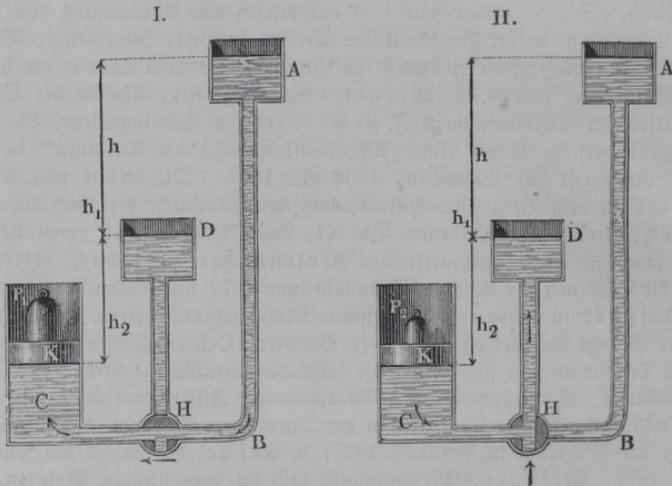


## Viertes Capitel.

## Von den Wassersäulenmaschinen.

§. 142. **Wassersäulenmaschinen.** Wassersäulenmaschinen (f. §. 54) werden durch den Druck des in ganz oder nahe aufrecht stehenden Röhren befindlichen Wassers des sogenannten Kraftwassers in Betrieb gesetzt. Die Bewegung derselben ist aber meistens keine rotirende, wie bei den Wasserrädern, sondern eine geradlinig wiederkehrende. Insbesondere gilt dies für die in Bergwerken zum Zwecke der Wasserhebung aufgestellten Wassersäulenmaschinen. In der neueren Zeit hat man jedoch mehrfach auch

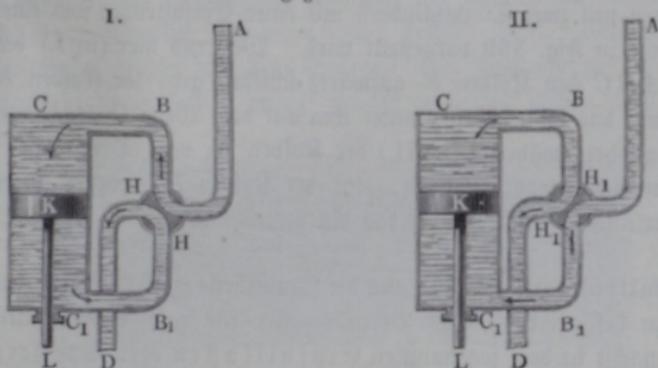
Fig. 357.



rotirende Wassersäulenmaschinen ausgeführt, in denen die Pressung des Wassers gegen Kolben in ähnlicher Art zur Umdrehung einer Welle benutzt wird, wie dies bei den Dampfmaschinen mit dem Dampfdruck geschieht. Es mögen zunächst hier die Wassersäulenmaschinen mit geradlinig wiederkehrender Bewegung besprochen werden. Die Haupttheile einer Wassersäulenmaschine sind, wie aus Fig. 357 I. und II. zu ersehen ist, folgende. *A* ist der Sammelkasten für das Wasser, der sogenannte Einfallkasten, *AB* die Einfallröhre, *C* ist der Stiefel oder Treibcylinder, in welchem das Wasser zur Wirkung gelangt, indem es den belasteten Treibkolben *K* emporreibt, und *HD* ist die Austrageröhre. In dem Commu-

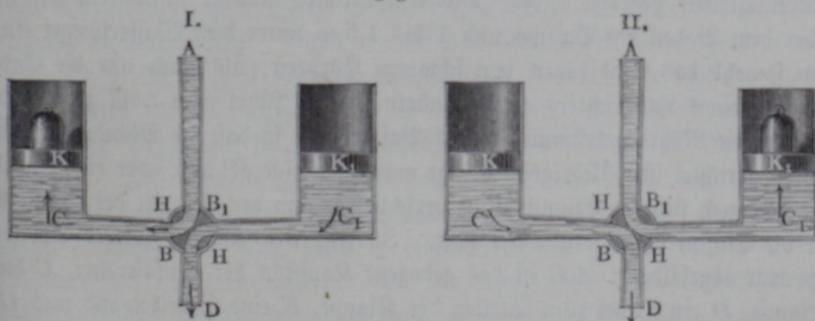
nicationsröhre  $BC$ , welches die Einfallröhre mit dem Treibcylinder verbindet, ist die sogenannte Steuerung angebracht, welche hier in einem T-förmig durchbohrten Hahne besteht und dazu dient, die Verbindung des Treibcylinders abwechselnd mit der Einfallröhre oder der Austrageröhre herzustellen und bezw. aufzuheben. Im ersten Falle treibt das Wasser den Kolben mit seiner Last  $P_1$  empor, und im zweiten Falle fließt das von der

Fig. 358.



Einfallröhre abgeschlossene und unter dem Treibkolben befindliche Wasser durch den Hahn zurück und durch das Ausgußrohr  $HD$  aus, während der belastete Kolben wieder niedergeht. Man hat einfachwirkende und doppelwirkende, sowie auch einstiefelige und zweistiefelige Wassersäulenmaschinen. Bei der einfachwirkenden Wassersäulenmaschine, welche Fig. 357 vor Augen führt, wird der Kolben vom Wasser nur nach der einen Richtung fortgetrieben, den entgegengesetzten Weg

Fig. 359.



hingegen durchläuft er vermöge seines Eigengewichtes oder einer auf ihn wirkenden Belastung  $P_2$ . Bei der doppelwirkenden Wassersäulenmaschine hingegen erfolgt sowohl der Auf- als auch der Niedergang des Kolbens durch die Kraft des Wassers. Die Einrichtung einer solchen Maschine giebt Fig. 358 I. und II. an. Man ersieht aus dieser Figur, wie

einmal (I.) das Kraftwasser den Weg  $ABC$  einschlägt, den Kolben  $K$  nieder-  
treibt und dabei das abgeschlossene Wasser auf dem Wege  $C_1 B_1 D$  abfließt,  
und wie das zweite Mal (II.) das Kraftwasser auf dem Wege  $AB_1 C_1$  zum  
Cylinder gelangt, den Kolben  $K$  emporreibt und das über ihm befindliche  
Wasser auf dem Wege  $CBD$  entweicht.

Die bisher behandelten Wasserfäulenmaschinen sind einschlädrige oder  
haben nur einen Treibcylinder; man hat aber auch zweicylindrige oder  
Maschinen mit zwei Treibcylindern mit einer Einfallröhre und einer Steue-  
rung, wie in Fig. 359 vorgestellt wird. Während hier (in I.) das Druck-  
wasser  $ABC$  den Kolben  $K$  aufwärts schiebt, geht der Kolben  $K_1$  nieder  
und bringt das todte Wasser unter ihm auf dem Wege  $C_1 B_1 D$  zum Abfluß  
und umgekehrt, während (in II.) der Kolben  $K_1$  vom Druckwasser  $AB_1 C_1$   
zum Aufsteigen genöthigt wird, geht der Kolben  $K$  nieder und drückt das  
abgesperrte todte Wasser durch das Ausgußrohr  $D$  fort.

§. 143. **Einfallröhren.** Es sind nun die Haupttheile einer Wasserfäulenmaschine  
näher zu beschreiben. Das Betriebswasser für eine Wasserfäulenmaschine  
wird zunächst in dem sogenannten Einfallkasten oder Speisereservoir  
gesammelt. Es ist sehr zweckmäßig, dieses Bassin möglichst groß herzustellen,  
damit sich darin das Wasser mehr abklären und beruhigen kann und keine  
großen Veränderungen in dem Niveau des Wasserspiegels eintreten können.  
Uebrigens ist es noch nöthig, Rechen und Gitter zum Abhalten fremdartiger  
Körper, wie Holz, Blätter u. s. w., in dieses Reservoir einzusetzen, und nach  
Besinden, wenn das Wasser unrein ist, Scheidewände in demselben so anzu-  
bringen, daß das Wasser eine schlängelförmige Bewegung auf- und abwärts  
anzunehmen genöthigt und ihm mehrfache Gelegenheit zum Absetzen seiner  
Unreinigkeiten gegeben wird. Die Einfallröhre mündet mindestens 0,5 m  
über dem Boden des Bassins und 1 bis 1,5 m unter dem Wasserspiegel ein,  
um sowohl das Eindringen von schweren Körpern, als auch um die Ent-  
stehung eines Lufttrichters zu verhindern. Auch führt man wohl zu diesem  
Zwecke die Röhre gekrümmt in das Bassin ein, so daß die Mündung nach  
unten gerichtet ist. Uebrigens bringt man noch eine Klappe oder ein Ventil  
an, wodurch sich die Einmündung verschließen und der Eintritt des Wassers  
in die Einfallröhre verhindern läßt. In Fig. 360 ist ein solcher Speise-  
apparat abgebildet.  $AB$  ist das gebogene Kopfstück der Einfallröhre,  $C$  die  
Klappe,  $D$  ein Hebel zum Stellen der Klappe,  $F$  eine Scheidewand und  $G$   
sind zwei Gitter zum Abhalten schwimmender Körper.

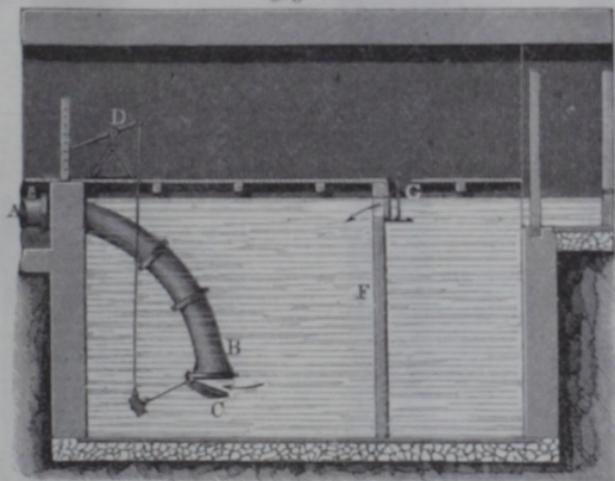
Was nun die Einfallröhren anlangt, so bestehen dieselben in der Regel  
aus Gußeisen, erhalten eine Länge von 2 bis 2,5 m und eine Weite von  
 $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  der Weite des Treibcylinders. Die Stärke der Röhrenwände  
beträgt 20 bis 30 mm, die kleinere Stärke giebt man den oberen, die

größere den unteren Einfallröhren. Am sichersten ist aber die Stärke  $\delta$  durch die Formel

$$\delta = 0,0025 p d_1 + 20 \text{ mm}$$

zu bestimmen, worin  $d_1$  die innere Weite in Millimetern und  $p$  den Wasserdruck in Atmosphären (zu 10,34 m Wassersäulenhöhe) bezeichnet. Die Formel in Thl. I giebt für bloße Röhrenleitungen kleinere Stärken, diese sind aber hier deshalb nicht anwendbar, weil hier das Wasser mit veränderlicher Kraft und beim schnellen Absperren sogar stoßend wirkt. Uebrigens sind die Einfallröhren einzeln vor dem Einsetzen einer Prüfung zu unterziehen. Man verschließt die Röhre zu diesem Zwecke an beiden Enden, füllt dieselbe

Fig. 360.



mit Wasser und setzt dieses durch eine engere Röhre mit einer kleinen Druckpumpe in Verbindung. Durch wiederholtes Kolbenspiel dieser Pumpe wird nun ein Druck erzeugt, der den Wasserdruck, welchen die Röhren künftig auszuhalten haben, mehrfach (4- bis 5 mal) übertrifft. Wenn die Röhren bei dieser Prüfung kein Wasser durchlassen, so sind sie in Gebrauch zu nehmen. Viele von diesen Röhren halten diese erste Probe nicht aus, sind aber dessenungeachtet vielleicht noch brauchbar, weil sich später ihre Porosität durch Bildung von Rost verliert, was durch eine zweite Probe, mehrere Wochen später, zu ermitteln ist. Bei der unten näher beschriebenen Wassersäulenmaschine zu Suelgoat hat man gesottenes Leinöl zur hydrostatischen Probe verwendet und dadurch den Röhren einen innern Firnißüberzug gegeben, welcher sie überdies noch vor den chemischen Wirkungen des Wassers schützt.

Für die Wassersäulenmaschine, welche bei der Brandt'schen Drehbohrmaschine zur Verwendung kommt, hat man gewalzte Röhren aus Schmied-

eisen angewandt. Diese Röhren, welche in lichten Weiten bis zu etwa 0,2 m und mit Wandstärken von 2 bis 10 mm neuerdings in vorzüglicher Beschaffenheit durch Walzen erzeugt werden, halten mit Sicherheit Druck von 100 Atmosphären und darüber aus. Bei der Brandt'schen Maschine wird beispielsweise das Wasser von 200 Atmosphären Pressung durch Röhren von 49 mm lichter Weite und 4 mm Wandstärke zugeführt.

Die Einfallröhren werden mit einander entweder durch einfache Muffen oder durch Flanschen und Schrauben (s. §. 49) verbunden. Zwischen

Fig. 361.

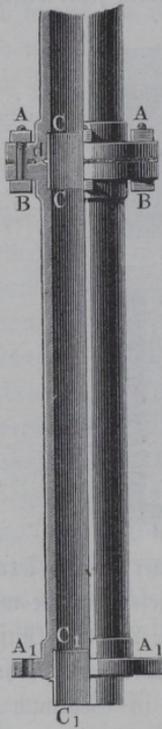


Fig. 362.

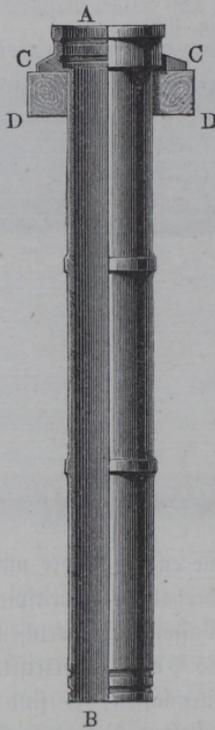
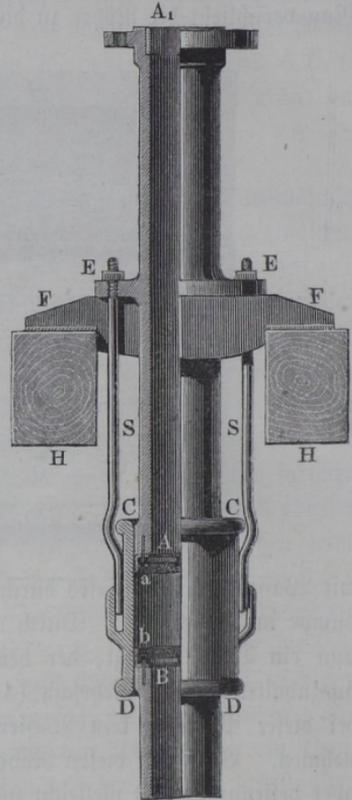


Fig. 363.



je zwei Flanschen kommt eine Scheibe von Blei oder Kitt zu liegen, welche durch die Schrauben in den Flanschen stark zusammengedrückt wird. Des genauen Anschließens wegen gießt man das Blei gleich flüssig in den Zwischenraum zwischen je zwei Flanschen, in deren Stirnflächen noch ringförmige Rinnen ausgespart sind, die das flüssige Blei ebenfalls ausfüllt. Den Kitt verfertigt man aus Kalkmehl, Leinölfirniß und zerhacktem Hanf. In dem Innern der Röhren werden die Wechsel sehr oft noch durch Büchsen aus Kupferblech, ähnlich wie die Büchsen bei Holzröhren, abgedichtet. Eine Röhren-

Verbindung mit Flanschen und Büchsen ist in Fig. 361 theils von außen, theils im Durchschnitt abgebildet. Die Verbindung der Flanschen *AA* und *BB* durch Schrauben *AB*, *AB* ist im Wesentlichen dieselbe wie bei gewöhnlichen Röhrenleitungen, §. 49; die Büchse *CC* hat in der Mitte ihrer Außenfläche einen Rand *d*, welcher in den Wechsel der verbundenen Röhren zu liegen kommt.

Eine einfache Röhre mit Muffe zeigt Fig. 362. Zur Erzielung einer vollständigen Abdichtung durch Blei u. s. w. sind sowohl in der Muffe *A* als auch am äußern Umfange des untern Röhrenendes *B* ringförmige Rinnen angebracht. Zur Vertheilung des Gewichtes der Einfallröhre sind einzelne Röhren, im Abstände von circa 15 m, mit Nasen oder Rändern *C*, *C* versehen, womit sie auf Einstriche *D*, *D* zu liegen kommen.

Außer diesen festen Röhrenverbindungen hat man auch noch eine lösbare Muffenverbindung nöthig, damit sich die ganze Einfallröhre ohne Nachtheil setzen, sowie beim Temperaturwechsel ausdehnen oder zusammenziehen kann (s. die Compensationsröhre, Fig. 158, §. 49). Bei der in Fig. 363 abgebildeten lösbaren Röhrenverbindung sind die etwa 0,3 m von einander

Fig. 364.

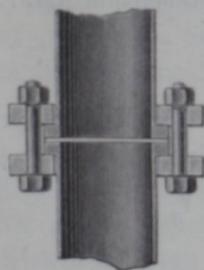
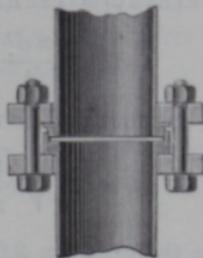


Fig. 365.



abstehenden Röhrenenden *A*, *B* an ihren Stirnflächen mit je einem Lederstulp *a*, *b* bedeckt und von einem ausgebohrten Muff *CCDD* umgeben. Die obere Röhre *AA*<sub>1</sub> enthält in der Mitte die Lagerscheibe *EE*, welche auf den von den Einstrichen *H*, *H* unterstützten gußeisernen Trägern *F*, *F* ruht und woran die den Muff tragenden Stangen *S*, *S* befestigt sind.

Die Verbindung der schmiedeisernen Röhren geschieht immer durch Flanschen und Schrauben und die Dichtung in der Regel durch eine zwischen die Flanschen gelegte Scheibe von Leder, Blei oder Kupfer. Dabei werden die angeschweißten Flanschen entweder nach Fig. 364 stumpf gegen einander gelegt oder nach Fig. 365 mit in einander passenden Bundringen versehen.

**Treibcylinder.** Der Stiefel oder Treibcylinder besteht ent- §. 144.  
weder aus Gußeisen oder wegen der größern Politurfähigkeit sowie zur

Vermeidung des Kostens aus Bronze. Um nicht viel Spiele (pr. Minute drei bis sechs) und eben dadurch weniger Arbeitsverlust zu erhalten, macht man den Treibcylinder mehr lang als weit, so daß der Kolbenhub  $s$  in demselben  $2\frac{1}{2}$  bis 6 mal so groß ausfällt als der Kolbendurchmesser  $d$ . Die mittlere Geschwindigkeit  $v$  des Kolbens macht man ungefähr nur 0,3 m, damit die mittlere Geschwindigkeit  $v_1$  des Wassers in den Einfallröhren und daher auch die hydraulischen Hindernisse in denselben nicht zu groß ausfallen. Rathsam ist es, mit der letzten Geschwindigkeit noch nicht die Grenze von 3 m zu überschreiten, zweckmäßiger aber, dieselbe nur bis 2 m zu steigern. Nehmen wir  $v = 0,3$  m und  $v_1 = 2$  m an, so erhalten wir für das Verhältniß der Einfallröhrenweite  $d_1$  zur Cylinderweite  $d$ , da das Wasserquantum  $= \frac{\pi d^2 v}{4} = \frac{\pi d_1^2 v_1}{4}$  ist,

$$\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{v}{v_1}} = \sqrt{\frac{0,3}{2}} = 0,387,$$

also circa 0,4.

Ist das Aufschlag- oder Speisewasserquantum pr. Secunde  $= Q$  cbm, so läßt sich für eine doppelwirkende, oder für eine zweicylindrige einfachwirkende Wasser säulenmaschine setzen:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

und hiernach bestimmt sich die nöthige Weite des Treibcylinders:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

also für  $v = 0,3$  m,  $d = 2,06 \sqrt{Q}$  m.

Für eine ein cylindrige einfachwirkende Wasser säulenmaschine ist

$$Q = \frac{1}{2} \frac{\pi d^2}{4} v,$$

und daher:

$$d = 1,60 \sqrt{\frac{Q}{v}},$$

also für  $v = 0,3$  m,  $d = 2,92 \sqrt{Q}$  m zu nehmen.

Hat man nun den Kolbenhub  $l = 2\frac{1}{2} d$  bis  $6 d$  angenommen, so bestimmt sich die Zeit eines einfachen Ganges (Auf- und Niederganges) durch die Formel:

$$t = \frac{l}{v},$$

also für  $v = 0,3$  m:

$$t = 3,331 \text{ Sekunden,}$$

und hiernach die Anzahl der einfachen Gänge pr. Minute:

$$n_1 = \frac{60''}{t} = \frac{60 v}{l},$$

also für  $v = 0,3 \text{ m}$ ,  $n_1 = \frac{60}{3,331} = \frac{18}{l}$ , und die Anzahl der Spiele:

$$n = \frac{n_1}{2} = \frac{30 v}{l},$$

oder für  $v = 0,3 \text{ m}$ ,  $n = \frac{9}{l}$ .

Uebrigens ist es zweckmäßiger, bei einer einfachwirkenden ein cylindrigen Wasserfäulenmaschine den Aufgang etwas langsamer und dafür den Niedergang etwas schneller als mit der mittlern Geschwindigkeit vor sich gehen zu lassen, weil die hydraulischen Hindernisse beim Aufgange größer sind als beim Rückgange.

Der Treibcylinder ist innerlich genau auszubohren und auszuschleifen, damit sich der Kolben in ihm leicht und vollkommen abschließend auf und nieder bewegen kann. Die Wandstärke macht man wegen des allmäligen Abschleifens, verhältnißmäßig sehr groß; bei den bestehenden Maschinen ist sie 50 bis 80 mm; indessen hängt sie jedenfalls auch von der Druckhöhe und Cylinderweite ab, und ist schiedlicher durch die Formel

$$\delta = 0,0025 p d + 32 \text{ mm}$$

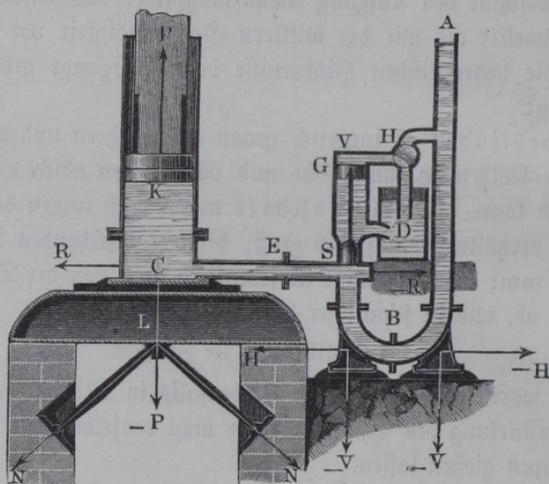
zu berechnen, worin der Durchmesser  $d$  ebenfalls in Millimetern zu nehmen ist. Zur Verstärkung des Cylinders kann man denselben mit einigen ringförmigen Rippen gießen lassen.

Der Treibkolben wird von der Wasserfäule in der Richtung der Kolbenbewegung mit einer Kraft  $P$  gedrückt, welche sich messen läßt durch das Gewicht  $F h \gamma$  einer Wasserfäule, deren Grundfläche  $F$  die Kolbenfläche und deren Höhe die senkrechte Tiefe  $h$  dieser Fläche unter dem Wasserspiegel im Einfallreservoir ist; und eine gleich große Kraft ( $- P$ ) in entgegengesetzter Richtung übt diese Wasserfäule auf den Boden des Treibcylinders selbst aus. In der Regel beträgt diese Höhe  $h$  100 m und darüber, es ist also auch diese Kraft des Wassers sehr beträchtlich und daher nöthig, dem Treibcylinder eine starke Unterstüßung zu geben. Da diese Maschinen größtentheils nur zum Wasserheben aus Gruben angewendet werden, so kommen sie in Schächte zu stehen und können daher nicht unmittelbar auf festes Gestein oder Grundmauerung gesetzt werden, sondern es ist nöthig, dieselben durch Gewölbe oder Träger aus Eisen oder starke Balken aus Eichenholz zu unterstüßen. Bei einigen Maschinen hat man die Cylinder unmittelbar auf gußeiserne Bogen gestellt.

Bei der in Fig. 366 skizzirten Wassersäulenmaschine wird der Treibcylinder von einem Paar eiserner Balken  $L$ , welche in der Mitte von gußeisernen Streben unterstützt sind, getragen. Die Kraft  $-P$  wird dann zum Theil von diesen Streben aufgenommen, welche in Folge dessen die schräg abwärts gerichteten Schubkräfte  $N, N$  gegen die Unterstütmungsmauern, und mittelst dieser wieder gegen das feste Gestein ausüben.

Ebenso übt auch die Einfallröhre einen ihrem Querschnitte  $F_e$  proportional wachsenden Druck ( $-V$ ) nach unten aus, welcher eine besondere Unterstützung von unten nöthig macht. Außerdem hat der Treibcylinder noch eine Horizontal- oder Seitenkraft  $R = F_e h \gamma$  auszuhalten, welche mit dem Querschnitte  $F_e$  des Verbindungsrohres  $CS$  wächst, sowie die Einfall-

Fig. 366.

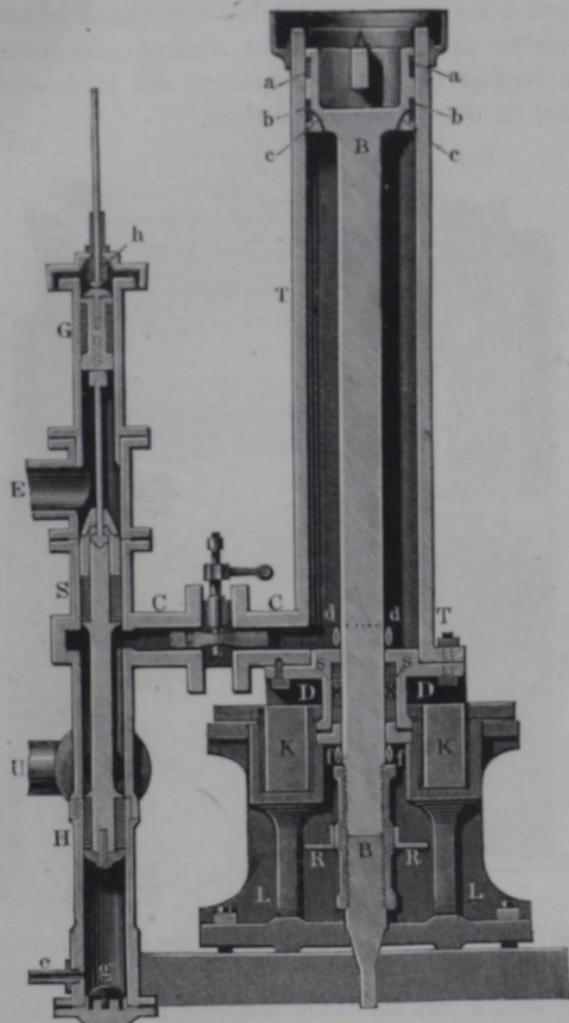


röhre eine mit ihrem Querschnitte  $F_e$  proportional wachsende Seitenkraft ( $-H$ )  $= F_e h \gamma$ . Diesen Kräften halten die gleichen Gegenkräfte ( $-R$ ) und  $H$  in dem Communicationsrohre  $BS$  das Gleichgewicht, so daß zwar die Maschine im Ganzen keinen Druck zur Seite ausübt, dagegen aber ein Bestreben zum Zerbersten in horizontalen Richtungen besitzt, welchem durch die Röhrenschlösser  $E$  und  $B$ , sowie durch die unterstützenden Sohlplatten entgegenzuwirken ist. Bei der Einrichtung der abgebildeten Maschine hat das gekröpfte Verbindungsrohr  $BS$  auch noch einen Verticaldruck ( $-V$ ) auszuhalten, weshalb es erforderlich ist, auch dieses Rohr mit einem auf einer festen Basis stehenden Fuße zu versehen.

§. 145. **Treibkolben.** Der Treibkolben, welcher die Kraft des Wassers unmittelbar aufnimmt, besteht im Wesentlichsten aus einem außen abgedrehten und in den Treibcylinder einpassenden Cylinder. Um den vollkommenen

Abschluß zu bewirken, ohne ein bedeutendes Hinderniß in der Bewegung zu erhalten, wird die sogenannte Liderung (eigentlich wohl Lederung) angewendet, und dieselbe kann nun entweder an dem Kolben oder an dem Cylinder feststgen. Im ersten Falle besteht der Kolben aus einem niedrigen Cylinder, der nur  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{2}$  mal so hoch als dick ist, im zweiten Falle

Fig. 367.



vildet er aber einen mit dem Stiefel gleich langen Cylinder, und erhält dann gewöhnlich den Namen Mönchskolben oder Bramahkolben, auch Plungerkolben. Die Liderung der Treibkolben besteht in der Regel aus Lederriemen oder Lederstulpen, seltener aus Lederscheiben oder aus Metallringen; sie muß immer im Verhältniß des Wasserdruckes

an die innere Cylinder- oder äußere Kolbenfläche anschließen, damit sie einerseits kein Wasser durchläßt und andererseits auch keine zu große Reibung veranlaßt. Aus diesem Grunde sind denn auch die autoclaven oder hydrostatischen Liderungen, bei denen das Leder oder der ablidernde Körper durch das Wasser selbst an die abgeschliffene Fläche angedrückt wird, die vorzüglichsten. In der Regel näht oder nietet man einen solchen Liderungskranz aus 3 bis 4 in Fett getränkten Lederriemen zusammen, und legt ihn nun entweder in am Umfang des Kolbens ausgedrehte ringförmige Ninnen oder befestigt ihn mittelst Schrauben und durch einen Metallring umgestülpt auf die Grundfläche des Kolbens.

Fig. 368.

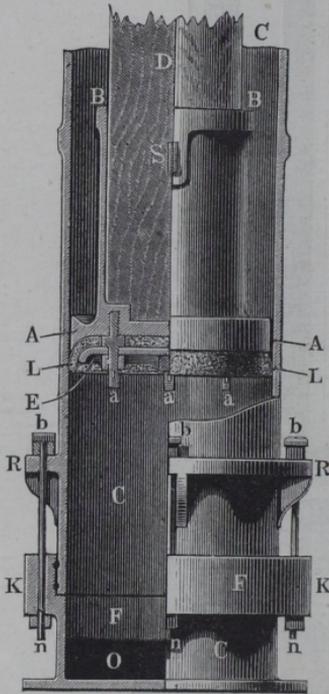
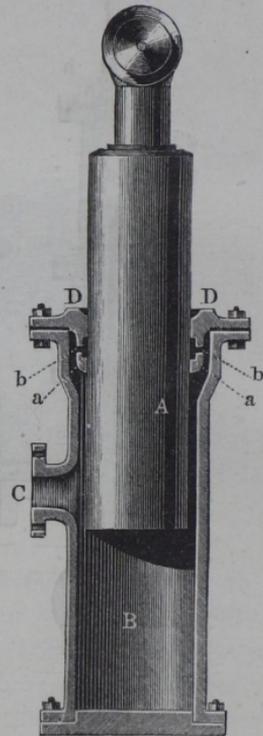


Fig. 369.



In Fig. 367 (a. v. S.) ist ein Treibkolben (von einer Clausthaler Wasserfäulenmaschine) mit eingelegten Liderungskränzen abgebildet. *A* ist der eigentliche Kolben oder sogenannte Kolbenstock und *BB* die mit ihm ein Ganzes bildende Kolbenstange, ferner sind *aa* und *bb* die Liderungskränze und *cc* die feinen Bohrungen, durch welche der innere Umfang des untern Lederkranzes mit dem Druckwasser in Verbindung gesetzt wird.

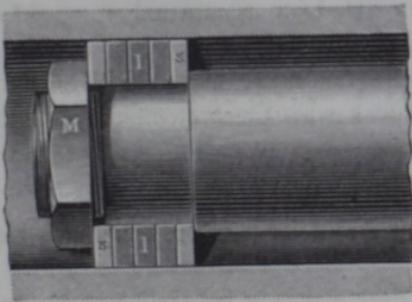
Die Stulp Liderung des Treibkolbens an einer Freiburger Wasserfäulenmaschine ist in Fig. 368 abgebildet. Es ist hier *AABB* der gußeiserne

Kolbenstock, welcher den Fuß *D* der hölzernen Kolbenstange umgiebt und damit durch den Splint *S* befestigt wird. Die Fußplatte *AA* dieses Kolbenstockes wird vom Lederstulp *LL* und dieser wieder von einem eisernen Teller *E* bedeckt. Sowohl die Fußplatte als auch der Teller sind am Rande gewölbt, um dem Stulpe als Lagerflächen dienen zu können. Vier Schraubenbolzen *a, a...* dienen dazu, den Teller auf den Stulp aufzudrücken und ihn mit der Fußplatte des Kolbenstockes zu befestigen.

Aus der Figur ist noch zu entnehmen, wie der Treibcylinder *CC* mit seinem Fußstücke *F* durch eine Muffe *KK* und durch Schraubenbolzen *bn, bn...* verbunden ist. Dieses Fußstück bildet zugleich einen Theil des bei *O* einmündenden Communicationsrohres.

Ein Bramahkolben läßt sich ebenfalls hydrostatisch abbildern, wie aus Fig. 369 zu ersehen ist. Hier ist *A* der Kolben, *B* der Cylinder, *C* das Communicationsrohr, *DD* die aufgeschraubte Liderungsbüchse, *aa* der Liderungsring und *bb* sind Bohrungen für die hydrostatische Liderung. Jeden-

Fig. 370.



falls ist diese Liderung in einer besondern Büchse leichter herzustellen und leichter zu unterhalten, als die Liderung, welche mit dem Kolben in fester Verbindung steht. Auch empfiehlt sich die Anwendung dieser ungeliderten Kolben noch dadurch, daß es leichter ist, einen Cylinder richtig rund als auszudrehen. Ein besonderer Vortheil dieser Einrichtung er-

wächst endlich noch daraus, daß es hier möglich ist, durch Auswechslung des Kolbens und der Liderungsbüchse die Kraft der ganzen Maschine nach Bedürfniß zu verstärken oder überhaupt zu verändern.

In Fig. 370 ist der Kolben der Brandt'schen Maschine gezeichnet, bei welchem der dichte Abschluß durch die drei Lederscheiben *l* bewirkt wird, welche mittelst der Kolbenscheiben *s* durch die Schraubenmutter *M* zusammengepreßt werden.

**Kolbenstange und Stopfbüchse.** Die Treibkolbenstange §. 146. ist von dem Treibkolben aus entweder nach der Mündung oder nach dem Boden (oder Deckel) des Cylinders gerichtet. Im erstern Falle bedarf sie keiner besondern Bearbeitung und kann daher auch von Holz sein, wie aus der Zeichnung in Fig. 368 zu ersehen ist; im zweiten Falle hingegen muß sie durch eine Stopfbüchse gehen, deshalb rund abgedreht werden und

kann nur aus Eisen oder Kanonenmetall bestehen. Die Stärke einer solchen Stange ist nach der Theorie der absoluten Festigkeit zu bestimmen.

Ist  $d$  der Treibkolbendurchmesser in Centimetern und  $p$  der Wasserdruck in Kilogrammen auf jeden Quadratcentimeter des Kolbens, so hat man die Kraft desselben:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p \text{ kg,}$$

ist nun aber  $d_2$  die Stärke der Kolbenstange und  $s$  die höchstens zulässige Materialspannung derselben, so hat dieselbe das Tragvermögen:

$$P = \frac{\pi d_2^2}{4} s;$$

man erhält daher durch Gleichsetzen beider Kräfte die nöthige Kolbenstangenstärke

$$d_2 = d \sqrt{\frac{p}{s}}.$$

Hierzu ist  $s$  aus der Tabelle in Thl. I zu nehmen und  $p = 0,1 h$  kg zu setzen, wenn  $h$  die Druckhöhe in Metern bedeutet.

Für schmiedeiserne Kolbenstangen kann man, wenn dieselben nur auf Zug beansprucht werden,  $s = 600$  kg pr. Quadratcentimeter setzen und erhält hiermit:

$$d_2 = 0,041 d \sqrt{p} = 0,0129 d \sqrt{h}.$$

Stangen, welche die Kraft mittelst Druck fortpflanzen, macht man doppelt so stark (vergl. Thl. I).

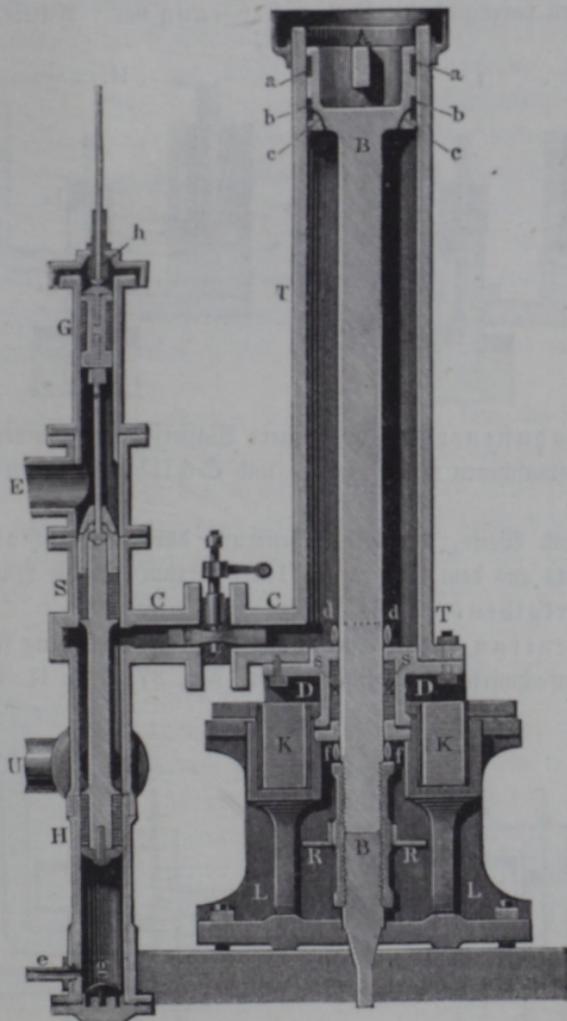
Die Stopfbüchse ist ein auf einer Endfläche des Cylinders aufsitzendes Gehäuse, welches mit Lederscheiben oder Hanfzöpfen so ausgefüllt ist, daß sich die hindurchgehende Kolbenstange leicht bewegen läßt, ohne Wasser oder nach Befinden Dampf, Luft u. s. w. hindurch zu lassen. Bei den Wasserpumpenmaschinen ist die Stopfbüchse in der Regel mit Lederscheiben abgedichtet, weswegen man sie auch Lederbüchse nennt. Man ersieht aus Fig. 371 in  $BB$  die Kolbenstange,  $DD$  die Stopfbüchse, deren Liderung durch einen Deckel  $ff$  zusammengepreßt wird. Zuweilen bringt man zwischen die Lederscheiben noch einen metallenen Ring mit entsprechenden Schmierinnen an wie  $ss$ . Geht die Kolbenstange durch den Deckel der Stopfbüchse, so erhält der Deckel der Stopfbüchse eine Vertiefung zur Aufnahme der Schmiere, geht sie aber durch die Fußplatte des Cylinders, so muß man die Schmiere künstlich zapressen.

Bei der Clausenthaler Maschine hat man auch Schmierpressen angewendet, welche mittelst eines kleinen Kolbens, der durch ein Gewicht niedergedrückt wird, die Schmiere durch eine feine Röhre dem erwähnten

Messingring mit X-förmigem Querschnitt im Innern der Fiderung zu pressen.

Die Schmiere besteht aus 6 Thln. Schweinefett, 5 Thln. Talg und 1 Thl. Baumöl, besser aber in reinem Olivenöl oder Dscheuklaunöl.

Fig. 371.

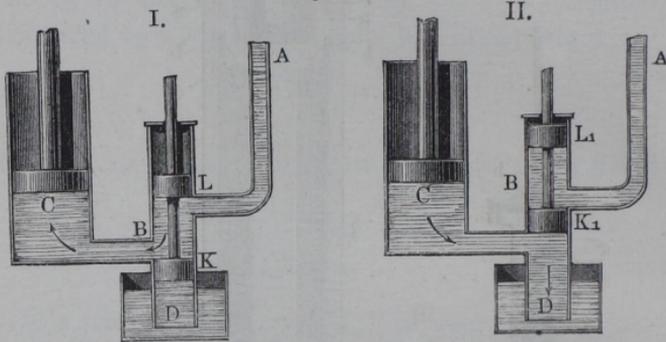


Steuerung. Die Steuerung ist einer der wichtigsten Theile einer §. 147. Wasserpumpenmaschine, durch sie wird diese Maschine erst in den Stand gesetzt, ihre Arbeit ohne Unterbrechung zu verrichten. Sie besteht im Wesentlichen aus zwei Hauptvorrichtungen, wovon die eine das abwechselnde Zulassen und Abführen des Kraft- und Betriebswassers zum und vom Treibzylinder unmittel-

bar bewirkt, die andere aber dazu dient, die erste Vorrichtung mit der eigentlichen Kraftmaschine (mit der Treibkolbenstange) zu verbinden, so daß zu ihrer Bewegung eine fremde Hülfe nicht nöthig ist. Wir können recht gut jene Vorrichtung die innere, diese aber die äußere Steuerung nennen.

Was die innere Steuerung anlangt, so kommt davon bei den Wasserfäulenmaschinen vorzüglich die Kolbensteuerung vor. Ältere Maschinen

Fig. 372.

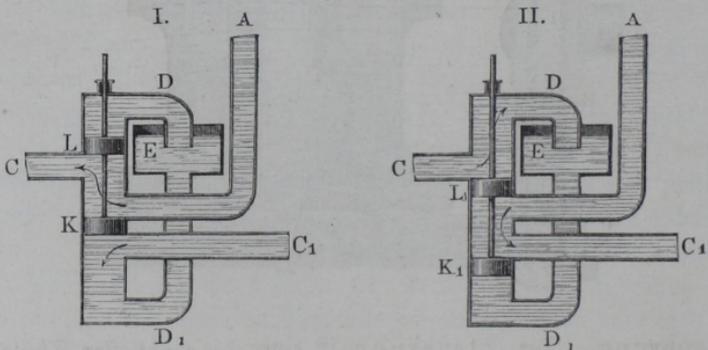


haben eine Hahnsteuerung und neuere Wasserfäulenmaschinen sind auch wie die Dampfmaschinen mit Ventil- und Schiebersteuerungen ausgerüstet.

Die Art und Weise, wie die Umsteuerung durch einen Hahn bewirkt wird, ist bereits aus dem Obigen (§. 142) bekannt und die Wirkungsweise eines Steuerkolbens ist aus Folgendem zu ersehen.

Kolbensteuerung. Die Einrichtung der Kolbensteuerung für eine einzylindrige, einfachwirkende Maschine führt Fig. 372 I. u. II. vor Augen.

Fig. 373.



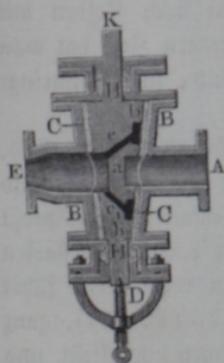
Es ist hier A die Einfüllröhre, C der Treibcylinder, B der den Steuerkolben einschließende Steuerzylinder, D das Ausgußrohr, sowie K der Steuerkolben und L der sogenannte Gegenkolben, welcher nur dazu dient, durch Erzeugung eines Gegendrucks eine leichtere Bewegung des

Steuerkolbens oder der Steuerkolbenstange zu bewirken. Bei der tiefern Stellung (I.) des Steuerkolbens  $K$  ist der Treibcylinder mit der Einfallröhre in Verbindung gesetzt, es kann daher der Treibkolben emporsteigen, bei der höhern Stellung (II.) hingegen sperrt der Steuerkolben  $K_1$  das Kraftwasser ab, es kann daher der Treibkolben nur das unter ihm befindliche Wasser bei  $D$  zum Austritte nöthigen.

Die Einrichtung der Kolbensteuerung für eine doppelwirkende oder für eine zweicylindrige Wassersäulenmaschine läßt sich aus Fig. 373 I. u. II. ersehen. Es ist auch hier  $A$  die Einfallröhre, sowie  $C$  das Communicationsrohr mit dem einen und  $C_1$  mit dem andern Treibcylinder, ferner  $D$  der Ausguß für den ersten und  $D_1$  der Ausguß für den zweiten Cylinder. Man sieht nun aus I., wie bei der obern Stellung des Steuerkolbens das Kraftwasser mit  $C$  in Verbindung gesetzt ist, und das todte Wasser aus  $C_1$  durch  $D_1$  nach  $E$  abfließen kann, und aus II., wie bei der tiefern Kolbenstellung das Kraftwasser nach  $C_1$  treten und das abgesperrte Wasser unter dem Treibkolben von  $C$  nach  $D$  fließen und entweichen kann.

**Steuerhahn.** Der Hahn oder die Pieve kam als Regulator oder Umsteuerungsapparat noch bei den alten Wassersäulenmaschinen zu Bleiberg in Kärnthén und bei den von Schitko construirten Wassersäulenmaschinen zu Schemnitz in Ungarn vor. Er hat die Form eines abgekürzten Kegels und sitzt in einem gleichgestalteten Gehäuse; um ihn leicht drehen zu können, läuft er in schwächere cylindrische Enden aus, die von Stopfbüchsen

Fig. 374.



umgeben werden. Wegen des starken Abführens setzt man ein hartmetallenes Futter in das Hahngehäuse, das sich leicht auswechseln läßt. In Fig. 374 ist  $HH$  der Hahn,  $BB$  sein Gehäuse und  $CC$  dessen Futter, ferner  $K$  der Kopf, an dem die Umdrehungskraft angreift, und  $D$  eine Schraube, um den Hahn in seinem Gehäuse nach Bedürfniß zu heben oder zu senken. Die Bohrungen oder Wege des Hahnes sind verschieden, namentlich bei einfachwirkenden einstiefeligen Maschinen anders als bei doppelwirkenden einstiefeligen oder einfachwirkenden zweicylindrigen Maschinen, wie wir auch schon oben gesehen haben.

Ändert sich die Bewegungsrichtung des Kraftwassers im Hahne um 90 Grad, so wird der Hahn durch dieses Wasser mit einer Kraft in diagonalen Richtung gegen sein Gehäuse gepreßt, welche bei einer großen Druckhöhe und einem nicht unbedeutenden Querschnitte der Hahnbohrung eine große Reibung und ein starkes Abführen hervorbringt; dieses nachtheilige Verhältniß hat aber Schitko bei seinen Elidirungshähnen, wie Fig. 374 vorstellt, be-

seitigt, er hat nämlich, der Hauptbohrung *a* entgegengesetzt, noch zwei Ausschnitte *b* und *b*<sub>1</sub> im Hahne angebracht, und diese durch feine Löcher *c* und *c*<sub>1</sub> mit jener verbunden, so daß sich in ihnen ein Gegendruck bildet, der bei richtiger Größe der Ausschnitte dem Diagonaldrucke in der Hauptbohrung das Gleichgewicht hält.

Zur Verminderung des Abführens oder wenigstens zur Beseitigung des ungleichförmigen Abführens, trägt es ferner noch bei, wenn man den Hahn nicht bloß um 90° hin- und zurückdreht, sondern wenn man denselben immer in derselben Richtung im Kreise herumführt, weil dadurch nach und nach alle Theile im Umfange des Hahnes mit allen Theilen der innern Mantelfläche in Berührung kommen. Die Hähne sind zuerst vom Herrn Berggrath Brendel angewendet worden und finden sich auch bei den Freiburger, von Herrn Brendel construirten Wassersäulenmaschinen vor. Die näheren Verhältnisse der Brendel'schen Steuerung werden wir aber weiter unten näher kennen lernen.

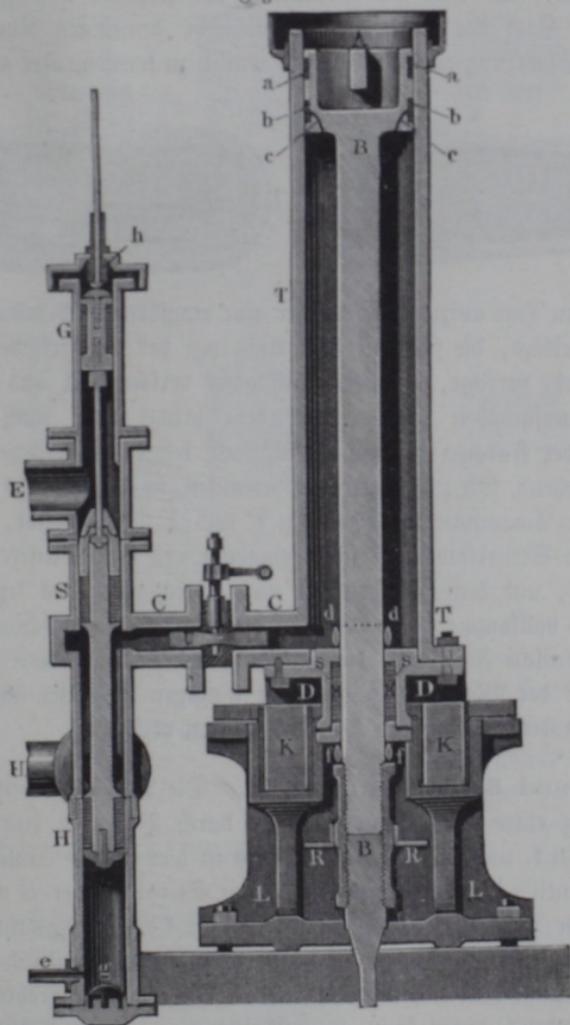
§. 149. Steuerkolben. Was nun die Kolbensteuerung anlangt, so wendet man bei derselben meist Kolben mit Packwerk von über einander liegenden Lederscheiben an, ähnlich wie wir oben (§. 146) bei der Liderung der Stopfbüchsen angegeben haben. Bei der Maschine zu Huelgoat ging der aus Kanonenmetall bestehende Steuerkolben anfangs 7 Jahre ohne Liderung, er wurde aber, da er sich um 1 mm abgeschliffen hatte, während der Anwesenheit des Verfassers (1839) durch einen neuen ersetzt, der mit einem aus 24 zusammengepreßten Lederscheiben bestehenden, 0,13 m hohen, vollkommen abgedrehten Packwerk versehen war. Reichenbach hat auch Kolben mit einem zinnernen Liderringe angewendet, und in der neuern Zeit hat man bei den bayerischen Maschinen eine vereinigte Lederstulp- und Zimringliderung vortheilhaft gefunden.

Wenn am Ende des Treibkolbenspielses der Steuerkolben *S*, Fig. 375, emporsteigt und die Wassersäule allmählig vom Cylinder *TT* absperrt, also das Wasser in seiner Bewegung auf dem Wege *EC* gehemmt wird, so preßt es den Steuerkolben einseitig, und es giebt dadurch zu einem sehr starken Abführen des Steuerkolbens Veranlassung; um dies zu verhindern, führt man das Ende des Communicationsrohres *CD*, Fig. 376 (S. 554), ganz um den Steuerzylinder *S* herum, so daß es diesen vollkommen umschließt, und das Wasser von allen Seiten her auf den auf- oder niedersteigenden Kolben drückt. Zedenfalls leidet bei dieser Einrichtung die Liderung noch etwas, weil sie sich hier beim Durchgange durch *CD* ausdehnen kann und bei dem höhern oder tiefern Kolbenstande wieder zusammengedrückt wird, und deshalb ist denn die Zu- und Abführung des Wassers aus dem Steuerzylinder in den Treibzylinder durch Löcher, wie Fig. 377 im horizontalen Durchschnitte

vor Augen führt, in dieser Beziehung noch besser, obwohl in anderer Beziehung wieder ein Nachtheil nämlich dem durchfließenden Wasser ein größeres hydraulisches Hinderniß erwächst.

Von Wichtigkeit auf den Gang einer Wasserfäulenmaschine ist noch die Form des Steuerkolbens *S*, Fig. 375. Es darf nämlich die Verbindung

Fig. 375.

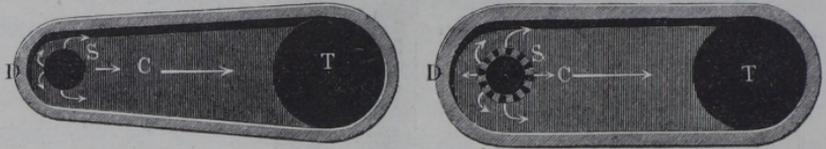


zwischen *C* und *E* nicht plötzlich aufgehoben und dadurch die Bewegung der Wasserfäule in der Einfallröhrentour nicht momentan vernichtet werden, weil sonst eine bedeutende Erschütterung in der Maschine, die sich auch durch ein starkes Geräusch kundgibt, entsteht, welche nicht selten das Zersprengen der Röhren oder das Ausgehen derselben in den Schließern zur Folge gehabt

hat. Um diesen Stoß oder den sogenannten Widder des Wassers zu beseitigen, ist es daher nöthig, das Absperren des Kraftwassers allmählig vor sich gehen lassen. Dies ist aber nur durch eine langsame Bewegung und durch eine besondere Form des Steuerkolbens zu bewirken. Von den Mitteln, eine langsame Steuerkolbenbewegung hervorzubringen, kann erst in der Folge die Rede sein, was aber die Gestaltung des Kolbens anlangt, so ist es nöthig, den Kopf des letztern, oder vielmehr denjenigen Theil desselben, welcher die Abspernung zunächst bewirkt, conisch zu formen, oder auf denselben

Fig. 376.

Fig. 377.

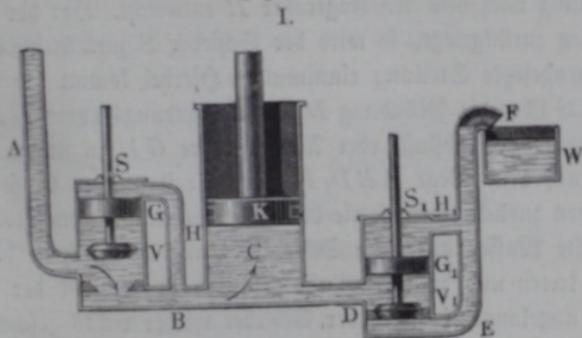


einen conischen Hut aufzusetzen, welcher eine ringförmige Mündung zwischen *C* und *E* freiläßt, die sich mit dem Aufgange des Steuerkolbens allmählig mehr und mehr verengt, bis sie endlich ganz verschwindet und dadurch die Verbindung aufgehoben wird. Außerdem bringt man auch wohl noch Einschnitte oder Furchen in dem Kolbenstock selbst an, welche, von oben nach unten gehend, sich zuletzt allmählig verlaufen, so daß anfangs noch immer eine schwache Communication zwischen *C* und *E* übrig bleibt, wenn auch der eigentliche Steuerkolbenstock schon ringsum von dem Steuerzylinder umschlossen wird, und dieser Kolben erst nach Durchlaufen des letzten Theiles seines Weges vollkommen absperrt. Bei der Wassersäulenmaschine zu Clausenthal ist die conische Form und die Furchung des Steuerkolbens zugleich angewendet; bei der Maschine zu Huelgoat hingegen ist dieser übrigens faßförmig abgerundete Kolben mit 10 Ausschnitten versehen.

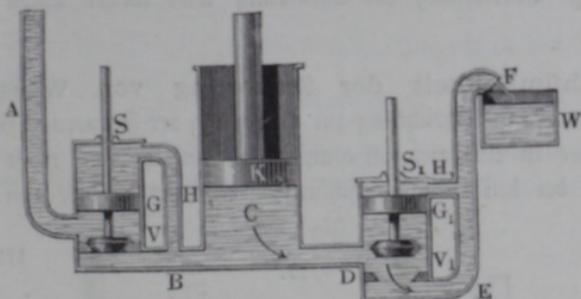
§. 150. Ventil- und Schiebersteuerung. Die Art und Weise, wie sich die Steuerung einer Wassersäulenmaschine durch Ventile einrichten läßt, führt Fig. 378 I. und II. vor Augen. Es ist hier *V* das Einlaß- und *V*<sub>1</sub> das Auslaßventil, jedes in einem besondern Steuerzylinder *S* und *S*<sub>1</sub> enthalten. Beim Aufgange des Treibkolbens (in I.) ist *V* geöffnet und *V*<sub>1</sub> geschlossen, so daß das Wasser ungehindert aus der Einfüllröhre *A* durch die Ventilöffnung hindurch und mittelst des Verbindungsrohres *B* nach dem Treibzylinder *C* treten kann; beim Niedergange des Treibkolbens (in II.) ist hingegen *V* geschlossen und *V*<sub>1</sub> geöffnet, so daß das Wasser aus dem Treibzylinder *C* durch das Verbindungsrohr *D* und durch die Oeffnung des Ventils *V*<sub>1</sub> hindurch nach dem Austragerrohr *EF* strömen und in den Wasserkasten *W* ausfließen kann. Um die Bewegung der Ventile so viel wie möglich zu erleichtern, wendet man noch Gegenkolben *G* und *G*<sub>1</sub> an,

welche mit den entsprechenden Ventilen auf eine und dieselbe Stange zu sitzen kommen, und setzt den Raum über dem ersten Gegenkolben (*G*) durch

Fig. 378.

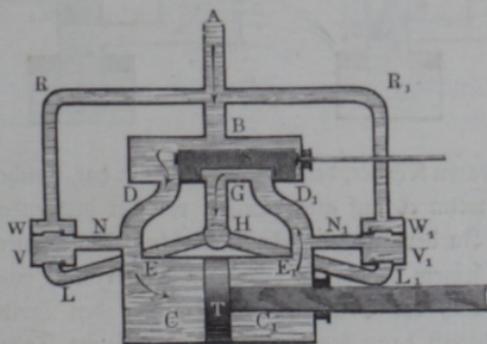


II.



ein Rohr *H* mit dem Verbindungsrohre *B*, sowie den Raum über dem zweiten Gegenkolben (*G*<sub>1</sub>) durch ein Rohr *H*<sub>1</sub> mit der Austrageröhre *EF* in Verbindung. Ist der Querschnitt eines solchen Kolbens nahe gleich dem des mit ihm auf derselben Stange sitzenden Ventiles, so drückt dann das Wasser auf die ganze Verbindung fast eben so stark ab= als aufwärts, und es fordert daher die Bewegung derselben nur eine kleine Kraft.

Fig. 379.



Ist der Querschnitt eines solchen Kolbens nahe gleich dem des mit ihm auf derselben Stange sitzenden Ventiles, so drückt dann das Wasser auf die ganze Verbindung fast eben so stark ab= als aufwärts, und es fordert daher die Bewegung derselben nur eine kleine Kraft.

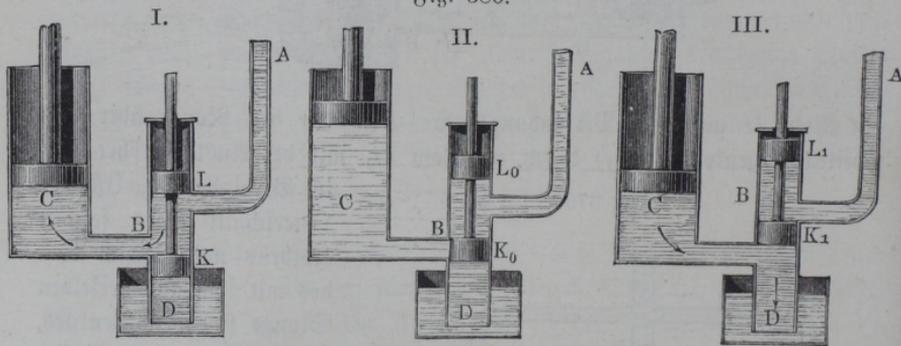
Die Wirkungsweise einer Schiebersteuerung ist aus einer in Fig. 379 abgebildeten liegenden doppelwirkenden Wassersäulenmaschine zu ersehen. Beim Hingange des Treibkolbens *T* fließt das Wasser aus der Einfüllröhre *AB* bei *B*

in die Steuerkammer  $BDD_1$  und von da bei  $D$  in das nach dem Treibcylinder  $C$  führende Verbindungsrohr  $DE$ , während das auf der andern Seite des Kolbens befindliche todte Wasser aus  $C_1$  durch  $E_1D_1$  und die Schieberhöhling nach dem Austragerohre  $H$  entweicht. Hat der Treibkolben seinen Hinweg zurückgelegt, so wird der Schieber  $S$  zurückgeschoben, so daß er die entgegengesetzte Stellung einnimmt. Hierbei kommt die Aushöhlung im Schieber  $S$  über die Mündung  $D$  des Verbindungsrohres  $DE$  und über die Mündung  $G$  der Abfluß- oder Austrageröhre  $GH$  zu stehen, so daß das Kraftwasser auf dem Wege  $ABD_1E_1$  zum Treibcylinder  $C_1$  gelangen und den Treibkolben zurücktreiben, sowie das vom letztern aus dem Treibcylinder  $C$  herausgedrückte Wasser durch die Schieberhöhling hindurch in die genannte Röhre  $GH$  treten und zum Ausflusse gelangen kann. Ist der Treibkolben wieder links angelangt, so wird der Schieber wieder rechts geschoben und es beginnt bei der abgebildeten Stellung desselben ein neues Kolbenpiel.

Die übrige Einrichtung der Steuerung wird weiter unten beschrieben werden.

§. 151. **Eigenthümlichkeit der Steuerung von Wassersäulenmaschinen.** Die Vorrichtung zur Bewegung der Steuerung einer Wassersäulenmaschine ist eine ziemlich complicirte, und deshalb meist zusammengesetzter als bei den Dampfmaschinen, weil man es hier mit einem fast

Fig. 380.



incompressibeln und unausdehnbaren Körper, dem Wasser, zu thun hat, welches sogleich seinen Druck verliert, wenn es auf allen Seiten von der drückenden Wassersäule abgesperrt wird. In dem Augenblicke, in welchem der Steuerkolben  $K_0$ , Fig. 380 II., bei seinem Aufgange das Druckwasser  $AB$  vom Treibcylinder  $C$  absperrt, ist auch der Druck des Wassers auf den Treibkolben aufgehoben, und es durchläuft dann der letztere in Folge seiner Trägheit noch einen kleinen Weg, ohne daß ihm das darunter befindliche Wasser folgen kann. Es entsteht folglich hierbei unter dem Treibkolben ein luftleerer Raum, und es bleibt nur noch der Druck der Luft auf die äußere Kolben-

fläche in Wirksamkeit. Bezeichnet  $h$  die Druckhöhe des Wassers vor dem Absperrern durch den Steuerkolben, ferner  $b$  die Höhe einer den Atmosphären-  
druck messenden Wassersäule, sowie  $F$  den Inhalt der Treibkolbenfläche und  $\gamma$   
das specifische Gewicht (1000 kg) des Wassers, so ist die der Treibkolbenlast  
gleich zu setzende Kraft des Wassers vor dem Absperrern:

$$P = Fh\gamma,$$

dagegen die durch den Druck der Luft auf die äußere Kolbenfläche nach dem  
Absperrern erwachsende Vergrößerung der Kolbenlast:

$$P_1 = Fb\gamma,$$

und daher die ganze Last des Treibkolbens, wodurch derselbe nach dem Ab-  
sperrern des Kraftwassers in Ruhe versetzt wird:

$$P + P_1 = F(h + b)\gamma.$$

Bezeichnet nun noch  $M = \frac{G}{g}$  die träge Masse des Kolbens sammt Ge-  
stänge, sowie  $v$  die Geschwindigkeit desselben im Augenblicke des Absperrerns,  
und folglich  $\frac{Mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g}$  das Arbeitsvermögen der trägen Masse der  
Maschine, so läßt sich der Weg  $l_1$ , welchen der Treibkolben nach dem Ab-  
sperrern zurücklegt, bis er zur Ruhe übergeht, durch den Ausdruck

$$l_1 = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Kraft}} = \frac{G}{F(h + b)\gamma} \frac{v^2}{2g}$$

bestimmen.

Da nun  $v$  klein ist, meist nicht über 0,3 m, folglich  $\frac{v^2}{2g}$  nicht über  
0,0046 m beträgt, und auch das Verhältniß  $\frac{G}{F(h + b)\gamma}$  meist nur eine  
mäßige Größe hat, so fällt der Weg  $l_1$  des Treibkolbens während seiner  
verzögerten Bewegung nur sehr klein aus.

Wenn nun der Steuerkolben mit der Kraftmaschine unmittelbar in Ver-  
bindung stände und daher die Bewegung des Steuerkolbens von der des  
Treibkolbens abhinge, so würde dieser Kolben während der Zurücklegung  
seines letzten Wegtheiles  $l_1$  nicht im Stande sein, die Umsteuerung vollständig  
zu beendigen, d. i. den Steuerkolben aus der Stellung  $K_0$  (II.) in diejenige  
 $K_1$  (III.) zu bringen, wobei das Aufschlagwasser durch das Austragrohr  $D$   
abfließen und der Treibkolben ungehindert niedergehen kann.

Noch ungünstiger stellt sich dieses Verhältniß heraus, wenn der Treib-  
kolben am Ende seines Rückweges durch Herabschieben des Steuerkolbens das  
Umsteuern bewirken soll. Wenn hierbei der Steuerkolben nach  $K_0$  (II.) ge-  
kommen ist, so wird dem austretenden Wasser durch  $K_0$  der Weg durch den

Steuerzylinder gänzlich versperret und folglich auch der niedergehende Treibkolben plötzlich in seiner Bewegung aufgehalten. Mit diesem fast momentanen Anhalten der trägen Massen des Treibkolbens sammt Gestänge u. s. w. ist nun nicht allein eine bedeutende und höchst nachtheilige Erschütterung der Maschine, sondern auch der Nachtheil verbunden, daß nun auch der Steuerkolben nicht weiter abwärts bewegt wird und folglich die ganze Arbeitsverrichtung ihr Ende erreicht hat.

Diese Anzulänglichkeiten kommen übrigens nicht allein bei der Kolbensteuerung, sondern auch bei allen übrigen Steuerungen in ähnlicher Art vor. Es ist daher nöthig, dieselben durch besondere mechanische Hülfsmittel zu beseitigen.

§. 152. **Hülfsmittel einer regelmässigen Steuerung.** Die mechanischen Hülfsmittel zur Herstellung einer regelmässigen Steuerung der Wasser säulenmaschinen sind verschieden, je nachdem die Maschine

1. bloß eine geradlinig auf- und nieder-, oder hin- und zurückgehende Bewegung hat, oder

2. dieselbe außer ihrer ursprünglich absezend geradlinigen Bewegung noch eine stetige Kreisbewegung besitzt, welche letztere natürlich durch besondere Zwischenmaschinen erst aus der erstern abgeleitet werden muß.

Die Umsetzung der absezenden geradlinigen Bewegung in eine stetige Kreisbewegung ist jedoch an einer einschlädrigen einfachwirkenden Wasser säulenmaschine nicht leicht ausführbar; es gehört hierzu mindestens eine doppelwirkende Wasser säulenmaschine. Durch zwei gekuppelte doppelwirkende Maschinen, wovon die eine um den halben Hub vor der andern vorausgeht, wird derselbe Zweck noch vollkommener erreicht, wie dies noch ausführlicher bei den Dampfmaschinen besprochen werden wird, wo diese Art von Bewegung eine sehr häufige ist.

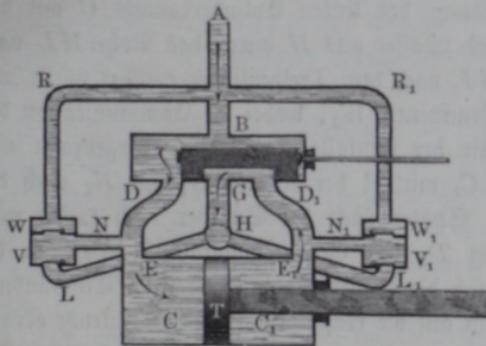
Bei diesen Wasser säulenmaschinen mit stetiger Kreisbewegung verbindet man die Steuerkolbenstange so mit dem Rotationsmechanismus, daß sie von demselben in derselben Zeit einmal auf- und nieder- oder hin- und zurückbewegt wird, während der Treibkolben ein vollständiges Spiel verrichtet. Damit hierbei der letztere in seiner Bewegung nicht unterbrochen oder gestört werde, bedient man sich folgender Hülfsmittel:

1. Man giebt dem Steuerkolben  $K_0$  (II., Fig. 380) eine so kleine Höhe, daß er beim Durchgange durch die Einmündung des Verbindungsrohres in den Steuerzylinder diese Mündung nicht ganz verschließt und folglich über oder unter  $K_0$  eine Verbindung des Treibzylinders mit dem Steuerzylinder übrig bleibt. In diesem Falle fließt während des mittlern Standes des Steuerkolbens eine kleine Wassermenge unmittelbar aus  $A$  nach  $D$  und wird folglich der Maschine Kraftwasser entzogen.

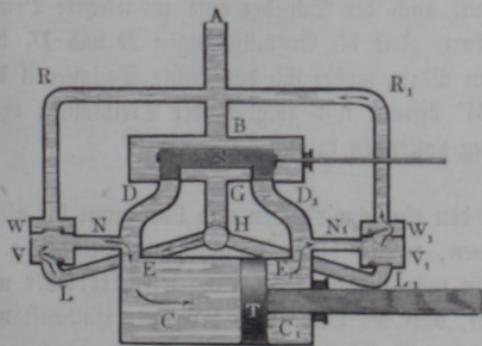
2. Man führt vom Verbindungsrohre aus eine Seitenröhre in das Austragrohr oder in das Unterwasser und verschließt deren Einmündung in das erstere durch ein sich nach innen öffnendes Ventil (Saugventil), sowie eine Seitenröhre in das Einfallrohr und versperert deren Einmündung in das Verbindungsrohr durch ein Ventil (Steigventil), welches sich nach außen, d. i. nach diesem Seitenrohre zu, öffnet. Wenn nun der Steuerkolben *K* bei seinem Aufgange in die Stellung *K<sub>0</sub>* (II., Fig. 380) kommt, und folglich den Zutritt des Wassers aus *A* nach *C* verhindert, so öffnet sich das erstere

Fig. 381.

I.



II.



der genannten Ventile und es wird hierbei so viel Wasser aus dem Austragrohr angefangt, als nöthig ist, um den während dieser Absperrung vom Treibkolben durchlaufenen Raum auszufüllen; wenn hingegen der Steuerkolben bei seinem Niedergange in die angegebene Stellung gelangt, und folglich der Abfluß des Wassers aus *C* nach *D* verhindert wird, so öffnet sich das zweite oder Steigventil, und es wird das während dieses Verschlusses vom Treibkolben verdrängte Wasser durch dieses Ventil hindurch und in die Einfallröhre zurückgedrängt.

Obgleich bei dem Eröffnen dieser Ventile die Treibkolbenkraft große Veränderungen erleidet, so erwächst jedoch daraus noch keines-

wegs ein Stoß, sondern nur eine entsprechende Geschwindigkeitsveränderung des Treibkolbens.

Das Spiel einer solchen Steuerung mit Saug- und Druckventil ist aus Fig. 381 I. und II. zu ersehen, welche eine doppelwirkende liegende Wasserfäulenmaschine mit Rotationsbewegung vorstellt, wobei das Steuerkolbenstystem durch einen Schieber oder Schiebventil ersetzt ist. Bei der Stellung des Schiebers *S* in I. fließt das Aufschlagwasser aus der

Einfallröhre  $AB$  in die Schieberkammer  $BDD_1$  und von da durch das Verbindungsrohr  $DE$  in den Treibcylinder  $C$ , und treibt dabei den Treibkolben von links nach rechts, während das Wasser, welches vorher gewirkt hat, durch das Rohr  $E_1D_1$  in die Schieberhöhlung  $S$  und von da durch das Austragrohr  $GH$  geführt wird. Gegen Ende des Treibkolbenschubes hat sich der Schieber  $S$  (II.) so weit nach links bewegt, daß er die Einmündungen  $D$  und  $D_1$  von beiden Verbindungsrohren in der Steuerkammer bedeckt, und folglich weder Wasser aus der Einfallröhre  $AB$  nach dem Treibcylinder, noch Wasser aus dem letztern in die Austragröhre  $GH$  gelangen kann. Bei der weitem Fortbewegung des Treibkolbens öffnet sich das linke Saugventil  $V$ , wobei eine Verbindung des linken Cylinderraumes  $C$  mit der Austragröhre  $H$  hergestellt und Wasser aus  $H$  durch das Rohr  $HL$  nach  $V$  und von da weiter durch  $NE$  nach dem Treibcylinder geführt wird; und ebenso öffnet sich das rechte Druckventil  $W_1$ , wobei die Communication des rechten Cylinderraumes  $C_1$  mit der Einfallröhre  $AB$  hervorgebracht und der Abfluß des Wassers aus  $C_1$  mittelst der Röhren  $N_1$  und  $R_1$  nach der Einfallröhre ermöglicht wird. Später rückt der Schieber noch weiter nach links, wobei die Einmündung  $D_1$  des Verbindungsrohres  $E_1D_1$  in die Steuerkammer frei wird und sich die Schieberhöhlung über die Einmündungen  $D$  und  $G$  stellt. Das nun auf die rechte Kolbenfläche drückende Kraftwasser schiebt den Treibkolben von rechts nach links, während das vor der linken Kolbenfläche befindliche Wasser aus  $C$  auf dem Wege  $EDGH$  zum Ausflusse gelangt. Nun nimmt auch der Schieber eine umgekehrte Bewegung an und deckt auf eine kurze Zeit die Einmündungen  $D$  und  $D_1$  der Verbindungsrohren zum zweiten Male, wobei sich das rechte Saugventil  $V_1$ , sowie das linke Druckventil  $W$  öffnet, und folglich der Treibkolben ohne weitere Störung seinen Rückweg vollenden kann.

§. 153. Steuerungsarten. Bei den einfachwirkenden und überhaupt bei allen denjenigen Wassersäulenmaschinen, welche bloß eine absetzende Bewegung in gerader Linie haben, ist es nicht möglich, die Steuerung unmittelbar mit der Kraftmaschine zu verbinden, oder die Bewegung der Steuerkolbenstange unmittelbar von der Bewegung der Treibkolbenstange abzuleiten, da hier in dem Augenblicke, wo der Steuerkolben oder Steuerschieber die Verbindung des Treibcylinders mit dem Steuercylinder oder der Steuerkammer aufhebt, nicht allein der Treibkolben, sondern auch der mit ihm verbundene Steuerkolben zur Ruhe kommt. Damit der Steuerkolben den übrigen Theil seines Weges zurücklegen kann, während der Treibkolben stillsteht, ist daher noch ein Zwischenapparat erforderlich, welcher auch noch dann auf den Steuerkolben wirkt, wenn der Treibkolben bereits zur Ruhe übergegangen ist. Dieser Apparat kann aber im Wesentlichen bestehen:

1. in einem Gewichte, welches von der Kolbenstange bei ihrem Aufgange mit emporgehoben und von ihr in dem Augenblicke fallen gelassen wird, wenn sie ihren Weg zurückgelegt hat, oder

2. in einer Feder, welche während der Treibkolbenbewegung gespannt und am Ende derselben losgelassen wird, oder endlich

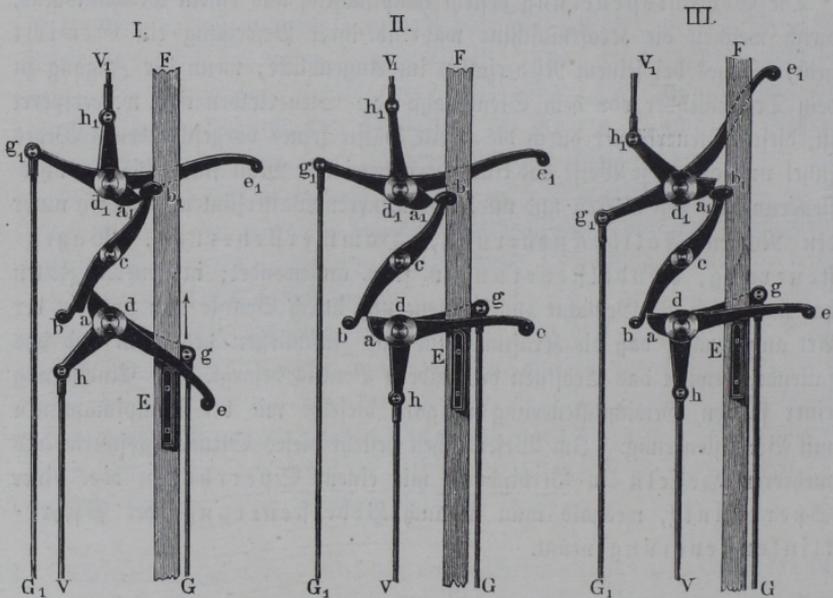
3. in einer zweiten oder Hülfswasserfäulenmaschine, welche von der Kraftmaschine unmittelbar gesteuert wird, und deren Treibkolben die Steuerkolbenstange in Bewegung setzt, während der Treibkolben der Hauptmaschine seinen letzten Wegtheil durchläuft und auf eine kurze Zeit ruht. Man hat also hiernach von einander zu unterscheiden: Gewichtssteuerung, Federsteuerung und Wasserdrucksteuerung.

Die Gewichtssteuerung besteht hauptsächlich aus einem Mechanismus, durch welchen die Kraftmaschine während ihrer Bewegung ein Gewicht hebt, welches bei seinem Niederfallen im Augenblicke, wenn der Zugang zu dem Treibcylinder von dem Steuerhahn oder Steuerkolben u. s. w. versperrt ist, diesen Steuerkörper durch die zweite Hälfte seines vorgeschriebenen Weges führt und auf diese Weise das Umsteuern bewirkt. Man findet die Gewichtssteuerung bei den älteren und unvollkommeneren Wasserfäulenmaschinen unter den Namen Fallbocksteuerung, Hammersteuerung, Wagensteuerung, Pendelsteuerung u. s. w. angewendet; in neueren Zeiten hat man auch die Gewichte zur Umsteuerung durch Ventile und zwar in der Art angebracht, daß die Kraftmaschine das Zuschließen des einen und das fallende Gewicht das Eröffnen des andern Ventils besorgt. Die Einrichtung einer solchen Gewichtssteuerung ist ganz dieselbe wie bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung. Im Wesentlichen besteht dieses Steuerungssystem aus mehreren Hebeln in Verbindung mit einem Sperrhaken oder einer Sperrklinke, weshalb man sie auch Hebelsteuerung oder Sperrklinkensteuerung nennt.

**Sperrhaken.** Der wesentlichste Bestandtheil bei der Hebelsteuerung §. 154. ist die Sperrklinke; dieselbe ist nöthig, um das Verschließen der Ventile durch die Maschine unmittelbar und das Oeffnen derselben durch niederfallende Gewichte hervorbringen zu können. Wie dies möglich ist, wird aus der Beschreibung der Fig. 382 I., II. und III. (a. f. S.) erhellen. Die Sperrklinke selbst ist  $bc b_1$ ; sie läßt sich um die horizontale Axc  $c$  drehen und endigt sich in Haken  $b$  und  $b_1$ . Unter derselben befindet sich eine horizontale Welle  $d$  mit einem Zahne  $a$  und mit drei Armen  $e, g, h$ , und über derselben eine solche Welle  $d_1$  mit einem Zahne oder Dorne  $a_1$  und drei Armen  $e_1, g_1$  und  $h_1$ . In I. greift der Zahn  $a_1$  in den Haken  $b_1$ , wogegen  $a$  über  $b$  steht; in II. ist der Eingriff zwischen  $a_1$  und  $b_1$  aufgehoben, und in III. greift der Zahn  $a$  in den Haken  $b$  und es liegt  $a_1$  über  $b_1$ ; geht in I.  $a$  nieder,

so erleidet  $bc_1$  eine kleine Drehung und es haft sich, wie in II.,  $a_1$  aus  $b_1$ ; geht aber in III.  $a_1$  nieder, so erfolgt eine umgekehrte Bewegung von  $bc_1$  und es wird  $a$  aus  $b$  ausgehakt. Sind nun an den Armen  $dg$  und  $d_1g_1$  beider Wellen  $d$  und  $d_1$  Gewichte  $G$  und  $G_1$  angehängen, so werden dieselben die Wellen in Umdrehung setzen, sobald ihre Zähne  $a$  und  $a_1$  frei sind oder sich von den Fesseln der Sperreklinte befreit haben; und sind nun noch an den Armen  $dh$  und  $d_1h_1$  mittelst Stangen  $hV$  und  $h_1V_1$  u. s. w. die Steuerventile angegeschlossen, so werden dieselben durch dieses Niederfallen der Gewichte geöffnet. Zur Umdrehung der Wellen  $d$  und  $d_1$  nach den entgegengesetzten Richtungen dienen ferner die Arme oder Klauen  $de$  und  $d_1e_1$ .

Fig. 382.

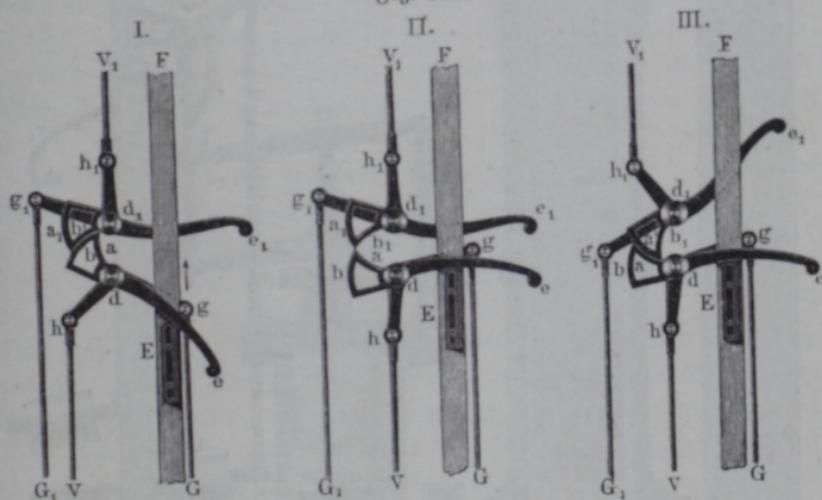


Wird  $de$  (I.) von unten nach oben geführt, so geht  $hV$  nieder, es verschließt sich folglich das Ventil  $V$ , es wird aber auch  $a_1$  frei; es fällt nun  $g_1G_1$  nieder und zieht dabei  $V_1$  auf; wird hingegen  $d_1e_1$  (III.) von oben nach unten geführt, so steigt  $h_1V_1$ , es verschließt sich also auch  $V_1$  wieder, dagegen haft sich  $a$  aus, es fällt  $G$  nieder und zieht dabei  $hV$  in die Höhe, und öffnet daher das mit  $V$  verbundene Ventil. Dieses Heben und Niederdrücken der Arme  $de$  und  $d_1e_1$  wird durch eine Stange  $EF$ , die sogenannte Steuerstange, hervorgebracht, welche mit dem Treibkolben zugleich auf- und niedergeht. Zu diesem Zwecke sind auf entgegengesetzten Seiten derselben zwei Daumen oder sogenannte Knaggen  $E$  und  $F$  angeschraubt, von denen der eine ( $E$ ) nahe am Ende des Kolbenaufganges die Klaue  $de$ , der

andere ( $F$ ) aber nahe am Ende des Kolbenniederganges der Klaue  $d_1 e_1$  ergreift und mit sich fortnimmt.

Eine etwas vereinfachte Hebelsteuerung ist in Fig. 383 I., II. und III. abgebildet. Es ist hier der Sperrhaken durch zwei Kreisfactoren  $ab$  und  $a_1 b_1$  ersetzt, welche einander abwechselnd erfassen und freilassen. Uebrigens ist diese Steuerung ganz wie die unten in Fig. 382 abgebildete Steuerung eingerichtet, und es stehen auch die gleichen Buchstaben in beiden Figuren bei denselben Theilen. Geht die Steuerstange oder der Steuerbaum  $EF$  mit dem Treibkolben empor, so ergreift die Knagge  $E$  (I.) den Hebel  $de$  und hebt denselben empor; dabei steigt auch  $G$ , dagegen wird das Ventil bei  $V$  verschlossen; zugleich zieht sich aber auch  $b$  zurück und es wird  $b_1$  frei, wie nun II. vor Augen führt. Jetzt fällt  $G_1$  nieder, es legt sich  $a_1$  in  $a$  und

Fig. 383.

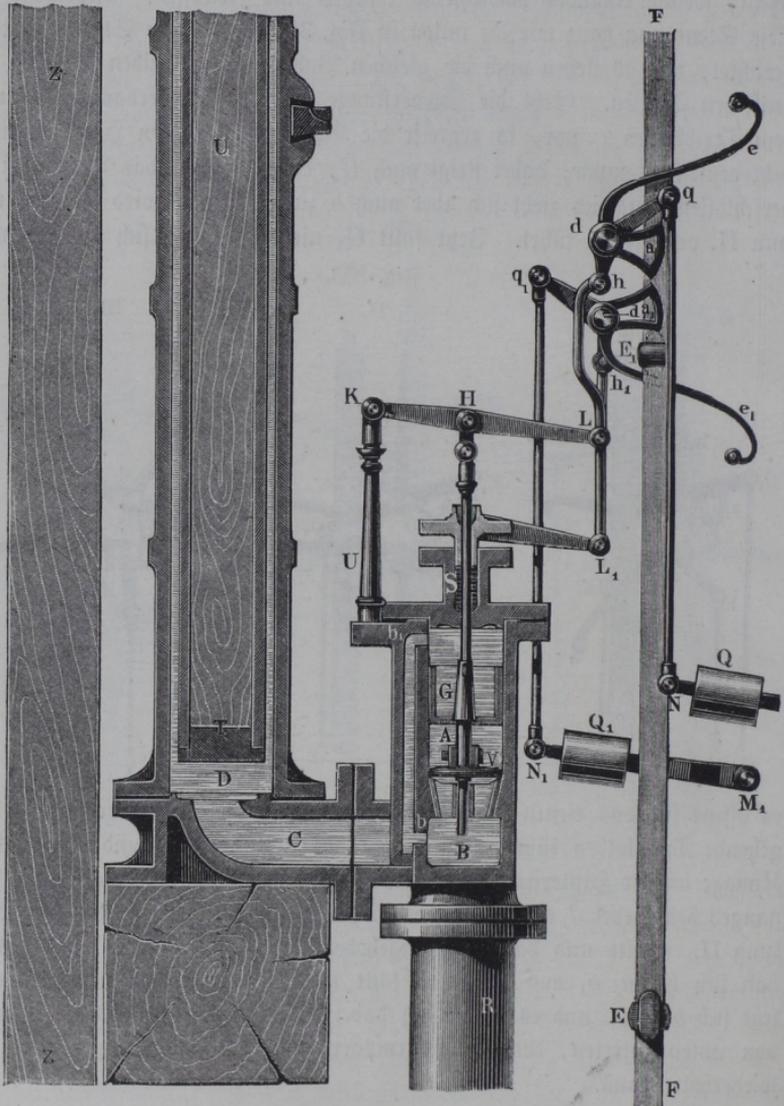


es öffnet sich das Ventil bei  $V_1$ , wie in III. zu sehen ist. Der nun niedergehende Treibkolben führt auch die Stange  $FG$  abwärts und eine andere Knagge an der Hinterseite dieser Stange ergreift nahe am Ende des Niederganges den Hebel  $d_1 e_1$  und schiebt diesen nieder, so daß wieder die Stellung II. eintritt und dabei  $G_1$  angehoben und  $V_1$  geschlossen wird. Auch haft sich hierbei  $a_1$  aus  $a$  und es fällt nun  $G$  ungehindert nieder, ferner legt sich  $b$  in  $b_1$  und es öffnet sich dabei  $V$ , so daß nun das Kraftwasser von unten zutreten, den Kolben emportreiben und das vorige Spiel sich wiederholen kann.

Wassersäulenmaschine mit Gewichtssteuerung. Die Ein- §. 155.  
richtung und Wirkungsweise einer Wassersäulenmaschine mit Ge-  
wichtssteuerung läßt sich aus Fig. 384 (a. f. S.) ersehen. Dieselbe ist

im Wesentlichen die Durchschnittszeichnung von einer von Harvey u. Co. zu Hayle in Cornwall für ein Gefälle von 60 m construirten Wasserfäulenzmaschine.

Fig. 384.



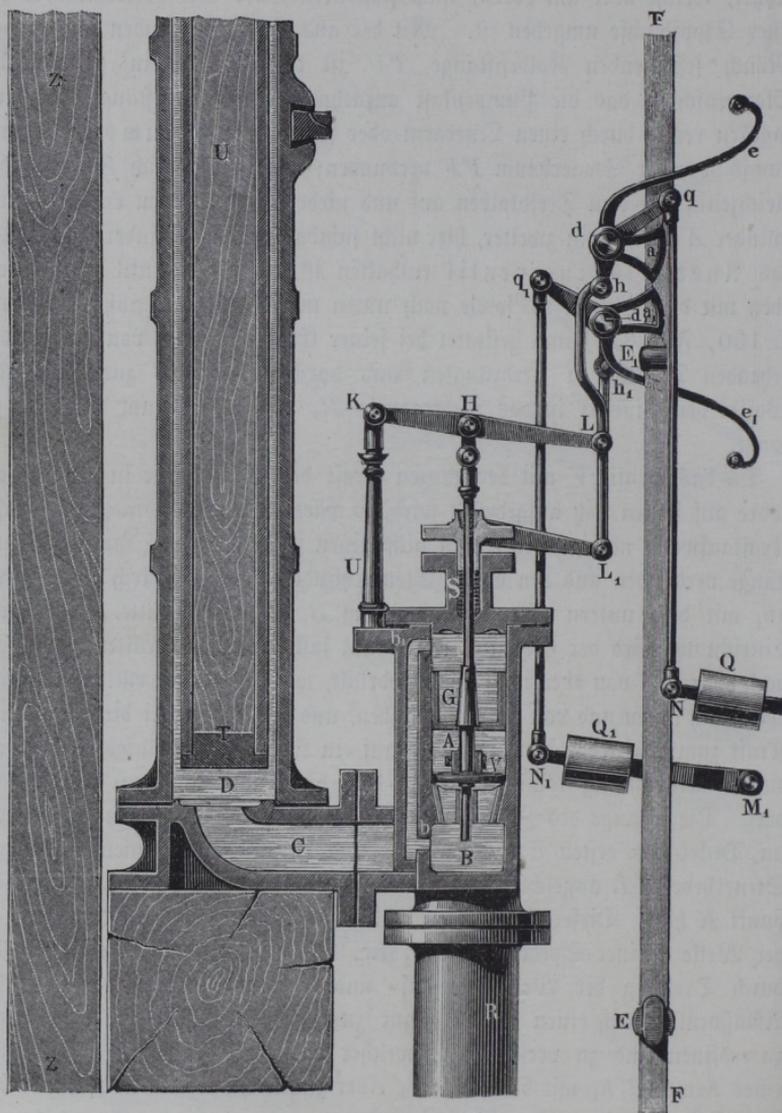
Die in der Figur nicht sichtbare Einfallröhre mündet von vorn bei *A*, sowie die Austragröhre von hinten bei *B*, und der Treibcylinder *D* mittelst des Verbindungsrohres *C* in den ersten Steuerzylinder *AB*. Nach Er-

öffnung des Eintrittssteuerventils  $V$  tritt das Kraftwasser aus  $A$  durch die Ventilöffnung hindurch nach  $B$ , sowie von da nach  $C$  und  $D$  und treibt den Treibkolben  $T$  empor. Letzterer ist ein sogenannter Mönchs-kolben (s. §. 145) und besteht in einer außen abgedrehten cylindrischen Röhre, welche aber am obern, nicht sichtbaren Ende des Treibcylinders von einer Stopfbüchse umgeben ist. Mit der aus Holz bestehenden und in dem Mönch feststehenden Kolbenstange  $TU$  ist links durch ein gewöhnliches Stangenschloß das die Pumpenlast aufnehmende Schachtgestänge  $ZZ$ , und dagegen rechts durch einen Querarm oder sogenannten  $Krumm$ s die Steuerstange oder der Steuerbaum  $FF$  verbunden; es gehen folglich  $ZZ$  und  $FF$  gleichzeitig mit dem Treibkolben auf und nieder. Hinter dem ersten Steuer-cylinder  $AB$  steht ein zweiter, hier nicht sichtbarer Steuer-cylinder, in welchem das Austrittssteuerventil enthalten ist. Dieses Ventil communicirt oben mit dem Canale  $B$  sowie nach unten mit der Austragröhre  $R$  (vergl. §. 150, Fig. 378) und gestattet bei seiner Eröffnung dem von dem niedergehenden Treibkolben verdrängten und durch  $C$  nach  $B$  zurückfließenden Wasser den Eintritt in das Austragrohr  $R$ , von wo es zum Ausgusse gelangt.

Da das Ventil  $V$  mit der ganzen Kraft der Wassersäule in der Einfall-röhre auf seinen Sitz aufgedrückt wird, so wäre zu dessen Eröffnen ein großer Kraftaufwand nöthig, wenn man nicht einen Gegenkolben  $G$  mit der Ventil-stange verbunden und den obern Steuer-cylinderraum  $SG$  durch einen Canal  $bb_1$  mit dem untern Steuer-cylinderraum  $B$  verbunden hätte. Bei dieser Einrichtung wird der Gegenkolben  $G$  mit fast denselben Kräften von unten nach oben und von oben nach unten gedrückt, wie das Zulassventil  $V$  resp. von oben nach unten und von unten nach oben, und folglich hierbei die erforderliche Kraft zum Aufziehen dieses Ventils auf ein Minimum zurückgeführt. Ganz dieselbe Einrichtung kommt auch bei dem hier nicht sichtbaren Ablassventile vor. Die Stange des Zutrittsventils  $V$  geht bei  $S$  durch eine Stopfbüchse im Deckel des ersten Steuer-cylinders und ist bei  $H$  an einen einarmigen Steuerhebel  $KL$  angeschlossen, welcher am Kopfe einer Säule  $U$  seinen Stützpunkt  $K$  hat. Dieser Hebel ist mittelst einer Stange  $Lh$  an den Arm  $dh$  der Welle  $d$  einer Sperrklinke  $a$  (s. Fig. 383) befestigt und läßt sich folglich durch Drehung der Welle ( $d$ ) auf- und niederbewegen. Ebenso ist das Ablassventil durch einen in der Figur zum größten Theile verdeckten Hebel zu eröffnen und zu verschließen, welcher mittelst einer Stange  $L_1h_1$  und eines Armes  $d_1h_1$  mit der Welle  $d_1$  einer zweiten Sperrklinke  $a_1$  in Verbindung steht. An der ersten Welle  $d$  ist ferner noch mittelst des Armes  $dq$  und der Stange  $qN$  ein Gewicht  $Q$  aufgehängt, sowie an der Welle  $d_1$  mittelst des Armes  $d_1q_1$  und der Stange  $q_1N_1$  ein um den festen Stützpunkt  $M_1$  drehbares Gewicht  $Q_1$ . Endlich sitzen noch auf diesen Wellen die Arme

oder Steuerhebel  $de$ ,  $d_1e_1$ , welche mittelst der auf dem Steuerbaum  $FF$  feststehenden Steuerknaggen  $E$ ,  $E_1$ , auf= oder abwärts bewegt werden, und dadurch die Wellen  $d$  und  $d_1$  nach der einen Richtung bewegen, wogegen die

Fig. 385.



Gegengewichte  $Q$  und  $Q_1$  dieselben in entgegengesetzter Richtung drehen. In dem abgebildeten Bewegungszustande der Wasserföhlenmaschine ist der Treibkolben  $T$  unten angekommen; es hat die mit diesem Kolben zugleich nieder=

gehende Steuerstange  $FF$  mittelst der Knagge  $E_1$  den Steuerhebel  $d_1 e_1$  niedergedrückt und hierbei das Ablassventil geschlossen. Ferner hat sich die Sperrklinke  $a_1$  aus  $a$  ausgehakt; es wird nun die Welle  $d$  durch das fallende Gewicht  $Q$  nach rechts gedreht und hierbei das Zutrittsventil  $V$  eröffnet. Das nun auf den Treibkolben  $T$  wirkende Kraftwasser treibt den Treibkolben sammt den Stangen  $ZZ$  und  $FF$  empor, und wenn gegen Ende des Aufganges die Knagge  $E$  den Steuerhebel  $de$  ergreift, so wird dadurch das Ventil  $V$  geschlossen, worauf der Treibkolben zum Stillstand gelangt, sowie auch die Sperrklinke  $a$  aus  $a_1$  ausgehakt wird, so daß nun die Welle  $d_1$  durch das Gewicht  $Q_1$  nach links gedreht und dadurch das Ablassventil eröffnet werden kann. Jetzt nimmt der vom Kraftwasser abgesperrte Treibkolben seine rückgängige Bewegung an, worauf ein neues Spiel beginnt.

Hülfswassersäulenmaschinen. Die Verhältnisse der Steuerung §. 156. durch eine Hülfswasserfäulenmaschine lassen sich sehr gut aus dem

Fig. 386.

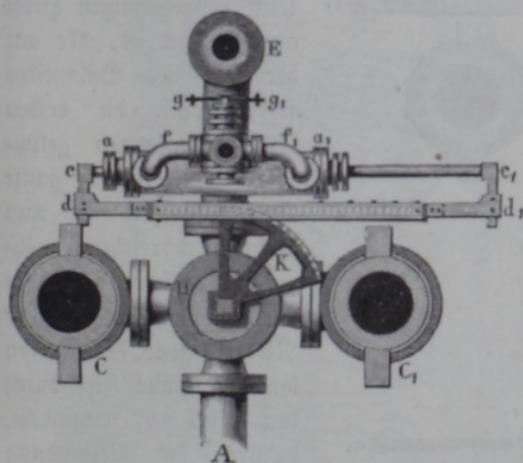
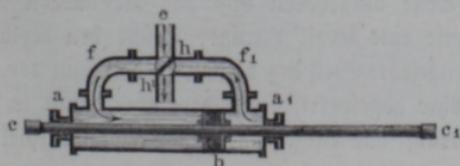


Fig. 387.



Grundrisse in Fig. 386 und dem zugehörigen Durchschnitte (Fig. 387) von der großen Wasserfäulenmaschine im Leopoldschachte bei Schemnitz ersehen. Diese Maschine ist ebenfalls zweicylindrig,  $C$  ist der eine und  $C_1$  der andere Cylinder,  $E$  die Einfallröhre,  $A$  das Ausgußrohr,  $H$  der Steuerhahn (s. Fig. 374) und  $K$  ein auf dem Kopfe desselben fest aufsitgender Quadrant.

Die Hülfssteuermaschine besteht aus einem horizontalen Treibcylinder  $aa_1$ , dem Treibkolben  $b$  und dessen Kolbenstange  $cc_1$ . Diese ist durch Querarme mit der eigentlichen Steuer-

stange  $dd_1$  verbunden, so daß sie mit dieser einen rechteckigen Rahmen bildet; endlich ist die letzte Stange mit dem quadrantförmigen Hahenschlüssel  $K$  durch zwei entgegengesetzt laufende Laschenketten so verbunden, daß die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens  $b$  eine Drehung des Hahnes um

90° hin und zurück hervorbringt. Die Steuerung der Hilfsmaschine erfolgt durch den horizontal liegenden Hahn  $hh_1$  mit zwei Bohrungen wie beim Hauptsteuerhahne  $H$ . Das Druckwasser wird durch ein enges mit der Einfallröhre  $E$  verbundenes Röhrchen  $e$  nach dem Hahne  $hh_1$ , und von da durch die Verbindungsröhrchen  $f$  und  $f_1$  bald auf die eine, bald auf die andere Fläche des Kolbens  $b$  geleitet, so daß dieser in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt wird, indem er das seiner Bewegung entgegenstehende und von der Einfallröhre abgesperrte Steuerwasser durch die andere Hahnbohrung hindurch und von da durch ein nach unten gerichtetes Ausgußrohr zum

Fig. 388.

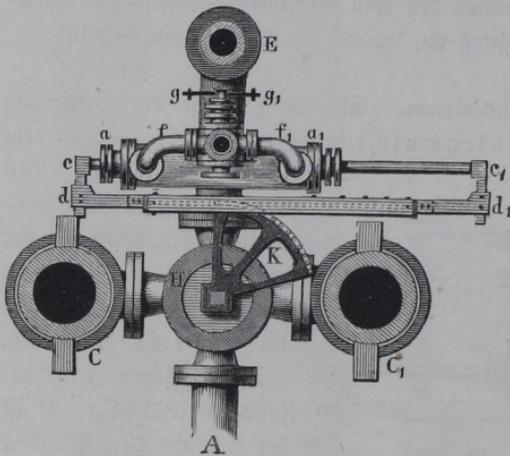
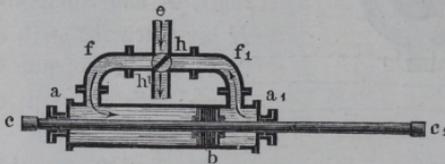


Fig. 389.



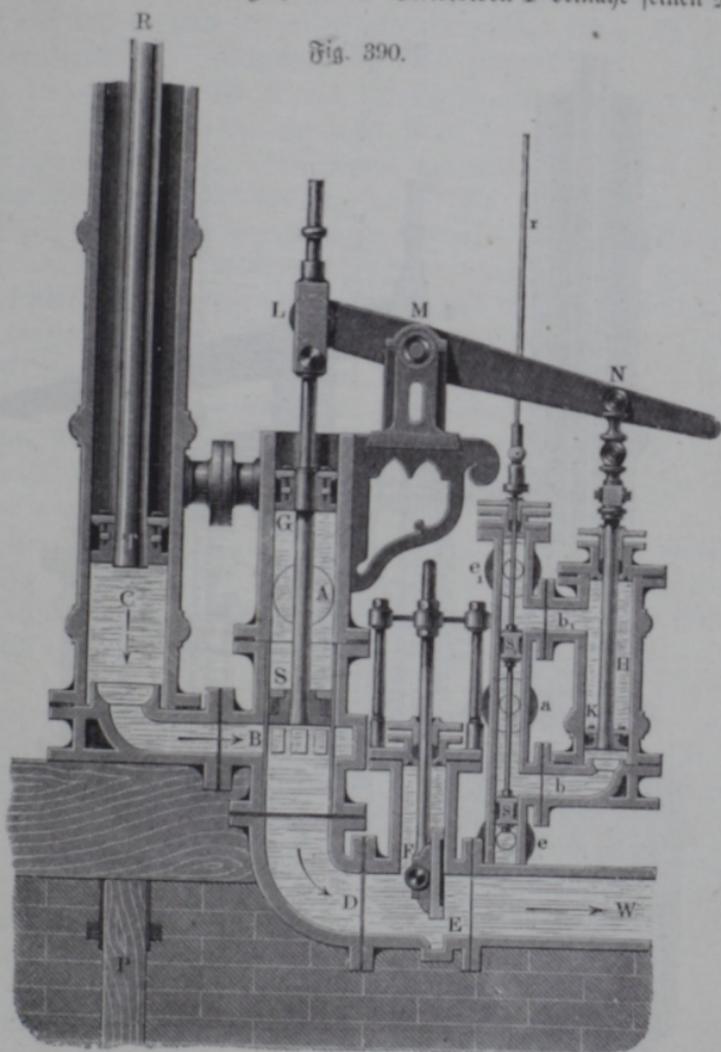
Cylinder  $aa_1$  auf der einen Seite aufgehoben und auf der andern Seite hergestellt, und auf diese Weise eine Kraft erzeugt, welche den Kolben  $b$  sammt Hahn  $H$  in die entgegengesetzte Stellung bringt, so daß nun der erste Treibcylinder von der Einfallröhre abgesperrt, der andere aber damit in Verbindung gesetzt wird, und hierauf das entgegengesetzte Treibkolbenspiel vor sich gehen kann.

Anmerkung. Die Leopoldschächter Maschine hat das bedeutende Gefälle von 710 Fuß (224 m) (Oesterr. Maß), den Hub von 8 Fuß (2,53 m) und einen Kolbendurchmesser von nur 11 Zoll (0,290 m); jeder Kolben spielt in der Minute dreimal.

Austritte nöthigt. Die Drehung des kleinen Hahnes  $hh_1$  hin und zurück erfolgt durch einen doppelarmigen Schlüssel  $g g_1$ , welcher mit schwachen Ketten an einen ihm parallelen doppelarmigen Hebel angeschlossen ist, der auf der Ase des Balancier's sitzt, womit die beiden Treibkolbenstangen gekuppelt sind. Das ganze Steuerungsspiel ist nun leicht zu übersehen; während des Aufsteigens des einen Treibkolbens und des Niedersteigens des andern wird der Hahn  $hh_1$  durch den Hebel  $g g_1$  umgedreht, dadurch die Verbindung des Druckwassers mit dem

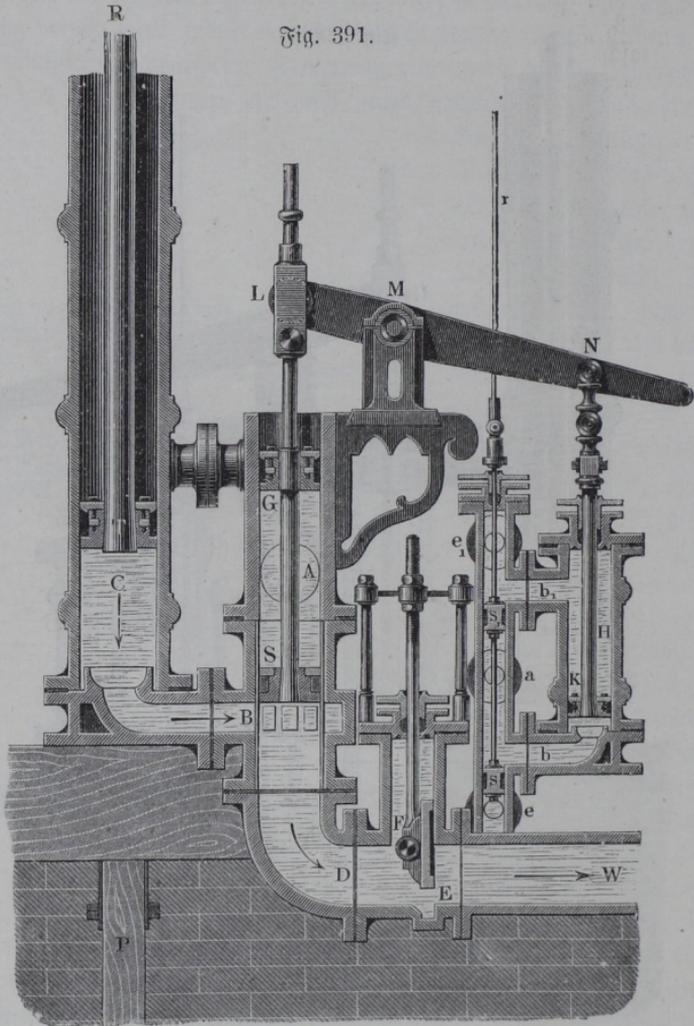
Die Umsteuerung durch eine Hilfsmaschine läßt sich auch sehr gut aus §. 157. der Abbildung in Fig. 390 ersehen, welche den Durchschnitt einer von Herrn Darlington für die Alport-mines in Derbyshire construirten Wasserfäulenmaschine darstellt. Diese Zeichnung führt den Stand der Maschine in dem Augenblicke vor Augen, wo der Treibkolben *T* beinahe seinen Nieder-

Fig. 390.



gang vollendet und die Hilfsmaschine *H* umgesteuert hat. Bei diesem Niedergange des Treibkolbens fließt das Wasser aus dem Treibcylinder *C* durch das Verbindungsrohr *B* in den Steuerzylinder *AD* und von da durch das Kropfrohr *D* und durch die Oeffnung *E* unter dem Schieber *F* in das Unterwasser *W*. Die Hilfsmaschine ist eine doppelwirkende; ihr Treib-

cylinder  $H$  steht durch die Communicationsröhren  $b$  und  $b_1$  mit seinem Steuer-  
cylinder  $ea e_1$  in Verbindung, während letzterer durch ein Rohr bei  $a$  mit  
der Kraftwassersäule und durch die Röhren bei  $e$  und  $e_1$  mit dem Unter-  
wasser  $W$  in Verbindung ist. Die beiden Steuerkolben  $s$  und  $s_1$  der Hülfs-  
maschine sitzen auf einer Stange  $rs$ , welche mit der Treibkolbenstange  $R T$



verbunden ist und von derselben mit auf- und niedergezogen wird. Auf  
diese Weise ist beim Niedergange des Treibkolbens das Kolbenpaar  $s, s_1$   
ebenfalls niedergegangen und in die in der Figur angegebene Stellung ge-  
bracht worden, wobei das Kraftwasser aus  $a$  und durch  $b$  unter den Treib-  
kolben  $K$  der Hilfsmaschine, dagegen das tote Wasser über  $K$  durch  $b_1$

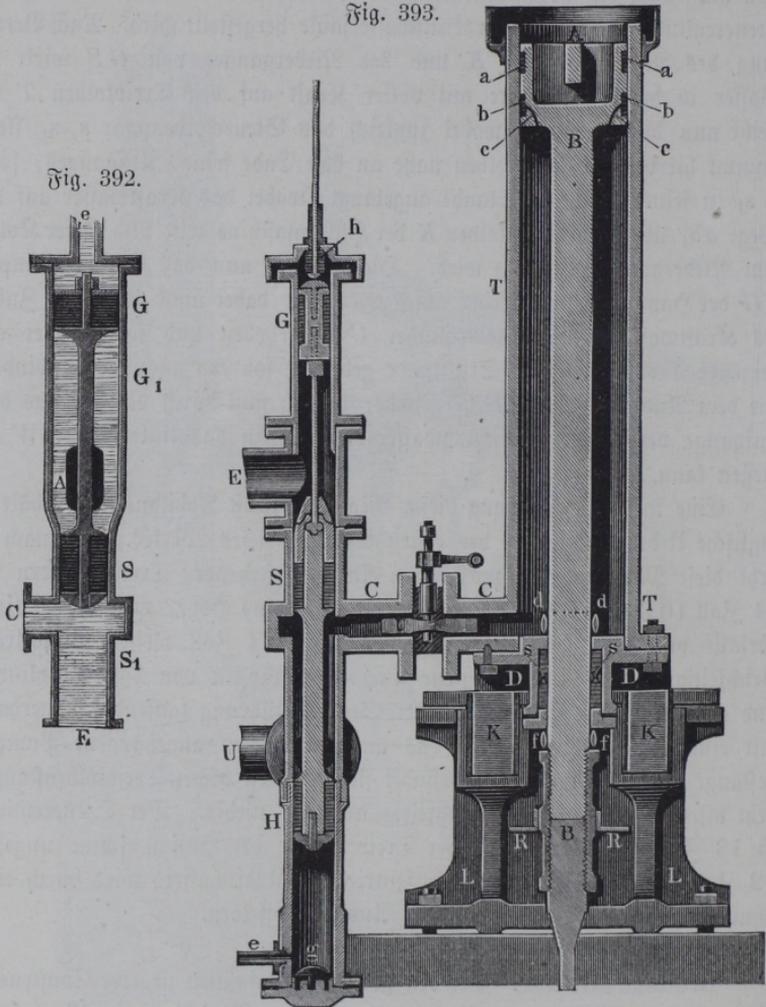
und  $e_1$  zum Abflusse gelangen kann. Der nun aufsteigende Treibkolben der Hilfsmaschine schiebt mittelst seiner Stange  $KN$  und durch einen um  $M$  drehbaren Hebel  $LMN$  das Steuerkolbenpaar  $S, G$  der Hauptmaschine abwärts, so daß hierbei nicht allein die Verbindung zwischen  $B$  und  $D$  aufgehoben und der niedergehende Treibkolben  $T$  zum Stillstande gebracht, sondern auch noch die Communication des Treibcylinders mit der bei  $A$  in den Steuercylinder einmündenden Kraftwassersäule hergestellt wird. Nach Beendigung des Aufganges von  $K$  und des Niederganges von  $GS$  wirkt das Wasser in der Einfalldröhre mit voller Kraft auf den Treibkolben  $T$  und treibt nun diesen empor, wobei zugleich das Steuerkolbenpaar  $s, s_1$  steigt. Kommt hierbei der Treibkolben nahe an das Ende seines Aufganges, so ist  $s, s_1$  in seinem höchsten Stande angelangt, wobei das Kraftwasser auf dem Wege  $ab_1$  über den Treibkolben  $K$  der Hilfsmaschine tritt und dieser Kolben zum Niedergange genöthigt wird. Hierbei wird nun das Steuerkolbenpaar  $SG$  der Hauptmaschine wieder aufgezogen, und dabei nicht allein der Zutritt des Kraftwassers zum Treibcylinder  $C$  aufgehoben und folglich der aufsteigende Treibkolben zum Stillstande gebracht, sondern auch die Verbindung mit dem Austragrohre  $DE$  hergestellt, so daß nun durch dasselbe das beim Aufgange verbrauchte Aufschlagwasser durch  $E$  in das Unterwasser  $W$  abfließen kann.

Eine kurze Beschreibung dieser Maschine nebst Abbildungen enthält die englische Uebersetzung von der ersten Auflage dieses Werkes. Hiernach besteht diese Maschine aus zwei neben einander stehenden Treibcylindern von 24 Zoll (0,609 m) Weite und 20 Fuß (6,09 m) Höhe, welche, bei einem Gefälle von 130 Fuß (39,6 m), von einer 24 Zoll weiten Einfalldröhre gleichzeitig gespeist werden. Die Treibkolbenstangen von beiden Cylindern sind oben durch ein starkes, in einer Senkrechtführung laufendes Querkreuz mit einander verbunden, und das an dem letztern angehangene Pumpengestänge  $P$  (der Lastmaschine) befindet sich zwischen beiden Treibkolbenstangen, geht also auch mit diesen gleichzeitig auf und nieder. Der Steuercylinder ist 18 Zoll (0,457 m) und der Treibcylinder der Hilfsmaschine ungefähr 12 Zoll (0,305 m) weit. Der Zutritt der Kraftwassers wird durch einen ähnlichen Schieber regulirt wie der Austritt desselben.

**Steuercylinder.** Bei den größeren Maschinen neuerer Construction §. 158. ist nach dem Muster der Reichenbach'schen Maschinen in Bayern der Steuer- und Gegenkolben der Hauptmaschine mit dem Treibkolben der Hilfsmaschine in einer und derselben Röhre, dem sogenannten Steuer- cylinder, zugleich eingeschlossen, und bei einigen Maschinen verrichtet sogar der Gegenkolben zugleich die Dienste des Treibkolbens der Hilfsmaschine, wodurch allerdings eine große Vereinfachung erlangt wird. Am

einfachsten ist die in Fig. 392 abgebildete und an mehreren Maschinen in Freiberg angewendete Construction. Es ist hier *S* der Hauptsteuer- und *G* der Gegen- und Hilfstreibkolben, ferner bei *C* die Verbindung mit dem Haupttreibcylinder, sowie bei *E* die Communication mit der Einfallröhre und *A* die Austrittsmündung für das Kraftwasser; endlich ist bei *e* die Verbindung

Fig. 393.



mit der Steuerung der Hilfsmaschine, welche hier in einem Hahne besteht, angedeutet. Der Kolben *G* ist größer als *S* und es geht daher die Steuerkolbenverbindung *S G* nieder, sobald oben bei *e* das Kraftwasser zugelassen wird, und umgekehrt, es steigt dieselbe in Folge der Kraft auf *S* empor, wenn das Kraftwasser bei *e* abgesperrt wird. Hierbei wird bei jedem Spiele

ein gewisses Steuerwasserquantum verbraucht und der Wirkung auf den Treibkolben entzogen, welches durch den Raum, den  $G$  bei seinem Auf- oder Niedergange durchläuft, gemessen wird, und bei dieser Construction deshalb nicht sehr klein ist, weil der Kolben  $G$  mindestens doppelt so viel Querschnitt haben muß als der Kolben  $S$ , dessen Querschnitt man doch nicht kleiner nimmt als den der Einfall- oder Communicationröhren.

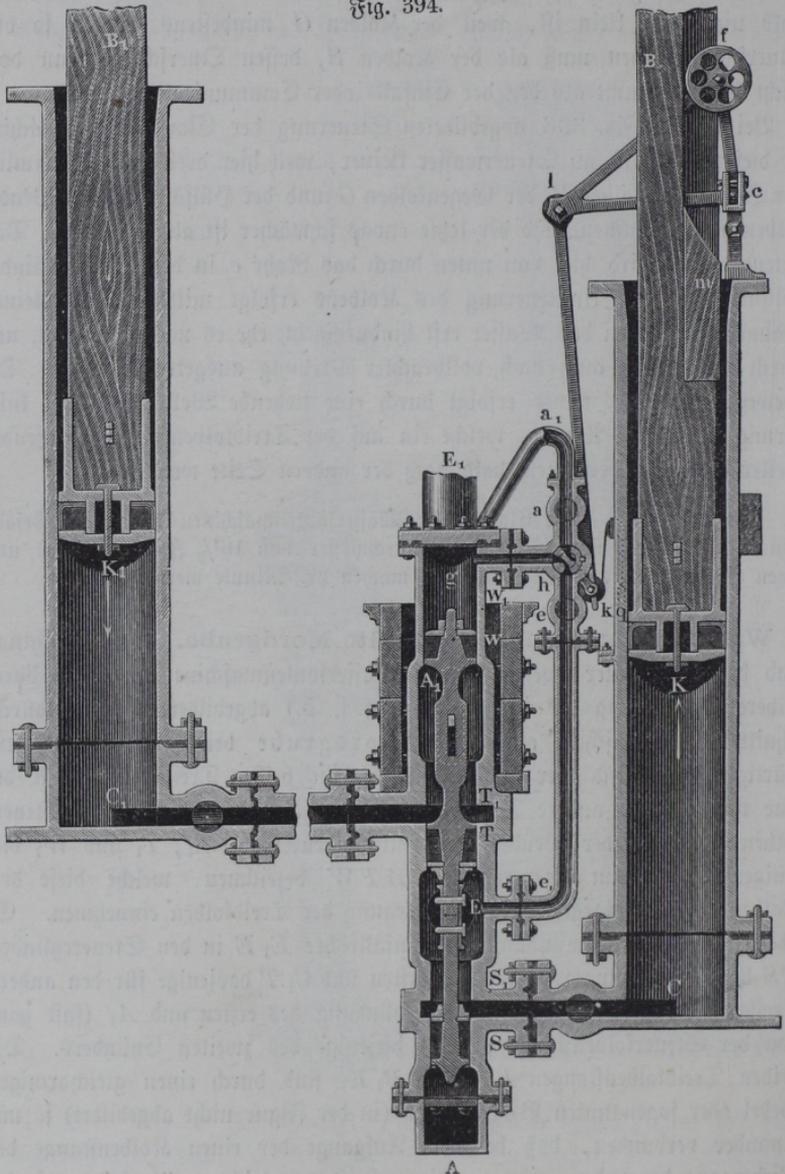
Bei der in Fig. 393 abgebildeten Steuerung der Clausthaler Maschine ist dieser Aufwand an Steuerwasser kleiner, weil hier drei Kolben, nämlich der Hauptsteuerkolben  $S$ , der Gegenkolben  $G$  und der Hilfsstreib- oder Wendekolben  $H$  vorkommen, und der letzte etwas schwächer ist als der erste. Das Steuerwasser wird hier von unten durch das Rohr  $e$  in den Steuerzylinder geführt, und die Umsteuerung des Kolbens erfolgt mittelst eines kleinen Hahnes, durch den das Wasser erst hindurchgeht, ehe es nach  $e$  gelangt, und durch welchen es auch nach vollbrachter Drehung ausgetragen wird. Die Bewegung dieses Hahnes erfolgt durch eine stehende Welle mit zwei knieförmig gebogenen Armen, welche ein auf der Treibkolbenstange feststehender Teller bald nach der einen, bald nach der andern Seite wendet.

Anmerkung. Die Clausthaler Wasserfäulenmaschinen haben ein Gefälle von 612 Fuß (192 m), einen Kolbendurchmesser von  $16\frac{1}{2}$  Zoll (0,432 m) und einen Hub von 6 Fuß (1,884 m) und machen pr. Minute vier Spiele.

**Wassersäulenmaschine auf Alte Mordgrube.** Die Einrichtung §. 159. und der Gang einer zweicylindrigen Wasserfäulenmaschine lassen sich durch nähere Betrachtung des in Fig. 394 (a. f. S.) abgebildeten Verticaldurchschnittes der Maschine auf Alte Mordgrube bei Freiberg vergegenwärtigen. Es sind hier  $CK$  und  $C_1K_1$  die beiden Treibcylinder,  $K$  der eine und  $K_1$  der andere Treibkolben, ferner  $S$  und  $T$  die beiden Steuerkolben, sowie  $W$  der Wende- oder Hilfskolben, wobei  $S_1$ ,  $T_1$  und  $W_1$  diejenigen Stellen im Steuerzylinder  $ATW$  bezeichnen, welche diese drei Kolben bei der entgegengesetzten Bewegung der Treibkolben einnehmen. Es ist ferner  $E$  die Einmündung der Einfallröhre  $E_1E$  in den Steuerzylinder,  $CS$  das Verbindungsrohr für den ersten und  $C_1T$  dasjenige für den andern Treibcylinder, sowie  $A$  die Austragsmündung des ersten und  $A_1$  (fast ganz von der Steuerkolbenstange gedeckt) diejenige des zweiten Cylinders. Die beiden Treibkolbenstangen  $BK$  und  $B_1K_1$  sind durch einen gleicharmigen Hebel oder sogenannten Balancier (in der Figur nicht abgebildet) so mit einander verbunden, daß bei dem Aufgange der einen Kolbenstange der Niedergang der andern erfolgt. Hiernach ist nun leicht zu übersehen, wie bei dem abgebildeten tiefern Steuerkolbenstande das Kraftwasser den Weg  $ES_1C$  einschlägt und den Kolben  $K$  emporreibt, dagegen der Kolben  $K_1$  niedergeht, und das todte Wasser auf dem Wege  $C_1T_1A_1$  zum Austritt gelangt.

Die Hilfssteuerung erfolgt durch einen schon oben (§. 148) näher beschriebenen, doppelt gebohrten Hahn *h* (Fig. 395), welcher in I. äußerlich

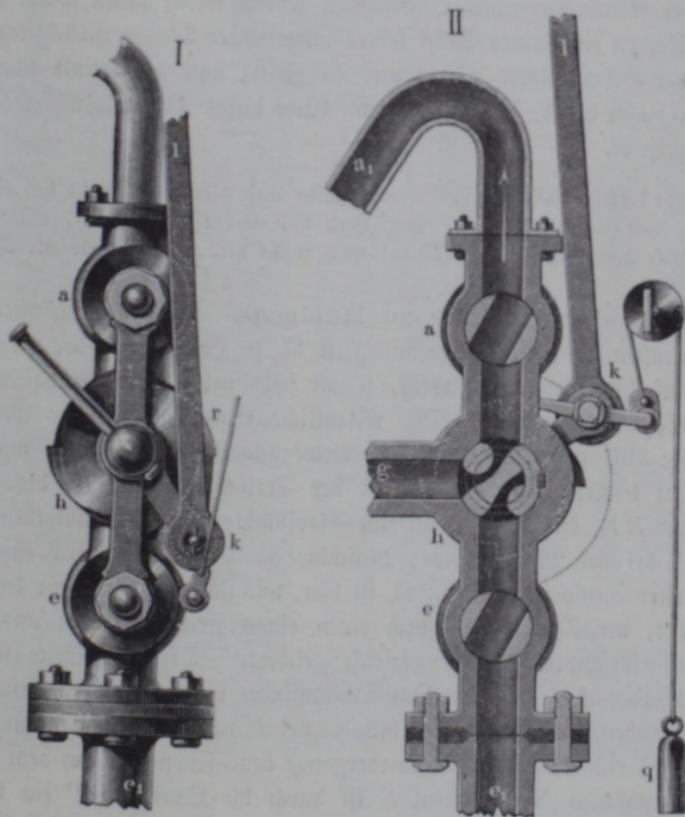
Fig. 394.



und in II. im Durchschnitt abgebildet ist. Dieser Hahn steht durch die Röhre *ee*<sub>1</sub> mit der Einfallröhre und durch die Röhre *gh* mit dem Steuerzylinder in Verbindung. Man kann nun daraus ersehen, wie bei der einen

Stellung von  $h$  das Kraftwasser den Weg  $Ee_1chgw$  nehmen und den Wendekolben  $W$  niederdrücken muß, und wie umgekehrt, bei der zweiten Stellung von  $h$ , das Kraftwasser von  $W$  abgesperrt wird, daher das Aufsteigen der Kolbenverbindung  $STW$ , das Zurücklaufen des Steuerwassers durch  $gh$  und der Austritt desselben durch  $aa_1$  erfolgen kann. Damit die Steuerkolbenverbindung beim Absperrn des Druckwassers von  $W$  emporsteige und beim Zulassen desselben niedergehe, ist nöthig, daß der durch

Fig. 395.



das Kraftwasser von unten gedrückte Steuerkolben  $T$  mehr Querschnitt habe als der Steuerkolben  $S$ , welcher durch das Kraftwasser von oben gedrückt wird, und daß der Wendekolben einen hinreichend großen Querschnitt habe, damit die Wasserdrücke auf  $W$  und  $S$  zusammen den entgegengesetzten Wasserdruck auf  $T$  übertreffen.

Was endlich noch die äußere Steuerung dieser Maschine anlangt, so besteht diese wesentlich aus dem mit vier Zähnen ausgerüsteten Steuerrädchen  $r$ , der Klinke  $rk$ , der Stange  $kl$ , dem Winkelhebel  $lcf$  mit seinem Frictions-

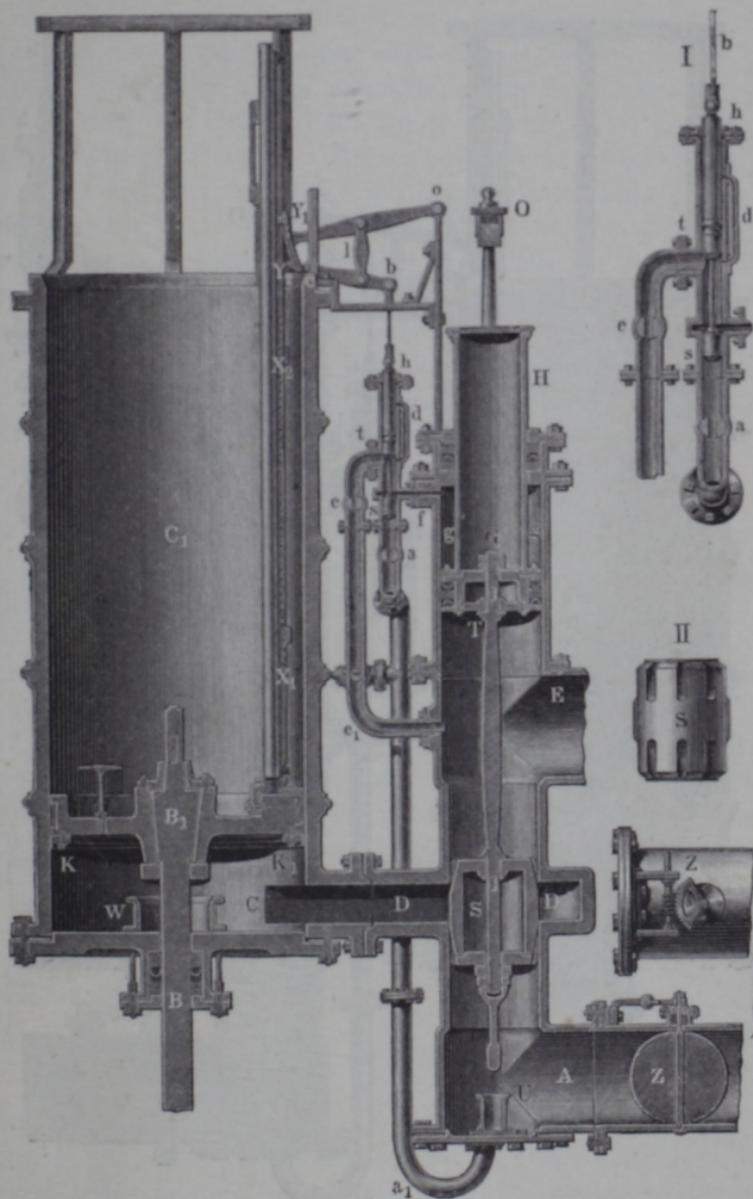
rade  $f$  und den zwei gegen einander gestellten und auf der Treibkolbenstange  $BK$  befestigten Keilen  $m$  und  $m_1$  (der letztere hier nicht sichtbar). Die Klinke  $rk$  ist übrigens noch durch Arme mit der Aze des Hahnes verbunden, und es wird der Eingriff in die Zähne des Rädchens  $r$  durch ein kleines Gegengewicht  $q$  gesichert. Wenn der Treibkolben  $K$  nahe am Ende seines Auf- oder Niederganges gekommen ist, so schiebt sich der Keil  $m$  (oder  $m_1$ ) unter das Frictionsrad, dreht dadurch den Hebel  $lef$  um etwas, wodurch nun auch die Stange  $lk$  angezogen und das Rad sammt Hahn  $h$  mittelst der Klinke um einen Quadranten gedreht wird; wenn später wieder der Treibkolben ein kleines Stück seines umgekehrten Weges zurückgelegt hat, so fällt der Hebel wieder nieder und es gleitet nun die Klinke über den folgenden Zahn herab, den sie nahe am Ende dieses Treibkolbenspieles ebenfalls ergreift zc.

Anmerkung. Die Wassersäulenmaschine auf Alte Mordgrube hat ein Gefälle von 356 Fuß (111,8 m), einen Hub von 8 Fuß (2,512 m), eine Treibcylinderweite von  $1\frac{1}{2}$  Fuß (0,471 m) und macht vier Doppelspiele pr. Minute.

§. 160. Wassersäulenmaschine zu Huelgoat. Eine der schönsten und vollkommensten Wassersäulenmaschinen ist die zu Huelgoat in der Bretagne: sie ist einfachwirkend einschlädrig, jedoch steht neben ihr eine vollkommen gleiche Schwestermaschine. Die wesentliche Einrichtung dieser Maschine führt Fig. 396 vor Augen und ihre Bewegungsverhältnisse wird man aus Folgendem kennen lernen.  $CC_1$  ist der Treibcylinder,  $KK_1$  der Treibkolben und  $BB_1$  die bei  $B$  durch eine Stopfbüchse gehende Treibkolbenstange. Während bei der Mordgrubener Maschine die Treibkolben durch einen einzigen breiten Stulp abgelidert sind, ist hier, wie sich aus der Figur leicht ersuchen läßt, der Treibkolben durch einen eingesetzten Federkranz und durch einen aufgeschraubten Stulp zugleich gelidert. Der zur Seite stehende Steuerzylinder  $ASG$  ist mit dem Treibcylinder durch das Verbindungsrohr  $CD$  verbunden, die Einfallröhre mündet bei  $E$  und das Austragrohr bei  $A$  in denselben ein. Mit dem im Niedergange begriffenen und auf dem halben Wege befindlichen Steuerkolben  $S$  ist durch die Stange  $ST$  ein Gegenkolben  $T$  von größerm Durchmesser verbunden; es wird daher diese Kolbenverbindung durch das Kraftwasser emporgetrieben, so lange nicht noch eine dritte Kraft hinzutritt. Diese dritte Kraft wird dadurch hervorgebracht, daß man das Kraftwasser durch die Röhre  $e_1ef$  über den Kolben  $T$  leitet. Um aber bei dem dadurch erzeugten Niedergange der Steuerkolbenverbindung nur eine kleine Quantität von Steuerwasser nöthig zu haben, ist auf  $T$  der hohle Cylinder  $GH$  aufgesetzt, welcher bei  $H$  durch eine Stopfbüchse geht und zur Aufnahme des Steuerwassers nur den ringförmigen Zwischenraum frei läßt.

Das abwechselnde Zu- und Abführen des Kraftwassers zu und von dem hohlen Raume *gg* wird durch eine Hulfssteuerung bewirkt, welche der Haupt-

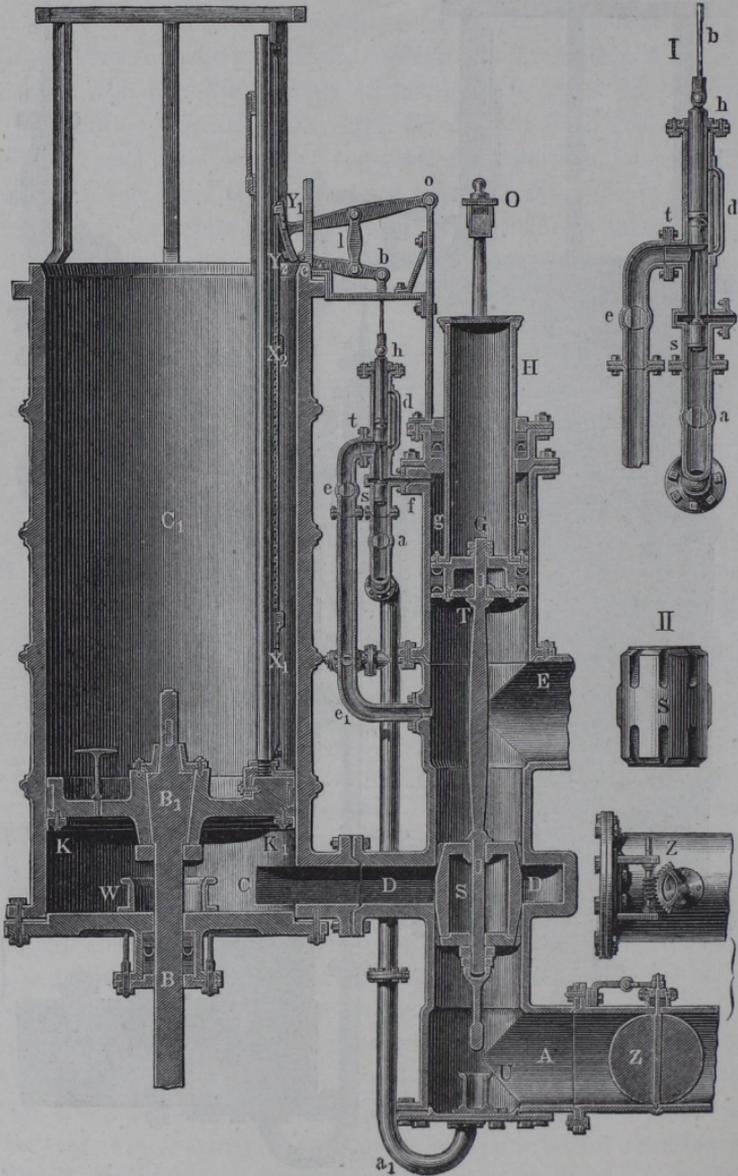
Fig. 396.



steuerung ganz ähnlich ist, und wie diese aus dem eigentlichen Steuerkolben *s*, dem Gegenkolben *t* und dem durch die Stopfbuhse *h* gehenden cylindrischen

gleichsam nur eine dicke Kolbenstange bildenden Aufsätze besteht. Bei dem in der Figur ausgedrückten Stande von *sth* kann das Kraftwasser unge-

Fig. 397.



hindert den Weg *ef* nach *g* einschlagen, wird aber *sth* gehoben, so daß *s* über *f* zu stehen kommt, so wird die Communication unterbrochen und zugleich

dem den ringsförmigen Raum  $gg$  ausfüllenden Steuerwasser ein Weg  $aa_1$  eröffnet, durch welchen es beim nunmehr erfolgenden Aufgange von  $ST$  abfließen kann. Um endlich die Bewegung der Hilfssteuerkolbenverbindung  $sth$  von der Kraftmaschine selbst abzuleiten, ist auf dem Treibkolben  $KK_1$  eine oben in einer Führung laufende runde Stange aufgesetzt und mit dieser eine zweite rechteckige Stange verbunden, welche eine Reihe von Löchern hat, durch welche die Stiele der Däumlinge  $X_1$  und  $X_2$  auf den entgegengesetzten Seiten gesteckt werden. Außerdem ist aber die Stange  $bh$  an zwei um  $e$  und  $o$  drehbaren und durch  $l$  mit einander verbundenen Hebeln aufgehängt, wovon der eine in ein Kreisstück ausläuft, das sich in zwei anderen Däumlingen oder Knöpfen  $Y_1$  und  $Y_2$  endigt. Nahe am Ende des Treibkolbenaufganges trifft nun  $X_1$  auf  $Y_1$  und es gelangt so  $sth$  in den höchsten Stand, und nahe am Ende des Treibkolbenniederganges nimmt  $X_2$  den Knopf  $Y_2$  mit und es wird mittelst der Hebel die Stange  $sth$  auf den tiefsten Stand zurückgeführt. Es ist nun leicht einzusehen, wie auf diese Weise die Umsteuerung durch  $ST$  und so auch ein regelmäßiges Auf- und Niedergehen von  $KK_1$  erfolgen muß.

**Wassersäulenmaschine auf der Grube Centrum.** Die wesentliche Einrichtung einer vom Herrn Oberbergrath Althaus construirten Wasserfäulenmaschine auf der Grube Centrum bei Eschweiler ist aus der Abbildung Fig. 398 (a. f. S.) zu ersehen. Diese Maschine hat nur 45 Fuß (14,130 m) Gefälle und ein Aufschlagsquantum von 3,278 cbm pr. Secunde. Die Einfallröhre, welche das Wasser aus einem tiefen Klärjumpfe entnimmt, ist 32 Zoll (0,837 m) weit und hat sammt einem  $145\frac{1}{2}$  Fuß (45,68 m) langen horizontalen Mittelstück die Totallänge von  $227\frac{1}{2}$  Fuß (71,43 m). Der Treibkolben hat einen Durchmesser von 4 Fuß (1,156 m), und macht pr. Minute sechs Spiele von 7 Fuß (2,2 m) Hub. Es ist daher die mittlere Kolbengeschwindigkeit:

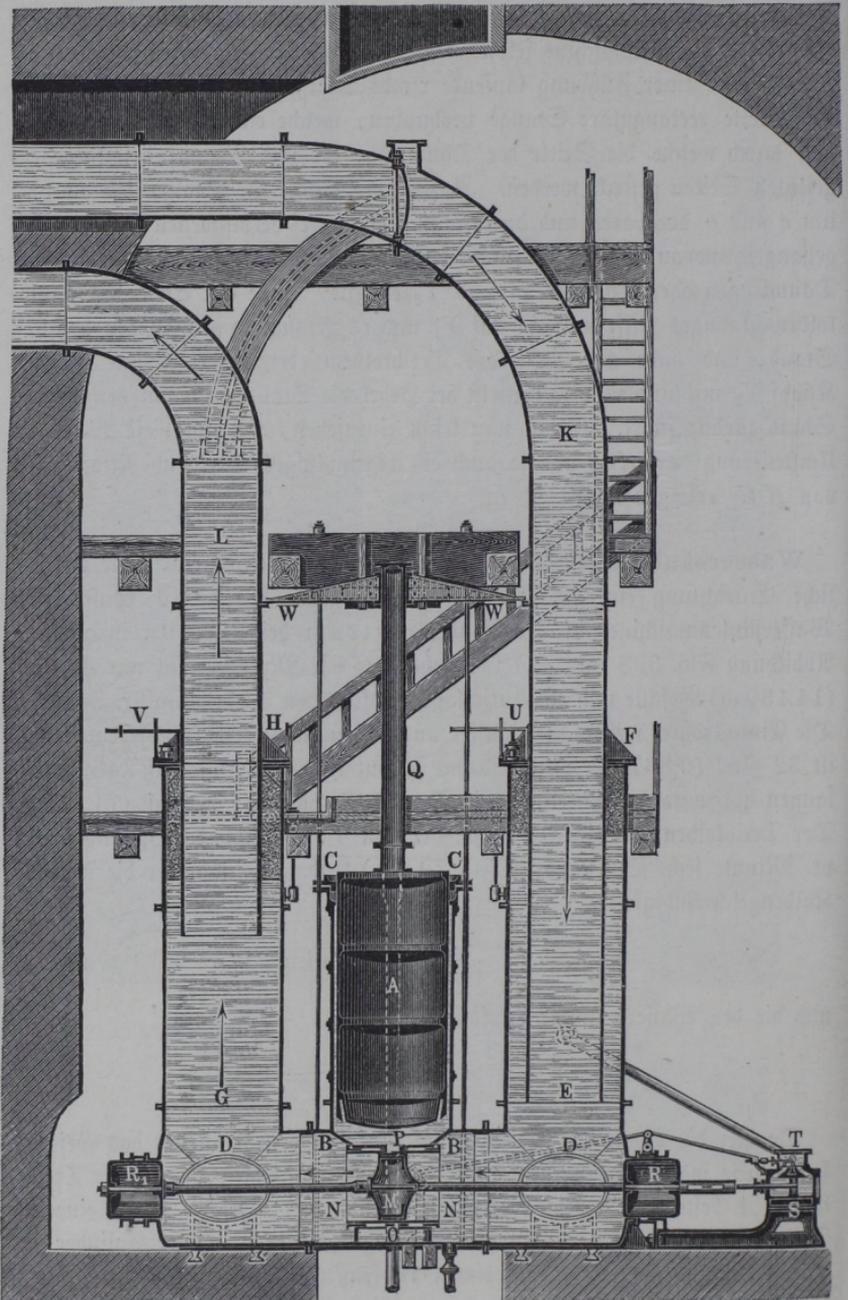
$$v = \frac{6 \cdot 2 \cdot 2,2}{60} = 0,44 \text{ m}$$

und die des Wassers in der Einfallröhre:

$$v_1 = \left(\frac{48}{32}\right)^2 v = \frac{9}{4} 0,44 = 1 \text{ m.}$$

Da hier die Länge der Einfallröhren fünfmal so groß ist als das Gefälle, so ist diese mäßige Wassergeschwindigkeit ganz am rechten Orte. Der Treibkolben  $A$  besteht in einem sogenannten Plunger, welcher durch eine im Treibcylinder  $BC$  sitzende Stopfbüchse abgelidert ist. Dieser Cylinder ist oben offen und steht unten auf einem 16 Fuß (5,02 m) langen und 4 Fuß (1,256 m) weiten Rohr  $DD$ , welches an den Enden fest aufrucht, und zwei

Fig. 398.



andere Cylinder  $EF$  und  $GH$  von 4 Fuß (1,256 m) Weite und 12 Fuß (3,768 m) Höhe trägt, in welche einerseits die Einfallröhre  $KF$  und andererseits die  $26\frac{1}{4}$  Fuß (8,242 m) hoch aufsteigende Austrageröhre  $HL$  einmündet. Beide Röhren sind mit den nöthigen Klappen versehen.

Der Steuerkolben  $M$  liegt senkrecht unter dem Treibkolben, hat bei einer Höhe von 0,288 m einen Durchmesser von 0,706 m und einen Schub von 0,419 m. Der Steuerzylinder enthält einen 0,130 m breiten Gürtel von vielen vierseitigen Mündungen, durch welche er mit dem nach dem Treibzylinder führenden Verbindungsrohre  $OP$  in Verbindung steht. Die Steuerkolbenstange ist außer dem Steuerkolben noch mit zwei Gegenkolben  $R$  und  $R_1$  von ebenfalls 0,706 m Durchmesser ausgerüstet. Zur Bewegung dieser Steuerkolbenverbindung dient eine Hilfswasserfäulenmaschine  $ST$ , deren Kolben  $S$  bei einem Durchmesser von 0,235 m das Steuerkolben-system beim Umsteuern 0,419 m hin- oder zurückschiebt. Die Steuerung dieser Hilfsmaschine besteht in einem Schieber  $T$ , welcher mittelst Hebel durch die am Gestänge angeschraubten Knaggen abwechselnd hin- und hergeschoben wird. Die Höhe der Hinterwasserfäule beträgt 26 Fuß (8,164 m), daher ist die Höhe der Druckfäule bei Beginn des Kolbenaufganges gleich  $14,130 + 8,164 = 22,294$  m, und dieselbe am Ende des Kolbenhubes gleich  $22,294 - 2,2 = 20,094$  m, so daß das Verhältniß der Verminderung der Kolbenkraft zum mittleren Kraftwerth des ganzen Kolbenaufganges

$$\frac{2,2}{20,094 + \frac{1}{2} 2,2} = 0,104$$

beträgt. Beim Niedergange des Kolbens ist dagegen das Verhältniß der Zunahme des Widerstandes zum mittlern Widerstande der Hinterwasserfäule

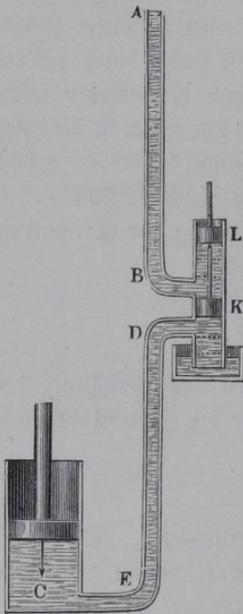
$$\frac{2,2}{8,164 - \frac{1}{2} 2,2} = 0,311.$$

Die Röhren  $EF$  und  $GH$  dienen zugleich als Windkessel. Die durch das Wasser im obern Raume derselben abgesperrte Luft nimmt die Stöße der bewegten Wasserfäulen auf, wenn dieselben durch die Steuerung abgesperrt werden; es wird daher durch dieselben ein sanfter Gang der Maschine erlangt. Die Luft, welche im Laufe der Zeit aus dem Windkessel durch die Wände entweicht, oder wegen der Absorption durch das Wasser verschwindet, wird durch eine kleine Luftpumpe von Zeit zu Zeit wieder ersetzt. Die Regulirung der Geschwindigkeit des Treibkolbens wird durch Hubstellung des Steuerkolbens bewerkstelligt. Diese Maschine dient zur Wasserhebung mittelst Pumpen, deren Kolben an das Schachtgestänge angeschlossen sind, welches von dem Treibkolben der Wasserfäulenmaschine bewegt wird.

Anmerkung. Näheres über diese Maschine theilt eine Abhandlung des Herrn Bergmeisters Bauer im 4. Bde. der Zeitschr. des Vereins deutsch. Ing. mit.

§. 162. **Balancier.** Zur Regulirung des Ganges einer Wassersäulenmaschine sind noch mehrere Hilfsvorrichtungen nöthig, welche wir in Folgendem näher kennen lernen müssen. Was zunächst den Auf- und Niedergang des Treibkolbens betrifft, so wird dieser durch einen sogenannten Balancier, d. i. durch eine Vorrichtung regulirt, welche die Bewegung des Treibkolbens nach der einen Richtung hin unterstützt, und die Bewegung desselben nach der entgegengesetzten Richtung hindert, so daß das Kolbenpiel seinen regelmäßigen Fortgang hat, ohne eine bedeutende Geschwindigkeitsveränderung zu erleiden. Bei den auf beiden Seiten gleichbelasteten zweicylindrigen Maschinen besteht der Balancier, wie wir aus dem Obigen wissen, in einem gleicharmigen Hebel, welcher beide Treibkolbenstangen mit einander verbindet; hat

Fig. 399.



aber die Maschine nur einen Cylinder, so ist eine fremde Kraft zum Ausgleichen nothwendig, und je nachdem nun diese Kraft in dem Gewichte eines festen Körpers oder in dem Drucke einer Wassersäule besteht, hat man es mit einem mechanischen oder mit einem hydraulischen Balancier zu thun. Da im dritten Theile dieses Werkes von diesen Vorrichtungen speciell gehandelt wird, so genügen hier folgende allgemeine Bemerkungen.

Der mechanische Balancier besteht in einem doppelarmigen Hebel, welcher auf der einen Seite mit Gewichten beschwert und auf der andern Seite mit der Kolbenstange oder dem Gestänge überhaupt so verbunden ist, daß jene Gewichte der Last des Gestänges entgegenwirken und dadurch dem Aufgange desselben zu Hülfe kommen, dagegen aber den Niedergang desselben verzögern, so daß zum Aufgange nach Befinden doppelt so viel Zeit verwendet wird als zum Niedergange. Der hydraulische Balancier hingegen besteht in einer zweiten Röhrentour, welche statt des einfachen Ausguß-

rohres vom Steuercylinder aus aufwärts steigt, und durch welche das tote Wasser abgeführt wird, so daß es eine Wassersäule bildet, welche dem Gewichte des Gestänges beinahe das Gleichgewicht hält, daher dasselbe mit einer gemäßigten Geschwindigkeit niedergeht. Bei der in Fig. 397 abgebildeten Maschine zu Huelgoat, sowie auch bei der Claustrhaler Maschine, von welcher in Fig. 393 ein Durchschnitt abgebildet ist, sind hydraulische Balanciers angewendet, es besteht hier das Austragerrohr in einer Steigröhre, welche das Wasser nach vollbrachter Wirkung auf einen Theil des ganzen Gefälles wieder emporleitet.

Wenn man den hydraulischen Balancier, die sogenannte Gegen- oder Hinterwasserfäule *DE* zwischen dem Treibcylinder *C* und dem Steuer- cylinder *KL* (Fig. 399) anbringt, so wird die doppelte Rohrführung erspart.

In der mechanischen Leistung kann natürlich weder der eine noch der andere Balancier eine Steigerung hervorbringen. Das was bei dem Treibkolben- aufgange durch einen Balancier an Effect gewonnen wird, geht natürlich wieder beim Niedergange desselben verloren. Der hydraulische Balancier hat den Vortheil der größern Einfachheit, der mechanische Balancier dagegen den Vortheil, daß seine Wirksamkeit durch Zulegen von Gewichten beliebig gesteigert werden kann.

**Stellhähne.** Wesentlich wichtig sind noch die verschiedenen Abschließ- §. 163.  
organe, nämlich Stellhähne oder nach Befinden Stellventile oder Stellschieber einer Wasserfäulenmaschine, durch welche sich nicht nur der Gang der Kraftmaschine an sich, sondern auch der Gang ihrer Steuerung reguliren läßt. Alle diese Vorrichtungen wirken natürlich nur negativ, d. h. es kann durch diese nur eine Kraftstörung, nicht aber eine Kraftvermehrung hervorgebracht werden, und aus diesem Gesichtspunkte betrachtet, sind diese Apparate keineswegs sehr willkommene Theile einer Wasserfäulen- maschine. Die Wirkung dieser Theile besteht nämlich nur darin, der Be- wegung des Wassers in einer Röhre ein Hinderniß entgegenzusetzen, so daß dieses langsamer zu gehen genöthigt wird. Um nun sowohl den Auf- als auch den Niedergang des Treibkolbens, und ebenso nicht nur den Auf-, son- dern auch den Niedergang des Steuerkolbens zu reguliren oder zu mäßigen, hat man vier Hähne oder Klappen nothwendig, eine in der Einfallröhre und eine im Ausgufrohre, wie z. B. *Z* (Fig. 397), ferner einen Hahn in der Röhre, welche das Steuerwasser über den Hilfskolben führt, und einen solchen in der Röhre, welche das Steuerwasser von der Maschine abführt, wie z. B. *e* und *a* in den Figuren 394, 395 und 396. Wenn nun auch eine bedeutende Ueberwucht bei der Bewegung des Treib- oder Steuerkolbens nach der einen oder andern Richtung hin vorhanden ist, so läßt sich dieselbe sogleich durch Drehung des einen oder andern Stellhahnes mäßigen, da in dem Widerstande, welchen man der mit dem Kolben gleichzeitig in Bewegung befindlichen und mit diesem unzertrennlich verbundenen Wasserfäule entgegen- setzt, diesem Kolben zugleich mit ein Bewegungshinderniß erwächst. Geht umgekehrt der Auf- oder Niedergang des einen oder des andern Kolbens zu langsam vor sich, so kann durch Zurückdrehen des entsprechenden Hahnes eine größere Geschwindigkeit erlangt werden; jedoch hat dies bei völliger Oeffnung des Hahnes seine Grenze. Uebrigens läßt sich die Regulirung der Geschwindigkeit des Treibkolbens auch durch eine Stellung im Ausschub

des Steuerkolbens erlangen, indem durch Verminderung des erstern die Zugänge zum Treibkolben beliebig verengt werden können.

Die Krafttödtung durch die Stellhähne oder Stellklappen, namentlich aber durch die Stellvorrichtung in der Einfallröhre oder Kraftwassersäule, welche man gewöhnlich Tagepipe zu nennen pflegt, erfolgt bei einer Wassersäulenmaschine gerade so wie die Krafttödtung durch die Schütze bei einer Reactionsturbine. Beide Maschinen stehen in dieser Hinsicht den ober- oder mittelschlächtigen Wasserrädern nach (vergl. §. 131 und 141).

Eine Wassersäulenmaschine sollte zur Erlangung des größten Wirkungsgrades immer so stark belastet sein, daß sie bei vollständigem Ausschub des Steuerkolbens ohne Stellung der Tagepipe ihren regelmäßigen Gang annimmt. Ist nun aber das Arbeitsvermögen dieser Maschine größer als das geforderte Arbeitsquantum, so muß entweder der Ueberschuß durch die Tagepipe vernichtet werden, oder man muß die Maschine mit einem kleinern Hube arbeiten lassen. Wenn das letztere Mittel anwendbar ist, so ist es allerdings das vorzüglichere, weil dasselbe durch Verminderung des Aufschlages die geforderte Verminderung in der Leistung giebt, und daher den Wirkungsgrad der Maschine nur wenig vermindert, allein dieses Mittel ist bei gegebener Last nicht immer anwendbar.

Die Veränderung des Hubes einer Wassersäulenmaschine ist durch Verstellung der Daumen oder Keile auf der Treibkolbenstange sehr leicht zu ermöglichen, und aus diesem Grunde ist auch die Stange  $X_1 X_2$  (Fig. 396), welche mit dem Treibkolben auf- und niedergeht, mit einer Reihe von Löchern versehen. Je näher man die Daumen  $X_1$  und  $X_2$  einander bringt, desto zeitiger erfolgt natürlich auch die Umsteuerung und um so kleiner ist also auch der Treibkolbenweg.

§. 164. Leistung der Wassersäulenmaschinen. Es folgt nun die Theorie und Berechnung der Leistung einer Wassersäulenmaschine. Bedienen wir uns hierbei folgender Bezeichnungen. Der Inhalt der Treibkolbenfläche sei  $F$ , der Inhalt des Querschnittes der Einfallröhren  $F_e$ , ferner der Durchmesser des Treibkolbens  $d$ , der der Einfallröhren  $d_e$  und der der Austragröhre  $d_a$ , ferner sei das Gefälle, vom Wasserspiegel im Einfallkasten bis zum Wasserspiegel des Ausgußkastens gemessen, gleich  $h$ , die mittlere Druckhöhe beim Aufgange des Treibkolbens, also die senkrechte Tiefe der gedrückten Kolbenfläche unter dem Wasserspiegel im Einfallkasten, bei mittlerem Kolbenstande, gleich  $h_1$ , und die mittlere Druckhöhe beim Niedergange des Kolbens, d. i. die senkrechte Tiefe der Kolbenfläche unter der Ausgußmündung, bei mittlerem Kolbenstande, gleich  $h_2$ , noch sei  $l$  der Kolbenhub oder Weg des Treibkolbens pr. Spiel,  $l_e$  die Länge der Einfall-,  $l_a$  die der Aus-

tragröhrenare,  $v$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit,  $v_e$  die mittlere Wassergeschwindigkeit in der Einfall-, sowie  $v_a$  die in der Austragröhre.

Setzen wir eine einfachwirkende Wassersäulenmaschine voraus, nehmen wir an, daß sie pr. Minute  $n$  vollständige Spiele (Doppelhübe) mache und dabei im Durchschnitte pr. Secunde  $Q$  Cubikmeter Aufschlagwasser verbrauche.

Der mittlere Druck des Wassers gegen die Treibkolbenfläche  $F$  ist  $P_1 = Fh_1\gamma$ , folglich die geleistete Arbeit desselben pr. Spiel, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse:

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

daher pr. Minute:

$$n P_1 l = n F l h_1 \gamma,$$

und endlich die mittlere Leistung pr. Secunde:

$$L_1 = \frac{n}{60} P_1 l = \frac{n}{60} F l h_1 \gamma,$$

oder, da sich  $\frac{nFl}{60} = Q$  setzen läßt,

$$L_1 = Q h_1 \gamma.$$

Beim Rückgange des Kolbens wirkt die mittlere Kraft

$$P_2 = F h_2 \gamma$$

der Bewegung desselben entgegen, es wird also auch die Arbeit

$$P_2 l = F h_2 l \gamma$$

consumirt, daher ist denn auch der entsprechende Arbeitsverlust pr. Secunde:

$$L_2 = Q h_2 \gamma,$$

und sonach die übrigbleibende zu Gebote stehende Leistung der Maschine:

$$L = L_1 - L_2 = Q (h_1 - h_2) \gamma = Q h \gamma,$$

wie bei jeder andern hydraulischen Kraftmaschine.

Diese Formel ändert sich nicht, wenn auch der Treibkolben den Treibcylinder nicht vollkommen ausfüllt, wenn, wie z. B. bei dem Mönchskolben, ein Zwischenraum zwischen dem Kolben- und dem Cylinderumfange übrig bleibt, oder wenn der Kolben in seinem tiefsten Stande den Cylinderboden nicht berührt; ebenso bleibt die Formel dieselbe, wenn der Ausgußpunkt unter dem mittlern Kolbenstande befindlich, also  $h_2$  negativ und  $h = h_1 + h_2$  ist. Auch kommt auf die Form der Kolbenfläche nichts an; es ist stets unter  $F$  der Inhalt des Querschnitts rechtwinkelig gegen die Axe desselben zu verstehen, also

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

zu setzen.

Hierbei muß allerdings vorausgesetzt werden, daß beim Kolbenniedergange nur ein dem Kolbenhube  $l$  entsprechendes Wasserquantum  $F l$  austrete, nicht aber alles im Cylinder und, nach Befinden, in der Communications- und in der Ausgußröhre befindliche Wasser. Bei Anwendung eines hydraulischen Balanciers oder eines aufsteigenden Ausgußrohres kann natürlich der letzte Fall gar nicht eintreten; anders ist es aber, wenn das Ausgußrohr abwärts gerichtet ist und unter dem tiefsten Kolbenstande ausmündet. Damit in diesem Falle das Wasser bis zum tiefsten Kolbenstande in dem Cylinder zurückbleibe und nicht durch von unten zutretende Luft verdrängt werde, ist es nöthig, einen Ausfluß unter Wasser herzustellen.

Anmerkung. Wir sehen aus dem Obigen, daß die Leistung einer Wasserfäulenmaschine nur vom Totalgefälle  $h = h_1 - h_2$ , nicht aber von den einzelnen Druckhöhen  $h_1$  oder  $h_2$  des Auf- oder Niederganges abhängt, nur findet insofern eine Einschränkung statt, als bei Anwendung eines niedersteigenden Ausgußrohres die Tiefe des Unterwasserpiegels unter dem Kolbenstande noch nicht eine Atmosphärenhöhe ( $b = 10,34$  m) betragen darf, weil die Atmosphäre durch ihren Druck auf diesen Spiegel in dem Austragrohre nur einer Wasserfäule von dieser Höhe das Gleichgewicht zu halten vermag.

§. 165. **Kolbenreibung.** Unter den Nebenhindernissen einer Wasserfäulenmaschine ist die Kolbenreibung eins der beträchtlichsten; dieselbe läßt sich aus dem Wasserdrucke mit Hilfe eines der bekannten Reibungscoefficienten berechnen. Ist die Liderung eine hydrostatische, so erhalten wir die Kraft, mit welcher das Wasser jedes Element  $f$  der Liderungsfläche gegen den abzuschließenden Cylindermantel drückt, für den Kolbenaufgang gleich  $f h_1 \gamma$ , und für den Niedergang gleich  $f h_2 \gamma$ , und daher die entsprechenden Reibungen gleich  $\varphi f h_1 \gamma$  und  $\varphi f h_2 \gamma$ , wenn  $\varphi$  den Reibungscoefficienten bezeichnet. Obgleich die Kräfte der einzelnen Flächenelemente sehr verschiedene Richtungen haben, so sind doch sämmtliche Reibungen unter sich, und zwar mit der Kolbenaxe, parallel, und es ist daher ihre Mittelkraft oder die Gesamtreibung des Kolbens gleich der Summe der Reibungen aller Liderungselemente, und demnach so zu bestimmen, daß man in obigen Formeln statt  $f$  die Summe aller Elemente, d. i. den Inhalt der ganzen Liderungsfläche einsetzt. Bezeichnen wir die Breite dieser Fläche, oder, wenn es zwei Liderungsfränze giebt, die Breite beider zusammen, durch  $b$ , so können wir den Inhalt der Liderungsfläche durch  $\pi db$  ausdrücken, und erhalten so die beiden Kolbenreibungen:

$$R_1 = \varphi \pi db h_1 \gamma \quad \text{und} \quad R_2 = \varphi \pi db h_2 \gamma.$$

Der leichtern Uebersicht wegen drückt man gewöhnlich diese Reibung so wie auch die übrigen Nebenhindernisse durch das Gewicht einer Wasserfäule aus, welche den Treibkolbenquerschnitt zur Grundfläche hat, und deren Höhe

$h_3$  oder  $h_4$  den Gefällverlust ausdrückt, welcher der Kolbenreibung entspricht. Hiernach setzen wir also:

$$R_1 = F h_3 \gamma \quad \text{und} \quad R_2 = F h_4 \gamma,$$

also auch

$$F h_3 = \varphi \pi d b h_1 \quad \text{und} \quad F h_4 = \varphi \pi d b h_2,$$

oder

$$F = \frac{\pi d^2}{4}$$

eingeführt,

$$\frac{d h_3}{4} = \varphi b h_1 \quad \text{und} \quad \frac{d h_4}{4} = \varphi b h_2,$$

hiernach die den Kolbenreibungen entsprechenden Gefällverluste:

$$h_3 = 4 \varphi \frac{b}{d} h_1 \quad \text{und} \quad h_4 = 4 \varphi \frac{b}{d} h_2.$$

Bringt man diese Höhen in Abzug, so erhält man für die mittlere Kraft beim Aufgange:

$$P_1 = F (h_1 - h_3) \gamma = \left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h_1 \gamma,$$

und den mittlern Widerstand beim Niedergange:

$$P_2 = F (h_2 + h_4) \gamma = \left(1 + 4 \varphi \frac{b}{d}\right) F h_2 \gamma,$$

daher die resultirende mittlere Leistung:

$$\begin{aligned} L &= \frac{n}{60} (P_1 - P_2) l = \frac{n}{60} \left( (h_1 - h_2) - 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) \right) F l \gamma \\ &= \left( h - 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) \right) Q \gamma = \left[ \left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) h - 8 \varphi \frac{b}{d} h_2 \right] Q \gamma \\ &= \left[ 1 - 4 \varphi \frac{b}{d} \left(1 + \frac{2 h_2}{h}\right) \right] Q h \gamma. \end{aligned}$$

Ist die Steighöhe  $h_2$  Null oder sehr klein, so läßt sich einfacher

$$L = \left(1 - 4 \varphi \frac{b}{d}\right) Q h \gamma$$

setzen.

Man ersieht übrigens hieraus, daß bei einem bestimmten Gefälle  $h$  der Arbeitsverlust in Folge der Kolbenreibung um so größer ausfällt, je größer  $\frac{h_2}{h}$  ist, je tiefer also die Maschine unter dem Ausgußpunkte steht oder je höher das Wasser beim Austragen zurücksteigt.

Um diesen Arbeitsverlust möglichst herabzuziehen, soll man den Lederungsfranz nicht unnöthig breit machen. Bei den bestehenden Maschinen liegt  $\frac{b}{d}$  innerhalb der Grenzen 0,1 bis 0,2. Setzt man den Reibungscoefficienten

nach Morin zu  $\varphi = 0,25$  voraus, so erhält man  $4\varphi \frac{b}{d} = 0,1$  bis 0,2, und demnach verzehrt die Kolbenreibung je nach der Breite der Ledermanschette 10 bis 20 Proc. der vorhandenen Arbeit.

Neuere Versuche von Hid\*) (s. Thl. III, 2) haben für die Reibungswiderstände der Kolben von hydraulischen Pressen kleinere Werthe ergeben.

Danach ist die durch diese Reibung vernichtete Wasserfäulenhöhe durch  $\frac{x}{d} h$  ausgedrückt, worin  $d$  den Durchmesser in Millimetern,  $h$  die wirkende Druckhöhe bedeutet und  $x$  zwischen 1,009 und 2,48 liegt. Dieser Formel wird man sich bei Wasserfäulenmaschinen bedienen können, welche mit so hohen Pressungen (50 bis 100 Atmosphären) arbeiten, wie sie bei hydraulischen Hebevorrichtungen üblich sind. In solchen Fällen pflegt man auch die Ledermanschetten wegen des großen Druckes, mit welchem dieselben durch das Wasser gegen die Cylinderwandung gepreßt werden, durch Stopfbüchsen zu ersetzen, bei denen man das Dichtungsmaterial mit geringerer Kraft anpressen kann.

§. 166. **Hydraulische Nebenhindernisse.** Ein anderer Arbeitsverlust der Wasserfäulenmaschinen entspringt ferner aus der Reibung des Wassers in den Einfall- und Austragröhren. Nach der in Thl. I vorgetragenen Theorie ist der dieser Reibung entsprechende Druckhöhenverlust, wenn  $\xi$  den Reibungscoefficienten bezeichnet,

$$h = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g};$$

auf die Einfallröhre angewendet aber:

$$y_1 = \xi \frac{l_e}{d_e} \frac{v_e^2}{2g},$$

und auf die Austragröhre bezogen:

$$z_1 = \xi \frac{l_a}{d_a} \frac{v_a^2}{2g}.$$

\*) Siehe Engineer, 1. Juni 1866, sowie Verhandl. d. Vereins z. Bef. des Gewßl. 1866.

Nun ist aber das Wasserquantum pr. Secunde:

$$\frac{\pi d_e^2}{4} v_e = \frac{\pi d_a^2}{4} v_a = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

also:

$$d_e^2 v_e = d_a^2 v_a = d^2 v$$

oder:

$$v_e = \left(\frac{d}{d_e}\right)^2 v \quad \text{und} \quad v_a = \left(\frac{d}{d_a}\right)^2 v,$$

daher lassen sich die Reibungswiderstandshöhen setzen:

$$y_1 = \xi \frac{l_e d^4}{d_e^5} \frac{v^2}{2g}$$

und

$$s_1 = \xi \frac{l_a d^4}{d_a^5} \frac{v^2}{2g},$$

und es ist bei Geschwindigkeiten ( $v_e$  oder  $v_a$ ) von 1,5 bis 3 m,  $\xi = 0,022$  bis 0,020 einzuführen.

Um diese Widerstandshöhe herabzuziehen, hat man weite Einfall- und Austragröhren anzuwenden und den Treibkolben langsam auf- und nieder-gehen zu lassen.

Die Bewegung des Wassers in den Röhren einer Wassersäulenmaschine ist insofern noch verschieden von der Bewegung des Wassers in einfachen Röhrenleitungen, als sich die Geschwindigkeit von jener unaufhörlich verändert, bald zu Null wird, bald zu-, bald abnimmt u. s. w., während die Geschwindigkeit in diesen immer eine und dieselbe bleibt. Aus diesem Grunde spielt denn auch bei einer Wassersäulenmaschine die Trägheit des Wassers eine größere Rolle, als bei der Bewegung des Wassers in einfachen Leitungen.

Um eine Masse  $M$  in die Geschwindigkeit  $v$  zu versetzen, ist bekanntlich die mechanische Arbeit  $\frac{Mv^2}{2}$  zu verrichten, um also auch der Wassersäule in der

Einfallröhre eine Geschwindigkeit  $v_e$  zu ertheilen, ist, da dieselbe das Gewicht  $F_e l_e \gamma$  hat, die mechanische Arbeit  $F_e l_e \gamma \frac{v_e^2}{2g}$  aufzuwenden. Diese

lebendige Kraft ist der Wassersäule bei jedem Spiele von Neuem zu ertheilen, da dieselbe nach jedesmaligem Abschluß des Eintrittsventils zur Ruhe kommt. Da dieser Abschluß, insbesondere bei der Anwendung einer Hilfswassersäulenmaschine ziemlich schnell kurz vor der Beendigung des Kolbenlaufs stattfindet, so wird man anzunehmen haben, daß jener Arbeitsbetrag bei jedem Spiele zum großen Theil verloren gehe.

Führen wir noch  $v_e = \frac{d^2}{d_e^2} v$  und  $F_e = \frac{\pi d_e^2}{4}$  ein, so erhalten wir für diese Arbeit den Ausdruck:

$$\frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 l_e}{d_e^2} \gamma \frac{v^2}{2g},$$

daher ist die entsprechende mittlere Kraft während des ganzen Treibkolbenweges  $l$ :

$$K = \frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} \gamma \frac{v^2}{2g},$$

und der entsprechende Gefäll- oder Druckhöhenverlust:

$$y_2 = \frac{K}{F \gamma},$$

d. i.:

$$y_2 = \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} \frac{v^2}{2g}.$$

Ein auf gleiche Weise auszudrückender Verlust findet auch beim Rückgange des Treibkolbens statt, wo das Wasser genöthigt wird, mit der Geschwindigkeit  $v_a$  auszutreten, und die am Anfange des Kolbenweges aufzuwendende lebendige Kraft beim Ausgusse verloren geht und daher der Maschine ebenfalls entzogen wird. Der entsprechende Druckhöhenverlust ist also:

$$z_2 = \frac{d^2 l_a}{d_a^2 l} \frac{v^2}{2g}.$$

Um diese beiden Arbeitsverluste möglichst zu vermindern, ist daher nöthig, die Einfall- und Austragröhre weit und beide möglichst kurz zu machen, ferner eine kleine Kolbengeschwindigkeit und einen großen Kolbenhub in Anwendung zu bringen.

Um diese Arbeitsverluste ganz zu umgehen und auch die Stoßwirkungen zu vermeiden, zu welchen das plötzliche Absperrn des Kraftwassers Veranlassung giebt, hat man am untern Ende der Einfallröhre möglichst nahe der Steuerung einen Windkessel, d. h. ein mit Luft erfülltes Gefäß eingeschaltet, wie solches bei den Pumpwerken und Feuersprizen üblich ist. Die Wirkung eines solchen Windkessels, welche in Thl. III, 2 ausführlicher besprochen ist, besteht hier wie bei den Pumpen darin, der in Bewegung befindlichen Wassersäule im Einfallrohre auch nach der Absperrung noch fernere Bewegung zu gestatten, indem das Wasser hierbei Gelegenheit findet, in den Windkessel einzutreten. Hiermit ist natürlich eine weitere Zusammendrückung der unter dem Drucke der Einfallwassersäule stehenden Luft verbunden, und die in Folge dessen von der Luft aufgenommene mechanische Arbeit wird bei dem nächsten Kolbenaufgange wieder ausgegeben, indem das Wasser diesem vergrößerten Drucke entsprechend aus dem Windkessel wieder austritt, um beschleunigend auf den Kolben der Wassersäulenmaschine zu wirken. Da die Luft allmählig von dem Wasser absorbirt wird, so muß entweder für steten

Ersatz durch eine kleine Luftpumpe gesorgt oder eine Scheidung der Luft und des Wassers durch einen besondern Kolben vorgenommen werden. Bei sehr hohen Drucken ist aus diesem Grunde und wegen der mit dem Windkessel verbundenen Explosionsgefahr ein solcher überhaupt nicht anwendbar.

**Richtungs- und Querschnittsveränderungen** in den einzelnen §. 167. Röhren und Canälen einer Wassersäulenmaschine sind die weiteren Ursachen von den Arbeitsverlusten dieser Maschine. Diese Verluste lassen sich theils nach den bekannten und in Thl. I, Abschn. VII, Cap. 3 und 4 gefundenen Regeln der Hydraulik, theils mit Hülfe der Resultate besonders hierüber angestellter Versuche (s. polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1851, Lieferung 4) bestimmen.

In den Einfall- und Austragröhren befinden sich gekrümmte Kniestücke, worin gewöhnlich die Richtung des bewegten Wassers um einen Rechtwinkel abgelenkt wird. Ist  $r$  die halbe Weite der Röhre und  $a$  der Krümmungshalbmesser der Axe ihres Kropfes, so entspricht dem letztern nach Thl. I annähernd der Widerstandscoefficient:

$$\xi_1 = 0,131 + 1,847 \left( \frac{a}{r} \right)^{7/8},$$

und es ist nun bei der Geschwindigkeit  $v_e$  des durchströmenden Wassers der Druckhöhenverlust gleich  $\xi_1 \frac{v_e^2}{2g}$ , also für einen Kropf in der Einfallröhre:

$$y_3 = \xi_1 \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für einen solchen in der Austragröhre:

$$z_3 = \xi_1 \left( \frac{d}{d_a} \right)^4 \frac{v^2}{2g}.$$

Beim Ein- und Austritt des Wassers in und aus dem Steuerzylinder wird die Richtung des Wassers durch ein Knie plötzlich um einen Rechtwinkel abgelenkt, es findet daher hier nach Thl. I ein Druckhöhenverlust

$$\xi_2 \frac{v_e^2}{2g} = 0,984 \frac{v_e^2}{2g},$$

also nahe gleich  $\frac{v_e^2}{2g}$  statt; der Allgemeinheit wegen möge jedoch für den Eintritt aus der Einfallröhre in den Steuerzylinder die Widerstandshöhe

$$y_4 = \xi_2 \frac{v_e^2}{2g} = \xi_2 \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für den Austritt aus dem Steuerzylinder in das Austragrohr

$$z_4 = \xi_2 \frac{v_e^2}{2g} = \xi_2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

gesetzt werden.

Für den Uebertritt des Wassers aus dem Steuerzylinder in das Verbindungsrohr läßt sich, nach den oben angeführten Versuchen, der Widerstandcoefficient  $\xi_3 = 5$ , und für den Uebertritt aus dem Communicationsrohr in den Steuerzylinder  $\xi_4 = 34,5$  setzen. Ist nun  $d_s$  der Durchmesser des Steuerzylinders unmittelbar beim Steuerkolben, so hat man für den Uebergang des Wassers aus dem Steuerzylinder in das Communicationsrohr die Widerstandshöhe:

$$y_5 = \xi_3 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 5 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und umgekehrt für den Uebertritt aus diesem Rohre in den Steuerzylinder:

$$z_5 = \xi_4 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 34,5 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$

zu setzen.

Endlich ist für den Eintritt in den Treibzylinder nach den besonders zu diesem Zwecke angestellten Versuchen  $\xi_5 = 31$ , und dagegen für den Austritt aus demselben  $\xi_6 = 26$ ; folglich für jenen die verlorene Druckhöhe:

$$y_6 = \xi_5 \frac{v^2}{2g} = 31 \frac{v^2}{2g},$$

und für diesen dieselbe

$$z_6 = \xi_6 \frac{v^2}{2g} = 26 \frac{v^2}{2g}.$$

Um überhaupt die Verluste durch plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen zu vermindern, hat man den Verbindungsrohren und dem Theile des Steuerzylinders, durch welchen das Betriebswasser hin- und zurückgeht, mit der Einfall- und Austragröhre einerlei Querschnitt zu geben, oder wenigstens jene Röhren u. s. w. durch allmälige Erweiterungen mit diesen in Verbindung zu setzen.

Besondere Arbeits- oder Druckhöhenverluste werden noch durch die in Sähen oder Ventilen bestehenden Regulirungsapparate oder Pipen herbeigeführt. Dieselben sind ebenfalls durch die Formel

$$h = \xi \frac{v^2}{2g}$$

zu bestimmen, deren Coefficienten  $\xi = \xi_7, \xi_8$  vom Stellwinkel der Pipe abhängen und aus den Tabellen in Thl. I zu entnehmen sind. Hiernach ist also für den Ausgang des Treibkolbens:

$$y_7 = \xi_7 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und für den Rückgang:

$$z_7 = \xi_8 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \frac{v^2}{2g}.$$

Durch Stellung der Regulirungspipe kann man dem Widerstandscoefficienten jeden beliebigen, zwischen 0 und  $\infty$  enthaltenen Werth ertheilen, daher auch jeden Ueberschuß an Kraft tödten und die Geschwindigkeit des Auf- und Niederganges nach Willkür oder Bedürfniß mäßigen.

**Leistungsformel.** Wenn wir vor der Hand die Steuerung unbeachtet §. 168. lassen, so können wir nun eine Formel zur Bestimmung der Nutzleistung einer einfach wirkenden Wassersäulenmaschine zusammensetzen. Die mittlere Kraft beim Aufgange des Kolbens ist:

$$P_1 = [h_1 - h_3 - (y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7)] F\gamma \\ = [h_1 - h_3 - \Sigma(y)] F\gamma,$$

und die Last beim Rückgange:

$$P_2 = (h_2 + h_4 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5 + z_6 + z_7) F\gamma \\ = (h_2 + h_4 + \Sigma(z)) F\gamma,$$

folglich die Leistung für ein vollständiges Kolbenspiel:

$$(P_1 - P_2) l = [h_1 - (h_2 + h_3 + h_4) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))] Fl\gamma,$$

und die Leistung einer einfachwirkenden Wassersäulenmaschine pr. Secunde:

$$L = [h_1 - (h_2 + h_3 + h_4) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))] \frac{n}{60} Fl\gamma \\ = \left(h - 4\varphi \frac{l}{d} (h_1 + h_2) - (\Sigma(y) + \Sigma(z))\right) \frac{n}{60} Fl\gamma.$$

Setzen wir noch

$$\xi \frac{l_e d^4}{d_e^5} + \frac{d^2 l_e}{d_e^2 l} + \xi_1 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + \xi_2 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + \xi_3 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 + \xi_5 + \xi_7 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4,$$

oder

$$\left[\xi \frac{l_e}{d_e} + \frac{d_e^2 l_e}{d^2 l} + \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 \left(\frac{d_e}{d_s}\right)^4 + \xi_5 \left(\frac{d_e}{d}\right)^4 + \xi_7\right] \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 \\ = \alpha_1 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4$$

und

$$\xi \frac{l_a d^4}{d_a^5} + \frac{d^2 l_a}{d_a^2 l} + \xi_1 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 + \xi_2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 + \xi_4 \left(\frac{d}{d_s}\right)^4 + \xi_6 + \xi_8 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4,$$

oder

$$\left[ \xi \frac{l_a}{d_a} + \frac{d_a^2 l_a}{d^2 l} + \xi_1 + \xi_2 + \xi_4 \left( \frac{d_a}{d_s} \right)^4 + \xi_6 \left( \frac{d_a}{d} \right)^4 + \xi_8 \right] \left( \frac{d}{d_a} \right)^4 = \kappa_2 \left( \frac{d}{d_a} \right)^4,$$

so können wir einfach die Leistung ausdrücken durch:

$$L = \left[ h - \left( 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \left[ \kappa_1 \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 + \kappa_2 \left( \frac{d}{d_a} \right)^4 \right] \frac{v^2}{2g} \right) \right] \frac{n}{60} Fl \gamma.$$

Wegen der größern Länge der Einfallröhre fällt  $\kappa_1$  meist größer aus als  $\kappa_2$ , und deshalb macht man denn auch gewöhnlich die Aufgangszeit  $t_1$  größer als die Niedergangszeit  $t_2$ .

Setzt man die Aufgangszeit  $t_1 = v_1 t$ , sowie die Niedergangszeit  $t_2 = v_2 t$ , wobei  $t = t_1 + t_2 = \frac{60''}{n}$  die Zeit eines ganzen Spieles bezeichnet, und behält man für die mittlere Geschwindigkeit eines ganzen Spieles  $v = \frac{2l}{t} = \frac{2nl}{60''}$  bei, so erhält man die mittlere Geschwindigkeit beim Aufgange

$$v_1 = \frac{l}{t_1} = \frac{l}{v_1 t} = \frac{1}{v_1} \frac{v}{2},$$

dagegen die beim Niedergange

$$v_2 = \frac{l}{t_2} = \frac{l}{v_2 t} = \frac{1}{v_2} \frac{v}{2},$$

folglich läßt sich allgemeiner die Leistung ausdrücken:

$$L = \left[ h - \left( 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \left[ \kappa_1 \left( \frac{1}{2v_1} \right)^2 \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 + \kappa_2 \left( \frac{1}{2v_2} \right)^2 \left( \frac{d}{d_a} \right)^4 \right] \frac{v^2}{2g} \right) \right] \frac{n}{60} Fl \gamma,$$

oder  $\frac{n}{60} Fl = Q$  eingesetzt:

$$L = \left[ h - \left( 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \frac{1}{4} \left[ \kappa_1 \left( \frac{1}{v_1} \right)^2 \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 + \kappa_2 \left( \frac{1}{v_2} \right)^2 \left( \frac{d}{d_a} \right)^4 \right] \frac{v^2}{2g} \right) \right] Q \gamma,$$

oder  $v = \frac{2Q}{F} = \frac{8Q}{\pi d^2}$  eingeführt.

$$L = \left( h - \left[ 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \left( \frac{\kappa_1}{v_1^2 d_e^4} + \frac{\kappa_2}{v_2^2 d_a^4} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{4Q}{\pi} \right)^2 \right] \right) Q \gamma.$$

Bei einer doppeltwirkenden Wasserfäulenmaschine ist natürlich auch diese Arbeit doppelt.

Diese Formel führt sehr gut vor Augen, daß die Nutzleistung einer Wasserfäulenmaschine um so größer ausfällt, je größer  $d$ ,  $d_e$  und  $d_a$ , je weiter also sämtliche Cylinder und Röhren sind. Um für eine bestimmte Wasserfäulenmaschine mit gegebener Hubzahl das Verhältniß der Aufgangs- und Niedergangsgeschwindigkeit möglichst vortheilhaft zu wählen, hat man den

Werth  $\frac{x_1}{v_1^2 d_e^4} + \frac{x_2}{v_2^2 d_a^4}$  zu einem Minimum zu machen. Man erhält dafür durch Differentiation die Bedingung:

$$\frac{x_1}{v_1^3 d_e^4} = \frac{x_2}{v_2^3 d_a^4},$$

d. i.:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[3]{\frac{x_1 d_a^4}{x_2 d_e^4}}.$$

Da überdies noch  $v_1 + v_2 = 1$  ist, so folgt:

$$v_1 = \frac{1}{1 + \sqrt[3]{\frac{x_2 d_e^4}{x_1 d_a^4}}},$$

sowie:

$$v_2 = \frac{1}{1 + \sqrt[3]{\frac{x_1 d_a^4}{x_2 d_e^4}}}.$$

Wäre z. B.  $d_a = d_e$  und  $x_1 = 8x_2$ , so würde  $\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[3]{8} = 2$  betragen, also die Aufgangszeit noch einmal so groß sein müssen als die Niedergangszeit. Bei Anwendung eines an die Treibkolbenstange angeschlossenen Balanciers läßt sich dieses Verhältniß  $\frac{v_1}{v_2}$  zwischen der Auf- und Niedergangszeit leicht durch Zulegen und Abnehmen von Gewichten u. s. w. herstellen. Das Reguliren der Zeiten durch die Pipen in der Einfallröhre und in der Austragröhre hingegen erfolgt stets nur auf Kosten der Nutzleistung, da diese Apparate einen durch  $\zeta_7$ ,  $\zeta_8$  gemessenen Kraftverlust hervorbringen, der um so größer ausfällt, je mehr diese Pipen zuge dreht werden.

Ist die geforderte Arbeit kleiner als die Nutzleistung der Wasserfäulenmaschine, so muß natürlich der Ueberschuß an Arbeit ebenfalls durch Stellung der Pipen vernichtet werden.

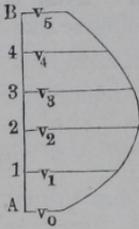
**Geschwindigkeitsquadrat.** Es ist ferner die Frage, welchen Werth §. 169. man in den letzten Formeln für das mittlere Quadrat der Kolben-

geschwindigkeit einer Wassersäulenmaschine einführen soll. Ginge der Kolben ziemlich gleichförmig auf und nieder, so wäre allerdings

$$v^2 = \left(\frac{l}{t_1}\right)^2$$

zu setzen, wo  $l$  den Kolbenweg und  $t_1$  die Zeit zum Durchlaufen desselben bezeichnet; da dies aber weder bei einfachen noch bei doppeltwirkenden Maschinen der Fall ist, so muß eine besondere Bestimmung von  $v^2$  vorgenommen werden.

Fig. 400.



Jedenfalls wird das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit gefunden, wenn man die den gleichen Theilen des Kolbenweges  $l = AB$ , Fig. 400, entsprechenden Kolbengeschwindigkeiten  $v_0, v_1, v_2, v_3 \dots$  quadriert, addirt und die Summe durch die Anzahl der Theile des Kolbenweges dividirt. Wäre nun die Bewegung des Kolbens gleichförmig beschleunigt oder gleichförmig verzögert, so würden sich die Quadrate der Geschwindigkeiten wie die durchlaufenen Räume verhalten; wäre daher die kleinste Geschwindigkeit  $= 0$  und die größte  $= c$ , so hätte man die den Wegen

$$0, \frac{l}{n}, \frac{2l}{n}, \frac{3l}{n} \dots$$

entsprechenden Geschwindigkeitsquadrate  $v_0^2, v_1^2, v_2^2, v_3^2 \dots$ :

$$0, \frac{1}{n} c^2, \frac{2}{n} c^2, \frac{3}{n} c^2 \dots,$$

folglich die Summe derselben

$$= \frac{c^2}{n} (1 + 2 + 3 + \dots + n) = \frac{c^2}{n} \frac{n^2}{2} = n \frac{c^2}{2},$$

endlich ihren mittlern Werth:

$$v^2 = \frac{c^2}{2};$$

oder, da  $l = \frac{c t_1}{2}$  ist:

$$v^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{2l}{t_1}\right)^2 = 2 \left(\frac{l}{t_1}\right)^2 = 2 v_1^2;$$

wenn statt des Quotienten  $\frac{l}{t_1}$  aus Kolbenweg  $l$  und Bewegungszeit  $t_1$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $v_1$  eingeführt wird. Diese Formel gilt natürlich auch, wenn der erste Theil des Kolbenweges gleichförmig beschleunigt und der zweite gleichförmig verzögert zurückgelegt wird.

Es ist also hier das mittlere Geschwindigkeitsquadrat  $v^2$  doppelt so groß, als das Quadrat  $v_1^2$  der mittlern Kolbengeschwindigkeit.

Bei einer doppeltwirkenden Wasserfäulenmaschine mit Kurbelmechanismus ist, wie im Artikel „Dampfmaschine“ bewiesen wird,

$$v^2 = \frac{\pi^2}{6} v_1^2 = 1,645 v_1^2 = 1,645 \left(\frac{l}{t_1}\right)^2.$$

Führen wir hiernach in der Leistungsformel

$$L = \left[ h - \left( 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \frac{1}{4} \left[ x_1 \left(\frac{1}{v_1}\right)^2 \left(\frac{d}{d_e}\right)^4 + x_2 \left(\frac{1}{v_2}\right)^2 \left(\frac{d}{d_a}\right)^4 \right] \frac{v^2}{2g} \right) \right] Q \gamma$$

des §. 168

$$v^2 = 2 \left(\frac{2Q}{F}\right)^2 = 2 \left(\frac{8Q}{\pi d^2}\right)^2$$

ein, so erhalten wir

$$L = \left( h - \left[ 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) + \frac{1}{2} \left( \frac{x_1}{v_1^2 d_e^4} + \frac{x_2}{v_2^2 d_a^4} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{8Q}{\pi} \right)^2 \right] \right) Q \gamma.$$

Beispiel. Man soll für ein Gefälle  $h = 100$  m und für ein Wasserquantum  $Q = 0,03$  cbm pr. Secunde eine einfachwirkende Wasserfäulenmaschine anordnen, deren Treibkolben eine mittlere Geschwindigkeit  $v = 0,3$  m erhalten soll.

Es bestimmt sich zunächst der Querschnitt des Treibcylinders zu

$$F = \frac{2Q}{v} = \frac{2 \cdot 0,03}{0,3} = 0,2 \text{ qm,}$$

also der Durchmesser desselben zu

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 0,505 \text{ m.}$$

Für eine mittlere Geschwindigkeit des Wassers in den Einfall- und Austragtröhren  $v_e = v_a = 1,5$  m ergibt sich ebenso der Querschnitt dieser Röhren zu

$$F_e = F_a = \frac{2 \cdot 0,03}{1,5} = 0,04 \text{ qm,}$$

und der Durchmesser

$$d_e = d_a = 0,226 \text{ m.}$$

Läßt man zur Ausgleichung des Stangengewichtes u. s. w. das Ausgußrohr 20 m über den mittlern Kolbenstand aufsteigen, nimmt man also  $h_2 = 20$  an, so ist

$$h_1 = h + h_2 = 120 \text{ m.}$$

Es mögen ferner die Agenlängen der Einfallröhre  $l_e = 130$  m, und der Austragtröhre  $l_a = 30$  m sein.

Soll die Maschine in jeder Minute  $n = 4$  Spiele oder Doppelhübe machen, so muß jeder einfache Hub die Länge

$$l = \frac{60 v}{2 n} = 2,25 \text{ m}$$

erhalten. Für eine Breite der Kolbenliderung  $b = 0,06 \text{ m}$  und einen Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,25$  erhält man die durch die Kolbenreibung aufgekehrte Druckhöhe zu

$$4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) = \frac{0,06}{0,505} (120 + 20) = 16,636 \text{ m,}$$

daher nach Abzug der Kolbenreibung nur noch das wirksame Gefälle  $100 - 16,636 = 83,364 \text{ m}$  verbleibt.

Zur Bestimmung der Werthe:

$$x_1 = \zeta \frac{l_e}{d_e} + \frac{d_e^2 l_e}{d^2 l} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \left(\frac{d_e}{d_s}\right)^4 + \zeta_5 \left(\frac{d_e}{d}\right)^4 + \zeta_7$$

und

$$x_2 = \zeta \frac{l_a}{d_a} + \frac{d_a^2 l_a}{d^2 l} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_4 \left(\frac{d_a}{d_s}\right)^4 + \zeta_6 \left(\frac{d_a}{d}\right)^4 + \zeta_8$$

hat man nach Thl. I für eine Geschwindigkeit von  $1,5 \text{ m}$  den Coefficienten  $\zeta = 0,0221$  anzunehmen. Setzt man ferner voraus, daß sowohl in der Einfallz wie in der Austragröhre eine Krümmung vorkommt, deren Radius  $a = 4 r$  ist, so hat man nach Thl. I den entsprechenden Widerstandcoefficienten

$$\zeta_1 = 0,131 + 1,847 \left(\frac{1}{4}\right)^{7/2} = 0,15.$$

Nimmt man ferner an, daß die Einfallz und Austragröhre mit dem Steuerzylinder durch rechtwinkelige Kniestücke verbunden sind, so ist für jede dieser Röhren  $\zeta_2 = 0,984$  zu setzen. Endlich soll der Querschnitt des Steuerzylinders doppelt so groß als derjenige der Einfallz und der Austragröhre, also

$$d_s^2 = 2 d_e^2 = 2 d_a^2$$

sein, und nach dem Vorstehenden

$$\zeta_3 = 5, \quad \zeta_4 = 34,5, \quad \zeta_5 = 31 \quad \text{und} \quad \zeta_6 = 26$$

gesetzt werden. Die Werthe  $\zeta_7$  und  $\zeta_8$  sind gleich Null anzunehmen, wenn vorausgesetzt wird, daß beide Stellhähne vollständig geöffnet sind.

Mit diesen Werthen folgt nun:

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,0221 \frac{130}{0,226} + \left(\frac{0,226}{0,505}\right)^2 \frac{130}{2,25} + 0,15 + 0,98 + 5 \cdot \frac{1}{4} + 31 \left(\frac{0,226}{0,505}\right)^4 \\ &= 12,71 + 11,57 + 0,15 + 0,98 + 1,25 + 1,24 = 27,90 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_2 &= 0,0221 \frac{30}{0,226} + \left(\frac{0,226}{0,505}\right)^2 \frac{30}{2,25} + 0,15 + 0,98 + 34,5 \cdot \frac{1}{4} \\ &\quad + 26 \left(\frac{0,226}{0,505}\right)^4 = 2,93 + 2,67 + 0,15 + 0,98 + 8,63 + 1,04 \\ &= 16,40 \end{aligned}$$

und hiernach das dem vortheilhaftesten Gange entsprechende Verhältniß

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt[3]{\frac{x_1}{x_2}} = \sqrt[3]{\frac{27,90}{16,40}} = 1,19.$$

Daher ist

$$\nu_2 = \frac{1}{1 + 1,19} = 0,457$$

und

$$\nu_1 = 1 - 0,457 = 0,543.$$

Durch Einführung dieser Werthe erhält man nun die Höhe der ruhbaren Wasserjähle:

$$\begin{aligned} h - 4 \varphi \frac{b}{d} (h_1 + h_2) - \frac{1}{2} \left( \frac{x_1}{\nu_1^2} + \frac{x_2}{\nu_2^2} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{8Q}{\pi d e^2} \right)^2 \\ = 83,364 - \frac{1}{2} \left( \frac{27,90}{0,543^2} + \frac{16,40}{0,457^2} \right) 0,051 \left( \frac{8 \cdot 0,03}{3,14 \cdot 0,226^2} \right)^2 \\ = 83,364 - 9,878 = 73,486 \text{ m.} \end{aligned}$$

Hiernach folgt der Wirkungsgrad der Maschine ohne Rücksicht auf die Arbeit, welche die Steuerung beansprucht:  $\eta = 0,735$  und die Nutzleistung:

$$L = 0,03 \cdot 1000 \cdot 73,486 = 2204,6 \text{ mkg} = 29,4 \text{ Pferdekrafte.}$$

**Die Steuerung.** Von Wichtigkeit ist ferner die Berechnung der Steuerung §. 170. für welche die Verhältnisse so zu ermitteln sind, daß mit Sicherheit die beabsichtigte Bewegung der Steuerkolben unter Einfluß des auf dieselben wirkenden Wasserdruckes zu erwarten ist. Es soll im Folgenden nur die Kolbensteuerung berücksichtigt werden, da dieselbe bei allen neueren und besseren Maschinen insbesondere zur Zweikolbensteuerung verwendet wird, wie es in Fig. 401 dargestellt ist, so sind die Querschnitte der beiden Kolben  $S$  und  $G$  so zu bemessen, daß die ganze Kolbenverbindung niedergeht, sobald der Raum oberhalb  $G$  mit dem Einfallrohre in Verbindung gebracht wird, und daß andererseits ein Emporsteigen der Kolbenverbindung  $SG$  erfolgt, wenn der Raum oberhalb  $G$  mit der Austragrohre communicirt. Die untere Fläche des Steuerkolbens  $S$  steht fortwährend unter dem Drucke der Kraftwasserjähle des Einfallrohres von der Höhe  $h_1$ , während die einander zugewendeten inneren Flächen beider Kolben, d. h. die obere von  $S$  und die untere von  $G$  stets unter dem Drucke der Wasserjähle im Austragrohre von der Höhe  $h_2$  stehen. Es mögen mit  $d_s$  und  $d_g$  die Durchmesser des Steuerkolbens  $S$  und beziehungsweise des Gegenkolbens  $G$  bezeichnet sein.

Fig. 401.



Betrachtet man zunächst den Niedergang der Kolbenverbindung, so ist hierbei jeder der beiden Kolben einem Ueberdrucke entsprechend der Wasserjähle  $h = h_1 - h_2$  unterworfen, indem die äußeren Kolbenflächen von dem Eintragwasser, die inneren Flächen von dem Austragwasser gedrückt werden.

Betrachtet man zunächst den Niedergang der Kolbenverbindung, so ist hierbei jeder der beiden Kolben einem Ueberdrucke entsprechend der Wasserjähle  $h = h_1 - h_2$  unterworfen, indem die äußeren Kolbenflächen von dem Eintragwasser, die inneren Flächen von dem Austragwasser gedrückt werden.



Will man indessen auf das Gewicht  $G$  Rücksicht nehmen, so erhält man durch Subtraction der Gleichung (4) von (3):

$$\frac{\pi}{4} (d_g^2 - 2 d_s^2) h \gamma + 2 G = 0,$$

woraus annähernd mit Rücksicht auf (6):

$$d_g = \sqrt{2 d_s^2 - \frac{8 G}{\pi h \gamma}} = d_s \sqrt{2} - \frac{4 G}{\pi h \gamma d_s \sqrt{2}} = d_s \sqrt{2} - \frac{\sqrt{2}-1}{q b \pi h \gamma \sqrt{2}} G \quad (8)$$

folgt. Die Gleichung (3) liefert unter Berücksichtigung von  $G$ :

$$d_g - d_s = 4 q b - \frac{4 G}{\pi h \gamma (d_g + d_s)}$$

oder mit dem Werthe von  $d_g$  aus (8):

$$d_s (\sqrt{2}-1) - \frac{\sqrt{2}-1}{q b \pi h \gamma \sqrt{2}} G = 4 q b - \frac{\sqrt{2}-1}{\pi h \gamma q b (\sqrt{2}+1)} G.$$

Hieraus ergibt sich:

$$\begin{aligned} d_s &= \frac{4 q b}{\sqrt{2}-1} + \frac{G}{q b \pi h \gamma} \left( \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{1}{\sqrt{2}+1} \right) \\ &= (\sqrt{2}+1) 4 q b + \frac{G}{q b \pi h \gamma} \frac{2-\sqrt{2}}{2} \dots \dots \dots (9) \end{aligned}$$

und wegen (8):

$$d_g = (2 + \sqrt{2}) 4 q b + \frac{G}{q b \pi h \gamma} \frac{3\sqrt{2}-4}{2} \dots \dots \dots (10)$$

Der Sicherheit wegen macht man beide Durchmesser noch etwas größer und tödtet die überschüssige Kraft bei einem zu schnellen Steuerkolbenspiele durch die aus dem Frühern bekannten Regulierungshähne. Den Beobachtungen an bestehenden besseren Maschinen zufolge kann man  $q b = 0,025$  Fuß  $= 0,008$  m annehmen, welche Zahl bei Zugrundelegung eines Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,25$  der Breite einer Manschettenlinderung von 32 mm entsprechen würde. Um beim Durchgange des Wassers durch den Steuerzylinder möglichst kleine hydraulische Widerstände zu erhalten, giebt man übrigens diesem Cylinder gern denselben Querschnitt wie den Communications- und Einfallröhren. Wenn daher die vorstehend entwickelten Formeln für  $d_s$  einen Durchmesser ergeben, welcher kleiner ist als derjenige der Einfallröhren, so kann man von vornherein darauf rechnen, daß eine überschüssige Kraft durch die Stellhähne aufzuheben sein wird.

Beispiel. Es sei für eine Wasserfäulenmaschine von 100 m Gefälle das Zweifolbensteuersystem anzuordnen und möge das Gewicht der Kolben zu  $G = 100$  kg im Voraus geschätzt werden. Ohne Rücksicht auf dieses Kolbengewicht hat man mit  $q b = 0,01$  nach (6) und (7):

$$d_s = 2,414 \cdot 4 \cdot 0,01 = 0,096 \text{ m}$$

und

$$d_g = 3,414 \cdot 4 \cdot 0,01 = 0,136 \text{ m.}$$

Mit Berücksichtigung des Gewichtes dagegen erhält man nach (9) und (10):

$$d_s = 2,414 \cdot 4 \cdot 0,01 + \frac{100}{0,01 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 1000} \cdot \frac{2 - 1,414}{2}$$

$$= 0,096 + 0,009 = 0,105 \text{ m}$$

und

$$d_g = (2 + 1,414) \cdot 4 \cdot 0,01 + \frac{100}{0,01 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 1000} \cdot \frac{3 \cdot 1,414 - 4}{2}$$

$$= 0,136 + 0,004 = 0,140 \text{ m.}$$

Man würde also mit Sicherheit auf die gewünschte Wirkung der Steuerung rechnen können, wenn man dem Steuerkolben etwa einen Durchmesser von 120 mm und dem Gegenkolben einen solchen von 160 mm geben würde. Bei diesen kleinen Kolbendurchmessern fällt allerdings der Verbrauch an Steuerwasser entsprechend gering aus, dagegen aber werden die hydraulischen Widerstände des Wassers beim Durchgange durch diesen Cylinder um so größer, je enger der letztere im Verhältniß zur Einfallröhre ist. Gesezt, die letztere habe einen Durchmesser  $d_e = 0,150 \text{ m}$ , und man gäbe dem Steuerzylinder denselben Durchmesser, so hätte man dem Gegenkolben einen Durchmesser

$$d_g = d_s \sqrt{2} = 0,150 \cdot 1,414 = 0,212 \text{ m}$$

zu geben und die überschüssigen Kräfte beim Auf- und Niedergange des Steuerkolbens durch die zugehörigen Stellhähne zu vernichten.

Bei dem Dreikolbensysteme ist der Gang der Berechnung im Ganzen nicht von dem vorigen verschieden, nur hat man hier den Vortheil, daß man den einen Kolbendurchmesser beliebig, z. B. den eigentlichen Steuerkolbendurchmesser so groß annehmen kann, als die Einfallröhre weit ist. Die Steuerung bei der in Fig. 394 abgebildeten zweicylindrigen Wassersäulenmaschine wird hiernach auf folgende Weise zu berechnen sein. Bezeichnen wir den Durchmesser des untern oder ersten Steuerkolbens durch  $d_s$ , den des zweiten durch  $d_t$  und den des oben aufsitzenden Gegenkolbens durch  $d_g$ , so können wir wegen des nöthigen Niederganges setzen:

$$d_s^2 - d_t^2 + d_g^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_t + d_g) \quad . \quad (11)$$

und wegen des Aufganges:

$$d_t^2 - d_s^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_t + d_g) \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Aus  $d_s$  lassen sich nun mit Hülfe dieser Formeln  $d_t$  und  $d_g$  berechnen. Der Sicherheit und der hydraulischen Hindernisse wegen nimmt man aber  $d_t$  noch etwas größer an, als sich aus diesen Formeln berechnen läßt. Führt man den für  $d_t$  angenommenen Werth in die Gleichung

$$2(d_s^2 - d_t^2) + d_g^2 + \frac{8G}{\pi h \gamma} = 0$$

ein, welche sich ergibt, wenn (12) von (11) subtrahirt wird, so erhält man den Werth des Durchmessers vom dritten Kolben:

$$d_g = \sqrt{2 (d_t^2 - d_s^2) - \frac{8 G}{\pi h \gamma}},$$

den man aus den eben angeführten Gründen ebenfalls sehr reichlich nimmt.

Für die Steuerung der in Fig. 396 abgebildeten Wasserfäulenmaschine lassen sich folgende Formeln entwickeln. Es bezeichne  $h_1$  die mittlere Höhe der Kraft- und  $h_2$  die der Lastwasserfäule, ferner  $d_s$  den Durchmesser des Steuerkolbens,  $d_g$  den des Gegenkolbens und  $d_k$  den Durchmesser der hohlen Kolbenstange des letztern Kolbens. Es ist dann die Kraft beim Niedergange:

$$\frac{\pi}{4} [d_s^2 (h_1 - h_2) + (d_g^2 - d_k^2) h_1 - d_g^2 h_1] \gamma + G,$$

und die des Aufganges:

$$\frac{\pi}{4} [d_g^2 h_1 - (d_g^2 - d_k^2) h_2 - d_s^2 (h_1 - h_2)] \gamma - G;$$

daher:

$$d_s^2 - \frac{h_1}{h} d_k^2 + \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad . \quad . \quad (13)$$

und

$$d_g^2 - d_s^2 + \frac{h_2}{h} d_k^2 - \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad (14)$$

Hat man  $d_s$  gegeben, so kann man hiernach  $d_g$  und  $d_k$  berechnen, muß aber aus bekannten Gründen für  $d_g$  einen etwas größern, sowie für  $d_k$  einen etwas kleinern Werth in Anwendung bringen. Uebrigens rechnet man leichter mit den Formeln, welche durch Addition und Subtraction von (13) und (14) entstehen:

$$d_g^2 - d_k^2 = 8 \varphi b (d_s + d_g + d_k) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

und

$$d_g^2 + \frac{h_1 + h_2}{h} d_k^2 = 2 d_s^2 + \frac{8 G}{\pi h \gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Für die in Fig. 402 (a. f. S.) abgebildete und bereits oben im Allgemeinen kennen gelernte Steuerung einer Clausthaler Wasserfäulenmaschine hat man endlich, wenn  $d_s$  den Durchmesser des Steuerkolbens,  $d_g$  den Durchmesser des obern oder Gegenkolbens und  $d_w$  den des untern oder Wendekolbens bezeichnet, die Kraft beim Niedergange:

$$\frac{\pi}{4} [d_s^2 (h_1 - h_2) - d_g^2 h_1] \gamma + G,$$

und hingegen beim Aufgange:

$$\frac{\pi}{4} [d_w^2 (h_1 - h_2) - d_s^2 (h_1 - h_2) + d_g^2 h_1] \gamma - G;$$

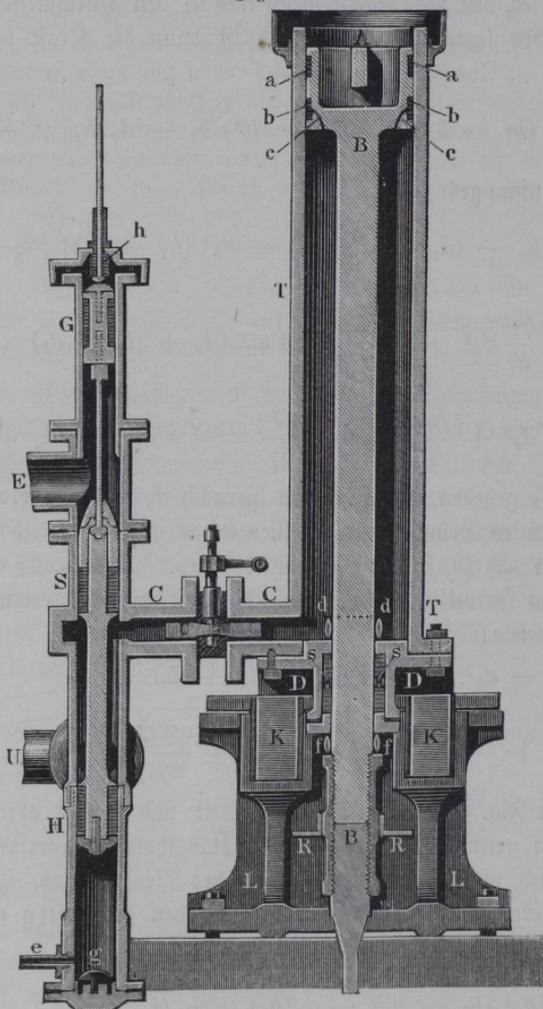
daher:

$$d_s^2 - \frac{h_1}{h} d_g^2 + \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_w) \quad (17)$$

und

$$d_w^2 - d_s^2 + \frac{h_1}{h} d_g^2 - \frac{4 G}{\pi h \gamma} = 4 \varphi b (d_s + d_g + d_w) \quad (18)$$

Fig. 402.



Beispiel. Wenn bei der letztgedachten Maschine die Druckhöhen  $h_1 = 216$  m und  $h_2 = 24$  m betragen, ferner das Gewicht der Kolbenverbindung  $G = 85$  kg und der Steuerkolbendurchmesser 0,160 m angenommen wird, so ergeben sich die Durchmesser der übrigen Kolben wie folgt. Es bestimmt sich aus (17) und (18) durch Addition

$$d_w^2 = 8 \varphi b (d_s + d_g + d_w) = 2 d_s^2 - 2 \frac{h_1}{h} d_g^2 + \frac{8 G}{\pi h \gamma}$$

oder mit  $\varphi b = 0,008$ :

$$d_w^2 = 8 \cdot 0,008 (0,160 + d_g + d_w) = 2 \cdot 0,160^2 - 2 \frac{216}{216 - 24} d_g^2 + \frac{8 \cdot 85}{3,14 \cdot 192 \cdot 1000}$$

Durch Ausrechnung erhält man hieraus die beiden Gleichungen:

$$d_w^2 = 0,064 (0,160 + d_g + d_w)$$

und

$$d_w^2 = 0,0523 - 2,25 d_g^2.$$

Die letzte Gleichung liefert mit  $d_g = 0,1$  m  $d_w^2 = 0,0523 - 0,0225 = 0,0298$ , also  $d_w = 0,172$  und dieser Werth für  $d_w$  in die erste Gleichung eingesetzt giebt

$$d_w^2 = 0,064 (0,160 + 0,1 + 0,172) = 0,0276,$$

daher

$$d_w = 0,166.$$

Da diese Werthe nur wenig verschieden sind, würde man  $d_g = 0,1$  m und  $d_w = 0,17$  m annehmen können. In Wirklichkeit ist  $d_g = 0,108$  m und  $d_w = 0,142$  m, woraus geschlossen werden kann, daß hier  $\varphi b$  noch etwas kleiner als 0,008 ausfällt.

Um genauer zu rechnen, hätte man noch den Querschnitt der Steuerfolbenstange in Betracht zu ziehen.

**Steuerwasserquantum.** Das Steuerwasserquantum oder das §. 171.

Wasser, welches zur Bewegung der Steuerfolbenverbindung verwendet wird, giebt zu einem besondern Arbeitsverluste oder zur Herabziehung des Wirkungsgrades Veranlassung, weil es dem eigentlichen Betriebswasser entzogen wird. Man soll es daher auch so viel wie möglich herabziehen und deshalb nicht nur den Gegenfolbendurchmesser  $d_g$ , sondern auch den Weg des Steuerfolbens möglichst klein machen. Dieser Weg hängt aber von der Höhe des Steuerfolbens und von der Höhe der Verbindungsröhre, und erstere wieder von der letztern ab; aus diesem Grunde hat man also die Verbindungsröhre, welche den Steuerzylinder mit dem Treibzylinder verbindet, möglichst niedrig zu machen und zur Erlangung des nöthigen Querschnitts die Breite entsprechend groß anzunehmen. Deshalb ist denn auch diese Röhre gewöhnlich rechteckig im Querschnitte und hat mit dem Treibzylinder einerlei Weite  $d$ . Soll der Querschnitt dieser Röhre dem der Einfallröhre gleich sein, so hat man:

$$a d = \frac{\pi d_e^2}{4},$$

folglich die Höhe der Verbindungsröhre

$$a = \frac{\pi d_e^2}{4 d}$$

zu nehmen. Damit der Steuerkolben beim halben Hube richtig abschließe, macht man ihn dreimal so hoch als die Röhre, nimmt also dessen Höhe  $a_1 = 3a$ , deshalb ist der Steuerkolbenweg selbst:

$$l_s = a_1 + a = 3a + a = 4a,$$

und das pr. Spiel verbrauchte Steuerwasserquantum:

$$q_s = \frac{\pi d_g^2}{4} l_s = \pi a d_g^2.$$

Macht nun die Maschine pr. Minute  $n$  Spiele, so ist das pr. Secunde verbrauchte Steuerwasserquantum:

$$Q_s = \frac{n l_s}{60} \frac{\pi d_g^2}{4} = \frac{n a}{60} \pi d_g^2,$$

und daher der entsprechende Verlust an Leistung pr. Secunde:

$$L_s = \frac{n l_s}{60} \frac{\pi d_g^2}{4} h \gamma = \frac{l_s}{l} \left( \frac{d_g}{d} \right)^2 L.$$

Es wird also dieser Verlust um so kleiner, je größer der Treibkolbenhub  $l$  ist, je weniger Spiele also die Maschine macht.

Was endlich noch die äußere sowie die Hilfssteuerung anlangt, so ist die Kraft, welche die Bewegung derselben beansprucht, so klein, daß wir dieselbe recht gut außer Acht lassen oder uns wenigstens mit deren Abschätzung begnügen können. Ueber die hierbei vorkommende Umsetzung der Bewegung wird in Thl. III, 1, bei Besprechung der Zwischenmaschinen ausführlich gehandelt.

Beispiel. Wenn bei der im Beispiele zu §. 169 berechneten Wasserjählenmaschine ein Steuerkolben von  $d_e = 0,226$  m Durchmesser und daher ein Gegenkolben von  $0,226 \sqrt{2} = 0,320$  m angewendet wird, wenn ferner die Verbindungsröhre die Höhe

$$a = \frac{\pi d_e^2}{4 d} = \frac{\pi \cdot 0,226^2}{4 \cdot 0,505} = 0,080 \text{ m},$$

und deshalb der Steuerkolben die Höhe

$$a_1 = 3a = 0,240 \text{ m}$$

erhält, und sein Spiel den Hube

$$l_s = a_1 + a = 0,320 \text{ m}$$

beträgt, so hat man das Steuerwasserquantum pr. Spiel:

$$q_s = \frac{\pi}{4} 0,320^2 \cdot 0,320 = 0,0257 \text{ cbm},$$

und daher den entsprechenden Arbeitsverlust pr. Secunde:

$$L_s = \frac{n}{60} q_s h \gamma = \frac{4}{60} 0,0257 \cdot 100 \cdot 1000 = 171 \text{ mkg} = 2,3 \text{ Pferdekrafte.}$$

Sicherlich würde man ökonomischer verfahren, wenn man einen schwächern Steuerkolben und eine niedrigere Communicationströhre anwendete, denn wenn man auch dadurch die hydraulischen Hindernisse etwas vermehrte, so würde man doch dadurch an Leistung nicht so viel verlieren, wie durch Ersparniß an Steuerwasser gewinnen.

**Erfahrungsergebnisse.** Ueber die Leistungen der Wasserfäulen- §. 172. maschinen sind erschöpfende Versuche nicht angestellt worden. In der Regel werden diese Maschinen nur in Bergwerken zum Heben des Wassers durch Pumpen verwendet, und es erstrecken sich die gemachten Versuche nur auf die Ermittlung der Leistung von der ganzen aus der Wasserfäulenmaschine und aus Pumpen bestehenden Maschine. Da nun aber über die Pumpen selbst hinreichend sichere Beobachtungen ebenfalls nicht bekannt sind, so läßt sich allerdings mit aller Sicherheit der Wirkungsgrad der Wasserfäulenmaschine nicht berechnen. Dagegen ist es sehr leicht, eine angenäherte Bestimmung dieses Wirkungsgrades zu finden, wenn man die Voraussetzung macht, daß die Wirkungsgrade der Wasserfäulenmaschinen und Pumpen in einem bestimmten Verhältnisse zu einander stehen; diese Voraussetzung läßt sich aber recht gut machen, da beide Maschinen in ihrer Construction und Bewegungsweise einander sehr ähnlich sind. Gewiß rechnet man nicht zum Vortheil für die Wasserfäulenmaschine und entfernt sich überhaupt nicht sehr von der Wahrheit, wenn man den Arbeitsverlust der ganzen Maschine zur Hälfte der Wasserfäulen- und zur Hälfte der Pumpenmaschine beimißt. Die Rechnung hierbei ist sehr einfach. Die disponible Leistung ist:

$$L = \frac{n}{60} (Fl + F_w l_w) h \gamma,$$

wosern  $F_w$  den Querschnitt und  $l_w$  den Hub des Wendekolbens bezeichnet, die gewonnene Leistung aber ist  $\frac{nl}{60} F_p h_p \gamma$ , wenn  $F_p$  den Querschnitt der Pumpenkolben und  $h_p$  die Höhe bezeichnet, auf welche das Wasser durch die Pumpen gefördert wird. Der Arbeitsverlust ist daher:

$$\begin{aligned} L_1 &= \frac{n}{60} (Fl + F_w l_w) h \gamma - \frac{nl}{60} F_p h_p \gamma \\ &= \frac{n}{60} [(Fl + F_w l_w) h - F_p l h_p] \gamma, \end{aligned}$$

und demnach der Wirkungsgrad der Wasserfäulenmaschine:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{1}{2} \frac{(Fl + F_w l_w) h - F_p l h_p}{(Fl + F_w l_w) h} = \frac{1}{2} + \frac{F_p l h_p}{2(Fl + F_w l_w) h} \\ &= \frac{1}{2} (1 + \eta_1), \end{aligned}$$

wenn  $\eta_1$  den Wirkungsgrad der ganzen Maschine bezeichnet. Hierbei wird freilich vorausgesetzt, daß Wasserverluste nicht vorkommen; bei gutem Zustande der Maschinen sind diese auch so klein, daß man sie außer Acht lassen kann. Unter Anderm findet Herr Jordan, der Erbauer der Clausthaler Maschine, den mittlern Wasserverlust der Wassersäulenmaschine gleich  $\frac{1}{4}$  und den der Pumpen gleich  $2\frac{1}{4}$  Proc. Die Ausführung der Versuche ist nun dadurch zu bewirken, daß man die Regulirungsapparate in der Einfalls- und Austragröhre vollständig öffnet, und die Steighöhe der Pumpen so weit erhöht, bis die Maschine regelmäßig die verlangte Anzahl von Spielen vollbringt.

Durch Versuche der Art fand Jordan an der einen der zwei Schwestermaschinen in Clausthal: bei 4 Spielen pr. Minute  $\eta_1 = 0,6568$  und bei 3 Spielen  $\eta_1 = 0,7055$ , und es ist daher im ersten Falle

$$\eta = \frac{1,6568}{2} = 0,8284,$$

und im zweiten

$$\eta = \frac{1,7055}{2} = 0,8527,$$

folglich im Mittel

$$\eta = \frac{1,6811}{2} = 0,84$$

anzunehmen.

Wenn es nicht thunlich ist, die höchste Wirkung einer Wassersäulenmaschine durch Vergrößerung der Steighöhe des Pumpenwerks zu erlangen, so kann man auch den zur Ermittlung des Wirkungsgrades nöthigen regelmäßigen Gang durch Verminderung der Kraftwassersäule sich verschaffen; jedoch ist dieses Verfahren nur dann zulässig, wenn die Kraftreserve der Maschine nicht bedeutend und also auch die abzutragende Wassersäule nicht sehr hoch ist. In Freiberg hat man die Verminderung der Wassersäule bloß durch wirkliches Einfallen des Aufschlagwassers in die Einfallröhre bewirkt, und den eigentlichen Wasserstand in dieser durch eine an einen Faden aufgehängte Schwimmgugel gemessen. Auf diese Weise hat sich bei der Wassersäulenmaschine auf Alte Nordgrube, wenn dieselbe pr. Minute drei Spiele machte,

$$\eta_1 = 0,684,$$

folglich der Wirkungsgrad der bloßen Wassersäulenmaschine

$$\eta = \frac{1,684}{2} = 0,84$$

herausgestellt.

Die meisten Angaben über die Wirkung anderer Wassersäulenmaschinen sind zu unsicher, um ihnen einen Werth beilegen zu können, weil sie sich auf

Beobachtungen bei nicht völlig geöffneter Tagepipe stützen und die Stellung dieser nicht hinreichend genau beobachtet worden ist. Nimmt man den einer gewissen Stellung dieser Pipe entsprechenden Widerstandscoefficienten  $\xi$  aus der Tabelle in Thl. I, so läßt sich daraus das hierbei durch diesen Apparat vernichtete Gefälle  $y$  berechnen, indem man setzt:

$$y = \xi \frac{v_e^2}{2g} = \xi \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 \frac{v^2}{2g},$$

und man kann daher auch den Wirkungsgrad durch die Formel:

$$\eta = \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{F_p l h_p}{F l \left[ h - \xi \left( \frac{d}{d_e} \right)^4 \frac{v^2}{2g} \right] + F_w l_w h} \right]$$

berechnen.

**Beispiel.** Eine Wasserfäulenmaschine consumirt pr. Spiel 0,3 cbm Kraft- und 0,012 cbm Steuerwasser, das Gefälle derselben ist 100 m, ferner die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in der Einfallröhre 1,8 m und die Stellung der in einem kreisförmigen Drosselventile bestehenden Tagepipe  $60^\circ$ . Wenn nun durch dieselbe pr. Spiel ein Wasserquantum von 0,1 cbm 150 m hoch gehoben wird, wie groß ist der Wirkungsgrad dieser Maschine zu setzen? Nach Thl. I ist für  $60^\circ$  Stellung der Klappe  $\xi = 118$ , daher:

$$\xi \frac{v_e^2}{2g} = 118 \cdot 0,051 \cdot 1,8^2 = 19,5 \text{ m,}$$

folglich läßt sich setzen:

$$\eta = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{0,1 \cdot 150}{0,3 (100 - 19,5) + 0,012 \cdot 100} \right) = \frac{1}{2} (1 + 0,592) = 0,796.$$

**Rotirende Wassersäulenmaschinen.** Die im Vorstehenden bes. §. 173.prochenen Wasserfäulenmaschinen bezwecken nur die Erzeugung einer hin- und hergehenden Bewegung der mit ihnen verbundenen Pumpenkolben. Man hat außerdem, namentlich in der neuern Zeit, auch solche Wasserfäulenmaschinen ausgeführt, welche nach Art von Dampfmaschinen die rotirende Bewegung einer Kurbelwelle erzeugen. Beispiele solcher Maschinen sind bereits in Thl. III, 2, angegeben. So ist der dort angeführte, zur Förderung dienende *Adriany'sche* Wasserfäulengöpel des *Andreas-Schachtes* zu *Schemnitz* als eine *Zwillingsmaschine* mit zwei doppelwirkenden Wasserfäulencylindern anzusehen, deren Zweck in der Umdrehung des Förderkorbes besteht. Ebenso findet sich die Anordnung einer Schwungradwelle als *Hilfsrotationsaxe* zur Ausgleichung der Bewegung bei der in Thl. III, 2, angeführten *Jordan'schen* Pumpenmaschine des *Königin Maria-Schachtes* zu *Clausthal*. In beiden Fällen ist zum Betriebe Wasser von natürlichem Gefälle verwendet, dessen Höhe in *Schemnitz* 111 m und in *Clausthal* 368,4 m beträgt. Man

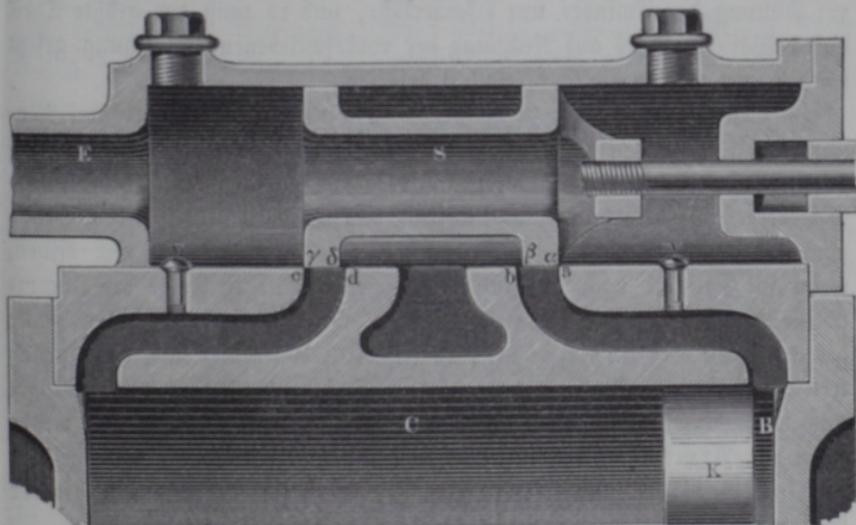
hat aber auch mehrfach ein künstlich erzeugtes Gefälle zum Betriebe rotirender Wassersäulenmaschinen benutzt, welches dadurch beschafft wird, daß eine vorhandene Pumpe das von der Maschine abfließende Wasser auf eine bestimmte Höhe zurückhebt, so daß es von Neuem der Wassersäulenmaschine als Kraftwasser zugeführt werden kann. Dies findet beispielsweise bei der Maschine des Steinkohlenbergwerkes „Kronprinz Friedrich Wilhelm“ bei Saarbrücken statt. Hier wird die Reservekraft einer vorhandenen Dampfkunst dazu verwendet, das erforderliche Betriebswasser für die Wassersäulenmaschine auf eine Höhe von 94 m zu heben. Diese Anordnung einer indirecten Wirkung ist aus dem Grunde gewählt worden, weil es nicht möglich war, an der unterirdischen Betriebsstelle selbst, wo die Kraft für Förder-, Pump- und Ventilationszwecke nöthig ist, eine Dampfmaschine aufzustellen. Das Kraftwasser dient daher in diesem Falle als ein bequemes Mittel zur Transmiffion der Arbeit nach entfernten Stellen, und diese Art der hydraulischen Kraftübertragung hat ihre großen Vorzüge vor den sonst zu gleichem Zwecke anwendbaren Mitteln, wie Wellenleitungen, Drahtseilen u. s. w. Aus dem gleichen Grunde hat man denn auch in der neuesten Zeit Wasser von bedeutender Pressung dazu benutzt, die Maschinen zum Bohren der Sprenglöcher bei der Ausführung von Tunneln zu verwenden, in welcher Hinsicht die Brandt'sche hydraulische Drehbohrmaschine anzuführen ist. Bei derselben wird der mit großem hydrostatischem Drucke gegen das Gestein gepreßte Drehbohrer durch eine Wassersäulenwillingsmaschine in Drehung versetzt, für welche das Betriebswasser einem Accumulator entnommen wird, worin das eingeschlossene Wasser durch die Belastung des Accumulatorkolbens einer Pressung von 100 bis 200 Atmosphären ausgesetzt ist, und welchem durch eine Dampfmaschine das Wasser stetig von Neuem wieder zugeedrückt wird. Endlich hat man auch in neuerer Zeit in mit Wasserleitungen versehenen Städten den Druck des aus den Röhren ausfließenden Wassers zur Bewegung kleiner rotirender Wassersäulenmaschinen benutzt und hierdurch in vielen Fällen für die Kleinindustrie recht brauchbare kleine Kraftquellen geschaffen, welche zwar nicht besonders ökonomisch arbeiten, aber den unter Umständen unschätzbaren Vortheil darbieten, daß sie leicht und ohne Schwierigkeiten überall aufzustellen und zu betreiben sind. Diese kleinen Wasserkraftmaschinen beruhen zum Theil auf der Wirkungsweise der Turbinen oder derjenigen der Kapselräder (s. Thl. III, 2), meistens aber sind es Maschinen mit Cylindern und Kolben nach Art der Dampfmaschinen und von dieser Gattung ist hier besonders die unter dem Namen des Schmidt'schen Motors bekannt gewordene Maschine mit oscillirendem Cylinder zu erwähnen.

Der fast vollständige Mangel an Zusammendrückbarkeit des Wassers macht bei allen diesen Rotationsmaschinen die Anwendung gewisser Sicher-

heitsmittel erforderlich, durch welche die Stößwirkungen und Erschütterungen vermieden werden, welche ohnedies wegen der gedachten Incompressibilität des Wassers entstehen. Wenn nämlich die Austrittsöffnung des aus dem Cylinder tretenden Abflußwassers durch den Steuerungsschieber verschlossen wird, noch ehe der Kolben seinen vollen Lauf beendet hat, so setzt das auf diese Weise abgeschlossene Wasser dem Kolben einen so großen Widerstand entgegen, daß Brüche oder mindestens sehr harte Stöße unvermeidlich sind im Gegensatz zu den durch Dampf oder comprimirt Luft betriebenen Maschinen, bei denen die Stöße wegen der Elasticität des eingeschlossenen Fluidums nicht auftreten.

Das einfachste Mittel, diesen Uebelstand zu vermeiden, besteht darin, daß man die Austrittsöffnung des Wassers niemals vollständig durch den Steuer-

Fig. 403.



kolben oder Schieber abschließen läßt, sondern am Ende des Kolbenlaufs noch eine geringe Austrittsöffnung beläßt. Hiermit ist allerdings ein gewisser Wasserverlust verbunden, wie man aus der Fig. 403 leicht erkennt, in welcher S den Steuerkolben oder Schieber und K den Kraftkolben vorstellt. Wenn der letztere, von links kommend, am Ende seines Weges angekommen ist, hat der Steuerkolben in seiner nach links gerichteten Bewegung genau seine Mittelstellung erreicht. Es ist dann dem Wasser vor dem Kolben in B noch eine geringe Austrittsöffnung zwischen  $b$  und  $\beta$  nach dem Austragrohre A hin belassen, wenn der gedachten Anordnung gemäß die Breiten  $\alpha\beta$  und  $\gamma\delta$  der Steuerkolben etwas kleiner gemacht sind als die lichten Canalweiten  $ab$  und  $cd$ . Hieraus ist daher ersichtlich, daß in der

unmittelbar vorhergegangenen Zeit eine Communication des Einfallwassers in  $E$  mit dem Austragrohre  $A$  durch die Spalten zwischen  $c$  und  $\gamma$ , sowie zwischen  $d$  und  $\delta$  stattgefunden hat, und daß eine ebensolche Communication in der unmittelbar folgenden Zeit durch die Spalten zwischen  $a$  und  $\alpha$ , sowie zwischen  $b$  und  $\beta$  hergestellt ist, indem nämlich der rechte Canal bei  $a$  schon für das Einfallwasser geöffnet wird, noch ehe derselbe bei  $b$  von dem Austragrohre ganz abgeschlossen ist. Aus diesem Grunde spricht man bei dieser Steuerung von einer gewissen Voröffnung. Während dieser kleinen Zeiträume findet daher ein directes Uebertreten von Kraftwasser aus dem Steuerzylinder  $E$  nach dem Austragrohre und hiermit ein entsprechender Arbeitsverlust statt. Dieser Verlust fällt um so größer aus, je höher das Gefälle des Wassers ist. So ist z. B. bei der gedachten Clausthaler Maschine das von derselben verbrauchte Betriebswasser 1,7 mal so groß, wie das theoretisch zur Füllung der Cylinder nur erforderliche, und es muß der größte Theil dieses Wasserverlustes auf Rechnung der vorbeschriebenen Voröffnung gesetzt werden, mit welcher die Steuerkolben arbeiten.

Um diesen Wasserverlust zu vermeiden, hat man auch, besonders bei Maschinen mit hohem Gefälle, zur Anordnung kleiner Stoß- oder Bufferventile gegriffen, welche in den Communicationsröhren zwischen dem Cylinder und Schiebergehäuse derart angebracht werden, daß dieselben stets von dem Druckwasser der Einfallröhre geschlossen gehalten werden und sich nur öffnen, wenn im Cylinder nach Abschluß der Schiebercanäle in Folge der Incompressibilität des Wassers ein größerer Druck sich einstellt. In diesem Falle gestatten diese Ventile, welche bei  $v$  in Fig. 403 angedeutet sind, das Zurücktreten einer kleinen Wassermenge aus dem Cylinder nach dem Eintrittrohre und verhindern ebenfalls wirksam den Stoß. Diese Anordnung, welche schon von Armstrong bei seinen hydraulischen Hebevorrichtungen ausgeführt und in Thl. III, 2, näher besprochen ist, findet sich beispielsweise bei der Saarbrückener Maschine und bei der Brandt'schen Drehbohrmaschine.

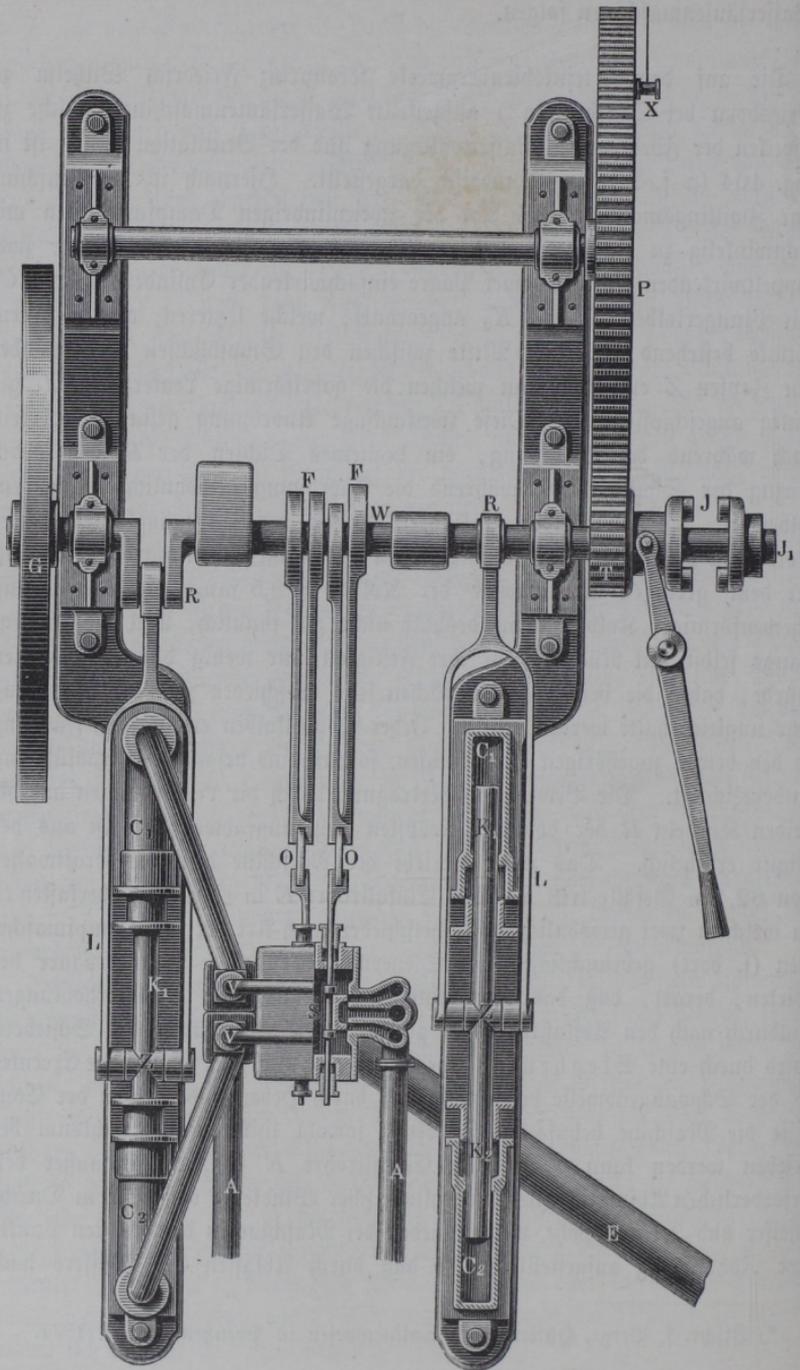
Endlich hat man auch durch die Einschaltung von Windkesseln die Stöße zu vermeiden gesucht, wie dies z. B. bei dem Schmidt'schen Motor, sowie auch in der Zuleitungsröhre der erwähnten Maschine zu Saarbrücken geschieht, doch lassen sich Windkessel nur für mäßige Pressungen verwenden, nicht nur, weil bei großen Druckhöhen leicht ein Zerspringen dieser Behälter eintritt, sondern auch, weil nach einem bekannten physikalischen Gesetze die Luft in demselben Maße von dem Wasser absorbiert wird, in welchem die Pressung zunimmt. Man hat daher in allen Fällen, wo Windkessel angewandt werden, dafür zu sorgen, daß die Luft derselben von Zeit zu Zeit erneuert werde, sei es durch eine kleine Luftpumpe oder durch eine Einrichtung, welche ermöglicht, das Wasser aus dem Windkessel ablaufen zu lassen, wobei sich derselbe mit atmosphärischer Luft füllt.

Es möge nun die Beschreibung der vorstehend erwähnten rotirenden Wasserfäulenmaschinen folgen.

Die auf dem Steinkohlenbergwerke Kronprinz Friedrich Wilhelm zu §. 174. Griesborn bei Saarbrücken\*) aufgestellte Wasserfäulenmaschine, welche zu Zwecken der Förderung, Wasserwältigung und der Ventilation dient, ist in Fig. 404 (a. f. S.) im Grundrisse dargestellt. Hiernach ist die Maschine eine Zwillingmaschine nach Art der zweicylindrigen Dampfmaschinen mit rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln, nur sind an Stelle der zwei doppelwirkenden Cylinder zwei Paare einfachwirkender Cylinder  $C_1$  und  $C_2$  mit Plungerkolben  $K_1$  und  $K_2$  angeordnet, welche letzteren, aus je einem Stücke bestehend, in ihrer Mitte zwischen den Stopfbüchsen der Cylinder den Zapfen  $Z$  enthalten, an welchen die gabelförmige Lenkerstange  $L$  gelenkig angeschlossen ist. Diese zweckmäßige Anordnung gestattet jederzeit, auch während der Bewegung, ein bequemes Dichten der Kolben durch Anzug der Stopfbüchsen, während die Anordnung gewöhnlicher Scheibenkolben in doppelwirkenden Cylindern wegen der Unzugänglichkeit dieser Kolben in dieser Hinsicht Schwierigkeiten veranlaßt haben würde. Auch ist bei dem geringen Durchmesser der Kolben (78,5 mm) die Ausführung scheibenförmiger Kolben schon deshalb nicht gut thunlich, weil die Kolbenstange selbst mit Rücksicht auf ihre Festigkeit nur wenig dünner ausfallen würde, daher die beiden Kolbenflächen sehr verschieden und die Bewegung sehr ungleich hätte werden müssen. Jeder Doppelkolben erhält seine Führung in den beiden zugehörigen Stopfbüchsen, so daß eine besondere Geradsführung entbehrlich ist. Die Bewegungsübertragung durch die Lenkerstangen auf die beiden Kurbeln  $R$  der doppelt gekröpften Schwungradwelle  $W$  ist aus der Figur ersichtlich. Das zum Betriebe der Maschine dienende Kraftwasser von 82,4 m Gefälle tritt aus dem Einfallrohre  $E$  in einen Schieberkasten  $S$ , in welchem zwei gewöhnliche Muschelschieber nach Art der bei Dampfmaschinen (s. dort) gebräuchlichen die Steuerung der beiden Cylinderpaare bewirken, derart, daß das gebrauchte Wasser durch die Schieberhöhlungen hindurch nach den Abflußröhren  $A$  gelangt. Die Bewegung jedes Schiebers wird durch eine Stephenson'sche Couliße  $O$  und zwei zugehörige Excenter  $F$  der Schwungradwelle bewirkt, so daß durch Heben und Senken der Couliße die Maschine behufs des Förderns sowohl links als rechts betrieben werden kann. In dem Einfallrohre  $E$  befindet sich außer den erforderlichen Absperrventilen ein cylindrischer Windkessel von 0,55 m Durchmesser und 2,15 m Höhe, welcher neben der Maschine in dem tiefsten Punkte der Rohrleitung aufgestellt ist, so daß durch Ablassen des Wassers nach

\*) Bzshr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preußen, Jahrg. 1871.

Fig. 404.



vorheriger Absperrung von der Röhre neue Luft in den Windkessel gesaugt werden kann, wenn solches nöthig wird. Durch diesen Windkessel werden die Stöße gemildert, welche sonst die Masse des in der Einfallröhre befindlichen Wassers beim plötzlichen Abstellen hervorrufen. Zur Verhütung der Wasserstöße in den Treibcylindern beim Abschlusse der Schiebercanäle sind in den vier Verbindungsröhren zwischen Schieberkasten und Cylindern ebenso viele kleine Klappventile *V* angebracht, welche oberhalb durch Kupferröhrchen mit dem Einfallwasser im Schieberkasten communiciren.

Die Schwungradwelle *W* ist einerseits mit dem Schwungrade *G* versehen, welches gleichzeitig als Riemscheibe zum Betriebe eines kleinen Ventilators dient, während das andere freie Ende die ausrückbare Klauenkupplung *J* trägt, um die Vorgelegswelle *J*<sub>1</sub> eines Förderkorbes je nach Bedarf ein- oder auszurücken. Das Zahngetriebe *T* endlich greift in ein Zahnrad *P* einer andern Vorgelegswelle ein, deren Kurbelzapfen *X* zum Betriebe eines Kunstkreuzes für Pumpen dient.

Die vier Treibkolben haben 78,5 mm Durchmesser oder 48,4 qcm Querschnitt und 0,314 m Hub. Die angestellten Bremsversuche ergaben bei 100 Umdrehungen der Maschine pr. Minute eine effective Leistung von 6,03 Pferdekraft, dabei war der wirksame Druck im Windkessel im Mittel gleich 6,75 kg pr. Quadratcentimeter, entsprechend 67,5 m Druckhöhe, so daß durch die Einfallröhre bis zum Windkessel eine Wasserfäulenhöhe von 82,2 — 67,5 = 14,7 m aufgezehrt wurde. Das zur Füllung der Cylinder erforderliche Wasser berechnet sich für den angeführten Versuch zu

$$\frac{4 \cdot 0,00484 \cdot 0,314 \cdot 100}{60} = 0,01013 \text{ cbm} = 10,13 \text{ kg,}$$

welchem Wasser daher ein absolutes Leistungsvermögen von

$$10,13 \cdot 82,2 = 832,69 \text{ mkg} = 11,10 \text{ Pferdekraft}$$

entspricht. Danach bestimmt sich der Wirkungsgrad der Maschine mit Einfluß der Einfallröhre zu

$$\eta = \frac{6,03}{11,10} = 0,543.$$

Um den Wirkungsgrad der Wasserfäulenmaschine allein, ohne Berücksichtigung der Verluste in der Eintragsröhre zu bestimmen, hat man die absolute Leistung des aus dem Windkessel tretenden Wassers gleich

$$10,13 \cdot 67,5 = 683,78 \text{ mkg} = 9,12 \text{ Pferdekraft,}$$

daher dieser Wirkungsgrad zu

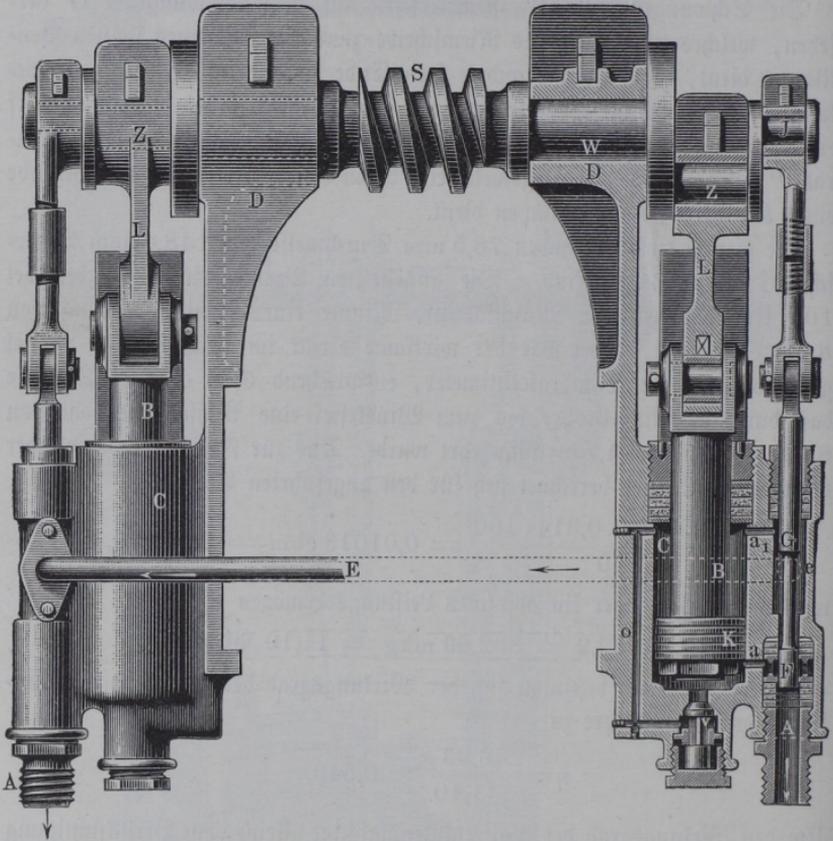
$$\eta = \frac{6,03}{9,12} = 0,661$$

sich ergibt.

Zur Beschaffung des für die vorstehend beschriebene Maschine erforderlichen Kraftwassers dient eine vorhandene Wasserhaltungsmaschine von überschüssiger Stärke, welche das von der Maschine abgehende Wasser stetig wieder in den Behälter zurückhebt, von welchem es der Maschine zugeführt wird.

Bei der von Brandt\*) angegebenen Gesteinsbohrmaschine wird abweichend von den bisher fast ausnahmslos gebrauchten stoßend wirkenden

Fig. 405.



Meißelbohrern ein ringförmiger Kronenbohrer aus hartem Stahl verwendet, welcher durch starken hydrostatischen Druck gegen das Gestein gepreßt wird und eine langsame Umdrehung empfängt. Diese letztgedachte Drehbewegung wird dem Bohrgestänge durch eine zweicylindrige Wassersäulenmaschine ertheilt, welche in Fig. 405 dargestellt ist. In den beiden Cylindern von

\*) S. die Brandt'sche hydraulische Gesteinsbohrmaschine von A. Riedler, 1877.

Bronce *C*, welche mit den Lagern *D* der Kurbelwelle *W* zusammengegossen sind, bewegen sich die Kolben *K*, deren Kolbenstangen *B* mittelst der Lenkerstangen *L* die hin- und hergehende Bewegung auf die Kurbelzapfen *Z* von zwei rechtwinkelig zu einander angebrachten Kurbeln übertragen. Die stählerne Kurbelwelle, welche mit den Kurbeln aus einem Stücke geschmiedet ist, bildet zwischen den Lagern eine Schraube ohne Ende *S*, welche in ein auf der Bohrstange befestigtes Schneckenrad eingreift, so daß hierdurch das Bohrgestänge in eine langsam rotirende Bewegung (7 bis 10 Umdrehungen pr. Minute) versetzt wird, während die Welle *W* in der Minute 200 bis 300 Umdrehungen macht. Die Steuerung des durch die Einfallröhre *E* zutretenden Wassers wird durch den Steuerkolben *F* bewirkt, und zwar derart, daß das Druckwasser durch den Canal  $a_1$  stets in den Raum zwischen dem Cylinder *C* und der Kolbenstange über dem Kolben Zutritt findet, so daß die ringförmige obere Kolbenfläche immer dem Drucke des Wassers nach unten unterworfen ist. Dagegen tritt das Wasser in den Raum unter dem Kolben durch den Canal *a* nur während der halben Zeit, während welcher der Kolben seinen Vorwärtsgang von unten nach oben vollführt. Zu dem Behufe wird der Steuerkolben *F* durch den excentrisch gestellten Zapfen *J* abwärts geschoben, so daß dem bei *e* eintretenden Kraftwasser durch *a* der Zutritt unter den Kolben *K* gestattet ist. Der Ausgang des Kolbens wird sonach durch die Differenz der Wasserdrucke auf die beiden Kolbenflächen veranlaßt, während der Kolbenniedergang durch den Druck auf die obere ringförmige Kolbenfläche bewirkt wird, indem für diese Bewegung der emporggezogene Steuerkolben dem Wasser unter dem Kolben durch die Oeffnung *a* den Austritt nach dem Austragrohre *A* gestattet, wie dies aus der Figur ersichtlich ist. Da der Querschnitt der Kolbenstange *B* (38,2 mm Durchmesser) genau halb so groß ist, wie derjenige des Kolbens *K* (54 mm Durchmesser), so sind, wie sich leicht ergiebt, die beiden Kräfte von gleicher Größe, welche den Hin- und Hergang des Kolbens veranlassen. Die Verstärkung der Steuerkolbenstange bei *G* auf dieselbe Stärke wie bei *F* hat nur den Zweck, eine Entlastung des Steuerkolbens zu bewirken.

Da hier der Steuerkolben behufs Vermeidung von Wasserverlusten ohne Voröffnung arbeitet, derselbe vielmehr den Canal *a* noch vor vollständig beendetem Hub des Kraftkolbens abschließt, so ist aus dem schon oben angegebenen Grunde das kleine Stoßventil *v* angebracht, welches gegen Ende des Kolbenniederganges sich öffnet, um dem verdrängten Wasser ein Zurücktreten durch den Canal *o* nach dem stets unter Druck stehenden obern Cyllinderraume zu gestatten. Die ganze sehr leichte Maschine ist nicht an einem festen Gestelle, sondern an dem Bohrgestänge befestigt, so daß die Maschine an der Vorwärtsbewegung Theil nimmt, welche dem Bohrer beim Eindringen in das Gestein ertheilt wird. Diese Vorbewegung des Gestänges

wird ebenfalls durch den Druck des Wassers gegen die Endfläche eines ausgebohrten Cylinders bewirkt, welcher sich dichtschließend auf einem feststehenden Plunger verschiebt. Das zum Betriebe erforderliche Druckwasser von 50 bis 200 Atmosphären Pressung wird einem Accumulator entnommen, in welchen es zuvor durch eine kräftige Dampfpumpe hineingepreßt wurde.

Die Maschine, welche ohne das Säulengestell das geringe Gewicht von 120 kg hat, macht bei 60 mm Hub in jeder Minute 200 bis 300 Umdrehungen, und da das von der Schraube ohne Ende bewegte Schneckenrad 28 Zähne erhalten hat, so folgen hierfür 7,1 bis 10,7 Umdrehungen des Bohrers von 78 mm äußerem Durchmesser.

Das zum Betriebe erforderliche Kraftwasser berechnet sich, abgesehen von den unbedeutenden Verlusten durch Undichtheiten, nach dem Vorstehenden für jeden Cylinder und jede Umdrehung gleich dem Inhalte einer Cylinderfüllung von 54 mm Durchmesser und 60 mm Länge, also zu

$$\frac{0,054^3}{4} \cdot \pi \cdot 0,060 = 0,000137 \text{ cbm} = 0,137 \text{ Liter,}$$

daher für beide Cylinder und 200 Umdrehungen in der Minute

$$2 \cdot 200 \cdot 0,137 = 54,8 \text{ Liter.}$$

Diese Wassermenge würde bei einem Ueberdrucke von 100 Atmosphären oder circa 1000 m Druckhöhe einer Leistungsfähigkeit pr. Secunde von

$$\frac{54 \cdot 800}{60} = 913 \text{ mkg} = 12,2 \text{ Pferdekraft}$$

entsprechen, wovon aber außer durch die Kolbenreibung und die hydraulischen Widerstände ein namhafter Theil durch die Reibung an den Gewindegängen der Schnecke aufgezehrt wird, in welcher Hinsicht auf das in Thl. III, 1, über Schrauben Gesagte verwiesen werden muß.

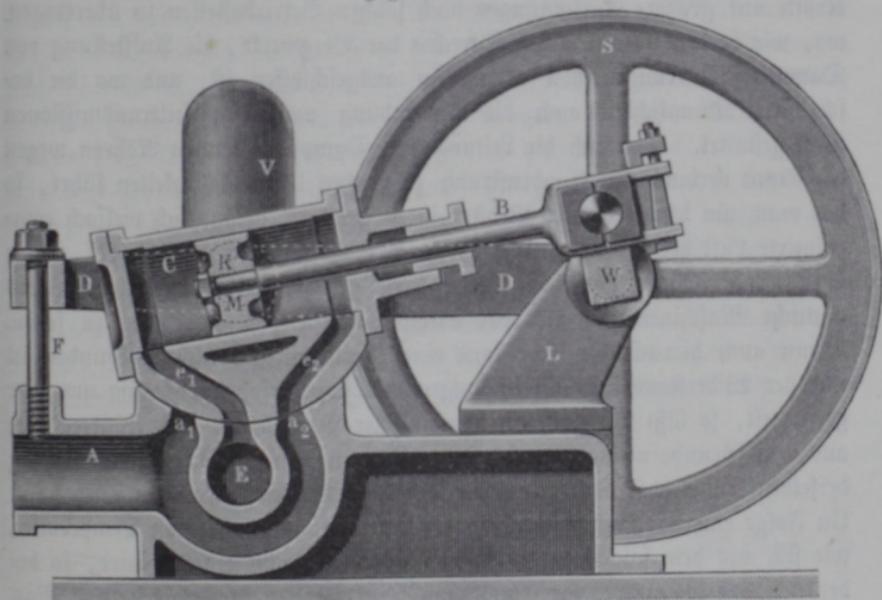
Im Jahre 1870 erließ die städtische Baubehörde in Zürich eine Aufforderung zur Einlieferung kleiner Kraftmaschinen für das Kleingewerbe, welche durch das Wasser der städtischen Wasserversorgung betrieben, eine Leistung von etwa  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{4}$  Pferdekraft ausüben sollten. In Folge dessen ging eine größere Anzahl (14) von Motoren ein, worunter auch mehrere ein- und zweicylindrige Wassersäulenmaschinen, von denen die von Schmid \*) angegebene eine größere Verbreitung gefunden hat. Diese Maschine ist in Fig. 406 im Durchschnitt dargestellt.

In einem doppelwirkenden oscillirenden Cylinder C wird der Kolben K durch das abwechselnd von beiden Seiten eintretende Kraftwasser hin- und herbewegt, und es wird diese alternirende Bewegung direct durch die Kolben-

\*) Ztschr. d. B. d. Ing., 1872, und Uhl and's praktischer Maschinenconstruc-  
teur, 1871.

stange *B* auf die gekröpfte Schwungradwelle *W* bertragen. Diese Uebertragung wird dadurch ermöglicht, daß der Cylinder *C* um eine Ase *M* schwingen kann, die durch zwei seitlich an dem Cylinder befindliche Drehzapfen gebildet ist. Diese Zapfen finden ihre Lagerung in zwei Längsschienen *D*, welche einerseits an den Lagerböcken *L* der Welle, andererseits an einer durch die Schraube *F* gehaltenen Traverse ihre Unterstützung erhalten. Der mit den beiden Canälen  $e_1$  und  $e_2$  versehene Cylinder ist unterhalb zu einer zu *M* concentrischen Cylinderfläche ausgebildet, welche in der entsprechend ausgedrehten Grundplatte oscillirt. Man erkennt leicht, wie durch diese Oscillation das in *E* eintretende Wasser in regelrechter

Fig. 406.



Weise abwechselnd vor und hinter den Kolben gelangt, und das gebrauchte Wasser durch die Canäle  $a_1$  und  $a_2$  dem Austragrohre *A* zugeführt wird. Ein mit dem Eintrittsrohre *E* verbundener Windkessel *V* mildert hierbei die Wasserstoe und durch das Schwungrad *S* wird die Kurbel über ihre todtten Punkte hinweggeführt.

Die mit diesen Maschinen angestellten Versuche ergaben einen Wirkungsgrad von 0,80 bis 0,90. Beispielsweise stellt sich bei einer einpferdekraftigen Maschine, deren Cylinderdurchmesser 80 mm und deren Hub 0,160 mm beträgt, bei 60 Umdrehungen in der Minute das erforderliche Wasser zu 7,5 cbm pr. Stunde. Dieses Wasser besitzt bei 4 Atmosphären Ueberdruck ein Leistungsvermögen pr. Secunde von

$$\frac{7500}{60 \cdot 60} 4 \cdot 10,336 = 86,13 \text{ mkg,}$$

so daß für die effective Leistung von einer Pferdekraft der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{75}{86,13} = 0,87$$

folgt.

§. 175. **Die Kraftübertragung durch Wasser.** Es hat sich in neuerer Zeit mehrfach, namentlich beim Bergbau, das Bedürfniß herausgestellt, Kräfte auf größere Entfernungen nach solchen Betriebsstellen zu übertragen, wo, wie in den unterirdischen Strecken der Bergwerke, die Aufstellung von Dampffesselfeuerungen von vornherein ausgeschlossen ist, und wo die beschränkte Räumlichkeit auch die Anwendung von Drahtseiltransmissionen nicht gestattet. Da auch die Leitung von Dampf in langen Röhren wegen der damit verbundenen Condensirung zu großen Unzuträglichkeiten führt, so hat man, um dem gedachten Bedürfniß zu genügen, bekanntlich vielfach comprimirte Luft verwendet, welche durch einen Compressor (s. Thl. III, 2) in Spannung versetzt, nach dem Betriebsorte geführt wird, um daselbst pneumatische Maschinen nach Art der Dampfmaschinen in Bewegung zu setzen. Wenn auch hiermit der Uebelstand einer Condensirung nicht verbunden ist und der Widerstand der Luft in langen Leitungen erfahrungsmäßig nur sehr gering ist, so läßt sich doch ein ökonomischer Betrieb mit comprimirter Luft aus dem Grunde niemals erreichen, weil man von der Expansionswirkung derselben keinen oder doch nur einen sehr beschränkten Gebrauch machen kann. In Folge einer Expansionswirkung der Luft sinkt nämlich deren Temperatur, wie sich aus dem folgenden Abschnitt über die Wärme ergeben wird, so bedeutend, daß die eintretende Eisbildung jeden Betrieb in Frage stellt. Man kann daher die gedachten pneumatischen Maschinen nur als solche mit Volldruckwirkung der Luft und ohne Expansion ausführen, wobei die Luft bei ihrem Ausblasen die ganze vorher vom Compressor zu ihrer Verdichtung aufgewendete Arbeit ungenützt aus der Maschine entführt. Der hiermit verbundene Arbeitsverlust ist um so größer, je höher die Spannung der Luft war, in welcher Hinsicht auf das in Thl. III, 2, über pneumatische Hebevorrichtungen Angeführte verwiesen werden kann. Aus diesem Grunde hat man überall, wo mit comprimirter Luft gearbeitet worden ist, z. B. bei der Bauausführung der großen Alpentunnel, die Spannung der Luft immer verhältnißmäßig gering, höchstens gleich 6 Atmosphären, angenommen, und trotzdem ist der Wirkungsgrad derartiger Einrichtungen immer nur sehr klein gewesen, wie z. B. bei der Anlage auf der Grube Gerhard Prinz Wilhelm

in Saarbrücken\*), woselbst ein Wirkungsgrad der ganzen Anlage sich ergab, welcher ohne Anwendung von Expansion sich zu 0,087 und bei Verwendung zweifacher Expansion zu 0,143 ermittelte.

Deshalb hat man in der neuern Zeit mehrfach zu der Verwendung des gepressten Wassers als Ferntriebmittel gegriffen, wie unter Andern die im vorhergehenden Paragraphen angeführte Brandt'sche Gesteinsbohrmaschine zeigt.

Es läßt sich leicht einsehen, daß sich von einer hydraulischen Kraftübertragung ein um so höherer Wirkungsgrad erwarten läßt, je größer die Pressung des Wassers oder je höher die Druckwassersäule im Einfallrohre ist, daß also hierfür das gerade Gegentheil von dem für die pneumatische Kraftübertragung Gesagten gilt. Die Widerstände des Wassers in einer langen Röhrenleitung, auf welche es hier vornehmlich ankommt, sind nämlich nach dem in Thl. I darüber Mitgetheilten unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleichen Röhrendurchmessern und Längen, nur mit dem Quadrate der Wassergeschwindigkeit  $c$  proportional, dagegen von der Pressung oder Druckhöhe ganz unabhängig. Es folgt daher, daß die durch diese Widerstände aufgezehrte Gefällhöhe, welche mit  $z$  bezeichnet werden möge, von der ganzen vorhandenen Gefällhöhe  $h$  einen um so geringern Procentsatz darstellen wird, je größer diese Gefällhöhe  $h$  selbst ist. Wenn man nämlich von dem Wirkungsgrade der Röhrenleitung allein sprechen will, und darunter das Verhältniß des am Austritte noch vorhandenen Leistungsvermögens zu dem des eintretenden Wassers versteht, so hat man diesen Wirkungsgrad:

$$\eta_1 = \frac{h - z}{h} = 1 - \frac{z}{h}$$

zu setzen. Würde z. B. für eine Röhrenleitung  $z = 15$  m sich finden, so wäre der Wirkungsgrad bei einer Gefällhöhe von

30 m oder etwa 3 Atmosphären gleich 0,50

und für ein Gefälle von

300 m oder 30 Atmosphären gleich 0,95.

Während daher im ersten Falle durch die Leitung die Hälfte der vorhandenen Leistungsfähigkeit des Wassers verloren ginge, würde dieser Verlust im zweiten Falle nur 5 Proc. und bei 100 Atmosphären sogar nur 1,5 Proc. betragen.

Was hier von dem Widerstande der Röhrenleitung gesagt ist, gilt natürlich nicht nur von dem Reibungswiderstande derselben, sondern auch von den

\*) S. Ztschr. f. Berg-, Hütten- und Salinenwesen in Preußen, 1869.

Verlusten durch Krümmungen, plötzliche Querschnittsveränderungen beim Durchgange durch Ventile, Hähne zc., sowie in Bezug auf alle hydraulischen Hindernisse in der Leitung sowohl wie in der Kraftmaschine, da diese Widerstände sämmtlich nur mit  $c^2$  proportional, dagegen von  $h$  unabhängig sind. Nur solche Widerstände der Maschine, welche, wie z. B. die Reibung der Kolbenmanschetten, mit dem Drucke zunehmen, fallen bei höheren Wassersäulen entsprechend größer aus.

Weiter ist zu bemerken, daß für die Uebertragung einer gewissen Arbeit und unter der Voraussetzung einer zulässigen Wassergeschwindigkeit die durchzuführenden Wassermengen und daher auch die Röhrendurchmesser um so kleiner ausfallen, je größer die Gefällhöhe ist, und hiermit ist zwar eine mäßige Vergrößerung der Reibungsverluste, dahingegen der namhafte Vortheil verbunden, daß die Masse des in der Röhrenleitung vorhandenen Wassers kleiner wird und sonach die zu befürchtenden Stoßwirkungen geringer ausfallen. Auch sind enge Röhren leichter in hinreichender Festigkeit herzustellen als weite. Alle diese Verhältnisse lassen sich am besten aus der folgenden Zusammenstellung erkennen, welche die Ermittlungen für eine Röhrenleitung von 1000 m Länge enthält, die für verschiedene Druckhöhen von 30 m bis 1000 m genügt, um bei 1 m Durchflußgeschwindigkeit ein Wasserquantum abzuführen, welchem beim Eintritte ein Leistungsvermögen von 10 Pferdekraft innewohnt. Darin ist als Gefällverlust nur die durch die Röhrenreibung aufgezehrte Höhe angeführt, für welche Verlusthöhe nach Thl. I die Formel:

$$z = \xi \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g} = 0,0239 \frac{1000}{d} \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} = \frac{1,2182}{d}$$

zu Grunde gelegt worden ist.

Verhältnisse einer Röhrenleitung von 1000 m Länge, welche Wasser von einer absoluten Leistung gleich 10 Pferdekraft aufnimmt, und mit 1 m Geschwindigkeit abführt.

Totales Gefälle in Metern . . .	30	50	100	200	300	600	1000
Durchmesser in Metern . . . .	0,179	0,138	0,098	0,069	0,056	0,040	0,031
Durchflußmenge pr. Secunde in Litern . . . . .	25	15	7,5	3,75	2,5	1,25	0,75
Reibungsverlust in Metern . .	6,80	8,82	12,42	17,65	21,75	30,45	39,3
Gefällverlust in Procenten . .	29,3	17,6	12,4	8,8	7,2	5,1	4,0
Wassergehalt in Kilogr. . . . .	25000	15000	7500	3750	2500	1250	750

Die Zahlen dieser Tabelle lassen unmittelbar den Vortheil hoher Wasserpressungen erkennen. Während bei 30 m Gefälle die Röhrenwiderstände 29,3 Proc. der ganzen Wasserkraft aufzehren, so daß am Ende der Röhre

noch nicht 71 Proc. übrig bleiben, beträgt dieser Verlust bei 600 und 1000 m Gefälle nur etwa 5 und bezw. 4 Proc. Ein so hoher Druck ist keineswegs als ein extremer anzusehen, wie das Beispiel der Brandt'schen Steinbohrmaschine zeigt, welche mit 150 bis 200 Atmosphären zufriedenstellende Betriebsergebnisse ergibt. Die engen schmiedeeisernen Röhren von 60 bis 100 mm Durchmesser und darüber werden durch den Walzproceß heutzutage in vorzüglicher Güte und hinreichender Festigkeit hergestellt, und auch die wasserdichten Verbindungen verursachen keine besonderen Schwierigkeiten. Wasser von so bedeutenden Pressungen läßt sich unter Verwendung von Accumulatoren jederzeit bequem mit Hilfe von Dampfpumpen beschaffen, welche das von den Wasser säulenmaschinen abgehende Betriebswasser anheben und in die Accumulatoren zurückpressen.

Insbefondere wird die Beschaffung des Kraftwassers leicht erreichbar sein bei dem Grubenbetriebe, für welchen die hier betrachtete hydraulische Transmission vorzugsweise von Bedeutung ist. Hier besitzen nämlich die bereits vorhandenen Wasserhaltungsmaschinen meistens eine überschüssige Größe, da diese Maschinen immer für die Bewältigung des größten Wasserandranges bemessen werden müssen und während des regelrechten Betriebes ihre Kraft nur zum Theil zu äußern haben, wie in Thl. III, 2, angegeben ist. Wenn man daher an die Gestänge dieser Wasserhaltungsmaschinen die erwähnten Druckpumpen zur Speisung der Accumulatoren hängt, so hat man hierin ein Mittel, um die Reservekraft der Wasserhaltungsmaschinen an entfernten Stellen der Grubenbaue zu irgend welchen mechanischen Arbeiten, wie Fördern, Pumpen, Ventiliren nutzbar zu machen. Den Accumulator wird man hierbei natürlich über Tage aufstellen, da derselbe alsdann nur eine Belastung zu erhalten hat, welche dem Ueberschusse des geforderten Arbeitsgefälles über die Tiefe der Wasser säulenmaschine unter Tage entspricht. Für Tiefbaufohlen wird sogar der Accumulator ganz entbehrt werden können, indem beispielsweise eine um 300 m unter Tage aufgestellte Wasser säulenmaschine schon durch die bloße Zuführung von freiem Tagewasser circa 30 Atmosphären Arbeitsgefälle erhält. Wenn in dem letztern Falle die ganze Förderhöhe durch einen einzigen Pumpensatz bewältigt wird, wie es bei der Aufstellung unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen zu geschehen pflegt, so kann sogar das Kraftwasser für die Wasser säulenmaschinen direct aus dem Steigrohre der Wasserhaltungsmaschine entnommen werden, in welchem Falle daher die Beschaffung der Betriebskraft in sehr einfacher Weise ermöglicht ist.

**Wassersäulenmaschinen mit Rädern verglichen.** Vergleichen §. 176.

wir die Wasser säulenmaschinen mit den Wasserrädern, so finden wir allerdings manche Vorzüge dieser Maschinen gegen die Räder, wiewohl

auf der andern Seite auch die Wasserräder ihre besonderen Vorzüge besitzen. Die Wasserräder haben jedenfalls den Vorzug der Einfachheit und Wohlfeilheit vor den Wassersäulenmaschinen, und aus diesem Grunde wird man da, wo sich Wasserräder mit Vortheil anwenden lassen, also bei Gefällen von noch nicht 20 m, der Anwendung eines oberflächlichen Wasserrades, und sogar bei Gefällen von 30 m zuweilen der Anwendung zweier oberflächlichen Wasserräder den Vorzug geben vor derjenigen einer Wassersäulenmaschine. Beträgt aber das Gefälle mehr als zwei größte Radhöhen, so ist wohl in den meisten Fällen eine Wassersäulenmaschine vortheilhafter als ein ganzes Räderystem, dessen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten vielleicht die einer Wassersäulenmaschine noch übertreffen. Bei hohen Gefällen kann man aber auch horizontale Wasserräder anwenden; es bleibt daher hier nur zu erörtern übrig, wie sich die Wassersäulenmaschinen gegen diese Räder verhalten. In Hinsicht auf Einfachheit und Wohlfeilheit ist allerdings auch diesen Rädern ein und zwar beachtungswerther Vorzug zu geben, weil dieselben bei hohen Gefällen sehr klein und daher verhältnißmäßig wohlfeil ausfallen. Ganz anders ist es freilich in Hinsicht auf die Leistung oder den Wirkungsgrad. Bei hohen Gefällen läßt sich von den Turbinen höchstens ein Wirkungsgrad von 0,70 erlangen, bei Wassersäulenmaschinen hingegen ein Wirkungsgrad von 0,80. In Hinsicht auf die Leistung sind also die Wassersäulenmaschinen den horizontalen Wasserrädern vorzuziehen, den oberflächlichen Wasserrädern aber mindestens an die Seite zu stellen. Hiernach wird also bei hohen Gefällen da, wo es nöthig ist, die Kraft sehr zu sparen, den Wassersäulenmaschinen der Vorzug zu geben, und da, wo ein Mangel an Wasserkraft nicht vorhanden ist und wo es auf Kostenersparung ankommt, werden die Turbinen vorzuziehen sein. Hierbei ist aber noch zu bemerken, daß Turbinen für hohe Gefälle große Umdrehungsgeschwindigkeiten annehmen, daher zur Bewegung langsam gehender Arbeitsmaschinen noch kostspielige und kraftzehrende Zwischentransmissionen erfordern. Aus diesem Grunde findet man die Wassersäulenmaschinen vorzüglich beim Bergbau zum Wasserheben angewendet.

Daß man bei den Wassersäulenmaschinen die überschüssige Kraft durch Stellung der Tagepipe oder eines andern Regulirungsapparates ertödtet muß, ist ein Nachtheil, von welchem bereits oben die Rede gewesen ist.

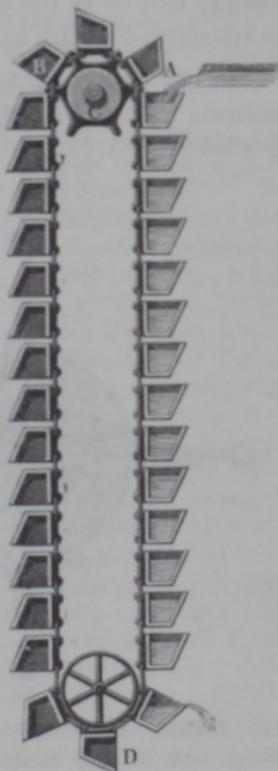
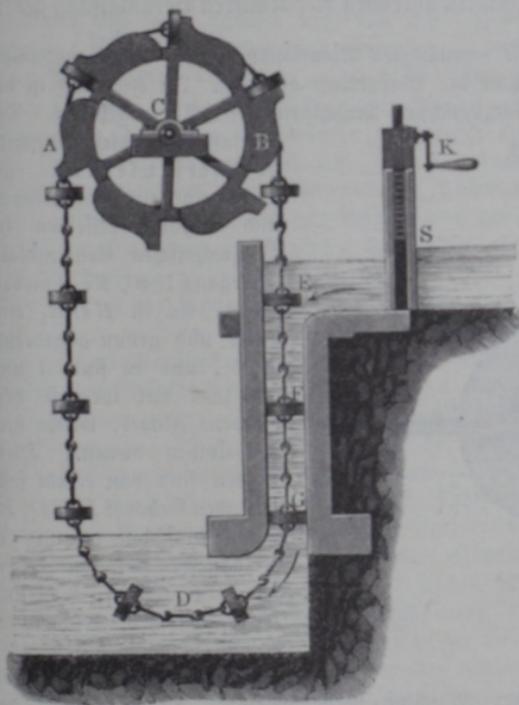
§. 177. **Kettenräder.** Noch hat man andere Maschinen, welche zwar durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzt werden, aber weder den Rädern, noch den Wassersäulenmaschinen beizuzählen sind, sondern sich mehr zwischen diese stellen lassen. Unter diesen Maschinen wollen wir nur den folgenden einige Aufmerksamkeit schenken.

Das Kolbenrad ist in neuerer Zeit wieder von Lamollières als

Kraftmaschine angewendet worden (s. Technologiste, Sept. 1845, oder Polytechnisches Centralblatt, Bd. VII, 1846). Die Haupttheile dieser Maschine sind ein Rad  $ACB$ , Fig. 407, eine um dasselbe liegende Kette  $ADB$  mit Kolben  $E, F, G$  u. s. w. und eine Röhre  $EG$ , durch welche die Kette so hindurchgeht, daß ihre Kolben den Querschnitt der Röhre ziemlich genau ausfüllen. Das bei  $E$  oben zusießende Wasser sinkt in der Röhre  $EG$  nieder und drückt hierbei auf die Kolben  $F, G$ , so daß diese ebenfalls mit

Fig. 408.

Fig. 407.

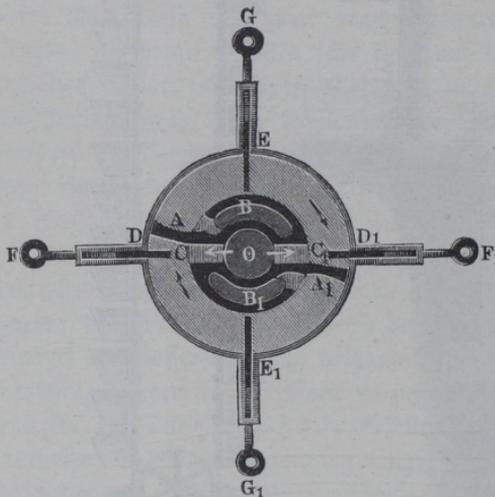


niedergehen und dadurch die ganze Kette mit dem Rade  $AB$ , an das nun eine Last angeschlossen werden kann, in Bewegung setzen. Lamolières' Kolbenrad besteht aus zwei Ketten und aus 10 bis 15 mit Leder abgedeckten Schaufeln. Dieselben sind elliptisch geformt und achtmal so lang als breit. Das Rad besteht aus zwei Scheiben mit sechs Einschnitten zur Aufnahme der Schaufeln. Bei einem Gefälle von 2 m, einer Schaufelfläche von 0,0246 qm, einem Aufschlag  $Q$  von 31 Litern und einer Umdrehungszahl  $n$  von 36 bis 39 soll sich ein Wirkungsgrad von 0,71 bis 0,72 herausgestellt haben.

Ein ähnlicher Apparat ist die Eimerkette. Hier sind Gefäße oder Eimer mit der Kette  $ABD$ , Fig. 408 (a. v. S.), verbunden, und dafür fehlt die Röhre ganz. Das bei  $A$  oben zufließende Wasser füllt die Eimer, nöthigt diese dadurch zum Niedersinken und bringt so die Kette mit dem Rade  $C$  in Bewegung. Das Wasser fließt natürlich unten aus den Eimern und diese steigen auf der andern Seite leer empor. Diese Maschinen sollten einen großen Wirkungsgrad geben, weil sie beinahe das ganze Gefälle nutzbar machen, allein sie gehören doch zu den unvollkommensten Maschinen, weil sie zu viel bewegliche Theile haben, die sich bald abführen und zu besonderen Verlusten und innewährenden Reparaturen Veranlassung geben.

Endlich lassen sich auch die sogenannten Rotationspumpen, Rotationsdampfmaschinen u. s. w. zur Aufnahme der Wasserkraft benutzen. In Fig. 409 ist der Durchschnitt von einer der vorzüglichsten Maschinen dieser Art abgebildet. Der

Fig. 409.



Verfasser hat diese Maschine Wasserjulenrad genannt und eine Beschreibung und Theorie desselben im Polytechnischen Centralblatt, Jahrgang 1840, Nr. 9 niedergelegt. Es ist  $BOB_1$  eine starke und genau abgedrehte Welle, und es sind  $A$  und  $A_1$  zwei mit ihr fest verbundene Flügel, welche hier als Kolben dienen. Diese Kolben sind von einem feststehenden Gehäuse  $DED_1E_1$  genau umschlossen, und es ist dasselbe mit vier Schiebern  $DF, D_1F_1, EG$  und  $E_1G_1$  versehen, welche durch die Maschine selbst heraus- und hereingezogen werden

und dadurch das Steuern der Maschine hervorbringen. Die Welle ist der Länge nach dreifach durchbohrt, und jede Bohrung hat auch noch eine Seitenbohrung innerhalb des Gehäuses. Das Kraftwasser fließt durch die innere Bohrung  $O$  zu, tritt durch die Seitenbohrungen  $C$  und  $C_1$  in den, übrigens abgeschlossenen, hohlen Raum zwischen Welle und Gehäuse, drückt dabei gegen die Kolben  $A$  und  $A_1$  und setzt dadurch die Welle in Umdrehung. Damit diese Umdrehung durch die Schieber nicht gestört werde, müssen sich dieselben stets zurückziehen, ehe die Kolben bei denselben ankommen, damit aber auch auf die entgegengesetzte Seite der Kolben kein Kraftwasser drücke, müssen die Schieber nach dem Durchgange der Kolben wieder zurückgehen und dadurch die Räume  $ABE$  und  $A_1B_1E_1$  absperrern, welche nur mit den Bohrungen  $B$  und  $B_1$  communiciren, durch die das Wasser nach vollbrachter Wirkung abgeführt wird.

Zu den Kolbenmaschinen ist auch die Maschine zu rechnen, welche ihr Erfinder L. G. Girard „Moteur pompe“ genannt hat. S. De launay's

Cours de Mécanique, II. Partie. Ueber einige andere Constructionen von Rapselrädern, welche eben so wohl als Wassersäulenmaschinen, wie als rotirende Pumpen oder Gebläse wirken können, s. Thl. III, 2.

Schlussanmerkung. Wir theilen nun noch die Literatur und Notizen über die Statistik der Wassersäulenmaschinen mit. Belidor beschreibt in seiner *Architecture hydraulique* eine Wassersäulenmaschine mit horizontalem Treibcylinder, auch erfährt man von ihm, daß schon 1731 die Herren Denissard und de la Duaille eine Art Wassersäulenmaschine konstruirt haben. Dieselbe hatte jedoch nur 2,8 m Gefälle und trieb durch einen Kolben etwa nur den zwanzigsten Theil des Kraftwassers 10 m höher. Wie es scheint, so ist jedoch die Wassersäulenmaschine zum Wasserheben beim Bergbau zuerst von Winterschmidt und bald nachher auch von Höll erfunden oder wenigstens verbessert worden. Das Nähere über diese Erfindung ist nachzulesen in Puffe's Betrachtung der Winterschmidt's und Höll'schen Wassersäulenmaschine u. s. w., Freiberg 1804. Eine Beschreibung und Zeichnungen der Winterschmidt'schen Maschinen findet man in Calvör's historisch-chronologischer Nachricht u. s. w. des Maschinenwesens u. s. w. auf dem Oberharze, Braunschweig 1763. Die Höll'sche Maschine lernt man aus der Anleitung zur Bergbaukunst von DeLiuss, Wien 1773, und aus der Beschreibung der bei dem Bergbau zu Schemnitz errichteten Maschinen von Poda, Prag 1771, kennen. Jetzt im Gange befindliche Wassersäulenmaschinen finden sich in Bayern, Sachsen, am Harz, in Ungarn, Kärnthen, in der Bretagne u. s. w. vor. Von den bayerischen Maschinen wird in Thl. III, 2, wo vom Wasserheben die Rede ist, gehandelt, übrigens aber sind bis jetzt ausführliche Beschreibungen von diesen Maschinen gar nicht vorhanden, doch findet man Manches hierüber in Langsdorf's Maschinenkunde, in Hachette's *Traité élémentaire des Machines*, und in Flachot's *Traité élémentaire de Mécanique*. Die Hauptverhältnisse der von Brendel in Sachsen ausgeführten Wassersäulenmaschinen findet man in Gerstner's *Mechanik* angegeben, wo auch die Kärthner oder Bleiberger Maschinen ganz ausführlich beschrieben sind. Die Maschinen im Schemnitzer Bergrevier behandelt Schitto in seinen Beiträgen zur Bergbaukunde, die beiden Clausthaler Maschinen aber beschreibt Jordan in Bd. X von Karsten's *Archiv für Mineralogie* u. s. w.; jedoch ist diese Beschreibung auch einzeln bei Reimer in Berlin erschienen. Die Wassersäulenmaschine auf der Grube Huelgoat in der Bretagne hat ihr Erbauer Junker ausführlich in Bd. VIII der *Annales des mines* beschrieben; unter dem Titel: *Mémoire sur les machines à colonne d'eau de la mine d'Huelgoat*, Paris 1835, ist die Beschreibung dieser Maschine auch separat zu erlangen. Nur wenig bekannt ist die kleine Wassersäulenmaschine von Althaus auf der Grube Pfingstwieße bei Ems, ebenso die Henschel'sche Wassersäulenmaschine auf der Kohlengrube zu Oberkirchen in Kurhessen, und die Maschinen zu Sangerhausen und zu Gerbstädt im Mansfeldischen. Alle diese letzteren Maschinen sind übrigens eigenthümlich konstruirt. Die §. 157 abgehandelte englische Wassersäulenmaschine (Darlington's water pressure engine) ist abgebildet und beschrieben in Bd. II der englischen Uebersetzung dieses Werkes. Die Wassersäulenmaschine zu Lautenthal am Harz ist vom Herrn Oberberggrath Zugler im *Notizblatte* des hannoverschen Architekten- und Ingenieur-Vereins Bd. III beschrieben, und es ist hiervon auch ein besonderer Abdruck im Buchhandel zu haben. Notizen über einige englische Wassersäulenmaschinen enthält die Schrift: *Records of Mining and Metallurgy or facts and Memoranda for the use of the Mine Agent*

and Smelter by A. Philipps and J. Darlington, London 1857. Eine kurze Abhandlung über englische Wasserjulenmaschinen findet sich in J. Glynn's Rudimentary Treatise on the power of water, London 1853, by J. Weale. Lewis' Wasserjulenmaschine ist mit zwei Windfesseln versehen. S. Polytechn. Centralblatt 1863, Nr. 17. Ueber die in neueren Zeiten bei dem österreichischen Bergbau zur Ausführung gekommenen Wasserjulenmaschinen findet man vielfache Nachrichten in der Schrift: „Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinenwesen u. s. w. von Peter Rittinger, und zwar in den Jahrgängen 1854, 1856, 1858, 1860 und 1862. Die eigenthümlichste dieser Maschinen ist die im letzten Jahrgang beschriebene Wasserjulenmaschine im Adelbertschacht bei Przißram. Dieselbe hat eine Schiebersteuerung sowie einen Entlastungskolben u. s. w. Ferner ist nachzulesen ein Artikel von Gustav Sahn: „Ueber die Entwicklung der Wasserjulenmaschinen zc. im Freiburger Bergreviere“ in der Ztschr. d. Ver. deutsch. Ing., 1883.

Die eigenthümlich construirte Wasserjulenmaschine, welche der Herr Kunstmeister Bornemann in Schneeberg ausgeführt hat, ist in Bd. II des Civilingenieurs beschrieben. Von den Wasserjulenaufzügen und Wasserjulenkränen, sowie von den Wasserjulenkünsten und Wasserjulengöpeln wird im dritten Bande gehandelt.