

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

Grashof, Franz

Leipzig, 1890

IV. Wassersäulenmaschinen

[urn:nbn:de:bsz:31-282943](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282943)

Zur Bestimmung von r_1 gemäss Gl. (1,a) in der Anmerkung zu §. 32 kann $b = 0,25 r_1$ angenommen werden und etwa $p = 4$ bis 6, um so grösser, je mehr es darauf ankommt, r_1 zu vergrössern und die Umlaufzahl n zu verkleinern. Die Schaufelzahl z_1 ist, wie immer bei Partialturbinen (siehe §§. 29, 42), möglichst gross zu machen, etwa gemäss der von Redtenbacher empfohlenen Regel:

$$z_1 = 35 + 50 r_1.$$

Um so mehr sollten dann die Schaufeldicken thunlichst klein gehalten werden.

IV. Wassersäulenmaschinen.

§. 46. Einleitende Bemerkungen.

Wassersäulenmaschinen sind hydraulische Kraftmaschinen, bei welchen das Betriebswasser unmittelbar durch seinen dem Gefälle entsprechenden Druck und zwar auf einen Kolben wirkt, welcher in einem Cylinder (Treibcylinder) dicht anschliessend beweglich ist. Sie werden vorzugsweise in Bergwerken bei grossen disponiblen Gefällen zur Hebung des Grubenwassers mittelst Pumpen mit lediglich hin- und hergehender Bewegung angewendet, in neuerer Zeit jedoch auch mehr und mehr zu manchen anderen Zwecken und in kleineren Verhältnissen mit rotirender Bewegung. Im ersteren Falle können sie bei verticaler Lage der

Treibcylinderaxe einfach- oder doppelwirkend mit einem Cylinder, auch einfachwirkend mit zwei Cylindern gebaut werden.

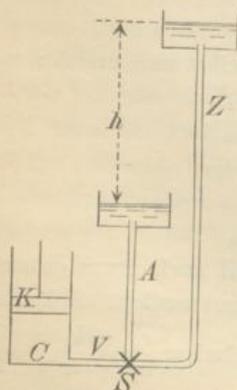
Die schematische Fig. 48 entspricht einer einfach-wirkendeneincylindrigen Maschine. Darin ist

h das disponible Gefälle = dem Höhenunterschiede des Ober- und des Unterwasserspiegels, woselbst die der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers entsprechenden Geschwindigkeithöhen im Vergleich mit dem hier stets erheblichen Gefälle ausser Betracht bleiben können,

C der Treibcylinder, K der Treibkolben, Z das Zuflussrohr (Einfallrohr), A das

Abflussrohr (Austragerrohr) des Betriebswassers, beide zusammenlaufend bei

Fig. 48.



S, woselbst durch ein Kreuz die Steuerung angedeutet ist,
V das Verbindungsrohr der letzteren mit dem Treibcylinder.

Durch die Steuerung *S* wird zur Vermittelung des Auf- und Niederganges des belasteten (durch die zugehörige Kolbenstange und eventuell weitere Mechanismen die Nutzleistung verrichtenden) Kolbens *K* abwechselungsweise *V*

in Verbindung mit *Z*, ausser Verbindung mit *A*,
 oder " " " *A*, " " " *Z*
 gesetzt. Bei der durch die Figur angedeuteten verticalen Stellung des oben offenen Cylinders *C* ist nur für den Aufgang des Kolbens der Wasserdruck die Triebkraft, für den Niedergang dagegen seine eigene und die Schwere des mit ihm verbundenen Gestänges.

Bei der doppeltwirkenden Wassersäulenmaschine wirkt der Wasserdruck auf den Kolben nach beiden Seiten, indem nach dem Schema von Fig. 49 das Betriebswasser vermittels der Steuerung *S* abwechselungsweise geleitet wird auf den Wegen:

ZS V₁ K zufließend, *K V₂ S A* abfließend
 und *ZS V₂ K* " " *K V₁ S A* "

Die zweicylindrige Wassersäulenmaschine, Fig. 50, ist eine solche Verbindung von zwei einfachwirkenden ein cylindrigen Maschinen, dass die in den Cylindern *C₁* und *C₂* beweglichen Kolben *K₁* und *K₂* entgegengesetzt gleiche Bewegungen haben, indem sie gelenkartig an die Enden eines zwei- und gleicharmigen Hebels (eines Balanciers) angeschlossen sind. Durch die Steuerung *S* wird hier das Wasser abwechselnd geleitet auf den Wegen:

ZS V₁ K₁ zufließend, *K₂ V₂ S A* abfließend
 und *ZS V₂ K₂* " " *K₁ V₁ S A* "

Der Treibkolben ist entweder ein geliederter oder ein Plungerkolben; im letzteren Falle hat die Liederung (allgemein als Abdichtungsvorrichtung verstanden, auch wenn der abdichtende Körper nicht Leder ist) am Cylinder eine feste Lage. Gewöhnlich ist der abdichtende Körper ein Lederstulp, welcher vom Wasser selbst gegen die Wand des Cylinders bzw. gegen die Oberfläche des Plungerkolbens gepresst wird mit einer Kraft, die dem hydrostatischen Drucke proportional ist und somit angemessener Weise gerade in dem Masse wächst, wie das Bedürfniss der

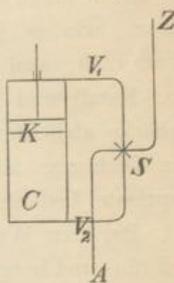


Fig. 49.

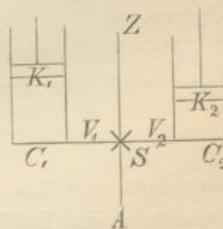


Fig. 50.

Abdichtung. Bei sehr grossen Gefällen kann dieser sogenannten hydrostatischen Liederung gleichwohl eine andere Abdichtung vorgezogen werden, welche die Pressung des Dichtungsmaterials unabhängig von dem sehr grossen Wasserdrucke zu reguliren gestattet.

Wenn bei einer einfachwirkenden Maschine die Kolbenstange aus dem offenen Ende des Treibeylinders herausragt, wie es in den Figuren 48 und 50 angedeutet ist, so kann sie aus Holz gefertigt sein ohne besondere Bearbeitung. Geht sie aber durch einen Deckel des Cylinders an einem Ende desselben, an welchem das Betriebswasser ein- und ausfliesst, wie es jedenfalls bei doppeltwirkenden Maschinen der Fall ist, aber auch sonst der Fall sein kann, so muss sie von Eisen, überhaupt von Metall und rund abgedreht sein, um sie durch eine Stopfbüchse gehörig abdichten zu können; dieselbe ist gewöhnlich eine Lederbüchse, die Dichtung nämlich durch aufeinander geschichtete und zusammengepresste Lederscheiben hergestellt. —

Bei den Wassersäulenmaschinen des Bergwerksbetriebes mit lediglich hin- und hergehender Bewegung*) pflegt die mittlere Geschwindigkeit v des Treibkolbens nur etwa 0,3 Mtr. pro Sek. zu betragen, indem man übrigens bei einfach wirkenden eincylindrigen Maschinen den mit grösseren Widerständen verbundenen Aufgang des Kolbens zur Mässigung dieser Widerstände oft langsamer stattfinden lässt, als den Niedergang.

Der Kolbenhub s pflegt so bemessen zu werden, dass die Zahl der Kolbenspiele pro Minute = 3 bis 6 ist. Gemäss der Gleichung:

$$n \cdot 2s = 60v \text{ oder } s = \frac{30v}{n}$$

wäre dann $s = 1,5$ bis 3 Mtr. für $v = 0,3$ Mtr. und $n = 6$ bis 3. Das Verhältniss der Hublänge s zum Durchmesser d des Kolbens findet sich zwischen weiten Grenzen verschieden, etwa zwischen 2,5 und 6; denn d ist natürlich von den Umständen des betreffenden Falles abhängig, insbesondere vom disponiblen Aufschlagwasserquantum und vom verlangten gesammten Wasserdrucke auf den Kolben.

Die Weiten des Zufluss- und des Abflussrohrs pflegen zwischen $\frac{1}{2}d$ und $\frac{1}{3}d$ gewählt zu werden, entsprechend mittleren Wassergeschwindigkeiten in diesen Röhren = $4v$ bis $9v$.

*) Die Theorie dieser Maschinen ist so einfach und besonders von Weisbach in seinem Lehrbuche der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik so genügend behandelt worden, dass hier wenig hinzuzufügen war.

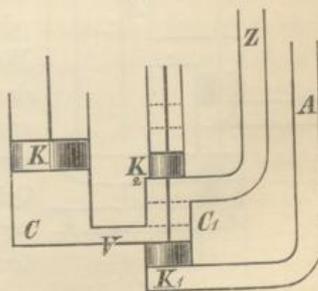
§. 47. Steuerungsarten.

Sehr wesentlich und besonderer Sorgfalt bedürftig ist die Steuerung von Wassersäulenmaschinen. Sie kann als innere und äussere Steuerung unterschieden werden. Jene dient unmittelbar zum wechsellweisen Zulassen und Absperren des Betriebswassers, diese dazu, jene innere Steuerung von der Bewegung der Treibkolbenstange so abhängig zu machen, dass sie selbstthätig zu gehöriger Zeit in Function tritt; diese Abhängigkeit erfordert gewisse Hilfsmittel, welche im folgenden Paragraph besprochen werden. Die hier zunächst in Rede stehende innere Steuerung, bei älteren Maschinen als Hahnsteuerung vorkommend, wurde später vorzugsweise als Kolbensteuerung ausgeführt, während neuere Maschinen auch mit Ventil- und Schiebersteuerungen ausgerüstet sind.

1) Der Steuerhahn hat die gewöhnliche Form eines abgestumpften Kegels und sitzt in einem entsprechend gestalteten, mit Hartmetallfutter ausgerüsteten Gehäuse. Die Bohrungen (Hahnwege) sind verschieden angeordnet je nach der (durch die Figuren 48 bis 50 charakterisirten) Maschinengattung; wenn dabei die Bewegungsrichtungen des Wassers vor und nach dem Durchgange durch den Hahn einen Winkel miteinander bilden, so kann der dadurch bedingte Seitendruck im Sinne der Halbiringlinie dieses Winkels durch einen hydrostatischen Gegendruck infolge besonderer Einrichtung des Hahns (nach Schitko) aufgehoben oder vermindert werden. Möglichste Gleichförmigkeit der Abnutzung wird durch die von Brendel zuerst angewendeten Steuerhähne erzielt, welche nicht hin- und her-, sondern stets in demselben Sinne umgedreht werden.

2) Die Einrichtung einer Kolbensteuerung zeigt im Princip Fig. 51 zunächst bei Voraussetzung einer einfach wirkenden eincylindrigen Maschine. In dem Steuerzylinder C_1 ist der Steuerkolben K_1 dicht anschliessend beweglich, welcher, indem er von oben durch das Oberwasser, von unten durch das Unterwasser gedrückt wird, zur Gewinnung eines Gegendruckes behufs leichterer Bewegung mit dem Gegenkolben K_2 , in einem Fortsatze des Steuerzylinders gleichfalls dicht anschliessend beweglich, durch eine Stange verbunden ist. Die in der Figur gezeichnete Lage der Kolbenverbindung

Fig. 51.



21*

$K_1 K_2$ entspricht dem Einflusse des Betriebswassers in den Treibcylinder C , die punkirt angedeutete Lage, in welcher K_1 sich über dem Verbindungsrohr V , doch nach wie vor unter der Einmündung des Zufussrohrs Z in den Steuerzylinder befindet, entspricht dem Abflusse des Wassers aus C .

Die möglichst vollkommene Entlastung des Steuerkolbens erfordert ein gewisses Verhältniss seines Durchmessers d_1 zum Durchmesser d_2 des Gegenkolbens; dasselbe wird im §. 49 mit Rücksicht auf sonstige dabei in Betracht kommende Umstände besprochen. Einstweilen nur mit Rücksicht auf den hydrostatischen Druck ergibt es sich durch folgende Ueberlegung. Sind h_1 und h_2 die Höhen bezw. des Ober- und des Unterwasserspiegels über der Unterfläche von K_2 , ist e die Entfernung dieser Fläche von der oberen Fläche des Steuerkolbens K_1 , sowie k die Höhe des letzteren, endlich δ die Dicke der Verbindungsstange beider Kolben, so ist der resultirende hydrostatische Druck auf dieselben = 0, wenn

$$(d_1^2 - \delta^2)(h_1 + e) - d_1^2(h_2 + e + k) - (d_2^2 - \delta^2)h_1 = 0$$

oder mit $h_1 - h_2 = h$, wenn

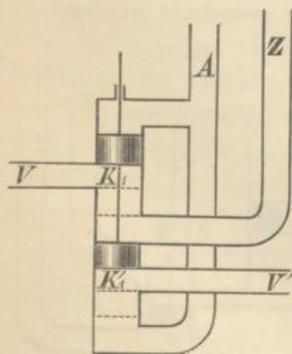
$$d_1^2(h - k) - d_2^2 h_1 - \delta^2 e = 0$$

ist. Indem hier $\delta^2 e$ verhältnissmässig sehr klein, auch k sehr klein gegen h ist, folgt näherungsweise

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{\frac{h}{h_1}} \dots \dots \dots (1),$$

wobei das in den Grenzlagen der Kolbenverbindung $K_1 K_2$ etwas verschiedene h_1 als mittlere Höhe des Oberwasserspiegels über der Unterfläche des Gegenkolbens zu verstehen ist.

Fig. 52.



Die Figur 52 lässt im Princip die Kolbensteuerung einer doppelwirkenden eincylindrigen oder einer einfachwirkenden zweicylindrigen Wassersäulenmaschine erkennen. Dabei ist V das Verbindungsrohr zu dem einen Cylinderende bezw. zu dem einen Cylinder, V' dasselbe zum andern Cylinderende bezw. zum andern Cylinder; die gezeichnete obere Lage der Kolbenverbindung entspricht dem Zufusse in V und dem Abflusse aus V' , die punkirt angedeutete untere Lage dem Zufuss in V' und Abfluss

aus V . Von diesen zwei Steuerkolben K_1, K_1^1 ist hier jeder zugleich der Gegenkolben des andern. Während die untere Fläche von K_1 sowie die obere von K_1^1 beständig von der Wassersäule in Z gedrückt werden,

sind die gegenüberliegenden Flächen beider Kolben stets dem Drucke der in A befindlichen Wassersäule ausgesetzt, so dass für jeden von ihnen die Differenz der beiderseitigen hydrostatischen Druckhöhen, und zwar für den einen nach oben, für den anderen nach unten = h , somit bei gleichen Durchmessern der resultirende hydrostatische Druck auf die Kolbenverbindung nahe = Null ist. Wegen der Dicke des äusseren Theils der Steuerkolbenstange ist, falls der Steuercylinder unter dem Unterwasserspiegel liegt, nur ein kleiner aufwärts gerichteter Druck vorhanden, welchem das Gewicht der Kolbenverbindung entgegenwirkt.

Als Liederung der Steuer- und Gegenkolben wird gewöhnlich eine Packung von übereinander liegenden Lederscheiben angewendet.

Wenn der Steuerkolben K_1 , Fig. 51 und Fig. 52, an dem Verbindungsrohre V vorbeigehend, dasselbe abschliesst, ist er von ihm aus einem u. U. sehr bedeutenden Seitendrucke ausgesetzt, welcher aber dadurch fast ganz vermieden werden kann, dass man V um den Steuercylinder herumführt, bezw. letzterem an der Stelle von V eine Erweiterung von gleicher Höhe mit V giebt, von welcher nur einzelne Rippen zur Führung des Kolbens bis zu dessen Oberfläche hervorragen. Damit ferner der Zu- und Abfluss des Betriebswassers in und aus dem Treibcylinder möglichst allmählig abgesperrt werde, giebt man dem Steuerkolben an beiden Seiten conoidisch endigende Ansätze und bringt daselbst auch wohl noch Längsfurchen an, welche gegen die Mitte des Kolbens hin allmählig in dessen cylindrischer Oberfläche verlaufen. Seine Höhe wird bei diesen Anordnungen wesentlich grösser, als die Höhe des Verbindungsrohrs.

Indem durch solche Gestaltung des Steuerkolbens in Verbindung mit angemessen langsamer Bewegung desselben die Durchlassöffnung für das Betriebswasser zu Ende eines Hubes möglichst allmählig verkleinert wird, hat der entsprechend allmählig vergrösserte hydraulische Widerstand eine ebenso allmähliche Abnahme oder Zunahme des Drucks im Treibcylinder bezw. zu Ende des Zuflusses oder des Abflusses des Wassers zur Folge, wodurch die lebendige Kraft der mit dem Treibkolben verbundenen Massen allmählig aufgebraucht wird. Gleichwohl kann es sein, dass dies noch nicht vollkommen der Fall ist, wenn der Steuerkolben vollkommen abschliesst, so dass zu Ende des Zuflusses ein leerer Raum von wenn auch nur kleiner Grösse im Cylinder entstehen würde, dessen spätere Wiederausfüllung einen Stoss zur Folge hätte, während ein solcher zu Ende des Abflusses unmittelbar erfolgen müsste. Vollkommen sind solche Stösse dadurch zu verhindern, dass das Verbindungsrohr V mit dem Ab-

flussrohr A durch ein directes (die Steuerung umgehendes) Rohr mit einem von A gegen V sich öffnenden Ventil, mit dem Zuflussrohr Z durch ein zweites Rohr mit einem von V gegen Z sich öffnenden Ventil verbunden wird, so dass Wasser zu Ende des Zuflusshubes aus A in den Treibcylinder, zu Ende des Abflusshubes aus diesem in Z zurücktreten kann.

Zu demselben Zwecke kann auch das Verbindungsrohr V in Communication mit einem Windkessel gesetzt werden, welcher zu Ende des Einflusshubes durch Expansion der eingeschlossenen Luft Wasser hergiebt, zu Ende des Ausflusshubes solches aufnimmt, indem die Luft comprimirt wird. Damit hierbei kein Wasser verloren gehe, nämlich nicht bei Beginn des Zuflusshubes Wasser aus Z in den Windkessel einflüsse, bei Beginn des Abflusshubes Wasser aus ihm durch A ausflüsse, ohne eine nützliche Arbeit verrichtet zu haben, müsste freilich eine bestimmte, dauernd kaum sicher erfüllbare Beziehung zwischen gewissen massgebenden Grössen stattfinden der Art, dass, unter b die Wasserbarometerhöhe nahe = 10 Mtr. verstanden, bei Beginn des Zuflusshubes der Luftdruck im Windkessel der ganzen Wasserdruckhöhe $b + h_1$, bei Beginn des Abflusshubes der Druckhöhe $b + h_2$ entspricht. Ist F die wirksame Kolbenfläche und s der Kolbenhub, so muss zu dem Ende vor Allem der Kolben im Augenblicke der Absperrung des zufließenden Wassers einen ebenso grossen Weg s_1 etwas $< s$ durchlaufen haben, wie bei dem umgekehrten Hube im Augenblicke der Absperrung des abfließenden Wassers, und ausserdem muss das Luftvolumen = V_1 im Windkessel unter der Wasserdruckhöhe $b + h_1$ so gross sein, dass es durch Ausdehnung um das Volumen = $F(s - s_1)$ des aus dem Windkessel in den Treibcylinder ausfließenden Wassers in

$$V_2 = V_1 \frac{b + h_1}{b + h_2}$$

übergeht, der Druckhöhe $b + h_2$ bei gleicher Temperatur entsprechend, somit auch durch Compression um den Betrag dieses Volumens = $F(s - s_1)$ des am Ende des umgekehrten Hubes in den Windkessel zurückfließenden Wassers wieder auf V_1 reducirt wird. Die Bedingung dafür ist:

$$V_1 + F(s - s_1) = V_1 \frac{b + h_1}{b + h_2}$$

und folgt daraus $V_1 = F(s - s_1) \frac{b + h_2}{h}$ }
 $V_2 = V_1 \frac{b + h_1}{b + h_2} = F(s - s_1) \frac{b + h_1}{h}$ } (2).

Die dauernde Erfüllung dieser Bedingungsgleichungen wird dadurch erschwert, dass die Luft aus dem Windkessel unter dem Einflusse des hohen Drucks allmählig verschwindet, indem sie theils durch Poren und undichte Stellen der Kesselwand entweicht, theils und zwar vorzugsweise vom Wasser absorbiert wird. Indem freilich bei der Abnahme von V_1 unter übrigens gleichen Umständen die Druckhöhe der expandirenden Luft kleiner, als $b + h_2$ wird, liesse sich im Princip (abgesehen von praktischen Rücksichten) dem Uebelstande durch ein sich einwärts öffnendes Ventil am Luftraume des Windkessels begegnen, welches, indem es durch die Atmosphäre und durch besondere Mittel der Druckhöhe $b + h_2$ entsprechend im Sinne von aussen nach innen belastet ist, sich öffnet und Luft einströmen lässt, sobald die Druckhöhe innen $< b + h_2$ wird. Bei sehr grossem Gefälle bleibt übrigens die entsprechend grosse Explosionsgefahr des Windkessels ein misslicher Umstand.

Aehnliche Erwägungen in Betreff thunlichster Vermeidung von Stössen, wie die hier im Anschlusse an die vorzugsweise übliche Kolbensteuerung angestellten, gelten auch für andere Steuerungsarten von Wassersäulenmaschinen.

3) Zur Ventilsteuerung einer Wassersäulenmaschine sind an jedem Ende eines Treibeylinders, wo das Wasser ein- und auszufließen hat, zwei Ventile nöthig, ein Einlass- und ein Auslassventil, von welchen stets das eine offen, das andere geschlossen ist. Beide spielen in verticaler Richtung; behufs Erleichterung dieser Bewegung wird jedes durch die aufwärts reichende Ventilstange mit einem Gegenkolben verbunden, der im betreffenden Steuercylinder anschliessend beweglich ist, und der Raum unter dem Ventilsitz mit dem Raum über dem Gegenkolben durch ein Rohr verbunden. Bei gleichen Durchmessern des Ventils und seines Gegenkolbens ist dann der resultirende hydrostatische Druck auf beide zusammen nahe = Null.

Die Schiebersteuerung einer Wassersäulenmaschine ist derjenigen einer Dampfmaschine im Wesentlichen nachgebildet.

§. 48. Hilfsmittel zur Ergänzung und Sicherung der Steuerungswirkung.

Ausser den im vorigen Paragraph erwähnten Mitteln zur thunlichsten Vermeidung von Kolbenstössen sind zur Sicherung regelrechter Wirksamkeit der Steuerung einer Wassersäulenmaschine im Gegensatze zur Steuerung von Maschinen mit ausdehnbarer Arbeitsflüssigkeit, z. B. von Dampfmaschinen, besondere Hilfsmittel nöthig, gleichfalls zumeist in Folge der

fast vollkommenen Unabhängigkeit des Wasservolumens vom jeweiligen Drucke. Betrachtet man z. B. die Kolbensteuerung Fig. 51, so ist zu bemerken, dass, wenn gegen Ende der Aufwärtsbewegung des Treibkolbens der durch entsprechende Verbindung mit der Treibkolbenstange gleichfalls aufwärts bewegte Steuerkolben K_1 das Verbindungsrohr V eben abgesperrt hat, dadurch fast augenblicklich (abgesehen von einem etwa vorhandenen, mit V communicirenden Windkessel) der Druck im Treibcylinder auf Null (bezw. auf den kleineren Werth γh_2 im Falle der im §. 47 besprochenen unmittelbaren Verbindung von V mit A) reducirt wird, und somit der aufsteigende Treibkolben K im Wesentlichen nur noch vermöge der lebendigen Kraft der bewegten Massen (und ev. des kleinen Arbeitsvermögens der comprimirt Luft in einem Windkessel) entgegen seiner Belastung sich etwas weiter bewegt, bei seiner kleinen Geschwindigkeit um eine so kleine Strecke, dass sie nicht ausreichen würde, den Steuerkolben K_1 in seine höchste Lage zu bringen, falls auch der zweite Theil der erforderlichen Bewegung des letzteren unmittelbar von der Bewegung des Treibkolbens K abhinge. Bei der umgekehrten Bewegung von K_1 aus der oberen in die untere Grenzlage (wenn der abwärts gehende Treibkolben seine tiefste Lage fast erreicht hat) würde im Augenblicke des Abschlusses von V sofort die Abwärtsbewegung von K und somit auch die weitere Abwärtsbewegung von K_1 vollständig gehemmt und ausserdem ein gefährlicher Stoss durch die in ihrer Bewegung plötzlich aufgehaltene trägen Massen verursacht werden, oder wenigstens würde (im Falle eines kleinen Windkessels oder der im §. 47 besprochenen unmittelbaren Verbindung von V mit Z) der dann vom Treibkolben noch zurückgelegte Weg wieder zu klein sei, um die Vollendung der Umsteuerung zu vermitteln.

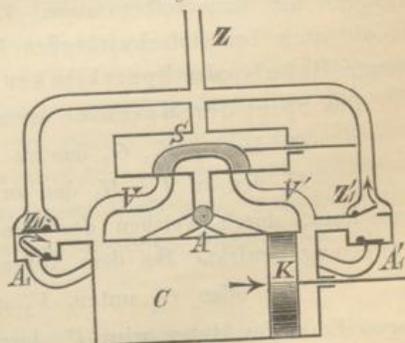
Aehnliche Unzuträglichkeiten wären mit anderen Steuerungsarten von Wassersäulenmaschinen verbunden, wenn sie nicht durch besondere Hilfsmittel beseitigt werden. Dieselben sind verschieden, jenachdem die Maschine eine nur hin- und hergehende oder zugleich eine davon abgeleitete stetig rotirende Bewegung besitzt; in allen Fällen bedarf es aber einer Hilfskraft, um entweder die Bewegung des Steuerungskörpers zu vollenden, nachdem sie durch die unmittelbare Wirkung des Treibkolbens gegen Ende eines Hubes desselben nur eingeleitet worden ist, oder um (bei rotirender Bewegung) die letzte kleine Strecke des Treibkolbenhubes zu ermöglichen.

1) Hat die Maschine ausser der hin- und hergehenden zugleich

eine stetig rotirende Bewegung, was nur bei doppeltwirkenden Maschinen passend und ohne Schwierigkeit ausführbar ist, so wird die fragliche Hilfskraft durch die lebendige Kraft eines Schwungrades dargeboten. Sind dabei die Bewegungen des Steuerkörpers, des Schwungrades und des Treibkolbens K so von einander abhängig gemacht, dass die Bewegung von K erst in dem Augenblicke jeweils sich umkehren kann und muss, in welchem die Umsteuerung vollendet ist, d. h. der Steuerkörper die der umgekehrten Bewegung von K entsprechende neue Lage erreicht hat, so muss, weil schon vorher die der noch andauernden Bewegung von K entsprechende Bewegung des Wassers vom Zuflussrohr Z in den Treibcylinder C , oder von diesem in das Abflussrohr A unterbrochen worden war, der letzte Theil der Bewegung von K durch die lebendige Kraft des Schwungrades vermittelt und ausserdem Vorkehrung getroffen werden, dass diese Bewegung von K trotz der Unterbrechung der ihr entsprechenden Bewegung des unausdehnlichen und unzusammen-drückbaren Wassers möglich ist. Das geschieht besonders hier zweckmässig auf die schon im vorigen Paragraph erwähnte Weise, nämlich dadurch, dass das betreffende Ende des Treibcylinders C oder das zugehörige Verbindungsrohr V durch ein besonderes Rohr, in welchem ein einwärts sich öffnendes Ventil A_1 befindlich ist, mit A , und durch ein zweites Rohr mit einem auswärts sich öffnenden Ventil Z_1 mit Z verbunden wird. Wenn nun K in solchem Sinne in Bewegung begriffen ist, dass das Betriebswasser aus Z in C einströmt, so öffnet sich in dem Augenblicke, in welchem diese Zuströmung gegen Ende des Hubes gehemmt wird, das Ventil A_1 und lässt Wasser aus A nach C hinter dem Kolben K zurückströmen, bis dieser am Ende des Hubes angekommen ist; bei der umgekehrten Bewegung von K tritt gegen Ende des Hubes der Rest des vor K in C befindlichen Wassers durch Z_1 in Z zurück.

Sofern die Maschine doppeltwirkend ist, müssen beide Enden des Treibcylinders C , bezw. die betreffenden Verbindungsrohre V durch solche zwei mit Ventilen ausgerüstete Röhren mit A und Z verbunden werden. Fig. 53 zeigt die Disposition einer solchen Einrichtung für eine doppeltwirkende Maschine mit liegendem Cylinder und mit

Fig. 53.



Schiebersteuerung. K ist fast am Ende des Weges von links nach rechts; der Steuerschieber S ist in der Mitte seines Weges von rechts nach links und schliesst augenblicklich beide Verbindungscanäle V , V^1 von Z und von A ab. Von dieser Zeit an bis zum Ende des Hubes fließt hinter dem Kolben K Wasser aus A durch A_1 zu, während das vor ihm befindliche Wasser durch Z_1^1 nach Z zurückgetrieben wird.

2) Bei lediglich hin- und hergehender Bewegung, z. B. zur Hebung von Grubenwasser, pflegt die Maschine einfach wirkend, ihre Steuerung eine Kolben- oder Ventilsteuerung zu sein. In einem solchen Falle, also bei dem Fehlen einer stetig rotirenden Bewegung und somit eines Schwungrades, muss die durch die Treibkolbenstange eingeleitete Umsteuerung vollendet werden, während der Treibkolben K ruht, und die dazu dienende Hilfskraft ist entweder ein Gewicht (bezw. eine dasselbe vertretende Feder) oder der Wasserdruck vermittels einer Hilfswassersäulenmaschine.

a) Die Gewichtsteuerung ist besonders in Verbindung mit Steuerventilen geeignet. Gegen Ende eines Kolbenhubes wird das eine der beiden Ventile, welches bis dahin offen war und mit V_1 bezeichnet sei, durch den Druck eines an der Treibkolbenstange befindlichen Knaggens gegen einen Hebel geschlossen. Sobald dies geschehen, ist auch K zur Ruhe gekommen, gleichzeitig aber die Hemmung eines Gewichtes ausgelöst worden, durch dessen Niedersinken das andere, bis dahin geschlossene Ventil V_2 geöffnet wird, worauf dann die neue Kolbenbewegung beginnt; jenes Gewicht war zu Ende des vorigen Kolbenhubes gehoben worden gleichzeitig mit der Schliessung des Ventils V_2 durch einen anderen Knaggen der Steuerkolbenstange. Die dazu dienende äussere Steuerung ist die auch bei einfachwirkenden Dampfmaschinen gebräuchliche sogenannte Hebel- oder Sperrklinkensteuerung.

Das Spiel der Maschine ist also folgendes, wenn

G_1 das zu V_1 , G_2 das zu V_2 gehörige Hilfgewicht,

H_1 den zu V_1 , H_2 den zu V_2 gehörigen Hebel

bezeichnet, durch welchen der Druck des betreffenden Knaggens die Schliessung bewirkt. Bei dem Aufgange von K ist

V_1 offen, G_1 unten, V_2 geschlossen, G_2 gehoben.

Gegen Ende des Hubes wird V_1 durch H_1 geschlossen, G_1 gehoben und die Hemmung von G_2 ausgelöst; während dann K ruht, sinkt G_2 nieder und hebt V_2 . Bei dem Niedergange des Treibkolbens ist also

V_1 geschlossen, G_1 gehoben, V_2 offen, G_2 unten

Gegen Ende des Hubes wird V_2 durch H_2 geschlossen, G_2 gehoben und die Hemmung von G_1 gelöst, wodurch G_1 niedersinkt und V_1 öffnet.

b) Eine Hilfswassersäulenmaschine pflegt zur Umsteuerung angewendet zu werden, wenn die Hauptmaschine mit Kolbensteuerung versehen ist. Die Hilfsmaschine, deren Treibkolben als Hilfskolben bezeichnet werde, ist dabei doppelwirkend, wenn sie eine besondere Maschine für sich und nicht etwa, wie sogleich zu erwähnen sein wird, mit dem Steuerzylinder der Hauptmaschine in eigenthümlicher Weise vereinigt ist. Ihre eigene Steuerung kann selbst wieder eine Kolbensteuerung oder auch von anderer Art sein; jedenfalls muss ihre Umsteuerung, und zwar durch die Wirkung der in gewisser Weise mit ihr verbundenen Treibkolbenstange der Hauptmaschine vollendet sein, wenn der Treibkolben der letzteren am Ende seines Hubes angelangt ist. Eine Hilfswassersäulenmaschine erfordert stets einen gewissen Aufwand an Betriebswasser, und zwar für jede Umsteuerung ein Wasservolumen = dem von der wirksamen Hilfskolbenfläche bei einem einfachen Hube durchlaufenen Volumen.

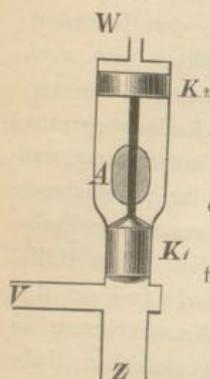
Bei Maschinen neuerer Construction ist nach dem Muster der Reichenbach'schen Maschinen in Baiern der Hilfskolben mit dem Steuer- und Gegenkolben der Hauptmaschine in einem Cylinder, dem Steuerzylinder enthalten, welcher somit zu gleicher Zeit die Rolle des Treibzylinders der Hilfsmaschine übernimmt; von den genannten drei Kolben (Dreikolbensteuersystem) wird selbst zuweilen noch einer erspart, indem der Gegenkolben zugleich als Hilfskolben dient (Zweikolbensteuersystem). In allen diesen Fällen ist die Hilfsmaschine einfachwirkend, d. h. der Hilfskolben wird nur bei der Bewegung in einem Sinne von dem aus Z zufließenden Druckwasser getrieben; ein Steuerwasserverbrauch = dem bei einem einfachen Hube des Hilfskolbens durchlaufenen Volumen reicht deshalb hier für eine zweimalige Umsteuerung, d. h. für ein ganzes Spiel der Maschine aus. Indessen liegt der Vorzug fraglicher Einrichtung nicht sowohl in diesem Umstande, als vielmehr in der constructiven Einfachheit, weil der Hilfskolben, wenigstens im Falle des Zweikolbensystems, entsprechend grösser gemacht werden muss.

§. 49. **Kolbengrösse und Steuerwassermenge einer zugleich als Hilfsmaschine dienenden Kolbensteuerung.**

Die im vorigen Paragraph zuletzt besprochene bei neueren Maschinen vorzugsweise angewendete Kolbensteuerung, welche zugleich als Hilfs-

wassersäulenmaschine zur nöthigen Ergänzung der Steuerungswirkung dienen soll, erfordert zur Sicherung solcher regelrechter Wirkung ausserdem gewisse Grössen der Durchmesser ihrer 2, bzw. 3 Kolben, welche wie folgt ermittelt werden können.

Fig. 54.



1) Das Zweikolbensteuersystem ist schematisch durch Fig. 54 dargestellt, worin bei Voraussetzung verticaler Stellung des Steuercylinders

V den zum Treibcylinder führenden Verbindungs-

canal,
 Z die Einmündung des Zufussrohrs in den Steuer-

cylinder,
 A die Ausmündung aus letzterem in das Ab-

flussrohr,

K_1 den Steuerkolben,

K_2 den Gegen- und Hilfskolben,

W ein oberhalb K_2 vom Steuercylinder ausgehendes

engeres Rohr bedeutet, welches je nach der Stellung der Hilfssteuerung (vermittelt gegen Ende eines Treibkolbenhubes durch einen Knaggen der Treibkolbenstange) den Steuercylinder über K_2 entweder mit dem Zufussrohre Z oder mit dem Abflussrohre A in Communication setzt.

Jenachdem K_1 sich über oder unter dem Canal V befindet, fliesst das Betriebswasser aus Z in den Treibcylinder oder aus diesem nach A . Um diese Lagen von K_1 abwechselnd herbeizuführen, ist die Kolbenverbindung wechselsweise aufwärts und abwärts zu bewegen dadurch, dass W bzw. mit dem Unterwasser (mit A) oder mit dem Oberwasser (mit Z) in Communication gesetzt wird. Es handelt sich um die Durchmesser d_1 und d_2 , welche bezw. den Kolben K_1 und K_2 gegeben werden müssen, um jene Bewegungen gerade möglich zu machen mit Rücksicht zugleich auf den Reibungswiderstand $= R$, welcher die Bewegung der Kolbenverbindung im Steuercylinder erschwert, sowie auf ihr Gewicht $= G$. Abgesehen werde dagegen von der Dicke der Stange, durch welche die Kolben verbunden sind, während auch die Höhe des Kolbensystems und sein Hub im Vergleich mit der Wasserdruckhöhe so klein zu sein pflegen, dass letztere für alle Punkte von K_1 K_2 , welche zugleich vom Oberwasser oder zugleich vom Unterwasser gedrückt werden, gleich gross zu setzen ist, und zwar bei jeder Lage von K_1 K_2 . Die somit einzuführenden Druckhöhen des Oberwassers $= h_1$ und des Unterwassers $= h_2$ überall im Steuercylinder sind dann zu verstehen als Höhen bezw.

des Ober- und des Unterwasserspiegels über einem mittleren Punkte der Kolbenverbindung $K_1 K_2$ bei mittlerer Höhenlage derselben.

Ist W mit Z in Communication, so wirkt die überschüssige Druckhöhe $h = h_1 - h_2$ auf K_1 von unten nach oben, auf K_2 von oben nach unten. Dem Gleichgewicht der Kräfte an dem hinabgehenden Kolben entspricht also die Gleichung:

$$\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) h \gamma + G = R \dots \dots \dots (1).$$

Communicirt dagegen W mit A , so ist beiderseits von K_2 die Druckhöhe $= h_2$, das Gleichgewicht der Kräfte an dem hinaufgehenden Kolben folglich ausgedrückt durch die Gleichung:

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma - G = R \dots \dots \dots (2),$$

vorausgesetzt, dass die Reibung im einen und anderen Sinne gleich gross ist. Dieselbe wächst offenbar im Verhältnisse der Durchmesser; wird sie ausserdem proportional h gesetzt, indem, wenn die Liederung auch nicht hydrostatisch, es doch nöthig ist, dass ein um so dichter Abschluss durch sie gewährt wird, je grösser h , setzt man also etwa

$$R = \rho \frac{\pi}{4} (d_1 + d_2) h \gamma \dots \dots \dots (3),$$

so können die Gleichungen (1) und (2) wie folgt geschrieben werden:

$$d_2^2 - d_1^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho (d_1 + d_2) \dots \dots \dots (4)$$

$$d_1^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho (d_1 + d_2) \dots \dots \dots (5).$$

Wird vorläufig $G = 0$ gesetzt, was mit um so kleinerem Fehler geschehen kann, je grösser h ist, so folgt aus (4) und (5):

$$d_2 = d_1 \sqrt{2}$$

und damit aus (4) durch Division mit $d_1 + d_2$:

$$d_2 - d_1 = (\sqrt{2} - 1) d_1 = \rho$$

$$d_1 = (\sqrt{2} + 1) \rho, \text{ also } d_2 = (2 + \sqrt{2}) \rho \dots \dots \dots (6).$$

Setzt man jetzt

$$\frac{4G}{\pi h \gamma} = x \dots \dots \dots (7),$$

so folgt aus (4) und (5):

$$d_2^2 = 2 d_1^2 - 2x, \text{ angenähert } d_2 = d_1 \sqrt{2} - \frac{x}{d_1 \sqrt{2}}$$

oder, wenn hier in dem untergeordneten Gliede mit x für d_1 der Näherungswerth nach (6) gesetzt wird,

$$d_2 = d_1 \sqrt{2} - \frac{x}{(2 + \sqrt{2})\rho} = d_1 \sqrt{2} - \frac{2 - \sqrt{2}}{2\rho} x \dots (8).$$

Hiermit ergibt sich aus (4):

$$d_2 - d_1 = (\sqrt{2} - 1)d_1 - \frac{2 - \sqrt{2}}{2\rho} x = \rho - \frac{x}{d_1 + d_2}$$

oder, weil nach (6) angenähert

$$\frac{1}{d_1 + d_2} = \frac{1}{(3 + 2\sqrt{2})\rho} = \frac{3 - 2\sqrt{2}}{\rho},$$

$$(\sqrt{2} - 1)d_1 = \rho + \frac{x}{2\rho}(2 - \sqrt{2} - 6 + 4\sqrt{2}) = \rho + \frac{3\sqrt{2} - 4}{2\rho} x$$

$$d_1 = (\sqrt{2} + 1)\rho + \frac{2 - \sqrt{2}}{2\rho} x \dots (9).$$

Aus (8) und (9) folgt dann

$$d_2 = (2 + \sqrt{2})\rho + \frac{3\sqrt{2} - 4}{2\rho} x \dots (10).$$

Durch Beobachtungen an bestehenden Maschinen wurde $\rho = 0,032$ gefunden. Zu grösserer Sicherheit und mit Rücksicht auf die mehr oder weniger zufällige und veränderliche (mit der Zeit durch Abnutzung der Lederscheiben ohne Zweifel abnehmende) Grösse der Reibung ist es aber vorzuziehen, ρ etwas grösser anzunehmen; zu thunlichster Verkleinerung der hydraulischen Widerstände beim Durchflusse des Wassers durch den Steuercylinder ist es auch rathsam, d_1 nicht viel kleiner zu machen, als den Durchmesser des Zufussrohrs Z . Um dann trotz übermässiger Grösse von d_1 und d_2 einen sanften Gang der Steuerung zu sichern, dienen Stellhähne in den Verbindungscanälen von W mit Z und A , wodurch die Druckhöhe oberhalb K_2 beim Niedergange der Kolbenverbindung beliebig $< h_1$, beim Aufgange beliebig $> h_2$ gemacht werden kann.

Wird etwa $\rho = 0,04$ angenommen und nach (7)

$$x = \frac{4G}{\pi h \gamma} = 0,00127 \frac{G}{h}$$

eingesetzt, so ergibt sich aus (9) und (10) nahe:

$$d_1 = 0,1 + 0,009 \frac{G}{h}; \quad d_2 = 0,14 + 0,004 \frac{G}{h} \text{ Mtr.}$$

Mit $\rho = 0,05$ wird

$$d_1 = 0,125 + 0,007 \frac{G}{h}; \quad d_2 = 0,175 + 0,003 \frac{G}{h} \text{ Mtr.}$$

Wird d_1 angenommen, so ist nach Obigem angenähert

$$d_2 = d_1 \sqrt{2} - \frac{x}{d_1 \sqrt{2}} = d_1 \sqrt{2} - \frac{0,00127}{d_1 \sqrt{2}} \frac{G}{h} \dots \dots (8, a).$$

zu machen. Dabei ist

G in Kgr., h in Mtr. ausgedrückt

vorausgesetzt.

Die erforderliche Steuerwassermenge für ein ganzes Spiel der Maschine ist:

$$q = \frac{\pi}{4} d_2^2 s_1 \dots \dots \dots (11),$$

unter s_1 den Hub von $K_1 K_2$ verstanden.

2) Das Dreikolbensteuersystem wird auf verschiedene Weise ausgeführt; Fig. 55 zeigt die Einrichtung bei einer Clausthaler ein cylindrigen einfachwirkenden Maschine. Während Z, A, V, W die obigen Bedeutungen haben, auch K_1 der Steuerkolben ist, sind der Gegenkolben K_2 und der Hilfskolben K_3 getrennt durch Stangen mit K_1 verbunden. Die Druckhöhe (Ueberdruckhöhe) ist beständig oberhalb $K_1 = h_1$, unterhalb $= h_2$, oberhalb $K_2 = 0$ wegen Communication mit der äusseren Luft, unterhalb $= h_1$, oberhalb $K_3 = h_2$, unterhalb $= h_1$ oder $= h_2$, jenachdem W (durch die Wirkung der Hilfssteuerung) mit Z oder mit A communicirt. Sind die Durchmesser der Kolben K_1, K_2, K_3 bzw. $= d_1, d_2, d_3$, so entspricht mit obigen Bedeutungen von G und R dem Niedergange des Kolbensystems (W in Verbindung mit A) die Gleichung:

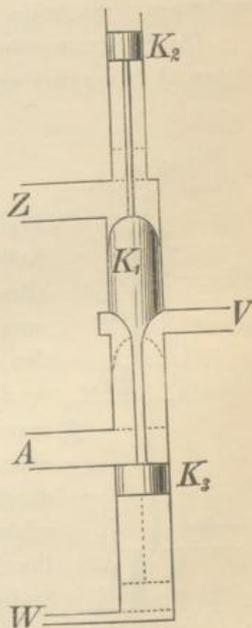
$$\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma - \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma + G = R$$

und dem Aufgange (W in Verbindung mit Z):

$$-\frac{\pi}{4} d_1^2 h \gamma + \frac{\pi}{4} d_2^2 h_1 \gamma + \frac{\pi}{4} d_3^2 h \gamma - G = R,$$

welche Gleichungen mit

Fig. 55.



$$R = \rho \frac{\pi}{4} (d_1 + d_2 + d_3) h \gamma$$

auch geschrieben werden können:

$$\begin{aligned} d_1^2 - \frac{h_1}{h} d_2^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} &= \rho (d_1 + d_2 + d_3) \\ -d_1^2 + \frac{h_1}{h} d_2^2 + d_3^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} &= \rho (d_1 + d_2 + d_3) \end{aligned}$$

oder auch zu ersetzen sind durch die daraus abgeleiteten Gleichungen:

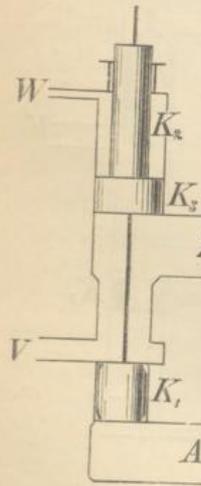
$$\left. \begin{aligned} d_3^2 &= 2 \rho (d_1 + d_2 + d_3) \\ d_3^2 &= 2 \left(d_1^2 - \frac{h_1}{h} d_2^2 \right) + \frac{8G}{\pi h \gamma} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12).$$

Man kann hier einen der 3 Durchmesser willkürlich wählen, insbesondere d_1 nahe = der Weite des Zuflussrohrs Z , dann durch Probiren d_2 so bestimmen, dass beide Gleichungen denselben Werth von d_3 ergeben.

Die Steuerwassermenge pro Spiel der Maschine ist, wenn wieder s_1 den Hub des Kolbensystems bedeutet,

$$q = \frac{\pi}{4} d_3^2 s_1 \dots \dots \dots (13).$$

Fig. 56.



Eine andere, mehr gedrungene Ausführung des Dreikolbensystems zeigt Fig. 56 bei tiefster Lage der Kolben, entsprechend einer Maschine zu Huelgoat (Bretagne). Gegenkolben und Hülfkolben sind hier unmittelbar (ohne Stange) verbunden. Denkt man den hohlen Plungerkolben K_2 (äusserer Durchmesser = d_2) bis zur Unterfläche des Kolbens K_3 (Durchmesser = d_3) sich erstreckend, so wird er beständig ebenso, wie der Kolben K_2 in Fig. 55, von unten durch das Oberwasser, von oben durch die Atmosphäre gedrückt; er ist als Gegenkolben zu betrachten. Die Kolbenfläche, welche für den Niedergang des Systems der resultirenden Druckhöhe Null, für den Ausgang der von unten wirkenden Ueberdruckhöhe h ausgesetzt wird, ist aber hier nicht, wie im Falle von

Fig. 55, eine volle Kreisfläche = $\frac{\pi}{4} d_3^2$, sondern die Ringfläche = $\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2)$ infolge der Verbindung von W mit Z oder A , so dass diese Ringfläche hier als Hülfkolbenfläche zu betrachten ist. Wegen im Uebrigen ganz entsprechender Umstände ergeben sich die Bestimmungsgleichungen der

Kolbendurchmesser sowie auch die Steuerwassermenge q aus (12) und (13) durch Substitution von

$$d_3^2 - d_2^2 \text{ für } d_3^2.$$

Die Kolbensteuerung Fig. 52 (§. 47) einer zweicylindrigen (oder auch doppeltwirkenden) Maschine kann zur Hilfsmaschine ergänzt werden, indem der Steuerzylinder nach oben verlängert, und in dieser (oben geschlossenen) Verlängerung ein anschliessender dritter Kolben als Hilfskolben K_3 so mit den Steuerkolben K_1, K_1^1 verbunden wird, dass er sich beständig oberhalb der Einmündung des Abflussrohrs A befindet, dass somit die Druckhöhe an seiner Unterfläche beständig $= h_2$ ist, während sie oberhalb K_3 dadurch abwechselnd $= h_1$ und $= h_2$ wird, dass ein in die Verlängerung des Steuerzylinders hier einmündendes engeres Rohr W durch die Hilfssteuerung abwechselnd mit Z und mit A in Communication gesetzt wird. Sind also d_1, d_2, d_3 hier die Durchmesser der Kolben K_1, K_1^1, K_3 , so entsprechen mit Rücksicht darauf, dass die Druckhöhe an den einander zugekehrten Seiten der Steuerkolben K_1, K_1^1 stets $= h_1$, an den anderen Seiten $= h_2$ ist, dem Niedergange (W in Verbindung mit Z) und dem Aufgange (W in Verbindung mit A) des Kolbensystems die Gleichungen:

$$\frac{\pi}{4} (-d_1^2 + d_2^2 + d_3^2) h \gamma + G = R$$

$$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) h \gamma - G = R$$

oder mit $R = \rho \frac{\pi}{4} (d_1 + d_2 + d_3) h \gamma$:

$$-d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho (d_1 + d_2 + d_3)$$

$$d_1^2 - d_2^2 - \frac{4G}{\pi h \gamma} = \rho (d_1 + d_2 + d_3)$$

oder auch die daraus folgenden Gleichungen:

$$\left. \begin{aligned} d_3^2 &= 2 \rho (d_1 + d_2 + d_3) \\ d_3^2 &= 2 (d_1^2 - d_2^2) - \frac{8G}{\pi h \gamma} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (14).$$

Von den Steuerkolben K_1 und K_1^1 erhält letzterer den kleineren Durchmesser d_2 ; wird dieser nahe $=$ der Weite des Zufussrohrs angenommen, so sind d_1 und d_3 durch die Gleichungen (14) bestimmt. Gl. (13) ergibt auch hier die Steuerwassermenge.

Indem letztere in allen Fällen proportional s_1 ist und, wenn a die

Höhe des gewöhnlich rechteckigen Querschnittes des Verbindungsrohrs V ,
 a_1 die Höhe des Steuerkolbens K_1 bedeutet,

$$s_1 \text{ wenigstens} = a + a_1 \text{ nahe} = 4a \dots \dots \dots (15)$$

sein muss, ist a möglichst klein, zu dem Ende die Breite des Verbindungsrohrs möglichst gross = der Weite d des Treibcylinders zu nehmen. Dann ist a passend so zu bemessen, dass der Querschnitt $= ad$ von V nahe = dem Querschnitte des Steuerkolbens und des Zufussrohrs wird.

§. 50. Regulirung des Ganges einer Wassersäulenmaschine.

Wenn mit dem Hin- und Hergange des Treibkolbens der Auf- und Niedergang eines Gestänges verbunden ist, so pflegt durch dessen Gewicht eine so erhebliche Vergrösserung des Widerstandes beim Aufgange, der Triebkraft beim Niedergange bedingt zu sein, dass eine doppelwirkende Maschine mit für jeden einfachen Hub des Treibkolbens gleich grosser hydraulischer Triebkraft nicht am Platze wäre. Selbst in dem hier gewöhnlichen Falle einer einfachwirkenden Maschine mit verticalem Treibcylinder, wobei nur der Aufgang des mit dem Gestänge verbundenen Treibkolbens durch den Wasserdruck bewirkt wird, pflegt es zur Regulirung des Ganges nöthig zu werden, von dem Gesamtgewicht $= G$ jener Gestängemasse einen Theil $= X$ durch ein Gegengewicht aufzuheben, insbesondere mit Hülfe eines Balanciers, nämlich eines um horizontaler Axe schwingenden zweiarmigen Hebels, der am einen Ende gelenkig mit dem Gestänge verbunden, am anderen durch Gewichte beschwert ist. Ist dann

F die wirksame Treibkolbenfläche,

h_1 die Höhe des Oberwasserspiegels,

h_2 die Höhe des Unterwasserspiegels über dem Treibkolben in dessen mittlerer Höhenlage,

w_1 die mittlere hydraulische Widerstandshöhe für die Bewegung des Wassers vom Zufussbehälter bis in den Treibcylinder,

w_2 die entsprechende mittlere Widerstandshöhe für den Abfluss des Betriebswassers aus dem Cylinder,

R die Reibung des Treibkolbens, einschliesslich der übrigen auf den Treibkolben reducirten Reibungen und Nebenwiderstände, und zwar R_1 für den Aufgang, R_2 für den Niedergang,

P der mittlere Nutzwiderstand des Gestänges, und zwar P_1 für den Aufgang, P_2 für den Niedergang,

so ist die Bedingung dafür, dass die Bewegung im betreffenden Sinne (mit der Geschwindigkeit, welcher die vorausgesetzten Nebenwiderstände entsprechen) gerade möglich ist, ohne dass dem Gestänge zu Ende des Hubes eine lebendige Kraft verbleibt, welche durch Stoss vernichtet werden müsste, für den Aufgang:

$$\gamma F(h_1 - w_1) - (G - X) - R_1 = P_1 \dots \dots \dots (1),$$

für den Niedergang:

$$-\gamma F(h_2 + w_2) + (G - X) - R_2 = P_2 \dots \dots \dots (2).$$

Wenn die dem Auf- und Niedergange zusammen entsprechende, durch Summirung von (1) und (2) entstehende Gleichung:

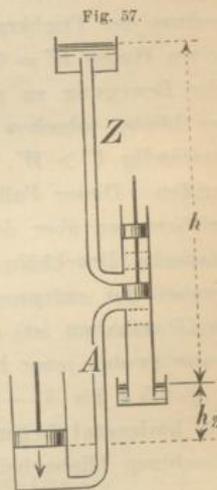
$$\gamma F(h - w_1 - w_2) - R_1 - R_2 = P_1 + P_2 \dots \dots \dots (3)$$

erfüllt ist (durch Regulirung insbesondere von P_1 und P_2), so kann X (die Belastung des Balanciers) einer der Gleichungen (1), (2) entsprechend gewählt werden, womit dann auch die andere erfüllt ist.

Sofern übrigens nicht h_1 und h_2 einzeln gegeben zu sein pflegen, sondern nur ihre Differenz $h = h_1 - h_2$, kann auch $X = 0$ gesetzt und h_2 nach (2) bestimmt werden, um den Druck der Unterwassersäule auf den Treibkolben als Gegengewicht zu benutzen. Bei der entsprechenden als hydraulischer Balancier bezeichneten Einrichtung ist die doppelte Rohrführung für die Höhe h_2 gemäss Fig. 57 zu ersparen durch Anordnung der Steuerung nahe in der Höhe des Unterwasserspiegels. Der grösseren Einfachheit dieses hydraulischen Balanciers steht freilich der Vortheil des Gewichtsbalanciers gegenüber, bezüglich seiner ausgleichenden Wirkung durch Aenderung der Belastung beliebig regulirt werden zu können.

Bei einer zweicylindrigen Maschine ist die Ausgleichung schon dadurch herbeigeführt, dass die gleichbelasteten Treibkolbenstangen durch einen Balancier verbunden sind, der sie zu stets entgegengesetzt gleicher Bewegung nöthigt. —

Die Umstände, durch welche die Erfüllung der Gleichungen (1) und (2) bedingt ist, können der Aenderung unterworfen sein, insbesondere die Nutzwiderstände P_1, P_2 . Mit Rücksicht darauf sind zur Regulirung des Ganges noch Stellhähne (bezw. Ventile oder Schieber) im Zufluss- und Abflussrohr nöthig, welche dann freilich, um sowohl der Vergrösserung, als der Verkleinerung von P_1, P_2 Rechnung



tragen zu können, stets mehr oder weniger geschlossen sein, also Arbeit als solche vernichten (w_1 und w_2 vergrössern) müssen. Wären nicht sowohl P_1 und P_2 selbst, als vielmehr die Arbeiten dieser Widerstände pro Kolbenspiel veränderlich, so würde die Maschine besser bei ganz geöffneten Stellvorrichtungen in Z und A durch Aenderung des Kolbenhubes s (durch Verstellung der Knaggen an der Treibkolbenstange) regulirt werden, oder im Falle der Veränderlichkeit jener Arbeiten pro Sekunde durch entsprechende Aenderung der Kolbengeschwindigkeit. Von den Stellhähnen zur Regulirung der Steuerung wurde schon im vorigen Paragraph gesprochen. —

Schliesslich werde darauf aufmerksam gemacht, dass die vorausgesetzte und übliche verticale Stellung des Treibcylinders der einfachwirkenden Maschine mit Zu- und Abfluss des Betriebswassers unter dem Kolben bei constanten oder wenig veränderlichen Nutzwiderständen P_1 und P_2 insofern am besten ist, als es dadurch allein möglich wird, dass die vom Ruhezustande aus beginnenden Kolbenhübe auch mit allmählig bis Null abnehmender Geschwindigkeit aufhören, ohne Stoss und ohne besondere Vorkehrungen. Bezeichnet nämlich W den auf das Gestänge reducirten hydraulischen Widerstand, U den Ueberschuss der Triebkraft über die übrigen Widerstände, so ist zu Anfang eines Hubes $W = 0$, und muss natürlich U positiv sein, um den Beginn der Bewegung zu ermöglichen. Nähme nun U während des Hubes zu, so bliebe, obschon W mit zunehmender Geschwindigkeit wächst, doch beständig $U > W$, die Geschwindigkeit bis zu Ende im Zunehmen begriffen. Dieser Fall fände statt, wenn bei verticalem Cylinder das Betriebswasser über dem Kolben zu- und abflösse, indem dann die hydrostatische Druckhöhe an der wirksamen Kolbenfläche bei dem Zuflusse (wobei der entsprechende hydrostatische Druck auf den Kolben positiv in U enthalten ist) von $h_1 - 0,5 s$ bis $h_1 + 0,5 s$ zunähme, bei dem Abflusse (wobei jener hydrostatische Druck negativ in U enthalten ist) von $h_2 + 0,5 s$ bis $h_2 - 0,5 s$ abnähme. Bei einfach wirkenden Maschinen mit horizontal liegendem Treibcylinder und immer bei doppeltwirkenden Maschinen bliebe bei constantem Nutzwiderstande während des Hubes U gleich gross; die Geschwindigkeit würde dann bis zu einer der Gleichung $W = U$ entsprechenden Grösse wachsen, darauf bis zu Ende des Hubes unverändert bleiben. Nur wenn bei verticaler Stellung des Cylinders einer einfachwirkenden Maschine das Betriebswasser unter dem Kolben zu- und abfließt, nimmt bei constantem Nutzwiderstande während des Hubes U ab, indem die hydrostatische Druckhöhe an der wirksamen

Kolbenfläche beim Zuflusse von $h_1 + 0,5 s$ bis $h_1 - 0,5 s$ abnimmt, beim Abflusse von $h_2 - 0,5 s$ bis $h_2 + 0,5 s$ zunimmt; es ist dann möglich, die Verhältnisse so zu bestimmen, dass die anfangs zunehmende, später abnehmende Kolbengeschwindigkeit zu Ende des Hubes wieder = 0 wird, ohne Stoss und ohne dass Wasser aus dem Abflussrohre zurückgesaugt oder in das Zuflussrohr zurückgedrückt werden müsste, überhaupt ohne besondere Vorkehrungen. Jedenfalls erreicht dann der Kolben mit dem Gestänge seine grösste Geschwindigkeit etwas vor der Mitte des Hubes; die Strecken = x_1 und = x_2 , um welche es bezw. beim Aufgange und beim Niedergange des Kolbens der Fall ist, sind, wenn w' und w'' die den Maximalgeschwindigkeiten entsprechenden hydraulischen Widerstandshöhen bedeuten, analog Gl. (1) und (2) bestimmt durch die Gleichungen:

$$\begin{aligned} \gamma F(h_1 + x_1 - w') - (G - X) - R_1 &= P_1 \\ - \gamma F(h_2 - x_2 + w'') + (G - X) - R_2 &= P_2. \end{aligned}$$

Die Vergleichung mit (1) und (2) ergibt:

$$x_1 = w^1 - w_1 \text{ und } x_2 = w^1 - w_2 \dots \dots \dots (4).$$

Die beim Aufgange des Kolbens bis zum Augenblicke seiner grössten Geschwindigkeit von $h_1 + 0,5 s$ bis $h_1 + x_1$ gleichmässig abnehmende hydrostatische Druckhöhe ist im Mittel

$$= h_1 + \frac{0,5 s + x_1}{2},$$

also die mittlere hydraulische Druckhöhe, wenn w_1^1 die entsprechende mittlere hydraulische Widerstandshöhe bedeutet,

$$= h_1 - w_1^1 + \frac{0,5 s + x_1}{2}.$$

Ein Theil = $h_1 - w_1$ derselben entspricht nach Gl. (1) dem Wasserdrucke auf den Kolben, welcher mit den constanten Widerständen im Gleichgewicht ist; die Arbeit, welche der überschüssige Druck auf dem Wege = $0,5 s - x_1$ verrichtet, nämlich

$$\gamma F \left(w_1 - w_1^1 + \frac{0,5 s + x_1}{2} \right) (0,5 s - x_1) = L \dots \dots \dots (5)$$

dient zur Erzeugung der grössten Geschwindigkeit des Gestänges und ist = der entsprechenden lebendigen Kraft L aller bewegten Massen. Wird in dieser Gleichung $x_1 = w^1 - w_1$ nach (4) eingesetzt, ferner

$$w_1 = \frac{1}{s} \int_0^s w dz \text{ und } w_1^1 = \frac{1}{0,5 s - x_1} \int_0^{0,5 s - x_1} w dz \dots \dots \dots (6).$$

unter z einen vom Anfange des Hubes an gerechneten beliebigen Kolbenweg und unter w die entsprechende augenblickliche hydraulische Widerstandshöhe verstanden, so kann, da w sich als Function der augenblicklichen Kolbengeschwindigkeit ausdrücken lässt (siehe den folgenden Paragraph), ebenso w^1 als Function der grössten Kolbengeschwindigkeit v^1 , durch welche auch L bestimmt ist, die Gleichung (5) dazu dienen, v^1 oder s der Forderung gemäss zu bestimmen, jenachdem s oder v^1 ausser den übrigen dabei in Betracht kommenden Elementen gegeben ist oder angenommen wird.

Analog wäre bezüglich auf den Niedergang des Gestänges zu verfahren. Freilich ist es fraglich, ob die solcher Weise zu ermittelnden Werthe von v^1 oder s den sonstigen Anforderungen passend entsprechen, und ob es nicht vorzuziehen ist, den Stössen zu Ende der Hübe durch besondere Vorkehrungen, wie sie im Vorhergehenden besprochen wurden, zu begegnen. Wenigstens braucht das aber in dem hier in Rede stehenden Falle nur in geringerem Masse, als unter anderen Umständen, zu geschehen.

§. 51. Nutzeffect und Wirkungsgrad von Wassersäulenmaschinen.

Für eine einfachwirkende Maschine und bei Voraussetzung des Meters als Längeneinheit sei

F die wirksame Fläche, d der Durchmesser, s die Hublänge, v die mittlere Geschwindigkeit des Treibkolbens,

n die Anzahl der Kolbenspiele pro Minute,

d_1 die Weite, l_1 die Länge der Zuflussröhre, v_1 die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in derselben,

d_2 die Weite, l_2 die Länge der Abflussröhre, v_2 die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in ihr,

h_1 die Höhe des Oberwasserspiegels, h_2 die Höhe des Unterwasserspiegels über der gedrückten Kolbenfläche in ihrer mittleren Lage,

$h = h_1 - h_2$ das disponible Gefälle,

Q das Aufschlagwasserquantum, d. h. die im Ganzen pro Sek. verbrauchte Betriebswassermenge in Cubikmtr.,

Q_1 der Theil desselben, welcher durch eine vorhandene Hilfsmaschine zur Steuerung verbraucht wird, also

$$Q - Q_1 = \frac{n F s}{60} \quad \text{und} \quad Q_1 = \frac{n q}{60} \dots \dots \dots (1),$$

wo q gemäss §. 49 zu beurtheilen ist. Sind ferner im Durchschnitt

w_1 und w_2 die gesammten hydraulischen Widerstandshöhen bzw. des zufließenden und des abfließenden Wassers,

$R_1 = \gamma F k_1$ und $R_2 = \gamma F k_2$ bzw. für den Zufluss und Abfluss die auf den Treibkolben bezogenen übrigen Nebenwiderstände, so ist die Nutzarbeit für ein Kolbenspiel:

$$A = \gamma F (h_1 - k_1 - w_1) s - \gamma F (h_2 + k_2 + w_2) s$$

$$= \gamma F s (h - k_1 - k_2 - w_1 - w_2) \dots \dots \dots (2),$$

also der Nutzeffect = der Nutzarbeit pro Sek. mit Rücksicht auf (1):

$$\epsilon = \frac{n A}{60} = \gamma (Q - Q_1) (h - k_1 - k_2 - w_1 - w_2) \dots \dots \dots (3),$$

während der absolute Effect $E_0 = \gamma Q h$ ist. Daraus folgt der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{E}{E_0} = \left(1 - \frac{Q_1}{Q}\right) \left(1 - \frac{k_1 + k_2 + w_1 + w_2}{h}\right) \dots \dots \dots (4).$$

Von den nicht hydraulischen Nebenwiderständen ist die Reibung des Treibkolbens von so vorwiegender Erheblichkeit, dass bei genügend reichlicher Schätzung derselben die anderen dieser Nebenwiderstände unberücksichtigt bleiben können, ausser etwa dem durch eine Gewichtssteuerung bedingten Arbeitsaufwande. Im Falle einer solchen mag der Einfluss des betreffenden Arbeitsaufwandes auf η demjenigen des Steuerwasserbedarfs im Falle einer Hilfsmaschine zum Betriebe der Steuerung nahe gleich geachtet werden. Zu reichlicher Schätzung der Kolbenreibung ist man schon durch die Unsicherheit der Grundlagen zu ihrer Beurtheilung veranlasst. Indem diese Reibung bei Voraussetzung der üblichen hydrostatischen oder Manschettenliederung in einer cylindrischen Ringfläche vom Umfange πd und von einer gewissen Breite b stattfindet, und sofern bei grösserer Druckhöhe der Einfluss des der Ledermanschette eigenthümlichen Spannungszustandes verhältnissmässig unerheblich sein wird, kann, unter μ den betreffenden Reibungscoefficient verstanden,

$$R_1 = \gamma F k_1 = \gamma \frac{\pi d^2}{4} k_1 = \mu \gamma \pi d b (h_1 - w_1)$$

$$R_2 = \gamma F k_2 = \gamma \frac{\pi d^2}{4} k_2 = \mu \gamma \pi d b (h_2 + w_2)$$

gesetzt werden, also mit der Bezeichnung

$$\rho = 4 \mu \frac{b}{d} \dots \dots \dots (5)$$

$$k_1 = \rho (h_1 - w_1) \text{ und } k_2 = \rho (h_2 + w_2) \dots \dots \dots (6).$$

Der Coefficient μ wird sehr verschieden angegeben. Neueren Bestim-

mungen ist einstweilen mit Sicherheit nur zu entnehmen, dass die bisher übliche Annahme $\mu = 0,25$ nach Morin zu gross, dass vielmehr $\mu = 0,2$ selbst zum Zwecke der hier beabsichtigten reichlichen Schätzung ausreichend ist. Es wäre dann

$$\varrho = 0,08 \text{ bis } 0,12 \text{ mit } \frac{b}{d} = 0,1 \text{ bis } 0,15 \dots \dots \dots (7).$$

Die hydraulischen Widerstände sind bedingt 1) durch den allgemeinen Leitungswiderstand, 2) durch die Trägheit des Wassers, 3) durch Richtungs- und Querschnittsänderungen auf dem Wege des Betriebswassers.

1) Dem allgemeinen Leitungswiderstande entspricht die Widerstandshöhe

$$\begin{aligned} \text{im Zuflussrohre: } x_1 &= \lambda \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} = \lambda \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \\ \text{im Abflussrohre: } x_2 &= \lambda \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} = \lambda \frac{l_2}{d_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (8), \end{aligned}$$

wobei $\lambda = 0,025$ gesetzt werden kann.

2) Die Trägheit des Wassers betreffend ist zunächst zu bemerken, dass der Zufluss desselben in den Treibcylinder zwar gegen Ende des Hubes, aber noch während der Bewegung des Treibkolbens unterbrochen wird, so dass ein Theil der mittleren lebendigen Kraft des in der Zuflussröhre enthaltenen Wassers

$$= \gamma F \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 l_1 \frac{v_1^2}{2g} = \gamma F l_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

für den Antrieb des Treibkolbens verloren geht. Setzt man diesen Arbeitsverlust = jener ganzen mittleren lebendigen Kraft, und die entsprechende Widerstandshöhe = y_1 , so ist

$$\gamma F l_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \gamma F y_1 s,$$

also

$$y_1 = \frac{l_1}{s} \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (9)$$

und entsprechend

$$y_2 = \frac{l_2}{s} \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{v^2}{2g}$$

mit Rücksicht auf die lebendige Kraft, welche zu Ende der umgekehrten Kolbenbewegung das im Abflussrohre enthaltene Wasser im Augenblick der Absperrung besitzt, und welche ihm durch den Treibkolben zuvor hatte mitgetheilt werden müssen.

Zum Einfließen des Betriebswassers in den Treibcylinder muss zwar ausserdem der ganzen Wasserfüllung = $F s$ Cubikmtr. im Zuflussrohre die Geschwindigkeit v_1 durchschnittlich ertheilt werden, allein dieselbe kommt zum Theil dem Antrieb des Kolbens wieder zugut als entsprechende Vergrösserung der hydraulischen Druckhöhe im Treibcylinder im Betrage

$$\frac{(v_1 - v) v}{g} \quad (\text{§. 29, Anmerkung, Gl. a}),$$

so dass sie unberücksichtigt bleiben mag, nachdem y_1 und y_2 gemäss (9) jedenfalls zu gross geschätzt worden sind. Bei der umgekehrten Kolbenbewegung entweicht freilich die Wasserfüllung des Cylinders durch das Abflussrohr mit einer ganz verlorenen mittleren lebendigen Kraft

$$\gamma F s \frac{v_2^2}{2g} = \gamma F s \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}, \text{ welche} = \gamma F y_3 s$$

gesetzt, die fernere Widerstandshöhe

$$y_3 = \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (10)$$

ergiebt, deren Verhältniss zu y_2 durchaus nicht klein zu sein braucht.

Diese Trägheitswiderstände können wesentlich vermindert und zugleich die schädlichen Stösse in Folge plötzlicher Hemmung der Wasserbewegung in den Röhren vermieden werden durch Windkessel, mit welchen sie (insbesondere die Zuflussröhre) nahe ihren Einmündungen in den Steuercylinder communiciren.

3) Richtungs- und Querschnittsänderungen finden theils im Zufluss- und Abflussrohre selbst, theils auf dem Wege vom Zuflussrohre durch die Steuerung in den Cylinder und aus diesem durch die Steuerung in das Abflussrohr statt. Bezogen auf die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 seien für den Zufluss bezw. Abfluss die den ersteren Widerständen entsprechenden Widerstandscoefficienten = η_1 und η_2 , die den letzteren entsprechenden = ϑ_1 und ϑ_2 , so dass dann die betreffenden Widerstandshöhen sind:

$$\begin{aligned} z_1 &= (\eta_1 + \vartheta_1) \frac{v_1^2}{2g} = (\eta_1 + \vartheta_1) \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \\ z_2 &= (\eta_2 + \vartheta_2) \frac{v_2^2}{2g} = (\eta_2 + \vartheta_2) \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \end{aligned} \dots \dots \dots (11).$$

Bei der Beurtheilung von η_1 und η_2 können plötzliche Richtungsänderungen um 90° mit je einer Einheit in Rechnung gebracht werden, Rohrkrümmungen dagegen in der Regel unberücksichtigt bleiben, wenn sie nicht in zu grosser Zahl und mit kleinen Krümmungshalbmessern

vorkommen. Vorzugsweise werden η_1 und η_2 durch die Regulirungsvorrichtungen (Stellhähne u. s. w.) bedingt, je nach deren Stellung diese Coefficienten sehr verschieden sein können.

Was ϑ_1 und ϑ_2 betrifft, so ist im Falle einer Kolbensteuerung durch besondere Versuche (Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, II. Theil, 4. Aufl., S. 745) der Widerstandcoefficient, bezogen auf die Geschwindigkeit im Steuercylinder (Durchmesser = d_3) für den Uebergang des Wassers

aus dem Steuercylinder in das Verbindungsrohr = 5,

aus dem Verbindungsrohr in den Steuercylinder = 34,5

gefunden worden, ferner, bezogen auf die Geschwindigkeit v des Treibkolbens, für die Bewegung

aus dem Verbindungsrohr in den Treibcylinder = 31,

aus dem Treibcylinder in das Verbindungsrohr = 26.

Hiernach wäre

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= 5 \left(\frac{d_1}{d_3}\right)^4 + 31 \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 \\ \vartheta_2 &= 34,5 \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^4 + 26 \left(\frac{d_2}{d}\right)^4 \end{aligned} \right\}$$

insbesondere z. B. nahezu $\vartheta_1 = 7$ und $\vartheta_2 = 36$

$$\text{mit } \frac{d_1}{d_3} = \frac{d_2}{d_3} = 1 \text{ und } \frac{d_1}{d} = \frac{d_2}{d} = \frac{1}{2}.$$

Für die meisten Fälle erscheinen übrigens diese Werthe von ϑ_1 und besonders von ϑ_2 übermässig gross, und lässt sich vielmehr annehmen, dass bei angemessenen Querschnittsverhältnissen diese Coefficienten kaum > 3 geschätzt zu werden brauchen, 3 scharfen Richtungsveränderungen um je 90° entsprechend.

Setzt man endlich

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= x_1 + y_1 + z_1 = \epsilon_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \\ \text{und } w_2 &= x_2 + y_2 + z_2 = \epsilon_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12),$$

so folgt aus (8), (9), (10) und (11):

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_1 &= \lambda \frac{l_1}{d_1} + \frac{l_1}{s} \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 + \eta_1 + \vartheta_1 \\ \epsilon_2 &= \lambda \frac{l_2}{d_2} + \frac{l_2}{s} \left(\frac{d_2}{d}\right)^2 + 1 + \eta_2 + \vartheta_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (13).$$

Die Hublänge s , die mittlere Kolbengeschwindigkeit v , die Zeit eines

Kolbenspiels = t Sekunden und die Anzahl der Kolbenspiele pro Minute = n stehen in den Beziehungen:

$$t = \frac{60}{n} \text{ und } v = \frac{2s}{t} = \frac{ns}{30} \dots \dots \dots (14).$$

Die Zeiten t_1 und t_2 der einfachen Hübe, welche bezw. dem Zufluss des Wasser in den Treibcylinder und dem Abfluss entsprechen, können übrigens bei einer einfachwirkenden Maschine verschieden gross sein, folglich auch die betreffenden mittleren Kolbengeschwindigkeiten

$$\left. \begin{aligned} &= \frac{s}{t_1} = \frac{vt}{2t_1} = \varphi_1 v \text{ mit } \varphi_1 = \frac{t}{2t_1} \\ \text{und } &= \frac{s}{t_2} = \frac{vt}{2t_2} = \varphi_2 v \text{ mit } \varphi_2 = \frac{t}{2t_2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (15).$$

In den Ausdrücken (12) von w_1 und w_2 sind dann auch diese Geschwindigkeiten $\varphi_1 v$ und $\varphi_2 v$ für v zu setzen:

$$w_1 = \varphi_1^2 \zeta_1 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}; \quad w_2 = \varphi_2^2 \zeta_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (16).$$

Um die Zeiten t_1, t_2 oder die Verhältnisszahlen φ_1, φ_2 so zu bestimmen, dass der Wirkungsgrad η möglichst gross ist, kann man bemerken, dass derselbe nach (4) mit Rücksicht auf (6) um so grösser ist, je kleiner

$$k_1 + k_2 + w_1 + w_2 = \rho(h_1 + h_2) + (1 - \rho)w_1 + (1 + \rho)w_2,$$

also je kleiner mit Rücksicht auf (16) die Function

$$f = \frac{(1 - \rho)\varphi_1^2 \zeta_1}{d_1^4} + \frac{(1 + \rho)\varphi_2^2 \zeta_2}{d_2^4} = a_1 \varphi_1^2 + a_2 \varphi_2^2$$

ist, wo zur Abkürzung

$$a_1 = \frac{(1 - \rho)\zeta_1}{d_1^4} \quad \text{und} \quad a_2 = \frac{(1 + \rho)\zeta_2}{d_2^4}$$

gesetzt wurde. Während die Function f , jenachdem $a_1 \geq a_2$ ist, um so grösser wäre, je mehr bezw. $\varphi_1 \geq \varphi_2$ ist, entspricht ihr Minimum dem = Null gesetzten Differential, also der Gleichung:

$$a_1 \varphi_1 d\varphi_1 + a_2 \varphi_2 d\varphi_2 = a_1 \varphi_1^3 \frac{d\varphi_1}{\varphi_1^2} + a_2 \varphi_2^3 \frac{d\varphi_2}{\varphi_2^2} = 0$$

oder, weil nach (15)

$$\frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2} = 2 \frac{t_1 + t_2}{t} = 2, \quad \text{also} \quad \frac{d\varphi_1}{\varphi_1^2} + \frac{d\varphi_2}{\varphi_2^2} = 0$$

ist, der Gleichung:

$$a_1 \varphi_1^3 - a_2 \varphi_2^3 = 0, \text{ woraus } \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \sqrt[3]{\frac{a_2}{a_1}}$$

folgt, somit

$$2 = \frac{1}{\varphi_1} + \frac{1}{\varphi_2} = \frac{1}{\varphi_1} \left(1 + \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right) = \frac{1}{\varphi_1} \left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_2}{a_1}} \right)$$

$$\text{und schliesslich } \left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_2}{a_1}} \right) = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt[3]{\frac{1 + \rho \zeta_2}{1 - \rho \zeta_1} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4} \right) \\ \varphi_2 &= \varphi_1 \sqrt[3]{\frac{a_1}{a_2}} = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt[3]{\frac{a_1}{a_2}} \right) = \frac{1}{2} \left(1 + \sqrt[3]{\frac{1 - \rho \zeta_1}{1 + \rho \zeta_2} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4} \right) \end{aligned} \right\} (17).$$

Durch φ_1 und φ_2 sind nach (15) auch

$$t_1 = \frac{t}{2\varphi_1} \quad \text{und} \quad t_2 = \frac{t}{2\varphi_2}$$

bestimmt. Wäre

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt[4]{\frac{1 - \rho \zeta_1}{1 + \rho \zeta_2}} \dots \dots \dots (18),$$

so ergäbe sich $\varphi_1 = \varphi_2 = 1$, also $t_1 = t_2 = \frac{t}{2}$.

Zur Berechnung des Wirkungsgrades η mit gegebenen oder angenommenen Werthen von

$h \quad h_1 \quad h_2 \quad n \quad v \quad s \quad d \quad l_1 \quad d_1 \quad l_2 \quad d_2$
 wären ζ_1 und ζ_2 aus (13), dann φ_1 und φ_2 aus (17), w_1 und w_2 aus (16), k_1 und k_2 aus (6) zu bestimmen, wonach sich η aus (4) ergibt, nachdem auch noch die Steuerwassermenge q aus den bezüglichen Dimensionen, damit Q und Q_1 aus (1) ermittelt worden sind.

Die Regulirung der Zeiten t_1 und t_2 geschieht am besten durch Aenderung der Belastung eines Gegengewichtsbalanciers (§. 50), wodurch die Ueberwucht (überschüssige bewegende Kraft) für den einen Hub ebenso viel vergrössert, wie für den anderen verkleinert, fragliche Zeit also für jenen verkleinert, für diesen vergrössert wird. Ist ein solcher Balancier nicht vorhanden, so kann es durch Stellungsänderung der Regulirungsvorrichtung im Zu- oder Abflussrohre geschehen; allein die Engerstellung einer solchen ist mit einem Arbeitsverluste verbunden, der den Arbeitsgewinn in Folge der Verbesserung des Zeitverhältnisses $t_1 : t_2$ wesentlich vermindern oder ganz aufwiegen könnte.

Schliesslich ist es nun aber noch wichtig zu bemerken, dass die Ausdrücke (12), bzw. (16) der mittleren hydraulischen Widerstandshöhen w_1 und w_2 insofern einer Correction bedürftig sind, als in denselben v^2 den Mittelwerth des Quadrats der Kolbengeschwindigkeit

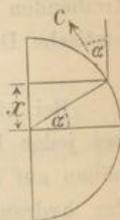
bedeuten sollte, welcher vom Quadrat der gemäss (14) bestimmten mittleren Geschwindigkeit v des Treibkolbens u. U. sehr verschieden sein kann.

Bewegte sich z. B. der Kolben bei mittlerer Geschwindigkeit v so, wie es bei einer doppeltwirkenden Maschine mit schwerem Schwungrade der Fall wäre, nämlich nahe so, wie ein Punkt im Durchmesser $s = 2r$ eines Kreises sich bewegt als Projection eines anderen Punktes, welcher die Peripherie dieses Kreises mit der constanten Geschwindigkeit

$$c = \frac{\pi}{2} v$$

durchläuft, so wäre die Geschwindigkeit des Kolbens, nachdem er die Mitte des Hubes um $x = r \sin \alpha$ überschritten hat (siehe Fig. 58), $= c \cos \alpha$, und ihr Differentialquotient nach der Zeit, d. i. die Beschleunigung

Fig. 58.



$$\varphi = -c \sin \alpha \frac{d\alpha}{dt} = -\text{Const. } x \dots \dots \dots (19)$$

bei Voraussetzung constanter Winkelgeschwindigkeit $\frac{d\alpha}{dt}$. Das mittlere Geschwindigkeitsquadrat wäre dann

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{2r} \int_{-r}^r (c \cos \alpha)^2 dx = \frac{c^2}{2r} \int_{-r}^r \left(1 - \frac{x^2}{r^2}\right) dx \\ &= \frac{c^2}{2r} \left(2r - \frac{2r}{3}\right) = \frac{2}{3} c^2 = \frac{\pi^2}{6} v^2 = 1,645 v^2, \end{aligned}$$

also der Correctionsfactor, mit welchem die Ausdrücke (12), bzw. (16) von w_1 und w_2 noch multiplicirt werden müssten, $= \frac{\pi^2}{6} = 1,645$.

Näherungsweise ebenso ist das Bewegungsgesetz des Kolbens einer einfachwirkenden Maschine mit verticalem Treibcylinder, wenn das Betriebswasser unter dem Kolben zu- und abfließt und die Geschwindigkeit desselben ohne besondere Vorkehrungen allmählig bis Null zu Ende jedes Hubes abnimmt (§. 50). Denn dann entspricht dem Kolbenwege x , gerechnet von der Mitte des Hubes im Sinne desselben,

für den Aufgang die treibende Druckhöhe $h_1 - x$,

für den Niedergang die widerstehende Druckhöhe $h_2 + x$,

also, sofern h_1 bzw. h_2 als näherungsweise mit den Widerständen im Gleichgewicht zu betrachten ist, in beiden Fällen eine Beschleunigung

von der Ausdrucksform (19). Der Correctionsfactor von v^2 in den Ausdrücken von w_1 und w_2 braucht deshalb in solchem Falle nur wenig $> 1,645$ gewählt zu werden.

Noch weniger ist dies nöthig unter übrigens gleichen Umständen im Falle einer zweicylindrigen einfachwirkenden Maschine. Denn massgebend ist dann der Ueberschuss der den aufsteigenden Kolben treibenden über die dem niedergehenden Widerstand leistende hydrostatische Druckhöhe:

$$(h_1 - x) - (h_2 + x) = h - 2x.$$

Bei einer doppeltwirkenden Maschine ohne Schwungrad ist bei jeder Lage des Cylinders die Differenz der hydrostatischen Druckhöhen auf beiden Seiten des Kolbens $= h$; abgesehen von der Zunahme des hydraulischen Widerstandes mit der Geschwindigkeit und bei Voraussetzung constanter Grösse der übrigen Widerstände wäre also hier die Beschleunigung des Kolbens constant, seine Geschwindigkeit während eines einfachen Hubes gleichmässig wachsend von 0 bis $2v$, und weil das Geschwindigkeitsquadrat dem vom Anfange des Hubes an durchlaufenen Wege z proportional wäre, würde sich das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit

$$= \frac{1}{s} \int_0^s \frac{z}{s} (2v)^2 \cdot dz = \frac{4v^2}{s^2} \cdot \frac{s^2}{2} = 2v^2$$

ergeben, der fragliche Correctionsfactor folglich $= 2$.

Ebenso ungünstig wäre bei einer einfachwirkenden Maschine die horizontale Lage der Treibcylinderaxe, noch ungünstiger der Zu- und Abfluss des Wassers über dem Kolben bei verticaler Axe. In dem gewöhnlichen Falle einer einfachwirkenden Maschine mit Zu- und Abfluss des Wassers unter dem vertical auf- und niedergehenden Kolben wird es aber voraussichtlich genügend sein, den Correctionsfactor von v^2 in den Ausdrücken von w_1 und w_2 durchschnittlich etwa $= 1,8$ anzunehmen.

Beispielsweise sei in solchem Falle

$$h = 55, \quad h_1 = 70, \quad h_2 = 15, \quad l_1 = 80, \quad l_2 = 20 \\ v = 0,3 \text{ und } d = 0,75$$

$$d_1 = d_2 = 0,3, \text{ also } v_1 = v_2 = 6,25v = 1,875$$

$$s = 2, \text{ entsprechend } n = \frac{30v}{s} = 4,5.$$

$$\text{Dann ist nach (1): } Q - Q_1 = \frac{nFs}{60} = 0,0663.$$

Die Steuerung entspreche der Figur 54, §. 49; zur Bestimmung ihrer Verhältnisse, insoweit sie den Steuerwasserverbrauch bedingen, werde die Höhe des rechteckigen Verbindungsanals zwischen Steuer- und Treibcylinder:

$$a = \frac{1}{d} \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2 = 0,094$$

und demgemäss der Hub der Steuerkolbenverbindung zu

$$s_1 = 0,4 \text{ Mtr.}$$

angenommen. Bei Schätzung des Gewichtes dieses Kolbensystems zu $G = 150$ Kgr. und bei der Annahme des im §. 49 mit ϱ bezeichneten Coefficienten = 0,04 brauchte nach Gl. (9) und (10) jenes Paragraphen der Durchmesser

des Steuerkolbens nur 0,124 Mtr.,

des Gegen- und Hülfskolbens nur 0,151 Mtr.

zu betragen; um jedoch ersteren den Durchmessern d_1 und d_2 anzunähern, werde er = 0,25 und dann der Durchmesser des Gegen- und Hülfskolbens gemäss Gl. (8, a) daselbst = 0,35 angenommen, so dass der Steuerwasserbedarf pro Spiel:

$$q = \frac{\pi}{4} (0,35)^2 \cdot s_1 = 0,0385 \text{ Cubikmtr.,}$$

pro Sekunde:

$$Q_1 = \frac{nq}{60} = 0,0029$$

und somit der ganze Wasserverbrauch pro Sekunde:

$$Q = 0,0663 + Q_1 = 0,0692$$

sich ergibt, dabei

$$\frac{Q_1}{Q} = 0,042$$

und der absolute Effect in Pferdestärken:

$$N_0 = \frac{E_0}{75} = \frac{1000}{75} \cdot 0,0692 \cdot 55 = 50,7.$$

Nach Gl. (13) wäre nun, wenn angenommen wird.

$$\lambda = 0,025, \eta_1 + \vartheta_1 = 3, \eta_2 + \vartheta_2 = 4:$$

$$\epsilon_1 = 16 \text{ und } \epsilon_2 = 8,$$

damit nach (17) bei der Annahme $\varrho = 0,08$ (Gl. 7):

$$\varphi_1 = 0,919 \text{ und } \varphi_2 = 1,097$$

sowie gemäss (16) nach der Multiplication mit einem Correctionsfactor = 1,8:

$$w_1 = 4,37 \text{ und } w_2 = 3,10$$

Aus (6) folgt dann $k_1 = 5,25$ und $k_2 = 1,45$, so dass sich $k_1 + k_2 + w_1 + w_2 = 14,2$ ergibt und endlich nach (4) der Wirkungsgrad

$$\eta = (1 - 0,042) \left(1 - \frac{14,2}{55} \right) = 0,71$$

abgesehen von zusätzlichen Widerständen der Regulierungsvorrichtungen in der Zu- und Abflussröhre.

Aus den wenigen zuverlässigen Beobachtungen an Wassersäulenmaschinen, welche in Bergwerken (Clausthal, Freiberg) bei disponiblen Gefällen von 100 bis 200 Mtr. und darüber und $n = 3$ bis 4 Spielen pro Minute zur Wasserhebung mittelst Pumpen dienen, ist auf einen wesentlich grösseren Wirkungsgrad zu schliessen. Aus diesen Beobachtungen ergab sich zwar unmittelbar nur der resultirende Wirkungsgrad der ganzen Maschinenanlage, nämlich

$$\eta' = \frac{Q' h'}{Q h},$$

unter Q' das pro Sek. auf die Höhe h' geförderte Wasservolumen verstanden. Indem aber mit vermuthlich unerheblichem Fehler der ganze Arbeitsverlust ($= 1 - \eta'$ pro aufgewendete Arbeitseinheit) zur Hälfte der Kraftmaschine (der Wassersäulenmaschine), zur Hälfte der Arbeitsmaschine (den Pumpen) zugeschrieben wurde, ergab sich

$$\eta = 1 - \frac{1 - \eta'}{2} = \frac{1 + \eta'}{2}.$$

Bei vollständiger Oeffnung der Regulierungsvorrichtungen (nöthigenfalls verbunden mit Vergrösserung von h' oder Verkleinerung von h , um gleichwohl den normalen Gang zu erzielen) wurde

$$\eta' = 0,66 - 0,70, \text{ also } \eta = 0,83 - 0,85$$

gefunden. Bei der Berechnung von η in ähnlichen Fällen wird theils der Correctionsfactor von v^2 in den Ausdrücken von w_1 und w_2 etwas $< 1,8$ anzunehmen sein, theils der Coefficient ρ (Gl. 7) noch etwas kleiner, als es bei obigem Beispiele geschehen ist, besonders wenn dabei die hydrostatische Manschettenliederung durch eine unabhängig von der Druckhöhe regulirbare Stopfbüchsendichtung ersetzt wird, wie es bei sehr grossen Druckhöhen passend ist. Uebrigens fallen auch die nach Obigem berechneten Wirkungsgrade bei grösseren Gefällen schon deshalb grösser aus, weil der durch die Steuerung verursachte Effectverlust und zum Theil die hydraulischen Widerstände, insbesondere die durch die Coefficienten $\eta_1 + \vartheta_1$ und $\eta_2 + \vartheta_2$ gemessenen, nicht im Verhältnisse des Gefälles zunehmen.

§. 52. Rotirende Wassersäulenmaschinen.

Die Verwendung von Wassersäulenmaschinen auch zu anderen Zwecken, als zur Wasserhebung mittels Pumpen, und zwar mit Rücksicht auf die Art der gewöhnlich zu verrichtenden Arbeiten ihre Verwendung als doppelt wirkende Maschine mit rotirender Schwungradwelle, welche vom hin- und hergehenden Kolben nach Art der üblichen Dampfmaschinen vermittels eines Kurbelmechanismus angetrieben wird, kann in manchen Fällen zweckmässig sein, sei es zu vortheilhafter Ausnutzung natürlich vorhandener, sei es mit Hülfe künstlich erzeugter grosser Gefälle dann, wenn es sich um das Bedürfniss mechanischen Arbeitsvermögens an entlegenen und zerstreuten Stellen in veränderlichem Betrage oder überhaupt nur zeitweilig handelt, so dass zu gleicher Zeit eine billige, allen Oertlichkeiten leicht und mit geringem Raumbedürfnisse anzupassende Kraftleitung und eine Ansammlung von Arbeitsvermögen in Frage kommt. Beispiele sind der Betrieb von unterirdischen Arbeitsmaschinen in Bergwerken, von Bohrmaschinen bei Tunnelarbeiten, von Hebemaschinen und überhaupt von Transportmaschinen auf Werften und Bahnhöfen u. s. w. In solchen Fällen kann von einer an einem passenden Orte aufgestellten primären Kraftmaschine, z. B. von einer Dampfmaschine, das Betriebswasser in einen hydraulischen Accumulator (Bd. II, §. 103) gefördert und von da unter constantem Druck trotz veränderlichen Verbrauchs durch eine verzweigte Röhrenleitung beliebig vielen Wassersäulenmaschinen als secundären Kraftmaschinen zugeführt werden. Die Leitung von Dampf aus einer centralen, z. B. oberirdischen Kesselanlage nach entfernten, z. B. unterirdischen Dampfmaschinen leidet an dem Uebel erheblicher Abkühlungsverluste, die Verwendung hochgespannter Luft als Triebmittel an dem Uebelstande, dass die zu ihrer Compression aufzuwendende Arbeit nur zu kleinem Theil durch ihre Expansion wieder verwerthbar ist wegen praktischer Unzuträglichkeiten der Ausscheidung des Wassergehaltes der Luft als Eis infolge der mit ihrer Expansion verbundenen Temperaturerniedrigung, nachdem schon die mit ihrer Compression verbunden gewesene Temperaturerhöhung einen erheblichen Wärmeverlust zur Folge gehabt hatte; lange Wellenleitungen und Seiltransmissionen pflegen in den in Rede stehenden Fällen mit erheblich grösseren Kosten verbunden oder durch locale und andere Umstände ausgeschlossen zu sein.

Ausser zu den erwähnten grossgewerblichen werden rotirende Wassersäulenmaschinen auch zu kleingewerblichen und häus-

lichen Arbeitszwecken verwendet mit Benutzung des in der Regel unter 2 bis 3 Atm. Druck (im Erdgeschoss der Häuser) stehenden Wassers städtischer Wasserleitungen. Die betreffenden Maschinen, von welchen zuerst der Wassermotor von Schmid in Zürich grössere Verbreitung gefunden hat, unterscheiden sich vorzugsweise nur durch die Anordnung der Steuerung (im Allgemeinen einer Schiebersteuerung mit selbstverständlicher Beschränkung auf einen Vertheilungsschieber wegen der Expansionsunfähigkeit des Wassers); sie pflegen zu möglichster Vereinfachung (Ersparung eines besonderen Schiebers und einer Kurbelstange) und zur Raumersparniss als oscillirende Maschinen gebaut und an der Einmündungsstelle des Zuflussrohrs in den Schieberkasten mit einem Windkessel versehen zu werden, um den bei den Kolbenwechseln durch die Trägheit des Wassers im Zuflussrohr bedingten Schwankungen der hydraulischen Druckhöhe an dieser Stelle entgegenzuwirken. Bezogen auf den Mittelwerth dieser Druckhöhe als disponibles Gefälle h (also abgesehen von den je nach Umständen sehr verschiedenen Widerständen des Zuflussrohrs) ergeben solche Wassermotoren einen Wirkungsgrad $\eta = 0,8$ bis $0,85$ bei $0,5$ bis $0,75$ Meter mittlerer Kolbengeschwindigkeit und bei 50 und bis gegen 300 Kolbenspielen pro Minute.

Je mehr die Kolbengeschwindigkeit dieser rotirenden Wassersäulenmaschinen im Vergleiche mit Maschinen ohne rotirende Bewegung vergrößert wird, desto mehr ist es nöthig, durch geeignete Mittel den Kolbenstössen vorzubeugen, welche sonst wegen der fast vollkommenen Unzusammendrückbarkeit des Wassers bei den Kolbenwechseln nicht ausbleiben würden. Ein Windkessel in Verbindung mit dem Zuflussrohre kann diesen Zweck nicht erfüllen, weil er bei den Kolbenwechseln vom Inneren des Cylinders abgesperrt ist.

Hätte der Schieber weder Voreilung noch Ueberdeckung, so dass er sich in den Augenblicken des Kolbenwechsels in seiner Mittellage befände und die Mündungen der nach den Enden des Cylinders führenden Canäle gerade abschlosse, während unmittelbar vorher hinter dem Kolben Einströmung, vor ihm Ausströmung stattgefunden hätte und sogleich nachher das Umgekehrte der Fall wäre, so würde freilich ein Kolbenstoss nicht, höchstens ein zeitweilig schwerer Gang stattfinden. Indem aber die genaue und dauernde Erfüllung dieser Bedingungen nicht zu erwarten ist, kann schon dadurch geholfen werden, dass die Breite der wirklichen Flächen des Schiebers, im Sinne seiner Bewegung gemessen, etwas kleiner, als die im gleichen Sinne verstandene Einmündungsbreite der beiden Cylindercanäle gemacht wird,

so dass vollständige Absperrung niemals stattfindet, vielmehr (ohne Vor-eilung des Schiebers) das Wasser beim Kolbenwechsel sowohl hinter, als vor dem Kolben durch schmale spaltförmige Oeffnungen neben den Rändern der Schieberflächen sowohl zu- wie abfliessen kann. Während dieser kurzen Zeiträume kann dann freilich auch das Betriebswasser aus dem Zufussrohr, bezw. dem Schiebergehäuse unmittelbar um die Schieberflächen herum ausfliessen, ohne zeitweilig in den Cylinder gelangt zu sein, so dass ein unter Umständen erheblicher Wasserverlust die nothwendige Folge ist.

Schon im §. 47 unter 3) wurde angeführt, wie ferner die fraglichen Kolbenstösse zwar weniger einfach, aber mit voraussichtlich viel kleinerem Verlust dadurch vermieden werden können, dass (Fig. 53 daselbst) jeder der beiden Cylinderanäle V mit dem Abflussrohr A und mit dem Zufussrohr Z (oder dem Schieberkasten) in Communication gesetzt wird durch engere Canäle mit bezw. im Sinne AV und VZ sich öffnenden Ventilen. Indem aber von diesen Communicationen AV und VZ die letztere wesentlicher ist, als erstere, pflegt man sich darauf zu beschränken, die Cylinderanäle V nur mit dem Schieberkasten ausserhalb des Bereichs des Schiebers, durch Bohrungen (enge Hülscanäle) zu verbinden, in welchen sich sogenannte Stoss- oder Bufferventile gegen das Schiebergehäuse hin öffnen, sobald der Druck in ihm vom Drucke in V , bezw. an der betreffenden Seite des Kolbens im Cylinder übertroffen wird.

Endlich können die in Rede stehenden Stösse auf gleichfalls im §. 47 angeführte Weise vermieden werden durch Windkessel, welche auf beiden Seiten des Kolbens mit dem Treibcylinder communiciren, und zwar ganz ohne Verluste, falls die Luftmengen in diesen Windkesseln gemäss den Gleichungen (2) a. a. O. passend gewählt und mit Hülfe der dort erwähnten Ventile dauernd erhalten, bezw. die unvermeidlichen Verluste automatisch ersetzt werden. Bei Kleinmotoren, welche das Betriebswasser einer städtischen Wasserleitung entnehmen, ist h_2 nahe = 0 und h von so mässiger Grösse, dass erhebliche praktische Schwierigkeiten der Anordnung und Wirksamkeit solcher Luftsaugeventile nicht im Wege sind. Bei der Wassersäulenmaschine von Ph. Mayer in Wien werden Luftpammern an beiden Seiten des Cylinders zugleich dazu verwerthet, die Leistung der Maschine durch Verkleinerung des Füllungs-hubes s_1 dem Bedürfnisse entsprechend verkleinern zu können, was sonst ohne Aenderung des Gefälles h und der Umlaufzahl n nur durch Drosselung mit entsprechendem Effectverlust geschehen kann. Jedes andere s_1

verlangt dann zwar auch ein anderes Luftvolumen in den genannten Kammern; doch stellt sich dasselbe wenigstens nach einiger Zeit durch die Wirksamkeit der Luftsaugeventile, oder indem überschüssige Luft vom Wasser absorbiert wird, von selbst her.

C. Windmotoren.

§. 53. Uebersicht der üblichen Arten von Windmotoren und ihrer Eigenthümlichkeiten.

Um die lebendige Kraft der bewegten atmosphärischen Luft zur Gewinnung mechanischer Arbeit von einiger Erheblichkeit zu benutzen, ist bei der kleinen specifischen Masse und durchschnittlich mässigen Geschwindigkeit der Luft die Darbietung grosser Angriffsflächen durch die betreffenden Motoren unerlässlich. Sofern auch die Einzwängung des als Träger freien Arbeitsvermögens fassbaren Luftstroms durch Leitungen ausgeschlossen ist, sind es nur Windräder, welche hier in Betracht kommen und ausschliesslich als Windmotoren technische Verwendung finden. Ihre älteste und noch immer hauptsächlichste Verwendung ist zu Mühlen, insbesondere Mahlmühlen; die Bezeichnung „Windmühle“ wird auf das ganze betreffende Gebäude mit dem durch das Windrad bewegten Triebwerke und den angeschlossenen Arbeitsmaschinen zuweilen selbst unabhängig von der Art dieser letzteren bezogen.

Indem der Wind jede beliebige nahe horizontale Richtung annehmen kann, wird von ihm ein Windrad mit fest gelagerter Axe nur dann in stets gleicher Weise getroffen, wenn die Axe vertical ist. Damit freilich ein solches, mit Rücksicht auf die horizontalen Bahnen aller Punkte sogenanntes horizontales Windrad z. B. bei einfachster Construction mit ebenen radialen Schaufeln vom Winde umgetrieben werden könne, muss derselbe auf einer Seite der mit der Windrichtung parallelen Axialebene vom Rade abgehalten werden. Geschähe das durch einen diese Radhälfte umgebenden Mantel, so müsste derselbe mit der sich drehenden Windrichtung drehbar, seine Anordnung somit derselben Erschwerung unterworfen sein, welche bezüglich des Windrades selbst durch die verticale Lage der Axe vermieden wird. Einfacher und praktischer wird der Zweck durch feste verticale Wände erreicht, welche in geneigter Stellung gegen die radiale Richtung ringsum das horizontale Windrad wie ein Leitrad umgeben, dessen Canäle, indem sie stets nur auf einer Seite mit ihren äusseren Oeffnungen gegen den Wind gerichtet sind, die