine führt Fig. 568 vor Augen. Diese Maschine besteht aus zwei Ketten, welche die Gefäße $A$, $B$ u. s. w. zwischen sich fassen, und sich mittelst ihrer Bolzen auf die gegabelten Enden der Radarme $D, E, F \ldots$ stützen. Die Räume $K, L$ u. s. w. zwischen den beiden Rädern der oberen Welle und zwischen je zwei Armen eines und desselben Rades sind durch Blechwände begrenzt, und dienen zur Aufnahme und zur Weiterführung des ausgegossenen Wassers.

Eine andere Noria, welche in Frankreich häufig angewendet und zuerst von Gateau construirt worden ist, zeigt Fig. 569. Dieselbe besteht aus Blecheimern wie $A$ u. s. w. von 0,3 m Höhe, 0,15 m Breite und 0,24 m Länge, welche oben neben dem schrägen Boden eine größere Seitenöffnung $a$ zum Einschöpfen und Ausgießen des Wassers, und unten ein kleines durch ein Klappventil bedecktes Loch $b$ zum Ein- und Abführen der Luft enthalten. Beim Aufsteigen der Gefäße sind natürlich die Ventile geschlossen, und wenn die Gefäße oben über das Rad weglaufen, so öffnen sich die Ventile durch ihr eigenes Gewicht, und lassen die zum Abfließen des Wassers nöthige Luft in die Gefäße. Wenn die letzteren in das Unterwasser $HR$ tauchen, so strömt die durch das eindringende Wasser verdrängte Luft durch die Ventilöffnungen wieder ab. Um das gehobene Wasser mittelst des Troges gut auffangen zu können, ist unterhalb des oberen Rades $B$ ein zweites Rad $D$ angebracht, welches die niedergehende Kette so weit zurückdrängt, daß die Rinne nahe unter das ausgießende Gefäß gerückt werden kann.

Anmerkung. In welcher Weise die Eimerketten zum Heben von lockeren körnerartigen Stoffen bei den Elevatoren der Mahlmühlen, sowie zum Heben von Sand, Schlamm u. s. w. bei den Baggermaschinen zur Verwendung kommen, wurde bereits im ersten Capitel näher besprochen.

**Schaufelwerke.** Die Schaufelwerke werden, da sie transportabel sind, und auch bei unreinem Hubwasser noch gut arbeiten, nicht selten angewendet, um das Grundwasser aus mäßigen Tiefen von 2 bis 3 m emporzuheben. Sie bestehen in der Hauptsache aus einer doppelten Kette ohne Ende, mit rectangulären Holzschaufeln von 20 bis 40 mm Dicke, 0,3 bis 0,4 m Länge und 0,15 bis 0,20 m Höhe, welche rechtwinkelig auf den Kettengliedern und zwar mitten zwischen den Gelenken derselben befestigt sind. Die Länge der Kettenglieder, und folglich auch der Abstand je zweier Schaufeln von einander, ist ebenfalls 0,15 bis 0,20 m, und die Getriebe oder Kettenräder, über welche die Doppelkette läuft, haben meist sechs Trieb- §. 124.

stöcke, zuweilen aber auch acht oder mehr radial stehende Zinken, worauf die Gelenke der Kettenglieder zu liegen kommen. Die emporsteigende Schaufelkette zieht sich durch einen parallelepipedischen Lutten, die sogenannte Steigrinne, und hat darin am oberen Rande und an den Seiten der Schaufeln einen Spielraum von 8 bis 12 mm; die niedergehende Schaufelkette stützt sich entweder auf ein bloßes Laufbrett oder auf eine oben offene Laufrinne. Die Länge dieser Rinne beträgt bis zu 10 m und ihre Neigung gegen den Horizont 10 bis 30 Grad. Die Bewegung dieser Maschine geht von der Welle des oberen Kettenrades aus und wird meistens mittelst Kurbeln durch Menschenhände hervorgebracht. Will man die Maschine durch Pferde mittelst eines Göpels in Bewegung setzen, so versieht man die stehende Welle des letzteren mit einem gezahnten Rade, und die Welle des oberen Kettenrades mit einem gezahnten Getriebe, und läßt diese Räder in einander eingreifen. Ganz auf ähnliche Weise trifft man auch die Anordnung, wenn das Schaufelwerk entweder durch ein Wasserrad oder durch ein Windrad in Umdrehung gesetzt wird.

Die Einrichtung eines gewöhnlichen Schaufelwerkes ist aus Fig. 570, und zwar zum Theil in der äußeren Längenansicht und zum Theil im Längendurchschnitt zu ersehen. Es ist $A$ die aufsteigende und $B$ die niedergehende Schaufelkette, sowie $C$ das obere nur mit vier Triebstöcken ausgerüstete und mittelst der Kurbel $D$ in Umdrehung zu setzende Getriebe. Ferner sieht man in $EE$ die Steig- und in $FF$ die Laufrinne, sowie in $G$ die Ableitungsrinne, und in $EF$ die Zwingen, durch welche die beiden ersteren Rinnen mit einander verbunden sind. Um der Maschine die der Steighöhe des Wassers entsprechende Neigung geben zu können, hängt man die am unteren Ende angebrachte Zwinge $HK$, welche die Lager der unteren Kettenrolle aufnimmt, vermittelst eines Seiles oder einer Kette an den mit Sperrrad versehenen Haspel $M$. Auch ordnet man, um die Schaufelkette gehörig anspannen zu können, die Lager der oberen Kettenrolle auf einem verschieblichen Schlittenstücke $NN$ an, welches mit der sogenannten Scheere $S$, d. h. dem Kopfe der Steigrinne $E$ durch eine Zahnstange und eine Sperrklinke verbunden ist.

Derartige Schaufelwerke hat man auch zum Baggern beim Vorhandensein eines schlammigen, breiartigen Schlickbodens zur Anwendung gebracht, in welchem Falle sie wohl den Namen der Moddermühlen führen. Eine sehr schöne Dampfbaggermaschine dieser Art, welche von der Maschinenfabrik Waltjen in Bremen für den Geestemünder Hafen gebaut ist, findet sich veröffentlicht in Wiebe's Skizzenbuch f. d. Ing. u. Maschinenbauer, Heft 32 und 33.

Bei der Scheibenkunst, Fig 571, trägt die Kette statt der Schaufeln kreisrunde Scheiben oder Kolben, und es steigt dieselbe in einer vertical stehenden cylindrischen Röhre, der sogenannten Steigröhre, $AB$ empor.

Fig. 570.

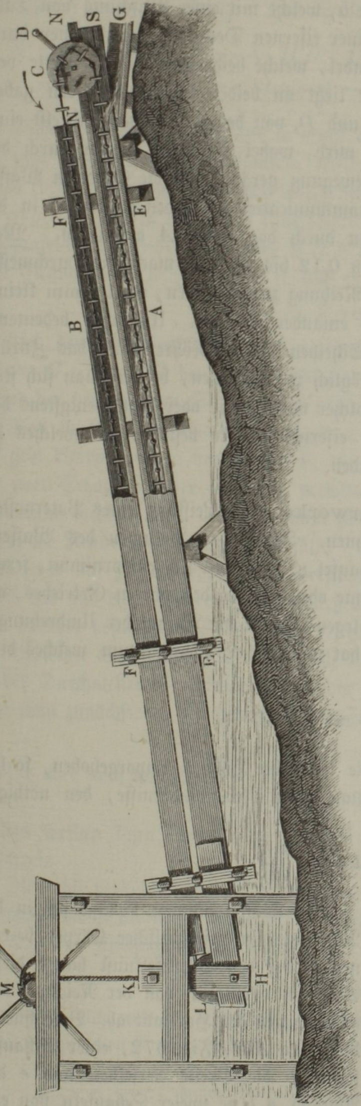
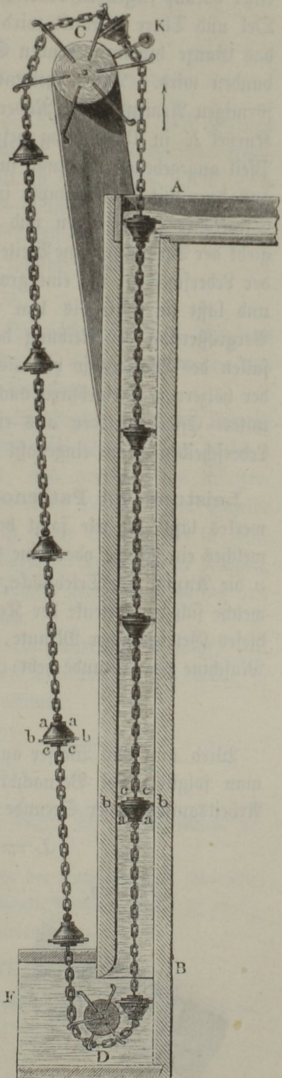



Fig. 571.



Es besteht eine solche Scheibe aus dem hölzernen Stocke oder Kolben $a$, einer darauf liegenden Lederscheibe $b$, welche mit einer Mischung von Talg, Oel und Theer getränkt wird, einer eisernen Deckplatte $c$ und einer durch das Ganze hindurchgehenden Spindel, welche beiderseits mit der Kette verbunden wird. Die Scheibenkette liegt an beiden Enden über den gabelförmigen Armenden der Räder $C$ und $D$, von denen das obere mittelst einer Kurbel $K$ in Umdrehung gesetzt wird, wobei die Kette in der durch den Pfeil angegebenen Richtung in Bewegung geräth, und die Scheiben Wasser aus dem mit dem Sumpfe in Communication stehenden Kasten $F$ in der Steigröhre emporführen und oben durch das Rohr $A$ ausgießen. Man giebt der Steigröhre eine Weite von 0,12 bis 0,15 m, macht die Durchmesser der Lederscheiben, um eine große Reibung zu vermeiden, etwa 3 mm kleiner und läßt sie 0,80 bis 1 m von einander abstehen. Um ohne bedeutende Vergrößerung der Reibung der Scheiben an der Röhrenwand das Zurückfallen des Wassers so viel als möglich zu vermeiden, bedient man sich statt der hölzernen Steigröhren auch solcher von Eisen, oder läßt wenigstens das untere Ende derselben aus einer eisernen Röhre bestehen, in welches die Lederscheiben genau eingepaßt werden.

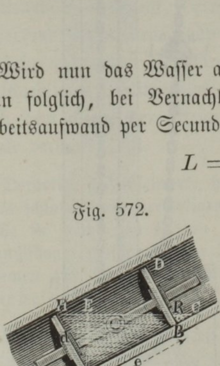
§. 125. **Leistung der Paternosterwerke.** Die Leistung eines Paternosterwerkes läßt sich wie folgt berechnen. Ist $V$ das Volumen des Wassers, welches ein Eimer oder eine Schaufel u. s. w. mit sich empornimmt, ferner $n$ die Anzahl der Triebstöcke, Arme oder Gabeln des oberen Getriebes, auf welche sich die Gelenke der Kette legen, und $u$ die Anzahl der Umdrehungen dieses Getriebes per Minute, so hat man das Wasserquantum, welches diese Maschine per Secunde hebt:

$$Q = \frac{n u}{60} V.$$

Wird nun das Wasser auf die senkrechte Höhe $h$ emporgehoben, so hat man folglich, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse, den nöthigen Arbeitsaufwand per Secunde:

$$L = Q h \gamma = \frac{n u}{60} V h \gamma.$$

Fig. 572.




Das Wasservolumen $V$ läßt sich in der Regel als ein prismatischer Körper berechnen. Bei der Schaufelkunst hängt dieses Volumen vorzüglich von der Neigung derselben gegen den Horizont ab. Bezeichnet $d$ die Höhe $AH$, Fig. 572, einer Schaufel, ferner $b$ die Breite derselben und $e$ den Abstand $AB$ je zweier Schaufeln von einander, so hat man bei dem Neigungswinkel $ACH = RHD = \alpha$ der Steigrinne gegen den Horizont das Wasservolumen einer Schaufel:

$$V = b\,(AB\,.\,AH - \tfrac{1}{2}\,HD\,.\,DR)$$
$$= b\,(d\,.\,e - \tfrac{1}{2}\,e\,.\,e\,tang\,\alpha) = b\,e\,(d - \tfrac{1}{2}\,e\,tang\,\alpha).$$

Diese Formel gilt jedoch nur so lange als der Wasserspiegel $HR$ zwischen je zwei Schaufeln beide Schaufeln trifft; schließt sich aber derselbe einerseits (bei $C$) an den Boden der Steigrinne an, ist also $AC < AB$, d. h. $d\,cotg\,\alpha < e$, so bildet der Querschnitt des Wasserkörpers zwischen zwei Schaufeln nicht mehr ein Trapez $AHRB$, sondern ein Dreieck $AHC$ von der Grundlinie $AC = d\,cotg\,\alpha$, und es ist folglich dann:

$$V = \tfrac{1}{2}\,d^2\,b\,cotg\,\alpha.$$

Bei den Scheibenkünsten mit verticaler Steigröhre ist das Volumen $V = Ge$, wenn $G$ den Querschnitt einer Scheibe und $e$ den inneren Abstand der benachbarten Scheiben von einander bezeichnet.

Das wirklich gehobene Wasserquantum ist allerdings noch etwas kleiner; es geht hiervon erstens der Raum $V_1$ ab, welchen die Kettenglieder zwischen je zwei Schaufeln oder Scheiben verdrängen, und zweitens das Wasserquantum, welches durch den Spielraum zwischen einer Schaufel oder Scheibe und der Rinne oder Röhre zurückfällt. Es ist dieser Verlust nur für eine und zwar nur für die jedesmalige oberste Schaufel in Rechnung zu bringen, weil das aus einer unteren Zelle abfließende Wasser durch den Zufluß aus der darüber befindlichen Zelle wieder ersetzt wird.

Bei einer Scheibenkunst berechnet sich dieser Wasserverlust wie folgt. Ist $r$ der Durchmesser der Scheibe und $r_1$ der innere Durchmesser der Röhre, so hat man zunächst den Flächeninhalt des Spielraumes:

$$F = \pi\,(r_1^2 - r^2),$$

wofür aber auch annähernd

$$= 2\,\pi\,r\,s$$

gesetzt werden kann, wenn $s = r_1 - r$ die Breite des Spielraumes bezeichnet.

Ist $z$ die veränderliche Höhe des Wassers über der ausgießenden (obersten) Scheibe und $\mu$ der dem Querschnitt $F$ entsprechende Ausflußcoefficient (0,7), so folgt das Ausgußquantum während des Zeitelementes $dt$:

$$dW = \mu\,F\,\sqrt{2\,g\,z}\,.\,dt \text{ (s. Thl. I).}$$

Bewegt sich nun die Kette mit der Geschwindigkeit $c$ und ist wieder der Abstand zwischen je zwei Scheiben $= e$, so hat man:

$$z = e - c\,t,\ \text{daher}\ dz = -\,c\,dt,\ \text{und}\ dt = -\,\frac{dz}{c}.$$

Hiernach folgt:

$$dW = \mu F \sqrt{2gz} \cdot \left(- \frac{dz}{c}\right) = - \frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \cdot z^{1/2} dz,$$

und daher:

$$W = - \frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \cdot {}^2/_3 z^{3/2} + Con.,$$

oder, da $z$ von $e$ allmälig bis 0 abnimmt, das ganze zurückfallende Wasserquantum einer Scheibe:

$$W = \frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \cdot {}^2/_3 e^{3/2} = {}^2/_3 \frac{\mu F e}{c} \sqrt{2ge}$$

(s. „Analytische Hülfslehren" I, Art. 13).

Nun ist aber $\frac{e}{c}$ die Zeit $t$ während des Ausgusses einer Schaufel, folglich läßt sich auch

$$W = {}^2/_3 \mu F t \sqrt{2ge},$$

und das zurückfallende Wasserquantum per Secunde:

$$\frac{W}{t} = Q_1 = {}^2/_3 \mu F \sqrt{2ge}$$

setzen.

Bei einer Schaufelkunst kann man annehmen, daß nur an den beiden Seiten der Schaufel Wasser zurückfällt, da der Wasserspiegel in einer Zelle nur bis zum oberen Rande der unteren Schaufel reicht und die letztere mit ihrem unteren Rande auf dem Bodenbrett der Steigrinne hingleitet. Die veränderliche Druckhöhe läßt sich hier, bei dem Neigungswinkel $\alpha$ der Rinne gegen den Horizont

$$z \sin \alpha,$$

und die veränderliche Mündungshöhe

$$z \tang \alpha$$

setzen. Ist daher $s$ der Spielraum zwischen den Seitenrändern einer Schaufel und den Seitenbrettern der Rinne, so hat man (s. Bd. I):

$$dW = \mu \cdot 2 s z \tang \alpha \sqrt{2 g z \sin \alpha} \cdot dt$$

$$= - 2 \mu \frac{s}{c} \tang \alpha \sqrt{2 g \sin \alpha} \cdot z^{3/2} dz,$$

und hiernach:

$$W = - 2 \mu \frac{s}{c} \tang \alpha \sqrt{2 g \sin \alpha} \cdot {}^2/_5 z^{5/2} + Con.$$

Das bestimmte Integral zwischen den Grenzen $z = e$ und $z = 0$ ergiebt daher

$$W = 2\,\mu\,\frac{s}{c}\,tang\,\alpha\,\sqrt{2\,g\,sin\,\alpha\,.}\,{}^2/_5\,e^{5/2}$$

$$= 2\,.\,{}^2/_5\,\mu\,\frac{e}{c}\,s\,e\,tang\,\alpha\,\sqrt{2\,g\,e\,sin\,\alpha},$$

und daher das zurückfallende Wasser per Secunde:

$$Q_1 = \frac{W}{t} = \frac{W\,c}{e} = {}^4/_5\,\mu\,s\,e\,tang\,\alpha\,\sqrt{2\,g\,e\,sin\,\alpha}.$$

Die Kraft zur Bewegung eines Schaufelwerkes wird vorzüglich noch durch die Reibung der Schaufeln auf den Bodenbrettern beider Rinnen vergrößert. Ist $R$ das Gewicht der armirten Schaufelkette (sammt Schaufeln) und bezeichnet $\varphi$ den Reibungscoefficienten (nach Thl. I ist $\varphi = {}^1/_4$), so hat man die Reibung der Schaufelkette $= \varphi\,R\,cos\,\alpha$.

Zu dieser Reibung gesellt sich noch die Zapfenreibung der beiden Getriebe und Reibung der Kettengewinde beim Auflegen auf die Getriebe und Abwickeln von denselben. Beide lassen sich nach den in Thl. I und III, 1 entwickelten Formeln berechnen.

Die Kraft in der Kettenaxe ist, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

$$P = \frac{L}{c} = \frac{n\,u}{60}\,\frac{V\,h}{c}\,\gamma,$$

oder, da der Abstand

$$e = c\,t = \frac{60}{n\,u}\,c,\ \text{also}\ \frac{n\,u}{60} = \frac{c}{e}\ \text{und}\ \frac{L}{c} = \frac{V\,h\,\gamma}{e}$$

ist, so folgt, mit Berücksichtigung der Schaufelreibung, vorausgesetzt, daß die Armlänge der Kurbel $= a$ und der mittlere Halbmesser des Getriebes $= b$ ist, die erforderliche Umdrehungskraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b}{a}\left(\frac{L}{c} + \varphi\,R\,cos\,\alpha\right) = \frac{b}{a}\left(\frac{V\,h\,\gamma}{e} + \varphi\,R\,cos\,\alpha\right).$$

Anmerkung. Bei einem Schaufelwerke von gegebener Länge $l$ giebt es eine gewisse Neigung $\alpha$, wobei die Nutzleistung oder das Product aus dem Wasserquantum $Q$ und der Steighöhe $h = l\,sin\,\alpha$ ein Maximum ist. Setzt man das Wasserquantum per Secunde nach dem Obigen:

$$Q = \frac{n\,u}{60}\,V = \frac{n\,u}{60}\,b\,e\,(d - {}^1/_2\,e\,tang\,\alpha) = b\,c\,(d - {}^1/_2\,e\,tang\,\alpha),$$

so erhält man

$$Q\,h = b\,c\,l\,\,sin\,\alpha\,(d - {}^1/_2\,e\,tang\,\alpha).$$

Dieser Werth ist mit $d\,sin\,\alpha - {}^1/_2\,e\,tang\,\alpha\,\,sin\,\alpha$ ein Maximum, für welches die Differentialrechnung den entsprechenden Werth für $\alpha$ mittelst der Gleichung ergiebt:

$$d\,.\,cos\,\alpha - \frac{e}{2}\left(tang\,\alpha\,\,cos\,\alpha + \frac{sin\,\alpha}{cos\,\alpha^2}\right) = 0,$$

oder

$$tang^3 \alpha + 2\, tang\, \alpha = \frac{2\, d}{e}.$$

Hiernach hat man z. B. für $d = e$, $tang^3 \alpha + 2\, tang\, \alpha = 2$, und diesem entsprechend $\alpha = 37^0\, 38'$.

Beispiel. Bei einer Schaufelkunst ist die Breite einer Schaufel $b = 0{,}3$ m, die Höhe derselben $d = 0{,}15$ m, die innere Entfernung derselben von einander $e = 0{,}20$ m, ferner die Neigung der Schaufelkette gegen den Horizont $\alpha = 20^0$, die Steig- oder Hubhöhe des Wassers $h = 1{,}5$ m, der Spielraum der Schaufeln zwischen den Seiten und dem Steiggerinne $s = 10$ mm, die Anzahl der Triebstöcke oder Arme des oberen Getriebes $n = 6$, und die Anzahl der Umdrehungen desselben per Minute $u = 40$; es soll die durch diese Maschine zu hebende Wassermenge und der hierzu nöthige Arbeitsaufwand gefunden werden.

Ohne Rücksicht auf Verluste ist das gehobene Wasserquantum per Secunde:

$$Q = \frac{n\, u}{60}\, b\, e \left(d - \frac{1}{2}\, e\, tang\, \alpha\right) = \frac{6\,.\,40}{60}\,.\,0{,}3\,.\,0{,}2\ (0{,}15 - 0{,}10\ tang\ 20^0)$$

$$= 0{,}24\ (0{,}15 - 0{,}0364) = 0{,}02726 \text{ cbm}.$$

Nimmt man an, daß das Kettenstück zwischen je zwei Schaufeln 0,2 Liter Wasser verdrängt, so wird hierdurch das per Secunde gehobene Wasserquantum um $0{,}0002\,.\,\frac{n\, u}{60} = 0{,}0008$ cbm vermindert. Bringt man ferner das zurückfallende Wasserquantum zu

$$Q_1 = \frac{4}{5}\, \mu\, s\, e\, tang\, \alpha\, \sqrt{2\, g\, e\, sin\, \alpha} = \frac{4}{5}\, 0{,}7\,.\,0{,}010\,.\,0{,}2\, tang\, 20^0\,.\,\sqrt{2\,.\,9{,}81\,.\,0{,}2\,.\,sin\, 20^0}$$

$$= 0{,}00047 \text{ cbm}$$

in Anschlag, so ergiebt sich die wirklich gehobene Wassermenge

$$Q = 0{,}02726 - 0{,}0008 - 0{,}00047 = 0{,}026 \text{ cbm}.$$

Die Geschwindigkeit der Schaufelkette ist bestimmt durch $c = \frac{n\, u}{60}\, e$, worin aber zur Erlangung einer größeren Genauigkeit für $e$ der mittlere Schaufelabstand, oder der innere Schaufelabstand 0,2 m plus Schaufelstärke 0,025 m, also im Ganzen 0,225 m einzusetzen ist. Es folgt hiernach:

$$c = 4\,.\,0{,}225 = 0{,}9 \text{ m}.$$

Der nöthige Arbeitsaufwand ist:

$$L_0 = Q\, h\, \gamma = 0{,}02726\,.\,1{,}5\,.\,1000 = 40{,}9 \text{ mkg},$$

also die Kraft

$$P = \frac{L_0}{c} = \frac{40{,}9}{0{,}9} = 45{,}5 \text{ kg}.$$

Die Länge einer Kette ist reichlich $\frac{h}{sin\ \alpha} = \frac{1{,}5}{sin\ 20} = 4{,}38$ m, setzt man jedoch dieselbe 6, also die Länge beider Ketten zusammen 12 m, so erhält man die Anzahl aller Schaufeln derselben:

$$12 : 0{,}225 = \sim 54,$$

wiegt ferner eine Schaufel sammt dem zugehörigen Kettenstücke 2 kg, so hat die ganze Schaufelkette das Gewicht $R = 2 . 54 = 108$ kg, und es ist die entsprechende Reibung derselben auf den Gerinnböden

$$\varphi R \cos 20^0 = \frac{1}{4}\, 108 . 0{,}940 = 25{,}4 \text{ kg}.$$

Hiernach ist nun die Gesammtlast

$$45{,}5 + 25{,}4 = 70{,}9 \text{ kg},$$

und ist nun das Verhältniß $\frac{b}{a}$ des Getriebehalbmessers $b$ zur Kurbellänge $a$ $= \frac{3}{4}$, so folgt die nöthige Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{3}{4}\, 70{,}9 = 53{,}2 \text{ kg},$$

ferner die Geschwindigkeit derselben:

$$\frac{a}{b}\, c = \frac{4}{3}\, 0{,}9 = 1{,}2 \text{ m},$$

und daher die gesammte Arbeit:

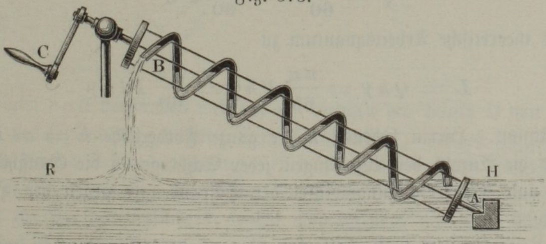
$$L = 53{,}2 . 1{,}2 = 63{,}8 \text{ mkg},$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{L_0}{L} = \frac{40{,}9}{63{,}8} = 0{,}641.$$

**Archimedische Wasserschnecke.** Eine der ältesten Wasserhebungsmaschinen ist die Archimedische Wasserschnecke. Dieselbe besteht der Hauptsache nach aus einer Röhre, welche um eine gegen den Horizont geneigte Axe $AB$, Fig. 573, schraubenförmig gewunden ist, und an der Dre- §. 126.

Fig. 573.




hung dieser Axe Theil nimmt. Sind die Steigung dieser Schraube und der Neigungswinkel der Axe so gewählt, daß die Schraubengänge nicht in allen Punkten aufwärts gerichtet sind, sondern in einzelnen Theilen fallen, so ist jeder untere Theil dieser Schraubengänge zur Aufnahme eines gewissen Wasservolumens $V$ geeignet, so daß das schraubenförmige Rohr eine mit der Anzahl der Windungen gleiche Zahl von Zellen oder Gefäßen zur Aufnahme von Wasser bildet. Man kann diese Wasserquanten als eben so viele Muttern der Schraube ansehen, woraus sich ohne Weiteres ergiebt, daß bei jeder

Umdrehung der Axe sämmtliche Wasserquanten in den wasserhaltenden Bögen um eine Ganghöhe $s$ der Schraube in deren Axenrichtung emporgehoben werden. Wenn daher die Schraube so aufgestellt wird, daß die untere Rohrmündung bei $A$ bis zu einer gewissen Tiefe in das Wasser $HR$ eintaucht, so daß die Schraube bei jeder Umdrehung das für eine solche Zelle erforderliche Wasservolumen $V$ aufnehmen kann, so erkennt man, wie bei stetiger Umdrehung der Axe aus der oberen Rohrmündung $B$ das Wasser in gleicher Art austreten muß, und zwar bei jeder Umdrehung ein Quantum gleich dem Fassungsraume $V$ einer der besagten Zellen. Diese Größe $V$ hängt, außer von dem Querschnitte $F$ der Röhre oder Schlange, von der Länge $l$ des wasserhaltenden Bogens ab, und kann, wenn die Weite der Röhre im Vergleiche mit dem Durchmesser des Cylinders, um welchen sie gewunden ist, nur klein ist, genau genug zu $V = Fl$ angenommen werden.

Besteht die Maschine nur aus einer Schraube, und macht sie $u$ Umdrehungen pro Minute, so ist das gehobene Wasserquantum in der Secunde zu

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} Fl$$

gegeben, während für eine mehrgängige Schraube, bei welcher etwa $n$ gleiche Röhren parallel neben einander zu eben so vielen Schlangen gewunden sind, das Wasserquantum zu

$$Q = \frac{nu}{60} V = \frac{nu}{60} Fl,$$

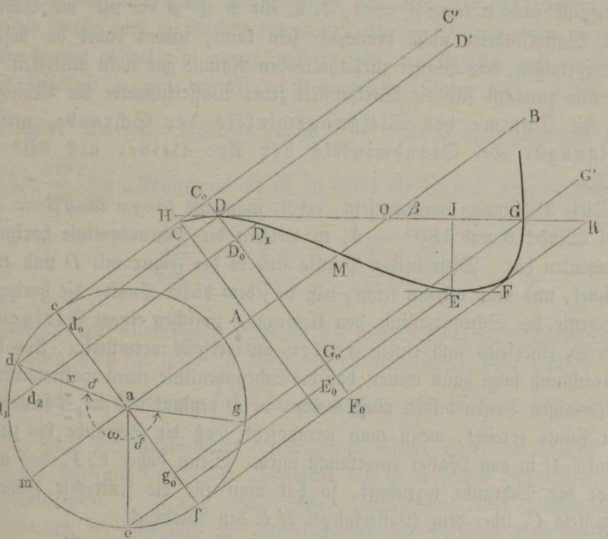
und das theoretische Arbeitsquantum zu

$$L = Qh\gamma = \frac{nu}{60} Vh\gamma = \frac{nu}{60} Flh\gamma$$

sich bestimmt. Hierin bedeutet $h$ die ganze Förderhöhe $h = zs \, tang \, \beta$, wenn $z$ die Anzahl der Windungen jeder Schlange, $s$ die Ganghöhe derselben, und $\beta$ den Neigungswinkel der Schraubenaxe gegen den Horizont darstellt.

Die Länge $l$ eines wasserhaltenden Bogens zu bestimmen, sei mit $r$ der Halbmesser der Schraubenlinie bezeichnet, in welcher die Axe des Rohres gewunden ist, und unter $\alpha$ der constante Steigungswinkel verstanden, unter welchem diese Schraubenlinie gegen eine zur Schraubenaxe normale Ebene (Umdrehungsebene) geneigt ist. Dieser Winkel $\alpha$ stellt daher auch bei einer zunächst vorausgesetzten verticalen Lage der Schraubenaxe den Fallwinkel vor, unter welchem die Schraubenlinie in jedem Punkte gegen den Horizont abfällt. Denkt man sich nunmehr die Schraube gegen den Horizont geneigt, bis ihre Axe $AB$, Fig. 574, mit diesem einen Winkel $BOR = \beta$ bildet, so wird die Neigung der Schraubenlinie gegen den Horizont $HR$ dadurch ebenfalls geändert, und zwar für verschiedene Punkte in verschiedenem Grade und Sinne. Dadurch kann die Schraubenlinie in einem gewissen Punkte $D$, dessen Projection auf die Querschnittsebene durch $d$ bezeichnet sein möge, eine horizontale Richtung annehmen, und es soll die Bedingung ermittelt werden, unter welcher dies der Fall sein wird. Es möge unter $\delta$ der Mittel-

Fig. 574.




punktswinkel $c\,a\,d$ verstanden werden, um welchen der Punkt $D$ von der im Scheitel des Cylinders gedachten Seite $C\,C'$ absteht, und es sei $D\,D_1$ ein unendlich kleines Schraubenelement, dessen Projection auf die Querschnittsebene $d\,d_1 = r\,.\,\partial\delta$ ist. Denkt man durch den Punkt $D$ eine Ebene $D\,D_0$ senkrecht zur Axe des Cylinders, so hat man offenbar die axiale Ansteigung $D_0\,D_1$ des Schraubenelementes

$$D_0\,D_1 = d\,d_1\ tang\ \alpha.$$

Wegen der vorausgesetzten horizontalen Lage des Elementes $D\,D_1$ ist aber, wie sich durch Betrachtung der Figur leicht ergiebt, auch

$$D_0\,D_1 = d\,d_2\ cotg\ \beta = d\,d_1\ sin\,\delta\ cotg\ \beta.$$

Man erhält daher durch Gleichsetzung dieser beiden Ausdrücke für $D_0\,D_1$:

$$tang\ \alpha = sin\,\delta\ cotg\ \beta$$

oder

$$sin\,\delta = tang\ \alpha\ tang\ \beta\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ .\ (1)$$

Dieser Ausdruck liefert für eine bestimmte Schraube, d. h. für einen gegebenen Steigungswinkel $\alpha$ und eine angenommene Neigung $\beta$ gegen den Horizont zwei Nebenwinkel $\delta$, vorausgesetzt, daß $tang\,\alpha\ tang\,\beta < 1$ sei. In dem Grenzfalle $tang\,\alpha\ tang\,\beta = 1$ folgt offenbar $\delta = 90^0$, d. h. die horizontale Richtung der Schraubenlinie stellt sich in dem Punkte $M$ ein. Da von diesem Punkte $M$ aus also die Schraube nach der einen Seite steigt, nach der anderen Seite fällt, so ist leicht zu ersehen, daß für diesen Grenzfall $tang\,\alpha\ tang\,\beta = 1$, d. h. für $\alpha + \beta = 90^0$ die Schraube zum Wasserfördern nicht brauchbar sein kann, indem dabei die besagten zellenförmigen, das Wasser zurückhaltenden Räume gar nicht auftreten. Es gilt also zunächst für die Wirksamkeit jeder Wasserschraube die Bedingung, daß die Summe des Steigungswinkels der Schraube, und des Neigungs- oder Standwinkels der Axe kleiner als $90^0$ sein muß.

Diese Bedingung vorausgesetzt, erhält man aus $tang\,\alpha\ tang\,\beta = sin\,\delta$ zwei Winkel $\delta$ und $180^0 - \delta$, in welchen die Schraubenlinie horizontale Tangenten hat. Diese beiden Punkte sind in der Figur mit $D$ und $E$ bezeichnet, und man erkennt leicht, daß in jedem dieser Punkte die horizontale Tangente der Schraubenlinie den Uebergang zwischen einem Steigen der letzteren einerseits und einem Fallen andererseits vermittelt. Aus dieser Betrachtung folgt dann weiter, daß die Schraubenlinie einen wasserhaltenden, sackförmigen Bogen bilden muß, welcher in $D$ beginnt und in $E$ seinen tiefsten Punkt erreicht, wenn man voraussetzt, daß die Schraube bis zu dem Punkte $D$ in das Wasser eingetaucht wird. Wenn daher $C_0 F_0$ das untere Ende der Schraube bezeichnet, so hat man für die senkrechte Höhe des Scheitels $C_0$ über dem Wasserspiegel $HR$ den Ausdruck

$$C_0 D\ cos\,\beta = r\,(1 - cos\,\delta)\ cos\,\beta.$$

Der wasserhaltende Bogen muß sich nun bis zu dem Durchschnittspunkte $G$ erstrecken, in welchem der durch $D$ gedachte horizontale Wasserspiegel $HR$ die Schraubenlinie schneidet. Um diese Länge $l$ des wasserhaltenden Bogens $DMEFG$ durch Rechnung zu ermitteln, sei der zugehörige Centriwinkel $dag = \omega$ gesetzt. Man hat dann für die axiale Ansteigung $G_0 G$ des wasserhaltenden Bogens wie oben für $D_0 D_1$ zwei Ausdrücke, nämlich wegen der Schraubensteigung:

$$G_0 G_1 = deg\ tang\,\alpha = r\,\omega\ tang\,\alpha,$$

und wegen der Axenneigung:

$$G_0 G_1 = d_0 g_0\ cotg\,\beta = r\,[cos\,\delta - cos\,(\omega + \delta)]\ cotg\,\beta.$$

Durch Gleichsetzung dieser Werthe erhält man daher unter Berücksichtigung von (1):

$$\cos\delta - \cos(\omega + \delta) = \omega \tang\alpha \tang\beta = \omega \sin\delta \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich für eine bestimmte Schraube, d. h. für einen bekannten Werth von $\delta$ durch Annäherung der Winkel $\omega$ finden, und man hat dann die Länge $l$ des wasserhaltenden Bogens $DEG$ der Figur zufolge

$$l = \frac{r\,\omega}{\cos\alpha}.$$

Während der Umdrehung der Schraube um ihre Axe $AB$ ändert sich weder die Größe noch die Gestalt des wasserhaltenden Bogens; denn es rückt derselbe hierbei allmälig so empor, daß sich alle, und folglich auch die Endpunkte desselben in mit der Axe $AB$ parallelen Linien $DD'$, $GG'$ ... fortbewegen. Da von der ganzen Länge $\frac{2\pi r}{\cos\alpha}$ eines Schraubenganges nur der Theil $\frac{\omega r}{\cos\alpha}$ mit Wasser erfüllt ist, so bleibt für die Luft noch die Bogenlänge:

$$l_1 = \frac{2\pi r}{\cos\alpha} - \frac{\omega r}{\cos\alpha} = \frac{2\pi - \omega}{\cos\alpha}\, r$$

übrig.

Während einer Umdrehung beschreibt die Einmündung der Schlange nur einen Bogen $2\,cd = 2\,\delta\,r$ in der Luft, es wird daher auch hierbei von derselben nur ein Luftbogen $\frac{2\,\delta\,r}{\cos\alpha}$ eingenommen, und es kann sich folglich derselbe, sowie die Einmündung der Schlange wieder unter das Wasser getreten ist, nur auf Kosten der Dichtigkeit der in derselben eingeschlossenen Luft verlängern. Da mit einer solchen Ausdehnung oder Dichtigkeitsverminderung der Luft auch eine Verminderung der Pressung derselben verbunden ist, so wird dadurch der Gleichgewichtszustand des wasserhaltenden Bogens gestört, und in Folge dessen ein Theil Wasser desselben in den verdünnten Luftbogen zurückfließen. Um die dadurch herbeigeführten Störungen in dem regelmäßigen Aufsteigen des Wassers zu vermeiden, versieht man entweder die Schlange längs ihrer ganzen Erstreckung mit vielen feinen Löchern, durch welche die zur Ausfüllung des Bogens $l_1$ nöthige Luft zugeführt, allerdings aber auch ein kleiner Theil des Wassers aus dem Bogen $l$ abgeführt wird, oder man giebt der Schlange eine Weite, wobei die sämmtlichen Luftbögen einer Schlange mit einander communiciren und folglich die fehlende Luft durch Zufluß von oben nach unten ersetzt werden kann. Diese Weite $d$ ist mindestens gleich der senkrechten Höhe $EJ$ des wasserhaltenden Bogens $DEG$, und folglich nach der Figur bestimmt durch

$$d = DE_0 \cos\beta - E_0E \sin\beta$$
$$= 2\,r \cos\delta \cos\beta - r\,(\pi - 2\,\delta) \tang\alpha \sin\beta.$$

In dem letzteren Falle, sowie überhaupt bei weiteren Schlangen, kann man natürlich den Querschnitt $F$ des Wasserbogens nicht gleich $\frac{\pi d^2}{4}$ setzen, sondern es ist nöthig, daß man einen Mittelwerth desselben ausmittele, um hieraus den Fassungsraum $V = Fl$ berechnen zu können. Hierbei kann man sich mit Vortheil der Simpson'schen Regel bedienen, nachdem man den abgewickelten Cylindermantel, sammt dem wasserhaltenden Bogen $DEG$ und der horizontalen Wasserlinie $DJG$ auf das Papier aufgetragen und die Abstände dieser beiden Linien von einander an verschiedenen Stellen derselben ausgemessen hat.

Damit sich der Bogen $DEG$ auch wirklich mit Wasser anfüllen könne, ist nöthig, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit klein sei.

Beispiel. Wenn bei einer Wasserschnecke der Windungswinkel $\alpha = 30^0$ und der Standwinkel $\beta = 35^0$ beträgt, so ist für den vortheilhaftesten Eintauchungswinkel $\delta$:

$$sin\, \delta = tang\, \alpha\; tang\, \beta = tang\, 30^0\; tang\, 35^0 = 0{,}4043,$$

folglich $\delta = 23^0\, 51'$; ferner ist für den Centriwinkel $\omega$, welcher dem wasserhaltenden Bogen entspricht:

$$\omega\; sin\, \delta + cos\, (\delta + \omega) = cos\, \delta,$$

$$\omega\; sin\; 23^0\, 51' + cos\; (23^0\, 51' + \omega) = cos\; 23^0\, 51',$$

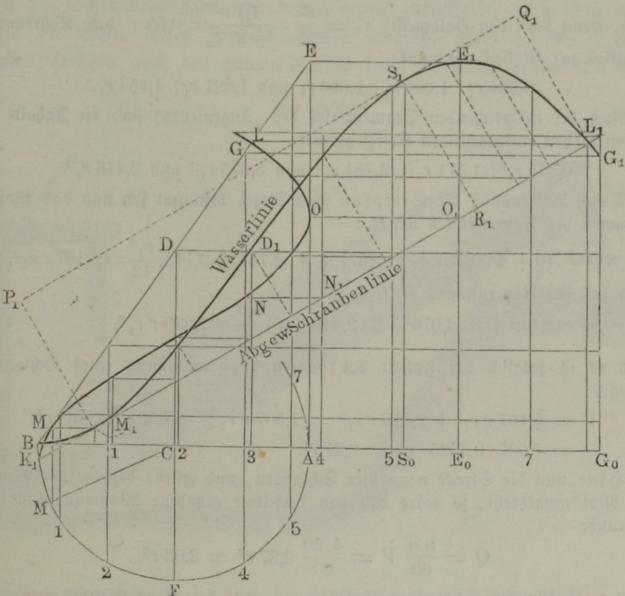
d. i. $0{,}4043\, \omega + cos\, (23^0\, 51' + \omega) = 0{,}91461$. Hieraus folgt $\omega^0 = 211^0\, 4'$, und daher die Länge des wasserhaltenden Bogens:

$$l = \frac{\omega\, r}{cos\, \alpha} = \frac{3{,}6839\, r}{cos\, 30^0} = 4{,}254\; r.$$

Die Winkel $\delta$ und $\omega$ lassen sich auch leicht construirend finden, wenn man den Cylindermantel sammt der elliptischen Begrenzung des Wasserspiegels und der schraubenförmigen Schlangenaxe auf die Ebene des Papieres abwickelt. Es stelle in Fig. 575 $AB$ die Basis, $CD$ die Axe und $BE$ den von dem Wasserspiegel gebildeten (die Basis unter dem Winkel $ABE = 90^0 - \beta = 90 - 35^0 = 55^0$ schneidenden) elliptischen Schnitt des Cylinders, um welchen die Axe der Schlange gewunden ist, vor. Macht man $BE_0 = \pi\, r$ gleich dem halben Umfange $AFB$ der Basis des Cylinders, theilt man ferner sowohl den zu diesem Zwecke umgeklappten Halbkreis $AFB$ als auch die Gerade $BE_0$ in (6) gleiche Theile, zieht hierauf durch die Theilpunkte (1, 2, 3 ...) beider Linien Verticalen und endlich durch die mittelst des ersten Liniensystemes erhaltenen Durchschnittspunkte (1, 2, 3 ...) mit dem Schnitte $BE$ Horizontalen, so schneiden sich diese mit dem zweiten Liniensysteme in einer Curve $BM_1\, D_1\, E_1\, G_1$, welche nichts weiter als die abgewickelte elliptische Wasserlinie, und überhaupt eine unter dem Namen Sinusoide bekannte Curve ist. Legt man nun eine Gerade $K_1 L_1$ so, daß sie die Basis $AB$ unter dem gegebenen Steigwinkel $\alpha$ ($30^0$) schneidet und die letzte Curve in einem Punkte $M_1$ berührt, so ist diese die gesuchte abgewickelte Schraubenlinie, aus welcher sich die Projection $MNOL$ der Schraubenlinie bestimmt, wenn man von den Durchschnitten $M_1, N_1, O_1, L_1 \ldots$ der Transversalen $K_1 L_1$ mit dem abgewickelten verticalen Liniensysteme Horizontalen $M_1 M$, $N_1 N$,

$O_1 O$, $L_1 L$ ... bis zum Durchschnitte mit dem verticalen Liniensysteme im Umfange des Cylinders $AFB$ zieht. Die Linie $M_1 L_1$ vom Berührungspunkte $M_1$ bis zum Durchschnittspunkte $L_1$ zwischen der abgewickelten Wasserlinie und der abgewickelten Schraubenlinie ist nun die wahre Länge des wasserhaltenden Bogens, und zeichnet man über dieselbe ein Rechteck, dessen Höhe $M_1 P_1 = L_1 Q_1 =$ der Weite der Schlange ist, so erhält man in demselben den abgewickelten verticalen

Fig. 575.




Axenschnitt dieser Röhre, während der Raum zwischen $M_1 N_1 O_1 L_1$ und $M_1 D_1 E_1 L_1$ den abgewickelten verticalen Axenschnitt des Wasserkörpers in dieser Röhre darstellt. Die Abstände der Punkte $D_1$, $E_1$ u. s. w. von $M_1 L_1$ sind die Höhen von den kreissegmentförmigen Querschnitten dieses Wasserkörpers; es lassen sich daher auch die letzteren mit Hülfe der ersteren bestimmen, und man erhält endlich das Volumen dieses Körpers, wenn man das Mittel aus allen diesen Querschnitten mit der Länge $M_1 L_1 = l$ des ganzen Körpers multiplicirt. Die nach dem Maßstabe richtig ausgeführte Zeichnung giebt uns

$$l = M_1 L_1 = M_1 R_1 + R_1 L_1 = 3{,}30\, r + 0{,}95\, r = 4{,}25\, r,$$

also ziemlich dasselbe wie die Rechnung; ferner ist die größte Tiefe $S_1 R_1$ der Schraube unter dem Wasserspiegel $R_1 S_1 = 1{,}1\, r$. Damit die Luftbögen alle unter sich communiciren, geben wir der Schlange dieselbe Weite, machen also

$d = M_1 P_1 = L_1 Q_1$ ebenfalls $= 1{,}1\, r$. Theilen wir das Bogenstück $M_1 R_1$ in vier und das Bogenstück $R_1 L_1$ in drei gleiche Theile, und ziehen wir durch die dadurch bestimmten Theilpunkte noch andere Abstände zwischen $M_1 D_1 E_1 L_1$ und $M_1 N_1 O_1 L_1$ parallel zu $R_1 S_1$, so erhalten wir noch die nöthigen Data zur Bestimmung des Wasserraumes einer Schlangenwindung. Es sind die eingeschalteten Höhen:

$$\underbrace{0{,}20\, r;\ 0{,}55\, r;\ 0{,}90\, r}_{\text{zwischen } M_1 \text{ und } R_1 S_1}, \quad \underbrace{1{,}04\, r;\ 0{,}80\, r}_{\text{zwischen } R_1 S_1 \text{ und } L_1},$$

oder, wenn man den Halbmesser $r_1 = \frac{d}{2} = \frac{1{,}1\, r}{2} = 0{,}55\, r$ des Röhrenquerschnittes zur Einheit annimmt:

$$0{,}364\, r_1;\ 1{,}000\, r_1;\ 1{,}636\, r_1 \text{ und } 1{,}891\, r_1;\ 1{,}454\, r_1.$$

Nach der entsprechenden Segmenttafel des „Ingenieurs" sind die Inhalte der diesen Höhen entsprechenden Kreissegmente:

$$0{,}375\, r_1^2;\ 1{,}571\, r_1^2;\ 2{,}751\, r_1^2 \text{ und } 3{,}075\, r_1^2 \text{ und } 2{,}446\, r_1^2.$$

Durch Anwendung der Simpson'schen Regel bestimmt sich nun das Wasservolumen des Röhrenstückes $M_1 R_1$:

$$3{,}30\, r\, .\, (0 + 4\, .\, 0{,}375 + 2\, .\, 1{,}571 + 4\, .\, 2{,}751 + 3{,}142)\, \frac{r_1^2}{12} = 5{,}167\, r\, r_1^2,$$

und das des Röhrenstückes $R_1 L_1$:

$$0{,}95\, r\, (3{,}142 + 3\, .\, 3{,}075 + 3\, .\, 2{,}446 + 0)\, \frac{r_1^2}{8} = 2{,}340\, r\, r_1^2,$$

und es ist folglich der Inhalt des ganzen Wasservolumens eines Schlangenganges:

$$V = 5{,}167\, r\, r_1^2 + 2{,}340\, r\, r_1^2 = 7{,}507\, r\, r_1^2 = 7{,}507\, .\, (0{,}55)^2\, r^3$$
$$= 7{,}507\, .\, 0{,}3025\, .\, r^3 = 2{,}27\, r^3.$$

Hätte nun die Strecke $n =$ vier Schlangen, und würde dieselbe per Minute 20 Mal umgedreht, so wäre das von derselben gehobene Wasserquantum per Secunde:

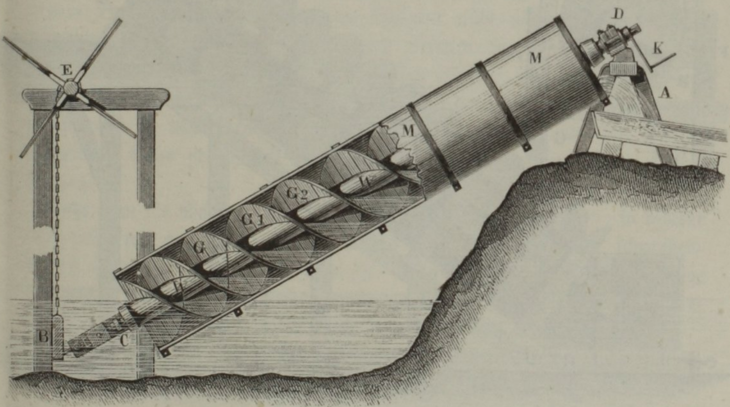
$$Q = \frac{n\, u}{60}\, V = \frac{4\, .\, 20}{60}\, 2{,}27\, r^3 = 3{,}03\, r^3,$$

also z. B. für den Schraubenhalbmesser $r = 0{,}15$ m, $Q = 0{,}01023$ cbm. Ist nun noch die Axenlänge der Schnecke 6 m, so hat man bei der Neigung $\beta = 35^0$ die Förderhöhe $h = 6 \sin 35^0 = 3{,}441$ m und das theoretische Arbeitsquantum per Secunde:

$$L = Q\, h\, \gamma = 10{,}23\, .\, 3{,}441 = 35{,}2 \text{ mkg}.$$

§. 127. **Wasserschraube.** Da die Herstellung einer Schnecke mit kreisförmigem Querschnitte ihre großen Schwierigkeiten hat, so wendet man jetzt fast nur Wasserschnecken oder sogenannte Wasserschrauben mit rectangulärem Querschnitte an, indem man rechtwinkelige Schraubenflächen um die Schraubenspindel herumführt und dieselben durch einen cylindrischen Mantel von außen umgrenzt. Wenn man diesen Mantel fest mit den Schraubengängen verbindet, so erhält diese Maschine das äußere Ansehen eines langen Fasses oder einer Tonne, weshalb sie dann auch gewöhnlich eine Tonnenmühle genannt wird. Bei der gewöhnlichen oder sogenannten holländischen Wasserschraube besteht dagegen dieser Mantel in einem festliegenden Troge, dem sogenannten Kumme, und es umhüllt derselbe die Schraube nur von unten. Der Kumm wird entweder wie der Mantel einer Tonnenmühle aus hölzernen Dauben zusammengesetzt, oder man construirt denselben aus Eisen, oder man mauert ihn aus Backsteinen mittelst Wassermörtel auf. Damit so wenig wie möglich Wasser in dem Spielraume zwischen den Schraubengängen und dem Kumme zurückfalle, muß man nicht allein die Weite dieses Zwischenraumes möglichst klein (2 bis 4 mm) machen, sondern auch den ganzen Kumm selbst möglichst genau und solid

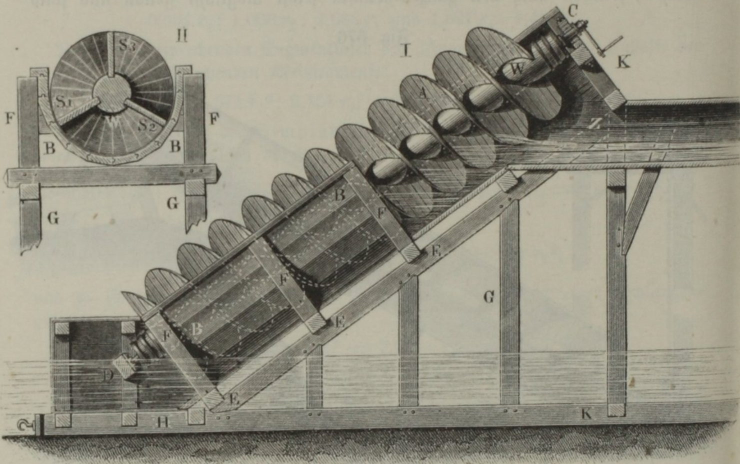
Fig. 576.




herstellen. In Holland, wo man die Wasserschrauben zum Trockenlegen von Niederungen verwendet, führt man die Kumme derselben mit möglichster Sorgfalt aus sogenannten Klinkern auf. Während die gewöhnlichen transportablen Tonnenmühlen mittelst einer Kurbel durch Menschenhände in Bewegung gesetzt werden, sind es in Holland vorzüglich Windräder, welche die Wasserschrauben in Umtrieb setzen. Zu diesem Zwecke versieht man das obere Ende der Schraubenspindel mit einem Zahnrade, und läßt dasselbe in ein anderes Zahnrad eingreifen, welches auf dem unteren Ende des Königsbaumes der Windmühle befestigt ist.

Die Einrichtung einer Tonnenmühle mit drei Schraubenwindungen führt Fig. 576 vor Augen. Diese Maschine ruht mit ihren Zapfen $C$ und $D$ auf einem hölzernen Rahmen, der sich oben auf einen Bock $A$ und unten an ein Leitholz $B$ stützt, welches mittelst Ketten an einen Kreuzhaspel $E$ aufgehangen ist, wodurch man der Wellenaxe die der Hubhöhe entsprechende Neigung geben kann. Die Kurbel $K$ wird nicht unmittelbar durch Menschenhände bewegt, sondern es sind an der Spille derselben mit Handhaben ausgerüstete Stoßstangen angeschlossen, welche durch vier bis sechs Arbeiter hin- und hergezogen werden. In der Figur ist die untere Hälfte der Maschine durchschnitten dargestellt; man sieht hier in $G$, $G_1$, $G_2$ die um die Welle $WW$ laufenden Schraubengänge, dagegen in $M$ von der oberen Hälfte den mit eisernen Ringen umgebenen Mantel der Tonnenmühle.

Fig. 577.




In Fig. 577, I ist eine ebenfalls dreigängige Wasserschraube mit hölzernem Kumme und zwar so abgebildet, daß die obere Hälfte $A$, vom Kumme befreit, sichtbar ist. Der Kumm $BB$ liegt auf den Querschwellen $E$, $E$ . . . und zwischen den Säulen $F$, $F$ . . ., welche in die ersteren eingezapft sind, und das Ganze ruht auf einem transportabeln Gestelle $GHK$. Die Kurbel $K$ am oberen Zapfen $C$ wird auch hier durch Stoßstangen in Bewegung gesetzt, und das Lager des unteren Zapfens $D$ ruht auf einem zwischen zwei Säulen befestigten Querholze. Einen Querschnitt der Schraube sammt ihrem Kumme $BB$ und der Lagerung der letzteren stellt Fig. 577, II vor; es ist hier $W$ die Welle und es sind $S_1$, $S_2$, $S_3$ die Querschnitte der drei Schraubengänge. Das gehobene Wasser wird durch das Ablaufgerinne $Z$, welches mit dem Kumme fest verbunden ist und ebenfalls auf dem Maschinengestelle ruht, abgeführt.

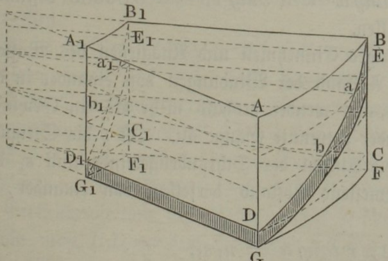
Anmerkung. Die holländische Schraube wird auch zuweilen zum Transport lockerer Massen, z. B. in den Mahlmühlen zum Zufördern des aus Mehl und Kleie bestehenden Mahlgutes nach dem Elevator verwendet, und hat dann in der Regel eine horizontale Axenlage.

Die Wasserschrauben werden zwar gewöhnlich ganz aus Holz hergestellt, sie lassen sich aber auch leicht aus Eisen, namentlich die Gänge derselben eben so leicht aus Eisenblech wie aus Holzsectoren zusammensetzen. Werden die Schneckengänge durch hölzerne Splissen oder sogenannte Schaufelbretter von circa 25 mm Dicke gebildet, so erhält die Welle oder Spindel der Schraube schraubenförmige Nuthen von circa 25 mm Tiefe, in welche diese Brettstücken zu sitzen kommen. Die an einander anstoßenden Schaufelbretter werden durch Klammern mit einander fest verbunden, und es ist eine weitere Befestigung derselben an der Spindel nicht nöthig. Ebenso wird auch die Innenfläche des Mantels mit Nuthen versehen, in welche die äußeren Enden der Schaufelbretter eingreifen müssen. Die feste Verbindung dieses Mantels mit den Gewinden wird endlich durch eiserne Reifen bewirkt, welche man in Abständen von etwa 0,6 m von einander auf den Mantel auftreibt. Sehr gewöhnlich erhalten diese Wasserschrauben einen Theerüberzug.

Setzt man die Schneckengänge aus Eisenblechstücken zusammen, so bedient man sich einer gußeisernen Welle, welche statt der Nuthen mit schraubenförmig laufenden Kränzen versehen ist, worauf dann die Schraubengänge aufgenietet werden. Macht man auch den Mantel von Eisenblech, so verbindet man denselben am besten durch Winkeleisen mit den Gewinden.

Um die Formen der Schaufelbleche und Schaufelbretter zu erhalten, schneidet man ein prismatisches Holzstück $A C D_1 B_1$, Fig. 578, aus, dessen Basis $A B_1 = C D_1$ ein Kreissector ist, welcher die Projection einer Schaufel rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe darstellt. Zeichnet man sich nun auf die beiden cylindrischen Stirnflächen $A\,C$ und $A_1\,C_1$ dieses Körpers die Schraubenlinien $B D$ und $B_1 D_1$ auf, und führt man einen Sägeschnitt $B a b D D_1 b_1 a_1 B_1$, welcher beide Curven überall in gleich hoch liegenden Punkten $a$, $a_1$; $b$, $b_1$ verfolgt, so erhält man in demselben die Seitenfläche für ein Schaufelblech oder ein Schaufelbrett.

Fig. 578.



Wenn man nun den Körper $A B D D_1 B_1 A_1$ mit seiner windschiefen Begrenzungsfläche so genau als möglich auf das Blech legt, aus welchem die Schaufeln geschnitten werden sollen, so kann man sich dann leicht den Umriß einer Schaufel auf dieses Blech aufreißen, und hiernach dieselbe ausschneiden. Um dagegen ein Schaufelbrett anzufertigen, ist es nöthig, ein Holzprisma hierzu anzuwenden, welches noch um die in der Axenrichtung der Schraubenrichtung zu messende Schaufeldicke $CF = DG$ höher ist, und wenn man nun außer dem windschiefen Schnitte $B D D_1 B_1$ im Abstande $BE = B_1 E_1$ noch einen Parallelschnitt $E G G_1 E_1$ führt, so erhält man in dem zwischen beiden Schnitten enthaltenen Holzstück $B G G_1 B_1$ die verlangte Schaufel.

Man kann auch statt der windschiefen Schaufelbretter einfache sectorförmige anwenden, wenn man dieselben so einsetzt, daß sie zum Theil über einander weggreifen und ihre Grundflächen rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe stehen. In diesem Falle erhält man nach Art der Wendeltreppen stufenförmig geformte Schraubengänge.

Die gewöhnlichen Wasserschrauben und Tonnenmühlen haben eine Spindellänge von 3 bis 6 m, eine Spindeldicke von 0,15 bis 0,30 m, und es beträgt die ganze Weite derselben $^1/_2$ bis 1 m. Man giebt den Windungen am äußeren Umfang eine Steigung von 10 bis $30^0$, und der Spindelaxe eine Neigung von 30 bis $35^0$. An dem Umfange der Spindel ist natürlich das Ansteigen der Windungen viel größer, denn es ist, der Formel $tang\, \alpha = \frac{s}{2 \pi r}$ zufolge, die Tangente dieses Winkels $\alpha$ der Entfernung $r$ von der Spindelaxe umgekehrt proportional. Wäre z. B. der Durchmesser der Spindel $^1/_3$ von dem der Schraube, und das Ansteigen derselben am äußeren Umfange $15^0$, so würde das Ansteigen derselben am Umfange der Spindel durch $tang\, \alpha = 3\, tang\, 15^0 = 0{,}80385$ bestimmt sein und folglich $38^3/_4{}^0$ ausfallen.

Um ein möglichst gleichförmiges Einnehmen und Ausgießen des Wassers zu erhalten, macht man den Abstand der Windungen von einander in der Regel nur 0,15 bis 0,20 m, und wendet deshalb mehr als ein Gewinde, z. B. drei oder vier von einander getrennte Gänge an. Ist $s$ die Steigung eines Schraubenganges, $n_1$ die Anzahl der Schraubengewinde und $s_1$ der parallel der Axenrichtung gemessene Abstand derselben von einander, so hat man:

$$s = 2 \pi r\, tang\, \alpha = n_1 s_1,$$

und daher:

$$n_1 = \frac{2 \pi r\, tang\, \alpha}{s_1},$$

z. B. für $r = 0{,}5$, $s_1 = 0{,}18$ m und $\alpha = 12^1/_2{}^0$:

$$n_1 = \frac{2\,.\,0,5}{0,18}\,\pi\, tang\, 12^1/_2{}^0 = \backsim 4.$$

Die Anzahl der Gänge eines und desselben Gewindes ist bei der Länge $l$ der Spindel:

$$n = \frac{l}{s} = \frac{l}{n_1 s_1},$$

z. B. für $n_1 = 4$, $s_1 = 0,18$ und $l = 6$ m:

$$n = \frac{6}{4\,.\,0,18} = 8,33.$$

Anmerkung. Die Wasserschraube ist jedenfalls eine der vollkommensten Wasserhebungsmaschinen, und der Wirkungsgrad derselben mindestens 0,75 anzunehmen. Nach Mallet's Beobachtungen konnten an einer Tonnenmühle mit dreifachen Gewinden neun Arbeiter, bei 35 Umdrehungen per Minute, stündlich 1358 Cubikfuß Wasser $10^1/_2$ Fuß hoch heben. Die entsprechende stündliche Leistung ist hiernach 1358 . 10,5 . 66 = 941094 Fußpfund = 138130 mkg, d. i. für einen Arbeiter allein 104566 Fußpfund = 15350 mkg, also täglich, bei sechs Stunden wirklicher Arbeitszeit, $L = 6\,.\,104566 = 627396$ Fußpfund = 92100 mkg. In Frankreich rechnet man $L = 100000$ mkg.

Die geometrische Bestimmung der Wassermenge, welche eine Tonnenmühle oder Wasserschraube bei jeder Umdrehung aufnimmt und nach und nach emporfördert, ist mit besonderen Weitläufigkeiten verbunden, weil man es hier nicht mit einem wasserhaltenden Bogen, sondern mit eigenthümlichen, von Cylindern und Schrauben und einer horizontalen Ebene begrenzten Körpern zu thun hat. Am kürzesten gelangt man zum Ziele, wenn man die Construction zu Hülfe nimmt, und sich hierbei wieder der Methode des Abwickelns bedient, wobei die Schraubencurven in gerade Linien und die elliptischen Begrenzungen der Oberfläche des Wassers in Sinusoiden übergehen. §. 128.

Es sei in Fig. 579 (a. f. S.) $CX$ die Axe der Schraube in aufrechter Stellung, ferner $AFB$ der halbe Querschnitt der Spindel, sowie $A_1 F_1 B_1$ der halbe Querschnitt der ganzen Schraube, beide auf die verticale Bildebene niedergeklappt. Ferner sei $AO$ die halbe Höhe eines Schraubenganges, und $BMGOH$ die nach bekannten Regeln entworfene Verticalprojection der Schraube auf der Spindel, sowie $KMDE$ die Tangente an dieselbe, welche die Verticalprojection des Wasserspiegels in einem Schraubengange darstellt. Macht man $BL$ = dem Halbkreis $AFB = \pi\,.\,CB$ und $LO_1$ = der halben Ganghöhe, so ist die Gerade $BO_1$ die abgewickelte Schraubenlinie, wogegen $KM_1 D_1 NP$ die abgewickelte Ellipse vorstellt, in welcher der Wasserspiegel die Schraubenspindel schneidet. Durch die beiden Linien $M_1 D_1 NP$ und $M_1 P$ wird die Fläche begrenzt, in welcher die Spindel von

Wenn man nun den Körper $ABDD_1B_1A_1$ mit seiner windschiefen Begrenzungsfläche so genau als möglich auf das Blech legt, aus welchem die Schaufeln geschnitten werden sollen, so kann man sich dann leicht den Umriß einer Schaufel auf dieses Blech aufreißen, und hiernach dieselbe ausschneiden. Um dagegen ein Schaufelbrett anzufertigen, ist es nöthig, ein Holzprisma hierzu anzuwenden, welches noch um die in der Axenrichtung der Schraubenrichtung zu messende Schaufeldicke $CF = DG$ höher ist, und wenn man nun außer dem windschiefen Schnitte $BDD_1B_1$ im Abstande $BE = B_1E_1$ noch einen Parallelschnitt $EGG_1E_1$ führt, so erhält man in dem zwischen beiden Schnitten enthaltenen Holzstück $BGG_1B_1$ die verlangte Schaufel.

Man kann auch statt der windschiefen Schaufelbretter einfache sectorförmige anwenden, wenn man dieselben so einsetzt, daß sie zum Theil über einander weggreifen und ihre Grundflächen rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe stehen. In diesem Falle erhält man nach Art der Wendeltreppen stufenförmig geformte Schraubengänge.

Die gewöhnlichen Wasserschrauben und Tonnenmühlen haben eine Spindellänge von 3 bis 6 m, eine Spindeldicke von 0,15 bis 0,30 m, und es beträgt die ganze Weite derselben $^1/_2$ bis 1 m. Man giebt den Windungen am äußeren Umfang eine Steigung von 10 bis $30^0$, und der Spindelaxe eine Neigung von 30 bis $35^0$. An dem Umfange der Spindel ist natürlich das Ansteigen der Windungen viel größer, denn es ist, der Formel $tang\,\alpha = \frac{s}{2\pi r}$ zufolge, die Tangente dieses Winkels $\alpha$ der Entfernung $r$ von der Spindelaxe umgekehrt proportional. Wäre z. B. der Durchmesser der Spindel $^1/_3$ von dem der Schraube, und das Ansteigen derselben am äußeren Umfange $15^0$, so würde das Ansteigen derselben am Umfange der Spindel durch $tang\,\alpha = 3\,tang\,15^0 = 0,80385$ bestimmt sein und folglich $38^3/_4{}^0$ ausfallen.

Um ein möglichst gleichförmiges Einnehmen und Ausgießen des Wassers zu erhalten, macht man den Abstand der Windungen von einander in der Regel nur 0,15 bis 0,20 m, und wendet deshalb mehr als ein Gewinde, z. B. drei oder vier von einander getrennte Gänge an. Ist $s$ die Steigung eines Schraubenganges, $n_1$ die Anzahl der Schraubengewinde und $s_1$ der parallel der Axenrichtung gemessene Abstand derselben von einander, so hat man:

$$s = 2\pi r\,tang\,\alpha = n_1 s_1,$$

und daher:

$$n_1 = \frac{2\pi r\,tang\,\alpha}{s_1},$$

z. B. für $r = 0,5$, $s_1 = 0,18$ m und $\alpha = 12^1/_2{}^0$:

$$n_1 = \frac{2\,.\,0{,}5}{0{,}18}\,\pi\,tang\,12^1/_2{}^0 = \backsim 4.$$

Die Anzahl der Gänge eines und desselben Gewindes ist bei der Länge $l$ der Spindel:

$$n = \frac{l}{s} = \frac{l}{n_1 s_1},$$

z. B. für $n_1 = 4$, $s_1 = 0{,}18$ und $l = 6$ m:

$$n = \frac{6}{4\,.\,0{,}18} = 8{,}33.$$

Anmerkung. Die Wasserschraube ist jedenfalls eine der vollkommensten Wasserhebungsmaschinen, und der Wirkungsgrad derselben mindestens 0,75 anzunehmen. Nach Mallet's Beobachtungen konnten an einer Tonnenmühle mit dreifachen Gewinden neun Arbeiter, bei 35 Umdrehungen per Minute, stündlich 1358 Cubikfuß Wasser $10^1/_2$ Fuß hoch heben. Die entsprechende stündliche Leistung ist hiernach $1358\,.\,10{,}5\,.\,66 = 941\,094$ Fußpfund $= 138\,130$ mkg, d. i. für einen Arbeiter allein 104566 Fußpfund $= 15\,350$ mkg, also täglich, bei sechs Stunden wirklicher Arbeitszeit, $L = 6\,.\,104\,566 = 627\,396$ Fußpfund $= 92\,100$ mkg. In Frankreich rechnet man $L = 100\,000$ mkg.

Die geometrische Bestimmung der Wassermenge, welche eine Tonnenmühle oder Wasserschraube bei jeder Umdrehung aufnimmt und nach und nach emporfördert, ist mit besonderen Weitläufigkeiten verbunden, weil man es hier nicht mit einem wasserhaltenden Bogen, sondern mit eigenthümlichen, von Cylindern und Schrauben und einer horizontalen Ebene begrenzten Körpern zu thun hat. Am kürzesten gelangt man zum Ziele, wenn man die Construction zu Hülfe nimmt, und sich hierbei wieder der Methode des Abwickelns bedient, wobei die Schraubencurven in gerade Linien und die elliptischen Begrenzungen der Oberfläche des Wassers in Sinusoiden übergehen. §. 128.

Es sei in Fig. 579 (a. f. S.) $CX$ die Axe der Schraube in aufrechter Stellung, ferner $AFB$ der halbe Querschnitt der Spindel, sowie $A_1F_1B_1$ der halbe Querschnitt der ganzen Schraube, beide auf die verticale Bildebene niedergeklappt. Ferner sei $AO$ die halbe Höhe eines Schraubenganges, und $BMGOH$ die nach bekannten Regeln entworfene Verticalprojection der Schraube auf der Spindel, sowie $KMDE$ die Tangente an dieselbe, welche die Verticalprojection des Wasserspiegels in einem Schraubengange darstellt. Macht man $BL =$ dem Halbkreis $AFB = \pi\,.\,CB$ und $LO_1 =$ der halben Ganghöhe, so ist die Gerade $BO_1$ die abgewickelte Schraubenlinie, wogegen $KM_1D_1NP$ die abgewickelte Ellipse vorstellt, in welcher der Wasserspiegel die Schraubenspindel schneidet. Durch die beiden Linien $M_1D_1NP$ und $M_1P$ wird die Fläche begrenzt, in welcher die Spindel von dem Wasser in einer Zelle berührt wird; dieselbe ist ein Element zur Bestimmung des gesuchten Wasserraumes und läßt sich leicht mit Hülfe der Simpson'schen Regel ermitteln. Der dem Wasserspiegel in einem Gange

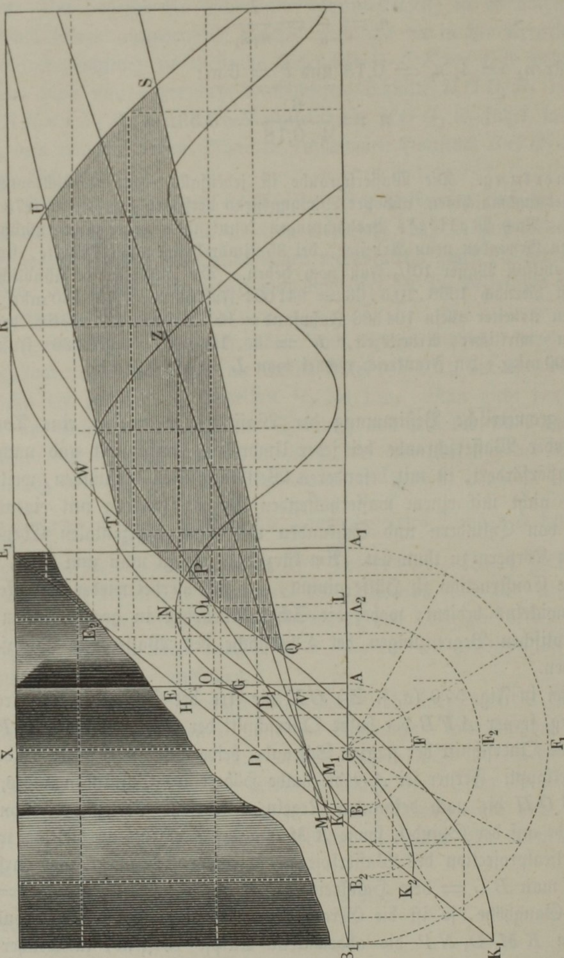



Fig. 579.

entsprechende Schnitt $KE$ trifft den Mantel der Wasserschraube in einer anderen Ellipse, deren große Axe $K_1 E_1 = 2\,DE_1 = 2\,DK_1$ ist, und deren Abwickelung eine Sinusoide $K_1\,Q\,T\,R\,U\,S$ giebt, welche von der abgewickelten Schraubenlinie $B_1\,Q\,S$ am Umfange des Schraubenmantels in zwei Punkten $Q$ und $S$ durchschnitten wird. Bestände diese Wasserschraube nur aus einem Gewinde, so würde folglich die Fläche $Q\,T\,R\,U\,S$ zwischen dem Sinusoidenbogen $Q\,T\,R\,U\,S$ und der Geraden $Q\,S$ das Flächenstück darstellen, in welchem die innere Fläche des Mantels vom Wasser in einem Gange berührt wird. Geben wir aber der Schraube zwei Gewinde, so können wir die gedachte Sinusoide noch durch eine zweite Linie $T\,U$ durchschneiden, welche parallel, und zwar um die halbe Schraubenganghöhe $A\,O$ über $Q\,S$ hinläuft, und es ist dann die Zone $Q\,T\,U\,S$ zwischen diesen Parallelen das gesuchte Flächenstück oder Element zur Bestimmung des Wasserraumes eines Ganges.

Wenn man nun zwischen der Spindel über $A\,F\,B$ und dem Mantel über $A_1\,F_1\,B_1$ noch andere Cylinder einschaltet und auf diese eben dasselbe Verfahren anwendet, wie an dem Mantel, so bekommt man noch andere Flächenstücke oder Elemente zur Bestimmung des gedachten Wasserraumes, wie z. B. $V\,W\,Z$, welches dem Cylinder entspricht, dessen Halbmesser $CA_2 = CB_2$ das Mittel von dem der Spindel und des Mantels ist. Nachdem man die Inhalte aller dieser Flächenstücke durch die Simpson'sche Regel ermittelt hat, findet man endlich das gesuchte Wasservolumen in einem Gange oder einer Zelle dadurch, daß man den ebenfalls mittelst der Simpson'schen Regel zu bestimmenden Mittelwerth von diesen verschiedenen Flächenstücken mit dem Normalabstand zwischen der inneren Mantelfläche und dem Umfange der Spindel multiplicirt.

Beispiel. Bei der in Fig. 579 dargestellten Tonnenmühle sei der Spindelhalbmesser $CA = CB = r = 0{,}15\,\text{m}$, der Mantelhalbmesser $CA_1 = CB_1 = r_1 = 0{,}45\,\text{m}$, die halbe Schraubenganghöhe $AO = \frac{1}{2}\,s = 0{,}3\,\text{m}$, die Anzahl der Schraubengewinde $n = 2$ und der Neigungswinkel der Spindelaxe gegen den Horizont, d. i. $\sphericalangle\, EDX = 40^0$. Hiernach ist für das Ansteigen der innersten Schraubenlinie (am Umfange der Spindel):

$$tang\,\alpha = \frac{s}{2\,\pi\,r} = \frac{\frac{1}{2}\,s}{\pi\,r} = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366,\ \text{folglich}\ \alpha = PBC = 32^0\,29',$$

ferner für das der äußersten Schraubenlinie (im Mantel):

$$tang\,\alpha_1 = \frac{\frac{1}{2}\,s}{\pi\,r_1} = \frac{2}{3\,\pi} = 0{,}2122,\ \text{folglich}\ \alpha_1 = Q\,B_1\,C = 11^0\,59',$$

und für einen mittleren Winkel $Z\,B_2\,C = \alpha_2$:

$$tang\,\alpha_2 = \frac{\frac{1}{2}\,s}{\pi\,r_2} = \frac{1}{\pi} = 0{,}3183,\ \text{folglich}\ \alpha_2 = 17^0\,39'.$$

Construirt man nach diesen Angaben zu den den abgewickelten Schraubenlinien entsprechenden geraden Transversalen $BP$, $B_1QS$ und $B_2\,VZ$ auch noch die Sinusoiden $KNP$, $K_1QRS$ und $K_2VWZ$, welchen die abgewickelten elliptischen Wasserlinien in einer Zelle zugehören, und zieht man noch im Abstande $\frac{1}{2}s = 0,3$ m über $QS$ die abgewickelte Schraubenlinie $TU$ des folgenden Ganges, so erhält man die Flächenstücke $M_1NP$, $QTUS$ und $VWZ$, wonach sich der Wasserraum in einer Zelle leicht bestimmen läßt.

Der Flächenraum $F_0 = M_1NP$ wurde $= 0,0289$ qm
" " $F_1 = QTUS$ " $= 0,3358$ "
" " $F_2 = VWZ$ " $= 0,1609$ "

gefunden, und folglich das Mittel hieraus:

$$F = \frac{F_0 + 4F_2 + F_1}{6} = \frac{0,0289 + 0,6436 + 0,3358}{6} = 0,1681 \text{ qm},$$

und da die Weite $r_1 - r = AA_1 = BB_1$ des Wasserraumes 0,3 m beträgt, so ist das gesuchte Wasservolumen:

$$V = F(r_1 - r) = 0,1681 \,.\, 0,3 = 0,0504 \text{ cbm} = 50,4 \text{ l}.$$

Da die Schraube zwei Gewinde hat, so liefert sie bei jeder Umdrehung $2 \,.\, V = 0,101$ cbm Wasser. Wäre nun noch die Axenlänge der Schraube $l = 6$ m, so würde sie das Wasser annähernd auf die Höhe

$$h = l \sin\beta = 6 \sin 40^0 = 6 \,.\, 0,6428 = 3,857 \text{ m}$$

fördern und folglich der Arbeitsaufwand pro Umdrehung

$$Vh\gamma = 101 \,.\, 3,857 = 389,6 \text{ mkg}$$

betragen.

Soll die Schraube per Minute $u = 30$ Umdrehungen machen, so ist die theoretische Arbeit zu

$$\frac{30}{60}\, 389,6 = 194,8 \text{ mkg} = 2,6 \text{ Pferdekraft}$$

gefunden.

Mit Rücksicht auf die Zapfenreibungen, welche bei der Tonnenmühle größer ausfallen, als bei den Schrauben im Kumme, sowie wegen der hydraulischen Hindernisse kann die erforderliche Betriebskraft um 20 bis 25 Proc. größer ausfallen, so daß man sie zu etwa 3,25 Pferdekraft anzunehmen hat.

Ueber Wasserschnecken und die darüber handelnde Literatur s. u. A. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

§. 129. **Pumpen.** Die Pumpen sind die vorzüglichsten und am allgemeinsten angewandten Wasserhebungsmaschinen. Sie befördern das Wasser mittelst eines in einem Cylinder dichtschließend hin- und hergehenden Kolbens, und sind zu diesem Behufe mit den nöthigen Röhren und Apparaten zur Steuerung oder Regulirung versehen. Die Haupttheile einer Pumpe sind:

1) der Pumpencylinder (Pumpenstiefel) oder das Kolbenrohr;
2) der in diesem Cylinder bewegliche Kolben;
3) die Pumpenröhren, durch welche das Wasser dem Pumpencylinder zu- und von demselben abgeführt wird;

4) die Ventile, wodurch die Communication des Pumpencylinders mit den Pumpenröhren abwechselnd hergestellt und aufgehoben, also das eigentliche Steuern der Pumpe bewirkt wird.

Eine Pumpe hat im Allgemeinen zwei Ventile, ein Admissions- und ein Emissionsventil; durch jenes wird der Eintritt des Wassers in den Pumpencylinder regulirt, durch dieses dagegen der Austritt des Wassers aus demselben. Beide Ventile haben entweder einen festen Sitz, oder nur das eine, während das andere mit dem Kolben verbunden ist, und hiernach hat man denn auch zwei verschiedene Pumpensysteme, nämlich:

I. Pumpen mit massiven Kolben und

II. Pumpen mit durchbrochenen und mit Ventilen versehenen Kolben (ventilirten Kolben).

Von den beiden Pumpenröhren, welche mit dem Kolbenrohre verbunden sind, heißt diejenige, welche das Wasser von dem Kolbenrohre fortführt, die Steigröhre, und dagegen diejenige Röhre, durch welche das Wasser in den Pumpenkörper gelangt, entweder die Einfallröhre oder die Saugröhre, je nachdem sie das Wasser dem Cylinder fallend oder steigend zuführt. Zuweilen läßt man auch die eine dieser beiden Röhren ganz ausfallen, indem man den Pumpencylinder entweder unmittelbar in das Unterwasser setzt, oder ihn unmittelbar über dem Oberwasser ausmünden läßt. Pumpen mit einer Saugröhre und ohne Steigröhre heißen Saugpumpen, und Pumpen mit einer Steigröhre und ohne Saugröhre heißen entweder Hubpumpen oder Druckpumpen, je nachdem die Steigröhre über oder unter dem Kolben in das Kolbenrohr einmündet und folglich der Kolben mit seiner oberen oder mit seiner unteren Fläche auf die Wassersäule, d. i. hebend oder drückend, wirkt. In den meisten Fällen bedient man sich entweder der vereinigten Saug- und Hub-, oder der vereinigten Saug- und Druckpumpen.

**Pumpen mit Ventilkolben.** Die Art und Weise, wie die Pumpen mit Ventilkolben wirken, ist aus den Figuren 580 und 581 (a. f. S.) zu ersehen, welche die Durchschnitte dreier Pumpen, und zwar in Fig. 580 die Kolben im Aufgange und in Fig. 581 dieselben im Niedergange vor Augen führen. Der Durchschnitt in I. gehört einer Hub-, der in II. einer Saug- und der in III. einer Saug- und Hubpumpe an. Es ist bei allen drei Pumpen $C$ das Kolbenrohr, $K$ der in demselben auf- und niedergehende und mit zwei Ventilen ausgerüstete Kolben, $V$ das Saug- oder Einlaßventil, $UU$ das Unterwasser und $OO$ das Oberwasser, ferner zeigt in I. und III. $S$ das Steigrohr, und in II. und III. $R$ das Saugrohr. Bei dem in Fig. 580 dargestellten Aufgange sind die Kolbenventile geschlossen und die Saugventile ($V$) in Folge des Luftdruckes auf den Unterwasser- §. 130.

Fig. 580.

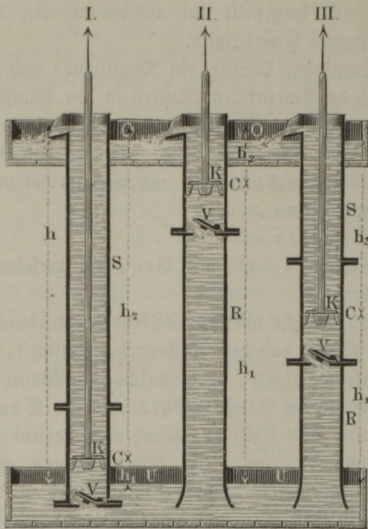
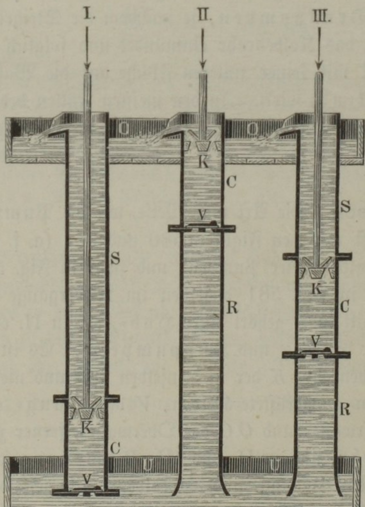



Fig. 581.




spiegel geöffnet; es wird daher hierbei ein Theil des über den Kolben stehenden Wassers oben ausgegossen und die unter dem Kolben befindliche Wassermasse durch Zufluß aus dem Unterwasser entsprechend vergrößert. Bei dem in Fig. 581 dargestellten Kolbenniedergange sind dagegen die Kolbenventile geöffnet und die Saugventile geschlossen; es wird also hierbei kein neues Wasser aufgenommen, sondern es fließt nur das von den niedergehenden Kolben verdrängte Wasser durch die Kolbenlöcher und füllt den über den Kolben frei werdenden Raum aus, so daß nur so viel Wasser oben zum Ausgusse gelangt, als die Kolbenstange verdrängt.

Vom theoretischen Standpunkte aus betrachtet, ist die Kraft und die Wirkung dieser drei Pumpen eine und dieselbe. Ist $b$ die Wasserbarometerhöhe, $h_2$ die Höhe der Wassersäule über dem Kolben, sowie $h_1$ die Höhe der Wassersäule unter demselben, bis zum Unterwasserspiegel $UU$ gemessen, bezeichnet ferner $F$ den Inhalt der Kolbenfläche, und $\gamma$ das specifische Gewicht des Wassers oder der zu hebenden Flüssigkeit, so ist für den Aufgang des Kolbens zu setzen:

1) der Druck der Luft und des Wassers auf den Kolben $K$ von oben nach unten:

$$R_2 = F(b + h_2)\gamma \quad \text{und}$$

2) der Druck der Luft und des Wassers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_1 = F(b - h_1)\gamma.$$

Die Differenz dieser Drucke giebt nun die gesuchte Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = R_2 - R_1 = F(b + h_2 - b + h_1)\gamma = F(h_2 + h_1)\gamma,$$

d. i.:

$$P = Fh\gamma,$$

wenn $h$ die ganze senkrechte Förderhöhe $h_1 + h_2$ bezeichnet, welche vom Unterwasserspiegel bis zur Oberfläche des Wassers in der Pumpe zu messen ist.

Es ist hiernach bei den Pumpen mit Ventilkolben die Kraft zum Aufziehen des Pumpenkolbens constant und weder vom Kolbenstande noch vom Atmosphärendrucke abhängig, und zwar gleich dem Gewichte einer Wassersäule, welche den Kolbenquerschnitt $F$ zur Basis und die Förderhöhe $h$ zur Länge hat.

Da die auf den Unterwasserspiegel $UU$ drückende Luft höchstens eine Wassersäule von der Höhe $b$ (10,336 m) zu tragen vermag, so kann das Wasser dem aufsteigenden Kolben nur so lange folgen, bis die Höhe $h_2$ der unteren Grundfläche desselben über dem Unterwasserspiegel noch nicht die Wasserbarometerhöhe $b$ erreicht.

Bezeichnet $s$ den Kolbenweg, so ist unter dieser nothwendigen Voraussetzung das per Aufgang ausgegossene Wasserquantum:

$$V = Fs.$$

Wenn man den Querschnitt der Kolbenstange und die sämmtlichen Nebenhindernisse unbeachtet läßt, so ist beim Niedergange des Kolbens, wobei die Kolbenventile geöffnet sind, der Druck des Wassers über und unter dem Kolben einer und derselbe, und daher auch die Kraft zum Niedergange des Kolbens sowie auch das hierbei gehobene Wasserquantum gleich Null.

Hiernach ist nun auch die erforderliche mechanische Arbeit zum Heben der Wassermenge $V$ auf die Höhe $h$ mittelst dieser Pumpen:

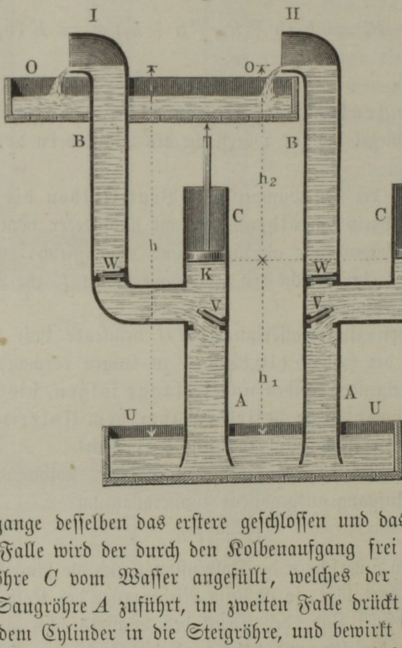
$$A = Ps = Fh\gamma s = Fsh\gamma = V\gamma h,$$

oder wenn $G = V\gamma$ das Gewicht der gehobenen Wassermenge bezeichnet, die mechanische Arbeit eines Kolbenhubes:

$$A = Ps = Gh.$$

§. 131. **Pumpen mit Massivkolben.** Die Wirkungsweise der Pumpen mit Massivkolben ist aus den Abbildungen in Fig. 582 und 583 zu ersehen, worin Fig. 582 den Kolbenaufgang und Fig. 583 den Kolbenrückgang darstellt. Bei der Pumpe in I. bildet die Saugröhre $A$ die Fortsetzung des Pumpencylinders oder Stiefels $C$; bei der in II. hingegen bildet sie die Fortsetzung der Steigröhre $B$. Uebrigens ist die Bewegungsweise von beiden Pumpen eine und dieselbe. Bei dem Aufgange des Kolbens $K$ ist das Saugventil $V$ geöffnet und das Steigventil $W$ geschlossen; dagegen

Fig. 582.




beim Niedergange desselben das erstere geschlossen und das letztere geöffnet. Im ersteren Falle wird der durch den Kolbenaufgang frei gewordene Raum der Kolbenröhre $C$ vom Wasser angefüllt, welches der Atmosphärendruck mittelst der Saugröhre $A$ zuführt, im zweiten Falle drückt der Kolben dieses Wasser aus dem Cylinder in die Steigröhre, und bewirkt dadurch den Ausguß einer gleichen Wassermenge in den Ausgußkasten $O\,O$.

Ist wieder $F$ der Inhalt des Kolbenquerschnittes, $b$ die Wasserbarometerhöhe und $h_1$ die senkrechte Höhe des Kolbens $K$ über dem Unterwasser, so hat man während des Kolbenaufganges den Druck der Atmosphäre auf den Kolben von oben nach unten:

$$R = F b \gamma;$$

dagegen den Druck der Atmosphäre und des Wassers auf denselben von unten nach oben:

$$R_2 = F(b - h_1)\gamma,$$

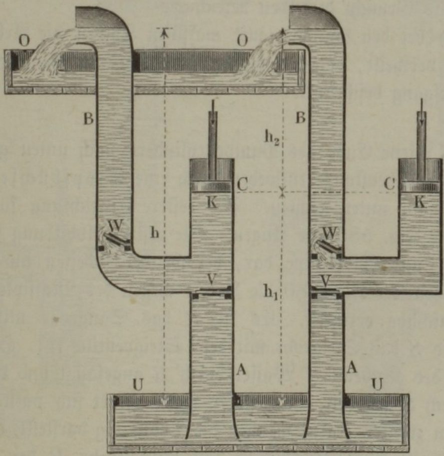
und es folgt daher die nöthige Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse:

$$P_1 = R - R_1 = F(b - b + h_1)\gamma = Fh_1\gamma.$$

Ist ferner $h_2$ die senkrechte Höhe der Oberfläche des Wassers in der Steigröhre $B$ über dem Kolben $K$, so hat man den Druck des Wassers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_2 = F(b + h_2)\gamma,$$

Fig. 583.




folglich die gesammte Kraft zum Niederdrücken des Kolbens:

$$P_2 = R_2 - R = F(b + h_2)\gamma - Fb\gamma = Fh_2\gamma.$$

Da sich die Höhen $h_1$ und $h_2$ während der Kolbenbewegung unaufhörlich verändern, so sind folglich auch die Kolbenkräfte $P_1$ und $P_2$ nicht constant, und es sind daher

$$P_1 = Fh_1\gamma \quad \text{und} \quad P_2 = Fh_2\gamma$$

nur Mittelwerthe derselben, wenn man für $h_2$ die senkrechte Höhe vom mittleren Kolbenstande (bei halbem Kolbenhube) bis zum Ausgußpunkte, sowie unter $h_1$ die vom mittleren Kolbenstande bis zum Unterwasserspiegel versteht. Ist $s$ der Kolbenhub, so geht während des Kolbenaufganges die Kraft $P_1$ von $F\left(h_1 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ allmälig in $F\left(h_1 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ und während des

Kolbenniederganges die Kraft $P_2$ von $F\left(h_2 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ nach und nach in $F\left(h_2 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ über.

Die aufzuwendende mechanische Arbeit per Spiel ist wieder

$$A = P_1 s + P_2 s = (F h_1 \gamma + F h_2 \gamma) s = F s (h_1 + h_2) \gamma = F s h \gamma$$
$$= V h \gamma = G h,$$

wenn wieder $h = h_1 + h_2$ die ganze Förderhöhe und $V = F s$ das Volumen der per Spiel zum Ausguß gelangenden Wassermenge sowie $G = V\gamma$ das Gewicht derselben bezeichnet.

Es ist also bei den Pumpen mit massiven Kolben die Arbeit auf beide Kolbenschübe vertheilt, dagegen bei den Pumpen mit Ventilkolben nur auf den Kolbenaufgang beschränkt.

§. 132. Wenn das offene Ende des Pumpencylinders nach unten gerichtet ist, so muß man die Kolbenstange entweder durch eine Stopfbüchse führen, oder sie ebenfalls nach unten richten. Die erstere Einrichtung führt Fig. 584 und die letztere Fig. 585 vor Augen. Die erstere Abbildung stellt eine vereinigte Saug- und Hubpumpe dar, bei welcher indessen im Gegensatze zu den Hubpumpen der Fig. 580 die Arbeit wegen des Massivkolbens sich auf beide Kolbenschübe vertheilt. Es ist $R$ das Saugrohr mit dem Saugventile $V$ und $S$ das Steigrohr mit dem Steigventile $W$. Hier wird beim Niedergange des Kolbens $K$ Wasser durch $R$ angesaugt und beim Aufgange desselben durch $S$ gehoben, im ersteren Falle öffnet sich natürlich das Ventil $V$, und im zweiten Falle, welchen die Abbildung darstellt, das Ventil $W$. In Fig. 585 ist eine Druckpumpe mit Einfallrohr $R$ bei niedergehenden Kolben abgebildet. Es findet bei dieser Einrichtung der Pumpe die Eigenthümlichkeit statt, daß der Kolben unter der Oberfläche des Unterwasserspiegels spielt, während er bei den Pumpen mit Saugröhre über derselben auf- und niedergeht; es ist also bei der Pumpe mit Einfallröhre der senkrechte Abstand $h_1$ zwischen dem Unterwasserspiegel und dem mittleren Kolbenstande negativ, wenn derselbe bei den Pumpen mit Saugröhre positiv gesetzt wird. Bezeichnet wieder $h_2$ die senkrechte Höhe vom mittleren Kolbenstande bis zum Oberwasserspiegel $B$, sowie $F$ die Größe der Kolbenfläche, so hat man bei der Pumpe in Fig. 584 mit Saugröhre die Kraft zum Niederschieben des Kolbens:

$$P_1 = F h_1 \gamma;$$

dagegen bei der Pumpe in Fig. 585 mit Einfallröhre:

$$P_1 = - F h_1 \gamma,$$

während die Kraft zum Aufziehen des Kolbens in beiden Fällen

$$P_2 = F h_2 \gamma \text{ ist.}$$

Die erforderliche mechanische Arbeit per Kolbenspiel ist daher bei der ersteren Pumpe:

$$A = P_1 s + P_2 s = F s (h_1 + h_2) \gamma = V (h_1 + h_2) \gamma,$$

und bei der letzteren:

$$A = P_1 s + P_2 s = F s (h_2 - h_1) \gamma = V (h_2 - h_1) \gamma;$$

Fig. 584.

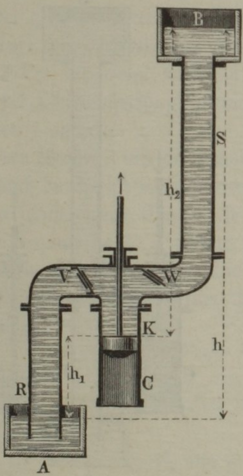
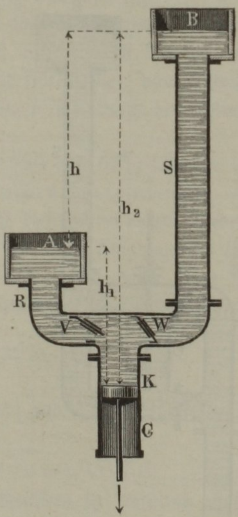



Fig. 585.




da aber die ganze Förderhöhe, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gemessen, sich im ersteren Falle durch

$$h = h_1 + h_2,$$

dagegen im zweiten durch

$$h = h_2 - h_1$$

ausdrückt, so ist bei beiden Pumpen die mechanische Arbeit per Spiel:

$$A = V h \gamma.$$

Nicht immer sind die Pumpencylinder aufrecht stehend, man legt dieselben auch zuweilen horizontal oder giebt ihnen wohl eine geneigte Lage; daß sich hierbei die Wirkungsweise und die Betriebskraft nicht ändert, ist leicht zu ermessen.

**§. 133. Doppelpumpen.** Um einen stetigeren Ausguß des Wassers zu erhalten, bringt man entweder eine einzige doppeltwirkende Pumpe, oder eine Verbindung von zwei einfachwirkenden Pumpen in Anwendung.

Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe ist in Fig. 586 abgebildet. Dieselbe hat eine Saugröhre $R$ und Steigröhre $S$ wie jede andere einfachwirkende Pumpe, dagegen steht der Pumpencylinder $C$ an beiden Enden mit den Röhren $R$ und $S$ in Verbindung, und es sind daher auch die vier Communicationsröhren, welche vom Cylinder $C$ nach der Saug-

Fig. 586.

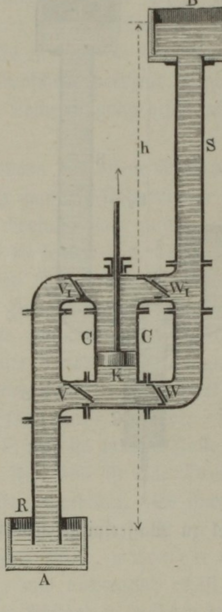
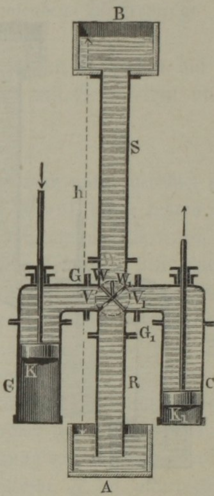



Fig. 587.




und nach der Steigröhre führen, mit zwei Saugventilen $V$ und $V_1$ und zwei Steigventilen $W$ und $W_1$ ausgerüstet. Da sich die Saugventile nur nach innen, und die Steig- oder Druckventile nur nach außen öffnen lassen, so ist leicht einzusehen, daß sich bei einem Kolbenschube auf der einen Seite das Saugventil und auf der anderen Seite das Steigventil öffnet. Die Abbildung stellt z. B. den Pumpenkolben $K$ im Aufgange befindlich dar, wobei die Ventile $V$ und $W_1$ geöffnet sind; geht dagegen der Kolben $K$ nieder, so öffnen sich die Ventile $V_1$ und $W$, in beiden Fällen wird aber Wasser mittelst $R$ angesaugt und mittelst $S$ aufgetrieben.

Denselben Zweck erreicht man auch durch eine Verbindung, Fig. 587, von zwei einfachwirkenden Pumpen, deren Kolben $K$ und $K_1$ abwechselnd auf- und niedergehen. Bei der abgebildeten Pumpe befinden sich die vier Ventile $V$ und $V_1$, $W$ und $W_1$ in einem und demselben Ventilgehäuse $G\,G_1$, und ihre Sitze bilden daselbst zwei auf einander winkelrecht stehende Ebenen. Die Abbildung stellt die Maschine so dar, daß der linke Kolben $K$ nieder- und der rechte Kolben $K_1$ aufgeht, es sind daher auch hier die Ventile $V$ und $W_1$ geöffnet, dagegen die Ventile $V_1$ und $W$ geschlossen, wobei natürlich Wasser mittelst $R$ aus $A$ nach $C$ und mittelst $S$ aus $C_1$ nach $B$ gehoben wird. Beide Pumpensysteme (in Fig. 586 und Fig. 587) gewähren außer der gleichmäßigeren Wasserförderung noch den Vortheil, daß die Kraft beim Auf- und Niedergange des Kolbens $K$ eine und dieselbe, nämlich $P = F h \gamma$ ist, wenn wieder $h$ die ganze Förderhöhe, vom Unterwasserspiegel bis Oberwasserspiegel gemessen, sowie $F$ die Größe der Kolbenfläche bezeichnet.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben (Fig. 580 und 581) läßt sich derselbe Zweck auch durch eine entsprechend dicke Kolbenstange erreichen. Ist $F_1$ der Querschnitt dieser Stange, so verdrängt dieselbe bei ihrem Niedergange das Wasserquantum $F_1 s$, und es ist daher das beim Aufgange des Kolbens ausgegossene Wasserquantum nur $(F - F_1)\, s$; soll daher beim Niedergange eben so viel Wasser zum Ausgusse gelangen wie beim Aufgange, so hat man nur

$$F_1 = F - F_1, \text{ d. i. } F_1 = \tfrac{1}{2} F$$

zu machen.

Bezeichnet $d$ den Durchmesser des Kolbens und $d_1$ den der Kolbenstange, so folgt hiernach:

$$d_1^2 = \tfrac{1}{2}\, d^2, \text{ also } d_1 = d\sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0{,}707\, d.$$

Mit einer solchen Vertheilung des Hubwassers ist natürlich auch eine entsprechende Kraftvertheilung verbunden. Es ist dann die Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$\begin{aligned} P_1 &= F h_1 \gamma + (F - F_1)\, h_2 \gamma = F\,(h_1 + h_2)\, \gamma - F_1 h_2 \gamma \\ &= F h \gamma - F_1 h_2 \gamma, \end{aligned}$$

und dagegen die zum Niedergange desselben, da hierbei das Wasser mit der Druckhöhe $h_2$ von unten auf die Fläche $F$ und von oben auf die Fläche $F - F_1$ drückt:

$$P_2 = [F - (F - F_1)]\, h_2 \gamma = F_1 h_2 \gamma,$$

z. B. für $F_1 = \tfrac{1}{2} F$:

$$P_1 = F\,(h - \tfrac{1}{2} h_2)\, \gamma \text{ und } P_2 = \tfrac{1}{2} F h_2 \gamma.$$

Wäre noch $h_2 = h$, daher $h_1 = 0$, also die Pumpe eine einfache Hubpumpe (Fig. 580, I.), so fiele $P_1 = P_2 = \tfrac{1}{2} F h \gamma$ aus. Soll allgemein die Kraft für den Aufgang gleich der für den Niedergang sein, so ergiebt sich, wenn man $P_1 = P_2$ setzt, das Verhältniß der Querschnitte $\frac{F_1}{F} = \frac{h}{2\,h_2}$; in diesem Falle fällt natürlich die Wasserförderung bei den beiden Kolbenläufen nicht mehr gleich aus.

Um ein möglichst gleichmäßiges Ausströmen des Wassers aus dem Steigrohre zu erlangen, wie es z. B. bei Fontainen und Feuerspritzen nöthig ist, wendet man die sogenannten Windkessel an, über deren Wirkungsweise in der Folge gehandelt wird.

§. 134. **Pumpenröhren.** Der wesentlichste Theil einer jeden Pumpe, von dessen Abmessungen deren Leistung vornehmlich abhängt, ist der Pumpencylinder oder die Kolbenröhre, d. h. derjenige Theil, in welchem sich der Kolben bewegt. Der Cylinder besteht bei fast allen Pumpen aus Gußeisen, nur bei kleinem Durchmesser wird zuweilen Messing oder auch wohl Zink verwendet, hölzerne Pumpenröhren findet man nur für geringe Hubhöhen bei Handpumpen zu wirthschaftlichen oder baulichen Zwecken in Gebrauch, in solchem Falle wird in der Regel Eichen- oder Ahornholz gewählt. Abgesehen von den allereinfachsten Pumpen für Bauzwecke, bei denen zuweilen die Kolbenröhre aus einem aus vier Brettern zusammengesetzten vierseitigen Prisma besteht, giebt man den Pumpencylindern immer die kreisförmige Querschnittsgestalt, weil diese nicht nur die leichteste Darstellung, sondern auch die genaueste Dichtführung des Kolbens ermöglicht. Zu diesem Behufe müssen die Cylinder immer genau cylindrisch ausgebohrt bezw. noch ausgeschliffen werden, während bei den metallenen Zuleitungsröhren eine Bearbeitung der Innenflächen niemals stattfindet.

Die Durchmesser der Pumpencylinder schwanken natürlich zwischen sehr weiten Grenzen, je nach dem zu befördernden Wasserquantum. Während z. B. für hydraulische Pressen und zur Speisung von Accumulatoren oder Dampfkesseln Pumpkolben von nur 20 mm Durchmesser nicht selten sind, hat man zur Bewältigung der bedeutenden Wassermengen bei der Entwässerung von Niederungen Pumpen angewandt von 2 m Durchmesser*) und darüber. Zwischen diesen äußersten Grenzen sind alle Zwischenweiten gebräuchlich. Die Länge des Cylinders ist, ähnlich wie bei den Dampfmaschinen, mindestens gleich der um die Liderungsbreite des Kolbens vergrößerten Länge des Kolbenschubes, welcher letztere in jedem einzelnen Falle mit Rücksicht auf die festgesetzte Kolbengeschwindigkeit und die gewünschte Anzahl der Hübe zu bestimmen ist. Die Wandstärke der Pumpencylinder

*) Die Pumpen zur Entwässerung des Blocklandes bei Bremen haben 8 Fuß Durchmesser; s. Berg, Die Entwässerung des Blocklandes, 1864.

kann im Allgemeinen nicht wohl aus dem Drucke der Flüssigkeit nach den Regeln der Festigkeit bestimmt werden, da hiernach die Stärken meist so gering ausfallen würden, daß die Herstellung gar nicht möglich wäre. Man wird vielmehr, mit Rücksicht auf genügende Dichtheit des Gußrohres sowie wegen der beim Ausbohren auftretenden sehr starken Anstrengung auf Torsion und auch zur Ermöglichung eines etwa nothwendig werdenden Nachbohrens, gußeisernen Cylindern selten eine geringere Wandstärke als 20 mm geben, für größere Drucke und Durchmesser kann man die in Thl. II für Wassersäulenmaschinen angegebene Formel für die Wandstärke

$$e = 0{,}0025\, p\, d + 32\,\mathrm{mm}$$

benutzen, wenn $p$ den Druck in Atmosphären, $d$ den Cylinderdurchmesser und $e$ die Wandstärke bedeutet.

Die Saug- und Steigröhren werden bei allen besseren Pumpenanlagen aus Metall, und zwar aus Gußeisen, Schmiedeeisen, Kupfer oder Blei gefertigt. Nur bei kleinen Brunnenanlagen wendet man Röhren aus Holz und zwar aus Tannen-, Fichten- oder Kiefernholz an, welche zur Erlangung der genügenden Widerstandsfähigkeit mit eisernen Ringen gebunden werden. Die Weite dieser Röhren richtet sich nach derjenigen des Pumpencylinders sowohl wie nach der Geschwindigkeit des Kolbens, welche letztere sehr häufig etwa 0,3 bis 0,4 m beträgt, obwohl bei Bergwerkspumpen mit großem Hube auch Kolbengeschwindigkeiten von 1 m und darüber vorkommen. Die Weite der Röhren pflegt in der Regel so bemessen zu werden, daß die Geschwindigkeit des Wassers in ihnen nur eine mäßige Größe von etwa 1 m annimmt. Die Röhren werden in Längen von 3 bis 4 m angefertigt und entweder mit Flanschen zum Verschrauben oder mit Muffen zum Verkitten versehen; hierfür gilt das in Thl. II über Röhrenleitungen Gesagte. Besondere Sorgfalt ist auf eine möglichst dichte Verbindung namentlich bei den Saugröhren zu verwenden, da bei diesen letzteren schon eine sehr geringe Undichtheit die Saugwirkung gänzlich in Frage stellen kann, indem dadurch der atmosphärischen Luft in das Innere Zutritt gestattet wird, während Undichtheiten der Steigröhren nur entsprechende Wasserverluste im Gefolge haben. Daß die Saugröhren einem Drucke von außen auf Zerknicken, die Steigröhren dagegen einer inneren das Zerreißen anstrebenden Spannung ausgesetzt sind, bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Auch die Wandstärken der Röhren für Pumpen werden in der Regel nicht durch die Rücksichten der Festigkeit, sondern durch diejenigen der Fabrikation und des Dichthaltens bedingt. Gußeisernen Röhren giebt man, je nach ihrem Durchmesser, Stärken zwischen 10 bis 20 mm, die schmiedeeisernen gezogenen Röhren erhalten etwa zwischen 0,04 und 0,2 m Durchmesser und Wandstärken zwischen 3 und 5 mm. Die Anwendung weiterer, aus Blech nach Art der Dampfkessel zusammengenieteter Röhren wird für

Pumpen wegen des schnellen Rostens nur in seltenen Fällen beliebt. Die engsten Röhren werden aus Kupferblech gelöthet oder aus Blei gepreßt. Hölzernen Saugröhren giebt man meist eine Wandstärke von 50 bis 80 mm, deren Weite übersteigt nur in den seltensten Fällen 0,10 m. Bei beträchtlichem Drucke von $p$ Atmosphären kann man die Wandstärke $\delta$ etwa nach den empirischen Formeln bestimmen:

$$\delta = 0{,}0025\, p d + 12 \text{ mm für Gußeisen},$$

$$\delta = 0{,}0009\, p d + 4 \text{ mm für Schmiedeeisen},$$

$$\delta = 0{,}0040\, p d + 8 \text{ mm für Blei},$$

$$\delta = 0{,}0050\, p d + 50 \text{ mm für Holz},$$

worin $d$ den lichten Durchmesser bedeutet.

Um den Eintritt des Wassers aus dem Sammelkasten oder Pumpensumpfe in die Saugröhre zu erleichtern, pflegt man durch Abrundung der Einmündung die Contraction des eintretenden Wassers aufzuheben, auch umschließt man dieses Mundstück wohl mit einem Saugkorbe oder Seiherbleche, um eine Verunreinigung der Pumpe durch fremde Stoffe thunlichst zu vermeiden. Die Summe der Löcher dieses Saugkorbes pflegt man meistens gleich dem zwei- bis dreifachen Querschnitte des Saugrohres zu machen. Daß man die Steigröhre, wenn sie das Wasser in einen offenen Kasten austreten läßt, am oberen Ende mit einem besonderen Ausgußstücke von geeigneter Form versieht, ist selbstredend.

§. 135. **Pumpenventile.** Die Pumpenventile sitzen in besonderen Gehäusen, den sogenannten Ventilkammern, welche mit den Saug- und Steigröhren ein Ganzes bilden, und mit durch Spünde, Platten oder Thüren verschließbaren Seitenöffnungen versehen sind, um von da aus den Zustand der Ventile untersuchen und Reparaturen an denselben vornehmen zu können. Bei den einfachen Saugpumpen ist nur eine Kammer für das Saugventil nöthig, da hier das im Kolben sitzende Steigventil von der Mündung des Ausgußstückes aus besichtigt und reparirt werden kann; bei den Saughubpumpen oder sogenannten hohen Sätzen muß dagegen eine zweite Kammer unmittelbar über der Kolbenröhre angebracht werden, um zum Kolben gelangen und an demselben die etwa nöthigen Reparaturen vornehmen zu können.

Die Pumpenventile sind entweder einfache oder zusammengesetzte. Letztere werden zur Erzielung einer leichteren und größeren Eröffnung vorzüglich bei großen Pumpen angewendet. Die einfachen Ventile sind entweder Klappventile oder Hubventile (s. Bd. I.). Die Klappventile sind an einer Seite befestigt und drehen sich beim Eröffnen und Verschließen ähnlich wie eine Fallthür um ihre Angeln; die Hubventile dagegen ver-schieben sich beim Eröffnen und Verschließen in ihrer geometrischen Axe. Es gehören vorzüglich hierher die sogenannten Kegelventile und Kugelventile. Während jene die Form eines niedrigen abgekürzten Kegels haben, bilden diese vollständige Kugeln; im ersten Falle ist natürlich auch der Ventilsitz kegelförmig sowie im zweiten kugelförmig ausgedreht. Die sogenannten Muschelventile sind nichts weiter als hohle Kegelventile. Auch sind schon von Belidor sogenannte Balancierventile in Vorschlag gebracht worden, welche ähnlich wie die Balancierschützen (in Bd. I.) durch die horizontale Axe in zwei ungleiche Theile getheilt sind, und sich daher bei der Eröffnung einerseits über den Ventilsitz erheben und andererseits unter denselben herabziehen.

Man muß die Ventile so anordnen, daß sie dem Durchgange des Wassers so wenig wie möglich Hindernisse in den Weg legen. Deshalb ist auch der Ventilmündung eine dem Querschnitte der Ventilkammer und dem Ventilhube wieder eine dem Ventildurchmesser entsprechende Größe zu geben. Ist $r$ der Halbmesser $CD$ der Ventilkammer oder Kolbenröhre $N$, Fig. 588, sowie $r_1$ der mittlere Halbmesser $CB$ eines Hubventiles $BB$ gleich dem mittleren Halbmesser der Durchgangsöffnung $AA$, und $s$ der Hub $AB$ des Ventiles, so hat man den Inhalt der Kreismündung $AA$:

Fig. 588.

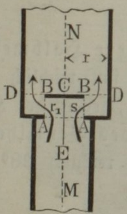
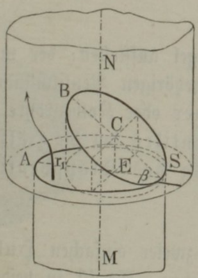



Fig. 589.




$$\pi r_1^2,$$

den der Ringfläche zwischen $DD$ und $BB$:

$$\pi (r^2 - r_1^2),$$

und den der Cylinderfläche $ABBA$:

$$2 \pi r_1 s.$$

Damit nun das Wasser durch diese drei Querschnitte mit gleicher Geschwindigkeit hindurchgehe, muß $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2) = 2 \pi r_1 s$ sein, wonach nun

$$r_1^2 = \frac{r^2}{2} \text{ und } s = \frac{r_1}{2},$$

d. i.

$$r_1 = r \sqrt{1/2} = 0{,}707\, r \text{ und } s = r \sqrt{1/8} = 0{,}35\, r$$

folgt.

Wenn sich das Klappventil $BS$, Fig. 589 (a. v. S.), um den Winkel $ASB = \beta$ eröffnet oder über den Ventilsitz erhebt, so ist seine Projection im Röhrenquerschnitte eine Ellipse mit den Halbaxen $r_1$ und $r_1 \cos \beta$, und die mittlere Eröffnungshöhe $EC = r_1 \beta$, wonach sich die Querschnitte des Wasserstromes:

$$\pi r_1^2,\ \pi r^2 - \pi r_1^2 \cos \beta \text{ und } 2 \pi r_1^2 \beta$$

ergeben, und $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2 \cos \beta) = 2 \pi r_1^2 \beta$ zu setzen ist, so daß $\beta = \frac{1}{2}$, d. i. $\beta^0 = 28\frac{1}{2}{}^0$ und $r_1^2 (1 + \cos \beta) = r^2$, also

$$r_1 = \frac{r}{\sqrt{1 + \cos \beta}},$$

oder annähernd

$$r_1 = \frac{r}{\sqrt{2 - \frac{\beta^2}{2}}} = \left(1 + \frac{\beta^2}{8}\right) \sqrt{\tfrac{1}{2}} \,.\, r = 0{,}730\, r$$

folgt.

Man kann hiernach als Regel aufstellen: der mittlere Halbmesser eines Ventiles und der zugehörigen Ventilmündung soll reichlich $\frac{7}{10}$ der Weite der Ventilkammer oder Kolbenröhre sein, ferner der Hub oder Ausschub eines Hubventiles soll die Hälfte des Ventilhalbmessers sowie der Ausschlag des Klappventiles reichlich 28° betragen.

§. 136. Die speciellere Einrichtung zweier einfachen Hubventile ist aus den Figuren 590 und 591 zu ersehen. Es ist in beiden Abbildungen $A$ der

Fig. 590.

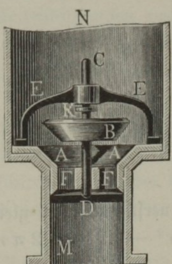
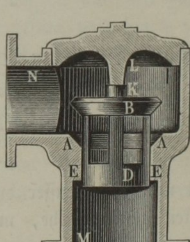



Fig. 591.




Ventilsitz, $B$ die conische Ventilplatte, ferner $M$ das Rohr, wodurch das Wasser dem Ventil zugeführt wird, und $N$ die Ventilkammer oder das Ventilgehäuse. Damit sich das Ventil genau in seiner geometrischen Axe ausschieben könne, wird es entweder mit einem Stiel $CD$, Fig. 590, versehen, oder dasselbe erhält drei bis vier radiale Flügel, wie z. B. die Sicherheitsventile (s. Thl. II) oder es wird an demselben ein cylindrischer Mantel mit Fenstern oder Durchgangsöffnungen, wie *D*, Fig. 591, angebracht, in welchem Falle man es wohl ein Laternenventil nennt.

Bei dem ersten Ventile wird der Stiel durch eine oder zwei Büchsen *C* und *D* geführt, welche durch Arme *E* und *F* mit dem Ventilsitze fest verbunden sind; bei den beiden anderen Ventilen dient der an den Ventilsitz anstoßende cylindrische Raum *EE* zur Leitung des Ventiles. Damit sich ein solches Ventil nicht unnöthig weit erhebe, versieht man es mit einem Knopfe *K*, welcher beim Ausschieben gegen ein festes Hinderniß, z. B. in Fig. 590 gegen den Steg *EE*, oder in Fig. 591 gegen einen Bolzen *L* am Deckel des Ventilgehäuses schlägt.

Klappventile sind in den Figuren 592 und 593 abgebildet. Das einfache Klappventil in Fig. 592 besteht aus einem Stück Rindleder, welches

Fig. 592.

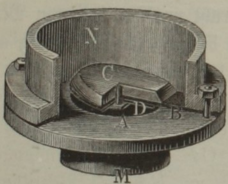
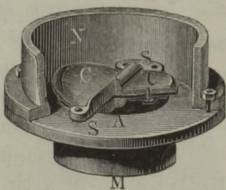



Fig. 593.

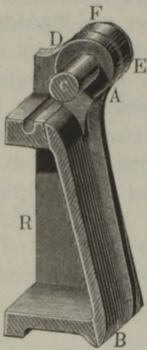



so ausgeschnitten ist, daß es einen Kreis mit einem radial auslaufenden Lappen *B* bildet und daher nicht allein die Mündung *A* der Röhre *M* bedeckt, sondern auch mit diesem Lappen zwischen *M* und *N* befestigt werden kann. Um dieser Lederklappe die nöthige Starrheit zu verschaffen, bedeckt man sie noch durch zwei Eisenplatten, und zwar oben durch eine größere Platte *C*, welche wie die Lederscheibe 20 bis 30 mm über den Rand der Mündung *A* weg greift, und unten durch eine kleinere Platte *D*, welche nicht ganz bis zum Rande der Mündung reicht, und daher ohne Hinderniß in diese eintreten kann. Ein oder mehrere Schraubenbolzen oder Nieten verbinden beide Platten sammt dem zwischenliegenden Leder fest mit einander.

Bei sehr weiten Röhren wendet man statt der einfachen Kreisplatte zwei halbkreis- oder segmentförmige Platten an, wie Fig. 593 vor Augen führt. Hier ruht die Lederklappe *CC* in der Mitte auf einem diametral laufenden Stege, und wird durch einen zweiten an den Enden festzuschraubenden Steg *SS* darauf festgehalten. Uebrigens wird auch hier jeder der beiden Flügel der Klappe oben und unten mit Eisenplatten bedeckt.

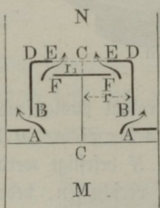
Um das Aufklappen schwerer Ventile zu erleichtern, giebt man denselben auch eine **Neigung**, zumal wenn sie die Mündungen horizontaler Röhren bedecken. Solche Ventile erhalten auch wohl statt der Lederklappen besondere Scharniere mit Drehaxen, und bilden dann förmliche Fallthüren. Der Durchschnitt einer solchen Ventilklappe zum Verschluß einer parallelepipedischen Röhre ist in Fig. 594 abgebildet. Es ist hier $AB$ die eigentliche Klappe, ferner $AD$ ein auf ihr festsitzendes, sowie $EF$ ein mit der Röhre $R$ ein Ganzes bildendes Ohr und $C$ die durch beide Ohren hindurchgehende Drehungsaxe.

Fig. 594.




Bei großen Pumpwerken bringt man in neueren Zeiten nicht selten die **doppelsitzigen Ventile** nach **Harvey** und **West** in Anwendung. Diese Ventile sind den doppelsitzigen Dampfventilen (siehe Bd. II) nachgemacht. Das glockenförmige Ventil $BDE$, Fig. 595, ruht mit der weiteren Mündung $B$ auf dem ringförmigen Sitze $A$ und mit der engeren Mündung auf dem tellerförmigen Sitze $F$; dasselbe bietet daher bei seiner Eröffnung dem Wasser zwei ringförmige Mündungen $ABBA$ und $FEEF$ zum Durchströmen dar. Bezeichnen $r$ und $r_1$ die Halbmesser $CD$ und $CE$ der Ventilmündungen, und ist $s$ die Größe $AB = FE$ des Ventilhubes, so hat man den Inhalt des Querschnittes der Durchgangsmündungen:

Fig. 595.




$$F_1 = 2\pi r s + 2\pi r_1 s = 2\pi s (r + r_1).$$

Bezeichnet ferner $z$ die durch die Höhe einer Wassersäule gemessene Differenz zwischen dem Wasserdrucke unter dem Ventile und dem über demselben, so hat man die Kraft, mit welcher das Wasser das Ventil zu heben sucht:

$$\pi (r^2 - r_1^2) z \gamma,$$

und ist nun diese Kraft größer als das Ventilgewicht $G$, also

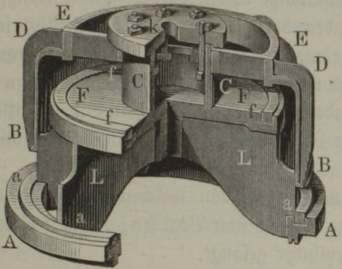
$$\pi (r^2 - r_1^2) z \gamma > G,$$

so findet dieses Aufheben auch wirklich statt.

Bei Saugventilen ist $z = b - h_2$, d. i. die Wasserbarometerhöhe $b$ vermindert um die Saughöhe $h_2$, vom Unterwasserspiegel bis zum Ventilsitz gemessen.

Die specielle Einrichtung eines solchen doppelsitzigen Pumpenventiles ist aus Fig. 596 zu ersehen. Es ist auch hier $BDE$ die bewegliche Glocke oder das eigentliche Ventil, sowie $A$ der weitere ringförmige und $F$ der engere, tellerförmige Ventilsitz. Die ringförmigen Berührungsflächen sind genau abzudrehen, auch läßt man wohl die Ventile auf besondere, aus Holz oder einem weicheren Metalle bestehende Ringe $a$ und $f$ aufschlagen. — Die Flügel $L$ dienen dem Teller $F$ als Stütze und dem Ventile zur Leitung. Den letzteren Zweck hat aber auch der auf $F$ sitzende Cylinder $C$, welchen das Ventil mittelst eines Ringes umfaßt, und die auf $C$ aufgeschraubte Scheibe $k$ verhindert das zu große Ausschieben des Ventiles.

Fig. 596.




Da die gewöhnlichen Doppelsitzventile zu ihrer Eröffnung noch immer einen nicht unbeträchtlichen Ueberdruck erfordern, dieselben auch zu stark aufschlagen, wenn man ihren Hub nicht auf geringe Größe beschränkt, und da sie überhaupt dem Durchgange des Wassers mehrfache Hindernisse in den Weg legen, so hat man in neueren Zeiten noch andere Pumpenventile in Vorschlag und zur Ausführung gebracht. Hierher gehören die Ventile von Hosking, Jenkyn, Simpson u. s. w. mit mehrfachen Durchgangsöffnungen.

Fig. 597.

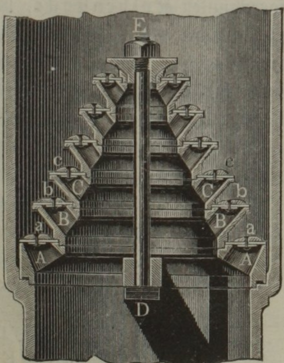
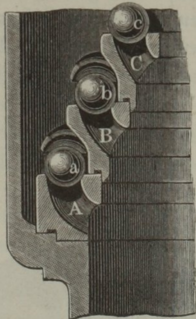



Fig. 598.




Besonders zu beachten sind die sogenannten Kiemenventile von Hosking, wovon Fig. 597 einen verticalen Durchschnitt darstellt. Diese Ven=

tile bestehen aus einer Reihe ringförmiger Ventilsitze $A$, $B$, $C$ ..., welche in Form einer Pyramide über einander liegen und durch ringförmige Ventilklappen $a$, $b$, $c$ ... bedeckt sind. Diese Klappen bestehen aus Leder oder aus Kautschuk und bilden entweder vollständige Ringe oder getrennte Ringstücke. Jede dieser Klappen wird durch den darüber befindlichen Ventilsitz festgehalten, und sämmtliche Ventilsitze werden wieder durch einen Schraubenbolzen $DE$ fest mit einander verbunden. Statt der Klappen hat man auch Kautschukbälle $a$, $b$, $c$ ... angewendet, welche in conischen Sitzen aufliegen und von besonderen Gehäusen, wie Fig. 598 vor Augen führt, eingeschlossen werden *).

Bei den sogenannten Kastenpumpen, von welchen weiter unten die Rede ist, sind es ebenfalls ganze Reihen von Ventilen, durch welche das Wasser in und aus dem Pumpencylinder gelangt.

In welcher Weise der zur Eröffnung der Ventile erforderliche Ueberdruck durch ein Gewicht, insbesondere durch den Bochkoltz'schen Kraftregenerator, ausgeübt werden kann, wurde schon in Thl. III, 1, Cap. IX aus einander gesetzt.

§. 137. **Pumpenkolben.** Die massiven Pumpenkolben gleichen den Treibkolben der Wassersäulenmaschinen (s. Bd. II) und bestehen daher entweder aus einem niedrigen Cylinder, dem sogenannten Kolbenstocke, und der denselben umgebenden Liderung, oder sie bilden einen langen ungeliderten Cylinder, den sogenannten Mönch oder Plunger, und werden durch eine in dem Pumpencylinder festsitzende Stopfbüchse abgedichtet. Der Kolbenstock

Fig. 599.

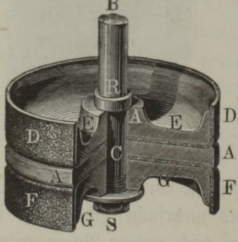
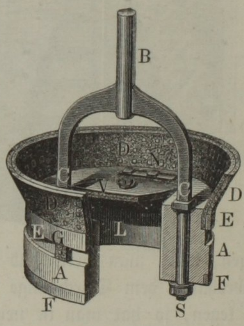



Fig. 600.




besteht entweder aus Buchenholz, welches vorher in Oel gekocht wird, oder er wird aus Eisen oder Bronze gegossen. Die Liderung besteht bei den

*) S. On Improvements in Pump Valves in The Artizan, Vol. XVI, May 1. 1859.

gewöhnlichen Pumpenkolben aus einem einfachen oder zusammengenähten Lederstreifen, dem sogenannten Stulpe, bei den Luft- und Warmwasserpumpen der Dampfmaschinen, wo das Leder durch die Wärme zu sehr leidet, aus Hanfzöpfen. Die Breite des Liderungskranzes kann man passend zu $b = 50\,\text{mm} + 0{,}1\,d$ annehmen, worin $d$ den Durchmesser des Kolbens bezeichnet. Kolben für doppeltwirkende Pumpen müssen natürlich zwei Liderungskränze erhalten. Einen solchen Kolben führt Fig. 599 vor Augen. Es ist hier $A$ der eigentliche Kolbenstock, $BC$ die durch denselben hindurchgehende Kolbenstange, $D$ der eine und $F$ der andere Stulp, ferner $E$ der obere und $G$ der untere Stulpdeckel, endlich $S$ eine über das untere Ende der Kolbenstange greifende Schraube, womit diese Theile gegen einen vorstehenden Bundring $R$ der Kolbenstange gepreßt und zu einem Ganzen vereinigt werden.

Bei den Ventilkolben sind die Kolbenstöcke nach der Axenrichtung durchlocht, d. i. mit prismatischen Löchern zum Durchgang des Wassers versehen, und besitzen Klappenventile, welche diese Durchgangscanäle von oben bedecken. Um den Durchgang des Wassers möglichst zu erleichtern, muß man der Durchgangsöffnung einen thunlichst großen Querschnitt geben, und an der Stelle, wo das Wasser eintritt, abrunden. Wenn man das Ende der Kolbenstange nicht gabelt, sondern in gerader Linie durch den Kolbenstock führt, so erhält derselbe zwei Durchgänge und auch zwei Ventilklappen.

Einen hölzernen Ventilkolben mit gegabelter Kolbenstange und einer Durchgangsöffnung zeigt Fig. 600. Es ist hier $A$ der Kolbenstock, $CBC$ die das Ende der Kolbenstange bildende Gabel, welche mit ihren Zinken $CS$ durch den Kolbenstock geht und durch Schrauben, wie $S$, mit demselben fest verbunden wird.

Ferner ist $D$ der zusammengenähte und auf den Kolbenstock aufgenagelte Lederstulp, welcher durch einen von unten angetriebenen eisernen Ring $E$ festgehalten wird, sowie $F$ ein zweiter eiserner Ring, welcher in Vereinigung mit dem ersteren das Aufreißen des Kolbenstockes verhindert. Endlich ist $V$ die oben durch Eisenblechtafeln bedeckte Lederklappe, welche das Kolbenloch $L$ bedeckt und bei $N$ auf den Kolbenstock aufgenagelt oder aufgeschraubt wird. Um das Zurückgehen des Ringes $E$ zu verhindern, werden einige Holz- oder Lederstücke wie $G$ in die Rinne, welche derselbe vor seinem Auftreiben einnimmt, genagelt.

Ein eiserner Ventilkolben mit einfacher Kolbenstange und zwei Kolbenlöchern ist in Fig. 601 (a. f. S.) abgebildet. Es ist hier $A$ der gußeiserne Kolbenstock, $B$ der Lederstulp, welcher auf der conischen Außenfläche des Kolbenstockes festsitzt und auf demselben durch den oben zugeschärften schmiedeeisernen Ring $C$ festgehalten wird; ferner ist $DE$ die Kolbenstange, mit welcher der Steg $F$ ein Ganzes ausmacht, und $G\,G$ ein von unten über die Kolbenstange gesteckter Steg, sowie $H$ ein Keil, durch dessen Eintreiben der Kolbenstock zwischen den Stegen festgeklemmt und mit der Kolbenstange verbunden wird; endlich sind $K, K$ die beiden von Eisenplatten bedeckten ledernen Ventilklappen, welche die beiden kreissegmentförmigen Durchgangsöffnungen des Kolbens von oben bedecken.

Fig. 601.

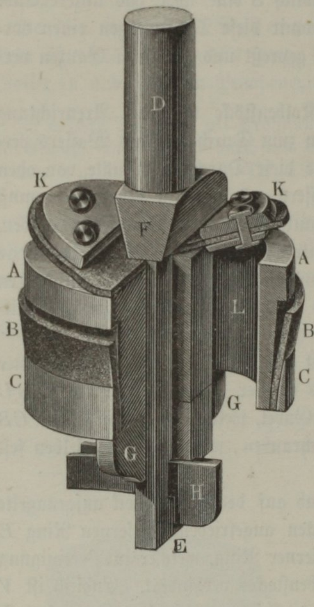
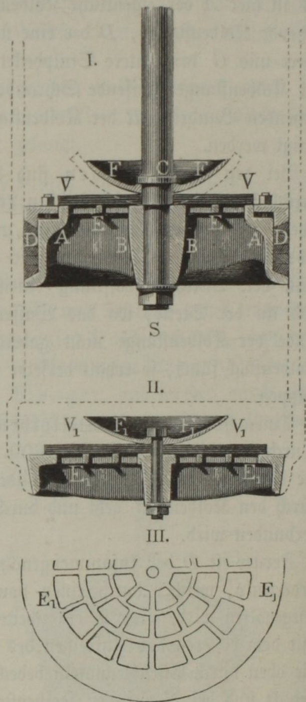


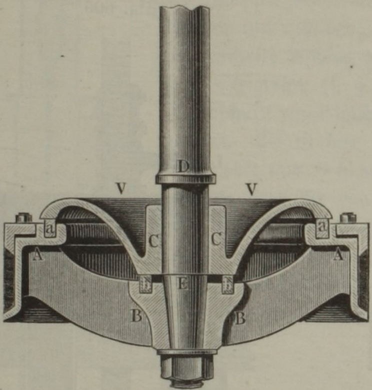

Fig. 602.




Bei den Luft- und Warmwasserpumpen der Dampfmaschinen haben sich die Ventilklappen mit Kautschuk sehr bewährt, da dieselben besser abschließen als die Metallventile. Die Einrichtung eines Pumpenkolbens mit solchen Kautschukventilen ist aus Fig. 602 I. zu ersehen. Der Pumpenkörper besteht hier aus einem Kranze $A$, welcher durch vier Arme mit der Hülse $B$, durch welche das Ende der Kolbenstange $C\,S$ hindurchgeht, verbunden ist. Die Liderung oder Packung $D$ besteht aus Hanfzöpfen und ist dieselbe wie bei den früher gebrauchten Dampfkolben mit Hanfliderung

(s. Thl. II) eingerichtet. Die das Ventil bildende Kautschuk- oder Gummiplatte $V$ ruht auf einem Gitter $E$, welches auf den Armen des Kolbenstockes festsitzt, und legt sich beim Aufgehen an einen auf der Kolbenstange festsitzenden Fänger oder Teller $F$. In Fig. 602 II. ist das genau wie das Kolbenventil eingerichtete Fuß- oder Saugventil $V_1$, sowie in Fig. 602 III. die gitterförmige Lagerplatte $E_1$ desselben abgebildet. Um das Strecken der Kautschukplatten zu verhindern, giebt man denselben eine Leinwandeinlage.

Fig. 603.




Endlich hat man noch Luft- und Warmwasserpumpenkolben mit metallenen Doppelventilen, wie Fig. 603. Der Kolbenstock $A$ ist hier ähnlich geformt wie bei dem Kolben in Fig. 602; aber das Ventil $V$ besteht hier aus einem gußeisernen oder messingenen Teller und ist mittelst einer Hülse $C$ auf dem abgedrehten Theile $DE$ der Kolbenstange bis zum Anlaufe $D$ verschiebbar. Den Abschluß bewirken zwei in den Kolbenstock eingesetzte Messingringe $aa$ und $bb$, auf welche der Ventilteller aufgeschliffen ist.

Metallene Kolbenliderungen, wie solche bei den Dampfcylindern jetzt allgemein in Gebrauch sind, werden bei Pumpen nicht angewandt, weil sie durch die von dem Wasser meist mitgerissenen festen Körper, wie Sand, erfahrungsmäßig schnell undicht gemacht werden. Aus diesem Grunde sind auch Gummi- und Lederventile beim Fördern von unreinem Wasser, wie z. B. bei Bauentwässerungen, den metallenen Ventilen vorzuziehen, welche letzteren nur in den Fällen nicht zu umgehen sind, wo der hohe Druck oder die hohe Temperatur des Wassers die Anwendung von Leder oder Gummi ausschließt.

**Saug- und Hubpumpen.** Die specielle Einrichtung einer Saugpumpe oder eines sogenannten Saugsatzes, wie er beim Freiberger Bergbau angewendet wird, ist aus den Abbildungen Fig. 604 und 605 (a. f. S.) zu ersehen. Es besteht hier der gußeiserne Pumpencylinder in einer einfachen Röhre, der sogenannten Kolbenröhre $C$. Dieselbe sitzt in der Muffe des Ventilgehäuses oder unteren Satzstückes $AB$, welches zugleich den Anfang oder den oberen Theil $B$ der Saugröhre bildet, und ist am oberen Ende ebenfalls mittelst Muffe mit dem Ausguß- oder oberen Satzstück $DE$ ver- §. 138.

bunden. Beide Satzstücke ruhen auf den sogenannten Satzhölzern $F$ und $G$ auf. Die Oeffnung, von welcher aus das Saugventil $V$ untersucht und nach Befinden reparirt wird, ist durch einen hölzernen Spund $S$ verschlossen. Die Kolbenstange $KL$ wird an einen Arm $LM$, den sogenannten Krumms,

Fig. 604.

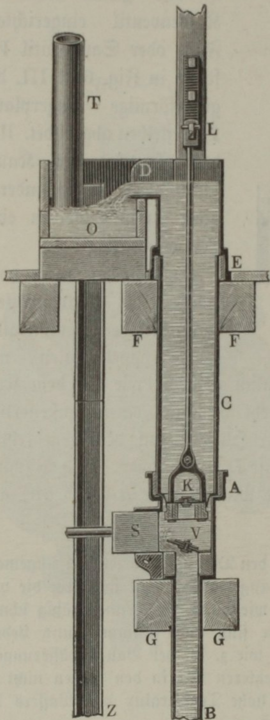
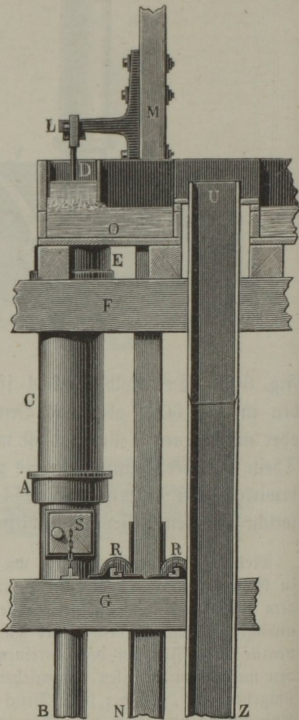
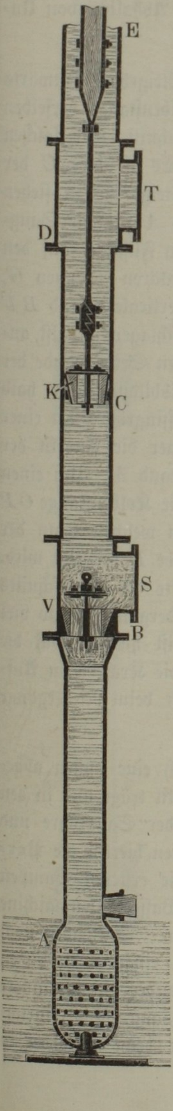



Fig. 605.



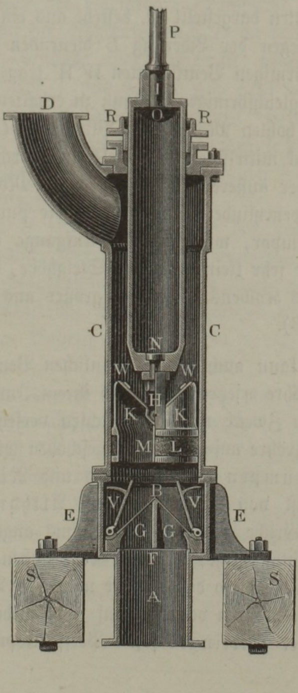

angeschlossen, welcher mittelst Schrauben fest mit dem Schachtgestänge $MN$ verbunden ist. Um dem Biegen des letzteren in Folge des excentrischen Angriffes der Pumpenlast entgegenzuwirken, läßt man dieses Gestänge zwischen den Gestängwalzen $R, R$ auf- und niedergehen. Das gehobene Wasser wird mittelst des Ausgusses $D$ in den sogenannten Satzkasten $O$ geleitet, über dessen Boden die nächst höhere Saugröhre $T$ einmündet. Wenn der Satz $MCB$ mehr Wasser in den Kasten $O$ ausgießt, als der folgende Satz hebt, und daher das Wasser in diesem Kasten sehr hoch steigt, so fällt ein Theil des Wassers durch den Lutten $UZ$ zurück in den unteren Satzkasten, worin die Saugröhre $B$ mündet.

Fig. 606.




In manchen Bergwerksrevieren wendet man auch sogenannte hohe Sätze an, welche sich von dem im Vorstehenden beschriebenen Saugsatz im Wesentlichen dadurch unterscheiden, daß hier auf das Kolbenrohr noch mehrere Röhren aufgesetzt sind, welche eine längere Steigröhre (s. §. 129) bilden. Der verticale Durchschnitt eines solchen Satzes ist in Fig. 606 abgebildet. Es ist hier $C$ die Kolbenröhre, $AB$ die Saugröhre und $DE$ die Steigröhre, ferner ist $B$ die Ventilkammer für das Saugventil $V$ mit der durch eine Deckplatte $S$ verschlossenen Arbeitsöffnung, durch welche die Besichtigung, etwaige Reparatur u. s. w. des Ventiles ermöglicht wird. Um auch zum Kolben und Kolbenventil bequem gelangen und, wenn es

Fig. 607.



nöthig ist, Reparaturen an denselben vornehmen zu können, ist über der Kolbenröhre ein zweites Gehäuse *D* mit einer Seitenöffnung angebracht, welche ebenfalls durch eine Eisenplatte *T* verschlossen wird. Das untere Ende der Saugröhre ist birnförmig erweitert und zum Abhalten von Unreinigkeiten mit vielen feinen Eintrittslöchern versehen.

Man kann auch bei Pumpen mit Ventilkolben die Steigröhre seitwärts in den Cylinder einmünden lassen, indem man die Kolbenstange derselben durch eine Stopfbüchse führte. Der verticale Durchschnitt einer solchen Construction ist in Fig. 607 (a. v. S.) abgebildet. Es ist hier *C* der Pumpencylinder mit dem Seitenrohr *D*, worauf die Steigröhre zu stehen kommt, sowie *B* die Ventilkammer mit dem Ansatzrohr *A* für die Saugröhre. Das Ganze ruht mittelst der an *B* angegossenen Füße *E* auf den Schwellen *S*. Der Ventilsitz besteht aus zwei rectangulären Rahmen *G*, welche sich unter einer Neigung von 45° gegen eine verticale Wand *BF* stützen; die Ventile *VV* sind messingene Klappen und schlagen mittelst angegossener Nasen bei ihrer Eröffnung gegen die verticalen Seitenwände der Ventilkammer. Der Kolbenstock *K*, welcher in der Abbildung nur halb durchschnitten dargestellt ist, besteht aus einer kurzen Messingröhre mit einer zum Einlegen der Liderung *L* dienenden Nuth und einer die Angeln der halbkreisförmigen Ventilplatten *WW* tragenden Scheidewand *M*. Um einen möglichst gleichförmigen Ausguß zu erhalten, läßt man die Kolbenstange *OP* in einen hohlen Mönch oder Plunger *NO* endigen, an welchen dann der Kolbenstock mittelst eines Bügels und durch eine Schraube *H* befestigt wird. Nimmt der äußere Querschnitt dieses Mönchs die Hälfte des Querschnitts des Pumpencylinders ein, so drückt die Pumpe beim Niedergange ebenso viel Wasser empor, wie sie beim Aufgange anhebt, und ist hierbei noch die Saughöhe sehr klein gegen die Steighöhe, so fällt auch die Kraft beim Aufgange des Kolbens nicht viel größer aus als die Kraft beim Niedergange (s. §. 133).

Man kann auch den gewöhnlichen Ventilkolben durch eine außen abgedrehte Röhre ersetzen, welche in ihrem Inneren ein Ventil trägt und in den zu diesem Zwecke mit Stopfbüchsen versehenen Enden der Saugröhre und der Steigröhre auf- und niedergeschoben wird. Es gehören hierher die Perspectivpumpen von Althans und Rittinger. Die ersteren Pumpen sind zuerst von Herrn Bergrath Althans bei der Wassersäulenmaschine auf der Grube Pfingstwiese bei Ems angewendet worden. Sie haben noch das Eigenthümliche, daß hier der Kolben aus zwei in einander steckenden Röhren besteht, so daß man je nach dem Bedürfniß entweder nur die innere oder beide Röhren vereinigt auf- und niedergehen lassen kann. Die Einrichtung einer Rittinger'schen Perspectivpumpe, wie sie beim Bergbau in

Joachimsthal und Schemnitz angewendet wird*), ist aus dem verticalen Durchschnitte Fig. 608 zu ersehen. Es ist hier $V$ das am Ende $A$ der Saugröhre befindliche Saugventil, $W$ das in dem röhrenförmigen Kolben $CD$ sitzende Steig- oder Kolbenventil, ferner $B$ der die eigentliche Kolbenröhre bildende Aufsatz auf der Saugröhre, $E$ die Steigröhre, endlich ist $C$ die auf der Kolbenröhre $B$ befindliche Stopfbüchse, womit das untere Ende des Röhrenkolbens umgeben ist, und $D$ die Stopfbüchse, welche auf dem oberen Ende des Röhrenkolbens angebracht ist und das abgedrehte Ende der Steigröhre $E$ umgiebt. Die Art und Weise wie der Röhrenkolben $CD$ an das auf- und niedergehende Gestänge angeschlossen ist, führen die beiden Durchschnitte I. und II. in Fig. 609 vor Augen. Es ist auch hier $W$ das Kolbenventil, ferner $G$ das Gestänge und $K$ der mit dem Ventilgehäuse ein Ganzes bildende und an das Gestänge angeschraubte Pumpenarm oder sogenannte Krumms.

Fig. 608.

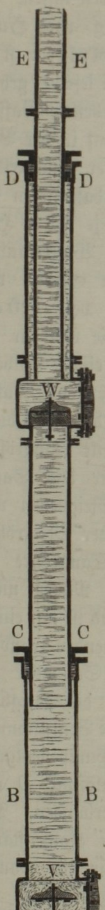
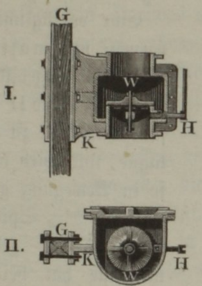



Fig. 609.




Der Hahn $H$ dient zum Ablassen des Wassers aus dem Ventilraume. Bei den Perspectivpumpen von Althans ist der Röhrenkolben mittelst Doppelarme und besonderer Kolbenstange an das Gestänge angeschlossen, und daher der Angriff der Kraft ein vollkommen centrischer**).

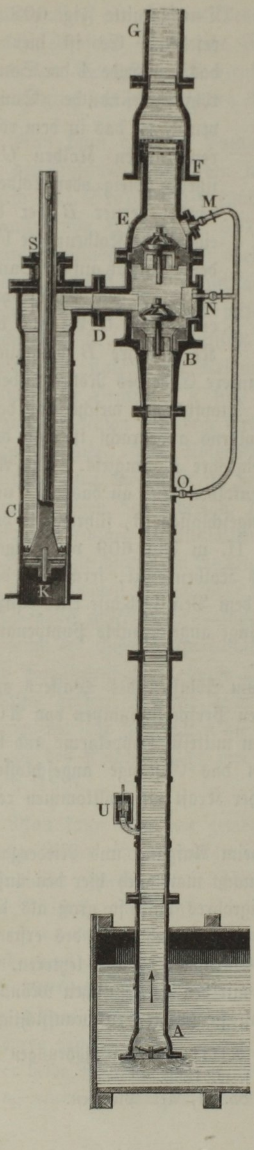
Damit diese Pumpe beim Aufgang und Niedergang gleichviel Wasser giebt, macht man auch hier den äußeren Querschnitt des Steigrohres halb so groß als den des Röhrenkolbens, d. i. den Durchmesser des ersteren $= \sqrt{1/2} = 0{,}707$ des Durchmessers vom letzteren.

Diese Pumpen haben mit den gewöhnlichen Mönchspumpen den Vorzug, daß sie leichter zu beaufsichtigen

*) S. Polytechn. Centralblatt 1851, ferner Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenwesen u. s. w. 1856.

**) S. Prechtl, Technolog. Encyclopädie. Bd. 11, Art. Pumpen.

Fig. 610.




und zu schmieren sind, und sich auch beim Heben von unreinem oder sandigem Wasser gut anwenden lassen.

Eine vorzügliche **Saug- und Hubpumpe mit massivem Kolben** ist in Fig. 610 abgebildet. Dieselbe gehört zu der in Band II beschriebenen Wassersäulenmaschine zu Huelgoat in der Bretagne, und wird von dieser unmittelbar so in Bewegung gesetzt, daß sie in der Minute $5^1/_2$ Spiele zu je 2,3 m Hub macht. Die gedachte Wassersäulenmaschine hat bei einem Gefälle von 61 m einen Treibkolben von 120 cm Durchmesser, wogegen die von ihr bewegte Pumpe mittelst eines Kolbens von 0,422 m Durchmesser das Wasser 230 m hoch hebt. In der Abbildung ist $AB$ die 0,275 m weite Saugröhre, $B$ die Ventilkammer für das Saugventil, $E$ die für das Steigventil und $FG$ das untere Stück der Steigröhre. Die Einmündung der Saugröhre befindet sich ungefähr $^1/_2$ Meter unter dem Unterwasserspiegel und ist mit einem aus zwei Klappen bestehenden Fußventile $A$ versehen. Die Saughöhe beträgt circa 6 m, folglich die Steighöhe 230 — 6 = 224 m. Die Ventilkammer $B$ und der unten offene Pumpencylinder $CD$ sind durch ein Halsstück $D$ unmittelbar mit einander verbunden. Der Pumpencylinder und die Kolbenstange $KS$ sammt dem mit ihr ein Ganzes bildenden Kolbenstocke sowie auch die Ventile bestehen aus Bronze. Um einen luft- und wasserdichten Abschluß des Kolbens und der Kolbenstange zu erlangen, ist der erstere sowohl mit einem nach unten als auch mit einem nach oben gerichteten Lederstulpe versehen und die letztere durch eine mit Lederscheiben ausgefüllte Stopfbüchse $S$ geführt. Die Verbindung der Steigröhre mit der Ventilkammer $E$ wird ebenfalls durch einen Lederstulp bewirkt. Man kann daher auch nach gehöriger Schraubenlösung das Halsstück $E$ etwas aufwärts schieben, und die Kammer $B$ abnehmen, wenn es darauf ankommt, neue Ventile einzusetzen.

Noch ist die Pumpe mit einer engen Röhre $MNO$ versehen, wodurch der Raum zwischen beiden Ventilen ohne Eröffnung der Ventile, sowohl mit der Steigröhre als auch mit der Saugröhre in Verbindung gesetzt und die ganze Pumpe vor dem Ingangsetzen derselben mit Wasser angefüllt werden kann. Eröffnet man bei gefüllter Steigröhre die Hähne $M$ und $O$, sowie auch einen engen Hahn, welcher aus der Kammer $B$ in die freie Luft führt, so fließt das Wasser auf dem Wege $MO$ in die Saugröhre $AB$, und die in derselben befindliche Luft hebt das Ventil und strömt durch den Seitenhahn in das Freie. Um den Pumpenraum und die Ventilkammer $BE$ ganz mit Wasser anzufüllen, öffnet man auch noch den Hahn $N$ so lange, bis die Luftausströmung durch den Seitenhahn in ein Ausfließen von Wasser übergeht.

Endlich befindet sich in der Saugröhre ein durch eine Art Sicherheitsventil verschlossenes Seitenröhrchen, an welchem das wasserdichte Abschließen der Ventile zu erkennen ist. Schließt das Saugventil nicht gehörig ab, so tritt beim Aufgange des Pumpenkolbens die Saugröhre mit der Steigröhre in Communication, es hebt sich in Folge des dann im Saugrohre stattfindenden Druckes das Probeventil $U$ und läßt Wasser ausströmen. Dasselbe findet auch bei einem unvollkommenen Abschlusse des Steigventiles statt, wenn man während des Stillstandes der Maschine die Hähne $N$ und $O$ eröffnet.

Die Maschine hat, so lange die Pumpe ganz mit Wasser angefüllt ist, einen ganz sanften Gang, wobei die Kolbengeschwindigkeit bei jedem Auf- oder Niedergange mit Null beginnt, sich anfangs allmälig steigert, nachher wieder allmälig abnimmt und zuletzt wieder in Null übergeht. Hat sich aber, etwa in Folge des unvollkommenen Abschließens der Liderung, Luft in der Ventilkammer $BE$ angesammelt, so erfolgt die Eröffnung des Steigventiles erst dann, wenn diese Luft bis zu einem gewissen Grade zusammengedrückt ist und der Kolben eine größere Geschwindigkeit angenommen hat. Es muß hierbei auch die ganze Wassermasse in der Steigröhre diese Geschwindigkeit plötzlich annehmen und daher eine Erschütterung der ganzen Maschine erfolgen.

**Saug- und Druckpumpen.** Die Druckpumpen, welche das Wasser beim Kolbenniedergange empordrücken, lassen sich mittelst eines langen Gestänges nicht direct in Bewegung setzen, weil sich dieses zu stark §. 139.

biegen würde; sie kommen daher entweder nur dann zur Anwendung, wenn der Pumpenkörper nahe bei der Kraftmaschine steht, oder wenn sie das Wasser durch das Gewicht des niedergehenden Gestänges empordrücken. Wegen des leichteren Instandhaltens der Liderung wendet man in den neueren Zeiten bei den Druckpumpen fast nur Taucher- oder Mönchskolben (Plunger) an, wie *A*, Fig. 611. Bei der hier abgebildeten Pumpe besteht das Saugventil *B* aus zwei und das Druckventil *C*

Fig. 611.

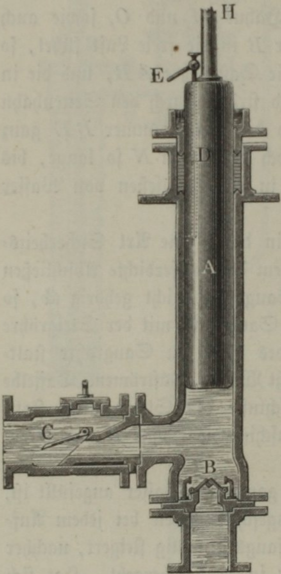
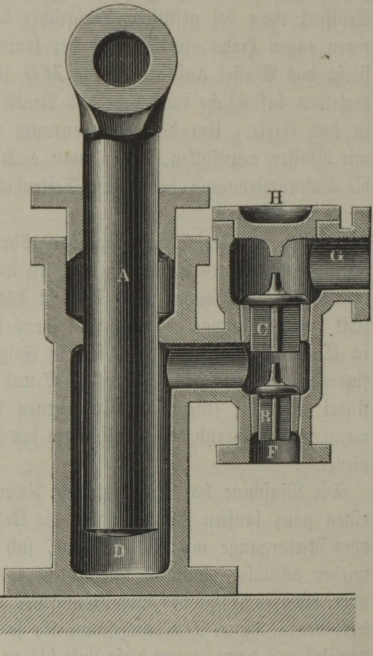



Fig. 612.



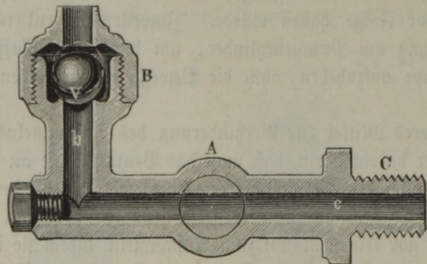

aus einer geneigten Klappe. In Folge des unter die atmosphärische Pressung verminderten Druckes, welcher in dem Pumpencylinder beim Aufgange des Kolbens auftritt, wird die in dem angesaugten Wasser enthaltene Luft zum Theil frei. Um eine Ansammlung derselben in dem Cylinder zu verhindern, durch welche die Saugwirkung beeinträchtigt oder ganz in Frage gestellt werden kann, ist die Weite des Pumpencylinders nicht größer gemacht, als der Durchmesser des Kolbens. Um die etwa doch noch unter der Stopfbüchse sich ansammelnde Luft zu entfernen, ist der Kolben mit einem engen oberhalb durch den Hahn $E$ verschließbaren Canale $D$ versehen, welcher den inneren Pumpenraum mit der äußeren Atmosphäre in Verbindung setzt, sobald der Hahn $E$ geöffnet wird. Letzteres darf natürlich nur während des Kolbenniederganges geschehen, wenn die in dem Cylinder angesammelte Luft aus demselben entfernt werden soll, da ein Offenstehen des Hahns auch beim Kolbenaufgange nur das Ansaugen von Luft anstatt von Wasser zur Folge haben würde. Zuweilen bedient man sich eines solchen Lufthahns am Pumpencylinder, um durch sein Oeffnen die Wirkung der Pumpe aufzuheben, ohne die Bewegung des Kolbens unterbrechen zu müssen.

Ein einfacheres Mittel zur Verhinderung des Ansammelns von Luft im Pumpencylinder besteht darin, daß man das Ventilgehäuse an dem Pumpencylinder dicht unter der Stopfbüchse anordnet, wie dies bei der in Fig. 612 dargestellten, sehr gebräuchlichen Kesselspeisepumpe der Fall ist. Hierbei findet die Luft gar keinen Raum zum Ansammeln, indem sie in dem Maße, wie sie frei wird, auch durch das Steigventil $C$ nach dem Steigrohre $G$ abgeführt wird. Das aus dem Saugrohre $F$ durch das Saugventil eintretende Wasser füllt hierbei zunächst den Cylinder $D$, aus welchem es beim Niedergange des Kolbens durch das Steigventil nach dem Steigrohre fortgepreßt wird. Hierbei darf daher der Kolben $A$ den Cylinder $D$ nicht vollständig erfüllen, vielmehr muß zwischen dem Kolben und der Cylinderwand ein ringförmiger Zwischenraum von genügender Größe verbleiben, um das besagte Austreten des Wassers aus dem Cylinder nach dem Ventilgehäuse zu ermöglichen. Ein besonderer Vortheil dieser zuletzt angegebenen Pumpenconstruction besteht noch in der Anordnung der Ventile direct über einander, in Folge deren nach Entfernung des Verschlußdeckels $H$ sogleich beide Ventile zugänglich sind, indem das Steigventil $C$ so weit gemacht ist, daß das darunter befindliche Saugventil $B$ durch den Sitz von $C$ hindurchgezogen werden kann.

Auch bei der Führung der Saugröhren von dem Pumpensumpfe nach der Pumpe hat man sorgfältig höchste Gipfelpunkte oder sogenannte Luftsäcke zu vermeiden, in denen ein Ansammeln von Luft möglich ist; vielmehr hat man das Saugrohr überall nach der Pumpe hin ansteigen zu lassen, um eine stetige Entfernung der Luft durch die Pumpe zu bewirken.

Zur selbstthätigen und unausgesetzten Entfernung der frei werdenden Luft aus dem Pumpenkörper kann man sich mit Vortheil auch des von Reuleaux angegebenen Ventilhahns bedienen. Dieser in Fig. 613 (a. f. S.) abgebildete Apparat besteht im Wesentlichen in einem doppelsitzigen Kugelventile $V$ mit nur 3 bis 4 mm Hub oder Spielraum. Wird der Apparat mittelst des Gewindes $C$ an den Pumpenkörper angeschraubt und der mit ihm verbundene Hahn $A$ geöffnet, so treibt der Pumpenkolben bei seinem Eintauchen die im Pumpenkörper befindliche Luft in die Röhre $c\,b$; dieselbe hebt nun die als Ventil dienende Kugel $V$ von ihrem unteren Sitze ab und drückt sie gegen ihren oberen Sitz, während bei dem Rückgange des Kolbens

Fig. 613.

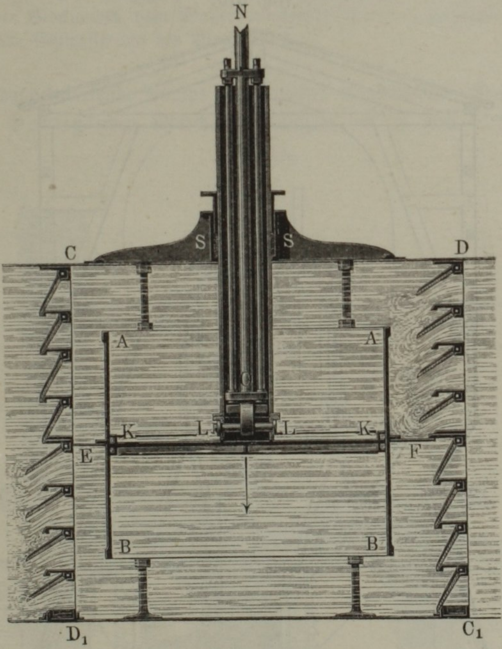



die Kugel wieder in ihren unteren Sitz zurückfällt. Beim darauf folgenden Kolbenniedergange hebt sich die Kugel von Neuem und gelangt so in eine schwingende Bewegung, welche so lange anhält, bis sich die Röhre $c\,b$ mit Wasser anfüllt, welches dann die Kugel während des ganzen Kolbenspieles gegen ihren oberen Sitz andrückt.

§. 140. **Doppeltwirkende Pumpen.** Bei den Entwässerungsanlagen bringt man in neueren Zeiten mit Vortheil die sogenannten Kastenpumpen des niederländischen Oberingenieurs Fynje in Anwendung. Diese Pumpen unterscheiden sich von den gewöhnlichen Pumpen dadurch, daß die Ventile derselben nicht im Innern der Pumpe, sondern außerhalb derselben an einem besonderen Kasten angebracht sind. Der verticale Durchschnitt einer solchen doppeltwirkenden Kastenpumpe ist in Fig. 614 abgebildet. Es ist hier $AB$ der oben und unten offene und auf Füßen stehende Pumpencylinder, $KK$ der in demselben auf- und niedergehende und mit Holzreifen abgeliderte massive Kolben, ferner ist $CDC_1D_1$ ein diesen Cylinder umgebender Blechkasten, welcher durch eine rings um den Cylinder herumlaufende Scheidewand $EF$ in zwei Kammern abgetheilt wird. Die mittelst eines Bolzens $LL$ an den Kolben angeschlossene Kolbenstange $NO$ ist von einer ebenfalls mit dem Kolben fest verbundenen Röhre umgeben, welche durch eine Stopfbüchse $S$ im Deckel $CD$ des Pumpenkastens geführt wird. Die offenen Seiten $CD_1$ und $C_1D$ dieses Kastens sind mit gußeisernen Rahmen versehen, woran die gußeisernen und mit Holz bekleideten Ventile in etwas schräger Lage aufgehangen werden. Der Kastenraum steht auf der Seite

$C_1 D$ mit dem Unterwasser, und auf der Seite $C D_1$ mit dem Oberwasser in Communication, es öffnen sich daher die an der ersteren hängenden Ventile nach innen und die an der zweiten hängenden Ventile nach außen. Diese Pumpen haben vor anderen Pumpen den großen Vorzug, daß sie dem

Fig. 614.

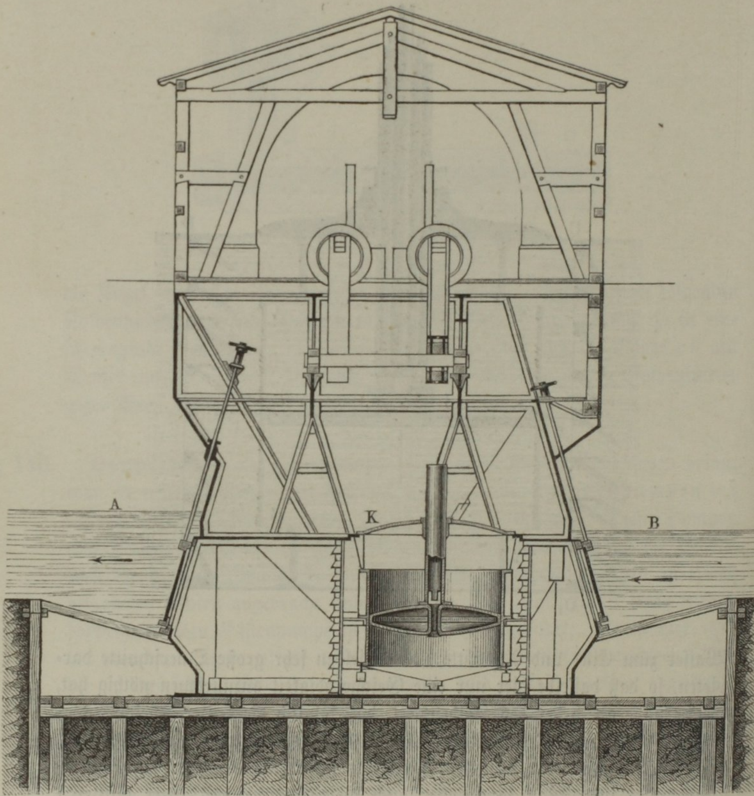



Wasser zum Ein- und Austritte aus denselben sehr große Querschnitte darbieten, so daß dasselbe hier nur eine Geschwindigkeit anzunehmen nöthig hat, welche nahe gleich der des Kolbens ist, daß folglich die letztere Geschwindigkeit eine viel größere sein kann, als bei den gewöhnlichen Röhrenpumpen, wo der Querschnitt der Ventildurchgänge nur ein kleiner Theil vom Kolbenquerschnitte ist. Man läßt daher auch diese Pumpen mit einer mittleren Geschwindigkeit von etwa 1,5 m arbeiten *).

*) Siehe „Die Trockenlegung von Ländereien und die Kastenpumpen von Krüger", in Erbkam's Zeitschrift für das Bauwesen, 1858, auch Polytechn. Centralbl. 1858.

Ein besonderer Vortheil dieser Pumpen, welcher dieselben vorzugsweise zur Entwässerung von Niederungen tauglich macht, wobei es sich immer um die Hebung großer Wassermengen auf kleine Höhen handelt, besteht ferner darin, daß dieselben das Wasser stets nur genau auf die Höhe $h$ zu heben brauchen, welche dem Niveauunterschiede zwischen dem Außenwasserstande $A$, Fig. 615, in dem Abflußcanale und dem Binnenwasserstande $B$ in der Niederung entspricht, ohne

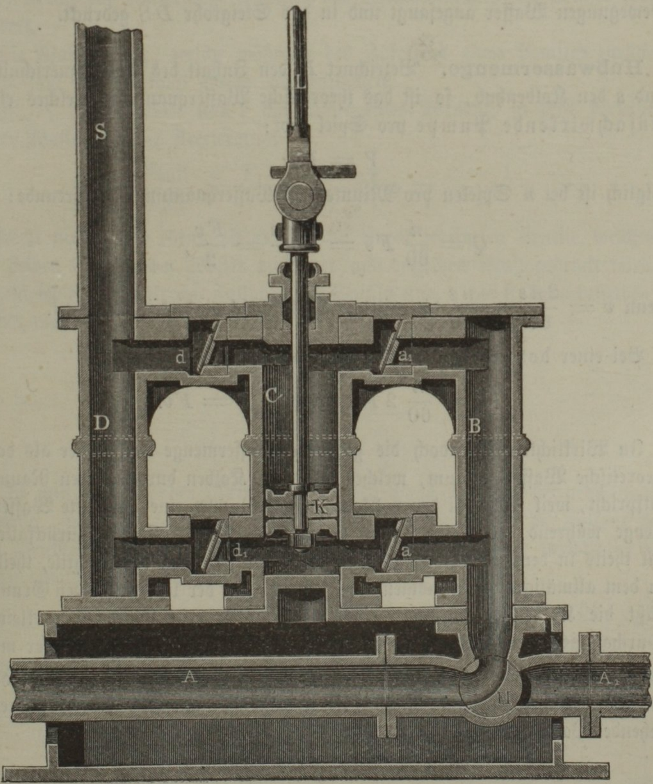
Fig. 615.




daß die Aenderung der Wasserstände hierauf einen Einfluß hat. Zu dem Ende wird nämlich der Pumpenkasten $K$ in einer Durchbrechung des Deiches, welcher die zu entwässernde Niederung einschließt, so tief aufgestellt, daß der niedrigste Binnenwasserstand $B$ noch über den Ventilen gelegen ist. Hierdurch wird jede unnöthige Hebung des Wassers vermieden, welche bei einer gewöhnlichen Pumpen-anlage nöthig sein würde, die das Wasser in ein über die Deichkrone geleitetes Abzugsgerinne heben würde. Dieser Vortheil ist insbesondere bei Entwässerungsanlagen von Bedeutung, bei welchen es sich immer um die Förderung bedeutender Wassermengen auf geringe Höhen handelt, so daß mit jeder, auch nur kleinen, überflüssigen Hubhöhe, wäre dieselbe auch nur durch die Dicke des ausfließenden Wasserstrahles im Abflußgerinne veranlaßt, immer ein namhafter Arbeitsverlust verbunden ist. Eine ausgezeichnete Anlage solcher Pumpen ist zur Entwässerung des Bremer Blocklandes vom Wasserbaudirector Berg ausgeführt (siehe dessen Schrift: Die Entwässerung des Blocklandes).

Eine doppeltwirkende Pumpe gewöhnlicher Construction, hervorgegangen aus der Borsig'schen Maschinenbauanstalt, ist in Fig. 616 abgebildet.

Fig. 616.



Es ist hier der 0,135 m weite Stiefel oder Pumpencylinder $C$ mit den Ventilgehäusen und den Röhrenstücken $B$ und $D$ zum Zu- und Abführen des Wassers aus einem Stücke gegossen. Die Kolbenstange ist mittelst einer Kurbelstange $L$ an einen umlaufenden Krummzapfen angeschlossen, und der letztere hat eine Armlänge von 0,1 m, schiebt folglich den Kolben $K$ bei jeder Umdrehung auf dem Wege von 0,2 m ein Mal hin und zurück. Das Wasser kann, je nach der Stellung des Hahnes $H$, entweder durch das Rohr $A$ oder durch das vielleicht in ein anderes Bassin einmündende Rohr $A_1$ der Pumpe zugeführt werden. Die Ventilgehäuse sind von oben durch Oeffnungen zugänglich, welche mittelst aufzuschraubender Deckel verschlossen werden. Beim Kolbenaufgange sind die Ventile $a$ und $d$, sowie beim Niedergange desselben die Ventile $a_1$ und $d_1$ geöffnet; es wird folglich bei beiden Bewegungen Wasser angesaugt und in das Steigrohr $DS$ gedrückt.

§. 141. **Hubwassermenge.** Bezeichnet $F$ den Inhalt des Kolbenquerschnitts und $s$ den Kolbenhub, so ist das theoretische Wasserquantum, welches eine einfachwirkende Pumpe pro Spiel hebt:

$$V = Fs;$$

folglich ist bei $n$ Spielen pro Minute das Wasserquantum pro Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} Fs = \frac{Fns}{60} = \frac{Fv}{2},$$

wenn $v = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit bezeichnet.

Bei einer doppeltwirkenden Pumpe ist dagegen:

$$Q = \frac{n}{60} 2Fs = F\frac{2ns}{60} = Fv.$$

In Wirklichkeit ist jedoch die gehobene Wassermenge viel kleiner als das theoretische Wasserquantum, welches dem vom Kolben durchlaufenen Raume entspricht, weil selbst bei der vollkommensten Pumpe eine namhafte Wassermenge während des Kolbenspieles wieder zurückfällt. Dieses Zurückfallen hat theils in dem unvollkommenen Abschluß der Liderung und Ventile, theils in dem allmäligen, nicht momentanen Zurückfallen der letzteren seinen Grund. Läßt die Kolbenliderung oder eines der Ventile dem Wasser eine kleine Durchgangsöffnung übrig, so fließt bei der Förderhöhe $h$ das Wasser mit der Geschwindigkeit $w = \sqrt{2gh}$ durch dieselbe zurück, und ist $f$ der Inhalt des Querschnittes dieser Oeffnung, so beträgt das auf diese Weise verloren gehende Wasserquantum pro Secunde

$$q = fw = f\sqrt{2gh},$$

also relativ, d. i. im Verhältniß zum Hubwasserquantum:

$$\frac{q}{Q} = \frac{f\sqrt{2\,g\,h}}{F\,v}.$$

Hiernach fällt also der durch unvollkommenen Abschluß der Liderung und der Ventile herbeigeführte Wasserverlust um so größer aus, je kleiner der Querschnitt $F$ und die Geschwindigkeit $v$ des Kolbens und je größer die Förderhöhe $h$ ist. Deshalb läßt man auch weniger exact ausgeführte Pumpen schneller gehen als vollkommenere, und wendet hier auch lieber mehrere Sätze an als einen einzigen, welcher das Wasser auf dieselbe Höhe fördert, wie die einzelnen Sätze zusammen. Bei den Pumpen mit Massivkolben hat der unvollkommene Abschluß des Kolbens noch den Nachtheil, daß hier während des Ansaugens Luft von außen durch die Liderung in den Pumpencylinder tritt, welche das vollständige Anfüllen des Cylinderraumes mit Wasser verhindert.

Die Wassermenge, welche während des Zufallens eines Ventiles zurückfließt, läßt sich wie folgt annähernd bestimmen.

Ist $V_1$ das Volumen und $\varepsilon$ die Dichte eines Körpers, so fällt derselbe unter Wasser mit der Acceleration

$$p = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{V_1\,\varepsilon\,\gamma - V_1\,\gamma}{V_1\,\varepsilon\,\gamma}\,g = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,g$$

senkrecht nieder, und ebenso ist es auch bei einem geöffneten Ventile, welches auf beiden Seiten vom Wasser mit einer und derselben Kraft gedrückt wird. Bezeichnet $s_1$ die senkrechte Fallhöhe des Ventils und $t_1$ die Fallzeit desselben, so hat man:

$$s_1 = \frac{p\,t_1^2}{2} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\,\frac{g\,t_1^2}{2}$$

und daher

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\,\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{s_1}{g}}.$$

Ist nun noch $F_1$ der Querschnitt der Durchgangsöffnung bei geöffnetem Ventile, und setzt man den mittleren Werth desselben für die Fallzeit $t_1$ des Ventiles $= {}^1/_2\,F_1$, so erhält man das in dieser Zeit zurückfallende Wasserquantum:

$$V_1 = {}^1/_2\,F_1\,w\,t_1 = {}^1/_2\,F_1\,\sqrt{2\,g\,h}\,\sqrt{\frac{2\,\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{s_1}{g}} = F_1\,\sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,h\,s_1},$$

und sein Verhältniß zur ganzen Hubwassermenge:

$$\frac{q_1}{Q} = \frac{V_1}{V} = \frac{F_1}{F\,s}\,\sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,h\,s_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}}\,\frac{F_1}{F}\,\frac{\sqrt{h\,s_1}}{s}.$$

Dieser Verlust wächst hiernach mit dem Querschnittsverhältnisse $\frac{F_1}{F}$, mit der Förderhöhe $h$ und dem Ventilhube $s_1$, dagegen umgekehrt wie der Kolbenhub $s$. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, enge Ventilöffnungen, kleinere Förderhöhen und größere Kolbenhübe, vor Allem aber keinen unnöthig großen Ventilhub in Anwendung zu bringen, deshalb sind in dieser Hinsicht besonders die Ventile mit mehrfachem Sitze zu empfehlen, Fig. 595 bis 598, da bei denselben die erforderliche Hubhöhe nur gering ist.

Diese Verluste betragen bei den besten Pumpenanlagen 5, bei ziemlich guten Pumpen aber 10, nicht selten aber auch 15 und noch mehr Procent von dem theoretischen oder geometrisch bestimmten Förderquantum $V = Fs$. Deshalb ist es auch der Sicherheit wegen rathsam, $V = \mu Fs = 0{,}85\, Fs$ zu setzen, also einen Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ anzunehmen.

Dies vorausgesetzt, erhält man nun das Förderquantum pro Secunde bei einfachwirkenden Pumpen:

$$Q = \frac{\mu n F s}{60} = \frac{\mu F v}{2} = 0{,}425\, Fv,$$

und daher den einer geforderten Ausgußmenge $Q$ entsprechenden Kolbenquerschnitt:

$$F = \frac{2\,Q}{\mu v} = 2{,}353\,\frac{Q}{v},$$

und folglich den nöthigen Kolbendurchmesser:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}128\,\sqrt{F} = 1{,}731\,\sqrt{\frac{Q}{v}}\,\mathrm{m}.$$

Bei den doppeltwirkenden Pumpen hingegen ist:

$$Q = \mu\,\frac{2\,n F s}{60} = \mu F v = 0{,}85\, Fv,$$

daher

$$F = \frac{Q}{\mu v} = 1{,}176\,\frac{Q}{v}$$

und

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}128\,\sqrt{F} = 1{,}224\,\sqrt{\frac{Q}{v}}\,\mathrm{m}.$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v$ hängt ebenso wie die Anzahl $n$ der Kolbenspiele von verschiedenen Größen, so namentlich von dem Verhältnisse der Röhrenquerschnitte zu dem des Pumpencylinders und von der Saughöhe ab, worüber in den folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben wird. Meistens pflegt man die Geschwindigkeit des Kolbens nicht über 0,4 m, in der Regel nur zu 0,2 bis 0,3 m anzunehmen, doch kommen z. B. bei Bergwerkspumpen Kolbengeschwindigkeiten bis zu 1 m vor.

Beispiel 1. Wenn ein Pumpenventil aus Messing, dessen specifisches Gewicht $\varepsilon = 8{,}5$ ist, bei einem Kolbenhube $s = 1{,}2$ m und einer Förderhöhe

$h = 12$ m, 0,03 m ausschiebt, und das Querschnittsverhältniß $\frac{F_1}{F} = \frac{1}{5}$ ist, so beträgt das durch das Ventil zurückfallende Wasserquantum:

$$q_1 = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}} \, \frac{F_1}{F} \, \frac{\sqrt{h s_1}}{s} \, Q = \sqrt{\frac{8,5}{7,5}} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{\sqrt{12 \,.\, 0,03}}{1,2} \, Q = 0,106 \, Q,$$

d. i. über $10\frac{1}{2}$ Proc. des theoretischen Hubwassers.

Beispiel 2. Wenn eine einfachwirkende Pumpe bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $v = 0,3$ m ein Wasserquantum $Q = 25$ l heben soll, so erfordert sie den Kolbendurchmesser:

$$d = 1,731 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,731 \sqrt{\frac{0,025}{0,3}} = 0,5 \text{ m},$$

und wenn sich das Wasser in der Saug- und Steigröhre derselben mit einer Geschwindigkeit von 1,2 m bewegen soll, so ist die erforderliche Weite dieser Röhren:

$$d_1 = d \sqrt{\frac{v}{v_1}} = d \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{d}{2} = 0,25 \text{ m}.$$

**Saugwirkung der Pumpen.** Um die aufsteigende Bewegung des Wassers in den Saugröhren mit Sicherheit zu erreichen, ist es nicht nur nöthig, daß die Saughöhe ein bestimmtes Maß nicht überschreite, sondern es müssen auch die Querschnitte der Saugröhren bestimmte Minimalwerthe wenigstens haben. Um diese Verhältnisse zu untersuchen, sei wieder mit $b$ die Wasserbarometerhöhe und mit $h_1$ die Saughöhe zwischen dem Unterwasserstande und der mittleren Kolbenstellung verstanden. Diese Saughöhe $h_1$ muß natürlich immer unter der Höhe der atmosphärischen Wassersäule zurückbleiben, und zwar einestheils wegen der Widerstände, welche sich der Bewegung des Wassers in dem Saugrohre entgegensetzen, sowie andererseits auch deswegen, weil eine gewisse Druckhöhe disponibel sein muß, um das in das Saugrohr einzuführende Wasser fortwährend derart zu beschleunigen, daß es der Bewegung des Kolbens folgt. §. 142.

Es sei $F$ der Querschnitt des Pumpenkolbens, welcher, wie dies meistens der Fall ist, durch eine Kurbel von der Länge $r$ bewegt werde, so daß der Kolbenhub durch $2r$ gegeben ist, und es sei vorausgesetzt, daß diese Kurbel in der Minute $n$ Umdrehungen mache. Alsdann ist die Geschwindigkeit der Kurbelwarze durch $u = \frac{n}{60} 2 \pi r$, und die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens in irgend einem Augenblicke durch $v = u \sin \alpha$ gegeben, wenn $\alpha$ den Drehungswinkel der Kurbel vom unteren todten Punkte bezeichnet. Der Kolben beginnt seine Bewegung von der untersten Stellung aus mit der Geschwindigkeit $v = 0$, und seine Beschleunigung drückt sich für irgend einen Drehungswinkel $\alpha$ aus durch (s. III, 1, Capitel 6):

$$p = \frac{\partial v}{\partial t} = u \cos \alpha \, \frac{\partial \alpha}{\partial t} = \frac{u^2}{r} \cos \alpha,$$

also im Anfange der aufsteigenden Bewegung durch

$$p_0 = \frac{u^2}{r}.$$

Wenn nun $f$ den Querschnitt des Saugrohres bedeutet, so muß in demselben die Geschwindigkeit und also auch die Beschleunigung in jedem Augenblicke in dem Verhältnisse $\frac{F}{f}$ größer sein, als die des Kolbens, und man hat daher allgemein für die Geschwindigkeit $v_1$ des Wassers im Saugrohre

$$v_1 = \frac{F}{f} u \sin \alpha$$

und für die Beschleunigung daselbst

$$p_1 = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha,$$

wenn die Bedingung gestellt wird, daß das Wasser in regelrechter Weise dem Kolben folgen soll. Es muß daher auf das Wasser eine treibende Kraft wirken, welche genügend ist, ihm in jedem Augenblicke diese verlangte Beschleunigung zu ertheilen, denn sonst wird der Kolben im Anfange der Bewegung, wo seine Beschleunigung den größten Werth $p_0 = \frac{u^2}{r}$ hat, dem Wasser voraneilen, d. h. es wird ein Abreißen des Kolbens vom Wasser eintreten. In Folge dessen muß sich nachträglich ein Stoß oder sogenannter Wasserschlag einstellen, sobald der während der zweiten Hälfte des Kolbenaufganges verzögerte Kolben von dem Wasser eingeholt wird. Derartige Wasserschläge müssen, als für den guten Gang der Pumpe und die Festigkeit aller Theile höchst gefährlich, in jedem Falle vermieden werden. Damit ein Abreißen des Kolbens im todten Punkte, in welchem seine Beschleunigung den maximalen Werth $\frac{u^2}{r}$ hat, nicht erfolgen kann, muß daher die das Wasser im Saugrohre antreibende Kraft groß genug sein, um mindestens die Beschleunigung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$ zu erzeugen. Bezeichnet nun $l_1$ die ganze Länge der Saugrohrleitung, ist also $f l_1 \gamma$ das Gewicht des Wassers in derselben, wenn angenommen wird, daß sie von vornherein mit Wasser angefüllt ist, so bestimmt sich die Beschleunigung, welche dieser Wassermasse durch den treibenden Ueberdruck der Atmosphäre $f(b - h_1)\gamma$ ertheilt wird, im ersten Augenblicke der Bewegung einfach zu

$$\frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{f(b - h_1)\gamma}{f l_1 \gamma} g = \frac{b - h_1}{l_1} g.$$

Man findet daher die Grenzbedingung, unter welcher ein Abreißen des Kolbens im todten Punkte nicht stattfindet, in:

$$\frac{b - h_1}{l_1} g = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} = \frac{F}{f} \left(\frac{n \,.\, 2\pi}{60}\right)^2 r = 0{,}011 \frac{F}{f} n^2 r \; \ldots \; (1)$$

woraus die höchstens zulässige Anzahl der Kurbelumdrehungen pro Minute zu

$$n_{max} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{f}{F} \frac{b - h_1}{r l} g} = 9{,}554 \sqrt{\frac{f}{F} \frac{b - h_1}{r l} g} \; \ldots \; (2)$$

oder der geringste Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 F n^2 r \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} = 0{,}011 \, F n^2 r \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} \cdot (3)$$

folgt.

Wenn nicht der Kolbenquerschnitt $F$, sondern das theoretische Wasserquantum $Q_0$ pro Minute gegeben ist, so hat man, da bei einer einfach wirkenden Pumpe dieses Wasserquantum durch

$$Q_0 = n F \, 2 r$$

gegeben ist, in vorstehendem Ausdrucke nur $\frac{Q_0}{2 n r}$ für $F$ einzuführen und findet:

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2} Q_0 \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} = 0{,}0055 \, n \, Q_0 \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} \cdot \cdot (4)$$

Bei einer doppeltwirkenden Pumpe dagegen erhält man, da hierfür

$$Q_0 = 2 n F \, 2 r$$

ist, durch Einführung von $\frac{Q_0}{4 n r}$ für $F$ den geringsten Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{4} Q_0 \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} = 0{,}00275 \, n \, Q_0 \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} \cdot \cdot \cdot (4^a)$$

Hieraus erkennt man, daß bei einem gewissen Wasserquantum $Q_0$ unter sonst gleichen Verhältnissen die zulässige Hubzahl $n$ im directen Verhältnisse mit dem Querschnitte $f$ steht; je enger daher das Saugrohr ist, um so weniger Umdrehungen wird die Pumpe nur machen dürfen, um so größer wird natürlich dann der Inhalt der Pumpe $\frac{Q_0}{n} = F \, 2 r$ sein müssen.

Wenn dem Saugrohre einer einfachwirkenden Pumpe ein Querschnitt $f$ gegeben ist, welcher wenigstens den durch (3) oder (4) bestimmten Betrag hat, so findet ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser im todten Punkte nicht statt; es fragt sich nur, ob ein solches Abreißen etwa noch während der darauf folgenden Bewegung des Kolbens möglich ist. Da während der folgenden Vierteldrehung der Kurbel die Beschleunigung des

Kolbens $\frac{u^2}{r} \cos \alpha$ fortwährend abnimmt, bis sie für $\alpha = 90^0$ den Werth Null erreicht, so wird ein Abreißen des Kolbens nur möglich sein können, wenn die Beschleunigung, welche dem Wasser durch den Atmosphärendruck ertheilt wird, noch schneller abnimmt, als die Kolbenbeschleunigung. Es drückt sich nun im Allgemeinen die Beschleunigung des Wassers, wenn dasselbe bei dem Drehungswinkel $\alpha$ der Kurbel bereits die Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin \alpha$ angenommen hat, aus durch

$$p_w = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{b - h_1 - \varphi - \left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{u^2 \sin^2 \alpha}{2g}}{l_1} g;$$

da nämlich von dem Ueberdruck $b - h_1$ der Atmosphäre jetzt auch die dem Reibungswiderstande in der Saugröhre entsprechende Wassersäule $\varphi$ und diejenige Geschwindigkeishöhe abgeht, welche erforderlich ist, um dem fortwährend neu in das Saugrohr eintretenden Wasser ebenfalls die im Saugrohre bereits stattfindende Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin \alpha$ zu ertheilen, wozu bekanntlich die Druckhöhe $\left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{u^2 \sin^2 \alpha}{2g}$ erfordert wird. Dagegen bestimmt sich die Beschleunigung, welche das Wasser annehmen muß, um dem Kolben zu folgen, der Kurbelbewegung zufolge zu $p_k = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha$. Soll daher $p_w$ immer größer bleiben als $p_k$, so muß die Abnahme von $p_w$, d. h. der absolute Werth von $\partial p_w$ immer kleiner sein, als die Abnahme von $p_k$ oder der absolute Werth von $\partial p_k$. Man findet daher als Bedingung:

$$\partial p_w \leqq \partial p_k \text{ oder:}$$

$$\left(\frac{F}{f}\right)^2 \frac{2 u^2 \sin \alpha \cos \alpha}{2 l_1} \partial \alpha \leqq \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \sin \alpha \, \partial \alpha, \text{ d. h. } F r \cos \alpha \leqq f l_1 \;. \quad (5)$$

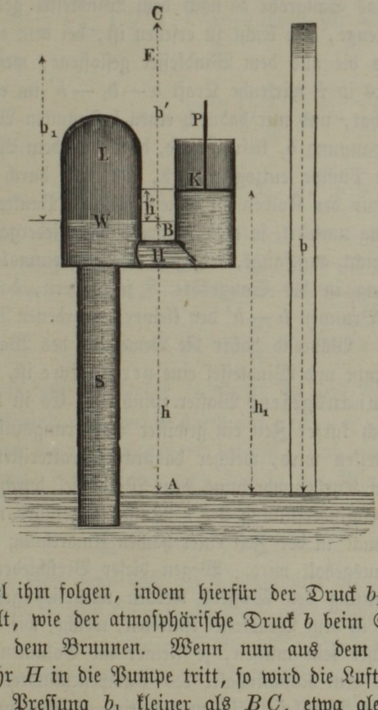
Diese Bedingung wird unter den gewöhnlichen Verhältnissen immer erfüllt sein, da das in den Saugröhren enthaltene Wasser $f l_1$ immer beträchtlich größer sein wird als eine halbe Cylinderfüllung $F r$. Es wird daher ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser überhaupt nicht eintreten können, wenn es nicht beim Beginne des Kolbenhubes sich einstellt, d. h. wenn der Bedingung (4) genügt ist, wonach der Querschnitt $f$ der Saugröhren mindestens den Betrag

$$f = 0{,}0055 \, n \, Q_0 \, \frac{l_1}{g(b - h_1)} \text{ hat.}$$

Hieraus erkennt man, daß der mindestens erforderliche Querschnitt $f$ des Saugrohrs im directen Verhältnisse mit dessen Länge $l_1$ wächst, und es kann bei großer

Länge dieser Querschnitt leicht unbequem groß werden. Um diesen Uebelstand zu vermeiden, bedient man sich vortheilhaft der sogenannten Saugwindkessel, d. h. gewisser Luftbehälter, welche in das Saugrohr möglichst nahe der Pumpe eingeschaltet werden. Die Wirkung eines solchen Saugwindkessels erhellt aus Folgendem. Denkt man sich in das Saugrohr $S$, Fig. 617, den Behälter $W$ eingeschaltet, welcher in $L$ ein bestimmtes Luftquantum enthält, so ist zunächst klar, daß im Stillstande der Pumpe die Spannung dieser Luft um die Höhe $AB = h'$ kleiner sein muß, als diejenige der äußeren Atmosphäre, welche letztere durch eine Wassersäule von der Höhe $AC = b$ dargestellt sein mag. Bezeichnet ebenso $b_1$ die Wasserbarometerhöhe der in dem Windkessel enthaltenen Luft, so hat man also für den Zustand der Ruhe

Fig. 617.




$b_1 = b' = BC = b - h'$.

Bewegt man jetzt den Kolben $K$ von seiner tiefsten Stellung aufwärts, so wird das Wasser aus dem Windkessel ihm folgen, indem hierfür der Druck $b_1$ im Windkessel dieselbe Rolle spielt, wie der atmosphärische Druck $b$ beim Saugen ohne Windkessel direct aus dem Brunnen. Wenn nun aus dem Windkessel Wasser durch das Rohr $H$ in die Pumpe tritt, so wird die Luft in $L$ sich ausdehnen, folglich ihre Pressung $b_1$ kleiner als $BC$, etwa gleich $BE$ werden. In Folge dieser Druckverminderung stellt sich nunmehr eine Bewegung des Wassers in dem Saugrohre $S$ ein, welche um so schneller ist, je größer die Druckverminderung in $L$ geworden, d. h. im Allgemeinen, je kleiner der Windkessel im Vergleich zu dem ihm durch den Pumpkolben entzogenen Wasserquantum ist. Damit der Pumpenkolben von dem Wasser, welches ihm aus dem Windkessel durch $H$ folgt, nicht abreiße, muß wieder die Bedingungsgleichung (4) erfüllt sein, d. h. es muß hier

$$f'_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2} \, Q_0 \, \frac{l'}{g\,(b_1 - h'')} \text{ sein,}$$

wenn $f'$ den Querschnitt und $l'$ die Länge des Rohres $H$, sowie $h''$ die Saughöhe zwischen dem Windkessel und der Pumpe bezeichnet. Unter der Voraussetzung, daß diese Bedingung sowie auch die in (5) ausgesprochene erfüllt ist, folgt das Wasser dem Kolben $K$ während seines Aufganges, und der Windkessel hat am Ende des Kolbenlaufes das Wasserquantum $2\,Fr$ zu einer Cylinderfüllung abgegeben. Während dieser Zeit muß nun auch eine gewisse Wassermenge durch das Saugrohr $S$ nach dem Windkessel gelangt sein, doch wird diese Wassermenge, wie leicht zu ersehen ist, bei dem ersten Kolbenhube geringer sein, als die aus dem Windkessel geflossene, weil die auf Beschleunigung des Wassers in $S$ wirkende Kraft $b - b_1 - h'$ im ersten Augenblicke den Werth Null hat, und nur dadurch einen bestimmten Werth annimmt, daß die Windkesselspannung $b_1$ kleiner wird, d. h. daß dem Windkessel mehr Wasser durch die Pumpe entzogen wird, als ihm durch das Saugrohr zufließt. Wenn nun der Kolben in seinem höchsten Punkte angelangt ist, und seine Bewegung umkehrt, so wird während des Niederganges Wasser aus dem Windkessel nicht angesaugt, dagegen wird die einmal eingeleitete aufsteigende Bewegung in der Saugröhre $S$ fortdauern, da der atmosphärische Ueberdruck im Brunnen $b - h'$ den kleiner gewordenen Druck des Windkessels $b_1$ überwiegt. Während daher die Bewegung des Wassers in der Röhre $H$ zwischen Pumpe und Windkessel eine periodische ist, wird das Rohr $S$ dem Windkessel unausgesetzt Wasser zuführen. Es ist leicht ersichtlich, daß sich schon nach kurzer Zeit ein gewisser Beharrungszustand im Betriebe der Pumpe einstellen wird, welcher dadurch charakterisirt ist, daß in der Zeit einer ganzen Kurbelumdrehung dem Windkessel durch das Brunnenrohr $S$ genau eine Cylinderfüllung $2\,Fr$ Wasser zugeführt wird, welche von dem Kolben jedesmal in der Zeit einer halben Umdrehung wieder aus dem Windkessel herausgeholt wird. Wegen dieser Verschiedenheit in der Zuführung und Ableitung des Wassers werden natürlich gewisse periodische Druckschwankungen in dem Windkessel eintreten, welche, wie man leicht erkennt, um so merklicher sein müssen, je kleiner das Volumen des Windkessels im Vergleiche zu dem Rauminhalte des Pumpencylinders ist. Durch großen Rauminhalt des Windkessels lassen sich diese Schwankungen wohl herabziehen, aber nicht gänzlich vermeiden, hierzu würde ein unendlich großer Windkessel gehören. Es fällt daher eine gewisse Aehnlichkeit der Windkessel hinsichtlich der Regulirung der Bewegung mit derjenigen der Schwungräder ins Auge.

Nimmt man an, der Windkessel sei hinreichend geräumig, um von den Spannungsdifferenzen in demselben absehen zu können, so läßt sich die Spannung in dem Windkessel $b_1$ wie folgt ermitteln. Eine regelmäßige Zuführung des Wassers zu dem Kolben vorausgesetzt, so daß also ein Abreißen nicht eintritt, muß nach (4) die Bedingung erfüllt sein:

$$f'_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{2} Q_0 \frac{l'}{g(b_1 - h'')} \ldots \ldots \ldots \ldots (6)$$

wenn $h''$ die Höhe der Pumpe über dem Windkessel und $l'$ die Länge, $f'$ den Querschnitt des Rohres $H$ bedeutet.

Hieraus folgt:

$Q_0 = \frac{2}{n}\left(\frac{30}{\pi}\right)^2 f' g \frac{b_1 - h''}{l'}$ oder, für $n$ den nach (2) sich ergebenden Werth

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{f'}{F} g \frac{b_1 - h''}{r l'}}$$

eingesetzt:

$$Q_0 = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{\frac{F r}{f'} g \frac{b_1 - h''}{l'}}.$$

Da nun aber, damit ein Abreißen des Kolbens während der aufsteigenden Bewegung desselben nicht erfolge, nach (5) $F r \cos\alpha \leqq f' l'$ sein muß, so kann man $F r = f' l'$ setzen, und erhält hiermit

$$Q_0 = \frac{60}{\pi} f' \sqrt{g(b_1 - h'')} \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

In dem Saugrohre $S$ bewegt sich das Wasser mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit, welche durch $\sqrt{2g(b - b_1 - h' - \varphi)}$ gegeben ist, wenn $\varphi$ den Reibungswiderstand daselbst, durch eine Wassersäule ausgedrückt, bezeichnet; daher findet man das in der Minute geförderte Wasserquantum auch zu:

$$Q_0 = 60 f \sqrt{2g(b - b_1 - h' - \varphi)} \ldots \ldots \ldots \ldots (8)$$

Setzt man nun noch die Querschnitte der Röhren $S$ und $H$ gleich groß voraus, ist also $f = f'$, so erhält man durch Gleichsetzung von (7) und (8)

$$b_1 - h'' = 2\pi^2 (b - b_1 - h' - \varphi),$$

woraus der Werth für die Windkesselspannung zu

$$b_1 = \frac{2\pi^2(b - h' - \varphi) + h''}{1 + 2\pi^2} = 0{,}95(b - h' - \varphi) + 0{,}05 h'' \text{ folgt. } (9)$$

Mit diesem Werthe von $b_1$ ergiebt sich nun auch aus (8) der mindestens erforderliche Querschnitt des Saugrohrs

$$f_{min} = \frac{Q_0}{60 . \sqrt{2g . 0{,}05(b - h' - \varphi - h'')}}$$
$$= \frac{Q_0}{13{,}4\sqrt{2g(b - h' - h'' - \varphi)}}.$$

Da dieser Werth den mindestens erforderlichen Querschnitt des Saugrohrs angiebt, so wird man der Sicherheit wegen gut thun, in Wirklichkeit einen größeren Querschnitt zu wählen. Nimmt man denselben mit Fink gleich dem Doppelten des obigen Werthes an, so erhält man

$$f = \frac{Q_0}{6{,}7\sqrt{2g\,(b - h' - h'' - \varphi)}} = \frac{0{,}15\,Q_0}{\sqrt{2g\,(b - h_1 - \varphi)}} \quad \ldots . \; (10)$$

wenn man für $h' + h''$ die ganze Saughöhe $h_1$ einführt. Die Größe $\varphi$ des Reibungswiderstandes in der Saugröhre kann man hierin nach I, Absch. VII, Cap. 3 zu

$$\varphi = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}009471}{\sqrt{v}}\right)\frac{l}{d}\,\frac{v^2}{2g}$$

annehmen, unter $d$ den Durchmesser des Saugrohrs verstanden.

Wenn die Pumpe doppeltwirkend ist, so hat man nach ($4^a$) die Gleichung

$$f_{min} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{n}{4}\,Q_0\,\frac{l'}{g\,(b_1 - h'')},$$

und erhält daher ebenso den Ausdruck

$$Q_0 = \frac{120}{\pi}\,f'\,\sqrt{g\,(b_1 - h'')} \quad \ldots\ldots\ldots . \; (7^a)$$

Dieser Werth gleich demjenigen aus (8) gesetzt, liefert dann mit $f = f'$ wie oben

$$b_1 - h'' = \frac{\pi^2}{2}\,(b - b_1 - h' - \varphi), \text{ woraus}$$

$$b_1 = \frac{\pi^2 (b - h' - \varphi) + 2\,h''}{2 + \pi^2} = 0{,}83\,(b - h' - \varphi) + 0{,}17\,h'' \text{ folgt} \quad (9^a)$$

Mit diesem Werthe von $b_1$ ergiebt sich nun weiter aus (8) der kleinste Querschnitt des Saugrohrs einer doppeltwirkenden Pumpe mit Saugwindkessel zu

$$f_{min} = \frac{Q_0}{60\sqrt{2g\,0{,}17\,(b - h' - h'' - \varphi)}}$$

$$= \frac{Q_0}{24{,}74\sqrt{2g\,(b - h' - h'' - \varphi)}},$$

oder, wenn man auch hier den Querschnitt doppelt so groß annimmt:

$$f = \frac{Q_0}{12{,}37\sqrt{2g(b - h' - h'' - \varphi)}} = \frac{0{,}08\,Q_0}{\sqrt{2g(b - h_1 - \varphi)}} \quad \ldots (10^a)$$

Da in dem Saugwindkessel wegen dessen beschränkter Größe die Spannung $b_1$ nicht, wie in den vorstehenden Entwickelungen vorausgesetzt wurde, constant, sondern gewissen Schwankungen unterworfen ist, so wird dadurch die Wirkung etwas modificirt, immerhin können jedoch die Gleichungen (10) und ($10^a$) für einfache bezw. doppeltwirkende Pumpen als Anhalt gelten, sobald dieselben mit einem Saugwindkessel versehen sind, dessen Inhalt nach Fink gleich dem Volumen eines einfachen Kolbenhubes $F 2 r$ ist.

Wenn dagegen die Pumpe ohne Saugwindkessel arbeitet, so hat man die Weite der Saugröhre, wie anfänglich gefunden wurde, mit Rücksicht darauf zu bestimmen, daß den Gleichungen (4) und ($4^a$) genügt wird, um einen Wasserschlag zu vermeiden. Es muß hierbei bemerkt werden, daß in den vorstehenden Entwickelungen überall unter $Q_0$ das theoretische Wasserquantum $n F 2 r$ bezw. $2 n F 2 r$ zu verstehen ist, welches nach §. 141 etwa gleich $\frac{Q}{0,85} = 1,18\, Q$ gesetzt werden kann, unter $Q$ die effective, von der Pumpe wirklich geförderte Wassermenge verstanden. Wenn daher, wie dies meistens der Fall sein wird, diese effective Wassermenge $Q$ gegeben ist, so hat man in sämmtlichen vorstehend entwickelten Formeln $1,18\, Q$ für $Q_0$ einzuführen.

Wenn der Kolben in der Mitte seines Hubes seine größte Geschwindigkeit $v = u$ erreicht hat, also die Kurbel, immer eine sehr lange Lenkerstange vorausgesetzt, von dem unteren todten Punkte um $90^0$ absteht, so beginnt eine Verzögerung des Kolbens, welche, von Null anfangend, bis zu dem Werthe $\frac{u^2}{r}$ im oberen todten Punkte sich steigert, während sie allgemein bei dem Drehungswinkel $\alpha$ der Kurbel durch $\frac{u^2}{r} \cos \alpha$ ausgedrückt ist. Soll nun das im Saugrohre aufsteigende Wasser auch ferner dem Kolben folgen, ohne das Bestreben zu äußern, dem Kolben voranzueilen, so muß auch dieses Wasser durch sein eigenes Gewicht einer Verzögerung unterworfen sein, welche mindestens den Werth $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$ hat. Wenn nämlich die Verzögerung des Wassers kleiner ist, als $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$, etwa gleich $p_w$, so wird in einer gewissen Kurbelstellung der Fall eintreten, daß das Wasser dem Kolben vorauszueilen beginnt. Diese Kurbelstellung ist durch die Gleichung $p_w = \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha$ gegeben, wenn $\alpha$ den Drehungswinkel der Kurbel vom unteren todten Punkte bezeichnet. Das Wasser wird alsdann, in Folge dieses Strebens, dem Kolben voranzueilen, einen Druck auf das Steigventil ausüben und dasselbe öffnen, so daß es seinem Streben folgen kann. Es wird daher in diesem Falle noch während des Kolbenaufgangs Was- §. 143.

ser durch das Steigrohr zum Ausfluß gelangen, so daß ein Wasserquantum gefördert wird, welches größer ist als der Inhalt des Cylinders.

Um die Verhältnisse zu untersuchen, unter denen diese Wirkung eintritt, sei zunächst vorausgesetzt, daß die Pumpe eine Saug- und Hubpumpe mit durchbrochenem Kolben sei, und daß der Querschnitt der Steigröhren mit demjenigen $f$ der Saugröhren übereinstimme. In diesem Falle bewegt sich das Wasser beim Aufsteigen des Kolbens in jedem Augenblicke in der Steigröhre mit derselben Geschwindigkeit, wie in dem Saugrohre. Wenn nun der Fall der vorzeitigen Eröffnung des Steigventils eintritt, so wirkt das Gewicht einer Wassersäule von der ganzen Förderhöhe $h_1 + h_2 = h$ verzögernd auf das in den Röhren aufsteigende Wasser, und man hat daher die betreffende Verzögerung des Wassers

$$p_w = \frac{f(h_1 + h_2)\gamma}{f(l_1 + l_2)\gamma} g = \frac{h}{l} g,$$

wenn mit $l = l_1 + l_2$ die Summe der Längen $l_1$ des Saugrohrs und $l_2$ des Steigrohrs bezeichnet wird. Wenn diese erwähnte Eröffnung des Ventils bei einem Drehungswinkel $\alpha$ der Kurbel eintritt, bei welchem die Verzögerung des Kolbens durch $\frac{u^2}{r} \cos\alpha$ ausgedrückt ist, so hat man daher die Gleichung

$$\frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos\alpha = -g\frac{h}{l} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (11)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, daß das Saugrohr einen Saugwindkessel nicht enthält, wenn dagegen ein solcher vorhanden ist, in welchem die Luftspannung wieder $b_1$ sein möge, so erhält man als verzögernde Kraft für das zwischen dem Saugwindkessel und Ausgusse enthaltene Wasser eine Wassersäule vom Gewichte $f(b - b_1 + h_2)\gamma$. Da nun $b - b_1 = h_1 + \varphi$ ist, wenn wieder $\varphi$ die Widerstandshöhe im Saugrohre bedeutet, so hat man die verzögernde Kraft zu $f(h_1 + h_2 + \varphi)\gamma = f(h + \varphi)\gamma$, während das zu verzögernde Wasser nunmehr nur das im Steigrohre enthaltene $f l_2 \gamma$ ist. Daher erhält man für diesen Fall die Bedingungsgleichung der vorzeitigen Eröffnung des Kolbenventils

$$\frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos\alpha = -g\frac{h + \varphi}{l_2} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (11^a)$$

Wenn die Pumpe als Druckpumpe mit massivem Kolben ausgeführt ist, so wird in dem Augenblicke, in welchem die Verzögerung des Kolbens bis auf diejenige des im Saugrohre nachfolgenden Wassers herabgesunken ist, noch nicht sofort ein Eröffnen des Druckventils eintreten können, da auf dem letzteren die Druckhöhe $h_2$ lastet. Die Trägheitskraft des Wassers im Saugrohre wird vielmehr schiebend auf den Kolben wirken und ein Aufdrücken des Druckventils kann erst in dem Augenblicke stattfinden, in welchem der von dem Wasser im Saugrohre aufwärts wirkende Druck die Druckwassersäule überwiegt.

Aus der Gleichung (11) kann man den Winkel $\alpha$ durch

$$\cos\alpha = -g\,\frac{f r h}{F l u^2} \text{ bestimmen,}$$

für welchen eine Eröffnung des Kolbenventils eintritt. Das Wasser wird von diesem Augenblicke an in verzögerter Bewegung durch das Kolbenventil so lange emporsteigen, bis seine anfängliche Geschwindigkeit $\frac{F}{f}\,u \sin\alpha$ ertödtet ist. Wie lange dies dauert, hängt von dieser Geschwindigkeit des Wassers $\frac{F}{f}\,u \sin\alpha$ und seiner Verzögerung $p_w$ ab; jedenfalls wird dieses Aufsteigen des Wassers den Moment überdauern, in welchem die Kurbel den oberen Todtpunkt passirt, da während dieser ganzen Zeit die Verzögerung des Wassers kleiner ist als die fortwährend zunehmende Verzögerung des Kolbens. Das Saugventil wird sich daher auch bei der Umkehr des Kolbens nicht sofort schließen können, sondern es muß so lange geöffnet bleiben, als die aufsteigende Bewegung des Wassers andauert. Es kann nun der Fall eintreten, daß diese aufsteigende Bewegung längere Zeit andauert, als die Kurbel gebraucht, um über den oberen todten Punkt hinaus sich bis zum unteren todten Punkte zu bewegen. Wenn dies der Fall ist, so wird das Saugventil sich überhaupt nicht mehr schließen können, da die von Neuem eintretende aufsteigende Bewegung des Kolbens eine saugende Wirkung veranlaßt. Um zu prüfen, wann dieser Fall eintritt, in welchem das Saugventil ganz unthätig wird, ermittelt sich die Zeit, in welcher die Geschwindigkeit $\frac{F}{f}\,u \sin\alpha$ in Folge der Verzögerung $p_w = \frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r} \cos\alpha$ ertödtet wird, zu

$$t = \frac{\text{Geschwindigkeit}}{\text{Verzögerung}} = \frac{u \sin\alpha}{\frac{u^2}{r}\cos\alpha} = \frac{r}{u}\,\operatorname{tang}\alpha = \frac{30}{\pi n}\,\operatorname{tang}\alpha,$$

$$\text{da } u = \frac{2\pi r n}{60} \text{ ist.}$$

Setzt man diese Zeit gleich derjenigen, welche die Kurbel zur Bewegung durch den Winkel $360 - \alpha^0$ gebraucht, also gleich $\frac{360-\alpha^0}{360}\,\frac{60}{n}$ Secunden, so folgt aus $\frac{30}{\pi n}\,\operatorname{tang}\alpha = \frac{360-\alpha^0}{360}\,\frac{60}{n}$ die Gleichung:

$$tang\,\alpha = \pi\,\frac{360 - \alpha^0}{180} = 2\,\pi - 0{,}01745\,\alpha.$$

Diese Gleichung wird erfüllt durch $\alpha = 102^0\,34'$, und man ersieht daraus, daß das Saugventil einer Pumpe gar nicht zur Thätigkeit kommt, wenn die Verzögerung $p_w$ des Wassers durch sein eigenes Gewicht nur so groß ist, wie die $\frac{F}{f}$ fache Verzögerung, welche der Kolben zufolge der Kurbelbewegung erleidet, sobald die Kurbel sich vom unteren todten Punkte um den Winkel $\alpha = 102^0\,34'$ gedreht hat. Ist die Verzögerung $p_w$ größer, so tritt die vorzeitige Eröffnung des Kolbenventils natürlich erst bei einem größeren Umdrehungswinkel ein, und das Saugventil schließt sich während des Kolbenrückganges, während eine vorzeitige Eröffnung des Steigventils überhaupt nicht eintritt, wenn die Verzögerung des Wassers $p_w$ einen Werth hat, welcher der $\frac{F}{f}$ fachen Kolbenbeschleunigung im todten Punkte $\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\,g$ gleich, oder größer als dieser Werth ist.

Wenn das Steigventil sich vorzeitig öffnet, so wird bei jeder Kurbelumdrehung ein größeres Wasserquantum gefördert, als ohne dies der Fall sein würde. Die geförderte Wassermenge bestimmt sich, wenn $\alpha$ denjenigen Winkel bedeutet, für welchen die vorzeitige Eröffnung des Steigventils eintritt, in folgender Weise. Bei der Umdrehung der Kurbel um $\alpha$ ist der Kolben um die Größe $r\,(1 - \cos\alpha)$ bewegt worden, daher ist eine Wassermenge $F r\,(1 - \cos\alpha)$ gehoben. Hierauf bewegt sich das Wasser durch das geöffnete Steigventil mit der anfänglichen Geschwindigkeit $\frac{F}{f}\,u \sin\alpha$, und unter Einfluß der Verzögerung $-\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\cos\alpha$. Betrachtet man diese Bewegung als eine gleichmäßig verzögerte, so erhält man die Weglänge $s$, um welche sich das Wasser fortschiebt, nach dem Gesetze der gleichmäßig verzögerten Bewegung zu

$$s = -\frac{\left(\frac{F}{f}\,u \sin\alpha\right)^2}{2\,\frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}\cos\alpha} = -\frac{F r}{f}\,\frac{\sin^2\alpha}{2\cos\alpha}.$$

Man findet daher das nach der Eröffnung des Steigventils noch emporsteigende Wasser als einen Cylinder vom Querschnitte $f$ der Röhren und dieser Länge $s$, also gleich $f s = -F r\,\frac{\sin^2\alpha}{2\cos\alpha}$. Somit erhält man das ganze, während einer Kurbeldrehung geförderte Wasser

$$V = Fr\left(1 - \cos\alpha - \frac{\sin^2\alpha}{2\cos\alpha}\right) \cdots \cdots \cdots \cdots (12)$$

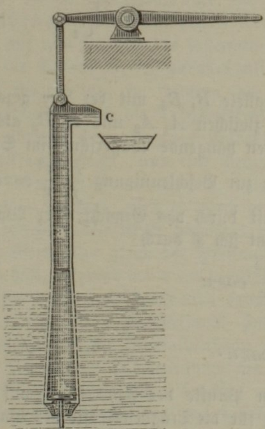
Setzt man hierin für $\alpha$ den oben gefundenen Werth von $102^0 34'$, für welchen das Saugventil ganz außer Thätigkeit kommt, so ergiebt sich

$$V = Fr\,(1 + 0{,}217 + 2{,}190) = 3{,}407\,Fr,$$

also etwa 1,7mal so groß, als das Cylindervolumen $2\,Fr$. Selbstverständlich ist zur Hebung dieses vergrößerten Quantums auch eine entsprechend größere mechanische Arbeit erforderlich.

Die in den vorstehenden Untersuchungen gefundenen Zahlenwerthe für $\alpha$ und $V$ werden in Wirklichkeit durch den Einfluß der Reibungswiderstände des Wassers in den Röhren modificirt, welche Widerstände im Obigen ebensowenig berücksichtigt worden sind, als der hydraulische Widerstand, welcher dadurch entsteht, daß bei der aufsteigenden Bewegung des Wassers fortwährend das in das Saugrohr eintretende ursprünglich ruhende Wasser mit Geschwindigkeit begabt werden muß. In Folge dieser Widerstände wird die Bewegung des Wassers auch nicht, wie angenommen wurde, eine gleichmäßig verzögerte sein. Jedenfalls erklärt sich aus den obigen Betrachtungen das in der Praxis oft beobachtete eigenthümliche Resultat, daß das effective Wasserquantum einer Pumpe unter Umständen größer ausfallen kann als das theoretische. Ebenso ist es eine praktisch erprobte Thatsache, daß man ohne Vorhandensein eines Saugventils Wasser pumpen kann, wie denn hierauf ein längst bekanntes einfaches Instrument*), Fig. 618, beruht, bestehend aus einer oben und unten offenen Röhre $a$, in welcher das Steigventil $b$ sich befindet. Durch schnelle Auf- und Niederbewegung dieses Rohres kann man das Wasser zum Aufsteigen und Austritt durch die obere Mündung $c$ des Rohres zwingen, wobei offenbar die Eröffnung des bei der Aufwärtsbewegung geschlossenen Ventils $b$ beim Niedergehen durch das Beharrungsvermögen des zwischen $a$ und $b$ aufsteigenden Wassers bewirkt wird.

Fig. 618.



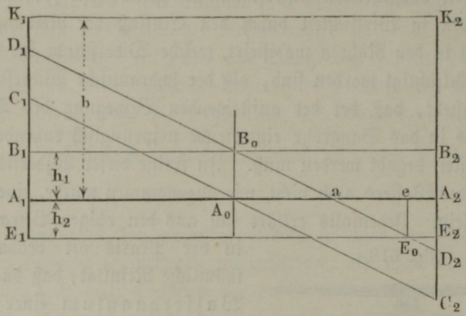

Eine genügende Erklärung und Untersuchung des oben besprochenen Vor-

*) Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

gangs bei dem Saugen der Pumpen ist, soviel bekannt, zuerst von Fink*) gegeben worden, dessen Untersuchungen auch hier und in dem folgenden Paragraphen zur Grundlage gedient haben.

Anmerkung. Man erlangt von der im Vorstehenden untersuchten Wirkung der Trägheitskräfte des Wassers beim Saugen eine deutliche Anschauung durch eine graphische Darstellung, ähnlich denjenigen, welche in Thl. III, 1, Cap. 6 bei der Untersuchung des Kurbelgetriebes angewendet worden sind. Zu dem Ende sei in Fig. 619 die Abscissenaxe $A_1 A_2$ gleich dem Kolbenhube $2r$ gemacht,

Fig. 619.




und in dem Abstande $A_1 B_1 = h_1$ eine Parallele $B_1 B_2$ mit der Axe gezogen. Dann kann man die constanten Ordinaten zwischen $A_1 A_2$ und $B_1 B_2$ als die Belastung des Kolbens durch die an demselben hängende Wassersäule im Saugrohre ansehen. Denkt man sich nunmehr die zur Beschleunigung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos\alpha$ des Wassers in dem Saugrohre erforderliche Kraft durch das Gewicht einer Wassersäule von der Höhe $x$ ausgedrückt, so bestimmt sich $x$ durch

$$f x \gamma = \frac{f l_1 \gamma}{g} \frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos\alpha$$

zu

$$x = \frac{F l_1}{f g} \frac{u^2}{r} \cos\alpha \cdot$$

Trägt man diese Wassersäulenhöhe in jedem Punkte der Axe $A_1 A_2$ auf, so erhält man in der Linie $C_1 C_2$ die Darstellung für die Trägheitskräfte des Wassers im Saugrohre in derselben Weise, wie für die Trägheitskräfte des Kreuzkopfes in Thl. III 1, bei dem Kurbelgetriebe gezeigt wurde. Es ist auch ohne Weiteres einzusehen, daß unter der Voraussetzung einer sehr langen Lenkerstange diese Trägheitskräfte durch eine gerade Linie $C_1 C_2$ dargestellt werden, welche die Axe in

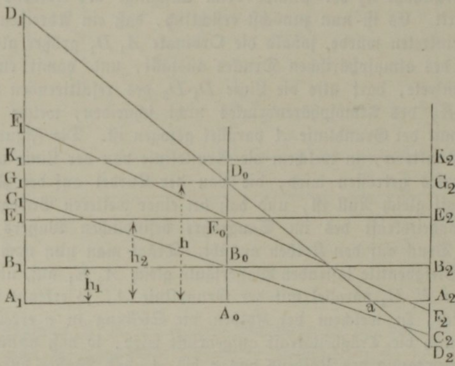
*) C. Fink, Theorie und Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, Berlin, auch Ztschr. deutsch. Ing. 1863, S. 177.

der Mitte $A_0$ schneidet, und daß die Ordinaten in den todten Punkten $A_1$ und $A_2$ durch $\pm \frac{F l_1}{f g} \frac{u^2}{r}$ ausgedrückt sind.

Denkt man sich nun die Ordinaten der beiden Linien $B$ für die Saughöhe und $C$ für die Beschleunigung vereinigt, indem man durch den Endpunkt $B_0$ der Ordinate zu $A_0$ die Gerade $D_1 D_2$ parallel mit $C_1 C_2$ zieht, so erhält man in dem Diagramme $A_1 D_1 a D_2 A_2$ die graphische Darstellung für die auf den Kolben wirkenden Kräfte, wobei die Ordinaten zu beiden Seiten der Axe $A_1 A_2$ natürlich entgegengesetzt gerichtete Kräfte andeuten. Man hat gleichzeitig in der algebraischen Summe der Flächenräume dieses Diagramms ein Maß für die mechanische Arbeit, welche von dem Kolben bei einem Aufgange verrichtet werden muß, vorausgesetzt, daß die Pumpe mit einem massiven Kolben versehen ist, so daß die Druckhöhe $h_2$ der Pumpe beim Aufgange des Kolbens auf den letzteren nicht wirkt. Es ist nun zunächst ersichtlich, daß ein Abreißen des Kolbens vom Wasser eintreten würde, sobald die Ordinate $A_1 D_1$ größer als die Wassersäulenhöhe $b$ des atmosphärischen Druckes ausfällt, und damit ein solches Abreißen nicht eintrete, darf also die Linie $D_1 D_2$ des resultirenden Kolbendruckes die Linie $K_1 K_2$ des Atmosphärendruckes nicht schneiden, welche im Abstande $A_1 K_1 = b$ mit der Grundlinie $A$ parallel gezogen ist. Die Figur zeigt ferner, daß in dem Punkte $a$, in welchem die Grundlinie von der Linie des resultirenden Kolbendruckes getroffen wird, die von der Kurbel auf den Kolben auszuübende Zugkraft gleich Null ist, und daß bei einer weiteren Bewegung des Kolbens die Trägheitskraft des im Saugrohre befindlichen Wassers sogar einen treibenden Druck auf den Kolben ausübt. Trägt man nun noch die Höhe $h_2$ der auf dem Steigventile lastenden Wassersäule gleich $A_1 E_1$ auf, und zieht durch $E_1$ die Gerade $E_1 E_2$ parallel mit der Grundlinie $A$, so erkennt man, daß in dem Augenblicke, in welchem der Kolben die Stellung in $e$ erreicht hat, das Druckventil durch die Trägheitskraft aufgedrückt wird, so daß nunmehr während der übrigen Bewegung des Kolbens von $e$ bis $A_2$ das Wasser durch das Steigventil emporsteigt, und eine Vergrößerung des geförderten Wasserquantums um den oben berechneten Betrag erzielt wird. Während der Kolben den Weg von $a$ bis $e$ verfolgt, wird er durch die Trägheitskraft des Wassers mit einer allmälig zunehmenden Kraft vorwärts getrieben, welche Kraft in der Kolbenstellung $e$ den Werth $E_0 e$ gleich der Pressung der Drucksäule erreicht, und bis zum Ende $A_2$ beibehält, während von $e$ aus die überschüssige Trägheitskraft auf die Beförderung von Wasser durch das Druckventil verwandt wird. Da die Ordinaten des Diagramms den Druckkräften proportional sind, welche durch die von ihnen dargestellten Wassersäulen auf die Kolbenfläche ausgeübt werden, so erhellt hieraus, daß man die betreffenden Flächenräume des Diagramms auch als die Maße für die entsprechenden mechanischen Arbeiten ansehen kann. Demnach ist die auf den Kolben während des Aufganges von der Kurbel übertragene mechanische Arbeit durch die Druckfläche $A_1 D_1 a$ dargestellt, welche man wegen der Gleichheit der Dreiecke $B_1 B_0 D_1$ und $B_2 B_0 D_2$ auch gleich $A_1 B_1 B_2 D_2 a A_1$ setzen kann. Von dieser Arbeit wird ein durch die Fläche $a A_2 E_2 E_0 a$ repräsentirter Theil auf die Kurbel wieder zurück übertragen, so daß die ganze von der Kurbel auf den Kolben während eines Aufgangs ausgeübte Arbeit durch $A_1 B_1 B_2 A_2 + E_0 E_2 D_2$ dargestellt ist. Wie man leicht erkennt, stellt die Rechtecksfläche $A_1 B_2$ die zum Heben der Wassermenge $F 2 r$ auf die Saughöhe $h_1$ erforderliche Arbeit dar, während die Fläche des Dreiecks $E_0 E_2 D_2$ diejenige Arbeit repräsentirt, welche dazu verwendet wird, das erwähnte Mehrquantum Wasser auf die ganze Förderhöhe $h = h_1 + h_2$ zu erheben. Dieses Mehrquantum wird sich daher dem Gewichte nach zu $\frac{L_1}{h}$ bestimmen, wenn mit $L_1$ die durch das Dreieck $E_0 E_2 D_2$ repräsentirte mechanische Arbeit bezeichnet wird.

Das hier entworfene Diagramm gilt für eine Saug- und Druckpumpe, d. h. eine solche mit massivem Kolben; für eine Saug- und Hubpumpe mit durchbrochenem Kolben ändert sich das Diagramm nur insofern, als beim Aufwärtsbewegen des Kolbens ein Widerstand zu überwinden ist, welcher der ganzen Förderhöhe $h = h_1 + h_2$ entspricht. In Fig. 620 ist das Diagramm für eine solche Pumpe gezeichnet, welches nach dem Vorstehenden leicht verständlich sein

Fig. 620.




wird. Auch hier stellt $A_1 A_2 = 2r$ die Grundlinie vor, und die Parallelen $B_1 B_2$ und $E_1 E_2$ sind in Abständen $A_1 B_1 = h_1$ und $A_1 E_1 = h_2$ von der Basis gezogen. Zeichnet man in derselben Weise die geraden Linien $C_1 C_2$ und $F_1 F_2$ für die Beschleunigungskräfte des Wassers in dem Saugrohre und in dem Steigrohre, so daß

$$B_1 C_1 = \frac{F l_1}{f g} \frac{u^2}{r} \text{ und } E_1 F_1 = \frac{F}{f} \frac{b_2}{g} \frac{u^2}{r}$$

gemacht wird, so gilt zunächst wieder als Bedingung, unter welcher ein Abreißen des Kolbens von dem Wasser nicht erfolgt, daß die der Saughöhe entsprechende Linie $C_1 C_2$ die Linie $K_1 K_2$ des atmosphärischen Druckes nicht erreicht. Zeichnet man dann noch die Linie $D_1 D_2$ des resultirenden Druckes, indem man $A_1 D_1 = A_1 C_1 + A_1 F_1$ und $A_2 D_2 = A_2 C_2 + A_2 F_2$ macht, so erhält man in dem Durchschnitte $a$ dieser Linie mit der Basis diejenige Kolbenstellung, in welcher die vorzeitige Eröffnung des Steigventils erfolgen muß, und die Fläche $a A_2 D_2$ stellt wiederum diejenige mechanische Arbeit dar, welche zur Erhebung des betreffenden Mehrquantums Wasser dient. Die von der Kurbel auf den Kolben ausgeübte mechanische Arbeit ist wieder durch die Fläche

$$A_1 D_1 a = A_1 G_1 G_2 A_2 + a A_2 D_2$$

dargestellt, welche beiden Flächen sich zu einander verhalten wie der Inhalt des Pumpencylinders zu dem darüber geförderten Quantum. Wäre z. B. der Punkt $a$ so gelegen, daß die dem Kolbenwege $A_1 a$ zugehörige Kurbeldrehung $102^0\,34'$ betrüge, so müßte nach den obigen Ermittelungen

$$a A_2 D_2 = 0{,}7 \,.\, A_1 G_1 G_2 A_2$$

sein u. s. f.

Beispiel. Wenn eine einfachwirkende Saug- und Hubpumpe, deren Kolbendurchmesser 0,30 m und deren Hub 0,6 m beträgt, bei einer Saughöhe von 6 m in jeder Minute 30 Umdrehungen machen soll, so ist der Querschnitt des Saugrohres zu ermitteln, bei welchem ein Wasserschlag vermieden wird, für den Fall, daß ein Saugwindkessel nicht angeordnet ist.

Wenn die ganze Länge des Saugrohres $l_1 = 10$ m angenommen wird, so findet sich nach Gleichung (3):

$$f_{min} = 0{,}011\, F n^2 r \frac{l_1}{g\,(b - h_1)} = 0{,}011\, F \,.\, 30^2 \,.\, 0{,}3 \frac{10}{9{,}81\,(10{,}34 - 6)}$$
$$= 0{,}698\, F = 0{,}698 \,.\, 0{,}0707 = 0{,}0493 \text{ qm}.$$

Hierzu würde ein Durchmesser der Röhren von $d = \sqrt{\frac{4}{\pi}\,0{,}0493} = 0{,}251$ m gehören. Um eine so beträchtliche Rohrweite zu vermeiden, sei ein Saugwindkessel von dem Inhalte gleich einer Cylinderfüllung $F \,.\, 2r = 0{,}0707 \,.\, 0{,}6 = 0{,}0424$ cbm oder 42,4 l angebracht. Wenn man nunmehr den Röhren einen Durchmesser $d = \frac{2}{3} D = \frac{2}{3} \,.\, 0{,}30 = 0{,}20$ m giebt, also den Querschnitt $f = \frac{4}{9} F = 0{,}0314$ qm macht, so erhält man eine Geschwindigkeit des Wassers darin von

$$v = \frac{Q_0}{60 f} = \frac{F \,.\, 2r \,.\, n}{60 f} = \frac{0{,}0707 \,.\, 0{,}6 \,.\, 30}{60 \,.\, 0{,}0314} = 0{,}675 \text{ m},$$

und daraus folgt die Widerstandshöhe in der Saugröhre

$$\varphi = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{0{,}675}}\right) \frac{10}{0{,}20}\, \frac{0{,}675^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}026 \,.\, 50 \,.\, 0{,}023 = 0{,}030 \text{ m}.$$

Wenn nun der Wasserspiegel des Saugwindkessels um 0,5 m unter der mittleren Kolbenstellung befindlich, also $h' = 5{,}5$ m und $h'' = 0{,}5$ m ist, so erhält man nach Gleichung (9) die mittlere Spannung der Luft in dem Saugwindkessel in einer Wassersäule gemessen zu:

$$b_1 = 0{,}95\,(b - h' - \varphi) + 0{,}05\, h'' = 0{,}95\,(10{,}334 - 5{,}5 - 0{,}030) + 0{,}05 \,.\, 0{,}5$$
$$= 4{,}588 \text{ m}.$$

Beträgt nun die Hubhöhe des Wassers über dem mittleren Kolbenstande noch $h_2 = 14$ m, ist also die ganze Förderhöhe $h = h_1 + h_2 = 20$ m, und ist die ganze Länge des Steigrohres $l_2 = 36$ m anzunehmen, so findet man den Umdrehungswinkel der Kurbel, bei welchem eine vorzeitige Eröffnung des Steigventils eintritt, nach Gleichung (11 a.) durch

$$\cos\alpha = -g \frac{h + \varphi}{l_2}\, \frac{f r}{F u^2} = -9{,}81 \frac{20 + 0{,}030}{36}\, \frac{4}{9}\, \frac{0{,}3}{(2\pi \,.\, 0{,}3 \,.\, \frac{1}{2})^2} = -0{,}820.$$

Hieraus ergiebt sich $\alpha = 145^0$, und demnach müßte, wenn keine Wasserverluste stattfänden, das mit jedem Hube geförderte Wasserquantum nach Gleichung (12)

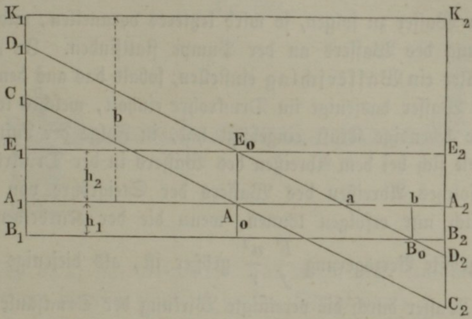
$$V = Fr\left(1 - cos\,\alpha - \frac{sin^2\,\alpha}{2\,cos\,\alpha}\right) = Fr\left(1 + 0{,}820 + \frac{0{,}573^2}{2\,.\,0{,}820}\right) = 2{,}02\,Fr$$
$$= 1{,}01\,.\,F\,.\,2\,r,$$

d. h. um 1 Proc. größer als das Cylindervolumen sein. Wegen der Undichtheiten des Kolbens und der Ventile wird man indessen bei dem Entwurfe der Pumpe immer das wirklich geförderte Quantum kleiner als das theoretische $F\,.\,2\,r$ annehmen.

§. 144. **Druckwirkung.** Die Untersuchungen der vorhergehenden Paragraphen bezogen sich nur auf die *saugende* Wirkung des Pumpenkolbens, also auf die Bewegung der Kurbel aus dem unteren todten Punkte nach dem oberen. Ganz ähnliche Betrachtungen lassen sich auch für die zweite Hälfte der Kurbelumdrehung anstellen, während welcher der Kolben, der hierbei als *massiver* zu denken ist, abwärts bewegt wird, um das angesaugte Wasser durch das Druckrohr auf die Druckhöhe $h_2$ empor zu treiben. Damit diese letztere Wirkung stattfinde, ist es nöthig, daß auf den Kolben eine Kraft ausgeübt werde, welche nicht nur gleich dem Gewichte einer auf dem Kolben lastenden Wassersäule von der Druckhöhe $h_2$ ist, sondern auch, abgesehen von den Reibungswiderständen, im Stande ist, dem in dem Druckrohre befindlichen Wasserquantum diejenige Beschleunigung zu ertheilen, welche der Bewegung des Kolbens durch das Kurbelgetriebe entspricht.

Die zu dieser Beschleunigung erforderliche Kraft bezw. den dadurch repräsentirten Widerstand kann man sich nun nach dem Vorstehenden ersetzt denken durch eine Wassersäule, deren Höhe für einen Umdrehungswinkel $\alpha$ der Kurbel, vom oberen todten Punkte aus, durch $\frac{Fl_2}{fg}\,\frac{u^2}{r}\,cos\,\alpha$ ausgedrückt ist, wenn $f$ den Querschnitt und $l_2$ die Länge der Druckröhren bedeutet. Der Kolbenwiderstand entspricht daher dem Drucke einer Wassersäule von der Höhe $h_2 + \frac{Fl_2}{fg}\,\frac{u^2}{r}\,cos\,\alpha$, und man kann sich diesen Widerstand ebenso wie bei der Saugwirkung durch das Diagramm, Fig. 621, veranschaulichen. Ist wieder $A_1A_2 = 2\,r$ gemacht und $E_1E_2$ im Abstande $A_1E_1 = h_2$ parallel dazu gezogen, ferner $E_1D_1 = E_2D_2 = \frac{Fl_2}{fg}\,\frac{u^2}{r}$ gemacht, so erhält man wieder in den Ordinaten der Geraden $D_1D_2$ die Drucke auf den Kolben. Da hierbei die Bewegung des Wassers direct von dem Kolben geschieht, der Luftdruck also nicht, wie bei der Saugwirkung, zu Hülfe genommen wird, so ist die Größe $A_1D_1$ des anfänglichen Druckes an keine Bedingung geknüpft, indem ein Abreißen des Wassers von dem Kolben so lange nicht möglich ist, als der Kolben beschleunigend auf das Wasser wirkt, also während die Kurbel von dem todten Punkte aus den dritten Qua-

Fig. 621.




dranten durchläuft. Im Uebrigen lassen sich über das Diagramm ganz ähnliche Bemerkungen machen, wie im vorigen Paragraphen über Fig. 519 geschehen. Es wird von der Kurbel während des Kolbenweges von $A_1$ bis $a$ eine Kraft auf den Kolben ausgeübt werden, welche von der Größe $A_1 D_1$ bis zu Null abnimmt, worauf durch die Trägheitskräfte des im Druckrohre bewegten Wassers auf den Kolben in seiner Bewegungsrichtung ein Impuls ausgeübt wird. Der letztere wächst von Null in $a$ allmälig bis zu einem Werthe $B_0 b$ in der Stellung $b$, welcher gerade der Saughöhe $h_1$ entspricht, und von dieser Stelle an wird der Kolben mit der constanten Kraft $B_0 b$ durch die bewegte Wassermasse des Druckrohres getrieben, während zugleich ein bestimmtes Wasserquantum durch das in der Stellung $b$ vorzeitig geöffnete Saugventil in die Höhe tritt, da in der Stellung $b$ die auf das Wasser vorwärts treibende Trägheitskraft das Gewicht der Saugwassersäule erreicht hat. Die von der Kurbel ausgeübte mechanische Arbeit ist wieder durch die Flächen $A_1 D_1 a - a A_2 B_2 B_0 = A_1 E_1 E_2 A_2 + B_0 B_2 D_2$ wie bei der Saugwirkung dargestellt, und es tritt die Uebereinstimmung des Vorganges mit dem im vorhergehenden Paragraphen mittelst des Diagramms, Fig. 619, erläuterten hervor. Es ergiebt sich auch in derselben Weise wie dort, daß das Druckventil gänzlich außer Wirksamkeit kommt, wenn die vorzeitige Eröffnung des Saugventils bereits bei einer Kolbenstellung $b$ stattfindet, für welche die Kurbel nur um einen Winkel $\alpha = 102^0\, 34'$ vom oberen todten Punkte entfernt ist.

Es muß hierbei indessen bemerkt werden, daß bei dem betrachteten Vorgange keine Rücksicht darauf genommen wurde, daß, wenn ein Saugwindkessel nicht vorhanden ist, in dem Augenblicke einer vorzeitigen Eröffnung des Saugventils das im Saugrohre befindliche Wasser noch vollkommen in Ruhe ist. Da dieses Wasser nun nicht momentan die Geschwindigkeit $\frac{F}{f} u \sin \alpha$ annehmen kann, welche es haben müßte, um dem im Druckrohre aufsteigenden Wasser zu folgen, so wird letzteres voraneilen, und daher wird eine Trennung des Wassers an der Pumpe stattfinden. In Folge dessen muß sich später ein Wasserschlag einstellen, sobald das aus dem Saugrohre nachfolgende Wasser dasjenige im Druckrohre einholt, welches letztere, nachdem es seine lebendige Kraft eingebüßt hat, in Folge der Luftleere wieder zurückfällt, die sich bei dem Abreißen des Wassers in der Druckröhre gebildet hat. Ein solches Abreißen des Wassers der Steigröhre von der Pumpe wird natürlich nur erfolgen können, wenn die der Kurbelbewegung entsprechende größte Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$ größer ist, als diejenige $g \frac{b + h_2}{l_2}$, welcher das Wasser durch die vereinigte Wirkung der Drucksäule $h_2$ und des Atmosphärendruckes auf die Ausflußmündung ausgesetzt ist.

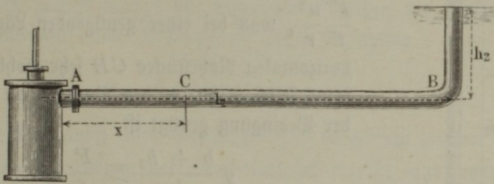
Wenn dagegen das Saugrohr mit einem Saugwindkessel versehen ist, so kann ein derartiges Abreißen an der Pumpe und ein damit verbundener Wasserschlag überhaupt nicht erfolgen, sobald die zwischen diesem Saugwindkessel und dem Saugventile befindliche Wassermasse verschwindend klein ist, wie dies im Allgemeinen der Fall sein wird. Es wird dann vielmehr eine Eröffnung des Saugventils erfolgen müssen, sobald die Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r} \cos \alpha$ den Betrag

$$g \frac{b + h_2 - b_1}{l_2} = \frac{h_1 + h_2 + \varphi}{l_2} = \frac{h + \varphi}{l_2}$$

erreicht, da das Wasser in der Druckröhre abwärts durch die Wassersäule $b + h_2$ und aufwärts durch die Pressung des Saugwindkessels $b_1 = b - h_1 - \varphi$ gedrückt wird, unter $\varphi$ wieder die Wassersäulenhöhe verstanden, welche der gleichmäßigen Bewegung des Wassers in der Saugröhre zwischen dem Unterwasser und dem Saugwindkessel zukommt.

Wenn aber auch ein Abreißen des Wassers an der Pumpe, etwa durch das Vorhandensein eines Saugwindkessels, unmöglich gemacht ist, so kann doch unter Umständen ein solches Abreißen und ein Wasserschlag an einem Punkte innerhalb der Druckröhre möglich sein, wenn in diesem Punkte die dem Wasser durch sein eigenes Gewicht und den Atmosphärendruck ertheilte Verzögerung kleiner ist, als die durch die Kurbel ertheilte Verzögerung $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$. Ob ein solcher Punkt vorhanden ist, hängt ganz von der Anordnung der Druckrohrleitung ab. Zunächst ist ersichtlich, daß ein solches Abreißen nicht erfolgen kann, wenn die Druckrohrleitung von der Pumpe in gerader Linie horizontal oder vertical fortgeführt ist. Denn bei der

Fig. 622.




Pumpe, Fig. 622, mit horizontaler Druckröhre $AB$ von der Länge $l_2$ ist die Verzögerung für den Punkt $A$ an der Pumpe durch

$$p_w = g \frac{b + h_2}{l_2},$$

dagegen für einen Punkt $C$ im Abstande $AC = x$ von der Pumpe durch

$$p_w' = g \frac{b + h_2}{l_2 - x},$$

also größer als bei $A$, gegeben. Wenn daher an der Pumpe ein Abreißen nicht stattfinden kann, indem die Bedingung

$$g \frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$$

erfüllt ist, so kann ein Abreißen in irgend einem Punkte $C$ um so weniger möglich sein, je weiter dieser Punkt von $A$ entfernt ist.

Ebenso findet man bei dem verticalen Druckrohre $AB$, Fig. 623 (a. f. S.), bei welchem $l_2 = h_2$ ist, daß, während die Verzögerung bei $A$ durch

$$p_w = g \frac{b + h_2}{h_2}$$

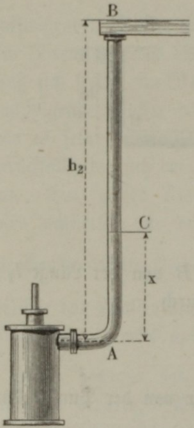
ausgedrückt ist, dieselbe für den Punkt $C$ in der Höhe $x$ über der Pumpe durch

$$p_w' = g \frac{b + h_2 - x}{h_2 - x}$$

sich ausdrückt. Es ist leicht einzusehen, daß, weil $\frac{b + h_2}{h_2}$ ein unechter Bruch ist, $p_w'$ auch hier größer ist als $p_w$, daher auch hier ein Wasserschlag nur an der Pumpe bei $A$, nicht aber an einer darüber gelegenen Stelle möglich ist.

Dagegen kann bei einem in schräger oder in gekrümmter Linie geführten Druckrohre ein Wasserschlag im Rohre entstehen, wie z. B. in dem Kniee bei $C$, Fig. 624, wenn für diesen Punkt die Verzögerung $p_w' = g \frac{b}{l_2'}$ kleiner ausfällt, als $\frac{F}{f} \frac{u^2}{r}$, was bei einer genügenden Länge $l_2'$ des horizontalen Rohrstückes $CB$ sehr wohl stattfinden kann, selbst wenn für den Punkt $A$ an der Pumpe der Bedingung genügt ist,

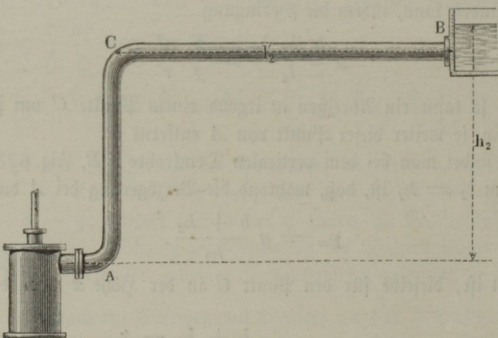
Fig. 623.




$$g \frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f} \frac{u^2}{r},$$

daher an dieser Stelle ein Wasserschlag nicht möglich ist. Da man in der Führung der Röhren meistens durch die Oertlichkeit gebunden ist, so wird es bei den zerstörenden Wirkungen solcher oft sehr heftigen Wasserschläge immer gerathen sein, durch eine entsprechende Untersuchung festzustellen, ob und an welcher Stelle der Röhrenleitung ein Wasserschlag eintreten kann.

Fig. 624.




§. 145. **Druckwindkessel.** Man kann den Wasserschlag in den Druckröhren in jedem Falle gänzlich verhindern, wenn man in das Druckrohr möglichst nahe der Pumpe ebenfalls einen Luftbehälter, einen sogenannten Druckwindkessel, einschaltet, welcher durch die in ihm vorhandene Spannung $b_2$ der Luft in dem Druckrohre ebenso eine nahezu gleichmäßige Bewegung des aufsteigenden Wassers unterhält, wie dies von dem Saugwindkessel in dem Saugrohre geschieht. Die mit dem Kolbenwechsel verbundenen Perioden der Bewegung werden dadurch, wie auch bei dem Saugrohre, nur auf das kurze Verbindungsrohr zwischen Pumpe und Windkessel beschränkt. Bei genügender Größe dieses Druckwindkessels läßt sich ein Wasserschlag in den Druckröhren, also überhaupt jeder Wasserschlag vermeiden, da im Vorstehenden gezeigt worden ist, daß einem Abreißen des Wassers an der Pumpe entweder durch Erfüllung der Grundbedingung

$$g\,\frac{b + h_2}{l_2} > \frac{F}{f}\,\frac{u^2}{r}$$

oder durch Anordnung eines Saugwindkessels vorgebeugt werden kann.

Durch die Anwendung der Druckwindkessel erreicht man außerdem noch andere Vortheile, so namentlich die Erzielung eines annähernd gleichförmigen Wasserausflusses, welcher bei solchen Pumpwerken von Wichtigkeit ist, die einen geschlossenen Wasserstrahl liefern sollen, wie die Feuerspritzen und Pumpen zur Speisung von Springbrunnen. Ferner wird durch die regulirende Wirkung der Druckwindkessel die Anstrengung der einzelnen Maschinentheile, wie z. B. der Kolbenstange, Lenkerstange, Kurbelwelle &c., beträchtlich verringert, wie dies leicht aus dem Vorhergehenden folgt. Da nämlich der Widerstand des Kolbens im todten Punkte durch den Druck einer Wassersäule von der Höhe

$$h_2 + \frac{F\,l_2}{f\,g}\,\frac{u^2}{r}$$

dargestellt ist, so ersieht sich hieraus, wie der zweite von der Trägheit herrührende Summand bei einer großen Länge $l_2$ der Druckröhren den ersten aus der Druckhöhe $h_2$ sich ergebenden Antheil vielmals übersteigen kann. Auf Grund hiervon müssen alle Betriebstheile der Pumpe auf diese maximale Anstrengung im todten Punkte berechnet werden, wodurch bei langen Rohrleitungen unmäßige Stärken nöthig und Brüche wahrscheinlich werden. Bei der Anwendung eines Druckwindkessels dagegen wirkt der Bewegung des Kolbens während der ersten Hälfte des Nieederganges nur die Trägheit desjenigen Wassers entgegen, welches zwischen der Pumpe und dem Windkessel befindlich ist, welches Quantum immer ganz unbedeutend sein wird, da man, einer in der Praxis stets befolgten und aus dem Vorstehenden ohne Weiteres sich rechtfertigenden Regel gemäß, die Windkessel immer der Pumpe so nahe als möglich anordnet. Das Wasser, welches zwischen der Pumpe und den Windkesseln sowohl im Saugrohre wie im Druckrohre sich befindet, ist natürlich der regulirenden Wirkung der Windkessel entzogen und direct von der Bewegung des Pumpkolbens beeinflußt.

Die durch den Windkessel erreichbare Ausgleichung der Bewegung kann, ebenso wie die durch ein Schwungrad zu erzielende, niemals eine vollständige sein, da in Folge der veränderlichen Geschwindigkeit des Pumpenkolbens abwechselnd Wasser in den Windkessel hinein und aus demselben heraustritt, wodurch die Pressung der Luft in demselben einem unausgesetzten Schwanken von derselben Periode wie die Wasserlieferung der Pumpe ausgesetzt ist. Diese Schwankungen müssen selbstverständlich um so größer ausfallen, je größer jenes besagte Wasserquantum, welches periodisch dem Windkessel zugeführt und entnommen wird, im Verhältniß zu der Größe des Windkessels, d. h. zu dem mit Luft erfüllten Raume desselben ist. Man wird daher den Windkessel um so größer zu machen haben, je kleiner die Aenderungen der Pressung werden sollen, und je ungleichmäßiger die Lieferung der Pumpe ist.

Um diese Verhältnisse zu untersuchen, werde die Geschwindigkeit des Wassers in dem Druckrohre hinterhalb des Windkessels constant und gleich $v$ vorausgesetzt, eine Annahme, welche zwar wegen der Veränderlichkeit der Windkesselpressungen nicht genau zutrifft, für die folgenden Ermittelungen aber zulässig ist, wenn der Windkessel hinreichende Größe hat. Es sei ferner eine einfach wirkende Druckpumpe vorausgesetzt, deren Kolbenfläche $F$ und deren Kurbelarm $r$ sein möge. Denkt man die Kurbel vom oberen todten Punkte um den beliebigen Winkel $\alpha$ gedreht, so bewegt sich der Kolben mit der Geschwindigkeit $u \sin \alpha$, wenn wieder $u = \frac{n}{60} 2 \pi r$ die Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens bedeutet. Ist nun noch $f$ der Querschnitt des Druckrohres, so tritt in dem Zeitelemente $\partial t$ von der Pumpe das Wasserquantum $F u \sin \alpha . \partial t$ nach dem Windkessel, während hinterhalb desselben das Quantum $f v . \partial t$ das Druckrohr passirt, so daß in dem betrachteten Zeittheilchen die Differenz dieser beiden Quanten

$$\partial q = F u \sin \alpha . \partial t - f v . \partial t$$

von dem Windkessel aufgenommen, bezw. abgegeben wird, je nachdem diese Differenz positiv oder negativ ist. Da bei einer vollen Kurbelumdrehung, d. h. in $\frac{60}{n}$ Secunden, das Wasserquantum $F 2 r$ gefördert wird, und im Beharrungszustande auch durch das Druckrohr passirt, so hat man

$$f v \frac{60}{n} = F 2 r,$$

oder

$$f v = F \frac{2 r n}{60} = F \frac{u}{\pi},$$

mit welchem Werthe das in den Windkessel gelangende Quantum sich zu

$$\partial q = F u \left( \sin \alpha - \frac{1}{\pi} \right) \partial t$$

ergiebt. Diese Wassermenge wird zu Null für $sin\,\alpha = \frac{1}{\pi}$, d. h. für die Drehungswinkel der Kurbel

$$\alpha_1 = 18^0\,35' \quad \text{und} \quad \alpha_2 = 161^0\,25'.$$

Während die Kurbel sich vom todten Punkte um den Winkel $\alpha_1 = 18^0\,35'$ dreht, tritt wegen des negativen Werthes von $\partial q$ unausgesetzt Wasser aus dem Windkessel in das Druckrohr, darauf wird bei der Drehung von $\alpha_1$ bis zum Winkel $\alpha_2 = 161^0\,25'$ wieder Wasser vom Windkessel aufgenommen und schließlich auf dem Wege der Kurbel zwischen $161^0\,25'$ und $360^0$ wieder Wasser aus dem Windkessel heraustreten. Offenbar enthält daher der Windkessel am wenigsten Wasser, wenn die Kurbel um $\alpha_1$ und das meiste Wasser, wenn die Kurbel um $\alpha_2$ von dem todten Punkte entfernt ist. Die betreffenden Wassermengen bestimmen sich aus

$$\partial q = F u \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial t,$$

wenn man $r \partial \alpha = u \partial t$ setzt, durch Integration zu

$$q_1 = F r \int_0^{\alpha_1} \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial \alpha = F r \left(1 - cos\,\alpha_1 - \frac{\alpha_1}{\pi}\right)$$

und

$$q_2 = F r \int_0^{\alpha_2} \left(sin\,\alpha - \frac{1}{\pi}\right) \partial \alpha = F r \left(1 - cos\,\alpha_2 - \frac{\alpha_2}{\pi}\right).$$

Setzt man hierin die Werthe $\alpha_1 = 18^0\,35'$ und $\alpha_2 = 161^0\,25'$, so berechnet sich

$$q_1 = -\,0{,}05\; F r$$

und

$$q_2 = +\,1{,}05\; F r,$$

so daß das bei jeder Umdrehung in den Windkessel gelangende und wieder heraustretende Wasserquantum sich bestimmt zu

$$q_2 - q_1 = 1{,}10\; F r = 0{,}55\; V,$$

unter $V = F\,2\,r$ den Inhalt der Pumpe verstanden.

Aus der Größe dieses fluctuirenden Wasserquantums und der Größe des Windkessels läßt sich nunmehr die Veränderung der Luftpressung im Windkessel bestimmen. Bedeutet etwa $W_2$ das Volumen der Luft im Windkessel, wenn derselbe bei der Kurbeldrehung $\alpha_2$ das meiste Wasser aufgenommen hat, und ist mit $w_2$ die zugehörige Luftpressung verstanden, so ist das Volumen $W_1$ der Luft, wenn der Windkessel das wenigste Wasser bei dem Drehungswinkel $\alpha_1$ enthält, durch $W_1 = W_2 + v\,V$ gegeben, wenn man unter $\nu$ den Bruchtheil des Pumpeninhalts versteht, welcher die fluctuirende Wassermenge angiebt. Die geringste Pressung der Luft $w_1$ ist dann nach dem Mariotte'schen Gesetze zu

$$w_1 = w_2 \frac{W_2}{W_2 + \nu V}$$

anzunehmen, da man hier die Temperatur als constant voraussetzen darf.

Wenn die Pumpe doppeltwirkend ist, so ändern sich die vorstehenden Formeln nur insofern, als das durch jede Kurbelumdrehung geförderte Wasserquantum gleich $F . 4 r$ ist, so daß die kleinste und größte Füllung des Windkessels bei den durch die Gleichung $\sin \alpha = \frac{2}{\pi}$ gegebenen Winkeln $\alpha_1 = 39^0 35'$ und $\alpha_2 = 140^0 25'$ stattfindet. Durch Einführung dieser Werthe für $\alpha$ in die Formel

$$q = F r \left(1 - \cos \alpha - \frac{2 \alpha}{\pi}\right)$$

erhält man

$$q_1 = - 0{,}210\ F r \text{ und } q_2 = 0{,}210\ F r,$$

daher das mit jeder halben Kurbelumdrehung in den Windkessel ein- und austretende Wasserquantum

$$q_2 - q_1 = 0{,}42\ F r = 0{,}21\ V \text{ ist.}$$

Betrachtet man noch den häufiger vorkommenden Fall, daß zwei doppelt wirkende Pumpen durch zwei zu einander rechtwinkelig stehende Kurbeln bewegt werden, so ist hier das durch eine ganze Kurbelumdrehung geförderte Wasser durch $F . 8 r$ gegeben, und man erhält, wie leicht zu ersehen ist, das für einen Drehungswinkel $\alpha$ der Welle von einem todten Punkte aus in den Windkessel getretene Wasser zu

$$q = F r \left(1 - \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{4 \alpha}{\pi}\right).$$

Dieser Ausdruck wird zu einem Minimum oder Maximum für die aus $\sin \alpha + \cos \alpha = \frac{4}{\pi}$ folgenden Winkel $\alpha_1 = 19^0 10'$ und $\alpha_2 = 70^0 50'$, und zwar wird mit diesen Winkeln

$$q_1 = - 0{,}042\ F r \text{ und } q_2 = 0{,}042\ F r,$$

daher das fluctuirende Wasser

$$q_2 - q_1 = 0{,}084\ F r = 0{,}042\ V.$$

Dieses Quantum tritt hier bei jeder Kurbelumdrehung viermal in den Windkessel ein und wieder heraus. Mit Rücksicht auf die vorstehenden Ermittelungen wird man den Windkessel bei einfach wirkenden Pumpen verhältnißmäßig größer anzunehmen haben, als bei doppelt wirkenden. Fink giebt für die Größe $W$ des Windkessels, d. h. des Luftquantums, wenn dasselbe durch die Druckhöhe $h_2$ comprimirt ist, als Regel an, daß man

$W = 4\,V$ für einfach wirkende Pumpen,
$W = 1{,}6\,V$ für doppelt wirkende Pumpen,
$W = 0{,}8\,V$ für zwei doppelt wirkende Pumpen

mit rechtwinkelig stehenden Kurbeln nehmen solle.

Während des Stillstandes der Pumpe bestimmt sich die Spannung der Luft im Windkessel, vorausgesetzt, daß das Druckrohr mit Wasser gefüllt ist, durch die Summe $h_2 + b$ der Druckhöhe und des atmosphärischen Druckes. Diese Spannung wird in dem Falle des Betriebes noch durch die den Reibungswiderständen im Druckrohre entsprechende Widerstandshöhe $\varphi_2$ vergrößert. Bezeichnet man diese, unter Voraussetzung einer gleichmäßigen Bewegung des Wassers in dem Druckrohre herrschende Windkesselspannung als die mittlere mit $w$, so hat man also

$$w = (b + h_2 + \varphi_2)\,\gamma$$

anzunehmen, und es möge das Volumen der Luft bei dieser mittleren Spannung durch $W$ bezeichnet werden. Wie im Vorhergehenden gezeigt worden, ist wegen der ungleichmäßigen Lieferung der Pumpe das Volumen $W$ und damit die Pressung $w$ einem steten Wechsel entsprechend den Perioden der Wasserlieferung unterworfen, so daß das mittlere Volumen $W$ des Windkessels durch das fluctuirende Wasser bald größer bald kleiner wird. Wenn mit $W_1$ der größte und mit $W_2$ der kleinste Werth des Luftvolumens und mit $w_1$ bezw. $w_2$ die zugehörigen Spannungen bezeichnet werden, so hat man nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$W w = W_1 w_1 = W_2 w_2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

und nach dem Vorstehenden

$$W_1 - W_2 = \nu V \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

wenn $\nu V$ das fluctuirende Wasserquantum bezeichnet.

Um nun aus den aus der Construction bekannten mittleren Werthen von $W$ und $w$ die größten und kleinsten annähernd zu bestimmen, kann folgende Betrachtung dienen. Wenn die höchste Pressung $w_2$ des Windkessels bis zu dem mittleren Werthe $w$ herabsinkt, wird durch die Expansionswirkung der Luft eine mechanische Arbeit auf Beschleunigung des Wassers im Druckrohre ausgeübt, welche nach bekannten Gesetzen, wenn von allen Nebenhindernissen der Contraction ꝛc. abgesehen wird, durch

$$A_2 = W w \ln \frac{w_2}{w}$$

ausgedrückt ist. Geht die Spannung nun noch weiter unter den mittleren Werth $w$ bis zu $w_1$ herunter, so wird durch diese weitere Ausdehnung eine verzögernde Wirkung auf das Wasser im Betrage

$$A_1 = Ww \, ln \frac{w}{w_1}$$

ausgeübt. Für den hier vorausgesetzten Beharrungszustand ist nun $A_2 = A_1$ zu setzen, woraus man findet

$$ln \frac{w_2}{w} = ln \frac{w}{w_1}$$

oder

$$w_1 w_2 = w^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

d. h. man kann die mittlere Pressung $w$ als das geometrische Mittel aus der kleinsten Pressung $w_1$ und der größten $w_2$ ansehen. Aus den Gleichungen (1), (2) und (3) ist es nun in jedem Falle leicht, aus den gegebenen Werthen von $W$, $w$ und $v V$ die größte und kleinste Pressung $w_2$ und $w_1$ zu bestimmen.

Es ist nämlich nach diesen Gleichungen

$$w_1 = \frac{w^2}{w_2} = w \frac{w}{w_2} = w \frac{W_2}{W} = w \frac{W_1 - v V}{W} = w \frac{\frac{Ww}{w_1} - v V}{W},$$

woraus nun

$$w_1^2 + v \frac{V}{W} w w_1 = w^2$$

folgt, so daß man erhält

$$w_1 = - \frac{v V}{2 W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{v V}{2 W} w\right)^2}$$

und ebenso

$$w_2 = + \frac{v V}{2 W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{v V}{2 W} w\right)^2}.$$

Man wird sich dann in der im vorstehenden Paragraphen gezeigten Weise zu überzeugen haben, ob die kleinste Windkesselpressung $w_1$ noch genügend groß ist, um ein etwaiges Abreißen des Wassers an der Pumpe im Druckrohre und damit einen Wasserschlag zu vermeiden, indem man verneinendenfalls den Inhalt $W$ des Windkessels so weit zu vergrößern hätte, daß $w_1$ die genügende Größe behält, welche einen Wasserschlag ausschließt. Steht, wie gewöhnlich, der Windkessel möglichst nahe der Pumpe, so wird im Allgemeinen ein solches Abreißen nicht zu befürchten sein.

Die vorstehend ermittelten Werthe $w_1$ und $w_2$ stellen die kleinste und größte Windkesselspannung für den Beharrungszustand der Bewegung dar. Im Anfange der Bewegung jedoch wird in dem Windkessel immer eine

Spannung $w''$ eintreten, welche den Werth $w_2$ übertrifft, und ebenso stellt sich die absolut kleinste Pressung $w'$ im Windkessel ein, wenn die Pumpe plötzlich angehalten wird, wie sich aus dem Folgenden ergiebt.

Es sei vorausgesetzt, daß für den Stillstand der Pumpe die mittlere Spannung $w_0 = (b + h_2)\,\gamma$ im Windkessel vorhanden sei, welcher dabei das Luftvolumen $W_0$ enthält, und es werde angenommen, daß die Pumpe in Thätigkeit gesetzt wird. In Folge dessen wird dem Windkessel in jeder Minute das Wasserquantum $Q$ zugeführt, und es möge für die folgende Rechnung der Einfachheit wegen angenommen werden, daß diese Förderung mit gleichmäßiger Geschwindigkeit geschehe, so daß in dem Zuführungsrohre zum Windkessel das Wasser mit der Geschwindigkeit $v_0 = \frac{Q}{60\,f}$ sich bewege. Diese Annahme ist zwar wegen der ungleichmäßigen Förderung der Pumpe nicht genau zutreffend, giebt aber für den Zweck der folgenden Untersuchung ein genügend angenähertes Resultat. Das von der Pumpe geförderte Wasser tritt zunächst in den Windkessel ein, wodurch die Luft in demselben comprimirt und die vorhandene Spannung von $w_0$ auf einen größeren Werth $w$ gebracht wird. In Folge dieser Pressungserhöhung äußert nun der Windkessel eine dem Ueberdrucke $w - w_0$ proportionale Beschleunigung

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g\,\frac{w - w_0}{l_2\,\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

auf das Wasser $f\,l_2\,\gamma$ im Druckrohre, in Folge deren dasselbe eine Geschwindigkeit annimmt, welche allmälig aus dem anfänglichen Werthe 0 zu demjenigen $v_0$ im Beharrungszustande anwächst. Bezeichne nun $t$ die Zeit, welche vom Beginn der Bewegung an bis zu einem beliebigen Augenblicke verstrichen ist, und habe das Wasser in diesem Augenblicke eine gewisse allgemein mit $v$ bezeichnete Geschwindigkeit angenommen, so tritt in dem nächsten Zeitelemente das Wasserquantum $f\,v_0\,\partial t$ aus der Pumpe in den Windkessel und dasjenige $f\,v\,\partial t$ aus dem Windkessel heraus nach dem Druckrohre. Folglich wird das Volumen des Windkessels um den Betrag

$$\partial q = f\,(v_0 - v)\,\partial t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

vermindert. Die ganze Volumenverminderung während der Zeit $t$ beträgt sonach

$$q = f\,v_0\,t - f\int v\,\partial t.$$

Man hat nun nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{W_0}{W_0 - q} = \frac{w}{w_0},$$

woraus

$$q = W_0 \frac{w - w_0}{w},$$

also durch Differentiation

$$\partial q = W_0 \frac{w_0}{w^2} \partial w$$

folgt. Diese Gleichung in Verbindung mit (5) giebt

$$f (v_0 - v) \partial t = W_0 \frac{w_0}{w^2} \partial w,$$

und hieraus erhält man durch Multiplication mit (4)

$$f (v_0 - v) \partial v = W_0 g \frac{w - w_0}{l_2 \gamma} \frac{w_0}{w^2} \partial w.$$

Wenn nun $v$ den Werth $v_0$ erreicht hat, ist die Spannung $w$ im Windkessel von $w_0$ im Anfange bis zu der gesuchten größten Spannung $w''$ angewachsen, man erhält daher durch Integration

$$f \int_0^{v_0} (v_0 - v) \partial v = W_0 w_0 \frac{g}{l_2 \gamma} \int_{w_0}^{w''} \frac{w - w_0}{w^2} \partial w,$$

oder

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0 w_0 \left( ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} - 1 \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

aus welcher Gleichung die größte Spannung $w''$ berechnet werden kann, die im Windkessel im Anfange der Bewegung sich einstellen wird.

Dieser Werth $w''$ ist größer als der anfängliche Werth $w_0 = b + h_2$, und wird auch größer sein, als der für den Beharrungszustand im Windkessel vorhandene mittlere Druck $w = b + h_2 + \varphi_2$, daher wird durch diesen Druck $w''$ eine weitere Beschleunigung des Wassers in dem Druckrohre hervorgerufen, wodurch die Geschwindigkeit daselbst größer wird als der Durchschnittswerth $v_0$. In Folge hiervon tritt wieder Wasser aus dem Windkessel heraus, die Spannung sinkt unter $w''$ herab, und es wird erst nach einigen Schwankungen die mittlere Spannung $w$ eintreten, welche, wie oben gefunden, nur noch denjenigen Schwankungen zwischen $w_1$ und $w_2$ unterworfen ist, welche durch die periodische Veränderlichkeit des von der Pumpe gelieferten Wassers veranlaßt werden.

Wenn andererseits die Pumpe plötzlich angehalten wird, so veranlaßt die lebendige Kraft des in dem Druckrohre bewegten Wassers ein Weiterbewegen und in Folge dessen eine Vergrößerung des Luftvolumens von $W$ auf $W'$ so lange, bis die in dem Wasser vorhandene lebendige Kraft $f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g}$ durch die Arbeit der verzögernden Kraft aufgezehrt ist. Diese Arbeit, welche verzögernd wirkt, ist offenbar die zur Ausdehnung des Luftvolumens $W_0$ von der Spannung $w_0$ auf das Volumen $W'$ von der Spannung $w'$ erforderliche Arbeit. Dieselbe drückt sich, wenn das Volumen $W$ um $\partial W$ sich ausdehnt, durch

$$(w_0 - w)\,\partial W = \left(w_0 - \frac{W_0}{W}\,w_0\right)\partial W$$

aus, folglich hat man, wenn die ganze lebendige Kraft des Wassers aufgezehrt ist,

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = \int\limits_{W_0}^{W'} \left(w_0 - \frac{W_0}{W}\,w_0\right)\partial W$$

$$= W' w_0 - W_0 w_0 - W_0 w_0 \, ln \frac{W'}{W_0}$$

$$= W_0 w_0 \left(\frac{W'}{W_0} - 1 + ln \frac{W_0}{W'}\right),$$

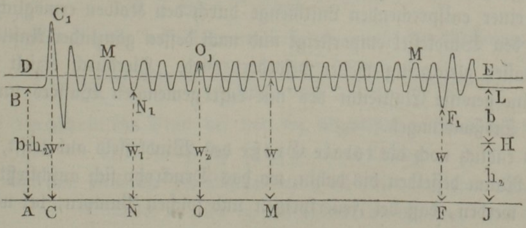
oder weil $\frac{W'}{W_0} = \frac{w_0}{w'}$ ist:

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0 w_0 \left(\frac{w_0}{w'} + ln \frac{w'}{w_0} - 1\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich die geringste Spannung $w'$ berechnen, welche sich im Windkessel einstellt, sobald die Pumpe plötzlich abgestellt wird, und das Wasser im Druckrohre vermöge seiner lebendigen Kraft sich noch weiter bewegt. Es ist übrigens klar, daß, nachdem das Wasser seine Geschwindigkeit vollständig verloren hat, dasselbe, da nun der Windkesseldruck $w'$ kleiner als der mittlere Druck $w_0$ geworden ist, sich wieder zurückbewegt, und in eine schwingende Bewegung geräth, welcher nur durch die inneren Widerstände ein Ziel gesetzt wird.

Man kann sich von den im Vorstehenden gefundenen Resultaten eine Anschauung durch das Diagramm, Fig. 625, verschaffen, in welchem auf der horizontalen Basis $AJ$ die Ordinate $JH$ gleich der Druckhöhe $h_2$ und $HL$ gleich der Wasserbarometerhöhe $b$ gemacht ist. Dann drückt die

Fig. 625.



Summe $JL = AB = h_2 + b$ die Luftpressung $w_0$ im Windkessel im Zustande des Stillstandes der Pumpe aus. Wird nunmehr die letztere in Thätigkeit gesetzt, so steigt die Pressung zuerst auf den größten Werth $CC' = w''$, um von diesem Werthe wieder unter den vorherigen zu sinken, bis nach einigen allmälig abnehmenden Schwingungen der Beharrungszustand eingetreten ist, welcher durch die Wellenlinie $MM$ dargestellt wird. Während dieses Beharrungszustandes schwankt die Pressung des Windkessels in regelmäßigen Perioden zwischen der kleineren Spannung $NN_1 = w_1$ und der größeren $OO_1 = w_2$, und es ist die mittlere Spannung $w$ durch die Horizontale $DE$ ausgedrückt, deren Abstand von der Basis $JE = b + h_2 + \varphi_2$ ist. Wenn dann die Pumpe plötzlich ausgerückt wird, sinkt die Pressung auf die Spannung $FF_1 = w'$ herab, worauf nach einigen Schwingungen des Wassers die Spannung für den Stillstand zu $JL = w_0 = b + h_2$ wieder eintritt.

Es ist klar, daß die Schwankungen zwischen $NN_1 = w_1$ und $OO_1 = w_2$ ein Maß für die Gleichförmigkeit der Wasserbewegung oder bei Fontainen für die Schwankungen der Strahlhöhe ergeben. Ferner wird man die größte Pressung $CC_1 = w''$ in der Anlaufsperiode bei der Bestimmung der Anstrengungen zu Grunde zu legen haben, denen die einzelnen Maschinentheile ausgesetzt sind. Endlich ergiebt die kleinste Pressung $FF_1 = w'$ während der Auslaufsperiode dasjenige Volumen $W'$, welches der Windkessel wenigstens erhalten muß, damit bei dieser kleinsten Pressung keine Luft aus dem Windkessel trete.

Da die von einer Volumeneinheit Wasser absorbirte Luftmenge nach physikalischen Gesetzen in gleichem Verhältnisse zu der Luftpressung steht, so erklärt sich hieraus, warum aus den Druckwindkesseln die Luft allmälig verschwindet, wenn nicht für einen Ersatz der verschluckten Luft Sorge getragen wird. Dagegen wird in den Saugwindkesseln immer das hinreichende Luftquantum von selbst vorhanden sein, da das unter atmosphärischem Drucke mit Luft gesättigte Wasser unter der geringeren Pressung des Saugwindkessels einen Theil der aufgelösten Luft frei läßt. Um die Druckwindkessel stets genügend mit Luft gefüllt zu erhalten, wendet man meistens einen kleinen Lufthahn im Saugrohre an, welcher vermöge seiner sehr geringen Eröffnung das Ansaugen einer entsprechenden Luftmenge durch den Kolben ermöglicht, welche Luft in den Windkessel emporsteigt und nach dessen gänzlicher Anfüllung mit dem Wasser gleichzeitig weiter befördert wird. Hierdurch erzielt man zugleich eine gewisse Elasticität des mit Luft gemengten Wassers und mildert etwaige Stoßwirkungen.

Was endlich noch die totale Größe des Windkessels anbetrifft, d. h. den ganzen Raum desselben bis dahin, wo das Druckrohr sich anschließt, so muß bemerkt werden, daß bei Feuerspritzen und solchen Pumpen, bei welchen im

Zustande der Ruhe eine Druckhöhe $h_2$ gar nicht vorhanden ist, die Luftspannung im Ruhezustande nur gleich derjenigen der Atmosphäre sein kann. Erst in Folge der Bewegung der Spritze tritt hier die theoretische Sprunghöhe des Wassers als Förderhöhe $h_2$ auf, und wenn daher nunmehr bei der durchschnittlichen Pressung $w = b + h_2 + \varphi_2$, wie oben berechnet, ein gewisses Luftvolumen $W$ im Windkessel vorhanden sein soll, so muß der letztere nach dem Mariotte'schen Gesetze eine totale Größe gleich

$$W_0 = W \frac{b + h_2 + \varphi_2}{b}$$

haben.

Bei einer Pumpe hingegen, welche das Wasser in einem Steigrohre auf die Höhe $h_2$ fördert, steht die Luft im Ruhestande immer unter der Pressung $b + h_2$, und es genügt hierfür, wenn man den totalen Inhalt des Windkessels gleich dem oben ermittelten größten Luftvolumen $W'$ macht, welches für das plötzliche Stillstellen der Pumpe gilt, denn alsdann kann in diesem Augenblicke Luft nicht entweichen, und es ist daher bei dem folgenden Angehenlassen der Pumpe das genügende Luftquantum vorhanden, um die höchste Pressung nicht größer werden zu lassen, als der berechnete Werth von $w''$ ist.

Beispiel. Eine doppelt wirkende Druckpumpe, deren Kolben von 0,4 m Durchmesser in jeder Minute 12 Doppelhübe von 1 m Länge macht, drückt das Wasser in einem 0,25 m weiten und 100 m langen Rohre in ein Reservoir, welches 20 m über der Pumpe gelegen ist. Es sollen die Pressungen im Windkessel ermittelt werden. Zunächst ergiebt sich die Spannung $w_0$ der Luft beim Stillstande der Pumpe zu

$$w_0 = (b + h_2)\,\gamma = (10{,}336 + 20)\,1000 = 30\,336 \text{ kg}$$

pro Quadratmeter. Das effective Wasserquantum zu 0,85 des theoretischen angenommen, erhält man

$$Q = 0{,}85 \,.\, F \,.\, 2\,r \,.\, 2\,n = 0{,}85 \,.\, 0{,}1257 \,.\, 1 \,.\, 24 = 2{,}562 \text{ cbm},$$

daher folgt die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers in dem Druckrohre, dessen Querschnitt $f = \frac{\pi}{4}\, 0{,}25^2 = 0{,}0491$ qm beträgt, zu

$$v_0 = \frac{Q}{60\,f} = \frac{2{,}562}{2{,}946} = 0{,}870 \text{ m}.$$

Hieraus ergiebt sich die dem Röhrenwiderstande zugehörige Wassersäulenhöhe zu

$$\varphi = \left(0{,}01439 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{0{,}870}}\right) \frac{100}{0{,}25}\,\frac{0{,}870^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 0{,}376 \text{ m},$$

also der durchschnittliche Druck der Luft im Windkessel während der Bewegung

$$w = (b + h_2 + \varphi)\,\gamma = 30\,712 \text{ kg}.$$

Nimmt man nun die Größe des Luftvolumens bei dieser mittleren Spannung zu

$$W = 1{,}6 \,.\, F \,.\, 2\,r = 1{,}6 \,.\, 0{,}1257 = 0{,}2 \text{ cbm}$$

und das fluctuirende Wasserquantum der doppelt wirkenden Pumpe zu

$$\nu V = 0{,}21 \,.\, 0{,}1257 = 0{,}0264 \text{ cbm}$$

an, so findet sich die kleinere Spannung durch

$$w_1 = -\frac{\nu V}{2W} w + \sqrt{w^2 + \left(\frac{\nu V}{2W} w\right)^2} = \left[-\frac{\nu V}{2W} + \sqrt{1 + \left(\frac{\nu V}{2W}\right)^2}\right] w.$$

Setzt man hierin die Werthe für $\nu$, $V$, $W$ und $w$ ein, so erhält man

$$w_1 = \left[-\frac{0{,}0264}{0{,}4} + \sqrt{1 + \left(\frac{0{,}0264}{0{,}4}\right)^2}\right] w = (-0{,}066 + \sqrt{1{,}004356})\, w$$

$$= 0{,}936\, w = 28\,746 \text{ kg}$$

und ebenso folgt die größere Spannung

$$w_2 = \left[+\frac{\nu V}{2W} + \sqrt{1 + \left(\frac{\nu V}{2W}\right)^2}\right] w = 1{,}068\, w = 32\,800 \text{ kg}.$$

Die Spannung der Luft schwankt also während des Beharrungszustandes um etwa $6\frac{1}{2}$ Proc. über und unter der durchschnittlichen $w$. Dementsprechend variirt das Volumen der in dem Windkessel eingeschlossenen Luft zwischen

$$W_1 = \frac{1}{0{,}936}\, W = \frac{0{,}2}{0{,}936} = 0{,}214 \text{ cbm}$$

und

$$W_2 = \frac{0{,}2}{1{,}068} = 0{,}187 \text{ cbm},$$

also im Ganzen etwa um 27 Liter.

Um die größte Pressung $w''$ zu ermitteln, welche beim Anlassen der Pumpe stattfindet, dient die Gleichung (6)

$$f l_2 \gamma \frac{v_0^2}{2g} = W_0 w_0 \left(ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} - 1\right),$$

worin $W_0 w_0 = W w = 0{,}2 \,.\, 30\,712$ gesetzt werden kann. Diese Gleichung schreibt sich auch

$$ln \frac{w''}{w_0} + \frac{w_0}{w''} = \frac{f l_2 \gamma}{W_0 w_0} \frac{v_0^2}{2g} + 1 = \frac{0{,}0491 \,.\, 100 \,.\, 1000}{0{,}2 \,.\, 30\,712} \frac{0{,}870^2}{2 \,.\, 9{,}81} + 1$$

$$= \frac{4910}{6142}\, 0{,}0386 + 1 = 1{,}031.$$

Diese Gleichung wird erfüllt durch $\frac{w''}{w_0} = 1{,}3$, so daß man die größte Pressung des Windkessels im Anfange der Bewegung zu

$$w'' = 1{,}3 \,.\, w_0 = 1{,}3 \,.\, 30\,336 = 39\,437 \text{ kg}$$

findet. Diese maximale Pressung ist daher bei der Bestimmung der Dimensionen der Pumpentheile zu Grunde zu legen.

Wollte man den Windkessel ganz weglassen, so würde der anfängliche Kolbendruck und damit die Anstrengung aller Pumpentheile viel größer ausfallen. Man würde dann als Widerstandshöhe für den Kolben eine Wassersäule von der Höhe

$$h_2 + \frac{F l_2}{f g} \frac{u^2}{r}$$

anzunehmen haben, worin die Geschwindigkeit der Kurbelwarze

$$u = \frac{2\pi r n}{60} = \frac{3,14 \,.\, 1 \,.\, 12}{60} = 0,628 \text{ m}$$

anzunehmen ist. Man erhielte damit die Wassersäulenhöhe zu

$$20 + \frac{0,4^2}{0,25^2} \frac{100}{9,81} \frac{0,628^2}{0,5} = 20 + \frac{256 \,.\, 0,394}{4,905} = 40,56 \text{ m},$$

während der Ueberdruck der größten Windkesselpressung nur einer Wassersäule entspricht von

$$\frac{w''}{\gamma} - b = 39,437 - 10,336 = 29,101 \text{ m}.$$

Die kleinste Windkesselspannung $w'$ beim plötzlichen Anhalten der Maschine bestimmt sich in derselben Weise aus Gleichung (7)

$$ln \frac{w'}{w_0} + \frac{w_0}{w'} = 1 + \frac{f l_2 \gamma}{W_0 w_0} \frac{v_0^2}{2g} = 1,031,$$

welche Gleichung durch $\frac{w'}{w_0} = 0,79$ erfüllt ist. Man hat daher die kleinste Spannung im Windkessel

$$w' = 0,79 \; w_0 = 0,79 \,.\, 30\,336 = 23\,965 \text{ kg},$$

und damit der Windkessel, wie vorausgesetzt worden, bei der Spannung $w$ ein Luftquantum $W = 0,2$ cbm enthalte, muß das totale Volumen des Windkessels

$$W' = W \frac{w}{w'} = 0,2 \frac{30\,712}{23\,965} = 0,257 \text{ cbm}$$

groß gemacht werden.

**Nebenhindernisse der Pumpen.** Es ist schon oben die zur Bewegung der Pumpen theoretisch erforderliche Kraft bestimmt worden; im Folgenden soll diese Kraftbestimmung mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse vollzogen werden. §. 146.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben ist (nach §. 130) die theoretische Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = F h \gamma;$$

da nun aber der Stulp vom Wasser mit einer Wassersäule von der Höhe $b + h_2 - (b - h_1) = h_1 + h_2 = h$ an die innere Wand der Kolbenröhre angedrückt wird, so ist hier, wie bei den Wassersäulen- und Dampfmaschinen, die Kraft zur Ueberwindung der Kolbenreibung:

$$W = 4\,\varphi \frac{b}{d} F h \gamma,$$

und folglich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens mit Rücksicht auf die Kolbenreibung:

$$P = \left(1 + 4\,\varphi \frac{b}{d}\right) F h \gamma,$$

wobei $\varphi$ den Reibungscoefficienten $= 0,25$, $b$ die Breite des an der Kolbenröhre anliegenden Theiles des Liderungsstulpes und $d$ die Weite der Kolbenröhre bezeichnet (vergl. Bd. II, sowie Bd. III, 2, §. 19).

Die hydraulischen Nebenhindernisse sind fast dieselben wie die der Wassersäulenmaschinen (Bd. II).

Bezeichnet $\zeta_0$ den Widerstandscoefficienten für den Eintritt des Wassers in die Saugröhre, $d_1$ die Weite dieser Röhre, $v_s$ die Eintrittsgeschwindigkeit in die Saugröhre und $v_1$ die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens, so ist die hydraulische Widerstandshöhe für diesen Eintritt:

$$z_0 = \zeta_0 \frac{v_s^2}{2g} = \zeta_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Bei einer cylindrischen Einmündung oder Abrundung ist $\zeta_0 = 0{,}505$ (s. Bd. I), bei einer glatt und gut abgerundeten Mündung aber $\zeta_0 = 0{,}100$ zu setzen.

Ferner ist die Widerstandshöhe der Reibung des Wassers in der Saugröhre, wenn $l_1$ die Länge dieser Röhre und $\zeta_1 = 0{,}024$ (s. Bd. I) den entsprechenden Coefficienten bezeichnet:

$$z_1 = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_s^2}{2g} = \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Ist $\zeta_m$ der Widerstandscoefficient für den Durchgang des Wassers durch das Saugventil, so hat man die entsprechende Widerstandshöhe:

$$z_2 = \zeta_m \frac{v_1^2}{2g}.$$

Theoretisch läßt sich der Widerstandscoefficient $\zeta_m$ aus dem Contractionscoefficienten $\alpha$, dem Querschnitt $F$ des Kolbens und dem Querschnitt $F_2$ der Oeffnung des Ventiles durch die bekannte Formel

$$\zeta_m = \left(\frac{F}{\alpha F_2} - 1\right)^2$$

berechnen (s. Bd. I).

Nimmt man $\alpha = 0{,}60$ und $\frac{F}{F_2} = \frac{5}{2}$ an, so erhält man hiernach

$$\zeta_m = 10 \quad \text{und} \quad z_2 = 10 \frac{v_1^2}{2g},$$

was auch mit den Ergebnissen der Versuche des Verfassers gut übereinstimmt.

Ferner ist die Reibung des Wassers in der Kolbenröhre, deren Länge $= l$ sein möge:

$$z_3 = \zeta \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2g},$$

sowie die in der Steigröhre, wenn $\zeta_2$ den Reibungscoefficienten, $v_r$ die Geschwindigkeit, $l_2$ die Länge und $d_2$ die Weite dieser Röhre bezeichnen:

$$z_4 = \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_r^2}{2g} = \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Endlich nimmt noch die Erzeugung der Geschwindigkeit $v_r$ des Wassers in der Steigröhre die Höhe

$$z_5 = \frac{v_r^2}{2g} = \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v_1^2}{2g}$$

in Anspruch.

Der Inbegriff dieser Widerstandshöhen führt nun auf folgenden Werth der hydraulischen Last:

$$W = (z_0 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5) F\gamma$$
$$= \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g} F\gamma,$$

und daher ist die Gesammtkraft zum Aufziehen des Ventilkolbens:

$$P_1 = \left\{\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g}\right\} F\gamma$$
$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma,$$

wenn durch

$$\varkappa_1 = \zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

die Summe sämmtlicher hydraulischer Widerstandscoefficienten bezeichnet wird.

Beim Niedergange des Kolbens ist das Saugventil geschlossen und das Kolbenventil geöffnet, es drückt folglich das Wasser über und unter dem Kolben mit einer und derselben Kraft $F(b + h_2)\gamma$, und es ist daher dann die reine Pumpenlast gleich Null. Hat die Kolbenliderung vollkommene Elasticität, so ist hierbei sogar auch die Kolbenreibung gleich Null, denn es fließt dann auch Wasser am Kolbenumfange von unten nach oben und drückt hierbei die Liderung vom Umfang der Kolbenröhre ab. Die einzige Kolbenlast, welche beim Niedergange des Kolbens zu überwinden ist, besteht in der Kraft zur Erzeugung der Geschwindigkeit $v_n$ des durch das Kolbenventil strömenden Wassers. Es ist die Wassermenge, welche beim Kolbenniedergange durch den Querschnitt $F_n$ der Ventilöffnung strömt, gleich dem Wasserquantum, welches der Kolbenstock bei seinem Querschnitte $F - F_n$ verdrängt, also

$$F_n v_n = (F - F_n)\, v_2,$$

und daher

$$v_n = \frac{F - F_n}{F_n}\, v_2,$$

wobei $v_2$ die Geschwindigkeit des niedergehenden Kolbens bezeichnet. Die entsprechende Geschwindigkeitshöhe giebt, wenn man noch $F_n$ mit einem durch Erfahrung zu bestimmenden Contractionscoefficienten $\alpha_n$ multiplicirt, die Widerstandshöhe:

$$h_n = \frac{v_n^2}{2\,g} = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2\,g},$$

und daher die Kraft zum Niederschieben des Kolbens:

$$P_2 = F h_n \gamma = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2\,g}\, F\gamma,$$

oder

$$P_2 = \varkappa_2\, \frac{v_2^2}{2\,g}\, F\gamma,$$

wenn man den Coefficienten $\left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2$ durch $\varkappa_2$ bezeichnet.

Um diese Kraft so viel wie möglich herabzuziehen, muß man die Kolbenbohrungen möglichst weit, also die Ventilquerschnitte möglichst groß machen.

Uebrigens wird die Kraft zum Aufziehen des Kolbens noch durch das Gewicht $G$ des Kolbens sammt seiner Stange vergrößert, dagegen aber auch die Kraft zum Niederschieben desselben um die gleiche Größe vermindert. Die entgegengesetzte Wirkung hat der Auftrieb des Wassers. Ist $V$ das Volumen des Kolbens sammt demjenigen Theile der Kolbenstange, welcher durchschnittlich beim ganzen Kolbenspiel ins Wasser eingetaucht bleibt, so beträgt die Verminderung der Kraft zum Aufziehen des Kolbens, sowie die Vergrößerung der Kraft zum Niederschieben desselben in Folge des Auftriebes $V\gamma$.

Es hat hiernach weder das Gewicht des armirten Kolbens, noch der Auftrieb, welchen der Kolben vom Wasser erleidet, eine Vergrößerung der Arbeitskraft zur Folge.

Die mechanische Arbeit, welche zur Verrichtung eines Kolbenspieles nöthig ist, bestimmt sich nun mit Hülfe des Kolbenhubes $s$ durch den bekannten Ausdruck

$$A = P_1 s + P_2 s = (P_1 + P_2)\, s$$
$$= \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] F s \gamma$$
$$= \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] V \gamma,$$

wenn $V$ das theoretische Hubwasserquantum $(F\,s)$ pr. Spiel bezeichnet. Wenn nun die Pumpe pr. Minute $n$ Spiele macht, so ist der erforderliche Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{n}{60}\, V \gamma,$$

oder, wenn das durchschnittliche theoretische Wasserquantum pr. Secunde $\frac{n\,V}{60} = Q_0$ gesetzt wird:

$$L = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] Q_0 \gamma.$$

Auch läßt sich

$$L = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{F v}{2}\, \gamma$$

setzen, wenn $v$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit während eines Spieles bezeichnet.

Es ist die Zeit eines Spieles $t = \frac{2\,n\,s}{60\,v}$, die des Kolbenaufganges $t_1 = \frac{n\,s}{60\,v_1}$, sowie die des Nieederganges $t_2 = \frac{n\,s}{60\,v_2}$, folglich:

$$\frac{2\,n\,s}{60\,v} = \frac{n\,s}{60\,v_1} + \frac{n\,s}{60\,v_2}, \text{ d. i. } \frac{2}{v} = \frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2},$$

und daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{2\,v_1\,v_2}{v_1 + v_2}$, annähernd, wenn $v_1$ und $v_2$ nicht sehr verschieden von einander sind:

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

Die effective Hubwassermenge $Q = \mu\, Q_0 = 0{,}85\ Q_0$ gesetzt, folgt

$$Q_0 = \frac{Q}{\mu} = \frac{Q}{0{,}85} = 1{,}18\ Q,$$

und daher die Leistung, ausgedrückt durch das effective Hubwasserquantum:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)h + \varkappa_1\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\frac{v_2^2}{2g}\right]\frac{Q\gamma}{\mu}$$
$$= 1{,}18\left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)h + \varkappa_1\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\frac{v_2^2}{2g}\right]Q\gamma.$$

Um genauer zu rechnen, hat man nach Bd. II für $v^2$ nicht das Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit, sondern das mittlere Geschwindigkeitsquadrat, und zwar für den Kolbenaufgang

$$v_1^2 = 1{,}645\left(\frac{s}{t_1}\right)^2,$$

und für den Kolbenniedergang

$$v_2^2 = 1{,}645\left(\frac{s}{t_2}\right)^2$$

einzusetzen.

Der Wirkungsgrad einer Pumpe ist hiernach

$$\eta = \frac{Qh\gamma}{L} = \frac{\mu h}{\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)h + \varkappa_1\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\frac{v_2^2}{2g}}$$
$$= \frac{\mu}{1 + 4\varphi\frac{b}{d} + \varkappa_1\frac{v_1^2}{2gh} + \varkappa_2\frac{v_2^2}{2gh}}.$$

Bei sehr gut ausgeführten und vortheilhaft arbeitenden Pumpen setzt man $\eta = 0{,}80$, bei Pumpen von mittlerer Vollkommenheit hat man $\eta = 0{,}75$ und bei gewöhnlichen Pumpen $\eta = 0{,}70$ oder gar nur 0,65 zu setzen.

Beispiel. Bei einer Saug- und Hubpumpe ist der Kolbendurchmesser $d = 0{,}3$ m, der Kolbenhub $s = 1$ m, die Weite der Saugröhre $d = 0{,}15$ m, die Länge derselben $l_1 = 8$ m, die Weite der Steigröhre $d_2 = 0{,}3$ m und die Länge der vereinigten Kolben- und Steigröhre $l_2 = 4$ m; ferner ist die Breite des Liderungsringes $b = 50$ mm, und es sind die beiden Axen des elliptischen an beiden Mündungen abgerundeten Kolbenloches $2\,a_1 = 0{,}20$ m und $2\,b_1 = 0{,}15$ m; endlich erfolgt die Bewegung des Kolbens in der Art, daß der Aufgang 6 und der Niedergang desselben 4 Secunden Zeit in Anspruch nimmt, man soll die Kraft und die mechanische Arbeit, welche die Bewegung dieser Pumpe erfordert, ermitteln.

Es ist die Kolbenfläche:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4}\,0{,}09 = 0{,}0707 \text{ qm},$$

sowie der Querschnitt des Kolbenloches:

$$F_n = \pi\,.\,a_1 b_1 = \frac{\pi}{4}\,0{,}2\,.\,0{,}15 = \frac{F}{3} = 0{,}0236 \text{ qm},$$

ferner die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit des Kolbens:

$$v_1 = \frac{s}{t_1} = 1/_6 = 0{,}167 \text{ m},$$

die mittlere Geschwindigkeit desselben beim Niedergange:

$$v_2 = \frac{s}{t_2} = 1/_4 = 0{,}25 \text{ m},$$

folglich das mittlere Geschwindigkeitsquadrat für den Kolbenaufgang:

$$v_1{}^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_1}\right)^2 = 1{,}645 \,.\, 1/_{36} = 0{,}0457,$$

dagegen für den Niedergang:

$$v_2{}^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_2}\right)^2 = 1{,}645 \,.\, 1/_{16} = 0{,}1028.$$

Die reine Pumpenlast beträgt:

$$F h \gamma = F\,(h_1 + h_2)\,\gamma = 0{,}0707 \,.\, (8 + 4)\; 1000 = 848{,}4 \text{ kg},$$

dagegen die Pumpenlast mit Einschluß der Kolbenreibung:

$$\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h \gamma = (1 + 4 \,.\, 1/_4 \,.\, 1/_6) \,.\, 848{,}4 = 7/_6 \,.\, 848{,}4 = 990 \text{ kg}.$$

Nimmt man den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in die Saugröhre $\zeta_0 = 0{,}5$ und den für den Durchgang durch das Saugventil $\zeta_m = 16$, den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Wassers in der Saugröhre $\zeta_1 = 0{,}026$, und dagegen für die in der vereinigten Kolben- und Steigröhre $\zeta = \zeta_2 = 0{,}038$ an (s. Bd. I), so erhält man die vollständige Widerstandshöhe beim Aufgange des Kolbens:

$$\varkappa_1 \frac{v_1{}^2}{2g} = \left[\zeta_m + \zeta\,\frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1{}^2}{2g},$$

oder, da hier $d_2 = d$ ist,

$$\varkappa_1 \frac{v_1{}^2}{2g} = \left[1 + \zeta_m + \zeta\,\frac{l + l_2}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v_1{}^2}{2g}$$

$$= \left[1 + 16 + 0{,}038\,\frac{4}{0{,}3} + \left(0{,}5 + 0{,}026\,\frac{8}{0{,}15}\right)\left(\frac{0{,}3}{0{,}15}\right)^4\right] 0{,}051 \,.\, 0{,}0457$$

$$= (17{,}5 + 30{,}18)\; 0{,}00233 = 0{,}111 \text{ m},$$

daher die entsprechende Vergrößerung der Pumpenlast:

$$\varkappa_1 \frac{v_1{}^2}{2g} F \gamma = 111 \,.\, 0{,}0707 = 7{,}8 \text{ kg},$$

also im Vergleiche zur Kolbenreibung sehr gering. Es folgt nun die ganze Kraft zum Aufziehen des Kolbens

$$P_1 = 990 + 7{,}8 = rot.\ 1000 \text{ kg}.$$

Die Kraft zum Niederschieben des Kolbens ist, wenn man den Contractionscoefficienten $\alpha_n = 2/_3$ annimmt:

$$P_2 = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2{}^2}{2g} F \gamma = \left(\frac{1 - 2/_3 \cdot 1/_3}{2/_3 \cdot 1/_3}\right)^2 . \, 0{,}051 \,.\, 0{,}1028\, F \gamma$$

$$= 0{,}064\, F \gamma = 4{,}5 \text{ kg}.$$

Nun folgt die erforderliche Arbeit pro Spiel

$$A = (P_1 + P_2)\, s = (1000 + 4{,}5)\, 1 = 1004{,}5 \,\text{mkg},$$

also per Secunde

$$L = \frac{A}{t} = \frac{A}{6 + 4} = 100{,}5 \,\text{mkg}.$$

Setzt man das per Spiel gehobene Wasserquantum:

$$V = \mu F s = 0{,}85 \,.\, 0{,}0707 \,.\, 1 = 0{,}060 \,\text{cbm},$$

so erhält man das Arbeitsquantum pro Secunde zu

$$Q h \gamma = \frac{n}{60}\, V h \gamma = {}^1/_{10}\, 60 \,.\, 12 = 72 \,\text{mkg},$$

und es ist folglich der Wirkungsgrad der Pumpe

$$\eta = \frac{72}{100{,}5} = 0{,}716.$$

Dieser geringe Werth von $\eta$ ist hauptsächlich der Kolbenreibung zuzuschreiben, welche in der Wirklichkeit meist geringer ausfallen wird, als hier angenommen wurde. (S. über die Widerstände der Kolbenreibung ein Näheres unter hydraulischen Hebevorrichtungen, §. 19.)

**§. 147.** Bei den Pumpen mit massiven Kolben ist zu unterscheiden, ob die Kolbenröhre eine stehende, wie Fig. 582 und Fig. 583, oder eine hängende, wie Fig. 584 und Fig. 585, ist. Bei der ersteren Einrichtung wird das Wasser während des Kolbenaufganges angesaugt und während des Kolbenniederganges aufgedrückt; bei der zweiten Einrichtung findet das Umgekehrte statt. Setzen wir bei den folgenden Entwickelungen eine Pumpe, Fig. 626, der ersten Art voraus.

Ist $h_1$ die mittlere Saughöhe vom Unterwasserspiegel bis zum mittleren Kolbenstande gemessen, ferner $d$ der Kolbendurchmesser, $b$ die Liderungsbreite, $v_1^2$ das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit und $\varkappa_1$ der Inbegriff der Widerstandscoefficienten von sämmtlichen hydraulischen Hindernissen, und bezeichnet $F$ den Inhalt des Kolbenquerschnittes, so läßt sich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens setzen:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_1 + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g}\right] F \gamma.$$

Bezeichnet dagegen $h_2$ die mittlere Steighöhe, vom mittleren Kolbenstande bis zum Ausgußpunkte gemessen, $v_2^2$ das mittlere Quadrat der Geschwindigkeit des niedergehenden Kolbens und $\varkappa_2$ den Inbegriff der Widerstandscoefficienten von den hydraulischen Hindernissen bei dem Niedergange des Kolbens, so kann man ebenso die Kraft zum Niederdrücken des Kolbens setzen:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_2 + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] F \gamma.$$

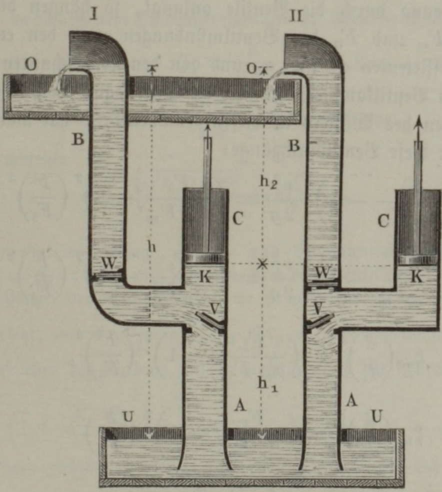
Multiplicirt man nun jede dieser Kräfte mit dem Kolbenhube $s$, und vereinigt beide Producte durch Addition, so erhält man die zu einem Kolbenspiele erforderliche mechanische Arbeit:

$$A = P_1 s + P_2 s = \left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)(h_1 + h_2) + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] F s \gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] V \gamma,$$

wobei noch $h = h_1 + h_2$ die ganze Förderhöhe und $V = Fs$ den vom Kolben pro Auf- oder Niedergang durchlaufenen Raum bezeichnet.

Fig. 626.




Diese Formel stimmt zwar mit der für die Pumpen mit Ventilkolben gefundenen überein, weicht jedoch insofern von dieser ab, als hier die Coefficienten $\varkappa_1$ und $\varkappa_2$ etwas abweichende Größen ausdrücken.

Bezeichnet auch hier $l$ die Länge der Kolbenröhre, $l_1$ die Länge und $d_1$ die Weite der Saugröhre, ferner $l_2$ und $d_2$ die Länge und Weite der Steigröhre, ferner $\zeta_0$ den Widerstandscoefficienten des Wassers beim Eintritt desselben in die Saugröhre, sind $\zeta$, $\zeta_1$ und $\zeta_2$ die Coefficienten der Reibung des Wassers in der Kolbenröhre und in den beiden anderen Röhren, $\zeta_m$ und $\zeta_n$ die Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die beiden Ventile, und $\zeta_{k_1}$, $\zeta_{k_2}$ die den Querschnitts- und Richtungsveränderungen des Communicationsrohres entsprechenden Widerstandscoefficienten, so hat man

$$\varkappa_1 = \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_m + \zeta_{k_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4,$$

sowie

$$\varkappa_2 = \zeta \frac{l}{d} + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_n + \zeta_{k_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

zu setzen.

In der Regel kann das Glied $\zeta \frac{l}{d}$ wegen seiner Kleinheit außer Acht bleiben. Was dagegen die Widerstandscoefficienten $\zeta_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4$ und $\zeta_n \left(\frac{d}{d_2}\right)^4$ für den Durchgang durch die Ventile anlangt, so hängen diese von den Querschnitten $F_m$ und $F_n$ der Ventilmündungen, von den entsprechenden Contractionscoefficienten $\alpha_m$ und $\alpha_n$ und von den Querschnitten $F_3$ und $F_4$ der zugehörigen Ventilkammern ab. Bezeichnen dann noch $v_3$ und $v_4$ die Geschwindigkeiten des Wassers in diesen Kammern, so hat man die Widerstandshöhen für diese Ventildurchgänge:

$$h_m = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

sowie

$$h_n = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \frac{v_4^2}{2g} = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g},$$

und daher

$$\zeta_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2,$$

sowie

$$\zeta_n \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2$$

zu setzen.

Die mechanische Arbeit, welche die Pumpenbewegung pr. Secunde erfordert, ist wieder:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{n F s}{60} \gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] Q_0 \gamma.$$

Bei der Pumpe mit hängendem Cylinder ist die Kraft zum Aufziehen des Kolbens gleich der oben bestimmten Kraft zum Niederschieben desselben, und ebenso die Kraft zum Zurückgehen des Kolbens gleich der oben ermittelten Kraft zum Aufziehen; folglich gilt die gefundene Leistungsformel auch für diese zweite Art von Pumpen.

Ebenso ist bei den doppeltwirkenden und den zweistiefeligen einfachwirkenden Pumpen, wie die Figuren 586 und 587 sie darstellen, die Bestimmung der Kraft und Leistung nach den gefundenen Formeln zu vollziehen; nur hat man hier $\frac{2nFs}{60} = Fv$ für $Q_0$, und folglich auch für $L$ den doppelten Werth einzuführen.

Beispiel. Eine einfachwirkende Saug- und Druckpumpe soll pr. Minute bei einem Kolbenhube $s = 0{,}75$ m 300 Liter Wasser 20 m hoch heben, welche Dimensionen sind dieser Pumpe zu geben und welchen Kraftaufwand wird dieselbe erfordern? Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit $v = 0{,}2$ m ist die Anzahl der Kolbenspiele $n = \frac{60\,v}{2\,s} = \frac{60\,.\,0{,}2}{2\,.\,0{,}75} = 8$, und der erforderliche Kolbenquerschnitt, da das effective Hubwasserquantum pr. Secunde $Q = \frac{300}{60} = 5$ Liter, und die theoretische Wassermenge $Q_0 = \frac{5}{0{,}85} = 5{,}88$ Liter beträgt:

$$F = \frac{2\,Q_0}{v} = \frac{2\,.\,0{,}00588}{0{,}2} = 0{,}0588 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4\,.\,0{,}0588}{3{,}14}} = 0{,}274 \text{ m}$$

gehört.

Der Durchmesser der Saug-, Steig- und Communicationsröhren läßt sich hiernach zu $d_1 = d_2 = 0{,}140$ m, wogegen der der Ventilkammern $d_3 = 0{,}22$ m setzen. Die Länge der Saugröhre $l_1 = 8$ und die Länge der Steigröhre $l_2 = 12$ m gesetzt, und $4\,\varphi\,\frac{b}{d} = 4\,.\,{}^1\!/_3\,.\,{}^1\!/_{10} = {}^2\!/_{15}$ angenommen, folgt die Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachlässigung der hydraulischen Nebenhindernisse:

$$P_1 = \left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h_1 \gamma = (1 + {}^2\!/_{15})\,.\,58{,}8\,.\,8 = 533 \text{ kg},$$

und die zum Niederdrücken desselben, unter der nämlichen Voraussetzung:

$$P_2 = \left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h_2 \gamma = \frac{h_2}{h_1}\,P_1 = \frac{12}{8}\,P_1 = 800 \text{ kg}.$$

Da sich das Wasser in den Pumpenröhren mit der Geschwindigkeit

$$\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 v = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 v = \left(\frac{274}{140}\right)^2 v = 0{,}765 \text{ m}$$

bewegt, so ist der entsprechende Widerstandscoefficient $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}025$, und es ist hiernach die Widerstandshöhe der Reibung in der 8 m langen Saugröhre:

$$\zeta\,\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 0{,}025\,\frac{8}{0{,}14}\left(\frac{274}{140}\right)^4 0{,}051\;0{,}2^2 = 0\;043 \text{ m},$$

und die in der 12 m langen Steigröhre:

$$\frac{12}{8}\,0{,}043 = 0{,}065 \text{ m}.$$

Ist ferner der Durchmesser von beiden Ventilmündungen $d_m = d_n = 0{,}140$ m, und der Contractionscoefficient für beide Ventildurchgänge $\alpha_m = \alpha_n = 0{,}6$, so hat man die Widerstandshöhen für diese Durchgänge:

$$h_m = h_n = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left[\frac{1}{\alpha_m}\left(\frac{d_3}{d_m}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{d}{d_3}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= \left[\frac{1}{0{,}6}\left(\frac{220}{140}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{274}{220}\right)^4 0{,}051 \,.\, 0{,}2^2 = 0{,}047 \text{ m}.$$

Setzt man nun noch den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in das Saugrohr $\zeta_0 = 0{,}25$, und den Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die von der Saugröhre nach dem Pumpencylinder und von diesem nach der Steigröhre führende Communicationsröhre $\zeta_{k_1} = \zeta_{k_2} = 1{,}5$, und folglich die entsprechenden Widerstandshöhen

$$\zeta_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 0{,}25 \,.\, 0{,}051 \,.\, 0{,}765^2 = 0{,}007 \text{ m}$$

und

$$\zeta_{k_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = \zeta_{k_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 1{,}5 \,.\, 0{,}051 \,.\, 0{,}765^2 = 0{,}042 \text{ m},$$

so sind hiernach nun die vollständigen hydraulischen Widerstandshöhen:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_m + \zeta_{k_1}\right) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}007 + 0{,}043 + 0{,}047 + 0{,}042 = 0{,}139 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} + \zeta_n + \zeta_{k_2}\right) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0{,}029 + 0{,}065 + 0{,}047 + 0{,}042 = 0{,}183 \text{ m}.$$

Wäre die Kolbengeschwindigkeit dreimal so groß, also 0,6 m, so würden sich diese Widerstandshöhen auf das Neunfache steigern; hätten überdies noch die Saug- und Steigröhren sowie die Ventilmündungen u. s. w. nur drei Viertel der vorausgesetzten Weite, so würden dieselben sogar

$$9 \,.\left(\frac{4}{3}\right)^4 = 28{,}5 \text{ mal}$$

so groß, also

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = 0{,}139 \,.\, 28{,}5 = 3{,}96 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}183 \,.\, 28{,}5 = 5{,}21 \text{ m}$$

ausfallen.

Wenn man statt dem Quadrate der mittleren Geschwindigkeit das mittlere Geschwindigkeitsquadrat einführt, erhält man

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = 1{,}645 \,.\, 0{,}139 = 0{,}229 \text{ m}$$

und

$$\varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} = 1{,}645 \,.\, 0{,}183 = 0{,}301 \text{ m}.$$

Die Kraft zum Aufziehen des Kolbens ist unter der ersteren Voraussetzung:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_1 + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2\,g}\right] F\gamma = 533 + 0{,}229\,.\,58{,}8 = 546{,}5\,\mathrm{kg},$$

und dagegen die zum Niederdrücken desselben:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_2 + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2\,g}\right] F\gamma = 800 + 0{,}301\,.\,58{,}8 = 817{,}7\,\mathrm{kg}.$$

Hiernach folgt nun die erforderliche mechanische Arbeit pr. Kolbenspiel:

$$A = (P_1 + P_2)\,s = (546{,}5 + 817{,}7)\,0{,}75 = 1023\,\mathrm{mkg},$$

und daher der Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60}\,A = \frac{8}{60}\,1023 = 136{,}4\,\mathrm{mkg}.$$

Die theoretische Leistung ist:

$$Q\,h\,\gamma = 5\,.\,20 = 100\,\mathrm{mkg},$$

folglich der Wirkungsgrad der Pumpe:

$$\eta = \frac{100}{136{,}4} = 0{,}733.$$

Unter der zweiten Voraussetzung bei der dreifachen Kolbengeschwindigkeit u. s. w. wäre:

$$L = \frac{8}{60}\,0{,}75\,[533 + 800 + (3{,}96 + 5{,}21)\,1{,}645\,.\,58{,}8]$$
$$= 0{,}1\,(533 + 800 + 886) = 222\,\mathrm{mkg},$$

und folglich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{100}{222} = 0{,}450.$$

**Handpumpen.** Die Verbindung einer oder mehrerer Pumpen mit der Umtriebsmaschine bildet ein sogenanntes Pumpwerk oder eine Wasserkunst. Es gehören auch hierher die sogenannten Kunstgezeuge, durch welche das Wasser aus den Gruben emporgehoben wird. Die einfachen und kleineren Pumpen werden gewöhnlich durch Menschenhände in Bewegung gesetzt, und deshalb schlechtweg Handpumpen genannt. Diese sind je nach der Art und Weise des Angriffes Krücken- oder Hebelpumpen; zuweilen auch Kurbelpumpen. Bei der Krückenpumpe ist das Ende der Kolbenstange mit einem Querarm ausgerüstet, welcher von den Händen des Arbeiters ergriffen wird. Die Anwendung dieser Pumpe ist deshalb sehr eingeschränkt, weil die Pumpenlast die direct wirkende Menschenkraft von etwa 12 kg nicht überschreiten darf. Anders ist es bei der Hebelpumpe, wo der Kraftarm drei bis sechs Mal so lang gemacht wird als der Lastarm, und folglich die Pumpenlast drei bis sechs Mal so groß ausfallen kann als die Kraft des Menschen, und ohnedies mehrere Arbeiter zugleich arbeiten können. Bezeichnet $s$ den Weg des Angriffspunktes der Kraft, $a$ den Hebelarm der Kraft und $b$ den der Last, so ist der entsprechende Kolbenhub: §. 148.

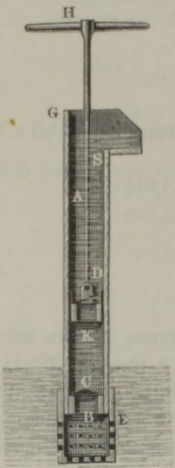
$$s_1 = \frac{b}{a}\,s,$$

also für einen der menschlichen Armlänge entsprechenden Kraftweg pr. Hub:

$$s = 0{,}9\,\mathrm{m}; \;\; s_1 = \frac{b}{a}\,0{,}9\,\mathrm{m}.$$

Wäre nun $\frac{b}{a} = {}^1/_3$, so betrüge der Kolbenweg $s_1 = 0{,}3\,\mathrm{m}$, und wäre $\frac{b}{a} = {}^1/_6$, so würde $s_1$ nur $= 0{,}15\,\mathrm{m}$ ausfallen. Aus diesen Gründen ist der Hub der Hebelpumpen stets nur ein sehr kleiner, und meist innerhalb 0,15 bis 0,3 m gelegen. Uebrigens ist die Kraftbestimmung nach dem in Bd. II Mitgetheilten zu vollziehen.

Fig. 627.

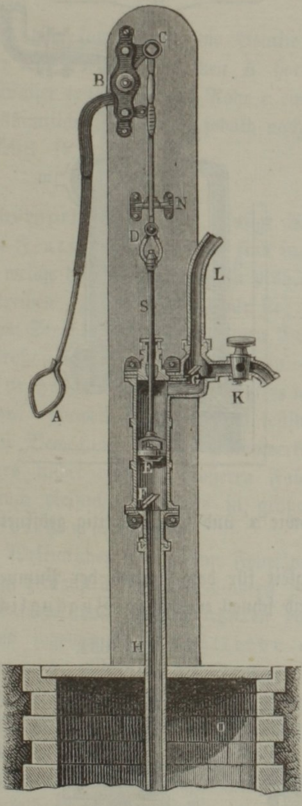



Da die Kraftäußerung eines Menschen bei dem Niederdrücken eine vortheilhaftere ist als beim Aufziehen, so richtet man den Pumpenhebel so vor, daß derselbe vorzüglich nur eine Kraft zum Abwärtsdrücken oder Abwärtsziehen erfordert. Deshalb ist derselbe in der Regel bei Saugpumpen ein doppel- und bei Druckpumpen ein einarmiger Hebel.

Die einfachsten Saug- und Hubpumpen sind die auf Baustellen zur Bewältigung geringer Wassermengen gebrauchten Bohlenpumpen, bei welchen das prismatische Pumpengehäuse $A$, Fig. 627, aus vier glattgehobelten Bohlen dicht zusammengefügt und am unteren Ende mit einem durchlochten Klotze $B$ verschlossen ist, welcher mit der darauf genagelten Lederklappe $C$ in einfachster Art das Saugventil bildet. Ebenso ist der durch die Stange $S$ vermittelst der Handhabe $H$ bewegte Kolben $K$ aus einem durchbrochenen vierseitigen Holzklotze gefertigt, welcher über seiner Durchbrechung gleichfalls eine Lederklappe $D$ trägt, und vermittelst seitlich angenagelter Lederstreifen gegen die Innenflächen des Pumpengehäuses gedichtet ist. Die durchlöcherten Bretter $E$ bilden einen Saugkorb zur Abhaltung der Unreinigkeiten und es wird der Ausguß in ebenso einfacher Weise durch Bretter $G$ gebildet.

Eine solider ausgeführte eiserne Saug- und Hubpumpe ist durch Fig. 628 dargestellt, wie solche eine häufige Verwendung zu Wirthschaftszwecken findet. Hierbei wird der metallene, mit Leder gedichtete Ventilkolben $E$ mittelst seiner durch eine Stopfbüchse geführten Stange $S$ von einem um $B$ drehbaren Winkelhebel $A\,B\,C$ bewegt, dessen eines Ende $A$ die Handhabe für den Arbeiter trägt, während das Ende *C* durch eine gegabelte Schubstange *CD* den Kopf der Kolbenstange *S* ergreift, welche zweckmäßig mittelst eines cylindrischen Verlängerungsstückes noch eine Büchsenführung in dem Bocke *N* erhält. Der Ausfluß des Wassers erfolgt entweder durch den Hahn *K*, oder es tritt, wenn dieser geschlossen ist, das Wasser durch das Rohr *L* nach einem höher gelegenen Ausgusse. Hierbei dient das Steigventil *G* dazu, das Wasser in der Steigröhre zu halten, wenn die Pumpe längere Zeit stillsteht; für den Betrieb der Pumpe wäre dieses Ventil nicht erforderlich und wird vielfach auch fortgelassen. Häufig gestaltet man die Handhabe *A* zu einem Gegengewichte, welches bei der Auswärtsbewegung des Hebels, also bei dem leeren Niedergange des Kolbens von dem Arbeiter auf eine gewisse Höhe gehoben wird, von welcher es darauf herabsinkend die Erhebung des Kolbens befördert. Daß man bei größerer Tiefe des Wassers im Brunnen *O* den Pumpencylinder entsprechend tiefer in den Brunnen einbauen muß, um das Saugen zu ermöglichen, ist selbstverständlich.

Fig. 628.




Die Norton'schen sogenannten Rohrbrunnen sind ebenfalls einfachwirkende eiserne Hebelpumpen, deren Eigenthümlichkeit nur darin besteht, daß der Bau eines besonderen Brunnenschachtes nicht nöthig ist, indem das eiserne Saugrohr einfach in den Boden eingerammt wird, zu welchem Zwecke es unten mit einer entsprechenden Spitze versehen ist. Unmittelbar über dieser Spitze sind Löcher zum Eintritt des im Erdreiche vorhandenen Sickerwassers angebracht. Die auf das eingerammte Rohr geschraubte Pumpe zeigt Fig. 629.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Handpumpe (Krückenpumpe) ist aus Fig. 630 zu ersehen. Man erkennt hieraus leicht das Spiel der Ventile, von welchen immer $a$ und $b$ sowie $a'$ und $b'$ gleichzeitig geöffnet oder geschlossen sind.

Fig. 629.

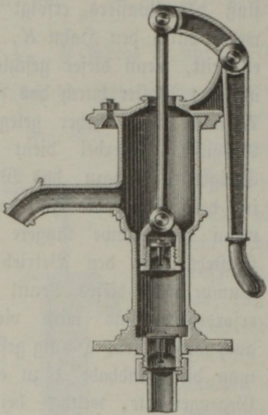
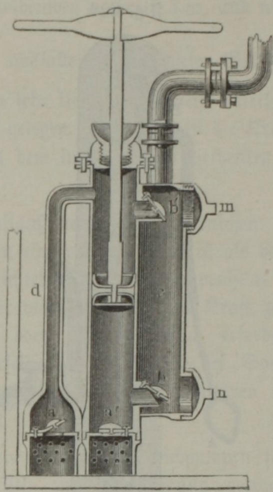


Fig. 630.




Von besonderer praktischer Wichtigkeit für den Betrieb der Pumpen ist in allen Fällen eine möglichst leicht und schnell erreichbare Zugänglichkeit

Fig. 631.

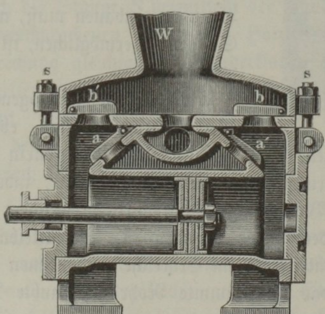
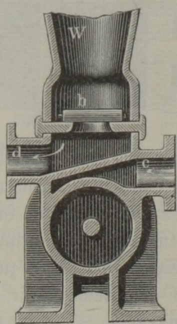



Fig. 632.



der Ventile, um etwaige Störungen in deren Spiel, wie sie durch Verunreinigung leicht vorkommen, schnell beseitigen zu können. Als eine musterhafte Construction kann in dieser Beziehung die sogenannte California-Pumpe, zuerst von Hansbrow eingeführt, angesehen werden. Eine derartige, von Werner*) verbesserte Construction zeigen die Figuren 631 und 632.

Auch hier functioniren die Ventile $a$ und $b$ sowie $a'$ und $b'$ stets in gleicher Art, wenn der Kolben $K$ horizontal hin- und hergeschoben wird. Das Wasser tritt durch das Rohr $c$ ein und durch $d$ aus, und die Ventile sind sämmtlich zugänglich, sobald nach Lösung der beiden Schrauben $s$ der Windkessel $W$ entfernt wird.

**Feuerspritzen.** Eine häufige Verwendung finden die Handpumpen bei den Feuerspritzen. Diese sind im Wesentlichen transportabele Pumpwerke, welche das Wasser nicht in Röhren, sondern in springenden Strahlen emportreiben, zu welchem Zwecke sie, behufs der Erlangung eines gleichförmigen Strahls, immer mit einem Druckwindkessel versehen sind. Je nach der Größe werden die Feuerspritzen entweder als Tragspritzen oder Fahrspritzen ausgeführt, und letztere wieder als Schlitten- oder Wagenspritzen. Zuweilen werden auch feststehende durch Wasser- oder Dampfkraft in Bewegung gesetzte Pumpwerke als Feuerlöschspritzen verwendet, besonders findet dies in größeren Fabrikanlagen statt. Neuerdings hat man auch vielfach, besonders in größeren Städten, locomobile Dampffeuerspritzen ausgeführt. §. 149.

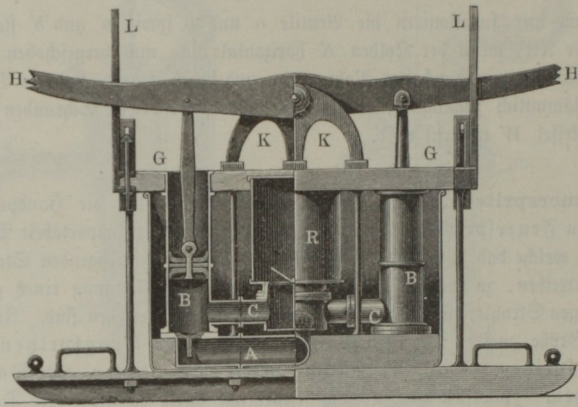
Im Wesentlichen besteht eine Feuerspritze aus einem oder zwei meist von Messing gemachten Pumpencylindern nebst den erforderlichen Saug- und Druckventilen, von welchen letzteren das Wasser durch ein einfaches oder doppeltes sogenanntes Gurgelrohr nach dem kupfernen Windkessel befördert wird. Während ein Saug- oder Zuleitungsrohr den Saugventilen das Wasser zuführt, tritt dasselbe aus dem Windkessel durch das sogenannte Gußrohr sowie einen daran geschraubten Schlauch mit Mundstücke aus. Die Bewegung der Kolben geschieht bei den Handpumpen einfach durch einen gleicharmigen Hebel, während bei den Dampfspritzen der Pumpenkolben meistens direct mit dem Dampfkolben auf einer gemeinschaftlichen Kolbenstange befestigt ist. Das ganze Pumpwerk pflegt man in einem kastenförmigen Behälter, dem Wasserkasten, aufzustellen, aus welchem die Pumpen saugen, und welchem das Wasser entweder in Eimern zugetragen oder durch das Saugrohr zugeführt, auch wohl

*) S. Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 196.

durch eine besondere Pumpe, den sogenannten Zubringer, zugedrückt wird.

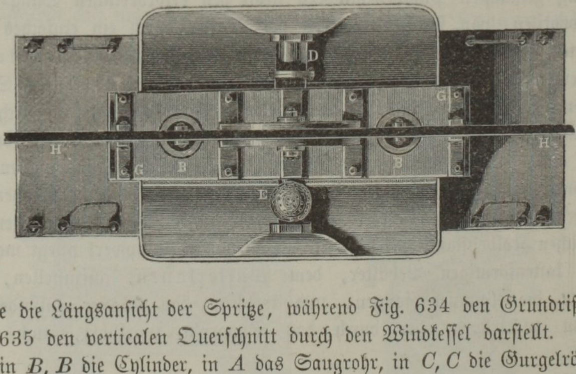
Die allgemeine Einrichtung einer zweistiefeligen Feuerspritze ist aus den Abbildungen Fig. 633 bis 635 zu ersehen. Diese Spritze ist zwar eine

Fig. 633.



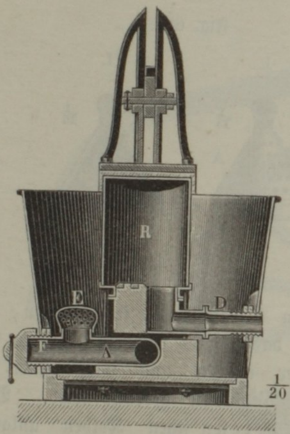

sogenannte Schlittenspritze, wird jedoch gewöhnlich auf einem Karren oder Wagen transportirt. Fig. 633 zeigt zur Hälfte den Längenschnitt und zur

Fig. 634.




Hälfte die Längsansicht der Spritze, während Fig. 634 den Grundriß und Fig. 635 den verticalen Querschnitt durch den Windkessel darstellt. Man sieht in *B, B* die Cylinder, in *A* das Saugrohr, in *C, C* die Gurgelröhren, in *R* den Windkessel mit dem Ausgußrohr *D*. Das Saugrohr hat zwei Einmündungen $E$ und $F$, wovon die eine mit dem Wasserkasten und die andere mit dem Raume außerhalb der Spitze communicirt. Kommt es darauf an, das Wasser aus dem Wasserkasten zu entnehmen, so verschließt man die Einmündung $F$ durch eine Deckplatte und setzt zum Abhalten von Unreinigkeiten oder anderen fremdartigen Körpern auf $E$ einen vielfach durchlöcherten Saugkopf; soll hingegen Wasser von außen angesaugt werden, so verschließt man $E$ und schraubt an $F$ den bis zu einem anderen Wasserbehälter reichenden und mit dem Saugkopfe zu versehenden Schlauch. Der untere Ansatz an dem Windkessel ist durch verticale Scheidewände in drei Kammern getheilt, wovon diejenigen beiden, in welche die Gurgelröhren einmünden, durch sectorenförmige Ventile bedeckt sind, wogegen die nach dem Ausgußrohre führende dritte Kammer oben ganz offen ist. Die oben über den ganzen Wasserkasten der Länge nach weggreifende Holzbohle $GG$ ist durch 8 Bolzen mit dem Schlitten und dem Untertheile des Wasserskastens verbunden und trägt nicht allein die Lagerböcke $K$ des Druckhebels $H$, sondern auch die beiden Leitungen $LL$, wodurch die Seitenschwankungen des Hebels verhindert werden, sowie auch die aus Spiralfedern bestehenden Buffer, wodurch der Hub desselben begrenzt wird.

Fig. 635.




Noch hat man viele vom Gewöhnlichen abweichende Spritzenconstructionen in Anwendung gebracht. Namentlich hat man auch die massiven Druckkolben durch ventilirte Hubkolben, sowie den Hebelmechanismus zur Bewegung des Kolbens durch einen Kurbelmechanismus ersetzt.

Der Pumpenmechanismus einer Feuerspritze mit Ventilkolben von Levesque ist in Fig. 636 (a. f. S.) abgebildet. Man sieht, daß hier der Windkessel $W$ unmittelbar auf den Pumpencylinder aufgesetzt ist, und daß die Kolbenstange $KL$ von dem unteren Ende des Ausgußrohres eingeschlossen ist und oben bei $S$ durch eine Stopfbüchse hindurchgeht.

Eine vollständige Feuerspritze dieser Art besteht aus zwei solchen Pumpenmechanismen, und wird mittelst einer Doppelkurbel in Bewegung gesetzt. Um eine gleichförmige Umdrehung der Kurbelwelle zu erhalten, sind auf derselben noch zwei Schwungräder aufgesetzt, welche beim Transport der Spritze als Wagenräder dienen.

Hierher gehören auch noch die Feuerspritzen von Letestu. Das Charakteristische dieser Spritzen besteht theils in der Anwendung eines eigenthümlichen Ventilkolbens, theils darin, daß hier das Wasser von oben in den Cylinder eintritt und nach unten in den Windkessel gedrückt wird. Was den Letestu'schen Kolben anlangt, so besteht derselbe aus einem durchlöcherten Blechtrichter $A$, Fig. 637 I., und einem denselben von innen bedeckenden Ledertrichter $B$, Fig. 637 II., welcher noch etwa 10 mm über den Blechtrichter hervorragt, und deshalb nicht allein als Ventil, sondern auch als Liderungsmittel dient. Uebrigens ist dieser Ledercunus nicht zusammengenäht, sondern er besteht nur aus einem Ledersector, dessen radiale und etwas abgeschrägte Seiten über einander gelegt sind. Den Pumpenmechanismus führt Fig. 638 vor Augen, welche den Durchschnitt des hinteren Theils einer solchen Spritze darstellt. Das aus dem Wasserkasten $W$ von oben in den Cylinder $C$ tretende Wasser drückt beim Aufgang des Kolbens den Lederstulp vom trichterförmigen Pumpenkörper $K$ ab, und fließt hierbei durch die Löcher in demselben hindurch; beim Niedergange des Kolbens drückt dagegen das unter demselben befindliche Wasser den Lederstulp gegen den Blechconus an, hebt das Steigventil $V$ und tritt in den Windkessel $R$. Noch führt $ABC$ die eine Hälfte des um $C$ drehbaren und in $A$ den Druckbaum erfassenden Druckhebels vor Augen.

Fig. 636.

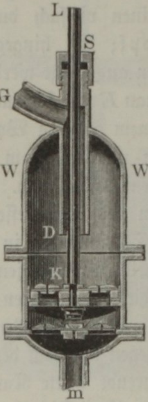
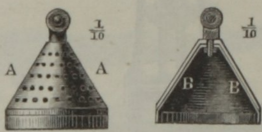


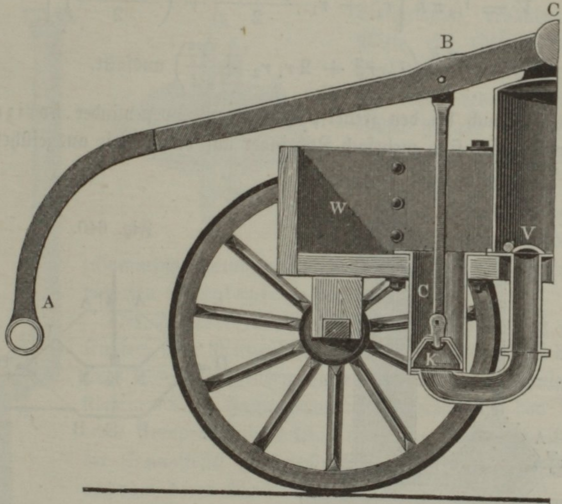

Fig. 637.

I. II.




Eine andere abweichende Spritzenconstruction besteht in der Anwendung einer sogenannten Priesterpumpe $ABA$, Fig. 639. Hier ist der Kolben durch einen Lederkegel $AA$ ersetzt, welcher unten mittelst eines Ringes auf den Pumpenkörper auf- und oben an das Ende $K$ der Kolbenstange $KL$ angeschraubt ist. Die übrige Einrichtung ist ohne weitere Erklärung aus der Figur zu ersehen. Beim Niederdrücken des Kolbens $AA$, Fig. 640, bis auf den

Fig. 638.




Boden $BB$ der Pumpe wird der ganze aus zwei abgekürzten Kegeln $AD$ und $DB$ bestehende Pumpenraum ausgeleert. Bezeichnen $r_1$ und $r_2$ die

Fig. 639.

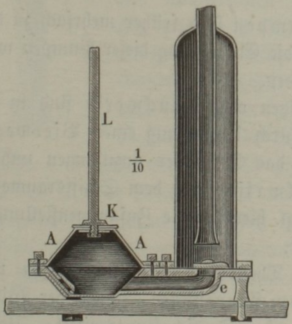
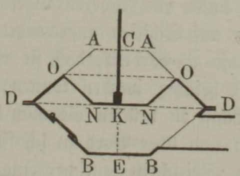



Fig. 640.




Halbmesser der Grundflächen $AA$ und $DD$ und ist $h$ die Höhe $CK = EK$ eines solchen Kegels, also der Kolbenhub $s = 2h$, so hat man folglich das theoretische Wasserquantum, welches eine solche Pumpe pro Spiel liefert:

$$V = {}^2/_3\, \pi h \left(r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2\right).$$

In der Regel ist jedoch der Kolbenweg $s$ kleiner, z. B. nur $= CK = h$, wo dieses Volumen $AONA$:

$$V = \frac{1}{3}\pi h \left[r_1^2 + r_1 \frac{r_1 + r_2}{2} + \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right)^2\right]$$
$$= \frac{\pi h}{6}\left(\frac{7}{2} r_1^2 + 2 r_1 r_2 + \frac{r_2^2}{2}\right) \text{ ausfällt.}$$

Man hat auch bei den Feuerspritzen die Pumpencylinder horizontal gelegt, namentlich sind mehrfach Zubringer auf diese Weise ausgeführt wor-

Fig. 639.

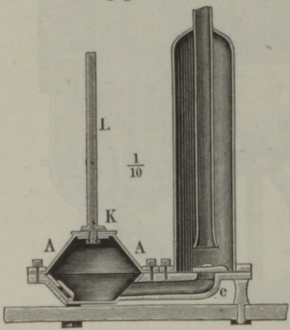
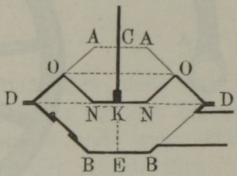



Fig. 640.




den. Zu diesen Feuerspritzen mit liegenden Cylindern gehören insbesondere die Feuerspritzen von Etter, Kronauer u. s. w. (s. Kronauer's Zeitschrift für Technologie, Bd. I.).

Auch die sogenannten Rotationspumpen sind früher mehrfach zu den Feuerspritzen verwendet worden. Ueber die Einrichtung dieser Pumpen wird weiter unten ein Näheres angeführt werden.

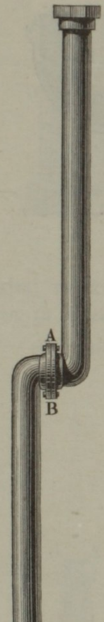
Die auf Schiffen angewendeten Spritzen oder Druckwerke sind in der Regel so angeordnet, daß sie einfach durch Umstellung eines Vierwegehahns befähigt werden können, sowohl das Seewasser anzusaugen und in das Schiff zu drücken als auch das Leckwasser aus dem Schiffsraume zu saugen und über Bord zu schaffen; vergl. hierüber die Zusammenstellungen in der „Zeitschrift deutscher Ingenieure“.

Die den Feuerspritzen eigenthümlichen Theile sind vorzüglich die Zu- und Ableitungsröhren und Schläuche nebst den Mundstücken, ferner der Windkessel, die Druckhebel und die Vehikel oder Fortschaffungsmittel. Ueber diese Theile ist noch Folgendes mitzutheilen. Die Saugröhren sind 5 bis 8 cm weit und bestehen entweder aus Leder bezw. aus vulcanisirtem Kautschuk oder aus Kupfer. Die ledernen Saugröhren oder Schläuche werden zusammengenäht oder zusammengenietet und, damit sie dem äußern

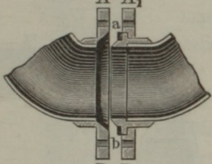
Luftdrucke widerstehen können, innen mit einer Spirale von 4 bis 5 mm dickem Draht oder in Abständen von 6 bis 15 mm mit 3 bis 5 cm breiten Kupferringen bekleidet. Kupferne Saugröhren erhalten in der Mitte ein Gelenk wie $AB$, Fig. 641, welches im Inneren mit einem Lederringe $ab$ abgedichtet ist und dazu dient, die Richtung des Wasserstromes nach Bedürfniß abzuändern. Die Einmündung des nach Befinden aus mehreren solchen Schläuchen zusammengeschraubten Zuleitungsrohres ist mit einem durchlöcherten Saugkopfe zu versehen.

Fig. 641.

I.




II.




Der Windkessel ist entweder aus Messingguß oder aus Kupfer- oder Messingblech und erhält in der Regel die Form eines aufrecht stehenden Cylinders mit segmentförmigen Endflächen. Sein Fassungsraum soll mindestens das Achtfache eines Pumpencylinders sein, und seine Wandstärke ist wie die der Dampfkessel zu berechnen (s. Bd. II.). Die Gurgelröhren, deren Weite die Hälfte der Stiefelweite ist, münden am Boden des Windkessels aus, das Standrohr mündet nahe über dem Boden in den Windkessel oder man führt es von oben durch den Deckel in denselben ein. Zunächst über dem Wasserkasten schließt man mittels eines Gelenkes $A$, Fig. 642 (a. f. S.), eine Kropfröhre an das Standrohr, an welches dann nach Befinden der nöthige Schlauch mit der Gußröhre angeschraubt wird. Bei größeren Spritzen setzt man statt dessen ein sogenanntes Wenderohr unmittelbar auf die Deckplatte des Windkessels. Ein solches Wenderohr enthält mehrere Gelenke, wie $A, B, C$, Fig. 643 (a. f. S.), sowie auch zwei Kröpfe $D$ und $E$, eine Seitenröhre $F$ und ein paar Hähne $G$ und $H$. Ein zweckmäßiges Rohrgelenk ist in Fig. 644 (a. f. S.) abgebildet. Der gespaltene Ring $AB$, welcher die Rohrenden $C$ und $D$ mit einander verbindet, ist an der Flantsche des einen Rohrendes angeschraubt, erfaßt die Flantsche am anderen Rohrende und wird nach vollbrachter Drehung mittels einer Preßschraube $S$ fest aufgedrückt.

Die Spritzenschläuche, welche das Wasser von der Spritze aus nach entfernteren Punkten führen, sind entweder lederne oder hanfene. Dieselben haben eine Weite von 3 bis 5 cm, und bestehen aus Stücken von 6 bis 10 m Länge. Während die ledernen Schläuche entweder mittels des sogenannten Schusterdrahtes zusammengenäht oder durch kupferne Nietbolzen von circa 1 mm Dicke zusammengenietet werden, sind die hanfenen Schläuche

Fig. 642.

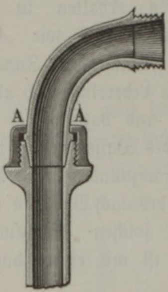



Fig. 643.

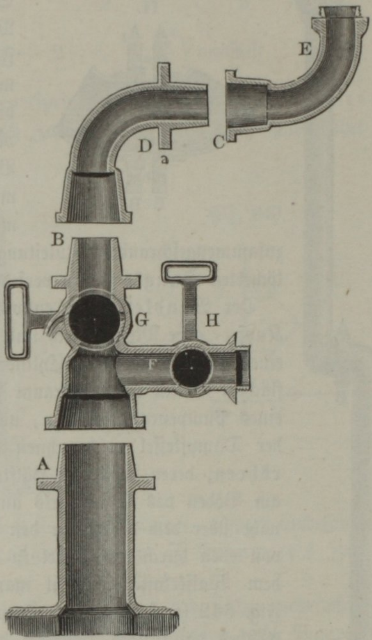
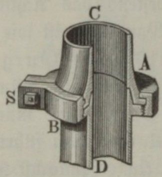



Fig. 644.

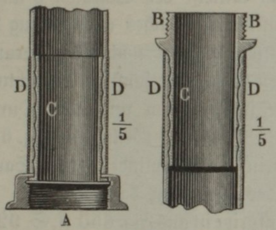



direct ohne Naht gewebt. Die Art und Weise, wie die Schläuche durch Schrauben verbunden werden, ist aus den Abbildungen in Fig. 645 I und II zu ersehen. Es läuft sowohl die Mutter $A$, Fig. I, wie die Schraube $BB$, Fig. II, in eine kurze cylindrische Messingröhre $C$ aus, über welche das Schlauchende $DD$ weggezogen und worauf es durch eine umgewickelte Schnur befestigt wird.

Die Gußröhre, durch welche der Ausfluß erfolgt, hat, um sie bequem und leicht richten zu können, eine innere Weite von nur 2,5 bis 4 cm und eine Länge von mindestens 0,3 m; sie hat an einem Ende eine Schraubenmutter zum Anschluß an das Standrohr oder an das Schlauchende, und am anderen Ende ein Schraubengewinde, um das Mundstück anschrauben zu können. Das Mundstück ist eine messingene konische Röhre $AB$, Fig. 646, von 15 bis 20 cm Länge, welche bei ihrer Einmündung die

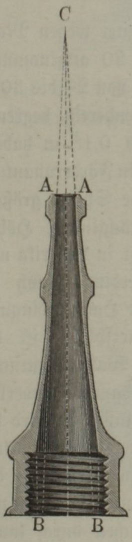
Weite von 2,5 bis 4 cm des Gußrohres und bei der Ausmündung die von 10 bis 15 mm hat. Man giebt mit Vortheil diesem Mundstücke eine Seitenconvergenz $BCB$ von 5 Grad. Der Widerstandscoefficient eines solchen Mundstückes ist bei mehrfachen Versuchen von dem Verfasser nicht größer als 0,03 gefunden worden; es wird also durch die Reibung des Wassers an der inneren Wand dieses Mundstückes die Steighöhe des Strahles nur um 3 Proc. vermindert.

I. Fig. 645. II.




Der Druckhebel, wodurch die Kolben größerer Feuerspritzen in Bewegung gesetzt werden, besteht bei größeren Spritzen aus zwei durch Querstangen zu einem Ganzen verbundenen Hebeln. Dieselben umschließen das Wenderohr und das Standbrett für den Rohrführer zu beiden Seiten. Die Enden dieser Hebel laufen in Hülsen aus, in welche die hölzernen Druckbäume zu liegen kommen. Ein Druckbaum ist 5 bis 7 cm dick, etwa 3 m lang, und gestattet die Anstellung von höchstens 10 Mann. Uebrigens sind die Druckhebel so lang zu machen und so nach unten zu krümmen, daß das Wagengestell den Spritzenleuten bei der Arbeit nicht hinderlich ist.

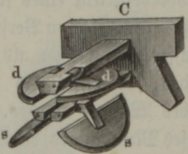
Fig. 646.




Um die Ventile jederzeit leicht zugänglich zu machen, damit dieselben bei einer etwaigen Verschmutzung schnell zu reinigen sind, was bei allen Pumpen, ganz besonders aber bei Feuerspritzen, von großer Wichtigkeit ist, hat man bei den letzteren verschiedene Constructionen zur Ausführung gebracht. Sehr häufig hat man zu dem Behufe die Sitze der Ventile äußerlich conisch geformt und diese Sitze in genau passende Hohlkegel eingeschliffen, etwa nach Art von Hähnen. Hierdurch ist ein Herausnehmen dieser Sitze sammt ihren Ventilen leicht ermöglicht, doch fallen dabei entweder die Ventile nur klein oder diese Sitzkörper sehr groß aus. Diesem Uebelstande ist in vorzüglicher Art durch die Einrichtung abgeholfen, welche an den Spritzen von J. Beduwe in Aachen sich findet, und von welcher die Figuren 647 bis 649 (a. f. S.) eine Anschauung geben. Die vier Ventilklappen, zwei Saugklappen $s$ und zwei Druckklappen $d$, sind hier an einem einzigen geeignet geformten Charnierstücke $C$, Fig. 647, drehbar angebracht, welches unter dem Windkessel

*W*, Fig. 648, von vorn durch eine Oeffnung nach Art einer Schublade eingeschoben werden kann. Den dichten Anschluß dieses Klappenstückes gegen die Wand des Ventilkastens *V* bewirkt man durch ein mittelst der Schraube *s* anzuziehendes Keilstück *K*, welches nach Lösung der Schraubenmutter *M* leicht nach oben herausgehoben werden kann. Die sonstige Einrichtung dieser Spritze ist aus dem verticalen Durchschnitte Fig. 648 und dem Grundrisse Fig. 649 ersichtlich, worin *A* die Cylinder, *S* das Saugrohr und *D* das Druckrohr darstellen.

Fig. 647.

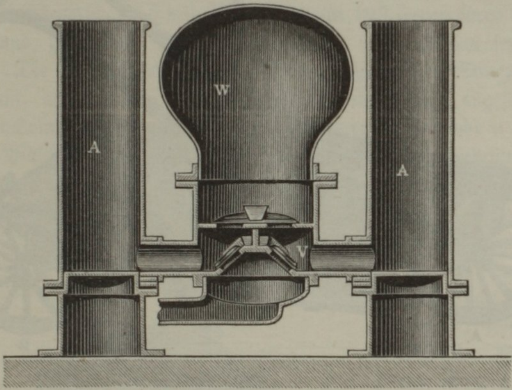



Die Einrichtung einer vollständigen Wagenspritze ist aus Fig. 650 (s. S. 920) zu ersehen. Der innen mit Blech ausgeschlagene Wasserkasten *R* ruht auf den Hinterrädern *A* und den Vorderrädern *B*, und schließt nicht allein das ganze Pumpenwerk in sich ein, sondern trägt auch noch die Axe *C* des Druckhebels *D*. Ferner ist *G* das Gurgelrohr, *CM* das in das Mundstück *M* endigende Standrohr u. s. w.

Da die Anzahl der an einer Handspritze wirksamen Arbeiter wegen Mangels an Raum beschränkt ist und meistens nicht über 20 angenommen werden kann, so ist hierdurch bei den üblichen Strahlhöhen von 20 bis 30 m auch die Größe der Kolben und die Wassermenge von vornherein begrenzt. Die Kolben werden selten einen größeren Durchmesser als 0,18 m haben, vielfach beträgt derselbe nur 0,15 m, und man erhält dabei ein Förderquantum von etwa 0,3 cbm in der Minute. Um daher durch eine Spritze größere Wassermengen von 1 bis 1,5 cbm per Minute auf beträchtlichere Höhen von 40 bis selbst 50 m Höhe zu befördern, hat man, zuerst in Amerika und England, Dampffeuerspritzen gebaut, welche neuerdings auch in Deutschland sich mehr und mehr eingeführt haben. Eine Hauptbedingung für die vortheilhafte Verwendung derartiger Dampffeuerspritzen ist die Möglichkeit einer leichten Herbeischaffung des bedeutenden Wasserquantums, welches eine solche Spritze zu bewältigen vermag. Da dasselbe schwerlich jemals durch Eimerreihen oder Zubringer beschafft werden kann, so wird die Verwendung von Dampffeuerspritzen hauptsächlich auf solche Fälle beschränkt bleiben, in denen etwa durch die Hydranten einer Stadtwasserleitung der nöthige Wasserbedarf gedeckt werden kann. Auch hat man wohl Dampfspritzen als Zubringer benutzt, um mittelst einer solchen durch lange Schlauchleitungen eine größere Anzahl von Handfeuerspritzen mit Wasser von einem Flusse oder Teiche aus zu versehen.

Bei allen Dampffeuerspritzen ist neben thunlichster Leichtigkeit ein besonderes Augenmerk darauf zu richten, daß dieselben in möglichst kurzer Zeit genügend stark gespannte Dämpfe entwickeln können, wozu die Heizfläche der Kessel beträchtlich und das darin enthaltene Kesselwasser gering sein muß. Man hat es in dieser Hinsicht dahin gebracht, daß mit Hülfe intensiven, leicht entzündlichen Heizmaterials der Kessel binnen etwa 10 Minuten

Fig. 648.




Dämpfe von 8 bis 10 Atmosphären Spannung entwickelt. Der Transport der Dampffeuerspritzen nach dem Orte ihrer Verwendung geschieht immer

Fig. 649.

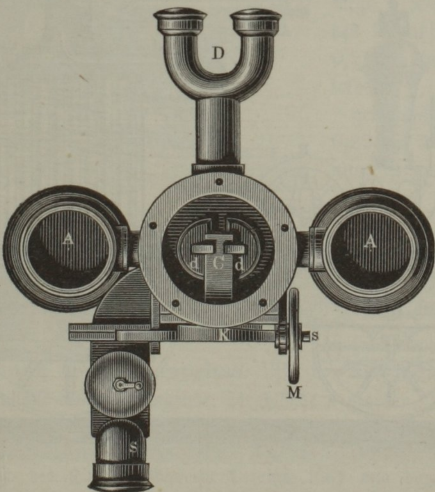


Fig. 650.

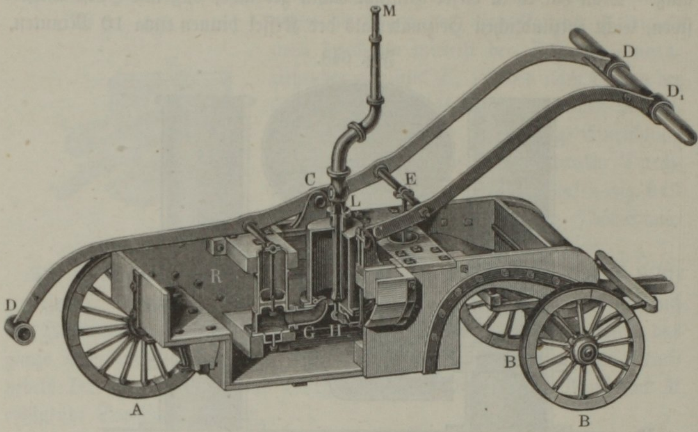
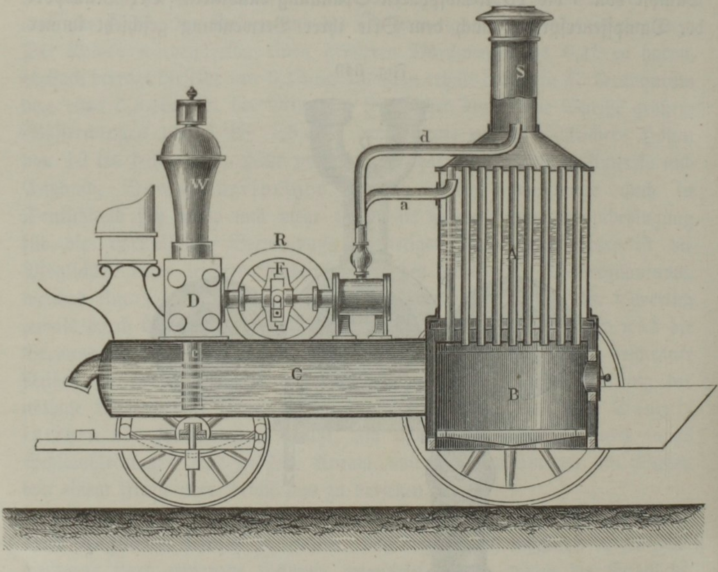


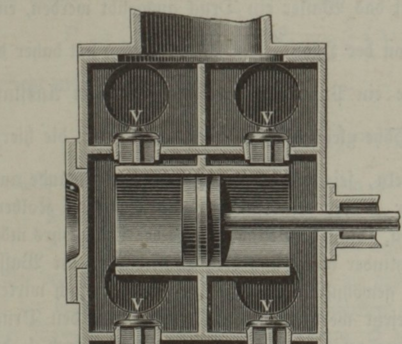

Fig. 651.



durch Pferde; die Versuche, auch hierzu, wie bei den Straßenlocomotiven, die Dampfkraft zu benutzen, sind ohne Bedeutung geblieben.

In Fig. 651 ist der Durchschnitt einer Dampffeuerspritze von Egestorff in Hannover*) dargestellt. Der verticale Dampfkessel $A$, in welchem die cylindrische Feuerbüchse $B$ befindlich ist, enthält 199 Feuerröhren von 35 mm Weite und zusammen incl. der Feuerbüchse etwa 28 qm feuerberührter Fläche. Die Dampfpumpe $D$ ist auf dem cylindrischen Saugwindkessel $C$ angebracht, aus welchem das Wasser durch das Rohr $c$ angesaugt und in den Druckwindkessel $W$ gedrückt wird. Während das Rohr $a$ den Dampf zu der Maschine führt, wird der durch $d$ entweichende gebrauchte Dampf zur Zugbeförderung nach dem Schornsteine $S$ geleitet. Die Pumpe ist eine doppeltwirkende mit vier Ventilen $V$, deren Anordnung aus dem Durchschnitte Fig. 652 ersichtlich ist. Der Dampfkolben ist mit dem Pumpenkolben direct durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden, welche letztere mittelst der Kurbelschleife $F$ eine mit dem Schwungrade $R$ versehene Hülfsrotationswelle in der weiter unten bei den Dampfpumpen besprochenen Weise bewegt. Der Durchmesser des Dampfkolbens beträgt 0,215 m, der des Pumpenkolbens 0,178 m und der gemeinschaftliche Hub 0,228 m, die Dampfspannung ist zu 7 Atmosphären Ueberdruck bemessen. Die Maschine beförderte bei einer maximalen Geschwindigkeit von 161 Schwungradumdrehungen pro Minute, also circa $1^1/_4$ m Kolbengeschwindigkeit, 1,5 cbm Wasser, welches in einem 30 mm starken Strahle auf die Höhe von 47,5 m geworfen wurde.

Fig. 652.




**Berechnung der Feuerspritze.** Bei der Ausführung einer Feuerspritze ist zunächst die zu erlangende Strahlhöhe $h$ gegeben, durch welche die §. 150.

*) Mittheil. des Hannov. Gewerbe-Vereins 1864 und daraus in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

Geschwindigkeit des aus dem Mundstücke ausfließenden Wassers bestimmt ist. Diese Strahlhöhe variirt bei den Handfeuerspritzen etwa zwischen 15 und 30 m, während sie bei Dampfspritzen bis zu 50 m steigt. Fände das Wasser bei seiner Bewegung nicht ein Hinderniß in dem Luftwiderstande, so hätte man bei der Ausflußgeschwindigkeit $w$ des Wassers aus dem Mundstücke die Steighöhe $h_0 = \frac{w^2}{2g}$, wegen jener Widerstände läßt sich den darüber angestellten Versuchen zufolge die wirkliche Steighöhe nur zu

$$h = {}^3/_4\, h_0 = {}^3/_4\, \frac{w^2}{2g} = 0{,}038\, w^2\, \mathrm{m}$$

setzen. Zur Erlangung einer effectiven Strahlhöhe $h$ ist daher die Erzeugung der Ausflußgeschwindigkeit

$$w = \sqrt{\frac{4}{3}\, 2gh} = 5{,}11\, \sqrt{h}$$

erforderlich, d. h. es muß auf das Wasser ein Druck ausgeübt werden, entsprechend einer Wassersäule von der Höhe $\frac{w^2}{2g} = \frac{4}{3}\, h$. Man hat daher die Spritze so zu beurtheilen, wie ein Pumpwerk, welches das zum Ausflusse gelangende Wasser auf eine Höhe gleich $\frac{4}{3}\, h$ befördern soll. Um die hierzu erforderliche Kraft zu ermitteln, sei wieder mit $Q$ das pro Secunde ausströmende Wasser und unter $F$ der Querschnitt jedes einzelnen Kolbens vom Durchmesser $d$ verstanden. Von dem Widerstande des Saugrohrs möge abstrahirt werden, da die Cylinder direct aus dem Wasserkasten ihr Wasser entnehmen, und es möge die gewöhnliche Anwendung zweier einfach wirkenden Pumpencylinder vorausgesetzt werden, deren Kolben durch den Druckhebel in abwechselnde Bewegung gesetzt werden. Bezeichnet nun noch $d_1$ den Durchmesser der Steigröhren oder Schläuche und $l_1$ deren Länge, $d_2$ den Durchmesser der Steigventile und $d_m$ denjenigen des Mundstückes, so hat man die den hydraulischen Widerständen des Wassers auf seinem Wege vom Steigventile bis zum Mundstücke entsprechende Widerstandshöhe nach den aus Thl. I bekannten Regeln zu

$$\left[1 + \zeta + \zeta_1\, \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d_m}{d_1}\right)^4 + \zeta_2 \left(\frac{d_m}{d_2}\right)^4\right] \frac{w^2}{2g} = \varkappa\, \frac{w^2}{2g},$$

worin $\zeta = 0{,}05$ den Eintrittswiderstand für das Gußrohr, $\zeta_1$ den Reibungscoefficienten in den Schläuchen, und $\zeta_2$ den Widerstandscoefficienten für das Steigventil bedeutet. Setzt man passend die Schlauchweite $d_1 = 0{,}05$ m, die Länge $l_1 = 20$ m, die Mündungsweite 0,016 m, $\zeta_1 = 0{,}03$, also etwa $^1/_3$ größer als gewöhnlich für Röhren, und

$$\zeta_2 \left(\frac{d_m}{d_2}\right)^4 = {}^1/_{16} = 0,067,$$

so erhält man

$$\varkappa = 1 + 0,05 + 0,12 + 0,067 = 1,24,$$

während in dem Falle, daß ohne Schlauch direct aus dem Standrohre gespritzt wird,

$$\varkappa_1 = 1 + 0,05 + 0,067 = 1,12$$

gesetzt werden kann.

Der von dem Kolben beim Niedergange auf das Wasser auszuübende Druck bestimmt sich daher zu

$$P_0 = F\gamma\varkappa \frac{w^2}{2g} = \frac{4}{3} F\varkappa h\gamma,$$

und daher mit Rücksicht auf die Kolbenreibung die auf den Kolben wirkende Kraft

$$P = \left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) P_0 = \frac{4}{3}\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) F\varkappa h\gamma.$$

Setzt man hierin etwa

$$\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) = 1,15,$$

so erhält man mit den gefundenen Werthen $\varkappa = 1,24$ und $\varkappa_1 = 1,12$

$P = 1,90\ Fh\gamma$ für das Spritzen durch den Schlauch, und
$P = 1,72\ Fh\gamma$ für das Spritzen aus dem Standrohre.

Bei den Handspritzen ist in der Regel die disponible Kraft $P$ durch die Anzahl der höchstens anzustellenden Mannschaften gegeben, und damit bei gegebener Strahlhöhe $h$ das Wasserquantum $Q$ und die Größe der Pumpen bestimmt. Da die an der Spritze beschäftigten Arbeiter immer nur vorübergehend kurze Zeit in Thätigkeit sind, so kann man die Leistung derselben viel größer, erfahrungsmäßig etwa dreimal so groß annehmen, als in Thl. II unter Voraussetzung einer achtstündigen Arbeitszeit für den Arbeiter am Hebel angegeben wurde (6 mkg). Nimmt man daher hier die Leistung eines Arbeiters in der Secunde zu 18 mkg an, und setzt eine Geschwindigkeit des Druckbaumes von 1,6 m voraus, so kann der Arbeiter, welcher nur beim Niederziehen, also auf einem durchschnittlichen Wege von 0,8 m Kraft ausübt, einen Druck äußern von

$$K = \frac{18}{0,8} = 22,5 \text{ kg}.$$

Sind nun im Ganzen $2z$ Mann an der Spritze, also auf jeder Seite $z$ Mann thätig, so hat man, unter $a$ den Abstand des Druckbaumes und unter $b$ denjenigen einer Pumpe vom Drehzapfen verstanden, unter Vernachlässigung der sehr geringen Zapfenreibung (s. §. 2),

$$P = z K \frac{a}{b} = \frac{4}{3}\, 1{,}15\; F h \varkappa \gamma,$$

und mit $K = 22{,}5$ kg bei Anwendung des Schlauches

$$z\,\frac{a}{b} = 0{,}085\; F h \gamma = 85\; F h,$$

oder

$$F = \frac{z\,a}{85\, b\, h},$$

dagegen beim Spritzen aus dem Standrohre

$$z\,\frac{a}{b} = 0{,}076\; F h \gamma = 76\; F h$$

und

$$F = \frac{z\,a}{76 b h}.$$

Den Kolbenquerschnitt hätte man doppelt so groß anzunehmen, wenn die Spritze mit nur einem einfachwirkenden Cylinder versehen wäre, dagegen nur halb so groß bei der Anwendung von zwei doppeltwirkenden Pumpen.

Aus der Geschwindigkeit $v = 1{,}6$ m der Arbeiter am Druckbaume folgt die durchschnittliche Geschwindigkeit der Kolben zu $v_0 = \frac{b}{a}\, v$, und es ergiebt sich daher das pro Secunde von beiden Pumpen geförderte effective Wasserquantum gleich 85 Proc. des theoretischen zu

$$Q = 0{,}85\; F \frac{b}{a}\, v = 1{,}36\, \frac{b}{a}\, F.$$

Aus dem Werthe von $Q$ ergiebt sich nun weiter die lichte Weite des Mundstücks $d_m$ durch

$$\frac{d_m{}^2 \pi}{4}\, w = Q \text{ zu } d_m = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q}{w}};$$

die Anzahl $n$ der einfachen Hübe jedes Kolbens pro Minute folgt ferner, wenn $s$ den Weg des Druckbaums beim einmaligen Niederdrücken desselben bedeutet, zu

$$n = \frac{60\, v}{s} = \frac{96}{s},$$

worin der Weg $s$ bei den größeren Spritzen zwischen 1 und 1,2 m schwankt. Die Anzahl $n$ der einfachen Hübe jeder Pumpe kann man daher hierfür zwischen 80 und 90 in der Minute annehmen. Da wegen der Anwendung von zwei Pumpen auch $n$ Cylinderfüllungen in den Windkessel gepreßt werden, so hat man auch das Wasserquantum $Q = 0,85\ n F s_0$, wenn $s_0 = \frac{b}{a} s$ den Kolbenweg bedeutet, welcher etwa zwischen 0,16 und 0,25 m variirt.

Die Größe des Windkessels bestimmt sich nach dem in §. 145 Gesagten aus dem mit jedem Pumpenspiele fluctuirenden Wasserquantum und der Veränderlichkeit in der Sprunghöhe des Strahls, welche man zulassen will. In §. 145 wurde gefunden, daß für die Spannungen $w_1$ und $w_2$ der Luft im Windkessel, denen die zugehörigen Strahlhöhen proportional anzunehmen sind, nach dem Mariotte'schen Gesetze die Beziehung gilt:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{W_2}{W_2 + \nu V},$$

worin $\nu V$ das fluctuirende Wasserquantum und $W_2$ das kleinste Volumen der Luft im Windkessel bedeutet. Schreibt man diese Geichung

$$\frac{w_2 - w_1}{w_2} = \frac{\nu V}{W_2 + \nu V},$$

und bezeichnet mit $\delta$ den Werth $\frac{w_2 - w_1}{w_2}$, welcher als der Ungleichförmigkeitsgrad des Strahls angesehen werden kann, so bestimmt sich das Luftvolumen $W_2$ im Windkessel für denjenigen Augenblick, in welchem derselbe das meiste Wasser aufgenommen hat, zu $W_2 = \nu V \frac{1 - \delta}{\delta}$.

Hierin hängt das fluctuirende Quantum $\nu V$ von der Bewegungsart der Kolben ab. Will man für diese Bewegung mittelst des Druckbaumes dieselbe Veränderlichkeit annehmen, welche dem Kurbelmechanismus zu Grunde liegt, so hat man nach §. 145 für $\nu V$ den daselbst für eine doppelt wirkende Pumpe gefundenen Werth $0,210\ V = 0,210\ F \frac{b}{a} s$ einzusetzen und erhält daher für die Größe $W_2$ des Windkessels den Ausdruck:

$$W_2 = 0,210\, V \frac{1 - \delta}{\delta}.$$

Hätte man z. B.

$$W_2 = 5\, V = 5\, F \frac{b}{a} s$$

gewählt, so würde die Ungleichförmigkeit in der Sprunghöhe des Strahles zu

$$\delta = \frac{0,210}{5 + 0,210} = 0,0403$$

oder sehr nahe zu 4 Proc. sich berechnen.

Daß man unter $W_2$ nicht den ganzen Inhalt des Windkessels zu verstehen hat, sondern dasjenige Volumen, welches die den Windkessel anfänglich erfüllende Luft von atmosphärischer Dichte einnimmt, sobald sie soweit comprimirt ist, um einen Druck $\frac{w_2}{2g} = h_0 = \frac{4}{3} h$ auszuüben, ist schon früher erwähnt worden. Bezeichnet daher wieder $b$ die Größe des atmosphärischen Luftdrucks in einer Wassersäule gemessen, so ist das ganze Volumen $W$ des Windkessels bis zu der Einmündung des Gußrohres zu

$$W = \frac{b + h_0}{b} W_2$$

zu machen.

Anmerkung. Bei den gewöhnlichen Feuerspritzen mit zwei einfach wirkenden Cylindern, bei denen 8 bis 32 Mann zur Wirkung kommen, beträgt der Durchmesser eines Pumpenkolbens 0,12 bis 0,18 m, und es wird dabei in der Minute ein Wasserquantum von 0,30 bis 0,60 cbm 25 bis 30 m hoch geworfen, wobei die Weite des Mundstückes etwa 12 bis 20 mm beträgt. Die Anzahl der einfachen Hübe jedes Kolbens beträgt pro Minute zwischen 80 und 120, durchschnittlich 90.

Beispiel. Wenn eine einfachwirkende zweistiefelige Feuerspritze bei einer Bedienung von $2z = 16$ Mann und einem Hebelverhältnisse $\frac{a}{b} = 5$ das Wasser aus dem Standrohre auf 30 m Höhe werfen soll, so findet man den Querschnitt jedes Kolbens zu

$$F = \frac{z\,a}{76\,bh} = \frac{8\,.\,5}{76\,.\,30} = 0{,}0175 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von $d = 0{,}150$ m.

Nimmt man den Weg des Druckbaumes beim Niederdrücken zu 1 m an, so erhält man den Kolbenhub zu $s\,\frac{b}{a} = 0{,}2$ m, und das Volumen jeder Pumpe zu

$$V = F s \frac{b}{a} = 0{,}0175\,.\,0{,}2 = 0{,}0035 \text{ cbm}.$$

Die Anzahl der einfachen Spiele jedes Kolbens ist

$$n = \frac{60\,.\,1{,}6}{1} = 96$$

und das effective Wasserquantum pro Secunde

$$Q = 0{,}85 F \frac{b}{a} v = 1{,}36\,.\,{}^1\!/_5\,.\,0{,}0175 = 0{,}00476 \text{ cbm} = 4{,}76 \text{ Liter}.$$

Hieraus folgt weiter der Durchmesser des Mundstückes

$$d_m = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q}{w}} = 1{,}13 \sqrt{\frac{0{,}00476}{\sqrt{2g\,\frac{4}{3}\,30}}} = 0{,}0147 \text{ m} = \text{rund } 15 \text{ mm}.$$

Soll das Volumen $W_2$ der Luft im Windkessel gleich dem vierfachen Inhalte einer Pumpe, also

$$W_2 = 4\, F s\, \frac{b}{a} = 4 \,.\, 0{,}0035 = 0{,}014 \text{ m}$$

sein, so hat man das ganze Volumen des Windkessels zu

$$W = \frac{b + h_0}{b}\, W_2 = \frac{10{,}34 + \frac{4}{3} \,.\, 30}{10{,}34}\, 0{,}014 = 0{,}068 \text{ cbm} = 68 \text{ Liter},$$

welcher Inhalt etwa durch einen Cylinder von 0,38 m Durchmesser und 0,6 m Höhe erreicht werden kann.

Ausführlich handelt über die Feuerspritzen Frick in seinem Werke: Die Feuerspritze, Anleitung zu deren Bau, Berechnung, Behandlung und Prüfung. Braunschweig, Fr. Vieweg und Sohn.

**Kunstgezeuge.** Bei den Pumpenwerken oder Wasserkünsten, welche §. 151. durch Wasserräder bewegt werden, erfolgt die Kraftübertragung und Umsetzung in der Regel durch Krummzapfen. Hat man es mit einem gewöhnlichen verticalen Wasserrade zu thun, so ist eine weitere Umsetzung durch Räderwerke nicht nöthig, da die Umdrehungszahl eines solchen Rades der Spielzahl einer Pumpe (4 bis 8 pr. Minute) entspricht. Anders ist es bei Turbinenkünsten; die Anzahl der Umdrehungen einer Turbine ist so groß, daß hier stets ein oder mehrere Zahnradvorgelege nöthig sind, um der Krummzapfenwelle die der geforderten Anzahl der Pumpenspiele gleiche Umdrehungszahl zu verschaffen.

Die gewöhnlichen Wasserradkünste oder Kunstgezeuge sind entweder ohne oder mit einem Hebelvorgelege. Bei jenen hängt das Pumpengestänge unmittelbar an den Krummzapfen, welche entweder mit der Wasserradwelle ein Ganzes bilden, oder deren Welle an die Wasserradwelle angekuppelt ist; bei diesen hängt es hingegen an einem Hebel, welcher mittelst einer besonderen Kurbelstange vom Krummzapfen in auf- und niedergehende Bewegung versetzt wird. Bei Pumpenwerken mit einem Zahnradvorgelege sitzt auf der Wasserrad- oder Turbinenwelle ein kleineres Zahnrad, und dieses setzt ein größerers auf der Krummzapfenwelle sitzendes Zahnrad in Umdrehung; bei solchen mit zwei Radvorgelegen ist zwischen der Turbinenwelle und der Kurbelwelle noch eine dritte Welle eingeschaltet, welche mittelst eines größeren Zahnrades die Kraft der Turbinenwelle aufnimmt, und mittelst eines kleineren dieselbe auf die Kurbelwelle überträgt. Macht z. B. die Turbinenwelle pr. Minute 60 Umdrehungen, und fordert man von der Kurbelwelle deren nur 5, ist also eine Umsetzung von $\psi = \frac{5}{60} = \frac{1}{12}$ nöthig, so kann man zwei Zahnradvorgelege in Anwendung bringen, wovon das eine mit dem Umsetzungsverhältnisse $\psi_1 = \frac{1}{3}$, und das andere mit dem Umsetzungsverhältnisse $\psi_2 = \frac{1}{4}$ überträgt. Zu diesem Zwecke erhält die Zwischenwelle ein Getriebrad, welches dreimal so viel Zähne hat als das Treibrad auf der Turbinenwelle, und ein Treibrad, dessen Zähnezahl viermal enthalten ist in der des Getriebrades auf der Kurbelwelle. Dieses ein- oder mehrmalige Umsetzen durch Zahnradvorgelege macht die Turbinen zum Umtrieb von Wasserkünsten weniger geeignet, als die weit langsamer umlaufenden verticalen Wasserräder.

Kleinere Pumpenwerke, welche mit Unterbrechungen und nicht auf lange Zeit arbeiten, setzt man auch durch Pferde mittelst einer stehenden Welle in Bewegung. Solche Wasserhebungskünste oder sogenannte Roßkünste sind im Wesentlichen wie die Wasserradkünste eingerichtet, nur erfordern dieselben stets ein Zahnradvorgelege wegen der kleinen Umdrehungszahl der stehenden Welle, welche bei der gewöhnlichen Länge der Schwengel nur etwa zwei Umdrehungen in der Minute macht.

Endlich hat man auch noch sogenannte Windkünste, welche durch ein Windrad in Bewegung erhalten werden. Die einfachste Einrichtung einer Windkunst besteht darin, daß man die Windradwelle kröpft und das Pumpengestänge mittelst einer Kurbelstange an die durch diese Kröpfung gebildete Kurbel anhängt. Eine solche Windkunst ohne Vorgelege giebt aber meist eine große Anzahl der Kolbenspiele, wobei nur ein sehr kleiner Kolbenhub anwendbar ist und die Nutzleistung ansehnlich herabgezogen wird. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Windkünsten Zahnradvorgelege zu geben, welche etwa im Verhältnisse 1 : 3 umsetzen, also bewirken, daß die Kurbelwelle eine Umdrehung macht, während das Windrad dreimal umläuft. Da das Windrad stets dem Winde entgegen zu richten und folglich um die verticale Axe des Mühlengebäudes zu drehen ist, so muß bei der Windkunst

Fig. 653.

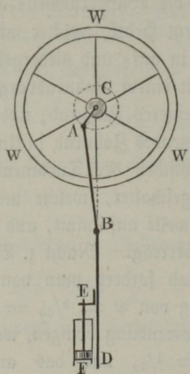
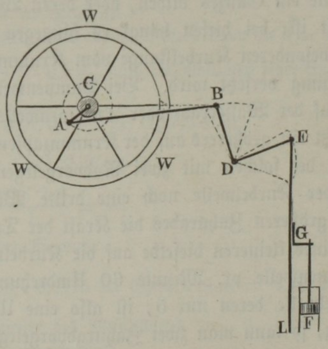



Fig. 654.



ohne Vorgelege das Pumpengestänge mittelst eines sogenannten Gewindes an der Kurbelstange angeschlossen werden, und dagegen eine Windkunst mit Vorgelege eine in der gedachten Axe stehende Vorlegswelle, den sogenannten **Königsbaum**, erhalten, wobei der Eingriff des auf der Windradwelle sitzenden Treibrades in das mit dem Königsbaum verbundene Getriebrad nicht gestört wird, wenn auch die Windradwelle eine andere Richtung erhält.

Die Figuren 653 bis 658 führen einige Skizzen von den im Vorstehenden angegebenen Wasserkünsten vor Augen.

Fig. 655.

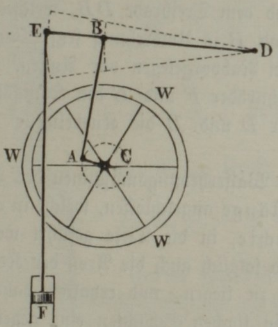
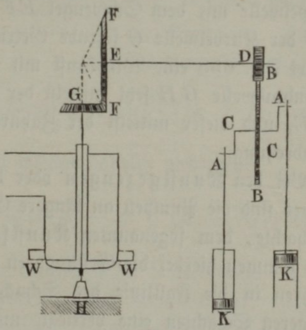



Fig. 656.




Eine einfache Radkunst ist Fig 653 skizzirt; $W$ stellt das Wasserrad vor, $CA$ den um $C$ drehbaren Krummzapfen, $AB$ die Kurbelstange, $BD$ das Gestänge, und $EF$ eine mittelst des Armes $E$ an $BD$ angeschlossene und

Fig. 657.

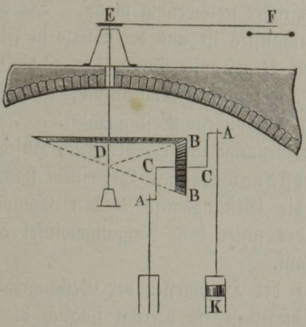
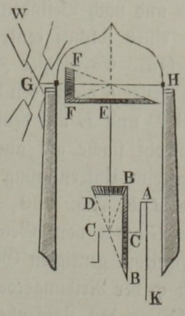



Fig. 658.



den Kolben $F$ tragende Kolbenstange. Fig. 654 und Fig. 655 sind dagegen zwei Radkünste mit Hebelvorgelegen; in Fig. 654 besteht das Vorgelege in einem Winkelhebel $BDE$ oder sogenannten Kunstkreuze, in Fig. 655 ist dasselbe ein gerader einarmiger Hebel $DBE$, an dessen kürzerem Arme $DB$ die Kurbelstange $AB$ angreift und dessen längerer Arm $DE$ den Lastarm bildet. In Fig. 656 ist eine Turbinenkunst mit zwei Radvorgelegen abgebildet. Es ist $W$ das Turbinenrad, $GH$ die Turbinenwelle, $DE$ die Vorgelegswelle und $CC$ die Lastwelle mit den Kurbeln $CA$, welche die Pumpengestänge $AK$ abwechselnd auf- und niederbewegen. Fig. 657 stellt eine Roßkunst mit einem Radvorgelege dar; es ist $DE$ die stehende oder Göpelwelle mit dem Schwengel $EF$ und dem Treibrade $DB$, welches das auf der Kurbelwelle $C$ sitzende Getriebrad $B$ in Umdrehung setzt. Endlich führt Fig. 658 eine Windkunst mit zwei Radvorgelegen vor Augen. Die Windradwelle $GH$ setzt mittelst der Zahnräder $F$ und $E$ den Königsbaum $DE$, und dieser mittelst der Zahnräder $D$ und $B$ die Kurbelwelle $C$ in Umdrehung.

Bei den Kunstgezeugen oder den Wasserhebungsmaschinen des Bergbaues sind die Pumpen an längere Gestänge angeschlossen, welche in einem Schachte, dem sogenannten Kunstschachte, in die Tiefe geführt werden. Es kommen hierbei die Gestängaxen und folglich auch die Axen der Kolbenröhren in die Falllinie des Schachtes zu liegen, und erhalten daher in saigeren Schächten eine verticale und in flachen Schächten eine gegen den Horizont geneigte Lage. Die Kolbenstangen werden mittelst Querarme oder sogenannter Krummse gewöhnlich seitwärts, seltener centrisch an ein Gestänge angeschlossen. Die letztere Anschlußweise ist natürlich mechanisch vollkommener, da hierbei das Gestänge in seiner Axenrichtung gleichmäßig gespannt und nicht gebogen wird, allein dieselbe ist auch complicirter, da sie nicht allein eine Gabelung des Gestänges, sondern auch eine Kröpfung der Saug- und nach Befinden der Steigröhre nothwendig macht. Die Art und Weise eines solchen centrischen Anschlusses ist aus der Skizze in Fig. 659 zu ersehen. Es ist hier $AB$ die bei $B$ gekröpfte Saugröhre, $C$ die Kolbenröhre, ferner $K$ die an den Arm $FF$ angeschlossene Kolbenstange und $FFGG$ die bei $D$ und $E$ mit dem Gestänge verbundene Gestänggabel.

Sowohl flache als auch saigere Gestänge mit excentrischem Anschluß erfordern eine Unterstützung durch Gestängwalzen. Bei einem flachen Gestänge $DF$, Fig. 660, nimmt die Gestängwalze $B$ den Componenten $N = G \cos \alpha$ vom Gewichte $G$ des unter dem Neigungswinkel $\alpha$ gegen den Horizont geneigten Gestänges auf.

Ist $\varphi$ der Reibungscoefficient, $r$ der Halbmesser der Gestängwalze und bezeichnet $\varrho$ den Zapfenhalbmesser derselben, so beträgt folglich die auf die Gestängaxe reducirte Zapfenreibung dieser Walzen

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} N = \varphi \frac{\varrho}{r} G \cos \alpha,$$

Fig. 659.

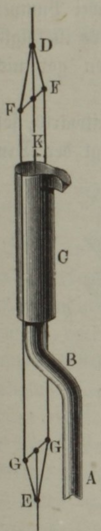
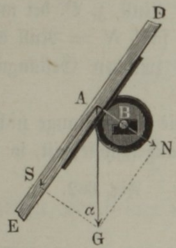



Fig. 660.




oder annähernd mit Berücksichtigung des Gewichtes $G_1$ sämmtlicher Gestängwalzen:

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha.$$

Vereinigt man diesen Widerstand mit der übrigbleibenden Seitenkraft $S = G \sin \alpha$, so erhält man

1) die Kraft zum Aufziehen des leeren Gestänges:

$$P = S + F = G \sin \alpha + \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha,$$

und 2) die Kraft, mit welcher dasselbe niedergeht:

$$P_1 = S - F = G \sin \alpha - \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos \alpha.$$

Um bei excentrischem Anschlusse der Kolbenstange das Biegen des Gestänges zu verhindern, muß man dasselbe, auch wenn es saiger hängt, zwischen zwei Gestängwalzen $D$ und $E$, Fig. 661 (a. f. S.), einschließen. Ist in diesem Falle $Q$ die Pumpenlast, $a$ die Excentricität oder der Abstand $AB$ zwischen der Axe der Kolbenstange und der des Gestänges und $l$ die Entfernung $DE$ der beiden Gestängwalzen von einander, so wird jede der beiden Gestängwalzen $D$ und $E$ von dem Gestänge mit der Kraft

$$N = \pm \frac{Qa}{l}$$

gedrückt, weil sich hier ein Kräftepaar $(Q, -Q)$ vom Momente $Qa$ mit einem Kräftepaar $(N, -N)$ vom Momente $Nl$ ins Gleichgewicht setzt.

Sind mehrere Pumpen auf derselben Seite an das Gestänge angeschlossen, so hat man für $Qa$ die Summe $Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots$ einzusetzen, wo $Q_1, Q_2 \ldots$ die Pumpenlasten und $a_1, a_2 \ldots$ die entsprechenden Axenabstände bezeichnen, es ist daher dann

$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots}{l}.$$

Sind dagegen die Pumpenlasten $Q_1$ und $Q_2$ auf den entgegengesetzten Seiten an das Gestänge angeschlossen, so hat man

$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots}{l}$$

zu setzen.

Ist dann $Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots =$ Null, z. B. bei nur zwei Pumpenlasten $Q_1$ und $Q_2$, $Q_1 a_1 = Q_2 a_2$, so fällt $N =$ Null aus, es ist folglich dann das Einschließen des Gestänges zwischen Gestängwalzen gar nicht nöthig.

Wenn bei einem flachen Gestänge die Kolbenstange nicht seitwärts, sondern oben oder unten an das Gestänge angeschlossen ist, so hängt der Druck

Fig. 661.

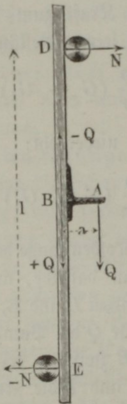
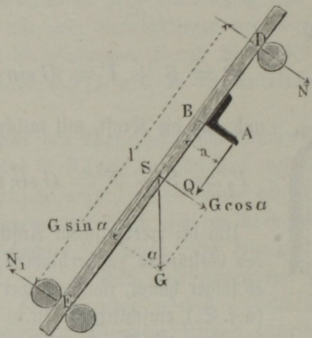



Fig. 662.




des Gestänges auf die Gestängwalzen von der Pumpenlast und dem Gestänggewichte zugleich ab. Liegt der Schwerpunkt $S$ eines solchen Gestänges $DE$, Fig. 662, in der Mitte zwischen beiden Gestängwalzen, so drückt das Gestänge durch sein Gewicht in $D$ und $E$ normal abwärts mit der Kraft $\frac{1}{2}\, G \cos \alpha$, wogegen es in Folge der Pumpenlast $Q$ nur in $D$ mit der Kraft $\frac{Q a}{l}$ abwärts, dagegen in $E$ mit derselben aufwärts drückt. Es ist folglich der Gesammtdruck des Gestänges auf die Gestängwalze $D$:

$$N = \frac{Q a}{l} + \frac{1}{2}\, G \cos \alpha,$$

und dagegen auf die Gestängwalze $E$:

$$N_1 = \frac{Q a}{l} - \frac{1}{2}\, G \cos \alpha.$$

Die aus beiden Drücken hervorgehende Zapfenreibung der Gestängwalzen, reducirt auf die Gestängaxe, ist

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} (N + N_1),$$

und zwar entweder

$$= \varphi \frac{\varrho}{r} \frac{2\,Q\,a}{l},$$

oder

$$= \varphi \frac{\varrho}{r}\ G \cos \alpha,$$

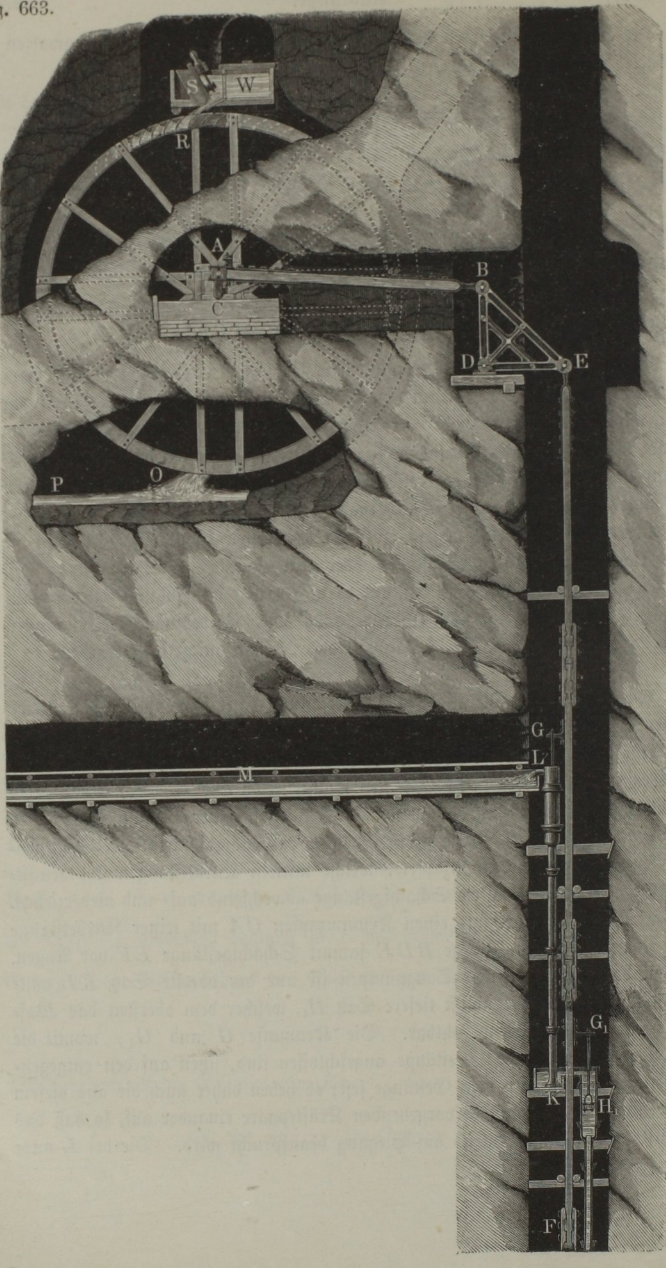
je nachdem $\frac{Q\,a}{l}$ größer oder kleiner als $\frac{1}{2}\ G \cos \alpha$ ist.

Wenn ein Kunstgezeug nur mit einem Gestänge ausgerüstet ist, so erfordert das Gewicht das letzteren eine Ausgleichung, welche entweder in einem Gegengewichtsbalancier, oder in einem hydraulischen Balancier (s. III, 1. Cap. 9), oder auch in der gleichzeitigen Anwendung von Saug- und Druckpumpen bestehen kann, in welchem letzteren Falle die Drucklast gleich der Sauglast plus Stangengewicht zu machen ist.

Oft erhält ein Kunstgezeug zwei gleich belastete Gestänge, welche so an die Umtriebsmaschine angeschlossen oder mit einander verbunden sind, daß das eine aufsteigt, während das andere niedergeht, und folglich das Gewicht des einen das Gewicht des anderen ausgleicht. Ueber diese Verbindungen zweier Gestänge ist in III, 1. Cap. 9 das Nöthige mitgetheilt worden.

**Radkünste.** Die allgemeine Einrichtung einer sogenannten Radkunst §. 152.
oder eines Kunstgezeuges mit verticalem Wasserrade ist aus der Abbildung in Fig. 663 (a. f. S.) zu ersehen. Die Umtriebsmaschine besteht in einem oberschlächtigen Wasserrade $RCO$, dessen Construction aus II. bekannt ist. Das bei $W$ zufließende Aufschlagwasser wird mittelst einer Spannschütze $S$ in das Rad eingeführt. Die Wasserradwelle $C$ endigt sich in zwei entgegengesetzt gerichteten Krummzapfen, welche mittelst Kurbelstangen und Kunstkreuze zwei gleich belastete Schachtgestänge abwechselnd auf- und niederziehen. Die Abbildung führt nur einen Krummzapfen $CA$ mit seiner Kurbelstange $AB$ und dem Kunstkreuze $BDE$ sammt Schachtgestänge $EF$ vor Augen. Von den angeschlossenen Saugpumpen ist nur der oberste Satz $KL$ vollständig, dagegen der nächst tiefere Satz $H_1$, welcher dem obersten das Wasser zuhebt, zum Theil sichtbar. Die Krummse $G$ und $G_1$, womit die Kolbenstangen an das Gestänge angeschlossen sind, sitzen auf den entgegengesetzten Seiten auf dem Gestänge fest; es heben daher auch die aus diesem excentrischen Anschluß hervorgehenden Kräftepaare einander auf, so daß das Gestänge nur unbedeutend auf Biegung beansprucht wird. Die bei $L$ aus-

Fig. 663.



gegossenen Hubwasser fließen auf dem Stolln $M$ sowie die Aufschlagwasser nach vollbrachter Wirkung auf der Rösche $P$ ab. Bei dieser Maschinenanlage befindet sich zwischen der Abzugsrösche und dem Stolln noch ein freies, für andere Zwecke verwendbares Gefälle, da die Aufschlagwasser mit den Hubwassern zugleich auf dem Stolln abgeführt werden können.

Bei der Berechnung eines solchen Kunstgezeuges hat man natürlich außer den nach dem Vorstehenden zu berechnenden Pumpen oder Kolbenlasten die Reibungen an den Zapfen und Bolzen der Kunstkreuze, sowie auch die an den Zapfen und Warzen der Kurbeln oder Krummzapfen in Betracht zu ziehen. Der Wirkungsgrad $\eta$ des ganzen Kunstgezeuges ist ein Product $\eta_1\ \eta_2\ \eta_3$ aus dem Wirkungsgrade $\eta_1$ des Wasserrades, dem Wirkungsgrade $\eta_2$ der aus den Krummzapfen, Kunstkreuzen, Kurbelstangen und Gestängen bestehenden Zwischenmaschine und aus dem Wirkungsgrade $\eta_3$ der Pumpen; sind diese drei Verhältnißzahlen bekannt, so kennt man folglich auch den Wirkungsgrad der ganzen Maschine, und es läßt sich nun auch mit Hülfe desselben das Verhältniß zwischen der reinen Pumpenlast und der Umtriebskraft angeben.

Ist $Q$ das Aufschlagquantum pr. Secunde, $h$ das Radgefälle, und sind $Q_1, Q_2 \dots$ die durch die Kunstsätze auf die Höhen $h_1, h_2 \dots$ zu hebenden Wassermengen pr. Secunde, so gilt folgende allgemeine Formel:

$$\eta\, Q h \gamma = Q_1 h_1 \gamma + Q_2 h_2 \gamma + \cdots,$$

oder einfacher:

$$\eta\, Q h = Q_1 h_1 + Q_2 h_2 \dots,$$

und es läßt sich hiernach aus den gegebenen Wassermengen $Q_1, Q_2 \dots$ und den entsprechenden Förderhöhen $h_1, h_2 \dots$ die nöthige Wasserkraft, und aus dem bekannten Gefälle derselben das erforderliche Aufschlagwasserquantum

$$Q = \frac{Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \cdot\cdot}{\eta h}$$

berechnen.

Ist $s$ der Kolbenhub, $n$ die Anzahl der Kolbenspiele pr. Minute und $\mu$ der Ausgußcoefficient (s. §. 141), und sind $F_1, F_2 \dots$ die Kolbenquerschnitte, so hat man:

$$Q_1 = \mu \frac{n}{60} F_1 s,\ Q_2 = \mu \frac{n}{60} F_2 s \text{ u. s. w.};$$

und daher auch

$$Q = \frac{\mu n s}{60\, \eta h} (F_1 h + F_2 h_2 + \cdots).$$

Die Umdrehungszahl des Wasserrades ist gleich der Spielzahl $n$ des Gezeuges; bezeichnet $a$ den Radhalbmesser, so ist folglich die Radgeschwindigkeit

$$v = \frac{\pi n a}{30},$$

und es bestimmt sich nun auch mittelst der in Thl. II. gegebenen Formel $Q = \varepsilon d e v$ die zur Aufnahme der Wassermenge $Q$ erforderliche Radweite:

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{30\, Q}{\varepsilon \pi n d a} = \frac{9{,}55\, Q}{\varepsilon n d a},$$

worin $d$ die Kranzbreite, $e$ diejenige des Rades und $\varepsilon$ dessen Füllungscoefficienten bedeutet.

Beispiel. Es ist ein Radkunstgezeug anzuordnen und zu berechnen, welches vom Tiefsten aus pro Minute 0,1 cbm Wasser 48 m, dann weiter aufwärts, pro Minute 0,15 cbm Wasser, 60 m und noch weiter, bis zum Stolln, pro Minute 0,25 cbm 80 m hoch zu heben und hierzu eine Wasserkraft von 10 m Gefälle zu verwenden hat.

Den Wirkungsgrad der ganzen Maschine $\eta = 0{,}50$ angenommen, folgt zunächst die erforderliche Aufschlagwassermenge pro Secunde:

$$Q = \frac{1}{60}\,\frac{0{,}1\,.\,48 + 0{,}15\,.\,60 + 0{,}25\,.\,80}{0{,}5\,.\,10} = 0{,}113 \text{ cbm}.$$

Macht das Rad bei einem Halbmesser $a = 4{,}5$ m pro Minute 5 Umdrehungen, ist also die Umfangsgeschwindigkeit desselben

$$v = \frac{3{,}14\,.\,4{,}5\,.\,5}{30} = 2{,}355 \text{ m},$$

so erhält man bei einer radialen Tiefe des Rades $d = 0{,}3$ m und einem Füllungscoefficienten $\varepsilon = {}^1\!/_4$ die Radbreite

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{0{,}113}{{}^1\!/_4\,.\,0{,}3\,.\,2{,}355} = 0{,}64 \text{ m}.$$

Sollen die Förderhöhen durch Saugsätze überwunden werden, deren Hubhöhen nicht mehr als 8 m betragen, so sind solcher Sätze in der untersten Schachtabtheilung 6 à 8 m Hubhöhe, in der mittleren 8 à 7,5 m und in der oberen Abtheilung 10 à 8 m Hubhöhe erforderlich, von denen an jedes der beiden Gestänge bezw. 3, 4 und 5 Sätze anzubauen sind. Beträgt der Hub dieser Pumpen übereinstimmend 1 m, so ergeben sich unter Annahme eines Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ die Querschnitte der Kolben zu

$$F_1 = \frac{0{,}1}{0{,}85\,.\,5\,.\,1} = 0{,}0235 \text{ qm für die untersten,}$$

$$F_2 = \frac{0{,}15}{0{,}85\,.\,5} = 0{,}0353 \text{ qm für die mittleren, und}$$

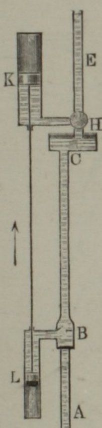
$$F_3 = \frac{0{,}25}{0{,}85\,.\,5} = 0{,}0588 \text{ qm für die oberen Pumpen,}$$

denen die Durchmesser zugehören von

$$d_1 = 0{,}173 \text{ m},\ d_2 = 0{,}212 \text{ m und } d_3 = 0{,}274 \text{ m}.$$

**Wassersäulenkünste.** Die Wassersäulenmaschinen eignen sich §. 153.
vorzüglich zu Kraftmaschinen für Pumpenwerke, da sie diejenige Bewegungsweise und Geschwindigkeit haben, welche die Pumpen erfordern. Es sind daher auch die Wassersäulenkünste stets direct wirkende Wasserhebungsmaschinen. Die Art und Weise, wie die Pumpengestänge mit der Kolbenstange der Wassersäulenmaschine verbunden sind, wird in den Abbildungen Fig 664 bis 668 vor Augen geführt.

Fig. 664.




Bei der Anordnung in Fig. 664 befindet sich der Pumpenkolben $L$ mit dem Treibkolben $K$ der Wassersäulenmaschine an einer und derselben Stange $KL$, und es wird beim Aufgange des Treibkolbens vom Pumpenkolben das Wasser im Steigrohre $BC$ emporgehoben, dagegen beim Niedergange der Kolben durch das Stangengewicht Wasser in dem Saugrohre $AB$ angesaugt. Hierbei ist es nöthig, das Gestänge $KL$ sowohl in den Treibcylinder als auch in den Pumpencylinder mittelst einer Stopfbüchse einzuführen. Anders ist es bei der Anordnung in Fig. 665 (a. f. S.), wo die Treibkolbenstange $KL$ nach oben geführt und das Schachtgestänge $DS$ seitwärts an die Stange angeschlossen ist. Das aus dem excentrischen Angriffe der Kraft hervorgehende Kräftepaar erfordert, dem Stangenschloß eine Führung zwischen Walzen zu geben. Um das Gestänggewicht auszugleichen, ist hier das Gestänge an einen Gegengewichtsbalancier $ACB$ aufgehangen. Vollkommener ist die in Fig. 666 abgebildete Verbindung des Schachtgestänges $BS$ mit der Kolbenstange $KL$ durch eine Scheere oder Gabel $CD$, da hier ein vollkommen centrischer Angriff der Kraft statthat. Um dem Gewichte des Gestänges bei seinem Niedergange das Gleichgewicht zu halten, ist hier ein sogenannter hydraulischer Balancier $HA$ (s. Thl. II und III, 1), durch welchen das Wasser aufsteigend zum Ausguß gelangt, in Anwendung gebracht. Damit eine vollkommene Ausgleichung des Gestänggewichtes stattfinde, ist es nöthig, der Wassersäule im hydraulischen Balancier die Höhe $z = \frac{G}{F\gamma}$ zu geben.

Kommt es darauf an, eine Wassersäulenkunst in einem flachen Schachte aufzustellen, so legt man entweder den Treibcylinder, sowie die Pumpen in die Falllinie des Schachtes, oder man stellt denselben aufrecht und schließt das Schachtgestänge $BS$, Fig. 667, mittelst eines Winkelhebels oder einer sogenannten Bruchschwinge $ABC$ an die Kolbenstange $KL$ an, deren Kopf noch mit einem in einer senkrechten Leitung $DE$ laufenden Frictionsrade $L$ zu versehen ist.

Einige ältere Wassersäulenkünste bestehen aus zwei Wassersäulenmaschinen mit gemeinschaftlicher Einfallröhre $EH$, Fig. 668. Diese Maschinen gehen abwechselnd auf und nieder und sind durch einen gleicharmigen Balancier

Fig. 665.

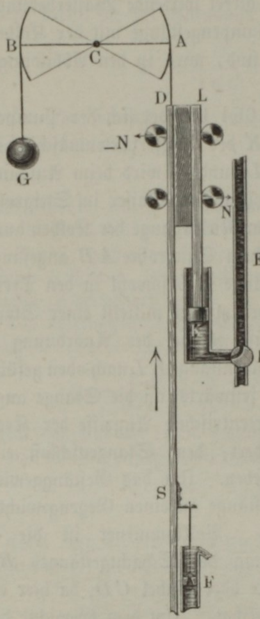
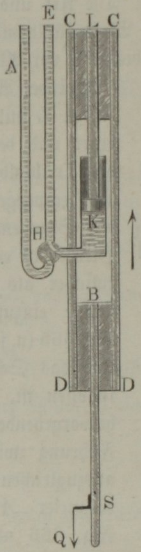



Fig. 666.




$ACA_1$ so mit einander verbunden, daß sich die Gestänggewichte das Gleichgewicht halten und folglich eine weitere Ausgleichung dieser Gewichte gar nicht nöthig ist. Bei der abgebildeten Kunst besteht das ganze Pumpenwerk $LRL_1$ aus zwei Druckpumpen mit einer gemeinschaftlichen Saugröhre $DR$ und einer gemeinschaftlichen Steigröhre $RS$.

Die allgemeine Einrichtung einer Wassersäulenkunst ist aus den Abbildunges in Fig. 669 bis Fig. 672 von der auf der Grube „Beschert Glück" bei Freiburg befindlichen, nach den Angaben des Herrn Oberkunstmeisters Braunsdorf construirten Wasserhebungsmaschine zu ersehen. Die Abbildungen in Fig. 669 und Fig. 670 stellen die in einer Wassersäulenmaschine bestehende Kraftmaschine dar. Es ist $EE$ die Einfallröhre, $D$ das nach dem Steuercylinder führende und ein Absperrventil enthaltende Communicationsrohr, ferner $TT$ der Treibcylinder, $CC$ das vom Steuercylinder nach demselben führende Communicationsrohr, und $AA$ die Austragröhre mit der nöthigen Regulirungsklappe. Die Verbindung des Schachtgestänges $PQ$

mit der Kolbenstange $K$ ist (wie in Fig. 666) durch eine aus den Kuppelstangen $MN$ u. s. w. bestehende, den Treibcylinder umschließende Gabel bewirkt.

Fig. 667.

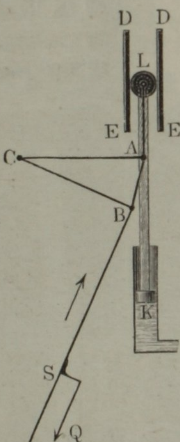
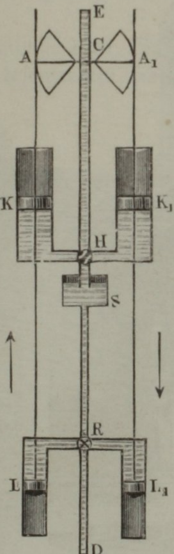



Fig. 668.




Die Hauptsteuerung besteht aus dem Steuerkolben $S$ und dem Gestängkolben $G$, die Hülfssteuerung aus dem Kolben $H$, dessen Stange $LH$ an einem Hebel $L$ aufgehangen ist, welcher mittelst Knaggen von der Kolbenstange $K$ abwechselnd auf- und niedergedrückt wird. Auch gehört hierzu noch das nach der Einfallröhre führende Communicationsrohr $c$, sowie die Austragröhre $a$ für das Steuerwasser. Die Abbildungen stellen die Maschine beim Niedergange des Treibkolbens dar, wobei sowohl die Hauptsteuerkolbenverbindung $SG$ als auch der Hülfssteuerkolben $H$ seinen höchsten Stand hat. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges gelangt der Hülfssteuerkolben $H$ in seinen tieferen Stand, wobei nun der Raum über dem Gegenkolben $G$ durch die Röhre $c$ mit der Kraftwassersäule in Communication tritt und in Folge desselben die Kolbenverbindung $SG$ zum Niedergange genöthigt wird. Hat auf diese Weise der Steuerkolben $S$ seinen tieferen Stand erreicht, so tritt $CC$, und folglich auch der Raum unter dem Treibkolben mit der Kraftwassersäule $EED$ in Communication und es beginnt nun der Aufgang des Treibkolbens u. s. w.

Die Abbildungen in Fig. 671 und Fig. 672 führen die Einrichtung der von der beschriebenen Wassersäulenmaschine bewegten *Drucksätze* vor Augen. Das Schachtgestänge $PQ$ bildet auch hier eine Gabel $MN$, welche den Pumpencylinder oder die sogenannte Kolbenröhre $C$ umschließt, und den Kopf der Kolbenstange $K$ mittelst eines Laschenschlosses $M$ erfaßt. Die Saug- und Steigröhre $DS$ enthält das Saugentil $V$ und Steigventil $W$ und steht durch eine kurze Röhre mit dem unteren Ende der Kolbenröhre in Verbindung. Bei dem dargestellten Niedergange des Pumpenkolbens $K$, wobei $V$ verschlossen

Fig. 669.

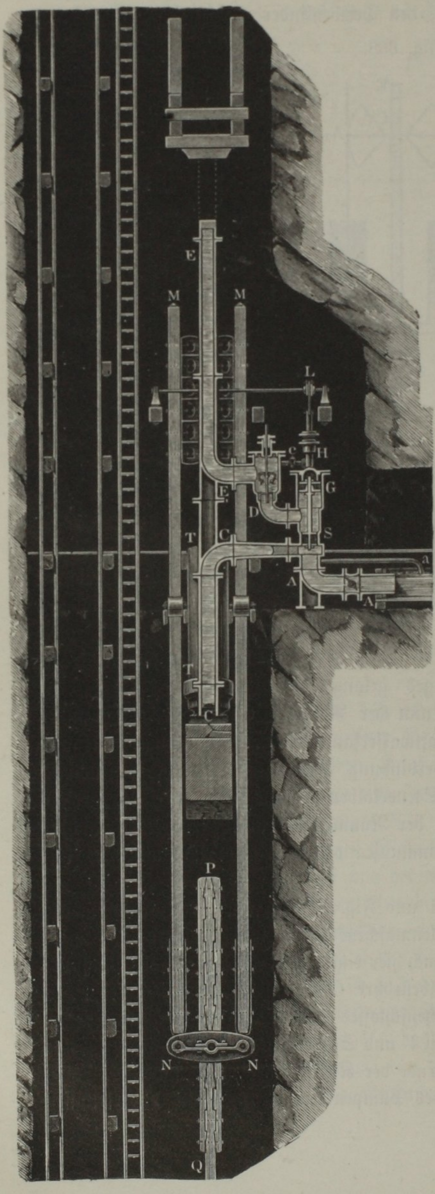
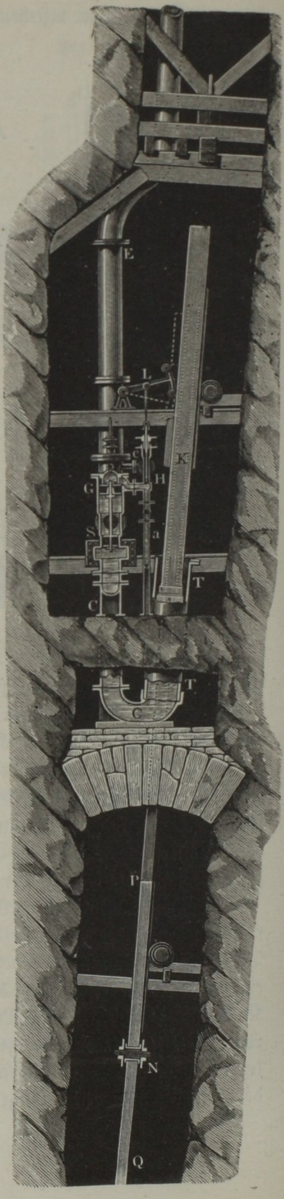



Fig. 670.



und $W$ geöffnet ist, wird das Wasser im Steigrohre $WD$ emporgedrückt, geht hingegen der Kolben $K$ aufwärts, so öffnet sich $V$ und schließt sich $W$, und es wird neues Wasser mittelst des Saugrohres $SV$ aus dem Satzkasten $S$ angesaugt, welcher seinen Zufluß aus der Steigröhre $AB$ des nächst tieferen Drucksatzes erhält.

Die mechanischen Verhältnisse einer Wassersäulenkunst von der gewöhnlicheren im Vorstehenden beschriebenen Einrichtung sind auf folgende Weise zu beurtheilen.

Fig. 671.

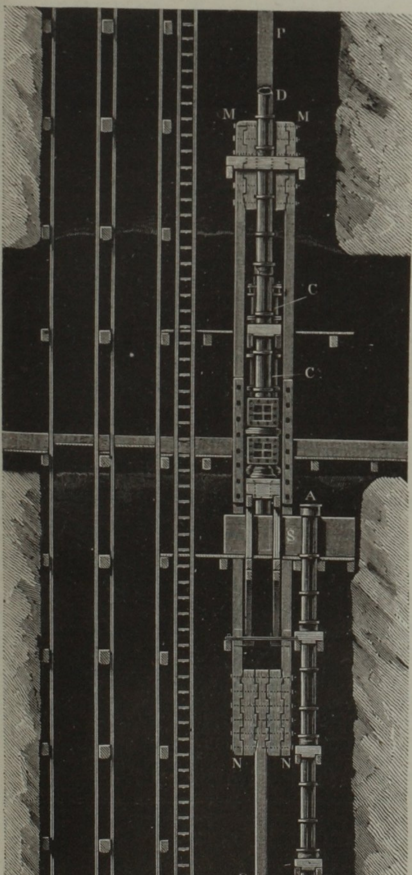
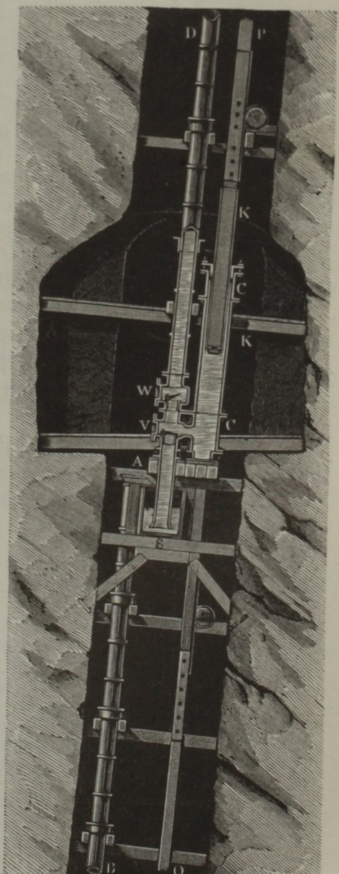



Fig. 672.



Der Wirkungsgrad $\eta = \eta_1 \eta_2$ der ganzen Maschine ist hier ein Product aus dem Wirkungsgrade $\eta_1$ der Wassersäulenmaschine und aus dem Wirkungsgrade $\eta_2$ des Pumpenwerkes; ist folglich $Q$ das Aufschlagwasserquantum, $h$ das Wassersäulengefälle und sind wieder $Q_1$, $Q_2 \ldots$ die durch die Pumpen auf die Höhen $h_1, h_2 \ldots$ zu hebenden Wassermengen, so kann man setzen:

$$\eta Q h = Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \cdots$$

Bezeichnet $s$ den Kolbenhub, $\mu$ den Ausgußcoefficienten der Pumpen und $n$ die Anzahl der Kolbenspiele pr. Minute, so hat man noch

$$Q = \frac{n}{60} F s, \quad Q_1 = \frac{n}{60} \mu F_1 s, \quad Q_2 = \frac{n}{60} \mu F_2 s \text{ u. s. w.}$$

und daher auch

$$\eta F h = \mu (F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots),$$

so daß sich nun die Formel

$$F = \frac{\mu}{\eta} \frac{F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots}{h}$$

zur Bestimmung des nöthigen Treibkolbenquerschnitts ergiebt. In der Regel macht man bei einer neuen Maschinenanlage diesen Querschnitt größer, um noch hinreichende Kraft zu besitzen, wenn es nöthig ist, in der Folge noch mehrere Sätze anzuschließen. So lange dies nicht geschehen ist, muß natürlich die überflüssige Kraft durch Stellung des Regulirungsventiles vernichtet werden.

Bei der Einrichtung der beschriebenen Wassersäulenkunst wird das Wasser durch das Gewicht $G$ des niedergehenden Gestänges emporgedrückt, wogegen der Treibkolben der Wassersäulenmaschine nur das Wasser ansaugt und das Gestänge emporhebt.

Setzt man hier

$$h = y - z$$
$$h_1 = y_1 + z_1$$
$$h_2 = y_2 + z_2 \text{ u. s. w.,}$$

wobei $y$ die Druckhöhe beim Aufgang des Treibkolbens, $z$ die Steighöhe beim Niedergange desselben, $y_1, y_2 \ldots$ die Saughöhen, sowie $z_1, z_2 \ldots$ die Steighöhen der einzelnen Pumpen bezeichnen, so hat man

$$1) \quad \eta (F y \gamma - G) = \mu (F_1 y_1 + F_2 y_1 + \cdots) \gamma$$

und

$$2) \quad \eta (G - F z \gamma) = \mu (F_1 z_1 + F_2 z_2 + \cdots) \gamma,$$

wonach sich durch Addition

$$\frac{\eta}{\mu} F(y - z) = F_1(y_1 + z_1) + F_2(y_2 + z_2) + \cdots$$

oder

$$\frac{\eta}{\mu} Fh = F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots,$$

genau wie oben, ergiebt.

Hat man mit Hülfe dieser Formel den Kolbenquerschnitt $F$ bestimmt, so läßt sich nun mittelst der Gleichungen 1) und 2) entweder das erforderliche Gestänggewicht $G$, oder die erforderliche Steighöhe $z$ des hydraulischen Balanciers berechnen.

Beispiel. Wenn, wie im Beispiel zu §. 152, durch ein Kunstgezeug pr. Minute die Wassermengen von 0,10, 0,15 und 0,25 cbm resp. auf die Höhen von 48, 60 und 80 m gehoben werden sollen, und hierzu ein Gefälle von 75 m zu Gebote steht, so kann man die Kraftmaschine in einer Wassersäulenmaschine bestehen lassen, für welche sich Folgendes im Voraus geben läßt. Nimmt man wieder den Wirkungsgrad der ganzen Maschine $\eta = 0{,}50$ an, so erhält man die erforderliche Aufschlagwassermenge pr. Secunde:

$$Q = \frac{1}{60} \frac{0{,}1 \,.\, 48 + 0{,}15 \,.\, 60 + 0{,}25 \,.\, 80}{0{,}5 \,.\, 75} = 0{,}0150 \text{ cbm}.$$

Wendet man nun drei Drucksätze wie in Fig. 671 und 672 an, setzt hierbei den Hub $s = 2$ m, die Zahl der Spiele pro Minute $= 4$ und den Ausgußcoefficienten wieder zu $\mu = 0{,}85$ voraus, so erhält man die Kolbenquerschnitte und Durchmesser dieser Sätze zu

$$F_1 = \frac{0{,}1}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0147 \text{ qm}, \; d_1 = 0{,}137 \text{ m};$$

$$F_2 = \frac{0{,}15}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0221 \text{ qm}, \; d_2 = 0{,}168 \text{ m};$$

$$F_3 = \frac{0{,}25}{0{,}85 \,.\, 4 \,.\, 2} = 0{,}0368 \text{ qm}, \; d_3 = 0{,}217 \text{ m}.$$

Ferner ist für den Treibkolben

$$F = \frac{0{,}015 \,.\, 60}{4 \,.\, 2} = 0{,}1125 \text{ qm}, \; d = 0{,}379 \text{ m}.$$

Nach Gleichung (1) ist die erforderliche Höhe der Drucksäule

$$y = \frac{\mu}{\eta} \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3}{F} + \frac{G}{F\gamma}.$$

Ist nun das armirte Gestänge 9000 kg schwer und beträgt die Saughöhe jeder Pumpe 5 m, so erhält man

$$y = \frac{0{,}85}{0{,}5} \frac{0{,}0147 + 0{,}0221 + 0{,}0368}{0{,}1125} 5 + \frac{9000}{112{,}5} = 5{,}56 + 80 = 85{,}56 \text{ m}.$$

Da nun das Gefälle nur 75 m beträgt, so hat man die Maschine um

$$z = 85{,}56 - 75 = 10{,}56 \text{ m}$$

unter die Stollensohle zu legen. Die Druckhöhen der Pumpen betragen nach Abzug der Saughöhen von 5 m von den Förderhöhen bezüglich

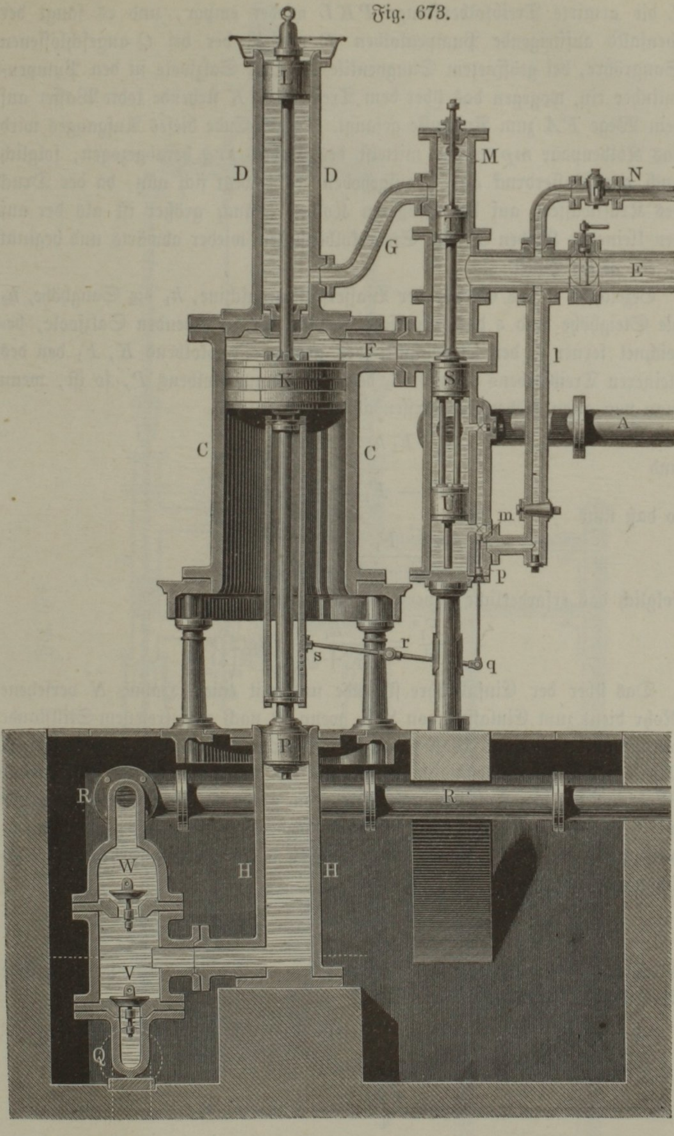
43 m, 55 m und 75 m.

§. 154. Auf der Soolenleitung zwischen Berchtesgaden, Reichenhall, Traunstein und Rosenheim in Oberbaiern befinden sich neun vom berühmten Reichenbach construirte Wassersäulenmaschinen zum Betriebe von Pumpen, welche dazu bestimmt sind, die Salzsoole über Berge wegzuführen. Es lassen sich an diesen Maschinen drei Systeme von einander unterscheiden; die in Fig. 673 abgebildete Maschine stellt die dem neueren und vorzüglicheren Systeme angehörende Wassersäulenmaschine in Berchtesgaden dar. Diese Maschine unterscheidet sich vorzüglich dadurch von den gewöhnlichen Wassersäulenmaschinen, daß sie zwei Treibkolben hat, welche auf derselben Kolbenstange festsitzen; einen kleineren, welcher von dem Kraftwasser nach oben geschoben wird und das Zufördern der Salzsoole durch Ansaugen bewirkt, und einen größeren, welcher von dem Kraftwasser nach unten bewegt wird und hierbei die Salzsoole in der Steigröhre empordrückt. Das Gefälle dieser Maschine ist 116 m, und die Höhe, auf welche dieselbe die Salzsoole fördert, beträgt 378 m.

Die eigentliche Wassersäulenmaschine besteht aus den Treibcylindern $C$ und $D$ mit den Treibkolben $K$ und $L$, aus der Einfallröhre $E$, der Austragröhre $A$, der in einem gemeinschaftlichen Steuercylinder eingeschlossenen Steuerkolbenstange mit den drei Kolben $S$, $T$ und $U$, und einer aus zwei kleinen Kolben $m$ und $p$ bestehenden Hülfssteuerung, welche mittelst eines Hebels $srq$ von der Treibkolbenstange $KP$ in Bewegung gesetzt wird. Die Wasserhebungsmaschine ist aus dem Pumpencylinder sammt dem in ihm beweglichen und an dem Ende der Treibkolbenstange befindlichen Pumpenkolben $P$, ferner aus dem Ventilgehäuse, in dessen Innerem sich das Saugventil $V$ und das Steigventil $W$ befindet, und aus der bei $Q$ anschließenden Saugröhre sowie aus der mit $R$ verbundenen Steigröhre zusammengesetzt. Bei der in der Abbildung dargestellten Kolbenstellung gelangt das Kraftwasser auf dem Wege $EF$ über den größeren Treibkolben $K$ und nöthigt die ganze Kolbenverbindung $LKP$ zum Niedergange, wobei das unter dem kleineren Treibkolben $L$ befindliche Wasser durch das Communicationsrohr $G$ in den Steuercylinder zurück- und durch die Mündung $M$ ausfließt, sowie die unter dem Pumpenkolben $P$ stehende Salzsoole durch das Steigventil $W$ hindurch und in das Steigrohr $R$ gedrückt wird. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges wird die Kolbenverbindung $mp$ mittelst des Hebels $srq$ emporgeschoben und dadurch die Unterfläche des Wendekolbens $U$ mit dem in der engen Röhre $l$ stehenden Kraftwasser in Communication gesetzt. In Folge dessen steigt nun das Steuerkolbensystem $UST$ empor, wobei der erste oder Hauptsteuerkolben $S$ das Kraftwasser vom Treibkolben $K$ absperrt und dagegen der zweite Steuerkolben $T$ die Communication des kleineren Treibcylinders $DD$ mit der Einfallröhre $E$ herstellt.

In Folge dessen treibt der Druck des Wassers auf den kleinen Treibkolben

Fig. 673.



$L$ die armirte Treibkolbenstange $PKL$ wieder empor, und es saugt der ebenfalls aufsteigende Pumpenkolben $P$ mittelst der bei $Q$ angeschlossenen Saugröhre, bei geöffnetem Saugventile $V$, neue Salzsoole in den Pumpencylinder ein, wogegen das über dem Treibkolben $K$ stehende todte Wasser auf dem Wege $FA$ zum Ausgusse gelangt. Gegen Ende dieses Aufganges wird das Kolbenpaar $mp$ wieder mittelst des Hebels $srq$ herabgezogen, folglich auch der Wasserdruck auf $U$ aufgehoben; es bewegt sich nun, da der Druck des Kraftwassers auf den größeren Kolben $S$ auch größer ist als der auf den kleineren Kolben $T$, das Steuerkolbensystem wieder abwärts und beginnt so ein neues Spiel.

Bezeichnet $h$ das Gefälle der Wassersäulenmaschine, $h_1$ die Saughöhe, $h_2$ die Steighöhe und $\varepsilon$ das specifische Gewicht der zu hebenden Salzsoole, bezeichnet ferner $F$ den Querschnitt des großen Treibkolbens $K$, $F_1$ den des kleineren Treibkolbens $L$ und $F_2$ den des Pumpenkolbens $P$, so ist, wenn man von allen Nebenhindernissen absieht, zu setzen:

$$F_1 h = \varepsilon F_2 h_1$$

und

$$(F - F_1)\, h = \varepsilon F_2 h_2,$$

so daß nun

$$\frac{F_1}{F - F_1} = \frac{h_1}{h_2},$$

folglich das erforderliche Querschnittsverhältniß:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} \text{ folgt.}$$

Das über der Einfallröhre stehende und mit einem Hahne $N$ versehene Rohr dient zum Einlassen von Luft, wenn es nach eingetretenem Stillstande darauf ankommt, das Wasser aus der Maschine abzulassen. Die übrigen Theile der Wassersäulenmaschine sind aus Bd. II. bekannt. Die beschriebene Maschine hat den Hub von nahe 1m, den größeren Treibkolbendurchmesser $d = 0{,}738$ m, und den kleinen Treibkolbendurchmesser gleich dem Pumpendurchmesser $d_1 = 0{,}292$ m; es ist folglich das pr. Spiel verbrauchte Aufschlagwasserquantum:

$$V = \frac{\pi\, (d^2 + d_1^2)\, s}{4} = 0{,}495 \text{ cbm}.$$

Rechnet man hierzu noch 0,015 cbm Steuerwasser, so folgt die theoretische Arbeit der Kraftmaschine pr. Spiel:

$$A = Vh\gamma = (0{,}495 + 0{,}015)\;.\;116\;.\;1000 = 59\,160 \text{ mkg}.$$

Das theoretische Salzsoolenquantum pr. Spiel ist:

$$V_1 = \frac{\pi\, d_1^2}{4}\, s = 0{,}067 \text{ cbm},$$

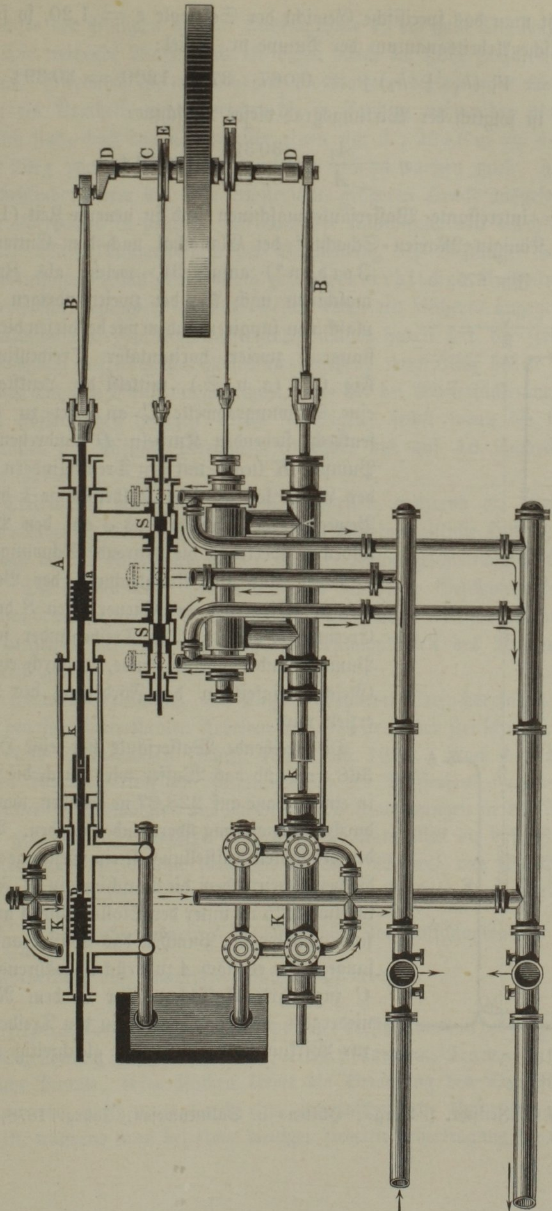



Fig. 674.

und setzt man das specifische Gewicht der Salzsoole $\varepsilon = 1,20$, so folgt das theoretische Arbeitsquantum der Pumpe pr. Spiel:

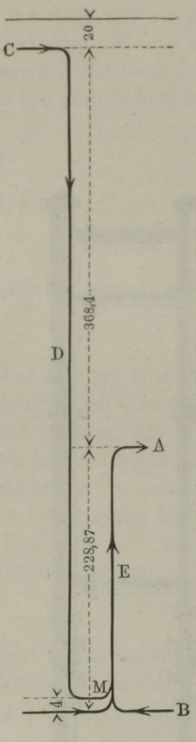
$$A_1 = V_1 (h_1 + h_2) \gamma = 0,067 \,.\, 378 \,.\, 1200 = 30\,391 \text{ mkg},$$

und es ist folglich der Wirkungsgrad dieser Maschine:

$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{30\,391}{59\,160} = 0,514.$$

Sehr interessante Wassersäulenmaschinen sind in neuerer Zeit (1876) in dem „Königin-Marien-Schachte“ bei Clausthal nach dem Entwurfe von Jordan*) aufgestellt, welche als Zwillingsmaschinen nach Art der zweicylindrigen Dampfmaschinen fungiren, indem wie bei diesen die Kolbenstangen zweier horizontaler Treibcylinder $A$, Fig. 674 (a. v. S.), mittelst der Lenkstangen $B$ eine Schwungradwelle $C$ an zwei zu einander senkrecht stehenden Kurbeln $D$ umdrehen. Die Pumpen $K$ liegen mit den Treibcylindern in gerader Linie, so daß jede Kolbenstange $k$ direct die Bewegung des Treibkolbens $a$ auf den Pumpenkolben $p$ überträgt, die rotirende Schwungradwelle $C$ daher nur zur Ausgleichung der Bewegung und zur Steuerung der Steuerkolben $S$ durch die Excenter $E$ dient. Die Treibcylinder sowie die Pumpen sind doppeltwirkende, wodurch eine große Gleichförmigkeit in der Förderung des Wassers erzielt wird.

Fig. 675.




Die treibende Wassersäule hat eine Höhe von 368,4 m, und das Wasser wird durch die Pumpen in einem Satze auf 228,87 m gehoben, wovon 4 m durch Saugwirkung überwunden werden. Vermöge der gewählten Aufstellung ist ein Gestänge vollständig vermieden, indem die Maschinen in $M$, Fig. 676, in etwa 225 m unter der Stollensohle $A$ aufgestellt sind, von wo die Pumpen das Wasser aus $B$ ansaugen, um es nach $A$ zu drücken, während das bei $C$ zugeführte Aufschlagwasser in dem Rohre $D$ niedergeht, und, nachdem es in den Treibcylindern zur Wirkung gekommen ist, gleichzeitig mit dem

*) S. Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen, Jahrg. 1878, S. 233 u. 240.

Förderwasser der Pumpen in dem Austragrohre $E$ bis zum Stollen emporsteigt. Die treibende Wassersäule ist daher durch die Höhe zwischen $A$ und $C$ gegeben. Hierdurch ist, wie erwähnt, die Nothwendigkeit eines Gestänges beseitigt, ein Vortheil, gegen welchen die in Kauf zu nehmenden Nachtheile unerheblich sind, daß das Treibwasser einen um 2 . 224,8 m = 449,6 m längeren Weg von $A$ nach $M$ und wieder nach $A$ machen muß, und daß die Treibcylinder einem um diese Wassersäule größeren Drucke ausgesetzt sind. Man ist überhaupt in neuerer Zeit auch bei Anordnung von durch Dampf betriebenen Wasserkünsten behufs der Vermeidung des Gestänges und der damit verknüpften Nachtheile vielfach zur unterirdischen Aufstellung der Pumpwerke übergegangen, worüber weiter unten ein Näheres angegeben ist.

Die Clausthaler Zwillingswassersäulenpumpen haben seit der Zeit ihrer Inbetriebsetzung befriedigende Resultate gegeben, namentlich haben sie sich durch einen ruhigen Gang ausgezeichnet, ohne die bei Wassersäulenmaschinen so leicht auftretenden heftigen Stöße zu zeigen, selbst wenn die für 12 Umdrehungen pro Minute berechnete Gangart bis auf 16 Umdrehungen gesteigert wurde.

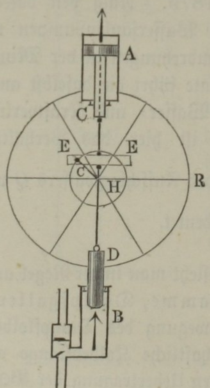
Die Treibkolben haben 0,310 m Durchmesser, während die Weite der Pumpencylinder 0,328 m beträgt, und der gemeinschaftliche Hub 0,625 m ist; so daß bei 12 Umdrehungen die mittlere Kolbengeschwindigkeit 0,25 m beträgt. Die Fördermenge pro Minute ist bei dieser Geschwindigkeit auf 1,878 cbm bemessen und die sämmtlichen Röhren sind so weit gemacht worden, daß in denselben bei dieser Leistung die Geschwindigkeit des Wassers 1 m nicht übersteigt.

Eine specielle Berechnung und Angabe genauerer Versuchsresultate findet man in den sehr interessanten Arbeiten von Hoppe in der Zeitschrift f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen Jahrg. 1878 und 1879. Nach den daselbst gemachten Angaben stieg der Wirkungsgrad der Wassersäulenpumpen mit zunehmender Geschwindigkeit und wurde bei 12 Umdrehungen in der Minute zu 0,35 gemessen. Zu nahezu demselben Resultate führt die daselbst angestellte Rechnung, welche die einzelnen Gefäll-, Wasser- und Kraftverluste eingehend berücksichtigt. Unter Wirkungsgrad ist hier das Verhältniß $\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h}$ verstanden, worin $h$ die Gefällhöhe des Aufschlagwassers $Q$ und $h_1$ die Förderhöhe des gepumpten Wassers $Q_1$ bedeutet.

**Dampfpumpen.** Unter Dampfpumpe versteht man in der Regel analog der Bezeichnung Dampfhammer, Dampframme, Dampfgatter ꝛc. eine solche Pumpe, deren Kolben direct die Bewegung des Dampfkolbens annimmt, mit welchem er durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden ist, während man bei einer weniger directen Uebertragung der Bewe- §. 155.

gung durch Balancier und Gestänge, wie sie namentlich bei Bergwerkspumpen vorkommt, von Dampfkünsten spricht. Die Dampfpumpen werden meistens in kleineren Abmessungen zum Speisen der Dampfkessel verwendet, soweit sie hier nicht in neuerer Zeit durch den Giffard'schen Injector ersetzt sind, auch bedient man sich der Dampfpumpen vielfach zur Beschaffung des Wassers in technischen Werken und öffentlichen Gebäuden, wo sie das Wasser in ein hochgelegenes Reservoir schaffen, das für die Anwendung von Centrifugalpumpen zu hoch liegt. Auch Dampffeuerspritzen werden fast immer als direct wirkende Dampfpumpen ausgeführt, wie in §. 149 an einem Beispiele gezeigt wurde. Die in neuerer Zeit vielfach in Anwendung gekommenen unterirdischen Wasserhaltungsmaschinen gehören meist zu den direct wirkenden Dampfpumpen. In fast allen den letztgedachten Fällen sind die Pumpen doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen; nur die Kesselspeisepumpen pflegt man wegen des verhältnißmäßig kleinen Förderquantums meistens einfachwirkend zu construiren und mit massivem oder Plungerkolben nach Art der Fig. 612 zu versehen. Der Dampfcylinder ist aber auch in diesem letzteren Falle immer doppeltwirkend, nur pflegt man die wirksamen Kolbenflächen durch Anwendung einer entsprechend dicken Kolbenstange von wesentlich verschiedener Größe zu machen, entsprechend den verschieden großen Widerständen, welche der Pumpenkolben beim Hingange und beim Rückgange findet. Zur vollständigeren Ausgleichung der Bewegung ordnet man auch noch eine rotirende, mit einem Schwungrade versehene Welle an, welche dann auch den Excenter zur Bewegung des Dampfschiebers erhält. Die doppeltwirkenden Pumpen führt man ebenfalls in der Regel mit einer derartigen Schwungradwelle (Hülfsrotation) aus, doch baut man neuerdings auch vielfach solche Pumpen ohne rotirende Bewegung.

Fig. 676.




Von der Einrichtung einer einfachwirkenden Dampfpumpe erhält man durch Fig. 676 eine Anschauung; der Dampfkolben $A$ ist hier mit dem Pumpenkolben $D$ durch eine Stange verbunden, welche in der Mitte zu der Schleife $E$ ausgebildet ist, in deren Schlitze das Gleitlager $C$ des Kurbelzapfens einer Kurbel der Hülfswelle $H$ sich verschiebt. Dieses in III, 1 näher untersuchte und mit dem Namen der Schleifenkurbel bezeichnete Getriebe giebt zwar größere Widerstände, als das gewöhnliche Kurbelgetriebe; da es hierbei aber hauptsächlich auf Einfachheit der Construction ankommt, auch auf die Schwungradwelle nur die geringen

Kräfte übertragen werden, welche aus der Ungleichheit der Kolbendrucke hervorgehen, so wird diese Construction, die man bei größeren Maschinen nicht wählen würde, für die kleineren Dampfpumpen häufig angewendet.

Als Druckhöhe hat man bei dieser Pumpe, wenn sie einen Kessel speisen soll, dessen Dampfüberdruck $n$ Atmosphären beträgt, und dessen Wasserspiegel um $h_2$ über dem Pumpencylinder liegt, die Höhe $h_2 + nb = h_2 + 10{,}34\,n$ m einzuführen, und daher verhalten sich die Widerstandshöhen des Kolbens beim Aufgange und Niedergange, abgesehen von den Reibungen, wie $h_1 : h_2 + nb$, wenn $h_1$ die Saughöhe bedeutet. Soll daher eine möglichste Ausgleichung zwischen dem Dampfdrucke und dem Pumpenwiderstande stattfinden, so hat man die dem Dampfe ausgesetzten Druckflächen in demselben Verhältnisse auszuführen, d. h. man hat

$$\frac{h_1}{h_2 + nb} = \frac{F - f}{F} = \frac{D^2 - d^2}{D_2}$$

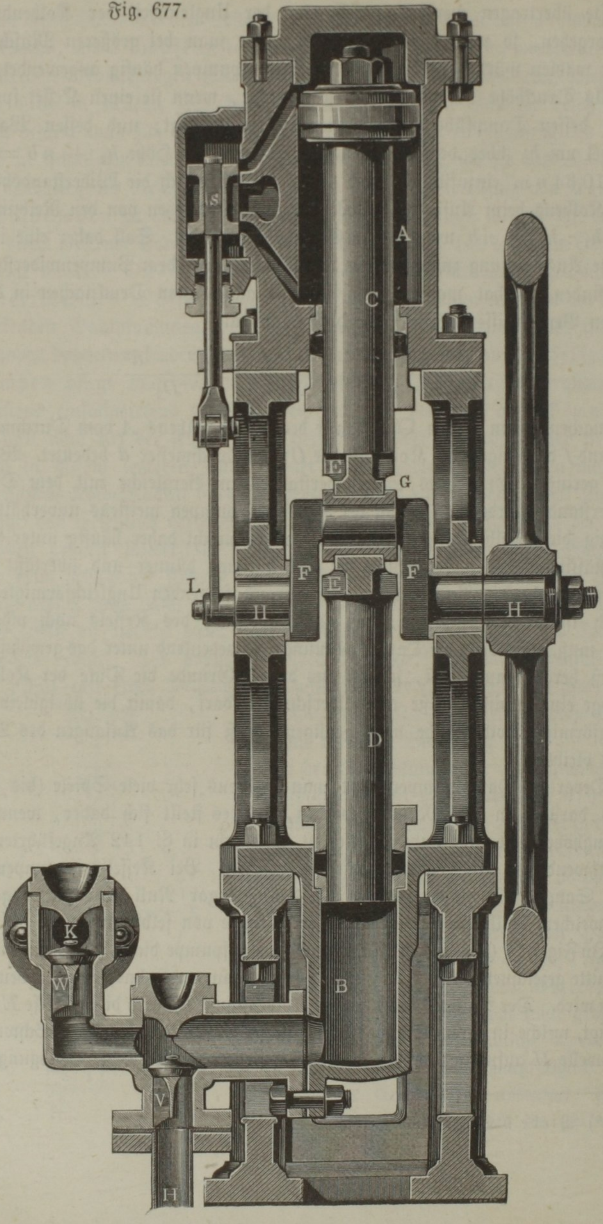
zu machen, wenn $F$ den Querschnitt des Dampfkolbens $A$ vom Durchmesser $D$ und $f$ denjenigen der Kolbenstange $C$ vom Durchmesser $d$ bedeutet. Wegen der geringen Größe des Saugwiderstandes im Vergleiche mit dem Druckwiderstande würde man jedoch bei Kesselspeisepumpen meistens unverhältnißmäßig dicke Kolbenstangen erhalten. Man macht daher häufig unter Vernachlässigung jener Bedingung die Kolbenstange dünner und überläßt dem Schwungrade die Ausgleichung der hieraus folgenden Ungleichförmigkeiten. Auch ist zu berücksichtigen, daß eine Speisung des Kessels noch möglich sein muß, auch wenn die Dampfspannung sehr bedeutend unter das gewöhnliche Maß herabgegangen ist, so daß aus diesem Grunde die Dicke der Kolbenstange eine gewisse Größe nicht überschreiten darf, damit die übrigbleibende ringförmige Kolbenfläche noch genügend groß für das Ansaugen des Wassers bleibt.

Derartige Dampfpumpen läßt man meistens sehr viele Spiele (bis 100 und darüber in der Minute) machen, und es stellt sich daher, wenn die Saughöhe nicht ganz unbeträchtlich ist, nach dem in §. 142 Angeführten die Nothwendigkeit eines Saugwindkessels heraus. Bei Kesselspeisepumpen ist die Saughöhe oft nur unerheblich, häufig sogar Null oder gar negativ, in welchem Falle das Speisewasser der Pumpe von selbst zufließt.

In Fig. 677 (a. f. S.) ist eine stehende Dampfpumpe dieser Art*) im Durchschnitte gezeichnet, welcher nach dem Vorhergegangenen ohne Weiteres deutlich sein wird. Der Plunger $D$ ist mit der Kolbenstange $C$ durch die Schleife $E$ vereinigt, welche in ihrem Schlitze das Gleitlager $G$ für den Kropf der Schwungradwelle $H$ aufnimmt, deren excentrisch gestellter Zapfen $L$ die Bewegung des

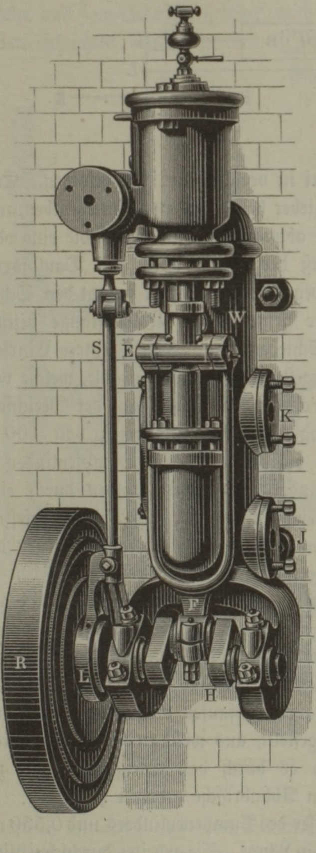
*) Wiebe's Skizzenbuch, Heft 1.

Fig. 677.



Dampfvertheilungsschiebers $S$ übernimmt. Der Durchmesser des Dampfkolbens beträgt hier 105 mm, der Kolbenstange 65 mm, des Plungers 59 mm und der Hub ist zu 144 mm gewählt, so daß das Verhältniß der Kolbenflächen $\frac{F-f}{F} = 0,62$ und das vom Pumpenkolben durchlaufene Volumen $\frac{\pi\ 0,59^2}{4}\ 1,44 = 0,3941$ beträgt.

Fig. 678.

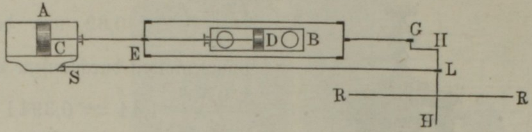



Bei der durch Fig. 678 dargestellten, von den Fabrikanten Weise u. Monski in Halle ausgeführten Dampfpumpe, welche an der Wand befestigt wird, ist die Schleife durch die an dem Querbolzen $E$ angreifende gabelförmige Lenkerstange $EF$ ersetzt, welche in ersichtlicher Weise die gekröpfte Hülfswelle $H$ des Schwungrades $R$ umdreht. Die Bewegung der Schieberstange $S$ durch den Excenter $L$ ist aus der Zeichnung deutlich, ebenso wie die Anbringung des Saugrohres $J$ und des Steigrohres $K$ an dem mit dem Windkessel $W$ versehenen Pumpengehäuse.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Dampfpumpe ist aus der Skizze Fig. 679 (a. f. S.) ersichtlich, worin $A$ den Dampfcylinder und $B$ das mit vier Ventilen versehene Pumpengehäuse bedeutet. Die gemeinsame Kolbenstange $CD$ trägt hierbei zwischen den beiden Cylindern eine Traverse $E$, von welcher die Kurbelwelle $H$ ihre Umdrehung mittelst der gegabelten Lenkerstange $EG$ erhält. Diese Welle ist hier ebenfalls nur eine Hülfswelle zur Aufnahme des Schwungrades $R$ und der excentrischen Scheibe $L$, von welcher die Bewegung des Dampfvertheilungsschiebers $S$ bewirkt wird.

In neuerer Zeit hat man derartige doppeltwirkende Pumpen vielfach ohne Hülfsrotation ausgeführt und namentlich als unterirdische Wasserhaltungsmaschinen angewendet, derart nämlich, daß man die Maschine im Schacht-tiefsten, nur einige Meter über dem Pumpensumpfe, aufstellt, und das angesaugte Wasser in einer Tour bis zu Tage drückt. Die Bewegung des

Fig. 679.




Dampfvertheilungsschiebers kann hierbei in verschiedener Art erfolgen. Entweder man gestaltet den Vertheilungsschieber beiderseits zu kleinen Kolben, und leitet durch passend angeordnete Canäle abwechselnd Dampf auf die eine oder andere Seite des Schiebers *), so daß der letztere durch den Dampfdruck auf diese Steuerkolben entsprechend bewegt wird, oder man bewegt den Schieber durch das Anstoßen eines auf der gemeinsamen Kolbenstange befindlichen Arms gegen Knaggen auf der Schieberstange. Diese letztere Einrichtung ist bei der durch Fig. 680 dargestellten Pumpe gewählt, welche von der Maschinenfabrik der Gebrüder Decker in Cannstadt auf der Melchiorgrube in Schlesien **) zur Bewältigung einer Niveaudifferenz von 100 m aufgestellt worden ist. Auch hier sind die beiden in dem Dampfcylinder $A$ und dem doppeltwirkenden Pumpencylinder beweglichen Kolben durch eine gemeinschaftliche Kolbenstange verbunden, auf welcher der Arm $C$ befestigt ist, welcher bei seiner hin- und hergehenden Bewegung abwechselnd gegen die Knaggen $D$ und $E$ stößt. Hierdurch verschiebt die Schieberstange $G$ den in dem Schieberkasten $S$ befindlichen Steuerungsschieber in solcher Art, daß der durch $a_1$ eintretende Dampf auf die entgegengesetzte Kolbenseite tritt, während der gebrauchte Dampf durch $a_2$ entweicht. Durch die Verstellung der Knaggen $D$ und $E$ auf der Schieberstange $G$ läßt sich der Hub der Kolben reguliren. Die ganze Maschine ist, um einem etwaigen Ersaufen vorzubeugen, in einer Höhe von 5,65 m über dem Sumpfe aufgestellt, aus welchem das Wasser durch das Rohr $b_1$ angesaugt wird, während es durch das Steigrohr $b_2$ bis zu der 100 m über dem Sumpfe gelegenen Abhubrösche gedrückt wird.

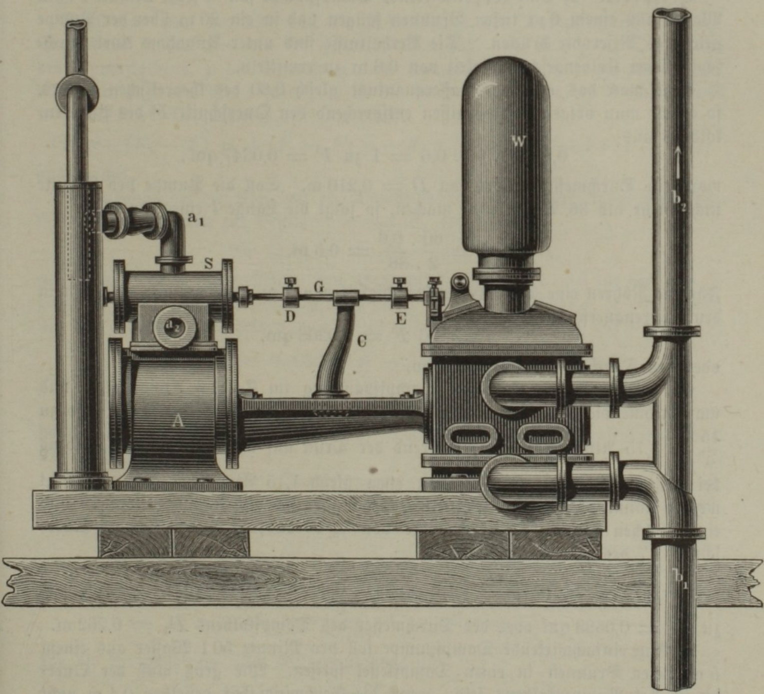
Die Pumpe hat bei 0,275 m Durchmesser des Pumpencylinders und 0,550 m des Dampfkolbens einen Hub von 0,435 m Länge. Sie arbeitet durchschnittlich mit 40 bis 50 einfachen Hüben pro Minute, und ergab nach den angestellten Messungen ein effectives Wasserquantum von 0,89 bis 0,91 oder rund 0,9 des

*) S. die Pumpe von Maxwell. Ztschr. deutsch. Ing. 1870, S. 196, sowie die Pumpe von Taugye Brothers in Rühlmann's Allg. Maschinenlehre Bd. 4, S. 693.

**) S. Ztschr. deutsch. Ing. 1872, S. 545.

theoretischen. Die mechanische Leistung der Pumpe bezifferte sich bei 4,2 Atmosphären Ueberdruck des Dampfkessels zu 1 306 995 mkg pro 1 Ctr. Kohlen. Der Dampf wird diesen Pumpen von den über Tage aufgestellten Kesseln durch eine Röhrenleitung zugeführt, und der abgehende Dampf durch ein besonderes Rohr aus dem Schachte geleitet, auch kann dieser Dampf zur Ventilation des Wetterschachtes benutzt werden. Man hat diese Pumpen neuerdings auch

Fig. 680.




dadurch mit einer einfachen Condensation versehen, daß man den abgehenden Dampf aus dem Rohre $a_2$ direct nach dem Saugrohre $b_1$ der Pumpe leitet, so daß das condensirte Wasser gleichzeitig mit dem geförderten Wasser durch das Druckrohr $b_2$ ausgetragen wird. Neben dem durch die Condensation erzielten Kraftgewinne wird hierdurch der Wegfall der umständlichen Rohrleitung für die Abführung der gebrauchten Dämpfe ermöglicht.

Solche unterirdische Wasserhaltungsmaschinen, auch solche mit Hülfsrotation, sind in neuerer Zeit mehr und mehr in Aufnahme gekommen, da bei ihrer Verwendung das schwere, viel Raum im Schachte für sich beanspruchende Gestänge wegfällt, mit welchem Vortheile allerdings die Nachtheile verbunden sind, welche durch die Abkühlung des Dampfes in der langen Dampfzuleitung veranlaßt werden. Der Vorschlag, zur Vermeidung dieses Uebelstandes die Dampfkessel ebenfalls unter Tage aufzustellen, scheint jedoch nur wenig in Anwendung gekommen zu sein.

Beispiele. 1) Eine doppeltwirkende Dampfpumpe soll in jeder Minute 1 cbm Wasser aus einem 6 m tiefen Brunnen saugen und in ein 20 m über der Pumpe gelegenes Reservoir drücken. Die Verhältnisse sind unter Annahme einer durchschnittlichen Kolbengeschwindigkeit von 0,6 m zu ermitteln.

Setzt man das effective Wasserquantum gleich 0,80 des theoretischen voraus, so erhält man obigen Erfordernissen entsprechend den Querschnitt $F$ des Pumpenkolbens aus

$$0{,}8 \,.\, F \,.\, 60 \,.\, 0{,}6 = 1 \text{ zu } F = 0{,}0347 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser gehört von $D = 0{,}210$ m. Soll die Pumpe pro Minute nicht mehr als 36 Doppelhübe machen, so folgt die Länge $l$ eines Hubes zu

$$l = \frac{60 \,.\, 0{,}6}{2 \,.\, 36} = 0{,}5 \text{ m}.$$

Für die Röhren eine Durchflußgeschwindigkeit von 1 m angenommen, erhält man den Röhrenquerschnitt

$$f = 0{,}6\; F = 0{,}0208 \text{ qm},$$

oder den Durchmesser $d = 0{,}163$ m.

Es beträgt ferner die totale Dampfspannung im Kessel 5 Atmosphären und man nehme die Spannung im Dampfcylinder zu $^3/_4$ der Kesselspannung, also zu $\frac{15}{4} = 3{,}75$ Atmosphären an, während der Druck auf die Rückfläche des Kolbens bei nicht vorhandener Condensation etwa gleich 1,15 Atmosphären vorausgesetzt werden kann. Setzt man nun einen Wirkungsgrad der Pumpe von 0,75 und einen solchen für die Dampfmaschine von $^2/_3$ voraus, so ergiebt sich der Querschnitt $F_1$ des Dampfkolbens durch

$$\frac{2}{3}\, F_1\, (3{,}75 - 1{,}15)\; 10\,334 \,.\, 0{,}6 = \frac{1000\; (6 + 20)}{0{,}75 \,.\, 60}$$

zu $F_1 = 0{,}0538$ qm oder der Durchmesser des Dampfkolbens $D_1 = 0{,}262$ m.

2) Eine einfachwirkende Dampfpumpe soll pro Minute 50 l Wasser aus einem 5 m tiefen Brunnen in einen Dampfkessel speisen. Wie groß muß der Querschnitt des Pumpenkolbens sein, wenn die Geschwindigkeit desselben 0,4 m nicht übersteigen soll, und welche Größe hat der Dampfkolben zu erhalten, wenn die Speisung noch möglich sein soll, sobald die Dampfspannung bis auf eine Atmosphäre Ueberdruck herabgesunken ist.

Nimmt man das effective Wasserquantum gleich 0,80 des theoretischen an, so ergiebt sich der Querschnitt des Plungerkolbens der Pumpe aus

$$\frac{0{,}80\; F \,.\, 0{,}4}{2} = \frac{0{,}050}{60} \text{ zu } F = 0{,}0052 \text{ qm}$$

oder der Durchmesser zu $D = 0{,}081$ m. Wenn der Hub $s$ der Pumpe zu 0,150 m angenommen wird, so ergiebt sich die Anzahl der Umdrehungen der Schwungradwelle pro Minute zu

$$n = \frac{60 \,.\, 0{,}4}{2 \,.\, 0{,}15} = 80.$$

Wenn die Widerstände des Wassers in den Röhren und Ventilen sowie die Kolbenreibung der Pumpe mit 25 Proc. der Nutzarbeit veranschlagt werden, so beträgt die zu einem Doppelhube des Pumpenkolbens erforderliche mechanische Arbeit bei einem Ueberdrucke des Dampfes von 1 Atmosphäre gleich 10,334 m Wassersäule

$$A = 1{,}25\ F\ (5 + 10{,}334)\ 1000 \,.\, 0{,}150 = 2875\ F = 14{,}95 = 15\,\text{mkg}.$$

Setzt man nun voraus, daß die Kolbenstange des Dampfkolbens denselben Querschnitt 0,0052 qm wie der Plungerkolben hat, und ist $F_1$ der Querschnitt des Dampfkolbens, $p$ die Spannung des Dampfes hinter und $p_0$ die Gegendruckspannung vor dem Kolben, so ist die theoretische Arbeit des Dampfkolbens während eines Doppelhubes offenbar durch

$$[F_1 p - (F_1 - F)\ p_0 + (F_1 - F)\ p - F_1 p_0]\ s = (2\,F_1 - F)\ (p - p_0)\, s$$

ausgedrückt.

Nimmt man bei der Kleinheit der Dampfmaschine einen Wirkungsgrad von nur 0,60 an, so hat man zur Bestimmung von $F_1$ die Gleichung

$$0{,}60\ (2\,F_1 - F)\ (p - p_0)\ 15 = A$$

zu setzen. Setzt man hierin den Gegendruck $p_0 = 1{,}1 \,.\, 10\,334$ kg und $p$ gleich 80 Proc. der Kesselspannung, also gleich $0{,}80 \,.\, 2 \,.\, 10\,334$ kg, so erhält man mit den berechneten Werthen von $F = 0{,}0052$, $A = 15$ und mit $s = 0{,}15$:

$$0{,}60\ (2\,F_1 - 0{,}0052)\ (1{,}6 - 1{,}1)\ 10334 \,.\, 0{,}15 = 15$$

oder

$$930\ F_1 = 15 + 2{,}418 = 17{,}418,$$

daher $F_1 = 0{,}0187$ qm, wozu ein Durchmesser des Dampfkolbens von $D_1 = 0{,}154$ m gehört.

Daß bei einer größeren Dampfspannung die Speisung jedenfalls möglich ist, erkennt man leicht. Hat etwa der Dampf im Kessel 5 Atmosphären Ueberdruck, so bestimmt sich die für ein Kolbenspiel erforderliche Arbeit zu

$$A = 1{,}25 \,.\, 0{,}0052\ (5 + 5 \,.\, 10{,}334)\ 1000 \,.\, 0{,}150 = 55{,}3\,\text{mkg},$$

wovon der Betrag

$$A_1 = \frac{5}{56{,}76}\ A = 4{,}7\,\text{mkg}$$

für die Saugwirkung beim Kolbenaufgange und

$$A_2 = \frac{51{,}67}{56{,}67}\ A = 50{,}6$$

für den Kolbenniedergang zu rechnen ist. Die in dem Dampfcylinder jetzt erforderliche Dampfspannung $p$ folgt nunmehr aus

$$55{,}3 = 0{,}6\ (2\,F_1 - F)\ (p - 1{,}1 \,.\, 10334)\ 0{,}150 =$$
$$0{,}09\ (2 \,.\, 0{,}0187 - 0{,}0052)\ (p - 11\,367)$$

zu

$$p = \frac{55{,}3}{0{,}0029} + 11\,367 = 30\,436\,\text{kg},$$

also noch nicht drei Atmosphären. Beim Aufgange des Kolbens verrichtet der Dampf die Arbeit

$$A' = 0{,}6\ [(F_1 - F)\ p - F_1 p_0]\ 0{,}150 =$$
$$0{,}6\ [(0{,}018 - 0{,}052)\ 30\,436 - 0{,}0187\ .\ 11\,367]\ 0{,}15 = 17{,}85\ \text{mkg},$$

während dem Niedergange die Arbeit

$$A'' = 0{,}6\ [F_1 p - (F_1 - F)\ p_0]\ 0{,}15 =$$
$$0{,}6\ [0{,}0187\ .\ 30\,436 - (0{,}0187 - 0{,}0052)\ 11\,367]\ 0{,}15 = 37{,}45\ \text{mkg}$$

entspricht. Daher wird während jedes Kolbenaufganges die mechanische Arbeit

$$A' - A_1 = 17{,}85 - 4{,}7 - 13{,}15\ \text{mkg}$$

auf die Beschleunigung des Schwungrades verwendet, und bei dem Kolbenniedergange wird derselbe Betrag

$$A_2 - A'' = 50{,}6 - 37{,}45 = 13{,}15\ \text{mkg}$$

wieder von dem Schwungrade ausgegeben. Hiernach läßt sich nach dem in Thl. III, 1. Cap. 9 Gesagten die Größe des Schwungrades für einen verlangten Gleichförmigkeitsgrad ermitteln.

§. 156. **Cornische Wasserhaltungsmaschinen.** Das Charakteristische aller Wasserhaltungsmaschinen, sofern sie nicht, wie im vorhergehenden Paragraph angegeben, unterirdisch im Schachte aufgestellt werden, besteht in dem Vorhandensein des Gestänges, welches, von dem Dampfkolben direct oder indirect, d. h. durch einen Balancier, in Bewegung gesetzt, die Kolben der einzelnen Pumpensätze in der schon in den §§. 152 u. f. angegebenen Weise bewegt.

Die directwirkenden Maschinen, bei denen das Gestänge unmittelbar mit dem Dampfkolben in Verbindung steht, sind zwar die einfachsten und mit den geringsten Kosten erstellbaren, und lassen größere Geschwindigkeiten zu, als die Balanciermaschinen; doch kann man die letztere Construction nicht wohl umgehen, wenn der Raum über dem Schachte frei bleiben muß und der Dampfcylinder daselbst nicht aufgestellt werden kann. Deshalb sind denn auch die ältesten Wasserhaltungsmaschinen indirect wirkende gewesen. Einen besonderen Vortheil gewährt die Anordnung des Balanciers noch dadurch, daß man bei ungleicher Länge der Balancierarme die Hublänge und daher die Geschwindigkeit des Dampfkolbens größer wählen kann, als die des Pumpenkolbens, und man giebt aus diesem Grunde sehr häufig dem Lastarme, an welchem das Gestänge hängt, nur eine Länge gleich $^3/_4$ bis $^4/_5$ von derjenigen des Kraftarmes, an welchem der Dampfkolben angreift.

Bei den einfachwirkenden Maschinen wirkt der Dampf nur auf die eine Seite des Kolbens, wodurch das schwere Gestänge gehoben wird, während der Rückgang durch das Eigengewicht des Gestänges erfolgt, welches durch sein Niedersinken das Wasser in dem Steigrohre empordrückt. Daraus ergiebt sich von selbst, daß bei den directwirkenden Maschinen der Dampf gegen die untere Fläche des Kolbens, bei den Balanciermaschinen dagegen auf die obere Kolbenfläche drückt. Da das Eigengewicht des schweren Gestänges in tiefen Schächten oftmals viel größer ausfällt, als zur Ueberwindung des Pumpenwiderstandes erforderlich ist, so pflegt man vielfach das Uebergewicht des Gestänges durch Gegengewichte abzubalanciren, worüber in Thl. III, 1. Cap. 9 ein Näheres angegeben worden ist.

Die Balanciermaschinen sind entweder Watt'sche oder Cornwaller Dampfmaschinen. Der Hauptunterschied zwischen beiden besteht darin, daß jene mit niederem Dampfdrucke von 1,1 Atmosphären, diese mit höherem Dampfdrucke bis zu 5 Atmosphären arbeiten. Uebrigens gehören beide Systeme zu den Condensations- und Expansionsmaschinen, nur wendet man bei den Cornwaller Maschinen viel höhere Expansion an als bei der Watt'schen, bei ersteren hat man acht- bis zwölffach expandirt, bei den Watt'schen Maschinen dagegen in der Regel keine höhere als etwa dreifache Expansion zur Verwendung gebracht. Aus diesem Grunde ist denn auch der Steinkohlenverbrauch bei diesen Maschinen ein sehr verschiedener. Während die höchste Leistung der Watt'schen Maschinen zu 27 500 000 Fußpfund *) per 1 Bushel New-Castle-Steinkohlen à 42,638 kg, also zu 89167 mkg **) für jedes Kilogramm Steinkohlen angegeben wird, erzielte man mit den besten Cornwaller Maschinen eine durchschnittliche Leistung von 60 Millionen Fußpfund mit derselben Kohlenmenge von 42,638 kg, also mit jedem Kilogramm Steinkohlen eine mechanische Arbeit von 194 547 mkg; welches Resultat einer stündlichen Brennmaterialmenge von nur 1,39 kg Steinkohlen pro Pferdekraft entspricht. Nach neueren Angaben kann man für die gewöhnlichen Cornwaller Dampfmaschinen, welche bei 2,5 bis 3 m Hub und 1,5 bs 2,5 m Cylinderdurchmesser etwa 6 bis 10 Spiele in der Minute machen, circa 2 kg Steinkohlenverbrauch pro Stunde und Pferdekraft annehmen.

Zwei große Cornwaller Wasserhaltungsmaschinen aus der rühmlichst bekannten Maschinenbauwerkstatt in Seraing arbeiten in Bleiberg bei Aachen ***). Jede dieser Maschinen hat bei 2,67 m Durchmesser 3,66 m Hub, während der Pumpenkolben 1m Durchmesser und 2,86 m Hub hat. Das Arbeitsvermögen jeder Maschine beträgt bei sieben Spielen pro Minute, wenn sie ohne Expansion arbeitet, 700 bis 800 Pferdekräfte, während sie bei fünffacher Expansion 234 Pferdekräfte äußert, wobei sie nach gründlich angestellten Versuchen pro Stunde und Pferdekraft nur 1,45 kg Kohlen verbraucht, gegen 4 bis 5 kg, welche die gewöhnlichen belgischen Maschinen erfordern.

Hinsichtlich der Condensation in diesen einfachwirkenden Maschinen, deren Ventilsteuerung mit Hülfe von Katarakten behufs Erzielung von Stillstands-

---

*) S. Kley, Die Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen, woselbst ausführliche Angaben über die Leistungen der Cornwaller Maschinen gemacht sind.

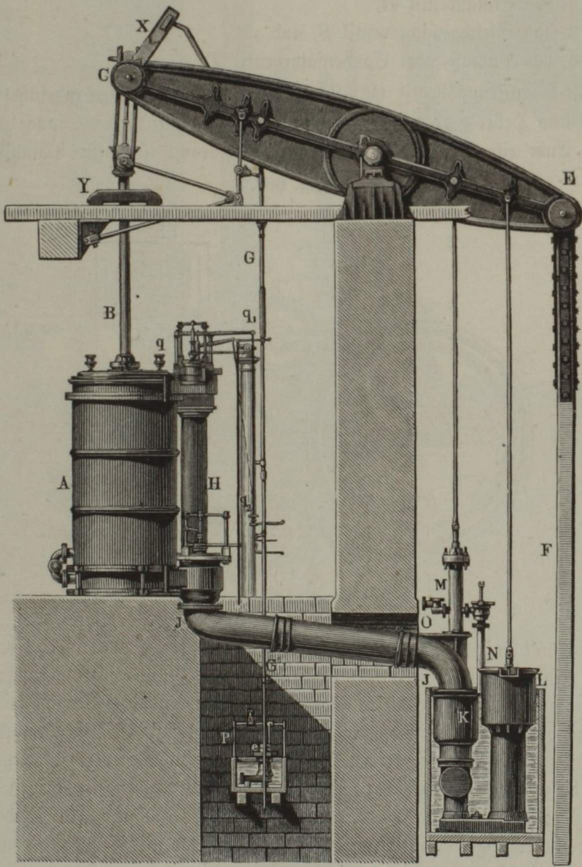
**) 1 Million engl. Fußpfunde auf 1 Bushel Kohlen = 3242,45 mkg auf 1 kg.

***) Armengaud, Publication industrielle, T. 4, und John Cockerill's Portefeuille.

pausen zwischen den einzelnen Spielen aus Thl. II. bekannt ist, möge hier nur bemerkt werden, daß der Dampf, nachdem er den Kolben vorwärts getrieben hat, nicht direct in den Condensator geführt wird, sondern Gelegenheit findet, auf die Rückfläche des Kolbens zu treten, sobald ein Ventil (das Gleichgewichtsventil) eröffnet wird, welches eine Communication zwischen den Cylinderräumen zu beiden Seiten des Kolbens vermittelt. In Folge dessen wirkt alsdann der Dampf mit gleichem Drucke auf beide Seiten des Kolbens, welcher unter Einfluß des Gestänggewichtes seinen Rücklauf vollführt, hierbei den Dampf von der Vorderfläche des Kolbens nach dessen Rückfläche verdrängend. Wird nun nach Ablauf der erwähnten Pause und nachdem das gedachte Gleichgewichtsventil wieder geschlossen ist, einerseits das Dampfeintrittsventil von Neuem geöffnet und andererseits durch das Austrittsventil eine Verbindung des Cylinders mit dem Condensator hergestellt, so wirkt der Dampf auf die Vorderfläche des Kolbens mit seinem ganzen Ueberdrucke über die geringe Spannung des Condensators treibend auf den Kolben. Von der bei doppeltwirkenden Dampfmaschinen gebräuchlichen Anordnung, den Dampf direct, nachdem er gewirkt hat, in den Condensator zu führen, um den Rückgang des Kolbens durch das Vacuum des Condensators zu befördern, ist man bald zurückgekommen, da das Gestänge an sich schwer genug ist, und da bei einer solchen Anordnung die Condensation nur durch Anbringung eines entsprechend größeren Gegengewichts nutzbringend gemacht werden könnte.

Obgleich im zweiten Bande bereits der allgemeine Bewegungs- und Steuerungsmechanismus einer einfachwirkenden Wasserhebungsdampfmaschine beschrieben und durch Abbildungen illustrirt wird, so möchte doch die folgende, mehr das Ganze einer solchen Maschine umfassende Darstellung einer Cornwaller Wassermaschine nicht ohne Interesse sein. Fig. 681 giebt die Hauptansicht der Maschine. Man sieht in $A$ den Dampfcylinder, in $B$ die Kolbenstange, in $CE$ den um seine Axe $D$ schwingenden Balancier und in $F$ das am kürzeren Arme des letzteren aufgehangene Pumpengestänge. Die an $F$ angeschlossenen Pumpen sind, mit Ausnahme des untersten oder sogenannten Sumpfsatzes, lauter Drucksätze; es hat daher der Dampf beim Niedergange des Dampfkolbens hauptsächlich nur das Gewicht des Gestänges zu überwinden, und es wird das Wasser durch dieses Gewicht in die Höhe gedrückt, wobei, wie erwähnt, der Dampf, welcher vorher über dem Dampfkolben stand, nun unter denselben zu treten genöthigt wird. Um den Hub der Maschine bei vorkommenden Gestängbrüchen zu begrenzen und das Aufschlagen des Dampfkolbens auf den Boden und Deckel des Dampfcylinders zu verhindern, ist ein starker eiserner Querarm oder sogenanntes Fanghorn $X$ an den Kraftarm des Balanciers befestigt und sind auch von Strecke zu Strecke sogenannte Fangböcke an das Gestänge angeschlossen. Kommt nun ein solcher Gestängbruch vor, so schlägt das Fanghorn des Balanciers auf gepolsterte Lager wie $Y$, und es setzt sich das losgerissene Gestänge mittelst dieser Fangböcke auf starke Balkenunterlagen auf. An dem Balancier

Fig. 681.




ist auch noch aufgehangen: die Steuerstange $G$, die Kolbenstange der Speisepumpe $M$ und die Kolbenstange der Luft- und Warmwasserpumpe $L$.

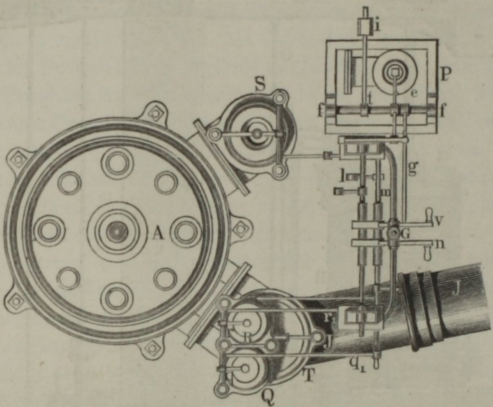
Ferner sieht man in $K$ den Condensator, und in $P$ den Katarakt, dessen Einrichtung und Wirkungsweise aus Band II. bekannt ist. Zur Steuerung der Maschine dienen vier doppelsitzige Ventile, deren Stellung gegen den

Dampfcylinder $A$ besser aus dem Grundrisse in Fig. 682 zu ersehen ist, und zwar

1. das Regulirventil $Q$,
2. das Einlaßventil $R$,
3. das Gleichgewichtsventil $S$, und
4. das Auslaß- oder Condensatorventil $T$.

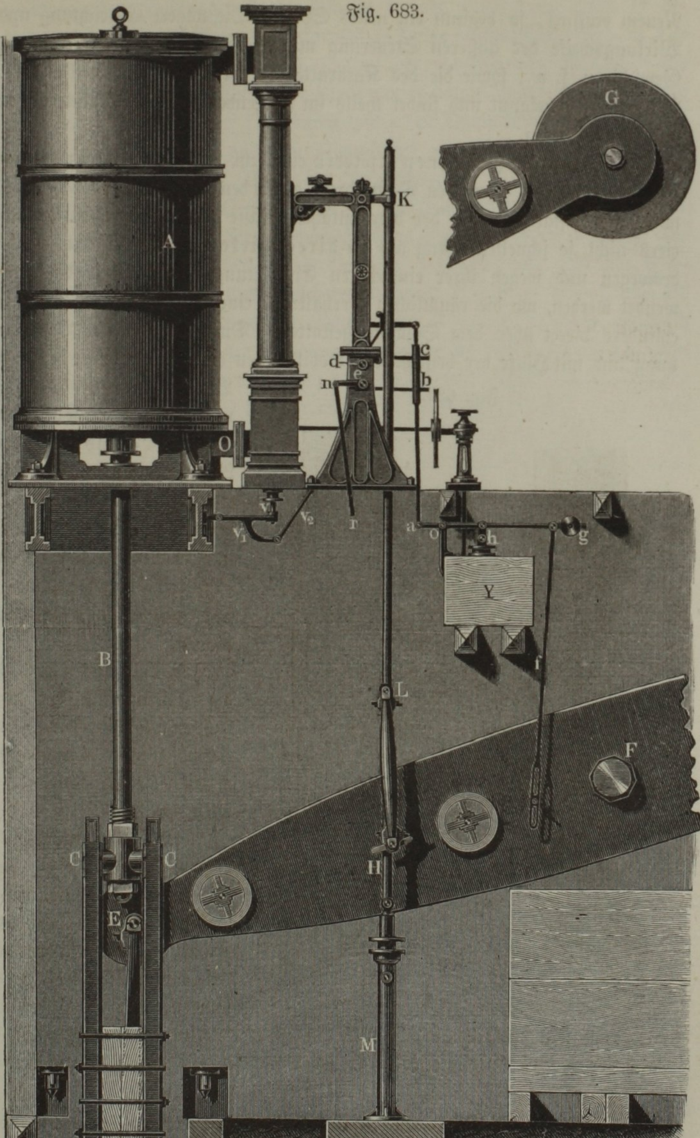
Das Regulirungsventil $Q$, welchem der Dampf von unten zugeführt wird, ist an dem Hebel $q\,q_1$ aufgehangen und läßt sich mittelst der Stange $q_2$, an deren Ende ein Schraubenmechanismus angebracht ist, dem Dampfbedarf

Fig. 682.




entsprechend einstellen. Durch dieses Ventil tritt der Dampf in das benachbarte Einlaßventil $R$, welches an einem anderen Hebel $r\,r_1$ aufgehangen ist, und nach der Eröffnung dieses Ventils durch ein fallendes Gewicht tritt der Dampf oben in den Dampfcylinder ein und treibt daselbst den Dampfkolben abwärts. Nachdem dieser einen Theil seines ganzen Weges zurückgelegt hat, wird dieses Ventil geschlossen, und es legt nun der Kolben den übrigen Theil des Weges vermöge der Expansion des Dampfes zurück. Am Ende des Kolbenniederganges eröffnet sich das Gleichgewichtsventil $S$, wodurch mittelst der senkrecht stehenden Röhre $H$ eine Communication zwischen dem oberen und unteren Theile des Dampfcylinders hergestellt wird; es steigt nun in Folge des Gestänggewichtes der Dampfkolben wieder empor, und treibt dabei den vorher in Thätigkeit gewesenen Dampf unter den Kolben. Zuletzt eröffnet sich durch Niederfallen eines Gewichtes das Auslaßventil $T$, so daß nun der unter dem Kolben befindliche Dampf mittelst des Austragrohres $JJ$ in den Condensator $K$ treten kann. Wird dann das Einlaßventil von

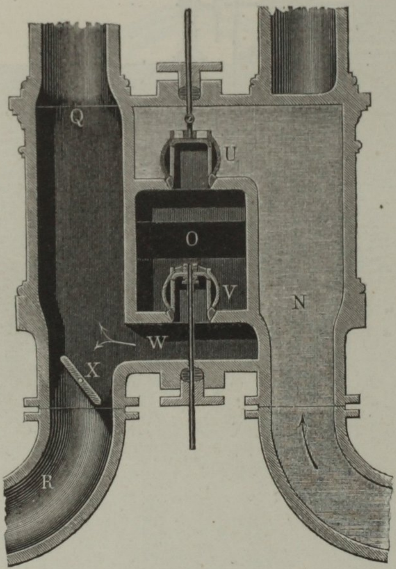
Fig. 683.



Neuem eröffnet, so beginnt ein neues Spiel. Die nähere Einrichtung und Wirkungsweise der äußeren Steuerung mittelst Hebel, Stangen, Knaggen, Gewichte u. s. w., sowie die des Kataraktes ist theils aus dem in Band II. Mitgetheilten bekannt und findet theils im Folgenden specielle Erläuterungen und Ergänzungen.

Die Balanciermaschinen erfordern eine sehr sorgfältige Fundirung des Cylinders, welcher durch den Dampfdruck gegen den Deckel nach oben gedrückt wird, und gestatten wegen der beträchtlichen Masse des schwingenden Balanciers nicht so schnellen Gang als die directwirkenden Maschinen, welche deswegen und wegen ihrer einfacheren Einrichtung mit Vortheil da angewendet werden, wo die räumlichen Verhältnisse eine Aufstellung des Dampfcylinders direct über dem Schachte gestatten. Durch die folgende Beschreibung und mit Hülfe der beistehenden Abbildungen einer directwirkenden Wasserhebungsdampfmaschine der Kohlengrube Laumonier bei Lüttich *) wird man sich ein deutliches Bild von der Einrichtung, Wirkung u. s. w. der directwirkenden Wasserhebungsdampfmaschinen überhaupt machen können.

Fig. 684.




Zunächst stellt Fig. 683 die Seitenansicht der gedachten Maschine dar. Der Dampfcylinder $A$ ruht auf gußeisernen Trägern, zwischen welchen die Kolbenstange $B$ hindurchgeht. Letztere ist mittelst eines um die Axe $CC$ drehbaren Gelenkes mit dem den Kopf des Schachtgestänges bildenden Laschenschloß $CDC$ verbunden, und an diesen ist wieder mittelst eines Lenkarmes $DE$ ein in $F$ unterstützter Gegengewichtsbalancier $EFG$ angeschlossen. Dieser Balancier ist mit einer zur Aus-

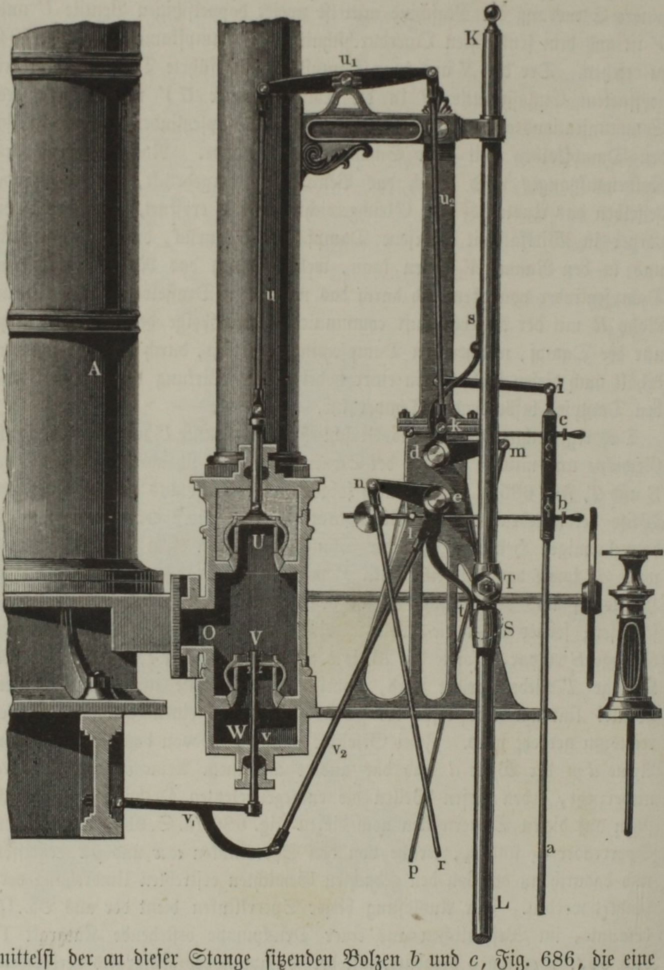
*) S. Bulletin de la Société de l'industrie minérale, Tome 1, Saint-Etienne 1855 et 1856.

gleichung des Gestänggewichtes nöthigen Anzahl gußeiserner Teller $G$ belastet, und setzt mittelst eines Lenkarmes $HL$ die Steuerstange $KL$ in Bewegung, an welcher zugleich der Kolben der Speisepumpe $M$ sitzt. Die innere Steuerung der Maschine mittelst zweier doppelsitzigen Ventile $U$ und $V$ ist aus dem senkrechten Querdurchschnitte der Dampfkammer in Fig. 684 zu ersehen. Der bei $N$ aus dem Dampfkessel zugeführte Dampf strömt bei geöffnetem Einlaßventile $U$ in die Dampfkammer $UV$ und mittelst des Communicationsrohres $O$ von unten in den Dampfcylinder ein und treibt den Dampfkolben mit dem Schachtgestänge empor. Noch während des Kolbenaufganges wird jedoch das Ventil $U$ niedergedrückt, und am Ende desselben das Austritts- und Gleichgewichtsventil $V$ eröffnet, so daß nun der vorher in Wirksamkeit gewesene Dampf aus $O$ zurück, durch $V$ hindurch und in den Raum $W$ treten kann, welcher durch das Rohr $Q$ mit dem Dampfcylinder von oben und durch das mit einem Drosselventil $X$ versehene Rohr $R$ mit der äußeren Luft communicirt. In Folge dessen strömt nicht nur der Dampf, welcher den Dampfcylinder verläßt, durch $R$ aus, sondern erhält auch diesen Cylinder in einer höheren, die Wirkung des neu zutretenden Dampfes befördernden Temperatur.

Das regelrechte Oeffnen und Verschließen der Ventile $U$ und $V$ wird durch Gewichte und mittelst der auf der Steuerstange $LK$ sitzenden Steuerknaggen $S$ und $T$, Fig. 685 (a. f. S.), durch folgenden Mechanismus und auf folgende Weise hervorgebracht. Das Einlaßventil $U$ ist mittelst der Stange $u$, des doppelarmigen Hebels $u_1$ und der Stange $u_2$ an den Arm $dk$ der Steuerwelle $d$, sowie das Austrittsventil $V$ mittelst der Stange $v$, des einarmigen Hebels $v_1$ und der Stange $v_2$ an den Arm $el$ der Steuerwelle $e$ angeschlossen; ferner trägt die Welle $d$ einen Steuerhebel $s$, welcher von der Knagge $S$ empor-, sowie die Welle $e$ einen Steuerhebel $t$, welcher von der Knagge $T$ niedergedrückt wird, wobei die erste Welle um einen gewissen Winkel linksum und resp. die zweite Welle um einen gewissen Winkel rechtsum gedreht wird. Zwei Gewichte $p$ und $r$, wovon das eine an einem Arme $dm$ der Welle $d$ und das andere an einem Arme $en$ der Welle $e$ niederzieht, geben diesen Wellen die entgegengesetzten Drehungen. Endlich sitzen auf diesen Steuerwellen noch die in Fig. 686 (a. S. 967) abgebildeten Sperrräder $d_1$ und $e_1$, welche von den Sperrklinken $wx$ und $yz$ ergriffen und dadurch an der von den gedachten Gewichten erstrebten Umdrehung verhindert werden. Zur Auslösung dieser Sperrklinken dient der aus Bd. II. bekannte, im Wesentlichen aus einer Druckpumpe bestehende Katarakt $Y$, Fig. 683. Der um $o$ drehbare, mit der Pumpe $h$ des Katarakts verbundene und durch das Gewicht $g$ belastete Hebel $aog$ wird rechts mittelst der Scheerenstange $f$ vom Gegengewichtsbalancier $EFG$ beim Aufgange des Schachtgestänges aufwärts-, dagegen am Ende des Gestängaufganges vom

Gewichte $g$ niedergedrückt, und die an ihn angeschlossene Stange $ac$ wird hierbei erst abwärts gezogen und dann wieder aufwärts geschoben, wobei

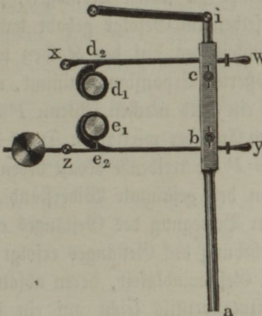
Fig. 685.




mittelst der an dieser Stange sitzenden Bolzen $b$ und $c$, Fig. 686, die eine oder die andere der Sperrklinken $yz$ und $xw$ aus den Sperrrädern $e_1$ und $d_1$ ausgelöst wird. Das Steuerungsspiel geht nun mit Hülfe des Katarakts auf folgende Weise vor sich. Der Dampfkolben und also auch das Schacht=

gestänge stehen unten, und beide Dampfventile seien geschlossen. Das nun niedersinkende Gewicht $g$ des Katarakts schiebt die Stange $ac$ aufwärts, löst am Ende die Sperrklinke $xw$ aus dem Sperrrade $d_1$ aus, und das an der Steuerwelle $d$ hängende Gewicht $p$ dreht diese Welle rechtsum, und diese eröffnet nun mittelst ihres Armes $dk$ u. s. w. das Admissionsventil $U$. Nachdem der nun aufsteigende Dampfkolben einen gewissen Theil seines Weges zurückgelegt hat, wird der Steuerhebel $s$ von der Knagge $S$ ergriffen und emporgehoben, wobei sich natürlich das Eintrittsventil $U$ wieder verschließt und die Sperrklinke $wx$ sich wieder in das Sperrrad $d_1$ einlegt. Während des übrigen Kolbenganges wirkt der Dampf durch Expansion, und der Gegengewichtsbalancier hebt den rechten Arm $og$ des Hebels $ag$ und folglich auch das Gewicht $g$ und den Plunger $h$ empor, wobei natürlich die Stange $ac$ abwärts gezogen wird. Am Ende des Kolbenaufganges rückt daher der Bolzen $b$ die Klinke $yz$ aus dem Sperrrade $e_1$ aus, es wird nun die Welle $e$ frei und von dem an ihr hängenden Gewichte $r$ linksum gedreht, und hierdurch das an den Arm $el$ dieser Welle angeschlossene Austrittsventil $V$ geöffnet. In Folge dessen geht dann der Dampfkolben sammt dem Gestänge und der Steuerstange $LK$ wieder nieder, und wenn endlich der Steuerhebel $t$ von der Knagge $T$ ergriffen und niedergedrückt, hierdurch das Ventil $V$ wieder geschlossen und die Sperrklinke $yz$ wieder in das Sperrrad $e_1$ eingerückt ist, hat die Maschine ein Spiel vollendet. Die nun eintretende Pause hängt natürlich davon ab, wieviel Zeit der Plunger $h$ zum Niedergange nöthig hat, und diese Zeit ist wieder von der durch einen Hahn zu stellenden Ausmündung des Plungercylinders abhängig. Vergl. Bd. II.

Fig. 686.




Vorstehende Maschine, deren Dampfcylinder 1,88 m und deren Pumpe 0,5 m Durchmesser hat, macht bei 3 m Hubhöhe 6 bis 8 Spiele in der Minute.

**Woolf'sche Wasserhaltungsmaschinen.** Da die Wirkung des Dampfes in den Dampfmaschinen um so vortheilhafter ist, je größer das Expansionsverhältniß gewählt wird, so hat man schon seit Watt die Expansion bei den Wasserhaltungsmaschinen angewendet, und man muß die ökonomische Wirkung der Cornwaller Maschinen hauptsächlich der hohen (bis zwölffachen) Expansion zuschreiben, welche bei diesen Maschinen angewendet §. 157.

wurde, und welche aus den in Thl. II. angegebenen Gründen wegen der hohen Spannung des Kesseldampfes (4 bis 5 Atmosphären) und wegen der vorhandenen Condensation möglich war. Es muß indessen bemerkt werden, daß mit der Anwendung einer starken Expansion bei den Wasserhaltungsmaschinen beträchtliche Nachtheile verbunden sind, welche unter Umständen nicht nur den regelrechten Betrieb der Pumpe zu stören vermögen, sondern auch oft die gänzliche Zerstörung derselben im Gefolge gehabt haben. Diese Nachtheile rühren aus der Veränderlichkeit des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes her, welche mit vergrößerter Expansion zunimmt, und man kann sich davon leicht in folgender Art ein Bild machen. Wenn $F$ den Querschnitt des Dampfkolbens und $p$ den im Cylinder wirksamen Druck des Dampfes pro Flächeneinheit, daher $Fp = P$ die treibende Kraft bedeutet, so wird bei einer Maschine ohne Expansion der gesammte Widerstand $W$ einschließlich aller Reibungen, welcher sich der Bewegung des Gestänges entgegensetzt, ebenso groß sein können. Die Erhebung des Gestänges erfolgt in diesem Falle mit einer nahezu gleichmäßigen Geschwindigkeit, deren absolute Größe man durch Regulirung des Dampfzulaßventils leicht auf ein gewünschtes Maß bringen kann.

Wenn dagegen der Dampfzufluß zum Cylinder abgeschnitten wird, sobald der Kolben einen gewissen Bruchtheil $\frac{1}{\varepsilon}\, l$ des ganzen Kolbenhubes $l$ durchlaufen hat, so daß also eine $\varepsilon$ fache Expansion stattfindet, wird der bis dahin constante Dampfdruck $Fp$ während der Expansion stetig kleiner, bis er am Ende des Kolbenlaufes einen Werth annimmt, welcher unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes zu $P_1 = Fp_1 = F\frac{p}{\varepsilon}$ gefunden wird. Der Widerstand $W$ des Gestänges wird daher jetzt nicht mehr den großen Werth $P$ des ursprünglichen Dampfdruckes, sondern nur eine zwischen dem Anfangswerthe $P$ und dem Endwerthe $P_1$ gelegene Größe haben können, welche sich ergiebt, wenn man die verrichtete Arbeit dieses Widerstandes $Wl$ der mechanischen Leistung des Dampfes gleichsetzt. Die letztere bestimmt sich bekanntlich, unter Annahme des Mariotte'schen Gesetzes, für das Dampfvolumen $V = F\frac{l}{\varepsilon}$ von der Spannung $p$ und für die Expansion $\varepsilon = \frac{p}{p_1}$ zu

$$Vp\left(1 + ln\,\frac{p}{p_1}\right) = F\,\frac{l\,p}{\varepsilon}\,(1 + ln\,\varepsilon).$$

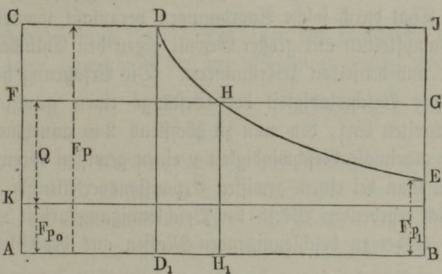
Man erhält daher den gleichmäßigen Widerstand $W$ durch Gleichsetzung beider Ausdrücke

$$Wl = F \frac{lp}{\varepsilon}(1 + ln\,\varepsilon) \text{ zu}$$

$$W = F \frac{p}{\varepsilon}(1 + ln\,\varepsilon) = Fp_1(1 + ln\,\varepsilon).$$

Man erlangt hiervon eine deutliche Anschauung durch das bekannte Diagramm, Fig. 687, in welchem über der Basis $AB = l$ in verschiedenen Punkten der Kolbendruck als Ordinate aufgetragen ist. Während dieser Druck von $A$ bis $D_1$ auf der Länge $\frac{1}{\varepsilon}l$ constant gleich $AC = D_1D = Fp$ ist, sinkt derselbe in $B$ auf den Werth $BE = F\frac{1}{\varepsilon}p = Fp_1$, und man hat in der Fläche $ACDEBA$ bekanntlich ein Maß für die verrichtete Arbeit des Dampfes während eines Kolbenhubes. Trägt man ferner in $AK = Fp_0$ den Rückdruck des Condensators oder bei Nichtcondensationsmaschinen denjenigen der Atmosphäre auf die Kolbenrückfläche auf, und macht $KF$ gleich dem constanten Widerstande $Q$ des Gestänges,

Fig. 687.




so erhält man in dem Rechtecke $AG$ die Größe der von dem Gegendrucke und dem Widerstande consumirten Arbeit. In dem Schnittpunkte $H$ erhält man diejenige Kolbenstellung, in welcher der treibende Dampfdruck gerade bis auf den Betrag der Widerstände (incl. des Gegendruckes) herabgegangen ist, und während daher die durch das Viereck $FCDH$ repräsentirte mechanische Arbeit $A$ auf Beschleunigung der Massen gewirkt hat, muß durch die hinterhalb $H$ stattfindende Verzögerung der Massen eine lebendige Kraft zur Erhebung des Gestänges wieder nutzbar gemacht werden, welche durch das eben so große Flächenstück $HGE$ repräsentirt wird. Man ersieht hieraus, daß das Pumpengestänge, welches seine Bewegung mit Null Geschwindigkeit in $A$ beginnt und in $B$ beendigt, in $H$ seine größte Geschwindigkeit $v$ erlangt hat, welche, weil sie durch die mechanische Arbeit $A = FCDH$ erzeugt worden ist, durch

$$G\frac{v^2}{2g} = A$$

gefunden wird, wenn $G$ das Gewicht des Gestänges incl. der an der Bewegung theilnehmenden und auf die Gestängaxe reducirten Massen, wie Gegengewichte, Contrebalancier ꝛc., bedeutet.

Dieser Ausdruck zeigt nun, daß die maximale Geschwindigkeit $v$ um so größer wird, je kleiner das Gewicht $G$ und je größer der Arbeitsbetrag $A$ ausfällt, welcher letztere offenbar mit zunehmender Expansion größer wird und beim Fortfall der Expansion gänzlich verschwindet. Es geht hieraus hervor, daß ein großes Gewicht $G$ des Gestänges auch einen entsprechend großen Werth von $A$ zuläßt, ohne daß die Geschwindigkeit $v$ eine unzulässig hohe Größe annimmt.

Daraus erklärt sich auch, warum gerade in den tiefen Gruben von Cornwallis, deren Gestänge ganz beträchtliche Gewichte haben, so bedeutende Expansionswirkung möglich war. Wenn man indessen auch bei leichteren Gestängen hohe Expansionen anwenden wollte, so würde die Geschwindigkeit $v$ der Gestängmassen bedenkliche Werthe annehmen, und die gefährlichsten Katastrophen sind in der That durch solche Anordnungen veranlaßt worden, dadurch z. B., daß der Dampfkolben mit großer Gewalt gegen den Cylinderdeckel geschleudert wurde und denselben zertrümmerte. Die Erfahrung hat gezeigt, daß man mit der Geschwindigkeit der Gestänge einen gewissen Werth nicht wohl überschreiten darf, den man zu höchstens 2 m annehmen kann. Legt man für die maximale Geschwindigkeit $v$ einen gewissen Grenzwerth zu Grunde, so kann man bei einem gewissen Expansionsverhältnisse $\varepsilon$, d. h. für einen daraus sich ergebenden Werth der Beschleunigungsarbeit $A$, das erforderliche Gewicht $G$ der zu beschleunigenden Massen aus der Gleichung $G \frac{v^2}{2g} = A$ ermitteln, und man würde dann, falls das Gestänge nur ein geringeres Gewicht, etwa $G_1$, hätte, demselben das fehlende Gewicht $G - G_1$ hinzuzufügen haben, etwa in der Art, daß man die eine Hälfte dieses zuschüssigen Gewichtes mit $\frac{G - G_1}{2}$ dem Gestänge direct hinzufügt, und die andere Hälfte an einem Contrebalancier wirken läßt, um das Uebergewicht des Gestänges nicht größer als $G_1$ werden zu lassen. Daß zufolge dieser Anordnung das Gestänge wieder einem größeren Zuge ausgesetzt, die ganze Einrichtung auch wesentlich theurer und weniger einfach wird, ist ersichtlich und erklärt, warum man vielfach die Wasserhaltungsmaschinen mit nur geringer oder ganz ohne Expansion arbeiten läßt, indem man lieber einen größeren Brennmaterialaufwand in Kauf nimmt, als jene besagten Uebelstände.

Die Expansion des Dampfes in den Wasserhaltungsmaschinen hat noch einen anderen Nachtheil im Gefolge, welcher aus der Veränderlichkeit des auf den Kolben wirkenden Dampfdruckes herrührt. Da im Beginne des

Hubes der Dampfdruck $Fp$, welcher in der Figur durch $AC$ dargestellt ist, den Widerstand des Gegendruckes und des Gestänges $AF$ um die Größe $FC = F(p - p_0) - Q$ übertrifft, so wird das Gestänge mit einer entsprechenden Beschleunigung $\frac{F(p - p_0) - Q}{G} g$ seine Bewegung beginnen und es wird ein Abreißen des Kolbens vom Wasser in dem untersten Pumpensatze, welcher immer saugend wirkt, und in Folge dessen ein Wasserschlag entstehen, wenn das Wasser im Saugrohre nicht mit der entsprechenden Beschleunigung durch den Atmosphärendruck angetrieben wird, wie dies für die durch Kurbeln betriebenen Pumpen in §. 142 näher besprochen worden ist. Für die höchstens mögliche Beschleunigung des Wassers im Saugrohre hat man, unter $h_1$ die Saughöhe und auch die Länge des Saugrohres, und unter $b$ die Wasserbarometerhöhe verstanden, den Ausdruck

$$\frac{b - h_1}{h_1} g,$$

und daher muß für den Fall, daß das Saugrohr mit dem Pumpencylinder gleichen Querschnitt hat, der Bedingung genügt werden:

$$\frac{b - h_1}{h_1} > \frac{F(p - p_0) - Q}{G}.$$

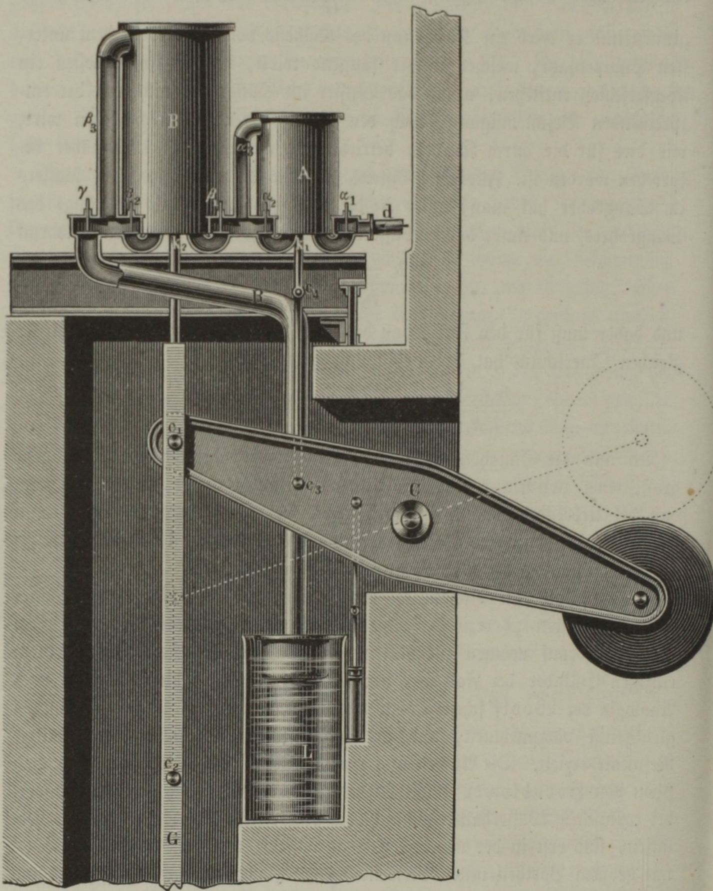
Da nun die Saughöhe $h_1$ aus praktischen Gründen in der Regel sehr groß, etwa zwischen 5 und 8 m liegend anzunehmen ist, so erkennt man, daß der Uebelstand des Wasserschlages sehr leicht eintreten kann, wenn bei höherer Expansion die Beschleunigung des Gestänges durch den Dampfüberdruck während der Volldruckperiode beträchtlich wird.

Um nun doch eine ökonomische Verwendung des Dampfes vermöge einer hohen Expansion zu erzielen, ohne die gedachten Uebelstände in so hohem Grade in Kauf nehmen zu müssen, wie dies bei der Expansion in einem einzigen Cylinder der Fall ist, hat man sich bemüht, die Expansion nach Analogie der Woolf'schen Dampfmaschinen (s. Thl. II) in zwei Cylindern gleichzeitig vorzunehmen, und hat mit solchen Maschinen sehr günstige Resultate erzielt. Die Anwendung zweier Cylinder zu diesem Zwecke geschah schon von Hornblower*) mit Niederdruckdämpfen im vorigen Jahrhundert bei cornischen Wasserhaltungsmaschinen, doch wurde das System wieder verlassen, und erst in der neueren Zeit ist dasselbe von dem Ingenieur Kley mit großem Vortheil unter Verwendung von Hochdruckdampf ausgeführt und zur Geltung gebracht worden. Zur Erläuterung diene die Fig. 688 (a. f. S.), welche dem Wesen nach eine der beiden einfachwirkenden Wasserhaltungs-

*) S. Kley, Die einfach- und directwirkenden Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen der Grube „Altenberg" bei Aachen. 1865.

maschinen darstellt, die von Kley zuerst in den Jahren 1861 und 1862 auf der Galmeigrube „Altenberg“ bei Aachen ausgeführt worden sind. Die beiden

Fig. 688.




Dampfcylinder $A$ und $B$ sind so neben einander über dem Schachte aufgestellt, daß das Gestänge $G$ direct an die Kolbenstange $k_2$ des großen Cylinders $B$ angeschlossen ist. Das Gestänge drückt, wie üblich, durch sein Gewicht beim Niedersinken das Wasser der Druckpumpen empor, und es ist zur Ausgleichung des überschüssigen Gewichtes der Gegengewichtsbalancier $C$ mittelst der Schubstange $c_1 c_2$ an das Gestänge angeschlossen. Die Kolbenstange $k_1$ des kleinen Cylinders $A$ ist durch $c_3 c_4$ gleichfalls mit dem Balancier verbunden, so daß beim gleichzeitigen Aufsteigen der beiden Kolben durch die vereinte Wirkung derselben und des Gegengewichtes das Gestänge gehoben wird. Zur Vertheilung des Dampfes sind die fünf Ventile $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ und $\gamma$ angeordnet, von denen $\alpha_1$ und $\beta_1$ die Eintrittsventile sind, nach deren Eröffnung dem Dampfe Zutritt unter die Kolben $A$ und $B$ gestattet ist, während $\alpha_2$ und $\beta_2$ die entsprechenden Austrittsventile für den unter diesen Kolben befindlichen Dampf bilden. Das Ventil $\gamma$ endlich gestattet dem entweichenden Dampfe durch das Rohr $R$ den Zutritt zu dem Condensator, dessen Luftpumpe $L$ von $c_4$ aus ihre Bewegung erhält.

Aus der Zeichnung ist zunächst klar, daß beim Niedergange des Gestänges, vorausgesetzt, daß nur die Austrittsventile $\alpha_2$ und $\beta_2$ geöffnet sind, der unterhalb jedes Kolbens befindliche Dampf einfach durch die Verbindungsröhren $\alpha_3$ und $\beta_3$ über den Kolben tritt, so daß die Druckkräfte auf beiden Seiten jedes Kolbens im Gleichgewichte sind; das Gestänge wird daher nur durch sein Uebergewicht sinken. Wenn aber behufs der aufsteigenden Bewegung die Ventile $\alpha_2$ und $\beta_2$ geschlossen, dagegen die übrigen drei Ventile $\alpha_1$, $\beta_1$ und $\gamma$ geöffnet werden, so tritt nicht nur frischer Kesseldampf durch das Rohr $d$ und Ventil $\alpha_1$ unter den kleinen Kolben, sondern auch der über dem kleinen Kolben befindliche Dampf durch $\beta_1$ unter den großen Kolben, und gleichzeitig steht der Raum oberhalb des großen Kolbens $B$ mit dem Condensator in Verbindung. Es ist nach dem in Thl. II. über die Woolf'schen Maschinen Angeführten klar, daß durch die Wirkung des Dampfes, welcher von oben auf den kleinen Kolben $A$ und von unten gegen den großen Kolben $B$ drückt, eine mechanische Arbeit gewonnen wird, welche gleich der Expansionswirkung des Dampfes ist, der anfänglich den kleinen Cylinder $A$ und schließlich den großen Cylinder $B$ ausfüllt. Da die Querschnitte $f$ und $F$ dieser Cylinder bei den Altenberger Maschinen sich wie $1:2$, und die Kolbenhübe $l$ und $L$ sich ebenfalls wie $1:2$, die Cylinderräume daher wie $1:4$ verhalten, so ergiebt sich hieraus, daß durch die gedachte Wirkung eine vierfache Expansion oder allgemein eine Expansion im Verhältnisse $\varphi$ erreicht wird, wenn $\varphi = \frac{FL}{fl}$ das Verhältniß der Cylinderräume vorstellt. Schließt man ferner das Eintrittsventil $\alpha_1$ noch vor Beendigung der aufsteigenden Bewegung, so daß also schon in dem kleinen Cylinder eine Expansion etwa in dem Verhältnisse $\nu$ erreicht wird, so erzielt man in der Maschine im Ganzen eine Expansion im Verhältnisse $\varepsilon = \nu\varphi$. Die Altenberger Maschinen sind so construirt, daß der Dampf im kleinen Cylinder ohne Expansion wirkt, daß also $\nu = 1$ und $\varepsilon = \varphi = 4$ ist.

Die Steuerung der Ventile geschieht durch dieselben Hülfsmittel (Sperrklinken, Anstoßknaggen und Katarakt), wie bei den eincylindrigen Cornwaller Maschinen, was, wie man leicht erkennt, deswegen möglich ist, weil die Eröffnung des Eintrittsventils $\alpha_1$ stets mit derjenigen von $\beta_1$ zusammenfällt, und weil auch $\alpha_2$ stets zu derselben Zeit wie $\beta_2$ bewegt wird. Nur das Schließen der Einlaßventile $\alpha_1$ und $\beta_1$ findet für den Fall nicht zu gleicher Zeit statt, daß in dem kleinen Cylinder schon eine $\nu$ fache Expansion vorgenommen werden soll. Die Einrichtung der Steuerung wird daher nicht wesentlich complicirter, als die der eincylindrigen Maschinen. Daß durch die Expansion in zwei Cylindern die Ungleichmäßigkeit des treibenden Druckes viel geringer ausfällt, als wenn eine ebenso hohe Expansion in einem einzigen Cylinder vorgenommen wird, läßt sich ebenfalls aus dem Diagramm erkennen.

Zu dem Ende denke man sich der Anschaulichkeit wegen die Wirkung des kleinen Kolbens $A$ an denselben Punkt des Balanciers verlegt, an welchem der große Kolben $B$ angreift. Dies kann dadurch geschehen, daß man daselbst einen Kolben vom Querschnitte $f_1 = \frac{fl}{L}$ annimmt, so daß das Volumen $f_1 L$ dieses fingirten Cylinders gleich demjenigen $fl$ des kleinen Cylinders ist, und man $\frac{F}{f_1} = \frac{FL}{f_1 L} = \varphi$ hat. Hierdurch wird an der Wirkung des Dampfes nichts geändert, vorausgesetzt nur, daß man in diesem Cylinder dieselbe $\nu$ fache Expansion anwendet, d. h. das gleiche Dampfvolumen $V = f_1 \frac{1}{\nu} L = f \frac{1}{\nu} l$ zur Wirkung bringt. Hierdurch ist es möglich gemacht, die Diagramme für beide Kolben auf dieselbe Basis $O O_1 = L$, Fig. 689, zu beziehen.

Ist nun $p$ wieder der anfängliche Dampfdruck, und $p_1 = \frac{1}{\nu} p$ der Druck am Ende des Hubes unter dem kleinen Kolben, so erhält man in der Curve $A$ bekanntlich die Darstellung für die Arbeit des Dampfes, welcher auf die Unterfläche des kleinen Kolbens wirkt, vorausgesetzt, daß

$$O A = f_1 p,$$

$$O_1 A_1 = f_1 p_1 = f_1 \frac{1}{\nu} p$$

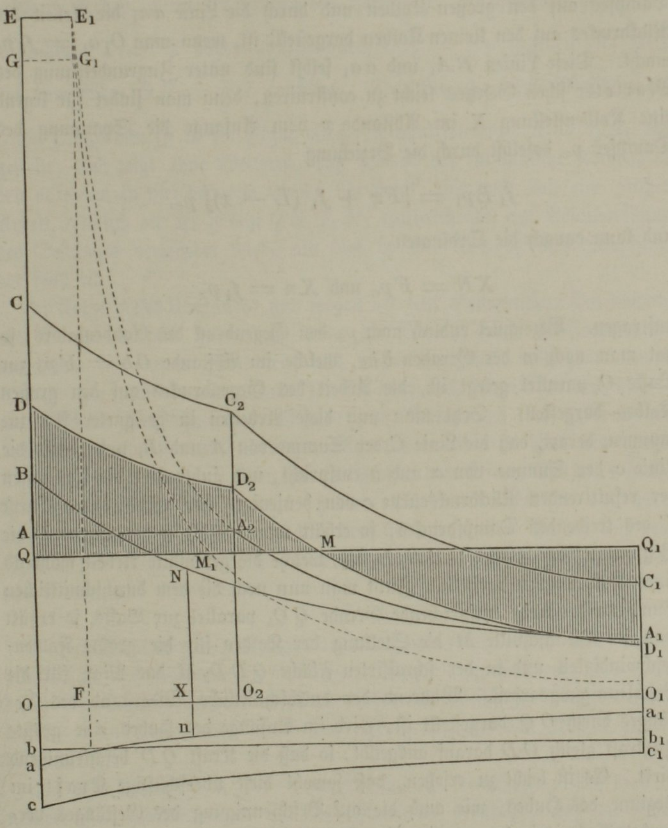
und

$$A A_2 = \frac{1}{\nu} L = \frac{1}{\nu} O O_1$$

gemacht wird, und die Curve $A_2 A_1$ der Spannungsabnahme des Dampfes nach dem Mariotte'schen Gesetze gemäß construirt wird. Während dieses

Hubes hat auch der von dem vorhergehenden Spiele her oberhalb des kleinen Kolbens befindliche Dampf eine treibende Arbeit auf den großen Kolben

Fig. 689.




und eine widerstehende Arbeit auf die Rückfläche des kleinen Kolbens ausgeübt. Diese Arbeiten zu bestimmen, sei bemerkt, daß die Spannung dieses Dampfes zu Anfang gleich $p_1$, also der treibende Druck auf den großen Kolben gleich $OB = Fp_1$ und der hindernde Druck auf den kleinen Kolben gleich $Oa = f_1 p_1$ ist. Zu Ende des Hubes hat dieser Dampf aus dem Volumen $f_1 L$ in dasjenige $FL$, also im Verhältniß $\frac{F}{f_1} = \varphi$ sich ausgedehnt, weshalb seine Spannung auf $p_2 = \frac{1}{\varphi} p_1 = \frac{1}{\nu\varphi} p = \frac{1}{\varepsilon} p$ herabgesunken ist. Man hat daher den Kolbendruck am Ende des Hubes gleich $Fp_2 = f_1 p_1 = O_1 A_1$, so daß durch die Linie $BA_1$ die Arbeit des Dampfes auf den großen Kolben und durch die Linie $aa_1$ die Arbeit des Rückdruckes auf den kleinen Kolben dargestellt ist, wenn man $O_1 a_1 = f_1 p_2$ macht. Diese Linien $BA_1$ und $aa_1$ selbst sind unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes leicht zu construiren, denn man findet für irgend eine Kolbenstellung $X$ im Abstande $x$ vom Anfange die Spannung des Dampfes $p_x$ daselbst durch die Beziehung

$$f_1 L p_1 = [Fx + f_1 (L - x)] \, p_x,$$

und kann danach die Ordinaten

$$XN = Fp_x \text{ und } Xn = f_1 p_x$$

auftragen. Bezeichnet endlich noch $p_0$ den Gegendruck des Condensators, so hat man noch in der Geraden $bb_1$, welche im Abstande $Ob = Fp_0$ zur Basis $O$ parallel gelegt ist, die Arbeit des Gegendruckes auf den großen Kolben dargestellt. Setzt man nun diese Arbeiten in geeigneter Art zusammen, derart, daß die Linie $C$ der Summe von $A$ und $B$, und ebenso die Linie $c$ der Summe von $a$ und $b$ entspricht, und subtrahirt die Ordinaten der resultirenden Rückdruckscurve $c$ von denjenigen der resultirenden Curve $C$ des treibenden Dampfdruckes, so erhält man endlich in der Curve $D$ die Begrenzung der Fläche $ODD_2D_1O_1$, welche die gesammte Arbeit während eines Kolbenhubes darstellt. Zieht man nun noch die dem durchschnittlichen Pumpenwiderstande entsprechende Gerade $QQ_1$ parallel zur Basis, so erhält man im Durchschnitte $M$ die Stellung der Kolben für die größte Kolbengeschwindigkeit und in der schraffirten Fläche $QDD_2M$ das Maß für die Beschleunigungsarbeit. Während der durchschnittliche Widerstand des Gestänges durch $OQ$ dargestellt ist, wird im Anfange des Hubes eine größte Zugkraft gleich $OD$ darauf ausgeübt, so daß die Kraft $QD$ beschleunigend wirkt. Es ist leicht zu ersehen, daß sowohl diese überschüssige Kraft im Beginne des Hubes, wie auch die auf Beschleunigung des Gestänges verwendete Arbeit in dem vorliegenden Falle beträchtlich kleiner ausfallen muß, als in einer gleich starken eincylindrigen Maschine, d. h. einer solchen, in welcher man dasselbe Dampfvolumen

$$V = f_1 \frac{1}{\nu} L$$

in demselben Verhältnisse $\varepsilon = \nu\varphi$ expandiren läßt. Eine solche Maschine müßte offenbar einen Cylinder erhalten von dem Inhalte

$$\varepsilon V = \nu \varphi f_1 \frac{1}{\nu} L = \varphi f_1 L = F L,$$

d. h. gleich demjenigen des großen Cylinders, und der Dampf müßte abgesperrt werden, wenn der Kolben den Weg $\frac{1}{\varepsilon} L$ durchlaufen hat. Der anfängliche Druck ist daher hierfür durch $OE = Fp$ gegeben und bleibt auf dem Wege $OF = \frac{1}{\varepsilon} L$ constant. Das für eine solche Maschine geltende Diagramm ist in der Figur durch die punktirte Linie $E E_1 A_2 A_1$ dargestellt, und zeigt ohne Weiteres, daß sowohl der anfängliche Kolbendruck den mittleren in viel höherem Grade übersteigt, wie auch daß eine größere Arbeit, nämlich die der Fläche $Q\,G\,G_1\,M_1$ entsprechende, auf Beschleunigung des Gestänges verwendet wird, als dies bei den Woolf'schen Maschinen der Fall ist.

In Folge dieses Umstandes und wegen der sehr ökonomischen Verwendung des Brennmaterials haben sich denn die Woolf'schen Wasserhaltungsmaschinen in neuerer Zeit mehr und mehr eingeführt, und zwar sowohl einfach- wie auch doppeltwirkende*). Es mag noch bemerkt werden, daß die Kley'schen Wasserhaltungsmaschinen des Altenberges bei 1,70 m und 1,20 m Durchmesser der Dampfcylinder einen mittleren Hub des großen Cylinders = 2,8 m und einen halb so großen des kleinen Cylinders haben. Die Plungerkolben der Plunger haben 0,55 m Durchmesser und deren größte Geschwindigkeit ist zu 0,84 m bemessen, was einer Anzahl von neun Spielen pro Minute entspricht. Der Kohlenverbrauch stellte sich auf 2,4 kg pro Stunde und Pferdekraft.

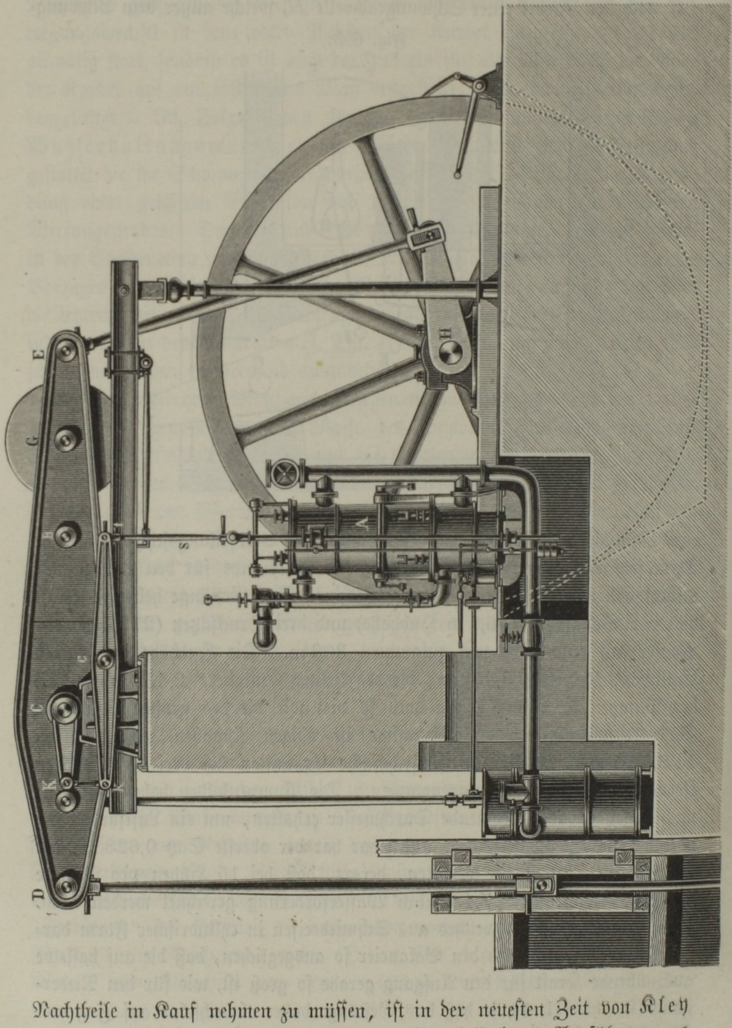
**Doppeltwirkende Wasserhaltungsmaschinen.** Alle älteren Wasserhaltungsmaschinen mit Gestänge arbeiteten einfachwirkend, derart, daß durch den Dampfdruck nur ein Emporheben des Gestänges bewirkt wurde, welches beim Niedersinken durch sein eigenes Gewicht das Wasser emporbrückte. §. 158.

Um die Dimensionen der Dampfcylinder zu ermäßigen, hat man in neuerer Zeit die Maschinen als doppeltwirkende gebaut, so daß die Arbeit des Dampfes sowohl beim Aufgange wie beim Niedergange des Kolbens ausgenutzt wird. Es sind hauptsächlich zwei Anordnungsweisen hierfür gewählt worden. Bei der einen wird durch ein Gegengewicht $G$, Fig. 690 und 691 (a. f. S.), das Gewicht des Gestänges so weit abbalancirt, daß ihm

*) S. über die Woolf'schen Maschinen von Kley zu Saarbrücken (einfachwirkend) und zu Rüdersdorf (doppeltwirkend) die Schrift von Hörmann, Die neuen Wasserhaltungsmaschinen ꝛc.

Um die vorstehend angeführten Vorzüge der rotirenden und alternirenden Wasserhaltungsmaschinen in derselben Maschine zu erlangen, ohne deren

Fig. 694.



Nachtheile in Kauf nehmen zu müssen, ist in der neuesten Zeit von Kley ein Maschinensystem erfunden, welches bereits vielfach zur Ausführung gekommen ist, und welches einen der wichtigsten Fortschritte auf diesem Gebiete bezeichnen dürfte. Die Maschine ist hierbei mit einem Balancier $DCE$, Fig. 694, und einer Schwungradwelle $H$ versehen, die Steuerung aber nicht von dieser Welle abhängig gemacht, sondern die Maschine wird durch eine Steuerstange s mit Hülfe von Ventilen und Katarakten ähnlich wie die Cornwaller Maschinen gesteuert. Der Dampfkolben $A$ wirkt in $B$ auf den Balancier, welcher in $D$ das Gestänge und in $G$ das erforderliche Gegengewicht trägt. Die Bewegung der Steuerstange wird von einem auf der Axe $C$ des Balanciers befestigten Hebel $CK$ mittelst des Hülfsbalanciers $kct$ übertragen. In Folge dieser Anordnung kann man durch Ausdehnung der durch die Katarakte ermöglichten Hubpausen die Anzahl der Hube beliebig, bis etwa auf einen pro Minute, ermäßigen, während unter gänzlicher Beseitigung der Pausen die Maschine einen so schnellen Gang annehmen kann, wie die gute Wirkung der Pumpen ihn noch verträgt. Im letzteren Falle rotirt das Schwungrad continuirlich in derselben Richtung. Bei langsamer Gangart jedoch wird das Spiel der Ventile derart regulirt, daß die Pause eintritt, wenn die Kurbel noch etwas vor oder hinter dem todten Punkte steht. Diese beiden Fälle unterscheiden sich dann dadurch von einander, daß bei der darauf folgenden, durch den Katarakt eingeleiteten Bewegung das Schwungrad entweder in der mit der vorherigen entgegengesetzten oder übereinstimmenden Richtung sich bewegt. Geht z. B. die Kurbel aus ihrer Stellung $A$ nahe dem unteren todten Punkte, Fig. 695, in der Richtung des Pfeiles $\alpha$ während des Kolbenaufganges nur bis zum Punkte $B'$ vor dem oberen todten Punkte, so wird der nach der Pause eintretende Kolbenniedergang eine Drehung im Sinne des Pfeiles $\alpha'$ erzeugen, wogegen diese Drehung $\alpha''$ beim Niedergange mit $\alpha$ übereinstimmend ist, wenn der Stillstand der Kurbel erst hinter dem todten Punkte in $B''$, Fig. 696, stattfindet.

Fig. 695.

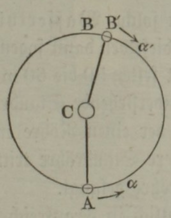
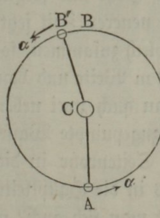



Fig. 696.




Durch entsprechende Stellung der Steuerknaggen hat man es in der Gewalt, den einen oder anderen Zustand nach Belieben herbeizuführen.

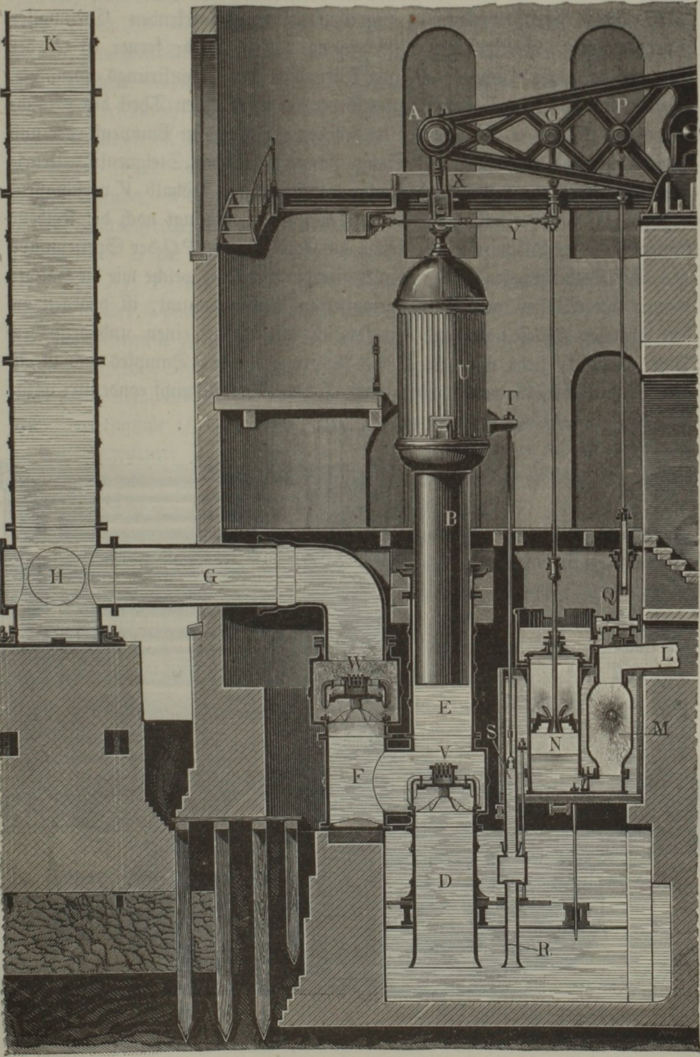
Diese Maschinen gewähren außerdem noch eine besondere Sicherheit im Falle eines Gestängbruches oder einer sonstigen Zufälligkeit, durch welche die Maschine plötzlich bedeutend entlastet wird. Indem nämlich dann die ganze Kraft des Dampfkolbens beschleunigend auf das Schwungrad wirkt, wird das letztere bedeutend über den todten Punkt ausschlagen und dabei den Kolben des Kataraktes, welcher durch sein Niedersinken für den folgenden Hub das Dampfeintrittsventil öffnen würde, wieder emporziehen, bevor er wirken kann, so daß dadurch die Steuerung unwirksam wird, und in Folge dessen die Maschine sich selbst still stellt. Diese Maschinen sind doppeltwirkend, haben leichte Schwungräder, arbeiten mit Condensation und starker Expansion und sind deshalb sehr ökonomisch im Betriebe. Die großen Maschinen über 200 Pferdekraft werden mit zwei Dampfcylindern (nach dem Woolf'schen Systeme) gebaut.

§. 159. **Pumpen für Wasserwerke.** Nicht immer heben oder drücken die Pumpwerke das Wasser unmittelbar auf eine größere Höhe, sondern sie dienen nur dazu, dasselbe in einen besonderen Raum zu drücken, welcher mit einem unter höherem Drucke stehenden Fluidum, z. B. Luft, Dampf oder anderem Wasser, erfüllt ist. Dieser Fall kommt nicht allein bei den Speisepumpen der Dampfkessel, sondern auch bei fast allen Wasserwerken zur Versorgung großer Städte mit Wasser vor. Damit die ungleichförmige Bewegung des von den Pumpen geförderten Wassers nicht auf die Wassermasse in den meist sehr langen Leitungsröhren übergehe, wodurch nicht allein die Wirksamkeit der ganzen Maschine sehr beeinträchtigt, sondern auch die Festigkeit dieser Röhren übermäßig in Anspruch genommen werden würde, ist es nöthig, das zugepumpte Wasser zunächst in einem nahe bei dem Pumpwerke stehenden Reservoir aufzufangen, und von hier aus mittelst Leitungsröhren nach den verschiedenen Punkten des Bedarfs fortzuführen. Um das Wasser auch in die höheren Stockwerke der Wohngebäude leiten zu können, ist einem solchen Wasserreservoir eine größere Höhe und folglich eine thurm- oder säulenförmige Gestalt zu geben. In neuerer Zeit setzt man solche Wasserthürme aus Eisenplatten oder Eisenblech zusammen, so daß dieselben dann sogenannte Standröhren von 1 bis 2 m Weite und von nicht selten 50 bis 60 m Höhe bilden. Zuweilen wendet man auch zwei nebeneinanderstehende Standröhren an, in welchem Falle das zugepumpte Wasser in der einen Röhre emporsteigt, dann oben durch ein Seitenrohr in die andere Standröhre tritt und hier wieder niedersinkt, ehe es in die Hauptleitungsröhre gelangt.

In neueren Zeiten bedient man sich auch, namentlich in Frankreich, statt der hohen Standröhren großer säulenförmiger Windkessel, und versieht dieselben mit einer kleinen Luftpumpe, welche die durch die Wandfugen durchdringende und mit dem Wasser fortgeführte Luft durch Zudrücken anderer Luft wieder ersetzt.

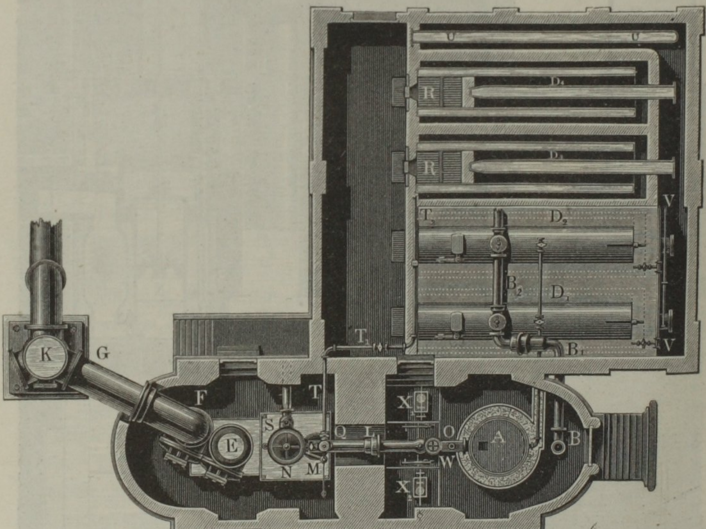
Die Einrichtung des Pumpenmechanismus einer Wasserhebungsdampfmaschine für eine städtische Wasserversorgung läßt sich aus der Abbildung in Fig. 697 ersehen, welche den verticalen Durchschnitt von einem Theile der Cornwaller Wasserhebungsmaschine von

Fig. 697.



East London Waterworks, Old-Ford *), vorstellt. Es ist $CA$ die linke Hälfte des Balanciers, welcher von einer an der rechten Hälfte mittelst eines Watt'schen Parallelogramms angreifenden einfachwirkenden Cornwaller Dampfmaschine in schwingende Bewegung versetzt wird; ferner ist $B$ der Plunger mit dem Gehäuse $U$ zur Aufnahme der Regulirungs-Gewichte. Weiter sieht man in $E$ den Pumpenkörper, in $HK$ einen Theil des Standrohres, in $F$ und $G$ Communicationsröhren zwischen dem Pumpenkörper und dem Standrohr, und in $V$ das Saug-, sowie in $W$ das Steigventil. Uebrigens ist der Plunger im Niedergange begriffen und deshalb $V$ verschlossen, dagegen $W$ geöffnet dargestellt. An dem Balancier hängt noch die Kolbenstange $ON$ der Luftpumpe $N$, sowie die Kolbenstange $PQ$ der Speisepumpe $Q$. Die Kolbenstange $ST$ der Kaltwasserpumpe $RS$, welche wie die Hauptpumpe das Wasser aus einem gemauerten Bassin nimmt, ist dagegen an den Plunger $B$ befestigt, und hat folglich mit diesem einen und denselben Hub. Endlich sieht man in $L$ das Austragerohr des Dampfes und in $M$ den Condensator, in welchem der durch $L$ zugeführte Dampf condensirt wird.

Fig. 698.




*) S. The Cornish and Boulton and Watt Engines erected of the East London Waterworks, Old-Ford, by Th. Wicksteed, London 1842.

Der Durchmesser des Dampfkolbens mißt 2,04 m, der des Pumpenkolbens 1,04 m, ferner der der Pumpenröhren 1,093 m, und der des 38 m hohen Standrohres 1,27 m. Ferner ist der Hub des Dampfkolbens 3,15 m und der des Pumpenkolbens $B$ nur 2,90 m. Der Hochdruckdampf, mit welchem diese Maschine arbeitet, wird in vier cylindrischen Kesseln erzeugt, wie aus Fig. 698 ersichtlich ist, welche den Grundriß der ganzen Maschinenanlage sammt Dampfkessel und Kesselhaus, jedoch ohne Balancier und Steuerung, vor Augen führt. Es stellt hier, wie in der vorigen Abbildung, $E$ den Pumpencylinder, $FG$ das Communicationsrohr, $K$ das Standrohr, ferner $L$ das Austragerohr, $M$ den Condensator, $N$ die Luftpumpe, $Q$ die Speisepumpe und $S$ die Kaltwasserpumpe dar. Von den vier Dampfkesseln $D_1$, $D_2$, $D_3$, $D_4$ mit innerer Feuerung $R$ sind zwei im Durchschnitt gezeichnet. Der Dampfcylinder $A$ ist mit einem Holzmantel umgeben, und der Zwischenraum zwischen diesem und dem Cylinder mit Asche ausgefüllt. Das Dampfrohr $BB_1B_2$, durch welches der Dampf dem Cylinder zugeführt wird, verbindet die Dampfräume sämmtlicher vier Kessel mit einander. Die Speisepumpe $Q$ drückt das Wasser mittelst der Speiseröhre $TT_1T_2$ in den Vorwärmer $U$, von welchem aus es mittelst der Röhre $V$ in die Kessel geführt wird. Noch sieht man in $O$ das Gleichgewichts-, in $W$ das Emissionsventil, in $X_1$, $X_2$ die beiden Katarakte u. s. w.

Der Zweck der Wasserthürme oder Standröhren, bei unregelmäßigem Abfluß des zugeförderten Wassers einen möglichst constanten Wasserdruck zu erhalten, läßt sich wegen der großen Ausdehnsamkeit der Luft durch Windkessel nur unvollkommen, desto einfacher aber dadurch erreichen, daß man diesen Wasserdruck, welchen die Wassersäule in einem solchen Standrohre erzeugt, durch den Druck eines belasteten Kolbens ersetzt. Die Wirkung ist natürlich ganz dieselbe, ob das Wasser in einem Reservoir von einer Wassersäule gedrückt wird, deren Höhe $= h$ und Querschnitt $= F$ ist, oder ob es die Kraft $P = Fh\gamma$ eines Kolbens vom Querschnitte $F$ aufnimmt. Wird in einer gewissen Zeit dem Hauptreservoir das Wasserquantum $V$ mehr oder weniger hinzugedrückt als abgeführt, so steigt oder fällt in dem einen Falle die Wassersäule und im anderen der belastete Kolben um die Höhe $s = \frac{V}{F}$; es verändert sich auch der Druck des Wassers auf die Fläche $F$ in beiden Fällen um die Größe

$$\triangle P = \pm Fs\gamma = \pm V\gamma,$$

und daher derjenige auf die Flächeneinheit

$$\triangle p = \frac{\triangle P}{F} = \pm \frac{V\gamma}{F},$$

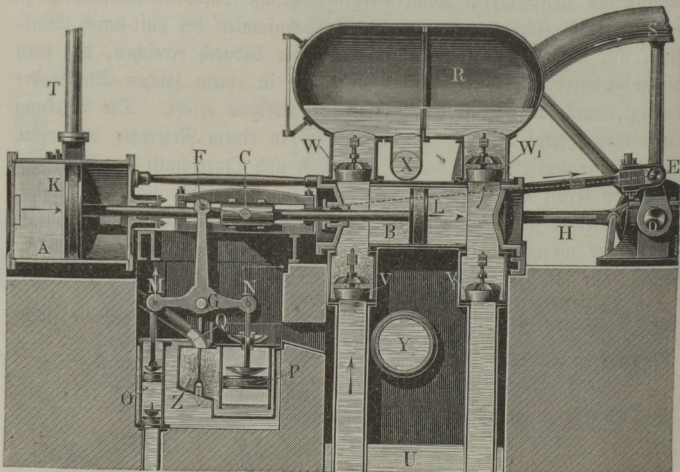
so daß die Veränderung um so kleiner ausfällt, je größer der Querschnitt $F$ der Wassersäule oder des Preßkolbens gewählt wird.

Die Einrichtung dieser von Armstrong zuerst für den Betrieb von Wassersäulenkrahnen ꝛc. angewendeten Accumulatoren wurde bereits in §. 17 angegeben und daselbst auch der Vortheile gedacht, welche die Anwendung derselben für den Betrieb intermittirend bewegter Maschinen gewährt.

Statt der oben beschriebenen cornischen Dampfmaschine wendet man in neuerer Zeit auch für Wasserwerke vielfach Maschinen mit Hülfsrotation an, für welche die schon oben gelegentlich der Wasserhaltungsmaschinen gemachten Bemerkungen ebenfalls gelten. Solche Maschinen können, wie ebenfalls schon früher bemerkt, mit einer größeren Geschwindigkeit arbeiten, als die nichtrotirenden, und man erreicht damit einen sehr regelmäßigen Betrieb, besonders wenn sie als Zwillingsmaschinen construirt werden, so daß die beiden Kurbeln rechtwinklig zu einander gestellt werden.

Eine solche Maschine liegender Anordnung ist die von E. A. Cowper für den Krystallpalast construirte Wasserhebungsmaschine*), Fig. 699. Die hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens $K$ von 0,90 m Durchmesser wird vermöge der gemeinsamen Kolbenstange direct und unverändert dem Pumpenkolben $L$ von 0,548 m Durchmesser mitgetheilt, und von dem Kreuzkopfe $C$ durch eine gegabelte Lenkerstange die Kurbel $ED$ der Schwungradwelle $D$ umgetrieben, welche letztere am anderen Ende mit einer ebensolchen zu $DE$ senkrechten Kurbel für den Angriff der zweiten

Fig. 699.




*) S. The Artizan, August 1858, u. Civil-Ing. 1859.

Maschine versehen ist. Die Pumpe ist wie die gewöhnlichen doppeltwirkenden Pumpen mit den beiden Saugventilen $V$ und den Steigventilen $W$ versehen, durch welche das aus dem Unterwasser $U$ angesaugte Wasser zunächst nach dem 1,15 m weiten und 2,5 m langen Windkessel $R$ gedrückt wird, um von hier durch das Rohr $D$ dem für beide Pumpen gemeinsamen Rohre $Y$ zugeführt zu werden, welches bis zur Sohle des Glaspalastes ca. 37 m hoch emporsteigt. Die aus Bronze gefertigten Pumpenventile sind doppelsitzig, ähnlich dem in Fig. 603 dargestellten Kolbenventile, und die lichte Durchgangsöffnung jedes Ventils beträgt bei 15 mm Hub derselben 0,041 qmm. In welcher Weise die Bewegung der Kaltwasserpumpe $O$ und der Luftpumpe $P$ durch den mit dem Kreuzkopfe $C$ zusammengekuppelten Winkelhebel $MNF$ geschieht, dessen Drehaxe in $G$ liegt, ist ersichtlich. Die Maschine macht pro Minute 15 Umdrehungen, daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei 0,915 m Hubhöhe zu

$$\frac{2 \cdot 0{,}915 \cdot 15}{60} = 0{,}457 \text{ m}$$

sich bestimmt, wobei das Wasser auf die Höhe von 37 m gefördert wird, und der Dampf von ca. 1,2 Atm. Ueberdruck mit dreifacher Expansion wirkt.

Auch die Pumpen der Berliner Wasserwerke sind mit Hülfsrotation versehen, und es ist die Anwendung durch die Skizze Fig. 700 erläutert. Von den Dampfmaschinen, von denen ursprünglich vier neben einander aufgestellt wurden, ist jede mit zwei Dampfcylindern $A$ versehen, deren Kolbenstangen mit Hülfe von Parallelogrammführungen an gleicharmige Balanciers $BCD$ angeschlossen sind. Auch hier stehen die beiden Kurbeln $EF$ der Schwungradwelle senkrecht zu einander. Die Pumpen, von denen jeder Balancier zwei bewegt, haben die durch Fig. 607 dargestellte Einrichtung, bei welcher die Kolbenstange $k$ mit einem cylindrischen Plunger $O$ versehen ist, dessen Querschnitt gleich der halben Fläche des Ventilkolbens $K$ ist. Bei der Bewegung der Kolben durch den Balancier wird daher jede Pumpe nur beim Aufgange des Kolbens aus dem Zuführungsrohre $S$ ein bestimmtes Quantum Wasser ansaugen, welches zur Hälfte beim Aufgange, zur Hälfte beim Niedergange des Kolbens in den Windkessel $W$ gedrückt wird, von welchem es durch die Röhre $R$ entweicht, die mit den Windkesseln aller Pumpenpaare in Verbindung steht. Noch ist zu bemerken, daß in den Verbindungsstücken zwischen Windkessel und Pumpe die Ventilklappen $U$ eingesetzt sind, welche durch den Druck im Windkessel geschlossen gehalten werden, so daß vermöge dieser Einrichtung stets ein Oeffnen der Pumpen möglich ist, wenn ein solches sich als nöthig herausstellt.

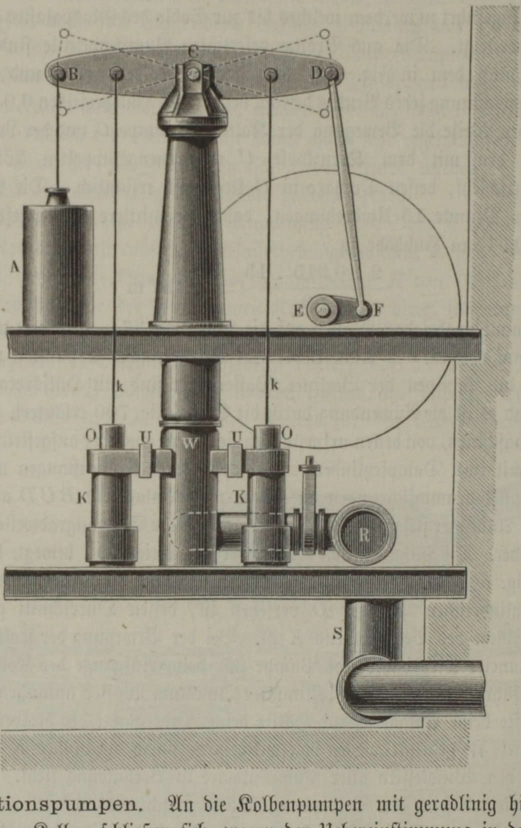
Die Dampfcylinder $A$ haben 0,942 m Durchmesser und 1,255 m Hub, während der Hub der Pumpenkolben nur 0,942 m beträgt. Da die Kolben $K$ einen Durchmesser gleich 0,555 m, die Plunger daher einen solchen gleich

$$0{,}707 \cdot 0{,}555 = 0{,}392 \text{ m}$$

erhalten haben, so beträgt das bei einem Spiele von jeder Pumpe angesaugte Wasser ohne Berücksichtigung der Verluste

$$\frac{3,14}{4} \cdot 0,555^2 \cdot 0,942 = 0,228 \text{ cbm.}$$

Fig. 700.



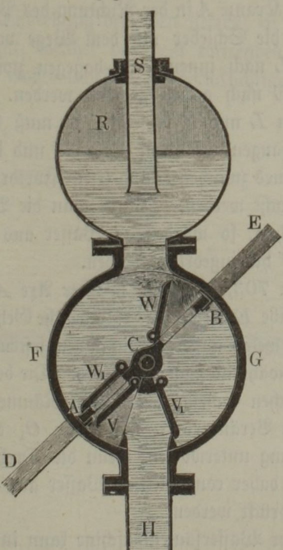

§. 160. **Rotationspumpen.** An die Kolbenpumpen mit geradlinig hin- und hergehenden Kolben schließen sich, wegen der Uebereinstimmung in der Wirkungsweise die sogenannten rotirenden oder Rotationspumpen an, so genannt, weil bei ihnen die den Kolben ersetzenden Organe eine drehende Bewegung, sei es eine alternirende oder unausgesetzt rotirende, empfangen. Man hat die mannigfachsten Einrichtungen dieser Art ersonnen, im Princip haben sie, bei aller Verschiedenheit, das mit einander und auch mit den gewöhnlichen Kolbenpumpen gemein, daß durch die relative Bewegung zweier

Körper gegen einander ein gewisser abgeschlossener Raum abwechselnd vergrößert und verkleinert wird. Wenn dann vermöge ihrer Einrichtung nur dafür gesorgt ist, daß dieser Raum während seiner Erweiterung mit dem Saugrohre und während seiner Verengung mit dem Druckrohre in Verbindung steht, so muß hierdurch ein Ansaugen und Fortdrücken des Wassers in ähnlicher Art wie bei den gewöhnlichen Kolbenpumpen bewirkt werden, deren Wirkung ja im Grunde auch nur auf der durch die Bewegung des Kolbens herbeigeführten abwechselnden Vergrößerung und Verringerung des Cylinderraumes beruht.

Alle diese Pumpen zeigen ein geschlossenes Gehäuse, in welches, durch Stopfbüchsen gedichtet, entweder nur eine oder zwei Axen eintreten, auf denen im Innern des Gehäuses Körper von geeigneter Form befindlich sind, die bei der Drehung dicht an den inneren Umfang des Gehäuses anschließen. Wenn nur eine drehbare Axe angeordnet ist, so sind noch Ventile oder schieberartige Abschlußmittel erforderlich, welche indessen bei den Anordnungen mit zwei rotirenden Organen unnöthig sind, wie aus einigen Beispielen erhellen wird.

Zunächst zeigt Fig. 701 die sogenannte Bramahpumpe, bei welcher in dem cylindrischen Gehäuse $FG$ um die Axe $C$ eine rechteckige Scheibe $AB$ schwingt, welche, mit zwei Ventilen $W W_1$ versehen, als Kolben fungirt.

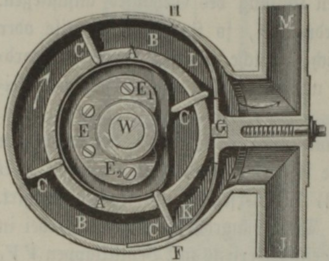
Fig. 701.




Das Saugrohr $H$ mündet hierbei in ein beiderseits mit Ventilklappen $V V_1$ versehenes Mundstück, und man erkennt, wie bei einem vermittelst des Hebels $DE$ bewirkten Schwingen des Kolbens $AB$ abwechselnd ein Ventil $V$ und ein solches $W$ sich öffnen, während die anderen Ventile geschlossen bleiben, und wie das Wasser aus dem Saugrohre durch das geöffnete Ventil $V$ in das Gehäuse unter den Kolben tritt, während ein gleich großes Quantum Wasser oberhalb des Kolbens vermittelst des geschlossenen Steigventils $W_1$ in den Windkessel $R$ und von da in das Steigrohr $S$ hineingedrückt wird. Diese Pumpe, welche insbesondere für Feuerspritzen zur Verwendung gekommen ist, kann hinsichtlich ihrer Wirkungsweise etwa als eine Vereinigung von zwei einfachwirkenden Saug= und Hubpumpen angesehen werden. Das bei jeder Schwingung des Hebels geförderte Wasserquantum hängt, wie bei allen Spritzen und Handpumpen, natürlich von der Schwingungsweite des Hebels ab.

Eine andere Pumpe mit nur einer Drehaxe, welche aber ununterbrochen rotirt, ist die von Dietz, Fig. 702, bei welcher die in der Mitte des cylindrischen Gehäuses $BB$ gelagerte Welle $W$ bei ihrer Umdrehung einen fest auf der Welle angebrachten Kranz $AA$ im Kreise herumbewegt. In diesem Kranze $A$ sind in Schlitzen die vier Schienen $C$ radial verschieblich angebracht. Diese Schienen erhalten ihre radiale Verschiebung, wie aus der Figur ersichtlich, durch einen entsprechenden Curvencanal, welcher durch das fest mit dem Gehäuse verbundene Daumenstück $E$ innerlich und das Gehäuse $B$ äußerlich gebildet wird. Dabei ist der Abflachung der Scheibe $E$ zwischen $E_1$ und $E_2$ gegenüber eine Leitschiene $FGH$ eingesetzt, von solcher Form, daß der betreffende Curvencanal an allen Stellen in radialer Richtung eine Breite gleich derjenigen der Schieber $C$ hat. Es ist sonach leicht ersichtlich, wie bei einer Umdrehung der Welle $W$ mit dem Kranze $A$ in der Richtung des Pfeiles die Schieber auf dem Wege von $H$ nach $G$ durch den Druck der Schiene $L$ nach innen, und dagegen zwischen $G$ und $F$ durch die Daumenscheibe $E$ nach außen gedrückt werden. Ist daher die Leitschiene mit den Schlitzen $L$ und $K$ versehen, so muß durch die Volumenerweiterung bei $K$ ein Ansaugen aus dem Rohre $J$ und durch die Verkleinerung des betreffenden Raumes zwischen $H$ und $G$ ein Fortdrücken des Wassers durch das Rohr $M$ verursacht werden. Würde man die Welle in der entgegengesetzten Richtung umdrehen, so würde das Wasser aus dem Rohre $M$ angesaugt und in dasjenige $J$ hineingedrückt werden.

Fig. 702.

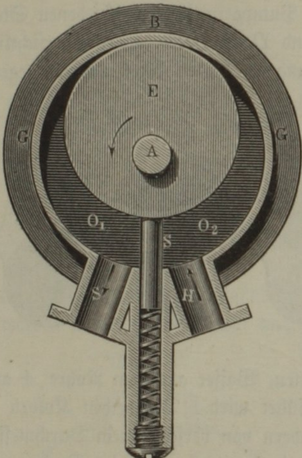



Bei einer anderen Construction, Fig. 703, dreht sich mit der Axe $A$ die auf derselben befindliche excentrische Scheibe $E$, welche das cylindrische Gehäuse $G$ an einem Punkte $B$ berührt, und gegen welche außerdem ein in dem festen Gehäuse radial beweglicher Schieber $S$ fortwährend angepreßt wird. Die beiden zwischen dem Gehäuse und der excentrischen Scheibe befindlichen Räume $O_1$ und $O_2$ sind daher einer fortwährenden Veränderung, und zwar $O_1$ einer Verkleinerung und $O_2$ einer Vergrößerung unterworfen, wenn die Drehung im Sinne des Pfeils geschieht. Es muß daher continuirlich Wasser aus dem Rohre $H$ angesaugt und durch $S$ fortgedrückt werden.

Jede rotirende Dampfmaschine oder Wassersäulenmaschine kann in der

Regel als Rotationspumpe figuriren, wie z. B. das aus Thl. II. bekannte Wassersäulenrad, Fig. 704, zeigt. Wird dabei die hohle Welle $O$ mit den

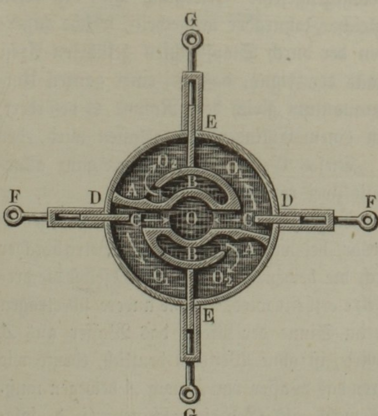
Fig. 703.




daran befestigten Kolben $AA$ in der Richtung der Pfeile umgedreht, so wird das in den Räumen $O_1$ befindliche Wasser durch die schlitzförmigen Oeffnungen $C$ nach der centralen Bohrung $O$ der Welle gedrückt, von welcher aus es durch eine Stopfbüchse in das Steigrohr gelangt. Dagegen füllen sich die Räume $O_2$ durch die Seitencanäle $B$, welche an dem anderen Ende der Welle münden. Natürlich müssen die Schieber $F$, welche das Saugrohr vom Druckrohre zu trennen bestimmt sind, so bewegt werden, daß sie dem Vorübergange der Kolben kein Hinderniß in den Weg stellen.

Das Quantum Wasser, welches diese Pumpen mit einer Drehaxe bei einer Umdrehung derselben liefern, ist in jedem Falle aus dem Rauminhalte bestimmt, welcher von dem rotirenden Körper in dem Gehäuse frei gelassen wird, wobei indessen zu berücksichtigen, daß die Verluste durch undichten Schluß bei diesen Pumpen meist sehr beträchtlich ausfallen.

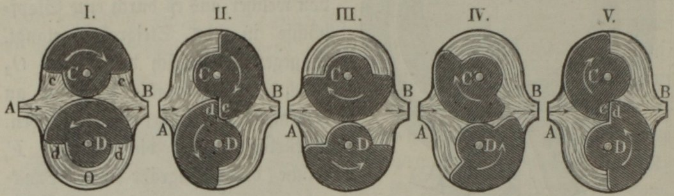
Fig. 704.




Wenn man in dem Gehäuse zwei Drehaxen anordnet, so fallen die Schieber und Abschlußtheile fort, welche bei den im Vorstehenden besprochenen Pumpen mit nur einer Drehaxe nöthig sind, um das Saugwasser von dem Druckwasser abzuschließen. Dieser Abschluß wird bei der Anordnung von zwei Drehaxen durch die stete Berührung der auf diesen Axen angebrachten Kolbenkörper erreicht, welchen letzteren zu dem Ende die geeignete Form gegeben werden muß. Auch in dieser Gruppe von Rotationspumpen ist die Anzahl der ersonnenen Constructionen eine sehr große, und es mögen hier nur einige Beispiele angeführt werden.

In Fig. 705 ist die Repsold'sche Pumpe in fünf verschiedenen Stellungen der beiden Rotationskörper $C$ und $D$ gezeichnet, woraus ersichtlich ist, daß bei einer gleichmäßigen Umdrehung der beiden Axen nach entgegen-

Fig. 705.




gesetzten Richtungen, wie die Pfeile andeuten, Wasser aus dem Rohre $A$ angesaugt und durch die Röhre $B$ fortgeführt wird. Die beiden Kolben $C$ und $D$ sind jeder aus zwei halben Cylindern von verschiedenem Durchmesser bestehend, welche durch die Stufen $c$ und $d$ mit einander in Verbindung stehen. Diese Stufen sind, da sie mit einander in Berührung treten, nach den Regeln der Verzahnung (s. III. 1. Verzahnung) zu begrenzen, und zwar zeigen die Figuren die Formen der Geradflankenzähne mit radialen Wurzeln und epicycloidischen Kronen. Man kann daher die Kolben $C$ und $D$ als einzähnige Räder auffassen. Die entgegengesetzte Bewegung wird den Axen durch zwei in einander greifende gleiche Zahnräder mitgetheilt, welche außerhalb des Gehäuses auf den Enden der durch Stopfbüchsen geführten Axen befindlich sind. Es ergiebt sich aus der Figur, daß bei einer ganzen Umdrehung jeder Kolben ein Wasserquantum gleich dem Raume $O$ befördert, welcher von dem Kolbenkörper in einem Cylinder frei gelassen wird, der den Kolben äußerlich umschließt. Dieses Gesetz gilt übrigens ganz allgemein für alle Rotationspumpen mit zwei rotirenden Kolben.

Die Zahnradform der Kolbenkörper tritt noch deutlicher bei der Pappenheim'schen Pumpe, Fig. 706, hervor, bei welcher die äußeren Betriebsräder ganz fortfallen können, indem durch die beiden Kolben $C$ und $D$ selbst die drehende Bewegung, welche der einen Axe ertheilt wird, auf die andere übertragen wird. Daß bei der Umdrehung im Sinne der Pfeile das Wasser aus $A$ angesaugt und nach $B$ befördert wird, ist ohne Weiteres deutlich, ebenso wie die entgegengesetzte Drehung der Axen das Wasser von $B$ nach $A$ bewegen muß.

Derartige Pumpen sind auch wohl als Gebläsemaschinen (s. d. folg.

Capitel) angewendet, wie die Pumpe von Root, Fig. 707, bei welcher die Kolben $C$ und $D$ als zweizähnige Räder anzusehen sind, und bei welcher

Fig. 706.

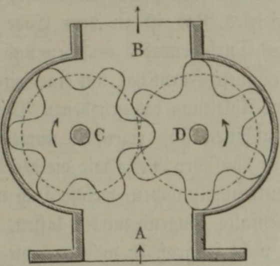
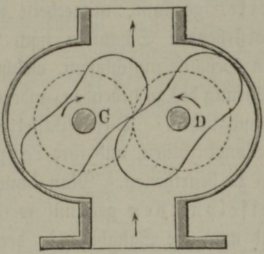
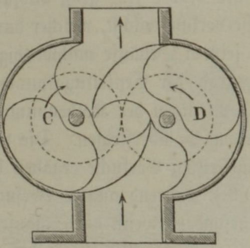



Fig. 707.




die äußeren zur Bewegungsübertragung dienenden Stirnräder nicht entbehrt werden können; dasselbe gilt auch von der durch Fig. 708 dargestellten Form dieser Pumpe, deren Wirkungsweise nach dem Vorstehenden einer besonderen Erläuterung nicht bedarf.

Fig. 708.




Eine speciellere Behandlung der vorstehenden und einer größeren Zahl anderer Constructionen findet man in Reuleaux' Kinematik in Capitel 9 und 10, welche von den Kapselwerken handeln.

Der größte Nachtheil aller Rotationspumpen besteht in der Schwierigkeit, den dichten Schluß zwischen dem Gehäuse und den rotirenden Kolben auf die Dauer zu erhalten. Insbesondere tritt diese Schwierigkeit an den Stirnflächen des Gehäuses hervor, da hier die relative Bewegung und damit die Abnutzung für verschiedene Punkte je nach deren Abstande von der Drehaxe verschieden groß ist. In Folge dessen fällt der Wasserverlust in der Regel schon nach kurzem Betriebe dieser Pumpen beträchtlich aus, besonders bei größerer Förderhöhe. Hierin dürfte der hauptsächlichste Grund zu erkennen sein, weshalb diese rotirenden Pumpen trotz der verhältnißmäßigen Einfachheit ihrer Construction und Betriebsweise nur wenig Verwendung finden. Am geeignetsten dürften derartige Pumpen noch zur Förderung dickflüssiger, breiartiger Flüssigkeiten sein, welche die Anwendung von Ventilen nicht wohl zulassen und bei denen ein besonders dichter Schluß weniger erforderlich ist. Doch wendet man in solchen Fällen meistens die im Folgenden zu betrachtenden Centrifugalpumpen an.

§. 161. **Centrifugalpumpen.** Diese Wasserhebungsmaschinen, bei denen, wie schon der Name erkennen läßt, vornehmlich die Centrifugalkraft zur Wirkung kommt, erzeugen den zur Erhebung des Wassers erforderlichen Druck durch die lebendige Kraft, welche dem Wasser durch ein schnell rotirendes Rad, auch Kreisel genannt, mitgetheilt wird. Dieses Rad ist zu dem Ende mit hervorstehenden Schaufeln nach Art eines Turbinenrades versehen und von einem Gehäuse umschlossen, welches die geeignete Form hat, um einerseits die Zuführung des zu hebenden, andererseits die Ableitung des gehobenen Wassers zu ermöglichen. Diese Wasserhebungsmaschinen sind eigentlich umgekehrte Reactionsturbinen, und ihre Leistung ist in ähnlicher Weise wie die der Turbinen zu beurtheilen. Man kann die Centrifugalpumpen, welche auch wohl Kreiselpumpen genannt werden, ebenfalls saugend wirken lassen, doch pflegt man die Saughöhe in der Regel nicht so groß zu wählen, wie dies bei Kolbenpumpen angängig ist, da erfahrungsgemäß der Wirkungsgrad dadurch herabgezogen wird. Auch zur Ueberwindung bedeutender Druckhöhen sind die Centrifugalpumpen aus demselben Grunde wenig geeignet, und man wird die Förderhöhe nur selten größer als etwa 15 m annehmen, nicht nur weil sonst die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades sehr groß ausfällt, sondern auch, weil mit der Druckhöhe der Wasserverlust wächst, welcher durch den zwischen dem schnell rotirenden Rade und seinem Gehäuse nothwendigen Spielraum veranlaßt wird. Der Wirkungsgrad der Centrifugalpumpen ist auch bei den besten Constructionen hinter demjenigen der Kolbenpumpen zurückbleibend, selten wird er den Werth von etwa $^2/_3$ übersteigen. Die von Morin mit einer Appold'schen Pumpe angestellten Versuche ergaben im günstigsten Falle einen Wirkungsgrad von 0,68, während andere Versuche mit Rädern von ungünstigen Verhältnissen, besonders wenn die Schaufeln eben begrenzt und radial gestellt waren, viel geringere Nutzeffecte bis zu 20 Proc. herab gaben. Ebenso lieferten die von Rittinger*) angestellten Versuche einen Wirkungsgrad, welcher den Werth 0,35 nicht überstieg. Bei guter Ausführung und zweckentsprechender Construction wird man indessen in den meisten Fällen auf einen Wirkungsgrad von 0,60 bis 0,65 rechnen dürfen. Trotzdem haben sich die Kreiselpumpen in der neueren Zeit überall da eingebürgert, wo es sich um Ueberwindung geringerer Höhen handelt, und wo es, wie z. B. bei Baugrubenentwässerungen, auf möglichste Einfachheit der Aufstellung und Inbetriebsetzung sowie auf leichte Versetzbarkeit wesentlich ankommt. Das Fortfallen von Ventilen, höchstens ist bei saugenden Pumpen eine Bodenklappe im Fußende des Saugrohres erforderlich, ist ein Vortheil der Centrifugalpumpen, welcher insbesondere zur Geltung kommt, wenn es sich um Förderung von unreinem, sandführendem Wasser handelt; ja man

---

*) S. Rittinger, Centrifugalventilatoren und Centrifugalpumpen.

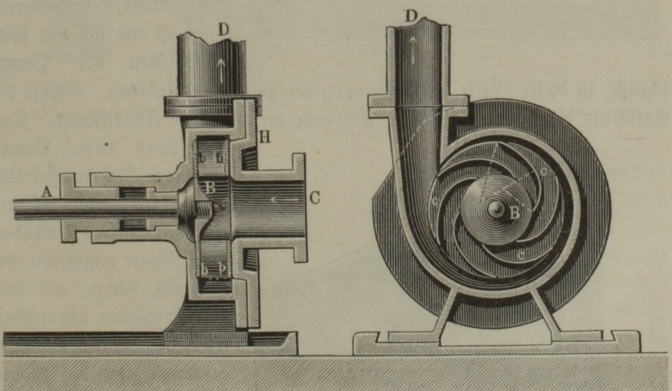
hat diese Pumpen zuweilen in Torfstichen zur Förderung von dicken breiartigen Flüssigkeiten mit Vortheil verwendet, wie man auch bei schlickartigem Boden selbst die Wirkung der Bagger durch Centrifugalpumpen ersetzt hat*).

Die Centrifugalpumpen werden sowohl mit verticaler wie horizontaler Axe ausgeführt, wählt man die erstere Construction, so stellt man häufig das Rad ganz in das Unterwasser, um eine Saugwirkung zu umgehen, während die Pumpen mit liegender Welle immer über dem Unterwasser aufgestellt werden, und daher zum Saugen eingerichtet sein müssen.

Der Betrieb geschieht meistens, wenigstens bei den kleineren liegenden Pumpen, wegen der großen Umdrehungszahl (bis zu 2000 Umdrehungen per Minute) durch Riemen, während große, stationäre Centrifugalpumpen, wie sie z. B. zur Entwässerung von Niederungen meistens vertical aufgestellt werden, auch durch Zahnräder betrieben werden, indem hierbei wegen der großen Durchmesser (bis 1,5 m und darüber) und geringen Förderhöhen die Umdrehungszahlen kleiner ausfallen.

Eine kleine Centrifugalpumpe**) mit horizontaler Axe zeigen die Figuren 709 und 710. Auf dem Ende der Axe $A$ ist das aus zwei Kränzen $bb$

Fig. 709. Fig. 710.




und sechs zwischen denselben befindlichen Schaufeln $c$ bestehende Kreiselrad $B$ befestigt, welches sich in dem spiralförmig gestalteten gußeisernen Gehäuse $H$ mit 1500 bis 2000 Umdrehungen in der Minute dreht. Das durch die Saugröhre $C$ aufsteigende Wasser tritt dem Rade in dessen Mitte zu, und wird von den Schaufeln ergriffen und nach außen getrieben, wo es, durch

*) Ztschr. deutsch. Ing. 1869.

**) Sammlungen von Zeichnungen für die Hütte, 1869, Tfl. 9.

das spiralförmige Gehäuse zusammengehalten, nach dem Steigrohre *D* geleitet wird, um in demselben zu einer Höhe emporzusteigen, welche der dem Wasser innewohnenden Geschwindigkeit bezw. Pressung entspricht. Der Betrieb geschieht durch eine Riemscheibe, welche auf der in den Lagerböcken solide unterstützten Welle *A* angebracht ist. Beim Angehenlassen der Pumpe ist es nöthig, das Gehäuse *H* zuvörderst mit Wasser zu füllen, da sonst durch die Drehung des Rades nicht genügende Luftverdünnung erreicht werden würde, um das Wasser in dem Saugrohre zum Steigen zu bringen. Es ist daher nöthig, um die Füllung mit Wasser bewirken zu können, im untersten Theile des Saugrohres direct über dem Saugkorbe ein Bodenventil anzubringen, meist in Form einer Gummiklappe, welches während des Betriebes fortwährend offen ist und sich nur beim Stillstellen der Pumpe schließt, in dieser Weise die Entleerung der Pumpe verhindernd. Behufs des Anfüllens dient eine durch eine Schraube verschließbare Füllöffnung. Das Kreiselrad dieser Pumpe hat einen Durchmesser von 160 mm, das Förderquantum wird zu 0,45 cbm pro Minute angegeben, die Hubhöhe hängt, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird, von der Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades ab. Die in Fig. 711 und Fig. 712 dargestellte Centrifugalpumpe aus der Fabrik von Henschel und Sohn*) in Cassel unterscheidet sich von der vorhergehenden außer durch die

Fig. 711.

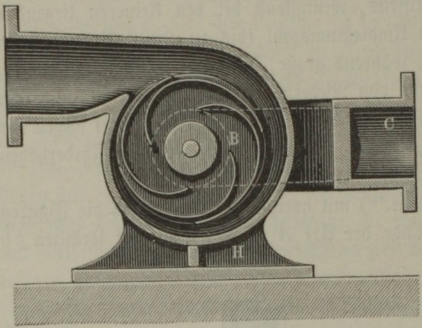
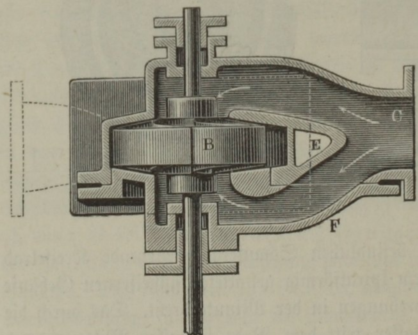



Fig. 712.




*) Sammlung von Zeichnungen für die Hütte, Jahrgang 1864, Tfl. 23.

größeren Abmessungen hauptsächlich dadurch, daß das Kreiselrad *B* hierbei aus einer ebenen Scheibe besteht, welche zu beiden Seiten mit Schaufeln versehen ist. Demgemäß ist das Gehäuse auch so eingerichtet, daß das

Fig. 713.

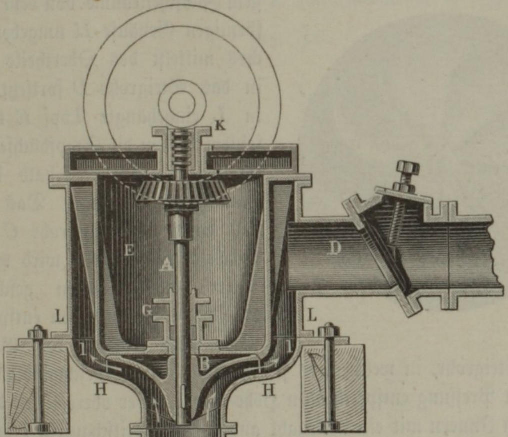
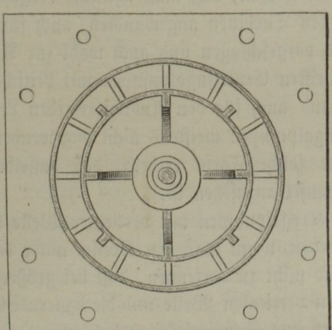



Fig. 714.

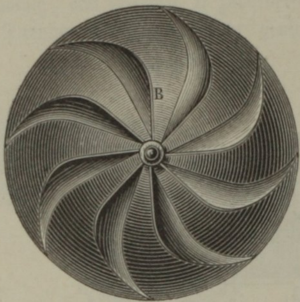


Rohr *C*, an welches das Saugrohr angeschlossen wird, zu einem gabelförmigen Canale *E* gestaltet ist, welcher dem Rade das Wasser zu beiden Seiten zuführt. Dabei ist der Deckel *F* zweckmäßig so gestaltet, daß derselbe behufs des Zugangs zum Innern leicht abgenommen werden kann, ohne das Gehäuse *H* von seinem Fundamente oder das Saugrohr vom Gehäuse entfernen zu müssen.

Als ein Beispiel für die Pumpen mit verticaler Axe, welche zuweilen vorzugsweise mit dem Namen Kreiselpumpen belegt werden, sei noch die

Schwartzkopff'sche Construction*), Fig. 713 und 714 (a. v. S.), angeführt. Hier trägt die verticale Axe $A$ auf ihrem unteren Ende den conoidisch geformten Kreisel $B$, welcher auf seiner unteren Fläche mit Schaufeln versehen ist, deren Form aus Fig. 715 hervorgeht, welche eine Ansicht des Kreisels von unten

Fig. 715.




darstellt. Der Kreisel ist mit geringem Zwischenraume von dem glockenförmigen Gehäuse $H$ umgeben, welches mittelst des Obertheils $L$ sich in das Steigrohr $D$ fortsetzt. Der in $L$ eingehängte Topf $E$ trägt in seinem Boden die Stopfbüchse $G$ für die Axe, welche oberhalb in dem Kammlager $K$ hängt. Das Wasser tritt durch das Saugrohr $C$ in das Gehäuse des Kreisels, wird von dem letzteren nach außen geschleudert und schiebt sich auf den entsprechend gekrümmten Flächen des Gehäuses $H$ in das Steigrohr, in welchem es sich zu einer seiner Geschwindigkeit und hydraulischen Pressung entsprechenden Höhe erhebt. Der obere Theil des Gehäuses ist im Innern mit einer Anzahl angegossener Leitschaufeln $l$ versehen. Diese Schaufeln haben den Zweck, durch ihre allmälige Krümmung das vom Kreisel emporsteigende Wasser, welches noch eine rotirende Bewegung besitzt, ohne Stoßwirkung in die radiale Richtung überzuführen, um die Effectverluste zu vermeiden, welche durch die sonst erzeugten Wirbel veranlaßt würden. Es muß hier bemerkt werden, daß man ähnliche Leitschaufelapparate, nach Analogie der bei den Turbinen angewandten, auch für den Eintritt des Wassers in das Rad vorgeschlagen und auch wohl zur Ausführung gebracht hat, doch sind die meisten Centrifugalpumpen mit Leitschaufeln für den Eintritt nicht versehen, und auch für den Austritt werden Leitschaufeln bei den horizontalen Centrifugalpumpen meistens nicht angewendet, da man bei diesen dem Gehäuse eine solche Form ertheilt, daß dasselbe gewissermaßen als eine einzige Leitschaufel anzusehen ist.

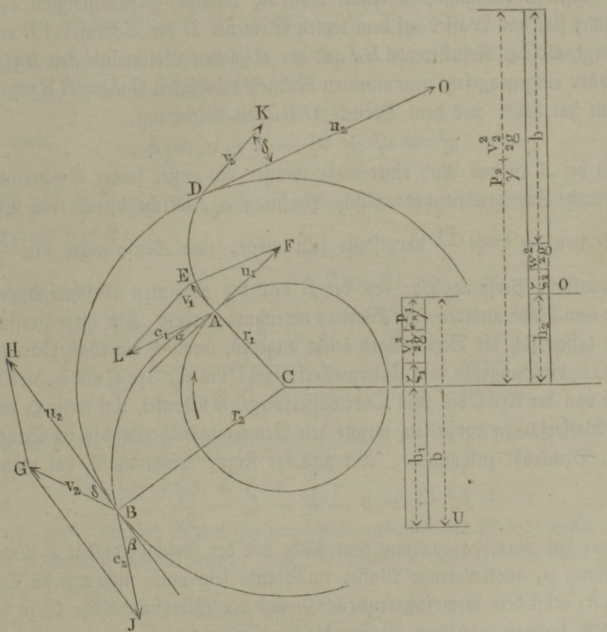
Bei der Construction der Kreiselpumpen mit verticaler Welle kann man das Bodenventil gänzlich umgehen, wenn man den Kreisel unter dem Unterwasserspiegel anbringt, doch ist nicht zu verkennen, daß bei größerer Saughöhe die Aufstellung der langen verticalen Welle und die dauernde Erhaltung derselben in der lothrechten Lage ihre Schwierigkeiten hat, besonders im Hinblick darauf, daß bei kräftiger Wirkung der Pumpe erfahrungsmäßig durch

*) Verhandlgn. d. Ver. zur Beförderung des Gewerbfl. in Preußen, Jahrg. 1865.

das energische Zuströmen des Wassers zum Saugkorbe der Boden unter demselben bedeutend gelockert wird.

Die Wirkung des Kreiselrades auf das Wasser ist in ähnlicher Art zu beurtheilen, wie diejenige des Aufschlagwassers auf die Schaufeln der Turbinen (s. Thl. II.). Zu dem Ende sei $AB$, Fig. 716, eine Schaufel, welche den inneren und den äußeren Kreis vom Halbmesser $r_1$ resp. $r_2$ unter den

Fig. 716.



Winkeln $\alpha$ und $\beta$ schneiden möge. Setzt man den gewöhnlichen Fall voraus, daß das Wasser dem inneren Kreise ohne Leitschaufeln, also in radialer Richtung zugeführt wird, und bezeichnet man mit $v_1$ die absolute Eintrittsgeschwindigkeit $AE$ des Wassers, so muß bekanntlich, wenn $AF = u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit des inneren Kreises $A$ ist, zur Vermeidung eines Stoßes das erste Element der Schaufel in $A$ die Richtung $AL$ der Geschwindigkeit $c_1$ haben, mit welcher das Wasser relativ gegen das rotirende Rad seine Bewegung beginnt. Man hat daher als Bedingung des stoßfreien Eintrittes die Gleichung:

$$c_1^2 = v_1^2 + u_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

In Folge der anfänglichen Geschwindigkeit $v_1$ des Wassers und der gleichzeitigen Drehung des Rades wird ein bei $A$ eingetretener Wassertropfen einen absoluten Weg im Rade durchlaufen, welcher etwa durch die Curve $AD$ dargestellt sein mag, die den äußeren Radumfang in $D$ unter dem Winkel $KDO = \delta$ schneiden möge. Bezeichnet man mit $v_2$ die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad in der Richtung $DK$ verläßt, und ist $u_2 = DO = BH$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am äußeren Umfange, so erhält man die relative Geschwindigkeit $c_2$, mit welcher sich das Wasser auf dem letzten Elemente $B$ der Schaufel $AB$ entlang bewegt, als die Resultirende $BJ$ aus der absoluten Geschwindigkeit $BG = v_2$ und der entgegengesetzt genommenen Radgeschwindigkeit $GJ = HB = -u_2$. Man hat daher aus dem Dreiecke $GBJ$ die Gleichung:

$$c_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2\, v_2 u_2 \cos\delta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Das bei $A$ in das Rad eintretende Wasser hat außer seiner Geschwindigkeit $v_1$ noch eine gewisse hydraulische Pressung $p_1$, welche durch eine Wassersäule von der Höhe $\frac{p_1}{\gamma}$ dargestellt sein möge, und ebenso möge mit $\frac{p_2}{\gamma}$ die hydraulische Pressungshöhe des bei $B$ mit der absoluten Geschwindigkeit $v_2$ aus dem Rade austretenden Wassers bezeichnet werden. Für diese Pressungen nun lassen sich die Beziehungen leicht angeben, wenn $b$ die Wasserbarometerhöhe, $h_1$ die Saughöhe vom Unterwasserspiegel $U$ bis zur Axe $C$ und $h_2$ die Druckhöhe von der Axe $C$ bis zum Oberwasserspiegel $O$ bedeutet, und wenn $\zeta_1$ und $\zeta_2$ die Wassersäulen vorstellen, welche den Bewegungswiderständen im Saugrohr resp. Druckrohr zukommen. Wie aus der Figur ersichtlich ist, hat man

$$\frac{p_1}{\gamma} = b - h_1 - \zeta_1 - \frac{v_1^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Ferner hat man, da das aus dem Rade mit der Geschwindigkeit $v_2$ und der Pressung $p_2$ ausströmende Wasser im Stande sein muß, nicht nur die Steighöhe $h_2$ nebst dem Atmosphärendrucke $b$ und der Widerstandshöhe $\zeta_2$ zu überwinden, sondern auch dem Wasser die Ausflußgeschwindigkeit $w$ zu ertheilen:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = h_2 + b + \zeta_2 + \frac{w^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Um nun zu finden, welche Geschwindigkeit $u_2$ des Rades erforderlich ist, um dem Wasser die erforderliche Wirkungsfähigkeit zu ertheilen, bemerke man, daß dem Wasser beim Durchgange durch das Rad von $A$ nach $B$ nach dem in Thl. I, Abschn. V, Cap. 3 Gesagten durch die Centrifugalkraft ein Zuwachs an lebendiger Kraft ertheilt wird, welche der Höhe

$$\frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}$$

entspricht, von welcher Höhe indessen die den Widerständen beim Durchgange zwischen den Radschaufeln zugehörige Wassersäulenhöhe $\zeta_r$ in Abzug gebracht werden muß. Mit Rücksicht hierauf findet man daher die Gleichung, welche der Wirkung des rotirenden Kreisels auf das hindurchpassirende Wasser entspricht:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g}\right) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \zeta_r \quad . \quad . \quad (5)$$

Setzt man in diese Gleichung aus 1 bis 4 die Werthe für $c_1^2$, $c_2^2$, $p_1$ und $p_2$ ein, so erhält man nach einfacher Reduction:

$$h_1 + h_2 + \zeta_1 + \zeta_2 + \frac{w^2}{2g} - \frac{2\, v_2\, u_2 \cos\delta}{2g} = -\zeta_r,$$

oder wenn die ganze Förderhöhe $h_1 + h_2 = h$, und die Summe aller hydraulischen Widerstandshöhen

$$\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_r = \zeta$$

gesetzt wird,

$$h + \zeta + \frac{w^2}{2g} = \frac{v_2\, u_2 \cos\delta}{g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Um hieraus die äußere Radgeschwindigkeit $u_2$ zu ermitteln, setzt man aus dem Dreieck $BGH$:

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

und findet

$$u_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w_2}{2g}\right)\frac{\sin(\beta + \delta)}{\sin\beta\cos\delta}}$$

$$= \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)(1 + tg\,\delta\, cotg\,\beta)} \quad . \quad . \quad (7)$$

Ebenso folgt die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$v_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)\frac{\sin\beta}{\cos\delta\sin(\beta + \delta)}} \quad . \quad . \quad (8)$$

Aus (7) findet sich die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades, wenn man $\delta$ und $\beta$ sowie $\zeta$ und $w$ kennt. Für die Winkel $\delta$ und $\beta$ kann man nach Grove*) passend

$tg\,\delta = 0{,}5$; also $\delta = 26^0\ 34'$ und

$tg\,\beta = 0{,}3$; also $\beta = 16^0\ 42'$ annehmen.

Ebenso genügt es, die zur Ausflußgeschwindigkeit $w$ gehörige Höhe $\frac{w^2}{2g}$ gleich etwa 3 Proc. der Förderhöhe $h$ zu setzen. Nimmt man ferner noch die ganze Widerstandshöhe $\zeta$ nach den vorliegenden Erfahrungen zu 0,42 $h$ an, so erhält man mit diesen Werthen die äußere Radgeschwindigkeit

$$u_2 = 1{,}4\ \sqrt{2\,gh},$$

d. h. um etwa 40 Proc. größer, als die zu der Förderhöhe $h$ gehörige Fallgeschwindigkeit. Ebenso folgt mit diesen Werthen die absolute Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Rade

*) Mittheil. des Gew.-Ver. f. Hannover 1869, S. 130.

$$v_2 = 0{,}6 \sqrt{2gh}.$$

Bezeichnet nun $r_1$ den inneren und $r_2$ den äußeren Radhalbmesser, so findet man die Umdrehungszahl pro Minute zu

$$n = \frac{30\,u_2}{\pi r_2} = 9{,}55\,\frac{u_2}{r_2}.$$

Die lichte Weite $b_2$ des Rades am äußeren Umfange ermittelt sich ferner, wenn die Anzahl der Schaufeln gleich $z$ und deren normale Dicke $s$ ist, und wenn $Q$ das in der Secunde zu fördernde Wasserquantum bedeutet, durch die Gleichung

$$Q = (2\,\pi\,r_2\,sin\,\beta - z\,s)\,b_2\,v_2.$$

Ebenso hat man für den Eintritt des Wassers die Gleichung

$$Q = \left(2\,\pi\,r_1 - \frac{z\,s}{sin\,\alpha}\right) b_1\,v_1,$$

woraus eine der Größen $b_1, v_1$ oder $r_1$ bestimmt werden kann, wenn in Betreff der anderen geeignete Annahmen gemacht werden. So kann man z. B. mit Grove voraussetzen, daß die radiale Componente der Wassergeschwindigkeit beim Durchgange durch das Rad constant bleiben solle, d. h. daß

$$v_1 = v_2\,sin\,\delta$$

sei, dann folgt, da

$$v_1 = u_1\,tg\,\alpha = \frac{r_1}{r_2}\,u_2\,tg\,\alpha$$

ist, aus

$$v_2\,sin\,\delta = \frac{r_1}{r_2}\,u_2\,tg\,\alpha$$

für den Winkel $\alpha$ am Schaufelanfange

$$tg\,\alpha = \frac{r_2}{r_1}\,\frac{v_2}{u_2}\,sin\,\delta = \frac{r_2}{r_1}\,\frac{sin\,\beta\;sin\,\delta}{sin\,(\beta + \delta)}.$$

Legt man z. B. das gebräuchliche Verhältniß $\frac{r_2}{r_1} = 2$ zu Grunde, so ergiebt sich mit den oben angegebenen Werthen von $\beta = 16^0\,42'$ und $\delta = 26^0\,34'$

$$tg\,\alpha = 0{,}375, \text{ oder } \alpha = 20^0\,30'.$$

Ebenso kann man passend die Annahme machen, daß der Eintrittsquerschnitt des Wassers in das Rad gleiche Größe habe mit dem Querschnitte des Rohres, welches das Wasser zuführt, daß man also, wenn von der Verengung durch die Schaufeldicken abgesehen wird, $\pi\,r_1^2 = 2\,\pi\,r_1 b_1$ setzt, woraus die lichte Radweite im Innern $b_1 = \frac{r_1}{2}$ folgt, u. s. w.

Ueber die Anzahl der Schaufeln und deren Dicke können dieselben Regeln wie für Turbinen gelten, meist liegt die Schaufelzahl für mittelgroße Räder zwischen 4 und 10, die Dicke etwa zwischen 5 und 10 mm.

Hat man die Winkel $\alpha$ und $\beta$ bestimmt, unter welchen die Schaufeln den inneren und äußeren Radkranz schneiden, so wird man die Schaufelform nur auf Grund einer bestimmten Voraussetzung feststellen können. Eine Ermittelung der vortheilhaftesten Schaufelform durch Rechnung ist nicht angängig, da eine solche Rechnung nur möglich sein würde, wenn man die Widerstände des Wassers bei der Bewegung durch das Rad durch analytische Ausdrücke darstellen könnte, denn man wird diejenige Schaufelform die vortheilhafteste nennen müssen, für welche diese Widerstände am kleinsten sind. Wären solche Widerstände überhaupt nicht vorhanden, so würde jede beliebige Schaufelform, welche mit den Radumfängen die geforderten Winkel $\alpha$ und $\beta$ bildet, dem Zwecke gleich gut entsprechen. So lange daher über die Widerstände des Wassers zwischen den Schaufeln nichts Bestimmteres angegeben werden kann, wird die Ermittelung der Schaufelform hier wie bei den Turbinen lediglich auf gewissen Voraussetzungen beruhen.

Solche Voraussetzungen hat man z. B. hinsichtlich des Gesetzes gemacht, nach welchem die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchlaufen des Rades sich ändern soll. So z. B. hat man wohl die Bedingung gestellt, die radiale Geschwindigkeitscomponente des Wassers solle constant bleiben, und die tangentiale Geschwindigkeit nach einem bestimmten Gesetze *) zunehmen, und hat hieraus den absoluten Wasserweg und aus diesem die Schaufelform ermittelt, wie bei den Turbinen (s. Thl. II.). Bei der Willkürlichkeit, welche allen derartigen Voraussetzungen anhaftet, dürfte es ebenso gerechtfertigt sein, direct für die Schaufeln eine möglichst einfache Form anzunehmen, etwa einen Kreisbogen, welcher die beiden Radkreise unter den geforderten Winkeln $\alpha$ und $\beta$ schneidet. Um einen solchen Kreisbogen zu verzeichnen, trage **) man in einem beliebigen Punkte $B$ des äußeren Radkreises, Fig. 717, an die Tangente $BH$ den Winkel $HBJ = \beta$, und an den Radius $CB$ den Winkel $BCN = \alpha + \beta$ an. Zieht man nun von $B$ eine Gerade durch den dadurch erhaltenen Schnittpunkt $N$ bis zum zweiten Durchschnitt $A$ mit dem inneren Radkreise, so entspricht ein durch $A$ und $B$ gelegter Kreisbogen, dessen Mittelpunkt $K$ auf der in $B$ zu $BJ$ Senkrechten gelegen ist, der geforderten Bedingung, wie aus der Figur leicht zu erkennen ist, denn aus dem gleichschenkeligen Dreiecke $CNA$ folgt $CNA = CAN$ oder $\alpha + \beta + x = y + \beta + x$, woraus $CAK = y = \alpha$ resultirt.

Der Leitschaufelapparat, welcher den Zweck hat, das am Radumfange unter dem Winkel $\delta$ austretende Wasser aufzunehmen und in geeigneter Weise in die Richtung des Steigrohres überzuführen, wird, wie schon oben bemerkt wurde, bei den horizontalen Centrifugalpumpen durch das Kreiselgehäuse gebildet, indem dessen Umfang gewissermaßen als einzige Leitschaufel

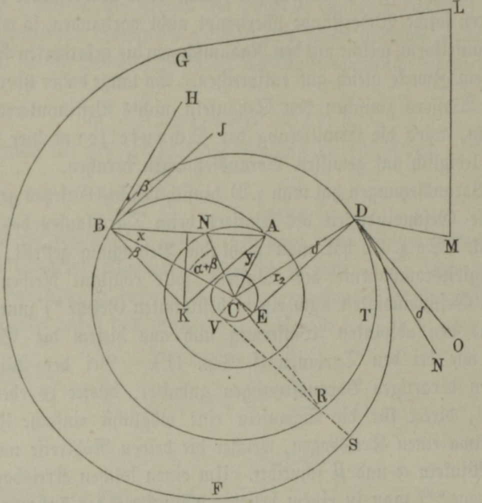
---

*) S. u. A. Fink, Theorie der Centrifugalpumpen. Zeitschr. d. Ing. 1868, S. 1.

**) S. den Artikel von Grove. Mittheilungen. d. Gew. V. f. Hannov. 1869.

anzusehen ist. Man läßt dieses Gehäuse in einem Punkte $D$ dicht bis fast zur Berührung an den Kreisel herantreten, und giebt ihm hier die Richtung des austretenden Wassers, indem man den Winkel $NDO = \delta$ macht. Eine passende Form des Gehäuses erhält man dann in der Kreisevolvente $DFG$ desjenigen

Fig. 717.




Kreises, welcher concentrisch zum Rade mit dem Halbmesser $CE = r_2 \sin \delta$ beschrieben ist. Hierbei ist nämlich für jeden Punkt, z. B. $R$, im Umfange des Rades der zur Austrittsgeschwindigkeit des Wassers senkrechte Querschnitt des Gehäuses $RS$ gleich demjenigen Austrittsquerschnitte des äußeren Radumfanges $DTR$, welcher das durch $RS$ abzuführende Wasser liefert. Bezeichnet man nämlich den Winkel

$$DCR = ECV \text{ mit } \varphi,$$

so ist

$$RS = arc VE = r_2 \sin \delta \, . \, \varphi,$$

daher der Durchgangsquerschnitt für das Wasser an dieser Stelle durch $b_2 r_2 \varphi \sin \delta$ gegeben ist, wenn dem Gehäuse dieselbe lichte Weite $b_2$ wie dem Rade gegeben wird. Ebenso groß ist aber auch, abgesehen von der Verengung durch die Dicken der Schaufeln, der Querschnitt, welcher auf dem Radumfange $DTR = r_2 \varphi$ dem unter dem Winkel $\delta$ austretenden Wasser dargeboten wird. An dieses Gehäuse schließt sich natürlich der Hals $GLMD$ an, welcher in geeigneter Weise die Ueberführung des Wassers nach dem Steigrohre vermittelt.

Die zum Betriebe der Pumpe erforderliche Arbeit ist gleich derjenigen, welche dazu gehören würde, um die per Secunde geförderte Wassermenge $Q$ auf die Höhe

$$h + \zeta + \frac{w^2}{2g}$$

zu erheben, so daß sich die erforderliche Anzahl Pferdekräfte zu

$$N = \frac{Q\gamma}{75}\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right) = 13{,}33\ Q\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)$$

bestimmt. Der Wirkungsgrad der Pumpe ist, da das Wasser factisch nur auf die Höhe $h$ gehoben wird, durch

$$\eta = \frac{h}{h + \zeta + \frac{w^2}{2g}}$$

gegeben. Mit den oben angenommenen mittleren Werthen von $\zeta = 0{,}42\,h$ und $\frac{w^2}{2g} = 0{,}03\,h$ erhielte man sonach einen Wirkungsgrad der Pumpe von

$$\eta = \frac{h}{1{,}45\,h} = 0{,}69.$$

Hierbei sind die Widerstände der Zapfenreibung nicht berücksichtigt, welche durch den Zug des Riemens und das geringe Gewicht des Rades erzeugt werden, diese Widerstände sind nach den dafür angegebenen Regeln in jedem Falle besonders zu ermitteln.

Beispiel. Welche Verhältnisse sind einer Centrifugalpumpe zu geben, welche in jeder Minute 6 cbm Wasser auf 5 m Höhe befördern soll?

Nimmt man etwa $\beta = 15^0$ und $\delta = 25^0$ an, so erhält man, wenn

$$\zeta + \frac{w^2}{2g} = 0{,}5\,h$$

gesetzt wird, die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades nach (7)

$$u_2 = \sqrt{g\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right)(1 + tg\,\delta\ cotg\,\beta)}$$

$$= \sqrt{9{,}81\ .\ 5\ .\ 1{,}5\ (1 + 0{,}466\ .\ 3{,}73)} = 14{,}20\ \mathrm{m}$$

und die absolute Austrittsgeschwindigkeit nach (8)

$$v_2 = \sqrt{9{,}81\ .\ 5\ .\ 1{,}5\ .\ \frac{sin\,15^0}{cos\,25^0\ sin\,40^0}} = 5{,}72\ \mathrm{m}.$$

Die radiale Componente der Austrittsgeschwindigkeit ist daher

$$v_2\,sin\,\delta = 5{,}72\ .\ 0{,}423 = 2{,}42\ \mathrm{m}.$$

Soll das Wasser mit dieser Geschwindigkeit auch radial in das Rad und durch das Saugrohr sich bewegen, so ergiebt sich dessen Durchmesser $d$ aus

$$\frac{\pi d^2}{4} v_2 \sin\delta = Q \text{ zu } d = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{6}{60 \,.\, 2{,}42}} = 0{,}230 \text{ m}.$$

Giebt man daher dem Rade einen inneren Durchmesser von 0,24 m, macht also $r_1 = 0{,}12$ und $r_2 = 2 r_1 = 0{,}24$ m, so erhält man zunächst die innere Umfangsgeschwindigkeit

$$u_1 = \frac{r_1}{r_2} u_2 = \frac{1}{2} 14{,}2 = 7{,}1 \text{ m},$$

und daher den inneren Schaufelwinkel $\alpha$ aus

$$tg\,\alpha = \frac{v_1}{u_1} = \frac{2{,}42}{7{,}1} = 0{,}341,$$

woraus $\alpha = 18^0 50'$ folgt. Nimmt man nun sechs Schaufeln von 6 mm Dicke an, so erhält man die lichte Weite $b_1$ des Rades innen durch

$$\left(2\pi r_1 - \frac{z s}{\sin\alpha}\right) b_1 v_1 = Q,$$

oder

$$\left(2\pi \,.\, 0{,}12 - \frac{6 \,.\, 0{,}006}{0{,}323}\right) 2{,}42 \,.\, b_1 = \frac{6}{60}$$

zu $b_1 = 0{,}065$ m und ebenso die äußere Weite $b_2$ aus

$$Q = \left(2\pi r_2 - \frac{z s}{\sin\beta}\right) v_2 \sin\delta\, b_2$$

zu

$$b_2 = \frac{0{,}1}{\left(2\pi \,.\, 0{,}24 - \frac{0{,}036}{0{,}259}\right) 2{,}42} = 0{,}030 \text{ m}.$$

Die Umdrehungszahl des Rades ergiebt sich schließlich zu

$$n = \frac{60\, u_2}{2\pi r_2} = \frac{30 \,.\, 14{,}20}{3{,}14 \,.\, 0{,}24} = 564 \text{ Umdrehungen}$$

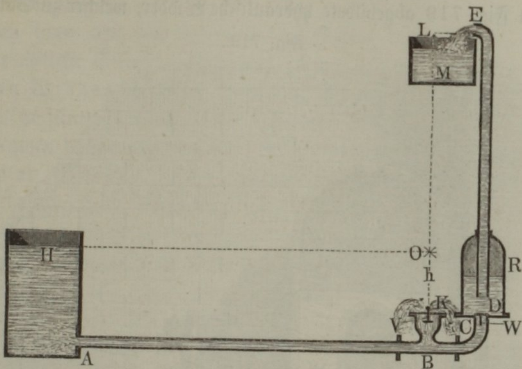
pro Minute und die erforderliche Betriebskraft zu

$$N = \frac{Q\gamma}{75}\left(h + \zeta + \frac{w^2}{2g}\right) = \frac{6 \,.\, 1000}{60 \,.\, 75} \,.\, 5 \,.\, 1{,}5 = 10 \text{ Pferdekraft}.$$

§. 162. **Der hydraulische Widder.** Anstatt dem Wasser die zu seiner Erhebung auf bestimmte Höhe erforderliche Geschwindigkeit durch die Einwirkung eines schnell rotirenden Schaufelrades zu ertheilen, kann man zu diesem Zwecke auch die lebendige Kraft des durch eine Röhre fließenden Wassers benutzen, wenn man über Aufschlagwasser von genügendem Gefälle verfügen kann. Hierauf beruht der 1796 von Montgolfier erfundene hydraulische Widder oder Stoßheber, bei welchem ein Theil des Aufschlagwassers direct auf eine größere als die Gefällshöhe emporgedrückt wird. Die wesentliche Einrichtung eines hydraulischen Widders ist folgende. Der Behälter $HA$, Fig. 718, in welchem das Aufschlag- und Hubwasser angesammelt wird, steht durch eine Leitungsröhre $ABC$ mit dem Windkessel $R$ in Verbindung, und in letzteren mündet eine Steigröhre $DE$ ein, deren

Mündung $E$ über dem zur Aufnahme des Hubwassers dienenden Behälter $LM$ steht. Ferner ist die Einmündung $C$ der Leitungsröhre in den

Fig. 718.

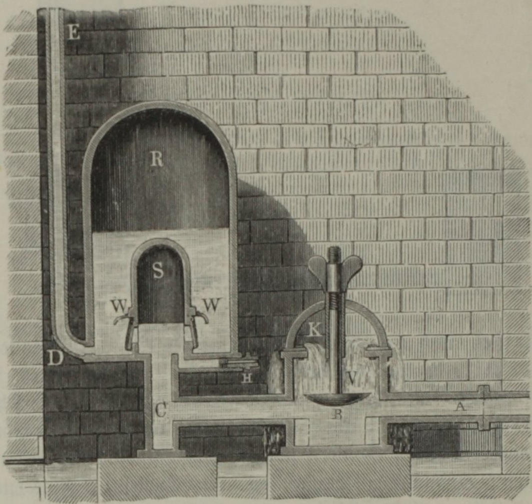



Windkessel durch ein sich nach oben öffnendes Ventil $W$, das sogenannte Steigventil, dagegen die kurze Seitenröhre $BK$ mit einem sich nach unten öffnenden Ventil, dem sogenannten Sperrventil $V$, versehen.

Um die Wirkungsweise dieser Wasserhebungsmaschine zu erklären, denke man sich anfangs die beiden Ventile $V$ und $W$ verschlossen, und die beiden Röhren $ABC$ und $DE$ gänzlich mit Wasser, sowie den Windkessel $R$ theils mit Wasser, theils mit Luft angefüllt. Wird nun durch Niederdrücken des Ventiles $V$ die Mündung $K$ eröffnet, so erfolgt der Ausfluß des Wassers durch $K$, sowie das Nachfließen desselben aus dem Behälter $AH$ in der Röhre $AB$. Hierbei ist der hydraulische Druck auf die obere Fläche des Sperrventils wegen der größeren Wassergeschwindigkeit geringer als der hydraulische Druck auf die untere Ventilfläche, und deshalb schließt sich das Ventil, sobald die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers einen gewissen Betrag erreicht hat, bei welchem der Ueberdruck von unten das Eigengewicht des Ventiles übertrifft. In Folge dieses Ventilschlusses wird das in $AB$ in Bewegung befindliche Wasser das Steigventil aufstoßen, und es wird so lange Wasser in den Windkessel $R$ gedrückt, bis die lebendige Kraft des Wassers in der Leitungsröhre gänzlich dadurch aufgezehrt ist. Mit dem Eintreten von Wasser in den Windkessel ist ein Zusammendrücken der Luft in demselben und ein Ausgießen durch die Ausmündung $E$ der Steigröhre $DE$ verbunden. Nachdem nun auf diese Weise das Wasser in $AB$ zur Ruhe gekommen ist, so nimmt dasselbe, in Folge des größeren Druckes auf der Seite des Windkessels allmälig die umgekehrte Bewegung in der Richtung von $B$ nach $A$ an, und da sich hierbei sehr bald das Steigventil $W$ schließt, so hört dann auch das Nachfließen des Wassers aus $D$ auf; es gewinnt nun die Atmosphäre das Uebergewicht über den Druck des Wassers in $B$ und stößt das Sperrventil wieder nieder, so daß nun selbstthätig ein neues Spiel beginnen kann.

Der in Fig. 719 abgebildete hydraulische Widder, welcher zu Saint-Cloud

Fig. 719.

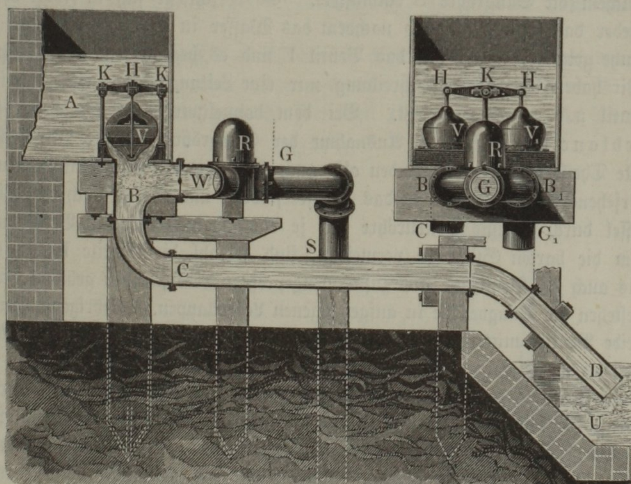



bei Paris arbeitet und von Montgolfier selbst hergestellt worden ist, weicht in der angegebenen Einrichtung vorzüglich durch die Anwendung von zwei Windkesseln ab. Es ist hier $AB$ das Ende der Leitungsröhre, $V$ das Sperrventil, $R$ der Windkessel mit der Steigröhre $DE$; außerdem ist aber noch ein Windkessel $S$ angebracht, welcher einerseits durch das Rohr $C$ mit der Ventilkammer $BK$ und auf der anderen Seite durch die Steigventile $W, W$ mit dem äußeren Windkessel $R$ communicirt. Der innere Windkessel ist angebracht, um durch die in demselben eingeschlossene Luft die nachtheiligen Wirkungen der mit dem plötzlichen Auf- und Abschließen des Sperrventiles verbundenen Stöße zu schwächen, wodurch nicht allein die Maschine selbst mehr geschont, sondern auch die Wirksamkeit derselben erhöht wird.

Um die Luft wieder zu ersetzen, welche sich unter dem höheren Drucke im Windkessel $R$ nach und nach mit dem Wasser verbindet und durch die Steigröhre abgeführt wird, bringt man am Boden des Windkessels $R$ noch ein Mundstück $H$ an, welches mit einem sich nach innen öffnenden Ventile versehen ist. Dieses Ventil öffnet sich bei der rückgängigen Bewegung des Wassers in der Leitungsröhre, sowie der Druck desselben unter den Atmosphärendruck sinkt, und es dringt auf diese Weise bei jedem Spiele eine kleine Luftmenge in die Windkessel $S$ und $R$, welche die durch die Steigröhre abgeführte Luftmenge ersetzt, so daß beide Windkessel immer die gehörige Luftmenge behalten.

Man kann auch den hydraulischen Widder so einrichten, daß er das Wasser mittelst Saugen emporhebt. Einen solchen saugenden hydraulischen Widder hat schon Boulton*) ausgeführt, auch Hachette behandelt in seinem Traité élémentaire des Machines diese Maschine unter dem Namen bélier aspirateur. In der neueren Zeit ist von dem belgischen Ingenieur Leblanc**) ein doppeltwirkender saugender Stoßheber zur Wasserhaltung beim Schleusen-, Quai- und Brückenbau construirt und in Anwendung gebracht worden, welcher in Fig. 720 abgebildet ist. Es ist $A$ der Speisebehälter, $BCD$ die in denselben einmündende Leitungsröhre, ferner

Fig. 720.




$SG$ der obere Theil der Saugröhre, $R$ ein Windkessel, und $BR$ das vom letzteren nach der Leitungsröhre führende Communicationsrohr. Das Sperrventil des gewöhnlichen Stoßhebers ist hier durch das Eintrittsventil $V$, sowie das Steigventil des ersteren durch das Saugventil $W$ ersetzt. Ist $V$ er-

*) Journal des mines, Bd. II.

**) Annales des ponts et chaussées, 3. Ser. 7. année 1858 und Civil-Ingenieur, Bd. 5.

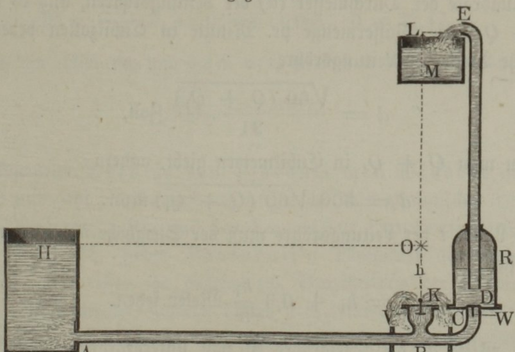
öffnet, so fließt das Wasser aus $A$ in die Leitungsröhre, und in derselben weiter bis in den Sumpf $U$. Nachdem hierbei die Geschwindigkeit des Wassers in $BCD$ eine gewisse Größe erreicht hat, wird $V$ von dem darüber stehenden Wasser niedergedrückt, und da nun aus $A$ kein Wasser mehr nachfließen kann, so sinkt der Druck des Wassers bei $B$ unter den Atmosphärendruck herab, und es eröffnet sich in Folge des Ueberdrucks von der Seite des mit verdünnter Luft angefüllten Saugwindkessels das Saugventil $W$. In Folge dessen setzt nun der atmosphärische Ueberdruck in der Röhre $SG$ das Wasser in aufsteigende Bewegung, wobei es auf dem Wege $RWB$ in die Leitungsröhre und von da weiter bis zum Abfluß bei $U$ gelangt. Diese Bewegung dauert jedoch nur eine kurze Zeit, denn sobald die lebendige Kraft des Wassers in der Leitungsröhre aufgezehrt ist, gewinnt der Druck des Wassers in der Röhre $BC$ wieder das Uebergewicht über den Druck in $RW$, da der Wasserspiegel $U$ höher steht als der des Unterwassers, unter welchem die Saugröhre $S$ einmündet. Es verschließt sich in Folge dessen wieder das Ventil $W$, und nachdem das Wasser in der Leitungsröhre zur Ruhe gelangt, öffnet sich das Ventil $V$ und es beginnt ein neues Spiel. Wir haben bei dieser Beschreibung nur eine Leitungsröhre, ein Eintrittsventil u. s. w. vorausgesetzt. Bei dem doppeltwirkenden Stoßheber von Leblanc sind aber, mit Ausnahme der Saugröhre und des Windkessels, alle Theile doppelt; es münden also auch zwei, mit je einem Eintrittsventile versehene Leitungsröhren in das Speisereservoir, und es steht auch der Windkessel durch je eine Seitenröhre mit je einer Leitungsröhre in Verbindung. Um die harten Stöße zu vermeiden, sind sowohl die Ventile $V$, $V_1$ (II) als auch die Ventilsitze aus zusammengepreßten Lederscheiben gebildet, auch bestehen die Saugventile in aufgehangenen Lederklappen. Uebrigens hängen beide Ventile mittelst ihrer Stiele an einem um die horizontale Axe $KK$ drehbaren gleicharmigen Hebel $HKH_1$; deshalb ist mit dem Schließen des einen Ventiles auch das Eröffnen des anderen verbunden, und es werden ebenso die beiden Saugventile $W$ und $W_1$ abwechselnd eröffnet und geschlossen.

Bei dem beschriebenen saugenden Doppelstoßheber ist die Weite sämmtlicher Röhren und Mündungen 0,2 m, ferner die Länge der Leitungsröhre 3,29 m, das Gefälle 1,7 m und die Förderhöhe 2,25 m. Ueber die Wirkung desselben sind genaue Angaben nicht bekannt, nur wird angegeben, daß dieser Heber ebensoviel leistet als sechs hölzerne Pumpen, von denen jede 12 Arbeiter zur Bedienung erfordert.

Ueber die Leistungsfähigkeit des gewöhnlichen Stoßhebers sind von Eytelwein sehr ausführliche Versuche, und zwar an zwei Modellen angestellt worden. Die Ergebnisse derselben enthält die Schrift: Bemerkungen über die Wirkung und vortheilhafte Anwendung des Stoßhebers von J. A. Eytelwein, Berlin 1805. Das größere der Versuchsmodelle hatte eine horizontale Leitungsröhre von 65 mm, eine Steigröhre von 26 mm Weite und einen aus Kupfer getriebenen Windkessel von 0,235 m Weite und 0,314 m Höhe. Sowohl die Röhrenlängen als auch die Gefälle und die Förderhöhe wurden innerhalb weiter Grenzen mehrfach abgeändert. Die kleinste Länge der Leitungsröhre war 3,6 m, die größte 13,65 m, die Länge der Steigröhre betrug 10 bis 15,5 m, ferner betrug das Gefälle oder die Druckhöhe 0,31 bis 3,13 m, und die Förderhöhe 4,7 bis 14,8 m. Uebrigens kamen bei den Versuchen an dem größeren Stoßheber fünf verschiedene tellerförmige Sperrventile vor, und von denselben hatte nur das eine eine Durchflußöffnung, deren Querschnitt von 23,9 qcm nahe gleich dem Querschnitt von 25,24 qcm der Leitungsröhre war. Das Steigventil war aus Messing, und bestand entweder in einer hängenden Klappe, oder in einem horizontal ausschiebenden Tellerventil. Die Anzahl der Spiele oder Schläge pro Minute betrug 10 bis 180, das Aufschlagwasserquantum in eben dieser Zeit 0,0044 bis 0,170 cbm, und die gehobene Wassermenge 0,75 bis 31 l.

Bezeichnet $Q$ das durch das Sperrventil abgeflossene Wasserquantum, und $Q_1$ die durch die Steigröhre emporgeförderte Wassermenge, ferner $h$ das Gefälle $OK$, Fig. 721, vom Wasserspiegel $H$ im Speisereservoir bis zur

Fig. 721.




Ausmündung $K$ des Sperrventiles gemessen, und $h_1$ die Förderhöhe $OL$, von eben diesem Wasserspiegel bis zur Ausgußmündung $E$ gerechnet, so ist der Wirkungsgrad des Stoßhebers:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h}$$

zu setzen. Eytelwein berechnet aus seinen 1123 theils mit dem großen, theils mit dem kleinen Stoßheber angestellten Versuchen: *

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2 \sqrt{\frac{h_1}{h}},$$

wonach sich nun für

| das Höhenverhältniß $\frac{h_1}{h} =$ | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 15 | 20 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| der Wirkungsgrad $\eta =$ | 0,920 | 0,837 | 0,774 | 0,720 | 0,673 | 0,630 | 0,555 | 0,488 | 0,427 | 0,345 | 0,226 |

herausstellt. Es nimmt also hiernach der Wirkungsgrad des Stoßhebers um so mehr ab, je größer bei gegebenem Gefälle $h$ die Förderhöhe $h_1$ ist, und deshalb schlägt Eytelwein vor, bei größeren Förderhöhen statt eines Stoßhebers mehrere derselben, wovon der eine dem anderen das Wasser zuhebt, in Anwendung zu bringen. Noch zieht Eytelwein aus den Ergebnissen seiner Versuche folgende wichtige Constructionsregeln.

1. Die verbrauchten Wassermengen $(Q + Q_1)$ verhalten sich ungefähr wie die Quadrate der Durchmesser $(d)$ der Leitungsröhren, und es ist, wenn $60\,(Q + Q_1)$ die Wassermenge pr. Minute in Cubikzollen bedeutet, die erforderliche Weite der Leitungsröhre:

$$d = \frac{\sqrt{60\,(Q + Q_1)}}{21} \text{ Zoll},$$

oder, wenn man $Q + Q_1$ in Cubikmetern giebt, nahezu

$$d = 300 \sqrt{60\,(Q + Q_1)} \text{ mm}.$$

2. Die Länge $l$ der Leitungsröhre muß der Steighöhe $h_1$ angemessen sein und läßt sich

$$l = h_1 + 0{,}3\,\frac{h_1}{h} \text{ Meter setzen.}$$

3. Die Weite $d_1$ der Steigröhre ist von untergeordnetem Einfluß auf die Wirkung der Maschine; es genügt, wenn man $d_1 = \frac{1}{2} d$ macht.

4. Der Sperrmündung ist derselbe Querschnitt zu geben, wie der Leitungsröhre, auch ist

5. das Gewicht des Sperrventiles möglichst klein, nur der erforderlichen Festigkeit entsprechend zu machen.

6. Uebrigens kann das Sperrventil unter Wasser stehen, ohne daß dadurch die Leistung der Maschine beeinträchtigt wird.

7. Beide Ventile müssen möglichst nahe an einander stehen.

8. Der Windkessel vermindert die Erschütterungen und trägt zur Erhöhung der Leistung der Maschine bei. Es ist hinreichend, den Fassungsraum des Windkessels gleich dem der Steigröhre zu machen.

Beispiel. Man soll für ein Gefälle von 2 m einen Stoßheber construiren, welcher pr. Minute 30 l Wasser 8 m hoch hebt.

Es ist hier $h = 2$, $h_1 = 8$, folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1{,}12 - 0{,}2\ \sqrt{4} = 0{,}72.$$

Nun folgt das erforderliche Aufschlagwasserquantum

$$60\ Q = 60\ \frac{Q_1\ h_1}{\eta\, h} = \frac{0{,}03\ .\ 8}{0{,}72\ .\ 2} = 0{,}167 \text{ cbm},$$

daher der ganze Wasserverbrauch pro Minute:

$$60\ (Q + Q_1) = 0{,}03 + 0{,}167 = 0{,}197 \text{ cbm},$$

und die erforderliche Weite der Leitungsröhre, sowie die der Ventilmündungen:

$$d = 300\ \sqrt{60\ (Q + Q_1)} = 300\ \sqrt{0{,}197} = 133 \text{ mm};$$

wogegen für die Steigröhre die Weite $d_1 = \frac{1}{2}\ d = 66$ mm genügt.

Die Länge der Leitungsröhre ist

$$l = h_1 + 0{,}3\ \frac{h_1}{h} = 8 + 0{,}3\ \frac{8}{2} = 9{,}2 \text{ m}.$$

Das erforderliche Volumen des Windkessels ist gleich dem der Steigröhre:

$$W = \frac{\pi\, d_1^2}{4}\ h_1 = 0{,}7854\ .\ 0{,}66^2\ .\ 80 = 27{,}4 \text{ l}.$$

Macht man ihn cylindrisch und 0,3 m weit, so muß er eine Höhe von

$$\frac{27{,}4}{7{,}068} = 0{,}388 \text{ m}$$

erhalten.

Die allgemeine Theorie des hydraulischen Widders ist ziemlich complicirt und setzt die Anwendung ungewöhnlicher analytischer Hülfsmittel voraus (s. Navier's Résumé des Leçons sur l'application de la Mécanique, Part. II, sowie Venturoli's Elementi di Meccanica e d'Idraulica, Vol. II); da dieselbe zur Beurtheilung der Leistung dieser Maschine nicht ausreicht, sondern hierzu noch immer Erfahrungsverhältnisse nöthig sind, so wollen wir sie im Folgenden unter einer Voraussetzung entwickeln, welche nur annähernd richtig ist, jedoch der Wahrheit um so näher kommt, je größer die Wassermasse in der Leitungsröhre und je größer die Anzahl der Spiele des Widders in einer Minute ist.

Bezeichnet $F$ den Querschnitt der Leitungsröhre, $l$ die Länge derselben und $h$ das Gefälle, so hat man die bei Eröffnung des Sperrventils durch die Kraft $Fh\gamma$ zu bewegende träge Wassermasse: $\frac{Fl\gamma}{g}$, und es ist hiernach die Acceleration dieser Masse:

$$p = \frac{Fh\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h}{l}\, g,$$

daher die nach $t$ Secunden in Folge dieser constanten Acceleration erlangte Geschwindigkeit derselben:

$$v = pt = \frac{h}{l}\, gt,$$

und wenn die Sperrmündung denselben Querschnitt $F$ hat, wie die Leitungsröhre, so folgt das in dieser Zeit $t$ ausgeflossene Wasserquantum:

$$V = F\,\frac{v}{2}\,t = \frac{Fl}{h}\,\frac{v^2}{2g} = \frac{Fh}{l}\,\frac{gt^2}{2}.$$

Ist nun die Wassermasse in der Steigröhre klein in Hinsicht auf die Wassermasse in der Leitungsröhre, so läßt sich bei geschlossenem Sperr- und geöffnetem Steigventile die Retardation der letzteren Masse in Folge des Gegendrucks $Fh_1\gamma$ in der Steigröhre setzen:

$$p_1 = \frac{Fh_1\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h_1}{l}\, g,$$

so daß nun für die Zeit $t_1$ nach Eröffnung des Steigventiles, die Geschwindigkeit der Wassermasse in der Leitungsröhre:

$$v_1 = v - p_1 t_1 = v - \frac{h_1}{l}\, gt_1$$

ist. Es ist daher die Zeit $t_1$, in welcher die ganze Wassermasse zur Ruhe gelangt, also $v_1 =$ Null wird,

$$t_1 = \frac{l}{h_1}\,\frac{v}{g} = \frac{h}{h_1}\, t,$$

sowie die hierbei in den Windkessel eingeflossene Wassermenge

$$V_1 = F\,\frac{v}{2}\,t_1 = \frac{Fl}{h_1}\,\frac{v^2}{2g} = \frac{Fh^2}{h_1\,l}\,\frac{gt^2}{2}.$$

Bleibt nun beim darauf erfolgenden Zurückströmen des Wassers in der Leitungsröhre das Steigventil noch eine kurze Zeit $t_2$ lang offen, so erlangt, da hierbei die bewegende Kraft $Fh_1\gamma$ ist, die Wassermasse $Fl\gamma$ die Geschwindigkeit:

$$v_2 = \frac{h_1}{l}\, gt_2,$$

und es fließt also das Wasserquantum

$$V_2 = \frac{Fh_1}{l}\,\frac{gt_2^2}{2}$$

wieder aus dem Windkessel ab.

Ist zuletzt noch das Steigventil geschlossen und das Sperrventil geöffnet, so bewegt sich die Wassermasse $Fl\gamma$ mit der Retardation

$$p_3 = \frac{h}{l}\, g,$$

und nimmt folglich nach der Zeit $t_3$ die Geschwindigkeit

$$v_3 = v_2 - p_3 t_3 = v_2 - \frac{h}{l}\, g t_3 \text{ an.}$$

Es ist endlich die Wassermasse $Fl\gamma$ wieder in Ruhe, also $v_3 =$ Null, und es beginnt ein neues Spiel nach der Zeit

$$t_3 = \frac{l}{h}\,\frac{v_2}{g} = \frac{h_1}{h}\, t_2,$$

während welcher das Wasserquantum

$$V_3 = \frac{F v_2 t_3}{2} = \frac{F v_2}{2}\,\frac{h_1}{h}\, t_2 = \frac{F h_1^2}{h l}\,\frac{g t_2^2}{2}$$

zurückfließt, und ein gleiches Luft- oder Wasserquantum durch die Sperrmündung einströmt.

Das Aufschlagwasserquantum, welches der Stoßheber pro Secunde erfordert, ist daher

$$Q = \frac{V - V_3}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

oder annähernd, wenn man $V_3$, $t_2$ und $t_3$ wegen Kleinheit außer Acht läßt:

$$Q = \frac{V}{t + t_1} = \frac{V}{t\left(1 + \dfrac{h}{h_1}\right)} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{Fv}{2} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{h}{l}\, F\, \frac{gt}{2}.$$

Ferner ist das emporgedrückte Wasserquantum pro Secunde

$$Q_1 = \frac{V_1 - V_2}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

annähernd

$$Q_1 = \frac{V_1}{t + t_1} = \frac{h_1}{h + h_1}\,\frac{V_1}{t} = \frac{h}{h + h_1}\,\frac{Fv}{2} = \frac{h}{h + h_1}\,\frac{h}{l}\, F\, \frac{gt}{2},$$

und daher das Verhältniß der geförderten Wassermenge zum Aufschlagwasserquantum:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{h}{h_1}.$$

Auch folgt das ganze verbrauchte Wasserquantum:

$$Q + Q_1 = \left(\frac{h_1}{h + h_1} + \frac{h}{h + h_1}\right) \frac{Fv}{2} = \frac{Fv}{2};$$

wonach, wie auch Eytelwein findet, der Querschnitt $F$ der Leitungsröhre dem verbrauchten Wasserquantum $Q + Q_1$ proportional sein soll.

Der Wirkungsgrad des Stoßhebers ist unter der Voraussetzung, daß der Widder durch das Sperrventil die Wassermenge $V_3 = \frac{F v_2 t_3}{2}$ beim Zurückfließen einsauge:

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2)\, h_1}{(V - V_3)\, h} = \frac{\left(\frac{h^2}{h_1}\, t^2 - h_1\, t_2^2\right) h_1}{\left(h t^2 - \frac{h_1^2 t_2^2}{h}\right) h} = \frac{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2}{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2} = 1.$$

Findet ein solches Einsaugen durch das Sperrventil nicht statt, so hat man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2)\, h_1}{V h} = \frac{h^2 t^2 - h_1^2 t_2^2}{h^2 t^2} = 1 - \left(\frac{h_1}{h}\right)^2 \left(\frac{t_2}{t}\right)^2$$

zu setzen.

Es nähert sich also derselbe den Erfahrungen entsprechend, der Einheit um so mehr, je kleiner das Verhältniß $\frac{h_1}{h}$ der Steighöhe $h_1$ zum Gefälle $h$ und je kürzer die Zeit $t_2$ ist, während welcher das Steigventil beim Zurückfließen des Wassers offen steht.

Anmerkung. Ueber die Leistungen $\eta = 0{,}57$ bis $0{,}67$ von fünf in Frankreich arbeitenden Stoßhebern ist nachzusehen: Formules, Tables etc., par Claudel, Paris 1854.

§. 163. **Saugstrahlpumpe.** Auf der saugenden Wirkung der Wasserstrahlen, welche in Thl. I, Abschn. VII, Cap. 1 besprochen worden ist, beruhen einige Wasserhebevorrichtungen, welche unter gewissen Umständen zur Anwendung gebracht werden können. Hierhin gehört die von James Thomson angegebene Saugstrahlpumpe*), von welcher Fig. 722 eine Skizze ist. Das durch die Einfallröhre $EA$ zugeführte Aufschlagwasser strömt durch das conische Mundstück in eine horizontale Abflußröhre $BF$, welche sich nach dem Ende $F$ hin erweitert. In Folge der Druckverminderung, welche hierdurch in dem Gehäuse $D$ in ähnlicher Weise wie bei conischen Ansatzröhren und wie beim Locomotivenblasrohre (s. §. 76) entsteht, wird durch das Steigrohr $CD$ Wasser aus dem Behälter $C$ angesaugt, welches zugleich mit dem Aufschlagwasser durch die Abflußröhre nach $F$ gelangt.

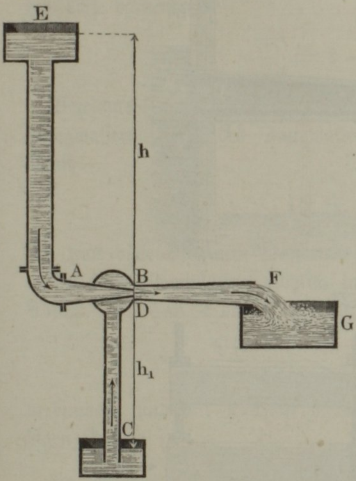
Die größte Leistung dieser Vorrichtung ergab sich nach den von Thom-

---

*) Report of the British Assoication 1852 und Rankine, Manual of the Steam-Engine etc.

son angestellten Versuchen, für eine Saughöhe $h_1 = 0{,}9\,h$, wenn $h$ das Gefälle des Aufschlagwassers bedeutet, und zwar ergab sich in diesem Falle das gehobene Wasser $Q_1 = {}^1/_5$ des Aufschlagwassers $Q$, so daß der Wirkungsgrad nur den geringen Betrag

Fig. 722.




$$\eta = {}^1/_5 \, . \, 0{,}9 = 0{,}18 \text{ hatte.}$$

Diese geringe Leistung mag wohl die Ursache sein, warum derartige Saugstrahlpumpen keine weitere Anwendung gefunden haben, da andere Mittel eine mehr ökonomische Verwendung der Wasserkraft gestatten. Dagegen ist von Nagel*) in neuerer Zeit von dem diesem Apparate zu Grunde liegenden Princip eine fruchtbare Anwendung bei dem Neubau einer Turbinenanlage für den vorübergehenden Zweck der Baugrubenentwässerung gemacht worden, welche für ähnliche Verhältnisse sich empfiehlt. Da das vorhandene Betriebswasser während des Baues ohnehin nicht verwendet werden konnte und daher ungenutzt durch das Freigerinne abgeführt werden mußte, so konnte der geringe oben angegebene Wirkungsgrad um so weniger in Betracht kommen, als die nur kurze Betriebsdauer der Entwässerung eine kostspielige Anlage verbot. Die von Nagel gewählte Einrichtung, welche dem Zwecke in vollkommen befriedigender Weise entsprach, ist durch die Figuren 723 und 724 (a. f. S.) erläutert. Das aus dem Obergerinne bei $A$ zufließende Wasser tritt, wenn die Schütze $B$ geöffnet ist, in den aus Bohlen gebildeten Canal $CDE$, welcher auf dem Boden des Freigerinnes $FF$ befestigt ist. Dieser Canal von rechteckigem Querschnitte hat bei $D$ seine geringste Höhe und erweitert sich von $D$ nach $E$ hin in seiner Breite, so daß bei $D$ der kleinste Querschnitt vorhanden ist. An dieser Stelle mündet das Saugrohr $H$ von oben ein, welches aus der durch den Damm $K$ abgeschlossenen Baugrube $G$ aufsteigt. Eine Klappe $L$ am Ende $E$ des Canals gestattet zunächst ein Anfüllen des letzteren, worauf nach Senkung dieser Klappe die Bewegung des durch den Canal fließenden Wassers ein Ansaugen durch das Rohr $H$ bewirkt. Letzteres ist im untersten Theile mit einem Fußventile versehen, welches die in dem Saugrohre befindliche Wassersäule am Zurückfließen

*) Ztschr. deutsch. Ing. 1866, S. 121.

hindert, sobald man durch Schließen der Schütze $B$ die Wirkung des Apparats unterbricht. Der beabsichtigte Zweck wurde in dem gedachten Falle

Fig. 723.

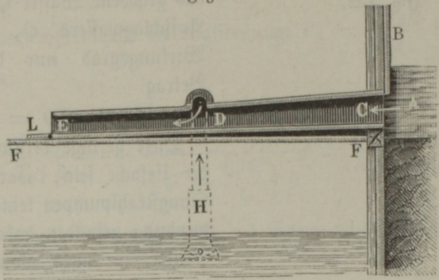
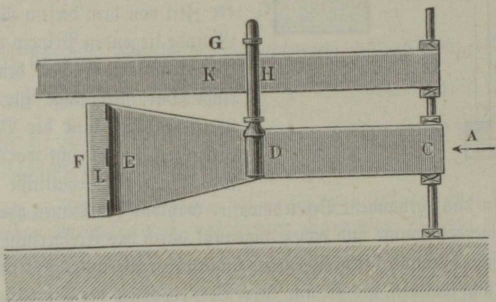



Fig. 724.




vollständig erreicht, indem die etwa 24,3 m lange, 5,6 m breite Baugrube in der Zeit von einer halben Stunde auf 2,4 m Tiefe entleert und fortwährend von Wasser freigehalten wurde. Es muß dabei bemerkt werden, daß der Apparat nach Angabe unserer Quelle noch richtig functionirte, wenn auch die Saughöhe beträchtlich größer (1,8 — 2,4 m) ausfiel, als die Gefällshöhe.

Um die Wirkung dieser Strahlapparate zu beurtheilen, sei $h$ das Gefälle des Aufschlagwassers vom Oberwasserspiegel $E$, Fig. 722; bis zur Mitte des Mundstückes, dessen freier Querschnitt $F$ sein mag, und ebenso bedeute $h_1$ die Saughöhe und $F_1$ den Querschnitt des Saugrohres. Bezeichnet dann noch $p$ den hydraulischen Druck in dem Gefäße an der Mündung $B$ der Düse, also $\frac{p}{\gamma}$ die dieser Pressung entsprechende Wassersäulenhöhe, so hat man für die Ausflußgeschwindigkeit $v$ des Aufschlagwassers aus der Mündung der Düse $B$, wenn von den Reibungswiderständen abgesehen wird, die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g} = b + h - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und ebenso gilt für die Geschwindigkeit $v_1$, mit welcher das Saugwasser an der Düse vorbeiströmt:

$$\frac{v_1^2}{2g} = b - h_1 - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Bezeichnet nun noch $w$ die Austrittsgeschwindigkeit des vereinigten Aufschlagwassers $Q$ und des Saugwassers $Q_1$, so hat dasselbe eine lebendige Kraft

$$(Q + Q_1)\frac{w^2}{2g}.$$

Da nun diese einzelnen Wassermengen ihre Geschwindigkeiten $v$ und bzw. $v_1$ bei ihrer Vereinigung plötzlich in $w$ verändern, so sind nach Thl. I, Abschn. VII, Cap. 4 damit die Stoßverluste

$$\frac{Q\,(v - w)^2}{2g} \text{ und } Q_1\frac{(v_1 - w)^2}{2g}$$

verbunden, und mit Rücksicht hierauf erhält man die Gleichung der lebendigen Kräfte:

$$Qh = Q_1 h_1 + (Q + Q_1)\frac{w^2}{2g} + Q\,\frac{(v - w)^2}{2g} + Q_1\,\frac{(v_1 - w)^2}{2g}.$$

Hierin bedeutet die linke Seite die Arbeit des von der Höhe $h$ niederfallenden Aufschlagwassers, während $Q_1 h_1$ die Arbeit zum Heben des Saugwassers $Q_1$ auf die Höhe $h_1$ vorstellt. Diese Gleichung schreibt sich auch

$$Q\left(h - \frac{v^2}{2g} + w\,\frac{v - w}{g}\right) = Q_1\left(h_1 + \frac{v_1^2}{2g} - w\,\frac{v_1 - w}{g}\right)$$

oder mit Berücksichtigung von (1) und (2):

$$Q\left(\frac{p}{\gamma} - b + w\,\frac{v - w}{g}\right) = Q_1\left(b - \frac{p}{\gamma} - w\,\frac{v_1 - w}{g}\right) \quad . \quad . \quad (3)$$

Den Wirkungsgrad findet man zu

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und für die Querschnittsverhältnisse des Apparats hat man

$$Q = Fv\gamma;\ Q_1 = F_1 v_1 \gamma;\ Q + Q_1 = (Fv + F_1 v_1)\,\gamma = G w \gamma,$$

wenn $G$ den Querschnitt des Abflußrohres bedeutet.

Nimmt man beispielsweise $h = 8\,\mathrm{m}$, $h_1 = 3\,\mathrm{m}$ an, und setzt solche Querschnitte voraus, daß die Geschwindigkeiten $v_1$ und $w$ in dem Saugrohre und Abflußrohre gleich $5\,\mathrm{m}$ sind, so hat man:

$$\frac{p}{\gamma} = b - h_1 - \frac{v_1^2}{2g} = 10{,}34 - 3 - \frac{5^2}{2 \cdot 9{,}81} = 6{,}07\,\mathrm{m};$$

und hiermit

$$v = \sqrt{2g\left(b + h - \frac{p}{\gamma}\right)} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81\,(10{,}34 + 8 - 6{,}07)} = 15{,}5\,\mathrm{m};$$

daher:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\frac{p}{\gamma} - b + w\,\frac{v - w}{g}}{b - \frac{p}{\gamma} - w\,\frac{v_1 - w}{g}} = \frac{6{,}07 - 10{,}34 + 5\,\frac{15{,}5 - 5}{9{,}81}}{10{,}34 - 6{,}07}$$

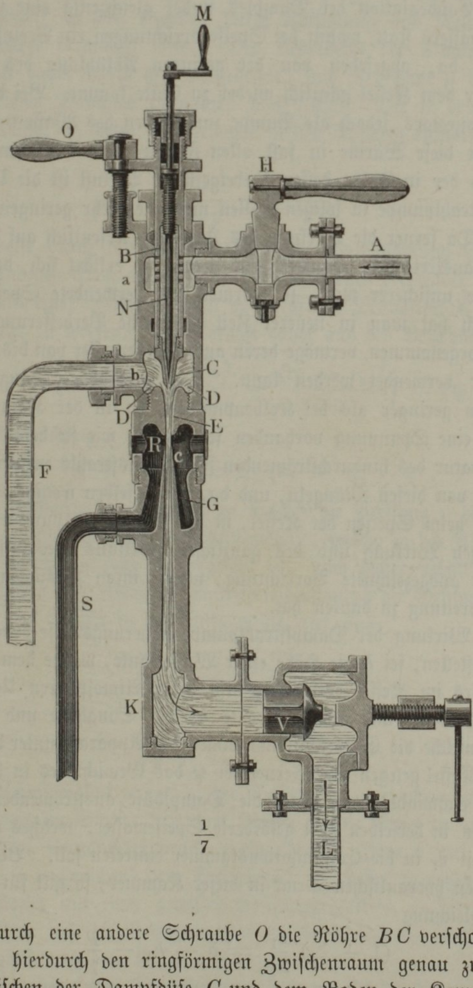
$$= \frac{1{,}08}{4{,}27} = 0{,}252$$

und daher der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = 0{,}252\,\frac{3}{8} = 0{,}094.$$

Zu den Vorrichtungen, welche die Förderung des Wassers durch den Strahl einer Flüssigkeit bewirken, gehört auch der von Giffard angegebene Injecteur, welcher in neuerer Zeit zur Speisung der Dampfkessel eine so allgemein verbreitete Anwendung gefunden hat. Das Eigenthümliche dieser Vorrichtung besteht darin, daß als treibende Flüssigkeit Wasserdampf zur Verwendung kommt, welcher durch seine lebendige Kraft das zu befördernde Speisewasser nicht nur durch Ansaugen aus einer gewissen Tiefe anhebt, sondern dasselbe auch dem Drucke des Dampfes entgegen in den Dampfkessel preßt, welche Wirkung gleichbedeutend ist mit der Beförderung des Wassers auf eine dem Dampfüberdrucke entsprechende Wassersäulenhöhe. Die Einrichtung und Wirkungsart dieser Vorrichtung ist im Wesentlichen folgende. Das Rohr $A$, Fig. 725, steht mit dem Dampfraume des zu speisenden Kessels in Verbindung, und führt bei geöffnetem Hahne $H$ durch eine Anzahl von Löchern in die Röhre $BC$ Dampf, welcher durch das conische Mundstück $C$ ausbläst. Das letztere mündet in eine als Condensator dienende Kammer $D$ aus, welche durch das Saugrohr $F$ mit dem Speisewasserbehälter in Verbindung steht. Diese Kammer endigt in ein conoidisches Mundstück $E$, durch welches nicht allein das durch $F$ angesaugte, sondern auch das Wasser abströmt, welches aus der Condensation des aus $C$ ausblasenden Dampfes hervorgeht. Eine andere, dem Mundstücke $E$ gegenüberstehende Auffangdüse $G$ nimmt den aus $E$ kommenden Wasserstrahl auf, um denselben in die sich allmälig erweiternde Röhre $K$ und durch das Speiseventil $V$ hindurch in das Rohr $L$ zu leiten, welches mit dem Wasserraume des Kessels in Verbindung steht. Auf diese Weise treibt der bei $C$ austretende Dampf das Wasser in einem continuirlichen Strahle in den Kessel. Zur Regulirung der Dampfausströmung dient der in eine conische Spitze auslaufende Dorn *N*, welcher vermöge des auf ihm befindlichen Schraubengewindes durch Umdrehung der Kurbel *M* entsprechend gestellt werden kann,

Fig. 725.




während durch eine andere Schraube *O* die Röhre *BC* verschoben werden kann, um hierdurch den ringförmigen Zwischenraum genau zu reguliren, welcher zwischen der Dampfdüse *C* und dem Boden der Kammer *D* dem Speisewasser den Zutritt gestattet. Das von der Auffangdüse *G* nicht aufgenommene Wasser findet einen Abfluß nach der Kammer $R$ und dem Abflußrohre $S$; doch fließt während des normalen Betriebes durch $S$ kein Wasser ab, sondern nur beim Ingangsetzen des Apparates, oder wenn die Spannung des Dampfes unter das erforderliche Maß gesunken sein sollte. Durch die Condensation des Dampfes findet gleichzeitig eine Erwärmung des Speisewassers statt, womit bei Speisevorrichtungen ein Verlust nicht verbunden ist, da, abgesehen von der geringen Abkühlung des Apparates, diese Wärme dem Kessel gänzlich wieder zu Gute kommt. Bei der Verwendung des Injectors jedoch als Pumpe zum Heben des Wassers auf größere Höhe bringt diese Wärme in fast allen Fällen einen nützlichen Effect nicht hervor, und der in Folge dessen herbeigeführte Verlust ist die Ursache, daß die Dampfstrahlpumpe in solchen Fällen nur einen sehr geringen Wirkungsgrad hat. Da ferner die Wirkung des Injectors wesentlich auf der Condensation des austretenden Dampfstrahls beruht, so erklärt sich, daß die Wirkung um so unsicherer wird, je wärmer das verwendete Speisewasser an sich ist, doch hat man in neuerer Zeit mehrfache Verbesserungen an dem Apparate vorgenommen, vermöge deren auch Speisewasser von bis etwa 60° C. Temperatur verwendet werden kann. Die erreichbare Saughöhe ist im Allgemeinen geringer als bei Kolbenpumpen, da in der Kammer $D$ auf jeden Fall eine Spannung vorhanden sein wird, wie sie dem Dampfe von der Temperatur des hindurchströmenden Flüssigkeitsstrahls entspricht. Abgesehen aber von diesen Mängeln, und da, wo dieselben weniger ins Gewicht fallen, wie beim Speisen der Kessel, ist die Dampfstrahlpumpe wegen ihrer gleichförmigen Wirkung und des gänzlichen Fortfalls mechanisch bewegter Theile eine ausgezeichnete Vorrichtung, welche ihren Vorzügen ihre allgemeine Verbreitung zu danken hat.

Um die Wirkung der Dampfstrahlpumpe näherungsweise durch die Rechnung festzustellen, sei $h$ die Höhe einer Wassersäule, welche dem Ueberdrucke des Dampfes im Kessel entspricht, also bei $n$ Atmosphären Ueberdruck sei $h = 10,34\, n\,\mathrm{m}$, und ebenso bedeute $h_1$ die Saughöhe und $h_2$ diejenige Höhe, um welche die Condensationskammer des Apparats unter dem Wasserstande im Kessel gelegen ist. Ferner sei $Q$ das Gewicht des in der Secunde mit der Geschwindigkeit $v$ durch die Dampfdüse ausströmenden Dampfes und $Q_1$ das in derselben Zeit geförderte Speisewasser, welches mit der Geschwindigkeit $v_1$ in die Condensationskammer eintreten soll. Bezeichnet nun wieder $p$ den hydraulischen Druck in dieser Kammer, so gilt für das Saugrohr die Gleichung

$$(1 + \zeta_1)\,\frac{v_1^2}{2g} = b - h_1 - \frac{p}{\gamma} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

in welcher $\zeta_1$ den Widerstandscoefficienten für das Saugrohr vorstellt. Ebenso hat man für die Dampfausströmung annähernd die Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g\mu} = \varphi h + b - \frac{p}{\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wenn $\varphi$ einen Coefficienten kleiner als Eins bezeichnet, welcher der Spannungsverminderung des Dampfes Rechnung trägt, die bei dem Uebergange aus dem Kessel in den Apparat durch Abkühlung und Reibung in dem Zuleitungsrohre veranlaßt wird. Der Ueberdruck des Dampfes vor dem Austritte ist daher durch $\varphi h$ ausgedrückt, und es bedeute $\mu$ das specifische Volumen dieses Dampfes (Volumen von 1 kg). Die in dem Dampfe $Q$ und dem Wasser $Q_1$ beim Ausströmen in den Apparat enthaltene lebendige Kraft

$$Q\,\frac{v^2}{2g} + Q_1\,\frac{v_1^2}{2g}$$

wird theilweise durch den mit der Geschwindigkeitsänderung von $v$ und $v_1$ in $v_2$ verbundenen Stoß absorbirt, und der Rest dazu verwendet, das Gemisch $Q + Q_1$ mit einer Geschwindigkeit $v_2$ durch das Mundstück $E$ der Condensationskammer zu werfen. Man erhält daher aus der Beziehung

$$Q\left(\frac{v^2}{2g} - \frac{(v - v_2)^2}{2g}\right) + Q_1\left(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}\right) = (Q + Q_1)\,\frac{v_2^2}{2g}$$

die einfache Gleichung:

$$Q\,(v - v_2) = Q_1\,(v_2 - v_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Aus der Condensationskammer, in welcher die Pressung $p$ herrscht, tritt der Strahl in die Oeffnung der Auffangdüse, welche in der Abflußkammer $R$ dem Atmosphärendrucke $b$ ausgesetzt ist, und daher erhält man unter Vernachlässigung des etwaigen Eintrittswiderstandes die Geschwindigkeit $w$, mit welcher das Wasser in die Auffangdüse tritt, aus:

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \frac{w^2}{2g} + b$$

zu

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} - b \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Diese Geschwindigkeit $w$ des in die Auffangdüse tretenden Strahls muß nun nicht nur im Stande sein, das Wasser in den Kessel zu drücken, d. h. von einer dem Atmosphärendrucke entsprechenden Höhe $b$ auf eine Höhe $h_2 + h + b$ entsprechend dem Dampfdrucke im Kessel zu erheben, sondern auch das Wasser mit einer gewissen Geschwindigkeit $w_1$ in den Kessel eintreten zu lassen und die Bewegungswiderstände in dem Druckrohre zwischen der Auffangdüse und dem Kessel zu überwinden.

Bezeichnet daher $\zeta$ den Widerstandscoefficienten für die Druckröhre, so hat man für dieselbe die Gleichung

$$\frac{w^2}{2g} + b = h_2 + h + b + (1 + \zeta)\frac{w_1^2}{2g},$$

oder, wenn man den Querschnitt des Speiserohres gleich dem $m$fachen von demjenigen der Auffangdüse, also $w_1 = \frac{w}{m}$ macht, so erhält man:

$$\left(1 - \frac{1 + \zeta}{m^2}\right)\frac{w^2}{2g} = h_2 + h \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Aus dieser Gleichung bestimmt sich zunächst $w$, und wenn man unter Annahme einer gewissen Eintrittsgeschwindigkeit $v_1$ des Wassers aus (1) den hydraulischen Druck $p$ ermittelt hat, findet man aus (4) den Werth $v_2$ und aus (3) das Verhältniß der Gewichte $Q$ und $Q_1$ des Dampfes und Wassers.

Dieses Verhältniß $\frac{Q_1}{Q} = \nu$ ergiebt dann auch die Temperatur $t_2$, mit welcher das Wasser in den Kessel gelangt, denn man hat hierfür, unter $t_1$ die Temperatur des Speisewassers verstanden,

$$Q\,640 + Q_1 t_1 = (Q + Q_1)\,t_2$$

oder

$$t_2 = \frac{640 + \nu t_1}{1 + \nu} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Beispiel. Es sind die Verhältnisse für einen Injector zu bestimmen, welcher in einen Dampfkessel unter 4 Atmosphären Ueberdruck in jeder Minute 10 kg Wasser speisen soll, wenn die Saughöhe $h_1 = 2$ m ist, und der Injector um $h_2 = 1{,}5$ m unter dem Wasserspiegel des Kessels liegt?

Setzt man eine Zuflußgeschwindigkeit des Speisewassers durch den ringförmigen Raum um die Dampfdüse von $v_1 = 5$ m voraus und nimmt den Widerstandscoefficienten für das Saugrohr etwa gleich 0,2, so ergiebt sich die hydraulische Pressungshöhe in der Kammer nach (1) zu

$$\frac{p}{\gamma} = b - h_1 - (1 + \zeta_1)\frac{v_1^2}{2g} = 10{,}34 - 2 - 1{,}2\,\frac{5^2}{2\,.\,9{,}81} = 6{,}8\text{ m}.$$

Setzt man ferner $\varphi = 0{,}75$, d. h. voraus, daß der Dampf in den Apparat nur mit 3 Atmosphären Ueberdruck einströme, wofür $\mu = 448$ zu setzen ist (s. Thl. II. specifische Dampfvolumina), so erhält man aus (2) die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes:

$$v = \sqrt{2\,.\,9{,}81\,.\,448\,.\,(3\,.\,10{,}34 + 10{,}34 - 6{,}8)} = 551\text{ m}.$$

Nimmt man nun den Querschnitt des Druckrohres beim Eintritt in den Kessel 10 mal so groß an, als die Auffangdüse, setzt also $m = 10$, und den Widerstandscoefficienten für das Druckrohr etwa 2, für Krümmungen 3, für das Speiseventil 10, also $\zeta = 15$, so findet sich aus (5) die Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt in die Auffangdüse

$$w = \sqrt{\frac{1{,}5 + 4\,.\,10{,}34}{1 - \frac{1 + 15}{100}}\,19{,}62} = 31{,}7\text{ m},$$

also $w_1 = 3{,}17$ m. Ferner erhält man aus (4) die Geschwindigkeit $v_2$, mit welcher das Gemisch die Condensationskammer verläßt zu

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \left(\frac{31{,}72^2}{2 \cdot 9{,}81} + 10{,}34 - 6{,}8\right)} = 32{,}7 \text{ m},$$

und daher aus (3) das Gewichtsverhältniß

$$\nu = \frac{Q_1}{Q} = \frac{v - v_2}{v_2 - v_1} = \frac{551 - 32{,}7}{32{,}7 - 5} = 18{,}7.$$

Das in jeder Minute zur Wirkung kommende Dampfquantum hat daher ein Gewicht von

$$\frac{10}{18{,}7} = 0{,}535 \text{ kg},$$

und die Temperatur, mit welcher das beim Ansaugen etwa 15° warme Wasser in den Kessel tritt, bestimmt sich zu

$$\frac{640 + 18{,}7 \cdot 15}{1 + 18{,}7} = 46{,}7^0,$$

so daß eine Erwärmung um über 30° stattgefunden hat.

Aus den ermittelten Geschwindigkeiten und dem erforderlichen Speisewasserquantum von

$$Q_1 = \frac{10}{60} = 0{,}167 \text{ kg}$$

pro Secunde ergeben sich nun die Querschnitte des Apparates an den verschiedenen Stellen. Der ringförmige Querschnitt $F_1$ für das angesaugte Wasser folgt zu

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0{,}167 \text{ cbdm}}{50 \text{ dm}} = 0{,}334 \text{ qcm},$$

der Querschnitt der Kammerausmündung

$$F_2 = \frac{Q + Q_1}{v_2} = \frac{1 + 18{,}7}{18{,}7}\,\frac{0{,}167}{327} = \frac{0{,}175}{327} = 0{,}0536 \text{ qcm}$$

und derjenige der Auffangdüse

$$G_1 = \frac{Q + Q_1}{w} = \frac{0{,}175}{317} = 0{,}0552 \text{ qcm},$$

während das Druckrohr einen 10 mal so großen Querschnitt

$$G_1 = 10\, G = 0{,}552 \text{ qcm}$$

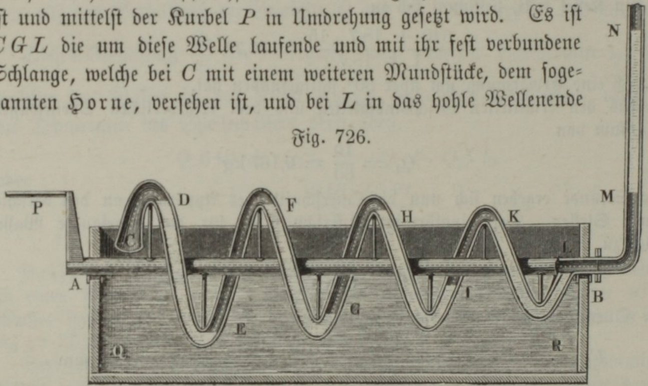
haben muß. Die Dampfdüse sowie der Wassereintrittsquerschnitt lassen sich, wie oben angegeben, durch die Schrauben nach Bedarf reguliren.

Anmerkung. Im Vorstehenden ist die Wärmemenge unberücksichtigt geblieben, welche bei dem Einpressen des Wassers in den Kessel in Arbeit verwandelt worden ist. Hinsichtlich der Anwendung der mechanischen Wärmetheorie auf den Injector muß auf Thl. II, Dampfkessel, verwiesen werden.

**Die Spiralpumpe.** Man kann auch den Druck comprimirter Luft dazu verwenden, das Wasser auf eine der Pressung entsprechende Höhe zu treiben. Die hierzu dienenden, nur in seltenen Fällen zur Anwendung gekommenen Einrichtungen sind die Spiralpumpe und die Höll'sche Maschine. Dieselben unterscheiden sich namentlich durch die Art und Weise, in welcher §. 164.

die Compression der Luft bewirkt wird. Während man bei der Höll'schen Maschine niederfallendes Wasser hierzu benutzt, wird bei der Spiralpumpe die Luft durch Umdrehung einer Axe comprimirt. Diese letztere Vorrichtung besteht wie die Wasserschnecke in einer um eine Welle schraubenförmig gewundenen Röhre, nur liegt die Axe dieser Welle nicht gegen den Horizont geneigt, sondern horizontal, und zwar nahe im Niveau des Wasserspiegels, und es communicirt die Ausmündung dieser Röhre oder sogenannten Schlange nicht unmittelbar mit der äußeren Luft, sondern mit dem unteren Ende einer stehenden Röhre, in welcher das bei Umdrehung der Schlange eingenommene Wasser emporsteigt. In Fig. 726 stellt $AB$ die Welle vor, welche durch eine Stopfbüchse $B$ mit der Steigröhre $MN$ verbunden ist und mittelst der Kurbel $P$ in Umdrehung gesetzt wird. Es ist $CGL$ die um diese Welle laufende und mit ihr fest verbundene Schlange, welche bei $C$ mit einem weiteren Mundstücke, dem sogenannten Horne, versehen ist, und bei $L$ in das hohle Wellenende

Fig. 726.




einmündet. Um sich eine richtige Vorstellung von der Wirkungsweise dieser Maschine zu verschaffen, denke man sich die Schlange so mit unter einander abwechselnden Luft- und Wasserbögen angefüllt, wie die Figur vor Augen führt. Während die Luft in dem Horne $CD$ den gewöhnlichen atmosphärischen, durch die Höhe $b$ einer Wassersäule zu messenden Druck hat, besitzt die Luft im Bogen $EF$ einen Druck, welcher um die Höhe $h_1$ des Wasserbogens $DE$ größer ist als $b$, ferner die Luft im Bogen $GH$ einen Druck, welcher wieder um die Höhe $h_2$ der Wassersäule $FG$ größer ist, als der in $EF$ u. s. w. Es ist also:

der Druck in $EF, = b + h_1$,
" " " $GH, = b + h_1 + h_2$,
" " " $JK, = b + h_1 + h_2 + h_3$,
" " " $LM, = b + h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ u. s. w.,

wenn die Höhen der übrigen Wasserbögen $HJ$, $KL$ u. s. w. durch $h_3, h_4, \ldots$ bezeichnet werden. Damit dem Drucke der Luft im Raume $LBM$ Gleichgewicht gehalten werde, ist nun nöthig, daß in der Steigröhre $BMN$ eine Wassersäule von der Höhe

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

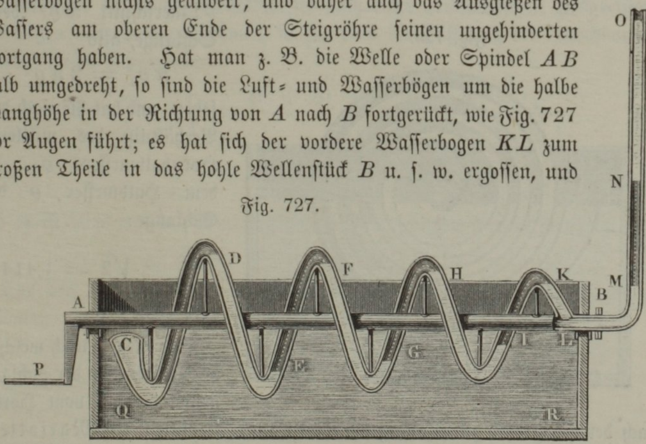
enthalten sei, denn es wird dann die Luft in diesem Raume auf beiden Seiten von einer und derselben Kraft

$$b + h = b + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

gedrückt.

Während einer langsamen Umdrehung der Schlange rücken die Luft- und Wasserbögen in derselben allmälig nach der Einmündung $B$ in der Steigröhre $BMN\ldots$, worin sie auch noch emporsteigen, bis sie endlich am oberen in der Figur nicht abgebildeten Ende zum Ausflusse gelangen. Wenn sich der Windungshalbmesser der Schlange von dem Horne $C$ bis zur Einmündung $L$ in das Steigrohr hin, dem allmäligen Zusammenziehen der Luftbögen entsprechend, verjüngt, und wenn das Horn $C$ bei jeder Umdrehung einen Luft- und einen Wasserbogen einnimmt, so wird durch die langsame Umdrehung der Schlange in dem Gleichgewichtszustande zwischen den Luft- und Wasserbögen nichts geändert, und daher auch das Ausgießen des Wassers am oberen Ende der Steigröhre seinen ungehinderten Fortgang haben. Hat man z. B. die Welle oder Spindel $AB$ halb umgedreht, so sind die Luft- und Wasserbögen um die halbe Ganghöhe in der Richtung von $A$ nach $B$ fortgerückt, wie Fig. 727 vor Augen führt; es hat sich der vordere Wasserbogen $KL$ zum großen Theile in das hohle Wellenstück $B$ u. s. w. ergossen, und es ist von dem hornförmigen Einmündungsstücke $C$ ein neuer Wasserbogen gefaßt worden.

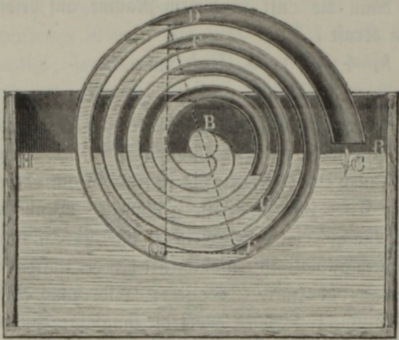
Fig. 727.




Zu einem regelmäßigen Arbeiten dieser Maschine gehört noch, daß das Horn $CD$, Fig. 728 a. f. S., hinreichend weit sei, damit es trotz seiner einen Quadranten nicht überschreitenden Länge eine Luftmenge fassen könne, welche die äußerste halbe Windung $DE$ reichlich ausfüllt. Kommt dann während der Umdrehung die Schlange in die entgegengesetzte Stellung, wie

Fig. 729 vor Augen führt, so nimmt auch das Horn, obgleich seine Mündung ziemlich einen Halbkreis unter dem Wasser beschrieben hat, einen Wasserbogen $CC_1$ von nur einem Quadranten Länge ein, der allerdings bei weiterer Umdrehung, wie wieder in Fig. 728 zu ersehen ist, die halbe äußerste Schlangenwindung $DE$ ausfüllt. Man muß zur Erfüllung dieser Bedingung fordern, daß der Wasserspiegel $HR$ ein wenig unter der Wellenaxe stehe, und der mittlere Querschnitt $\pi \varrho_0^2$ des Hornes gleich sei dem doppelten Querschnitt $\pi \varrho^2$ der Schlange, also

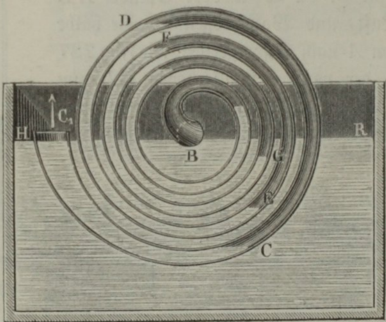
Fig. 728.




$$\pi \varrho_0^2 = 2 \pi \varrho^2$$

setzen, und hat hiernach das Verhältniß des mittleren Hornhalbmessers $\varrho_0$, zu dem Halbmesser $\varrho$ der Schlange:

Fig. 729.




$$\frac{\varrho_0}{\varrho} = \sqrt{2} = 1{,}414$$

oder circa $^7/_5$.

Die Regel, nach welcher der Halbmesser der Schlangenwindungen vom Horne nach der Steigröhre zu allmälig abnehmen muß, ist mittelst des Mariotte'schen Gesetzes wie folgt zu ermitteln. Ist $r_1$ der mittlere Halbmesser $BD = BE$ der ersten Windung $DEF$, Fig. 728, und $\varrho$ der Querschnittshalbmesser derselben, so haben wir das Volumen des Wasserbogens $DE$:

$$V = \pi \varrho^2 . \pi r_1 = \pi^2 \varrho^2 r_1,$$

und die Höhe $DQ$ desselben:

$$h_1 = 2\,(r_1 - \varrho).$$

Ist $h$ die Höhe der Wassersäule im Steigrohre, oder nach Befinden die der Wassersäulen in demselben zusammengenommen, und $b$ die Höhe der Wassersäule, welche dem Atmosphärendrucke entspricht, so hat man das Volumen des $n$ten oder innersten Luftbogens:

$$V_n = \frac{b}{b+h}\, V,$$

folglich die Länge desselben:

$$l_n = \frac{V_n}{\pi \varrho^2} = \frac{b}{b+h} \frac{\pi^2 \varrho^2 r_1}{\pi \varrho^2} = \frac{b}{b+h} \pi r_1.$$

Addirt man nun hierzu die Länge eines Wasserbogens $l = \pi r_1$, so folgt die ganze Länge der $n$ten Windung:

$$l + l_n = \left(\frac{b}{b+h} + 1\right) \pi r_1,$$

und daher der erforderliche Halbmesser dieser Windung:

$$r_n = \frac{l + l_n}{2\pi} = \left(\frac{b}{b+h} + 1\right) \frac{r_1}{2} = \frac{2b+h}{b+h} \frac{r_1}{2}.$$

Läßt man die Windungshalbmesser nach einer arithmetischen Progression von außen nach innen abnehmen, so hat man die Differenz der benachbarten Glieder dieser Progression:

$$d = \frac{r_1 - r_n}{n-1} = \frac{(b+h) - (b + \frac{1}{2}h)}{b+h} \frac{r_1}{n-1}$$

$$= \frac{h}{b+h} \frac{r_1}{2(n-1)},$$

und es ist diese von den Windungshalbmessern gebildete Progression folgende:

$$r_1, (r_1 - d), (r_1 - 2d) \ldots [r_1 - (n-1)d].$$

Für den Centriwinkel $\beta$ des Wasserbogens $l$ in der innersten Windung hat man:

$$\frac{\beta^0}{360^0} = \frac{l}{l + l_n} = \frac{b+h}{2b+h},$$

also:

$$\beta^0 = 360^0 \frac{b+h}{2b+h} = \frac{r_1}{r_n} 180^0,$$

und hiernach bestimmt sich die Höhe dieser Windung:

$$h_n = r_n - \varrho + r_n \cos(180^0 - \beta) = r_n (1 - \cos\beta) - \varrho.$$

Die mittlere Wasserhöhe in allen Umdrehungen ist:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \left(1 + \frac{2b+h}{b+h} \frac{1 - \cos\beta}{4}\right) r_1 - \frac{3}{2} \varrho,$$

und es folgt die erforderliche Anzahl von Windungen der Schlange:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_n}.$$

Macht die Welle pro Minute $u$ Umdrehungen, so ist das durch diese Maschine pro Secunde gehobene Wasserquantum:

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} \pi^2 \varrho^2 r_1.$$

Die erforderliche mechanische Arbeit ist, da die Maschine nicht allein Wasser hebt, sondern auch Luft comprimirt, eine doppelte, und zwar:

$$L = Qh\gamma + Qb\gamma \; Log \; nat \frac{b+h}{b}$$
$$= \left(h + b \; Log \; nat \frac{b+h}{b}\right) Q\gamma \text{ (s. I, Abschn. VI, Cap. 4).}$$

Wenn sich die Luft in der Steigröhre mit dem Wasser in derselben gleichmäßig vermengt und sich während des Aufsteigens in derselben allmälig ausdehnt, so vergrößert sie die Steighöhe dergestalt, daß dieselbe

$$h + b \; Log \; nat \frac{b+h}{b}$$

ausfällt; bleiben aber die Räume der Luft- und Wasserbögen auch in der Steigröhre getrennt, so ist die ganze Steighöhe gleich der Summe aus den Höhen der in dieser Röhre emporsteigenden Luft- und Wassersäulen. Ist $\varrho_1$ der Halbmesser der Steigröhre, so hat man die Länge einer Wassersäule in derselben, welche aus einem Wasserbogen hervorgeht:

$$= \frac{l\varrho^2}{\varrho_1^2},$$

und folglich die Anzahl dieser Säulen sowie auch die der Luftsäulen in der ganzen Steigröhre:

$$m = h : \frac{l\varrho^2}{\varrho_1^2} = \frac{h\varrho_1^2}{l\varrho^2}.$$

Die oberste Luftsäule hat, da sie durch eine Wassersäule von der Länge

$$\frac{l\varrho^2}{\varrho_1^2} = \frac{h}{m}$$

zusammengedrückt wird, die Länge

$$\frac{b}{b + \frac{h}{m}} \frac{h}{m} = \frac{bh}{mb + h},$$

die nächst tiefere Luftsäule besitzt ferner, da sie von einer Wassersäule zusammengedrückt wird, deren Länge $\frac{2h}{m}$ ist, die Länge:

$$\frac{b}{b+\frac{2h}{m}}\,\frac{h}{m}=\frac{bh}{mb+2h},$$

die folgende tiefere Luftsäule hat die Länge

$$\frac{bh}{mb+3h}\ \text{u. s. w.}$$

und es ist folglich die ganze Förderhöhe

$$h+\frac{bh}{mb+h}+\frac{bh}{mb+2h}+\frac{bh}{mb+3h}+\cdots\frac{bh}{m(b+h)}$$
$$=\left[1+b\left(\frac{1}{mb+h}+\frac{1}{mb+2h}+\frac{1}{mb+3h}+\cdots\frac{1}{m(b+h)}\right)\right]h.$$

Ist $a$ die Länge des Armes, an welchem die Umdrehungskraft $P$ der Welle wirkt, so hat man:

$$P=L:\frac{\pi u a}{30}=\left(h+b\ Log\ nat\frac{b+h}{b}\right)\frac{V\gamma}{2\pi a}.$$

Bei der Berechnung der Hubwassermenge:

$$Q=\frac{u}{60}\,V=\frac{u}{60}\,\pi^2\varrho^2 r_1,$$

ist auf die schraubenförmige Gestalt der Schlange nicht Rücksicht genommen worden, weil vorausgesetzt werden kann, daß die Ganghöhe der Schlange, da dieselbe ganz unwesentlich ist, sehr klein gemacht wird. Wenn auch die Weite der Schlange sehr klein ist gegen den Halbmesser der Schlangenwindung, so können sogar die Axen sämmtlicher Windungen in eine und dieselbe Ebene fallen und eine ebene Spirallinie bilden.

Anmerkung. Die Spiralpumpe ist bis jetzt nur noch sehr selten in Anwendung gekommen, und auch nur von Eytelwein (siehe dessen „Handbuch der Mechanik fester Körper und der Hydraulik") gründlich behandelt worden. Dagegen hat die Spiralpumpe öftere Verwendung als Gebläsemaschine gefunden, worüber das Nähere im folgenden Capitel enthalten ist.

Beispiel. Eine Spiralpumpe hat eine Schlange und eine Steigröhre von einem Halbmesser des Querschnitts $\varrho=\varrho_1=0{,}08$ m und einem äußeren Halbmesser $r_1=1$ m; man soll den inneren Halbmesser ihrer Schlange, sowie die Förderhöhe und die nöthige Umdrehungskraft derselben bestimmen, vorausgesetzt, daß letztere an einem Arme von 0,5 m Länge wirkt, und daß die Höhe der Wassersäule in der Steigröhre $h=12$ m ist. Das größtmögliche Wasservolumen einer Windung ist:

$$V=\pi^2\varrho^2 r_1=9{,}87\ .\ 0{,}08^2\ .\ 1=0{,}0632\ \text{cbm};$$

ferner, wenn man den Luftdruck $b=10{,}34$ Wassersäule setzt, der Halbmesser der innersten Windung:

$$r_n = \frac{2b + h}{b + h}\,\frac{r_1}{2} = \frac{20{,}68 + 12}{10{,}34 + 12}\,0{,}5 = 0{,}732\,\mathrm{m},$$

und der Centriwinkel für den innersten Wasserbogen:

$$\beta^0 = \frac{r_1}{r}\,180^0 = \frac{180^0}{0{,}732} = 246^0.$$

Während nun die Höhe des Wasserbogens in der äußersten Windung

$$h_1 = 2\,(r_1 - \varrho) = 2\,(1 - 0{,}08) = 1{,}84\,\mathrm{m}$$

beträgt, ist dieselbe für die innerste Windung:

$$h_n = r_n\,(1 - \cos\beta) - \varrho = 0{,}732\,(1 + 0{,}407) - 0{,}08 = 0{,}95\,\mathrm{m},$$

folglich die mittlere Höhe eines Wasserbogens:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \frac{2{,}79}{2} = 1{,}395\,\mathrm{m},$$

und die erforderliche Anzahl aller Windungen:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_2} = \frac{12}{1{,}395} = 9.$$

Noch ist:

$$b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b} = 10{,}34\,Log\,nat\,\frac{22{,}34}{10{,}34} = 7{,}96,$$

daher die größte Steighöhe, bei vollständiger Vermengung der Luft mit dem Wasser in derselben:

$$h + b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b} = 12 + 7{,}96 = 19{,}96\,\mathrm{m}$$

und die erforderliche Kraft:

$$P = 19{,}96\,\frac{V\gamma}{2\pi a} = 19{,}96\,\frac{63{,}2}{6{,}28\,.\,0{,}5} = 402\,\mathrm{kg}.$$

Soll die Maschine pro Minute 12 Umdrehungen machen, so ist das pro Secunde gehobene Wasserquantum:

$$Q = \frac{n}{60}\,V = \frac{12}{60}\,0{,}0632\,\mathrm{cbm} = 12{,}6\,\mathrm{l},$$

und das theoretische Arbeitsquantum, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse, wie z. B. Zapfen und Wasserreibung:

$$L = \left(h + b\,Log\,nat\,\frac{b + h}{b}\right) Q\gamma = 19{,}96\,.\,12{,}6 = 251{,}5\,\mathrm{mkg}.$$

Die Länge eines Wasserbogens oder einer Wassersäule in der Steigröhre ist:

$$l = \pi r_1 = 3{,}142\,\mathrm{m},$$

folglich die Anzahl der letzteren in der Steigröhre, im Mittel:

$$m = \frac{h}{l} = \frac{12}{3{,}142} = 3{,}8.$$

Die Luftsäulenlängen in der Steigröhre sind folgende:

$$l_1 = \frac{b}{b + l}\,l = 0{,}767\,l$$

$$l_2 = \frac{b}{b + 2l}\, l = 0{,}622\, l$$

$$l_3 = \frac{b}{b + 3l}\, l = 0{,}523\, l$$

$$l_4 = \frac{b}{b + 4l}\, l = 0{,}451\, l$$

Die Summe dieser vier Höhen beträgt:

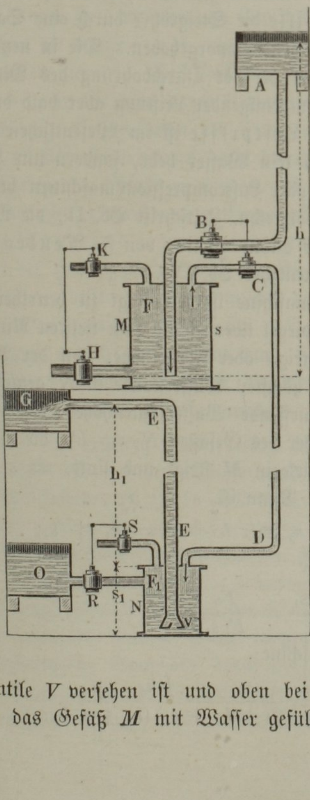
$$2{,}363\, l = 2{,}363 \,.\, 3{,}142 = 7{,}44 \text{ m}$$

und folglich die ganze Steighöhe:

$$12 + 7{,}44 = 19{,}44 \text{ m}.$$

**Die Luftmaschine von Höll.** Bei derselben wird, wie schon oben §. 165.
erwähnt worden, die Compression der Luft, welche das Wasser empordrücken soll, durch niederfallendes Wasser in ähnlicher Weise bewirkt, wie bei dem aus den Lehrbüchern der Physik bekannten Heronsbrunnen. In der Hauptsache dient diese Maschine dazu, die bewegende Kraft einer Wassersäule mittelst der comprimirten Luft fortzupflanzen und auf eine andere Wassersäule so zu übertragen, daß mit dem Niedersinken des Wassers in der ersten Säule ein Aufsteigen der Flüssigkeit in der anderen verbunden ist. Die wesentliche Einrichtung einer solchen Wasserhebungsmaschine ist aus Fig. 730 zu ersehen. Die in dem Behälter $M$ und in der Communicationsröhre $CD$ eingeschlossene Luft wird durch die Wassersäule in der Einfallröhre $AB$ zusammengedrückt, und treibt vermöge ihrer Expansivkraft das Wasser des Behälters $N$ durch die Steigröhre $E$ empor, welche unterhalb mit dem sich nach innen öffnenden Ventile $V$ versehen ist und oben bei $G$ in einen Ausguß endigt. Wenn sich das Gefäß $M$ mit Wasser gefüllt hat, werden die Hähne $B$ und $C$

Fig. 730.



geschlossen, und diejenigen $H$ und $K$ des oberen wie auch $R$ und $S$ des unteren Behälters geöffnet. In Folge dessen entleert sich der obere Behälter $M$ durch $H$ in den gemeinschaftlichen Ausgußkasten $G$, während sich der Behälter $N$ aus dem Reservoir $O$ füllt, wobei das Fußventil $V$ sich von selbst schließt und die vorher in $N$ angesammelte Luft durch $S$ entweicht. Ist das obere Gefäß $M$ entleert, das untere $N$ gefüllt, so beginnt nach dem Verschluß der vier Hähne $H$, $K$, $R$ und $S$ und nach Eröffnung der Hähne $B$ und $C$ ein neues Spiel. Bei der von Höll (1753) im Amaliaschachte zu Schemnitz ausgeführten Maschine (s. N. Poda, Kurzgefaßte Beschreibung der beim Bergbau zu Schemnitz errichteten Maschinen, Prag 1771) waren zur Bewegung der Hähne und übrigen Abwartung der Maschine zwei Kunstwärter nöthig. Boswell beschreibt 1796 zuerst eine solche Maschine mit Selbststeuerung (s. Hachette's Traité élémentaire des machines).

Die Wasserhebungsmaschine von Darwin besteht aus einem Systeme von Luftmaschinen, welche das Wasser einander zudrücken; ferner ist bei der Wasserhebungsmaschine von Detrouville die Steigröhre durch eine Saugröhre ersetzt, wird also das Wasser saugend emporgehoben. Die in neuerer Zeit zum Umtriebe der Bohrmaschinen bei der Durchbohrung des Mont-Cenis anfänglich angewandte, wegen ungenügender Leistung aber bald durch Cylindergebläse ersetzte hydraulische Luftpresse ist im Wesentlichen eine Höll'sche Luftmaschine, welche jedoch kein Wasser hebt, sondern nur Luft comprimirt und daher den Gebläsen oder Luftcompressionsmaschinen beizuzählen ist (s. in der schweizerischen polytechn. Zeitschrift Bd. II, die Mittheilungen über die Durchbohrung des Mont-Cenis, von F. Reuleaux, sowie Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre Bd. IV).

Die Leistung der Höll'schen Luftmaschine ist wie folgt zu beurtheilen. Es sei das Gefälle, vom Oberwasserspiegel über $A$ bis zum tiefsten Niveau in $M$ gerechnet, $= h$, ferner die Steig- oder Förderhöhe, von der Ausmündung $G$ der Steigröhre bis zum höchsten Wasserstande in $N$ gemessen, $= h_1$, die den Atmosphärendruck messende Wassersäulenhöhe $= b$, der Querschnitt des Gefäßes $M$, $= F$, der des Gefäßes $N$, $= F_1$, die Höhe, um welche das Wasser bei jedem Spiele in $M$ steigt und sinkt, $= s$ und ebenso dieselbe im Gefäße $N$, $= s_1$. Dann ist

$$b + h - s = b + h_1 + s_1 \text{ oder } h - s = h_1 + s_1,$$

und nach dem Mariotte'schen Gesetze:

$$\frac{b + h_1 + s_1}{b} = \frac{Fs}{F_1 s_1},$$

folglich der Wirkungsgrad der Maschine:

$$\eta = \frac{F_1 s_1 h_1}{F s h} = \frac{b h_1}{(b + h_1 + s_1) h} = \frac{b h_1}{(b + h_1 + s_1)(h_1 + s + s_1)}.$$

Damit derselbe möglichst groß ausfalle, müssen die Gefäßhöhen $s$ und $s_1$ möglichst klein (nahe Null) sein.

Dann ist

$$h = h_1 \text{ und } \eta = \frac{b}{b + h_1},$$

folglich $\eta$ um so größer, je kleiner das Gefälle $h$ oder die Förderhöhe $h_1$ ist, jedoch erst = Eins, für $h = h_1 =$ Null. Bei größeren Höhen sinkt jedoch $\eta$ bedeutend unter Eins, z. B. für $h = h_1 = b$, ist $\eta = {}^1/_2$, für $h_1 = h = 3\,b$, $\eta = {}^1/_4$ u. s. w., es ist daher die Luftmaschine zum Heben des Wassers auf größere Höhen sehr unvortheilhaft. Man vergleiche hiermit das in §§. 20 und 21 über den Betrieb der Hebe- und Transportvorrichtungen mittelst comprimirter Luft Bemerkte.

**Pulsometer.** Auch den directen Druck des Dampfes hat man schon seit langer Zeit dazu benutzt, Flüssigkeiten auf eine größere Höhe zu drücken. Schon die von Savery angegebenen Einrichtungen zum Heben von Wasser beruhten hierauf. Auch hat man schon längst den Wasserdampf dazu angewendet, in Gefäßen durch Verdrängung der in ihnen enthaltenen Luft und nachherige Condensation des Dampfes ein Vacuum zu erzeugen, so daß der äußere Atmosphärendruck dazu benutzt werden konnte, Flüssigkeiten in diese hochgelegenen Gefäße zu treiben. Derartige Vorrichtungen haben sich z. B. in den Zuckerfabriken zum Emporheben des Zuckersaftes unter dem Namen der Montejus lange erhalten, und ebenso hat man in neuerer Zeit diese Art der Hebung benutzt, um die Kloaken und Senkgruben ihres Inhalts zu entleeren, dessen mehr oder minder dickflüssige Beschaffenheit die Anwendung von Ventilpumpen ausschließt. Bei den sogenannten pneumatischen Baggermaschinen bedient man sich ebenfalls durch Dampf luftleer gemachter Behälter, in welche die breiartige Baggermasse durch den äußeren Atmosphärendruck getrieben wird. §. 166.

In der neuesten Zeit (1872) ist eine auf der directen Wirkung des Dampfdruckes beruhende Wasserhebevorrichtung bekannt geworden, welche von ihrem Erfinder H. Hall aus New-York mit dem Namen Pulsometer belegt worden ist, und welche wegen ihrer Einfachheit und wegen der Leichtigkeit ihrer Aufstellung in gewissen Fällen wohl Beachtung verdient, obgleich sie an dem Uebelstande aller derartigen Vorrichtungen mit directer Dampfwirkung, nämlich eines großen Dampfverbrauches leidet. Der Pulsometer wirkt wie eine Pumpe, sowohl saugend wie drückend, und es ist natürlich die größtmögliche Saughöhe durch die Wasserbarometerhöhe beschränkt (etwa zu 8 m), während die Druckhöhe von dem Ueberdrucke des angewendeten Dampfes abhängt. Die Einrichtung eines Pulsometers der Hall'schen

Construction ist aus den Figuren 731 und 732 ersichtlich. Hiernach besteht der Apparat aus einem gußeisernen, durch eine Scheidewand $a$ in zwei birnförmige Kammern $A_1$ und $A_2$ getheilten Gehäuse, welches unterhalb

Fig. 731.

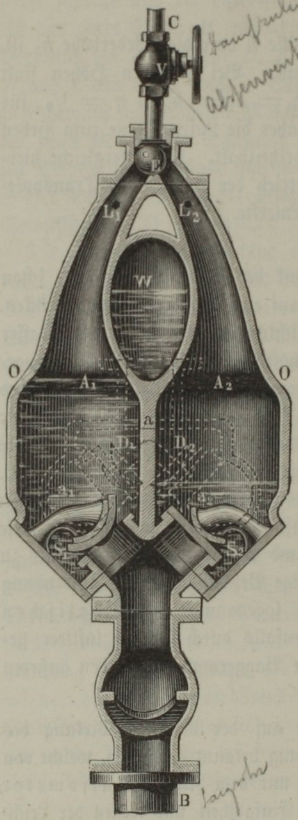
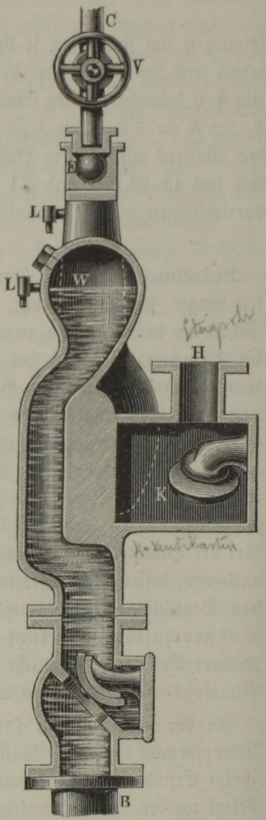



Fig. 732.




mit dem Saugrohre $B$, oben mit der Dampfzuleitung $C$ in Verbindung steht, in welcher letzteren das Absperrventil $V$ gewöhnlicher Einrichtung angebracht ist, um die Zuführung des Dampfes reguliren zu können. Der Abschluß der Kammern $A$ gegen das Saugrohr wird durch zwei Gummiklappen, früher Kugelventile, $S_1$ und $S_2$ bewirkt, welche ähnlich den Saugventilen einer doppeltwirkenden Pumpe abwechselnd geöffnet und geschlossen sind, so daß das in $B$ durch den äußeren Atmosphärendruck emporgetriebene Wasser entweder in die Kammer $A_1$ eintritt, deren Ventil $S_1$ geöffnet ist, während es von der anderen Kammer $A_2$ durch das Ventil $S_2$ abgeschlossen ist, oder umgekehrt. Der zwischen den beiden Kammern $A_1$ und $A_2$ eingeklemmte Raum $W$, welcher mit dem Saugrohre $B$ durch einen seitlichen Canal in Verbindung steht, verrichtet dabei die Functionen eines Saugwindkessels.

Jede der Kammern $A_1$ und $A_2$ ist seitlich mit einem Austrittscanale $a_1$ und $a_2$ versehen, welche beiden Canäle nach einem Ventilkasten $K$ geführt sind, von dem jeder Canal durch ein Druckventil $D$ abgeschlossen ist. Auch diese Ventile öffnen sich, ähnlich den Steigventilen einer doppeltwirkenden Pumpe, abwechselnd nach oben, und ebenso wie dort wird das geförderte Wasser durch das auf dem Ventilkasten $K$ angebrachte Steigrohr $H$ in die Höhe gedrückt. Es ist aus dieser Einrichtung ersichtlich, daß es zum Betriebe des Apparates nur nöthig sein wird, abwechselnd in der einen Kammer $A_1$ ein Vacuum und in der anderen $A_2$ einen Ueberdruck herzustellen, um einerseits ein Ansaugen von Wasser aus $B$ und andererseits ein EmporDrücken desselben durch $H$ wie bei einer doppeltwirkenden Pumpe zu bewirken, indem die beiden Kammern etwa den Cylinderräumen zu beiden Seiten des Kolbens bei einer Kolbenpumpe zu vergleichen sind. Um diese abwechselnde Wirkung durch den aus $C$ hinzugeführten Dampf hervorzubringen, ist im oberen Vereinigungspunkte der beiden Kammerhälse unmittelbar unter der Einmündung des Dampfrohres $C$ eine Bronzekugel $E$ befindlich, welche, wenn sie abwechselnd nach der einen oder nach der anderen Seite gedrückt wird, bald die eine Kammer $A_1$ vom Dampfrohre abschließt und die andere $A_2$ damit in Verbindung setzt, bald umgekehrt. Die alternirende Bewegung der Kugel, welche man eine Steuerung nennen kann, geschieht ganz selbstthätig durch die Wirkung des Dampfes, ohne Zuhülfenahme besonderer Bewegungstheile in folgender Weise. Denkt man sich den Apparat mit Wasser etwa bis zu der Höhe $OO$ gefüllt, was durch eine Füllöffnung im Saugwindkessel $W$ und dadurch ermöglicht wird, daß ein im Saugrohre $B$ befindliches Fußventil das Abfließen des Wassers verhindert, so wird beim Oeffnen des Absperrventils der hinzutretende Dampf auf die Oberfläche des Wassers in der ihm zugänglichen Kammer $A_2$ drücken und bei genügender Spannung das Wasser durch den Canal $a_2$ und das Druckventil $D_2$ nach der Steigröhre $H$ treiben. Dieser Vorgang wird so lange dauern, bis der Wasserspiegel in der Kammer $A_2$ bis unter die obere Kante des Austrittscanals $a_2$ gesenkt ist; von diesem Augenblicke an entweicht durch diese Oeffnung der Dampf in beträchtlicher Menge nach dem Steigrohre, wird daselbst und durch aus dem Steigrohre zurückfallendes Wasser schnell condensirt, und es entsteht in der Kammer $a_2$ ein Vacuum, in Folge dessen die Steuerkugel $E$ von dem größeren Drucke in der anderen Kammer $A_1$

nach rechts geworfen wird. Dadurch ist nun die Kammer $A_2$ von dem Dampfrohre $C$ gänzlich abgesperrt, das in $A_2$ gebildete Vacuum veranlaßt ein Ansaugen von Wasser aus dem Saugrohre $B$ durch das nunmehr sich öffnende Ventil $S_2$, während das Druckventil $D_2$ sich geschlossen hat, wodurch ein Zurückfallen des nach $H$ geförderten Wassers verhindert wird. Durch das Umlegen der Steuerkugel $E$ ist gleichzeitig dem Dampfe der Zutritt in die andere Kammer $A_1$ gestattet, in welcher nun ein analoger Vorgang stattfindet, bis die Senkung des Wasserspiegels bis zu der Oberkante des Austrittscanals $a_1$ stattgefunden hat. In diesem Augenblicke wird ebenso in $A_1$ eine lebhafte Condensation des Dampfes durch dessen Eintritt in das Steigrohr hervorgerufen, und die Steuerkugel in Folge des Ueberdruckes in der Kammer $A_2$ wieder nach links umgelegt. Bei dieser hier beschriebenen Wirkung sorgt man dafür, daß während der Saugwirkung einer Kammer immer eine kleine Menge Luft in dieselbe eingesaugt wird. Zu diesem Ende ist jede der Kammern in dem oberen Theile des Halses mit einem sich nach innen öffnenden kleinen Luftventile $L_1$, $L_2$ versehen. Hierdurch wird zwar die Saugwirkung etwas beeinträchtigt, doch erreicht man durch diese Anordnung die Möglichkeit einer Regulirung des Apparates. Man kann nämlich durch Stellung der Luftventile die Menge der angesaugten Luft und damit die Zeitdauer reguliren, welche während des Ansaugens von Wasser jedesmal verstreicht. Da man nun andererseits in dem Dampfzulaßventile ein Mittel hat, die Druckwirkung innerhalb bestimmter Grenzen schneller oder langsamer vor sich gehen zu lassen, so hat man es auch in der Gewalt, den Apparat so zu reguliren, daß die vorbeschriebenen Wirkungen des Saugens in der einen und des Drückens in der anderen Kammer zu derselben Zeit beendigt sind. Außerdem bildet die während des Saugens in die Kammer eingetretene Luft in der darauf folgenden Druckperiode in gewisser Art eine Zwischenlage zwischen dem Wasser unterhalb und dem oberhalb eintretenden Dampfe, von welchem letzteren man annehmen darf, daß er beim Eintritte zunächst die Luft vor sich herschiebt. Wegen der geringen Wärmeleitungsfähigkeit der Luft wird in Folge dieser Luftschichtung die vorzeitige Condensation des Dampfes während der Druckperiode wesentlich vermindert. Wenn dann im Verlaufe der letzteren das Wasserniveau bis zur Oberkante des Austrittscanals sinkt, so entweicht zuerst immer gänzlich oder großentheils die in der vorherigen Saugperiode angesaugte Luft.

Jedenfalls spielt die in solcher Art angesaugte Luft auch eine wichtige Rolle bei dem Vorgange der Umsteuerung der Steuerkugel, worüber man etwa Folgendes anführen kann. Wenn in Folge der plötzlich eingetretenen Condensation des Dampfes zu Ende der Druckperiode in der Kammer ein Vacuum eingetreten ist, so wird das Wasser aus dem Saugrohre mit einer Beschleunigung in die Kammer treten, welche um so größer ist, je mehr die im Saugwindkessel herrschende Spannung den Druck übersteigt, welcher in der Kammer noch vorhanden ist. Die beschleunigte Bewegung des Wassers dauert dann so lange, bis eine Ausgleichung der Drucke in beiden Räumen eingetreten ist. In diesem Augenblicke wird jedoch der Wasserspiegel in der Kammer noch nicht zur Ruhe kommen, vielmehr wird das Wasser vermöge der erlangten Geschwindigkeit sich noch entsprechend über die Gleichgewichtslage erheben, wobei eine Compression der Luft stattfindet, welche oberhalb des Wasserspiegels in dem Halse der Kammer befindlich ist. Der Druck dieser Luft gegen die Steuerkugel bewirkt daher in Verbindung mit dem in der anderen Kammer unterdessen eingetretenen Vacuum das Umsteuern.

Die Versuche, welche mit dem Pulsometer insbesondere von Schaltenbrand*) angestellt sind, haben die schon oben angeführte Bemerkung bestätigt, wonach mit einer directen Wirkung des Dampfes auf das Wasser ein bedeutender Wärmeverlust verbunden ist, so daß der Wirkungsgrad ein sehr geringer wird. Den an der angezeigten Quelle angegebenen Versuchen zufolge variirte bei Förderhöhen zwischen 6 und 10,18 m der Dampfverbrauch für jede zur wirklichen Wasserhebung aufgewendete Pferdekraft pro Stunde zwischen 122 und 235 kg, welche Beträge den Dampfverbrauch guter durch Dampfmaschinen betriebener Pumpen beträchtlich überschreiten.

Nach anderen Angaben von Eichler**) stellte sich in Folge der an den Pulsometern angebrachten Verbesserungen der Verbrauch an Dampf günstiger, nämlich in der Minute auf 1,43 kg Dampf für jede effectiv geleistete Pferdekraft, und es wird deshalb für Gruben der Pulsometer in solchen Fällen empfohlen, in denen die mäßigen Anlagekosten, die leichte Aufstellbarkeit und das geringe Raumerforderniß der Wasserhebevorrichtung vornehmlich in Betracht kommen, und wo die Förderhöhen nicht mehr als etwa 40 m betragen. Auch dürfte die Anwendung des Pulsometers für vorübergehende Leistungen, z. B. für Baugrubenentwässerungen, gerechtfertigt erscheinen. In Betreff der Einfachheit der Anordnung und Aufstellung läßt der Pulsometer nichts zu wünschen übrig, da derselbe nicht einmal eines festen Fundamentes bedarf, sondern unter Umständen mittelst eines Taues von einem Gerüste in die Baugrube herabhängend in Thätigkeit gesetzt werden kann. Die Anzahl der Pulsationen oder einfachen Wechsel der Steuerkugel pro Minute variirte bei den angegebenen Versuchen von Schaltenbrand zwischen 43 und 128, bei den größeren Pulsometern von Eichler erfolgte dagegen bei 25 m

---

*) Der Pulsometer von C. Schaltenbrand. Berlin 1877.

**) C. Eichler, Die Anwendung der Pulsometer auf Adolph-Schacht bei Reichenwalde.

Förderhöhe eine Pulsation in 4 bis $4\frac{1}{2}$ Secunden. In Betreff näherer Angaben muß auf die angeführten Quellen verwiesen werden.

§. 167. **Saugheber.** Der sogenannte Saugheber ist im eigentlichen Sinne des Wortes keine Wasserhebungsmaschine, weil durch ihn das Wasser nicht höher gehoben, sondern nur über eine Erhöhung weg gefördert wird; aus diesem Grunde ist der Saugheber vielmehr als eine Wasserleitungsröhre mit einem nach oben gerichteten Kropfe anzusehen. Da die in physikalischen und chemischen Laboratorien zur Anwendung kommenden kleinen Saugheber als bekannt vorausgesetzt werden dürfen, sollen hier nur die zur Ableitung größerer Wassermengen dienenden hydrotechnischen Anlagen besprochen werden. Ein gemauerter kurzer Heber dieser Art ist bereits in Band II, wo vom Reguliren des Wasserstandes in einem Canale die Rede ist, abgehandelt worden. Auch gehören hierher jedenfalls die sogenannten intermittirenden Quellen, wie *ABCDE*, Fig. 733. Steht das Wasser in der Höhle *W* über dem höchsten Punkte *D* des einen Heber bildenden unterirdischen Canals *CDE*, so wird aus letzterem die Luft durch das Wasser ausgetrieben, und es erfolgt nun ein Ausfluß desselben durch *E*, welcher so lange anhält, als der Wasserspiegel in *W* über der Einmündung *C* steht.

Fig. 733.

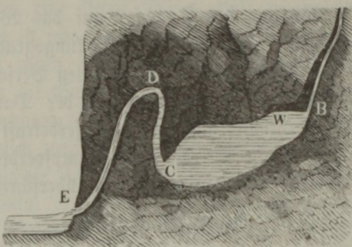
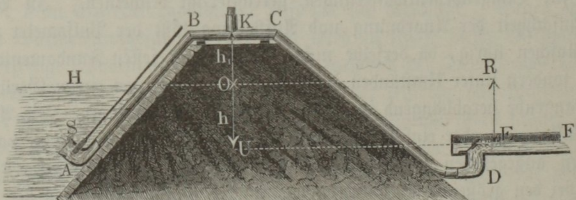



Fig. 734.




Der Ausfluß wird aber nur so lange unterbrochen, als der Wasserspiegel unter dem Niveau von *D* steht, füllt sich jedoch die Höhle *W* durch Zufließen des Wassers mittelst der Kluft $AB$ wieder bis zu diesem Niveau, so beginnt der Abfluß des Hebers durch $CDE$ von Neuem.

Die Einrichtung eines einfachen Saughebers zum Ableiten des Wassers aus einem Sumpfe oder Teiche führt die Abbildung Fig. 734 vor Augen. Die Anordnung besteht in der Hauptsache aus drei gußeisernen Röhren, und zwar aus dem steigenden Schenkel $AB$, aus dem horizontalen Mittelstücke $BC$ und aus dem fallenden Schenkel $CD$; nächstdem ist die Einmündung $A$ mit einem Regulirungsschieber $S$, sowie die mit dem Abzugsgerinne $EF$ in Verbindung stehende Ausmündung $D$ mit einem Klappenventil $E$ versehen, auch ist noch im Mittelstücke $BC$ ein mit einem Stöpsel zu verschließendes kurzes Mundstück $K$ angebracht. Um den Heber in Gang zu setzen, werden der Schieber $S$ und das Ventil $E$ geschlossen, worauf so lange Wasser durch $K$ eingeführt wird, bis der ganze Heber damit angefüllt ist. Schließt man nun $K$ luftdicht ab, eröffnet $S$ und macht $E$ frei, so beginnt die Wirksamkeit des Hebers, indem das Wasser in einem zusammenhängenden Strome in der Richtung $ABCD$ durch denselben hindurchfließt und bei $E$ zum Ausflusse gelangt. Dieses Fortströmen ist jedoch noch an zwei Bedingungen gebunden.

Erstens ist nöthig, daß der Wasserspiegel $H$ im Speisereservoir $AH$ über der Ausmündung $E$ stehe, denn die Abflußgeschwindigkeit $v$ des Wassers bei $E$ ist

$$v = \mu \sqrt{2gh},$$

wenn $\mu$ den Ausflußcoefficienten und $h$ die Druckhöhe oder den senkrechten Abstand $RE$ des Wasserspiegels $H$ über der Ausmündung $E$ bezeichnet, und folglich wird für $h = 0$ auch $v = 0$.

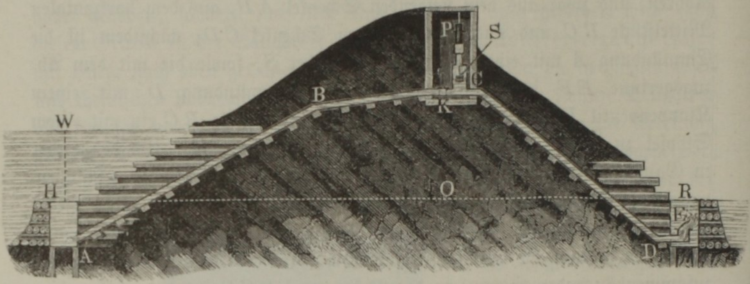
Zweitens darf die Höhe $KO = h_1$ des Mittelstückes $BC$ oder Heberscheitels $K$ über dem Wasserspiegel $H$ im Speisereservoir noch nicht die dem Atmosphärendrucke entsprechende Wassersäulenhöhe $b$ von circa 10,34 m erreichen, denn der Druck des Wassers an der höchsten Stelle ist $b - h_1$ und daher gleich Null für $h_1 = b$; es entsteht also für $h_1 > b$ bei $K$ ein luftleerer Raum, und wird an dieser Stelle die Continuität des Wasserstromes $ABCD$ unterbrochen.

Da in jedem Falle der Druck des Wassers im Heberscheitel $b - h_1$ kleiner als der Atmosphärendruck ist, so scheidet sich die im zufließenden Wasser unter dem äußeren Luftdrucke befindliche Luft an dieser Stelle nach und nach aus, und häuft sich am Ende in solcher Menge an, daß dadurch nach einiger Zeit der Abfluß des Wassers ganz gehemmt wird. Deshalb ist es denn nöthig, von Zeit zu Zeit die Luft aus dem Heberscheitel zu entfernen, was sich bei dem in Fig. 734 abgebildeten einfachen Heber nur durch Abschließen der Mündungen $S$ und $F$ und Nachfüllen von Wasser bewerkstelligen läßt;

bei vollkommeneren Heberanlagen aber mittelst einer auf dem Heberscheitel angebrachten Luftpumpe hervorgebracht wird.

Eine größere und vollkommenere Heberanlage ist in Fig. 735 abgebildet. Dieser Heber ist vom belgischen Ingenieurofficier F. Ablay*) aus-

Fig. 735.



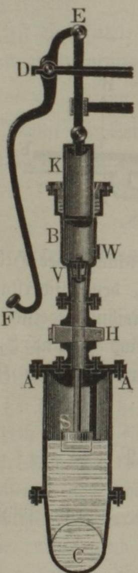

geführt, und hat den Zweck, den Graben der Festung St. Marie unweit Antwerpen durch Wasser aus der dicht vorbeifließenden Schelde zu speisen. Der Röhrenstrang $ABCD$ ist aus gußeisernen Röhren von 0,2 m Weite zusammengesetzt und hat im Ganzen eine Länge von 36 m. An den Enden desselben befinden sich zwei parallelepipedische Behälter $AH$ und $DR$ aus Eisenblech, welche oben in einem und demselben Niveau $HOR$ ausmünden und durch Eisengitter bedeckt sind. Bei dieser Einrichtung bleiben die beiden Hebermündungen $A$ und $D$ stets unter Wasser, es kann also keine Luft in den Heber treten, selbst wenn auch zur Zeit der Ebbe der Wasserspiegel $W$ der Schelde noch unter das Niveau des Wasserspiegels $R$ im Festungsgraben sinkt. Damit aber dann auch das Wasser im Heber nicht rückwärts läuft, ist an der Ausmündung $D$ desselben noch ein sich nach außen öffnendes Klappenventil $E$ angebracht. Während der Wasserspiegel der Schelde zur Zeit der Ebbe 1,4 m unter dem Wasserspiegel des Festungsgrabens steht, befindet sich derselbe zur Fluthzeit 2,7 bis 3,2 m über demselben. Um die sich im Heberscheitel $C$ ansammelnde Luft zu entfernen, ist ein Luftreservoir $S$ und eine Saugpumpe $P$ angebracht, und das Ganze in einer ausgemauerten Kammer eingeschlossen. Uebrigens hat man aus militairischen Gründen den ganzen Heber sowie auch diese Kammer, welche den Luftpumpenapparat enthält, mit Erde bedeckt. Der Hahn $K$, welcher durch Zahnräder und eine Kurbel bewegt werden kann, dient dazu, die Bewegung des Wassers im Heber nach Belieben zu ermöglichen oder zu unterbrechen.

---

*) S. Annales des Travaux publics de Belgique, Tome IX, 1850 und 1851.

Die specielle Einrichtung der Saugpumpe ist aus dem verticalen Durchschnitte derselben in Fig. 736 zu ersehen. Es ist $ACA$ ein auf dem Heberscheitel $C$ aufsitzender Recipient mit einem Schwimmer $S$, dessen Zeiger in einer (in der Figur nicht sichtbaren) Glasröhre spielt, und daher von außen beobachtet werden kann; ferner ist $B$ der durch ein engeres Communicationsrohr mit dem Recipienten in Verbindung stehende Pumpencylinder, $K$ der in demselben spielende Kolben und endlich $EDF$ der um $D$ drehbare Hebel, wodurch der Kolben in $B$ auf- und niederbewegt wird. Noch sieht man bei $V$ das Saug- und bei $W$ das Ausblaseventil, sowie in $H$ einen kleinen Hahn, wodurch man zur Erzielung eines dichteren Abschlusses den ganzen Pumpenapparat vom Luftrecipienten $ACA$ absperren kann.

Fig. 736.

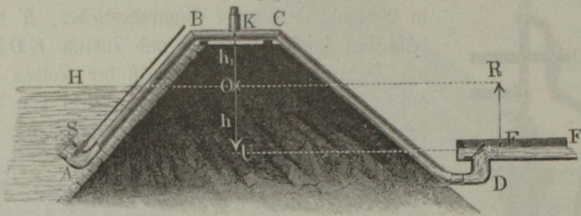



Soll der Heber in Gang gesetzt werden, so kommt es nur darauf an, daß man die beiden Behälter $AH$ und $RD$ mit Wasser anfülle, und die Luftpumpe in Gang setze; nach einiger Zeit füllt sich der Heber mit Wasser, und es beginnt seine Wirksamkeit, die natürlich wieder aufhört, wenn der Wasserspiegel $W$ unter das Niveau des Unterwassers $R$ herabgesunken ist, aber auch von selbst wieder beginnt, wenn sich $W$ wieder über $R$ erhebt. Uebrigens ist die sich in $ACA$, Fig. 736, nach und nach ansammelnde Luft von Zeit zu Zeit mittelst der Luftpumpe zu entfernen.

Es hat das ununterbrochene Fließen eines Saughebers besonders dann seine Schwierigkeiten, wenn die Röhren desselben nicht ganz luftdicht sind, und deshalb im Mittelstücke Luft einsaugen. Aus diesem Grunde ist es auch unmöglich, einen Saugheber aus Holzröhren auf die Dauer fließend zu erhalten, wenigstens ist es dann nöthig, die eingesaugte Luft durch eine stetig arbeitende Pumpe aus demselben zu entfernen. Gelegenheit zum Einsaugen und Ansammeln von Luft geben zumal solche Heber, welche ein langes Mittelstück haben. Es ist dann immer nöthig, daß man demselben noch ein kleines Ansteigen gebe und die Luftpumpe am Ende desselben, unmittelbar über dem abfallenden Schenkel, anbringe (wie in Fig. 735), damit die Luftblasen mit dem Wasserstrome fort- und dem Recipienten zugeführt werden. Ueber die Erfahrungen, welche man beim Bergbau in Sachsen und am Harz an Saughebern mit sehr langen Mittelstücken gemacht hat, ist nachzulesen: Jahrbuch für den Sächs. Berg- und Hüttenmann 1843, sowie die berg- und hüttenmännische Zeitung 1858.

Die Theorie der Bewegung des Wassers im Saugheber ist von der in gewöhnlichen Leitungsröhren nicht verschieden (s. Bd. I und Bd. II). Bezeichnet $h$ die Druckhöhe oder die Höhe $RE$, Fig. 737, des Oberwasser-

Fig. 737.




spiegels $H$ über dem Unterwasserspiegel, $l$ die ganze Axenlänge des Hebers, $d$ die Weite desselben, $v$ die Ausflußgeschwindigkeit, $\zeta_0$ den Widerstandscoefficienten für den Eintritt des Wassers bei $A$, $\zeta$ den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Wassers in dem Heber, und sind $\zeta_1$ und $\zeta_2$ die Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die Knieröhren $B$ und $C$, so hat man:

$$h = \left(1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2\right) \frac{v^2}{2g} = \varphi \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn $1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2 = \varphi$ gesetzt wird. Daraus folgt die Geschwindigkeit des ausfließenden Wassers

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{\varphi}},$$

und das Ausflußquantum pro Secunde

$$Q = Fv = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{\varphi}}.$$

Bedeutet ferner $h_1$ die Höhe $KO$ des Heberscheitels über dem Oberwasserspiegel und $l_1$ die Länge des Rohres von der Einmündung $A$ bis zum Scheitel gemessen, so hat man, unter $z$ die Druckhöhe des Wassers im Scheitel verstanden, auch die Beziehung

$$b - h_1 - z = \left(1 + \zeta \frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1\right) \frac{v^2}{2g} = \varphi_1 \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wenn der Kürze halber $1 + \zeta \frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 = \varphi_1$ gesetzt wird. Aus (1) und (2) folgt

$$\frac{b - h_1 - z}{h} = \frac{\varphi_1}{\varphi},$$

woraus nun die Druckhöhe $z$ im Heberscheitel zu

$$z = b - h_1 - \frac{\varphi_1}{\varphi} h \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

sich ergiebt.

Ist die Mittel- oder Scheitelröhre sehr lang, also $l_1$ nahe gleich $l$, so kann man genau genug $\varphi = \varphi_1$ setzen, und erhält

$$z = b - (h + h_1).$$

Damit ein Saugheber stetig fließe, muß nicht nur $h$, sondern auch $z$ positiv sein, es muß daher nach (3)

$$\frac{\varphi_1}{\varphi} h + h_1 < b$$

oder bei sehr langer Mittelröhre

$$h + h_1 < b \text{ sein.}$$

Soll daher der Heber einen stetig durchfließenden Wasserstrom geben, so darf die Höhe $KU = h + h_1$ des Scheitels über dem Unterwasser die Wasserbarometerhöhe $b$ noch nicht erreichen. Denn wenn nur die Steighöhe $KO = h_1$ kleiner ist als $b$, dagegen die Höhe $KU = h + h_1$ den Werth $b$ übertrifft, so steigt zwar das Wasser in die Scheitelröhre, es fließt aber derselben das Wasser nicht so schnell zu, als es durch den fallenden Schenkel abgeführt wird. In Folge hiervon wird der Wasserstrahl seine Stetigkeit verlieren (s. Thl. I), wenn man nicht der Ausflußmündung $D$ eine entsprechend engere Weite $d_1$ giebt, als der Röhre. Ist in dem letzteren Falle $v_1$ die Ausflußgeschwindigkeit und $\zeta_m$ der Widerstandscoefficient für das Mundstück, so hat man:

$$h = \left(\zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2\right) \frac{v^2}{2g} + (1 + \zeta_m) \frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \left[\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v^2}{2g} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Diese Gleichung liefert in Verbindung mit (2)

$$\frac{b - h_1 - z}{h} = \frac{\varphi_1}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4},$$

woraus die Druckhöhe $z$ im Scheitel zu

$$z = b - h_1 - \frac{\varphi_1 h}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4} \text{ folgt.}$$

Damit der Heber stetig fließe, muß $z$ positiv, also

$$h_1 + \frac{\varphi_1 h}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} < b$$

sein. Ist nun $d_1$ viel kleiner als $d$, so kann man

$$\frac{\varphi_1}{\varphi - 1 + (1 + \zeta_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} = 0$$

setzen, und erhält als Bedingung für den stetigen Ausfluß nur $h_1 < b$, an welche Bedingung das Fließen überhaupt gebunden ist.

Beispiel. Ein überall gleich weiter Saugheber von 100 m Axenlänge und 0,1 m Weite, bei welchem der Widerstandscoefficient $\zeta_0 = 0{,}100$, und die Coefficienten für die beiden Knieröhren $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}3$ sind, hat bei dem Gefälle $h = 3$ m die Ausflußgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}} = \sqrt{\frac{2\,.\,9{,}81\,.\,3}{1{,}7 + 1000\,\zeta}}.$$

Nimmt man $\zeta = 0{,}02$ an, so erhält man

$$v = \sqrt{\frac{58{,}86}{21{,}7}} = 1{,}65\ \text{m}.$$

Da nach Thl. I für $v = 1{,}6$ m der Coefficient $\zeta = 0{,}0219$ zu setzen ist, so erhält man genauer

$$v = \sqrt{\frac{58{,}86}{1{,}7 + 21{,}9}} = 1{,}58\ \text{m},$$

und hieraus die in jeder Secunde durchfließende Wassermenge

$$Q = 3{,}14\,.\,0{,}05^2\,.\,1{,}58 = 0{,}0124\ \text{cbm} = 12{,}4\ \text{Liter}.$$

Damit das Wasser in diesem Heber stetig fließe, muß, wenn der Scheitel desselben um $l_1 = 80$ m von der Einmündung entfernt ist,

$$\frac{\varphi_1}{\varphi} h + h_1 < b$$

sein, d. h. man hat

$$\frac{1 + 0{,}0219\,\frac{80}{0{,}1} + 0{,}1 + 0{,}3}{1 + 0{,}0219\,\frac{100}{0{,}1} + 0{,}1 + 0{,}6}\,3 + h_1 < 10{,}34,$$

oder es muß die Höhe $h_1$ den Werth $10{,}34 - 2{,}41 = 7{,}93$ m nicht übersteigen. Anderenfalls müßte eine entsprechende Verengung der Ausmündung vorgenommen werden.

Anmerkung. Ueber Wasserhebevorrichtungen finden sich in den verschiedenen technischen Journalen vielfach specielle Artikel. Außer den im Vorstehenden an den betreffenden Stellen bereits angegebenen literarischen Quellen können hier noch speciell folgende über den Gegenstand handelnde Schriften angeführt werden: Eytelwein's Handbuch der Mechanik und Hydraulik, Berlin 1842; Gerstner's Handbuch der Mechanik, Bd. II und III; Kaiser's Handbuch der Mechanik, Karlsruhe 1842; Langsdorf's Vollständiges System der Maschinenkunde, Leipzig 1828; Jeep, Der Bau der Pumpen und Spritzen, Leipzig 1871; Hagen's Handbuch der Wasserbaukunde, Thl. I; Hachette, Traité élémentaire des Machines, Paris 1819; Borgnis, Traité complet de Mécanique appliquée; T. IV des Machines hydrauliques, Paris 1819; Navier, Résumé des Leçons sur l'application de la Mécanique, Part II, Paris 1838; D'Aubuisson, Traité d'Hydraulique, Paris 1840; Morin, Machines et appareils destinés à l'élévation des eaux, Paris 1863.

Die Bergwerkspumpen werden ausführlich behandelt in dem größeren Werke: Die Wasserhaltungsmaschinen von J. v. Hauer, in welchem auch eine vollständige Literaturangabe zu finden ist. Ferner sind anzuführen: Serlo's Bergbaukunde, Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenbau- und Aufbereitungswesen, Riedler's Excursionsbericht und Combes, Traité de l'exploitation des Mines, T. III, Paris 1845.

Ueber städtische Wasserwerke sehe man u. A. Salbach, Die Dresdener Wasserwerke, Halle; sowie dessen Wasserwerk der Stadt Halle 1871, und verschiedene Artikel in Schilling's Journal für Gasbeleuchtung; Hydraulica, an historical and descriptive account of the Waterworks of London 1835. Ferner über Entwässerungen: Treuding, Ueber Ent- und Bewässerung von Ländereien, Zeitschr. des Hannov. Arch.- und Ing.-Ver. 1864 und 1865; Gevers van Endegeest, Over de droogmaking van het Haarlemer Meer, Amsterdam 1857; deutsch in Förster's Bauzeitung 1865. Noch ist anzuführen: Elementi di Meccanica e D'idraulica di G. Venturoli, Napoli 1833; John Robison, a System of Mechanical Philosophy with Notes by Brewster, Vol. II, 1822. Eine umfangreiche Quellenangabe ist in der mehrfach citirten Rühlmann'schen allgemeinen Maschinenlehre, Bd. IV, enthalten.

Fünftes Capitel.

# Die Bewegung der Luft.

§. 168. **Von der Bewegung der Luft überhaupt.** Das Fortschaffen der Luft von einem Punkte $A$ nach einem anderen Punkte $B$, Fig. 738 und Fig. 739, kann entweder durch Vergrößerung der Expansivkraft der Luft in $A$ oder durch Verminderung der Expansivkraft in $B$ bewirkt werden.

Fig. 738.

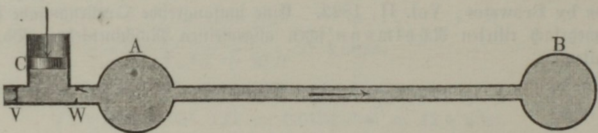
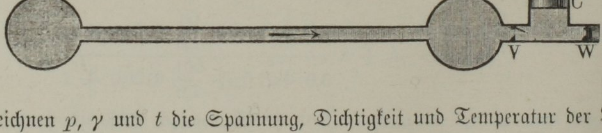



Fig. 739.




Bezeichnen $p$, $\gamma$ und $t$ die Spannung, Dichtigkeit und Temperatur der Luft in $A$ sowie $p_1$, $\gamma_1$ und $t_1$ dieselben Größen für die Luft in $B$, so hat man nach dem Gesetze von Mariotte und Gay-Lussac (Thl. I, Abschn. VI, Cap. 4)

$$\frac{p_1}{p} = \frac{1 + 0,00367\, t_1}{1 + 0,00367\, t} \frac{\gamma_1}{\gamma}.$$

Man kann daher eine die Bewegung von $A$ nach $B$ bedingende Differenz $p - p_1$ der Spannungen entweder durch eine Veränderung der Temperatur $t$ oder der Dichtigkeit $\gamma$ erlangen. Hiernach giebt es zwei verschiedene Mittel zur Fortbewegung der Luft, nämlich

1) die einseitige Erwärmung oder Abkühlung und
2) die einseitige Verdichtung oder Verdünnung (Zusammendrückung oder Ausdehnung) der Luft.

Zu den Hülfsmitteln der ersten Art gehören die Brennherde bei Feuerungsanlagen und die Wetteröfen in den Bergwerken, in Verbindung mit den Essen, Anzüchten, Wetterschächten u. s. w.; zu denen der zweiten Art die Wettermaschinen und Gebläse der Berg- und Hüttenleute. Die Wettermaschinen der Bergleute sind in der Regel Luft- oder Wettersauger, d. h. sie erzeugen die Bewegung der Luft von $A$ nach $B$ durch Verdünnung in $B$, während die Gebläse der Metallurgen Luft- oder Windbläser sind, bei welchen die Luft durch eine Verdichtung in $A$ von da nach $B$ getrieben wird. Während es bei den gewöhnlichen Wettermaschinen nur auf die Erzeugung eines Luftzuges ankommt, welcher die verdorbene, zum Athmen oder Brennen untaugliche Luft durch reine atmosphärische ersetzt, sollen die Gebläse atmosphärische Luft mit erhöhter Pressung und großer Geschwindigkeit in den Schmelz- oder Verbrennungsraum eines Ofens führen. Uebrigens besteht kein wesentlicher Unterschied zwischen Luftbläsern und Luftsaugern, da in der Regel eine Maschine der einen Art durch Veränderung ihrer Stellung oder einzelner ihrer Organe, z. B. der Ventile, in eine Maschine der anderen Art umgewandelt werden kann. So ist z. B. die Wettermaschine oder Saugpumpe $C$, wodurch bei der Wetterführung in Fig. 739 die Luft in $B$ verdünnt wird, von dem Gebläse oder der Druckpumpe $C$, welche in Fig. 738 die Luft in $A$ verdichtet, lediglich durch die entgegengesetzte Stellung gegen die Behälter $A$ und $B$ verschieden.

Was die Einrichtung der Wettermaschinen und Gebläse anbetrifft, so kann bei ihnen das Zusammendrücken und Ausdehnen der Luft entweder mittelst eines festen oder eines flüssigen Körpers, vornehmlich mittelst des Wassers, erfolgen. Bei den Gebläsen der ersten Art mit Verwendung eines festen Körpers wirkt dieser letztere entweder nach Art eines Pumpenkolbens mit absetzender oder stetig rotirender Bewegung durch Erweiterung oder Verengung eines gewissen Raumes, oder dadurch, daß der Luft durch die schnelle Rotation des festen Körpers eine große Geschwindigkeit ertheilt wird, in Folge deren sie vermöge ihrer Trägheitskraft verdichtend oder verdünnend auf die zu bewegende Luft wirkt. Diese letztgedachten, mit dem Namen der Centrifugalgebläse oder Ventilatoren benannten Maschinen sind den Centrifugalpumpen ähnlich, während die erstgedachten den alternirenden Kolbenpumpen resp. den Rotationspumpen entsprechen. Hier kann noch ein Unterschied angeführt werden, darin bestehend, daß der betreffende kolbenartig wirkende Körper, entweder durch einen festen oder flüssigen Stoff gelidert, dichtschließend in einem Gehäuse sich bewegt, oder daß die Volumenveränderung ohne eine solche Liderung mit Hülfe eines dehnbaren Materials ermöglicht wird, wie dies z. B. bei den ledernen Balgen der Fall ist.

Die Gebläse endlich, welche die Zusammendrückung und Bewegung der Luft mit Hülfe des Wassers bewirken, haben verschiedene Construction, und sind vornehmlich durch das Schnecken-, Wassersäulen-, Ketten- und Wassertrommelgebläse vertreten. Auch Dampfstrahlen hat man neuerdings zur Erzielung der Gebläsewirkung verwendet.

Im Folgenden sollen die vorzugsweise angewandten Einrichtungen und Maschinen der im Vorstehenden angedeuteten Reihenfolge gemäß besprochen werden. Es ist leicht zu erkennen, daß sehr viele der im vorhergehenden Capitel besprochenen Pumpen und anderen Wasserhebemaschinen ohne Weiteres oder mit geringen Abänderungen auch als Maschinen zur Bewegung der Luft Verwendung finden können.

§. 169. **Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.** Das einfachste Bewegungsverhältniß der Luft bietet der gewöhnliche Luftwechsel in Wohngebäuden sowie der natürliche Wetterwechsel in Grubenbauen dar. Die in einer Röhre $ABCD$, Fig. 740 und Fig. 741, befindliche

Fig. 740.

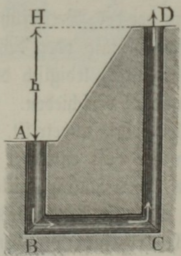
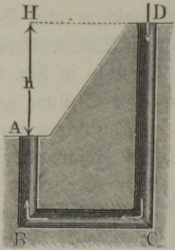



Fig. 741.




Luft nimmt stets eine Bewegung an, wenn dieselbe eine andere Temperatur hat als die äußere Luft, und wenn die Mündungen $A$ und $D$, wo diese Röhre mit äußerer Luft communicirt, nicht in demselben Niveau liegen. Ist $h$ der senkrechte Abstand $AH$ zwischen den Mündungen $A$ und $D$, $t$ die äußere und $t_1$ die innere Lufttemperatur, so kann man nach Thl. II, (Theorie der Essen), die theoretische Geschwindigkeit der Luft bei $D$ entweder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta t}\, 2\,g\,h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1 - t)}{1 + 0{,}00367\,t}\, 2\,g\,h}\;{}^{*)}$$

oder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t - t_1)}{1 + \delta t}\, 2\,g\,h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t - t_1)}{1 + 0{,}00367\,t}\, 2\,g\,h}$$

setzen, und zwar ersteres, wenn die innere Temperatur $t_1$ die größere ist, wobei die Luft an der höheren Stelle $D$ ausströmt (Fig. 740), und letzteres, wenn diese Temperatur von der äußeren Temperatur übertroffen wird, so daß die Ausströmung an der tieferen Stelle $A$ (Fig. 741) erfolgt. Es wächst also hiernach die Geschwindigkeit der Luft in der Leitung $ABCD$ nicht allein wie die Quadratwurzel aus dem Niveauabstand $h$ der Mündungen $A$ und $D$, sondern auch wie die aus der Temperaturdifferenz $(t_1 - t)$. Diese Geschwindigkeit wird durch die Bewegungshindernisse in der Leitung, namentlich durch die Reibung an den Röhrenwänden noch besonders herabgezogen. Ist $l$ die Axenlänge der ganzen Leitung $ABCD$, $d = \frac{4\,F}{p}$ (s. Thl. I) ihre mittlere Weite, sowie $\zeta = 0{,}024$ der Reibungscoefficient der Luft, und bezeichnet man der Kürze wegen die Summe der Widerstandscoefficienten aller übrigen Bewegungshindernisse in der Leitung durch $\zeta_1$, so folgt, unter der Voraussetzung, daß der Röhrenquerschnitt überall derselbe und folglich auch den Mündungsquerschnitten gleich ist, die Geschwindigkeit der Luft in der Leitung:

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta\,t}\;\frac{2\,g\,h}{1 + \zeta\,\frac{l}{d} + \zeta_1}}$$

$$= \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1 - t)}{1 + 0{,}00367\,t}\;\frac{2\,g\,h}{1 + 0{,}024\,\frac{l}{d} + \zeta_1}},$$

oder annähernd, wenn man $1 + 0{,}00367\,t = 1$ setzt,

---

*) Die Formel findet man wie folgt: Ist $\gamma$ die Dichtigkeit der Luft außen und $\gamma_1$ diejenige innen, so hat man für die Bewegung:

$$\frac{v^2}{2\,g}\,\gamma_1 = h\,(\gamma - \gamma_1),$$

oder

$$v = \sqrt{2\,g\,h\left(\frac{\gamma}{\gamma_1} - 1\right)}.$$

Da nun $\frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{1 + \delta\,t_1}{1 + \delta\,t}\,\frac{p}{p_1}$ und $p$ nahe gleich $p_1$ ist, so folgen die obigen Ausdrücke.