

## Erstes Capitel.

### Die Hebevorrichtungen.

---

**Hebevorrichtungen überhaupt.** Der Zweck aller Hebevorrichtungen §. 1. ist bereits als eine Ortsveränderung fester Körper unter gleichzeitiger Veränderung der Höhenlage ihrer Schwerpunkte angegeben; dieselben dienen mit anderen Worten zum Heben und Senken von Massen. Diese Vorrichtungen finden demgemäß hauptsächlich Anwendung bei der Gewinnung bergmännischer Produkte durch die sogenannte Förderung und in der Bautechnik zur Hebung der Baumaterialien und zu deren Vertheilung. Ebenso werden dieselben nothwendig in Speichern und Waarenmagazinen behufs der Aufstapelung von Waaren, in welchem Falle diese Vorrichtungen ebensowohl zum Niederlassen oder Senken wie zum Heben der Massen dienen. Endlich sind die mannichfachsten Hebevorrichtungen beim Betriebe industrieller Werke und zur Herstellung technischer Artikel überall da nothwendig, wo die betreffende Hebung nicht direkt durch die Menschenhand auszuführen ist.

Wie bereits angegeben, setzt sich die zum Betriebe einer Hebemachine erforderliche Leistung des Motors zusammen aus der eigentlichen Nutzwirkung, d. h. dem Produkte  $Qh$  des gehobenen Gewichtes  $Q$  und der vertikalen Erhebung  $h$ , und der Arbeit der schädlichen Widerstände. Auf eine in der gehobenen Masse wegen deren Geschwindigkeit aufgespeicherte lebendige Kraft braucht man in den gewöhnlichen Fällen nicht Rücksicht zu nehmen, da die Einrichtungen fast immer so getroffen sind, daß die gehobene Last den Endpunkt ihres Weges mit einer Geschwindigkeit gleich Null erreicht.

Handelt es sich bei einer Hebevorrichtung nur um zeitweise Hebungen von geringerem Arbeitsbetrage, so verwendet man zum Betriebe meistens die menschliche Hand, wie dies bei den zahlreichen Windevorrichtungen zu den

verschiedensten Zwecken üblich ist. Wenn dagegen eine Hebevorrichtung dauernd oder während des größten Theiles der Zeit in Thätigkeit zu erhalten ist, so wird man sich, namentlich bei größerer Leistung, der Elementarkräfte, insbesondere der Dampfkraft, bedienen. Man wendet daher Dampfmaschinen nicht nur zur Förderung in Bergwerken, sondern auch bei größeren Bauausführungen und in Speicheranlagen neuerdings vielfach an.

Eine Hebevorrichtung wird im Allgemeinen hinsichtlich der Benutzung der Triebkraft um so vortheilhafter genannt werden müssen, je geringer die schädlichen Widerstände im Vergleiche mit der eigentlichen Nutzwirkung sind. Wären solche schädliche Widerstände gar nicht vorhanden, so würden alle Hebevorrichtungen in Bezug des Kraftverbrauches von gleicher Güte sein, denn man hätte für jede Construction nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten die Gleichung

$$Qh = Ps,$$

wenn  $s$  den Weg der Triebkraft  $P$  in deren Richtung genommen für eine Erhebung der Last  $Q$  auf die Höhe  $h$  bedeutet. Unter dieser Voraussetzung einer vollkommen reibungslosen Bewegung hätte man daher die theoretisch erforderliche Betriebskraft, welche hier und in der Folge durch  $P_0$  bezeichnet werden soll, gleich

$$P_0 = Q \frac{h}{s}.$$

Bezeichnet man nun allgemein mit  $Ww$  die mechanische Arbeit sämtlicher schädlichen Widerstände während einer Hebung oder Senkung der Last  $Q$  um die Größe  $h$ , d. h. also, versteht man unter  $Ww$  die Summe der Produkte aus allen einzelnen schädlichen Widerständen  $W$  in ihre respectiven Wege  $w$ , so hat man für die Hebung die Beziehung:

$$Qh + Ww = Ps,$$

oder

$$P = \frac{Qh + Ww}{s}.$$

Hieraus folgt, daß die wirkliche Kraft  $P$  unter allen Umständen größer ist als die theoretische  $P_0$ , so lange die Widerstände  $W$  in demselben Sinne wirken, wie die Last  $Q$ , d. h. sobald durch die Kraft  $P$  eine Erhebung der Last  $Q$  angestrebt wird. Es möge dieser Zustand als der Vorwärtsgang der Hebevorrichtung bezeichnet werden, im Gegensatze zu dem Rückgange, welcher bei einem Sinken der Last  $Q$  eintritt, bei welchem die Bewegung ihren Antrieb von  $Q$  erhält und  $P$  als ein Widerstand aufgefaßt werden muß, welcher sich einer Beschleunigung der Bewegung entgegensetzt. Bezeichnet man die zu dem letzteren Zwecke während des Rück-

ganges aufzuwendende Kraft mit  $(P)$ , und die Arbeit der schädlichen Widerstände während des erfolgenden Rückganges mit  $(W)w$ , so gilt für den Rückgang, für welchen die stets hemmenden Nebenhindernisse  $W$  nunmehr in gleichem Sinne mit  $(P)$  wirken,  $(P)s + (W)w = Qh$  und man erhält daher

$$(P) = \frac{Qh - (W)w}{s},$$

also geringer als die theoretische Kraft  $P_0$ .

Es ist gebräuchlich, bei Winden und anderen Maschinen das Verhältniß

$$N \quad \underline{\eta} = \frac{P_0}{P} = \frac{Qh}{Qh + Ww}$$

der theoretisch nur erforderlichen zu der in Wirklichkeit nöthigen Kraft unter der Bezeichnung Wirkungsgrad oder Güteverhältniß (auch Nutzeffectcoefficient) einzuführen. Dieses Verhältniß, welches dem Obigen zufolge stets kleiner ist als Eins, giebt denjenigen Theil oder Procentatz der angewendeten Triebkraft  $P$  an, welcher allein zur Erzeugung der nützlichen Wirkung verwendet wird.

In derselben Art kann man auch von einem Wirkungsgrade für den Rückgang der Hebevorrichtung sprechen, indem man darunter das Verhältniß der beim Sinken der Last  $Q$  thatsächlich ausgeübten Kraft  $(P)$  zu der theoretischen  $P_0$

$$2.) \quad \underline{(\eta)} = \frac{(P)}{P_0} = \frac{Qh - (W)w}{Qh}$$

versteht. Auch dieser Werth ist immer kleiner als Eins und wird, wie die Gleichung zeigt, sogar negativ, sobald  $(W)w > Qh$  ausfällt. Für den Grenzfall  $(W)w = Qh$  ist  $(\eta)$  und damit  $(P)$  gleich Null, d. h. also, die Maschine würde für sich, ohne Anbringung einer besonderen Kraft  $(P)$  im Gleichgewichte sein. Ein negativer Werth von  $(\eta)$ , für welchen also auch  $(P) = (\eta)P_0$  negativ ausfällt, bedeutet daher, daß zum Senken der Last noch eine Kraft  $(P)$  anzubringen ist, welche in demselben Sinne wie  $Q$  wirksam ist, also die rückgängige Bewegung zu befördern sucht, anstatt sie zu hemmen. Man kann daher einen negativen Werth von  $(\eta)$  als ein Kennzeichen für die Eigenschaft der Maschine ansehen, sich selbstthätig gegen ein Rückwärtsgehen zu sperrn, welche Eigenschaft, wie aus III. 1 sich erschen läßt, unter gewissen Verhältnissen beispielsweise den Schrauben zukommt. Der Wirkungsgrad  $\eta$  für den Vorwärtsgang kann natürlich nur einen positiven Werth haben.

Die Einführung und Benutzung von Coefficienten für den Wirkungsgrad gewährt für die praktische Rechnung große Bequemlichkeit, insofern man mit

Hülfe derselben die Kraftverhältnisse bei den verschiedensten Maschineneinrichtungen in einfacher Art beurtheilen kann. Da man nämlich auch bei sehr zusammengesetzten Maschinen immer die theoretische Kraft

$$P_0 = Q \frac{h}{s}$$

aus dem Verhältnisse der Wege  $h$  und  $s$  leicht bestimmen kann, so ergibt die Kenntniß des Wirkungsgrades  $\eta$  sofort die wirkliche Triebkraft

$$P = \frac{P_0}{\eta}.$$

Nun ist aber der Werth von  $\eta$  auch für sehr zusammengesetzte Maschinen leicht zu ermitteln, wenn man die Werthe der Nutzeffectcoefficienten der einzelnen Elementargetriebe kennt, aus denen die Maschine besteht. Sind nämlich mit  $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots \eta_n$  diese Werthe für jene einfachen Getriebe bezeichnet, so hat man, wie sich leicht ersieht, und auch schon in III. 1. Anhang angegeben worden ist, den Wirkungsgrad der zusammengesetzten Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n. \quad 1) \text{ geben}$$

Da nun die einzelnen Elementargetriebe, aus welchen alle Hebemaschinen bestehen, auf eine sehr beschränkte Anzahl verschiedener Arten zurückzuführen sind, wie sich aus dem Späteren ergeben wird, so erkennt man hieraus schon, daß eine Kenntniß der Durchschnittswerthe von  $\eta$  für jene einfachen Getriebe in den meisten Fällen zu für die Praxis hinreichend genauen Resultaten führen wird. Aus den späteren Untersuchungen wird dies deutlicher hervorgehen.

Es möge hier nur noch eine allgemeine Bemerkung hinsichtlich des Wirkungsgrades der oben erwähnten selbstsperrenden Vorrichtungen gemacht werden, für welche der Wirkungsgrad ( $\eta$ ) des Rückganges negativ gefunden wurde. Dieselben werden im Allgemeinen auch für den Vorwärtsgang ein verhältnißmäßig geringes Güteverhältniß  $\eta$  haben, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt.

Setzt man den Grenzfall ( $\eta$ ) = 0 voraus, für welchen die Vorrichtung gerade noch die Eigenschaft der selbstthätigen Sperrung besitzt, so hat man hierfür

$$Qh = (W)w.$$

Für den Vorwärtsgang ist allgemein

$$\eta = \frac{Qh}{Qh + Ww}$$

Unter der Voraussetzung, daß die beiden Werthe  $W$  und  $(W)$  von gleicher Größe seien, also auch  $Qh = Ww$  wäre, hätte man daher

$$\eta = \frac{Qh}{Qh + Ww} = \frac{Qh}{Qh + Qh} = \frac{1}{2}.$$

Unter der gemachten Voraussetzung würde sich also das Resultat ergeben, daß der Wirkungsgrad einer selbstsperrenden Hebevorrichtung im günstigsten Falle 50 Procent betragen könne, und in allen Fällen noch kleiner sein müsse, in denen  $(\eta)$  für den Rückgang nicht Null ist, sondern einen negativen Werth hat, d. h. wenn  $(W)w > Qh$  ist.

Nun hat zwar die Arbeit der schädlichen Widerstände für den Vorwärtsgang  $Ww$  einen anderen Werth als für den Rückwärtsgang  $(W)w$ , insofern die schädlichen Widerstände von den wirkenden Kräften also  $W$  von  $Q$  und  $P$  und  $(W)$  von  $Q$  und  $(P)$  abhängig sind. Allgemein wird man annehmen können, daß  $W$  größer ist als  $(W)$ , weil  $P$  immer den Werth von  $(P)$  übertrifft, obwohl in einzelnen seltenen Fällen der Widerstand  $W$  auch kleiner ausfallen kann als  $(W)$ . Wenn daher das oben ausgesprochene Resultat auch nicht in völliger Allgemeinheit, sondern nur unter der Voraussetzung gilt, daß die schädlichen Widerstände beim Rückgange nicht mehr Arbeit aufzehren, als beim Vorwärtsgange, so wird man doch in allen Fällen annehmen dürfen, daß der Wirkungsgrad aller sich von selbst sperrenden Hebevorrichtungen nur ein geringer ist, und die Anwendung solcher Vorrichtungen wird sich daher aus ökonomischen Gründen nicht empfehlen, sobald es sich um Ausübung bedeutender Leistungen handelt. Dagegen können derartige Vorrichtungen wegen der Bequemlichkeit in der Handhabung und wegen der Sicherheit gegen zufälliges Rückwärtsgehen unter Umständen, wo es sich nur um zeitweisen Betrieb handelt, sehr brauchbar sein.

Da die oben für den Wirkungsgrad einer aus mehreren Getrieben zusammengesetzten Maschine gefundene Beziehung auch für den Rückgang gilt, man also unter Beibehaltung der gewählten Bezeichnung hierfür

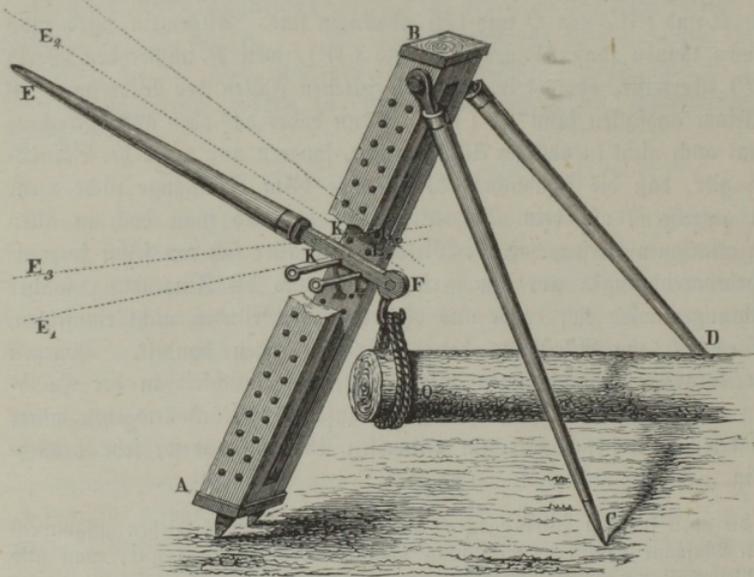
$$\eta = (\eta_1) (\eta_2) (\eta_3) \dots (\eta_n)$$

hat, so erkennt man hieraus, daß  $(\eta)$  nur negativ wird, wenn einer der Factoren rechts es ist, und schließt, daß eine Maschine nur selbstsperrend sein kann, wenn eins ihrer Getriebe es ist. Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß man aus obiger Gleichung nicht auf einen positiven Werth von  $(\eta)$  schließen darf, wenn zwei der Factoren auf der rechten Seite negativ sind, denn schon das erste selbstsperrende Getriebe hindert die Last am Rückgange, für die noch folgenden Getriebe kann daher überhaupt nicht mehr von einem Rückwärtsgange, sondern nur von einem Vorwärtsgange nach der einen oder anderen Richtung gesprochen werden.

§. 2. Der Hebel wird sehr oft angewendet, um mittelst einer kleinen Kraft eine größere Last zu heben. Die Höhe, um welche eine Last durch eine einfache Schwingung des Hebels erhoben werden kann, ist dabei unter den gewöhnlichen Verhältnissen nur klein und beträgt oft nicht mehr als einige Centimeter. Um daher eine größere Hebung zu erzielen, hat man den Hebel wiederholt in Schwingung zu versetzen, indem man ein allmähliges Höherücken des Hebelstützpunktes bewirkt und während der Versetzung desselben die Last in geeigneter Weise unterstützt. Hierzu dienen vornehmlich die sogenannten Hebeladen, welche in verschiedener Art ausgeführt werden.

In Fig. 1 ist eine deutsche Hebelade dargestellt. Hierbei ist  $ABCD$  ein Dreifuß, dessen vorderes Bein  $AB$  geschlitzt ist, um den eigentlichen Hebel  $EF$  durch sich hindurchtreten zu lassen.

Fig. 1.



Dieses Bein  $AB$  enthält zwei Reihen Löcher, durch welche die als Stützpunkte des Hebels dienenden eisernen Pflöcke  $K$  und  $L$  gesteckt werden. Um nun die an den kurzen Arm des Hebels angehängte Last, z. B. das Ende  $Q$  eines Baumstammes auf einen Wagen zu heben, drückt man das Ende  $E$  des langen Hebelarmes nieder nach  $E_1$  und steckt den Pflock  $L$  nach  $L_1$ , hebt dann wieder  $E$  von  $E_1$  nach  $E_2$  und steckt den Pflock  $K$  nach  $K_1$ , drückt dann wieder  $E$  von  $E_2$  nach  $E_3$  herab und steckt  $L_1$  nach  $L_2$  u. s. w. Durch dieses wiederholte Auf- und Niederdrücken des Hebels  $EF$  und das

abwechselnde allmähige Weiterstecken der als Stützpunkte dieses Hebels dienenden Pflöcke  $K$  und  $L$  bringt man endlich den Hebel sammt der Last auf die verlangte Höhe.

Bei der sogenannten französischen Hebelade, welche in Fig. 2 abgebildet ist, wird das Einstecken der Pflöcke oder Stützbolzen durch das Auf-

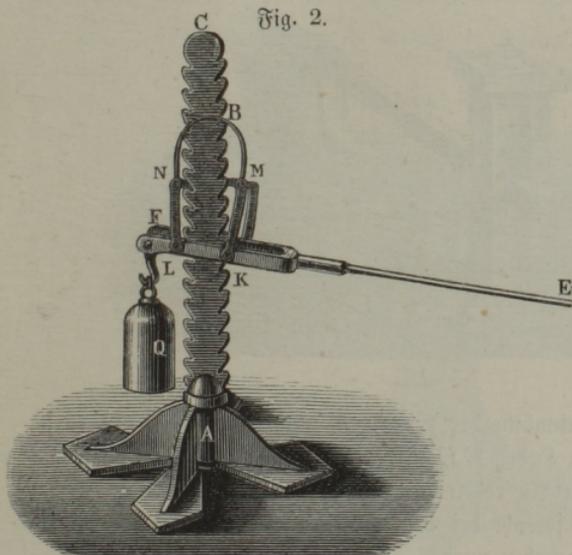


Fig. 2.

und Niederdrücken des Hebels selbst bewirkt. Zu diesem Zwecke ist der Hebel  $EF$  an die durch den Bügel  $B$  unter sich verbundenen Bolzen  $M$  und  $N$  mittelst der Hängeeisen  $KM$  und  $LN$  gehängt. Bei dem Schwingen des Hebels rückt abwechselnd der eine und der andere Bolzen  $K$  und  $L$  um einen Zahn an der beiderseits gezahnten Stütze  $AC$  empor.

Beide Hebeladen haben den Nachtheil, daß sie

die Last nach jedesmaligem Anheben bei dem Rückgange des Hebels wieder um einen gewissen Betrag sinken lassen. Bezeichnet man den Schwingungswinkel des Hebels  $EF$  mit  $\alpha$ , und wird der Abstand des Lastangriffes  $F$  von den Bolzen  $K$  und  $L$ ,  $KF = a$  und  $LF = a_1$  gesetzt, so beträgt die jedesmalige Hebung der Last bei einer Vorwärtsschwingung  $2 a \sin \frac{\alpha}{2}$ , und es sinkt die Last bei der folgenden Rückschwingung des Hebels um die Größe  $2 a_1 \sin \frac{\alpha}{2}$ , so daß als Erhebung nur

$$h = 2 (a - a_1) \sin \frac{\alpha}{2} = 2 KL \sin \frac{\alpha}{2}$$

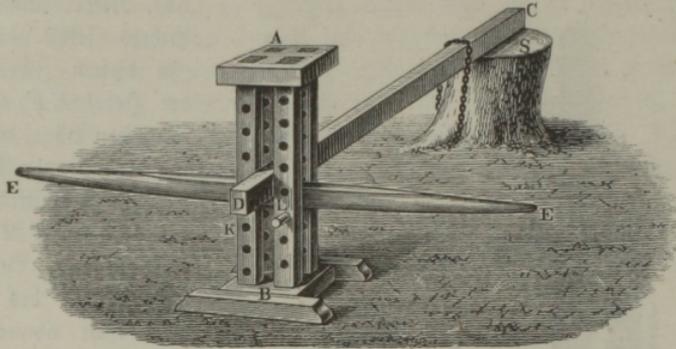
verbleibt. Diese Größe  $h$  ist als vertikaler Abstand für je zwei in derselben Reihe auf einander folgende Löcher oder Zähne anzunehmen. Abgesehen von den Nebenhindernissen der Bolzenreibung wird daher bei den betrachteten Hebeladen von der auf das Hebelende  $E$  übertragenen Arbeit  $A$  nur ein Theil

$$\frac{a - a_1}{a} A = \frac{KL}{KF} A$$

zur Hebung verwendet, der Nutzeffect dieser Vorrichtungen ist daher um so geringer, je kleiner der Abstand der Bolzen *K* und *L* von einander ist.

Von dem angegebenen Nachtheile ist die in Fig. 3 dargestellte schwedische Hebelade frei. Bei derselben ist jede der vier Säulen mit einer

Fig. 3.



Reihe von Löchern zur Aufnahme der Bolzen *K* und *L* versehen, und es ist ersichtlich, wie die auf dem Hebel *EE* in der Mitte ruhende Last, welche in der Figur durch den zum Ausroden des Wurzelstockes *S* dienenden Hebebaum *DC* dargestellt ist, sowohl bei dem Hinschwingen wie bei dem Rückschwingen des Hebels *E* gehoben wird.

Man wendet diese Construction in zweckmäßig abgeänderter Art nach Fig. 4 öfter als Zugvorrichtung für Schützen bei Schleusen\*) u. an. Hierbei schwingt der Hebel *EE* lose um einen in dem Bockgestelle *CG* befestigten Zapfen *C*, und drückt abwechselnd auf der einen oder anderen Seite gegen einen der Bolzen *K* und *L*, welche in die entsprechenden Löcher der geschlitzten Zugstange *AB* gesteckt werden. Vermöge des Schlitzes in *AB* kann diese Stange sich frei an dem festen Drehbolzen emporschieben, und pflegt man zur Vermeidung einseitiger Wirkungen auch den mittleren Theil *FF* des Hebels *EE* zum Durchgange der Zugschiene *AB* gabelförmig zu gestalten.

In welcher Weise die schwingende Bewegung eines Hebels mit Hilfe eines Frictionsgesperres zur Erhebung einer Stange benutzt werden kann, ist in Thl. III, 1, §. 172 angegeben worden.

Bezeichnet man die Längen der Hebelarme *CK* für die Last mit *a* und *CE* für die Kraft mit *b*, so hat man die zum Heben einer Last *Q* erforderliche theoretische Kraft

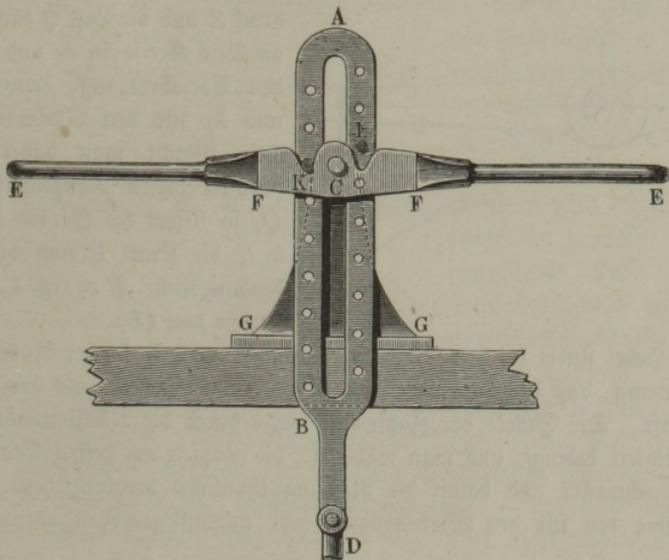
\*) Siehe u. A. Erbkam, Zeitschrift f. Bauwesen. Jahrgang 1854, S. 388.

$$P_0 = Q \frac{a}{b}.$$

Ist ferner  $r$  der Halbmesser des Drehzapfens  $C$  und  $r_1$  derjenige des Zapfens  $K$ , so hat man, unter  $\varphi$  den Coefficienten der Zapfenreibung verstanden, für eine Drehung des Hebels um den Winkel  $\alpha$  die Gleichung

$$P b \alpha = Q a \alpha + \varphi (Q + P) r \alpha + \varphi Q r_1 \alpha,$$

Fig. 4.



da der Druck auf den Drehzapfen durch  $P + Q$  gegeben ist. Hieraus folgt für den Hebel die erforderliche Kraft

$$P = Q \frac{a + \varphi (r + r_1)}{b - \varphi r},$$

und daher ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - \varphi \frac{r}{b}}{1 + \varphi \frac{r + r_1}{a}}.$$

Für den Rückgang, d. h. für das Niedersinken der Last erhält man die Kraft ( $P$ ) durch entgegengesetzte Vorzeichen von  $\varphi$  zu

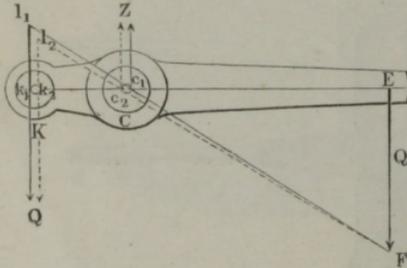
$$(P) = Q \frac{a - \varphi (r + r_1)}{b + \varphi r},$$

also den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{1 - \varphi \frac{r + r_1}{a}}{1 + \varphi \frac{r}{b}}.$$

Um die Kraft  $P$  graphisch zu ermitteln, zeichnet man um  $C$  und  $K$ , Fig. 5, die Reibungskreise mit den Halbmessern  $\varphi r$  und  $\varphi r_1$  und nimmt

Fig. 5.



die Richtungen für den Zapfendruck  $Z$  und die Last  $Q$  tangential an diese Kreise in  $c_1$  und  $k_1$  für den Vorwärtsgang, bezw. in  $c_2$  und  $k_2$  für den Rückwärtsgang an. Macht man daher  $EF$  parallel diesen Tangenten gleich  $Q$ , so liefert die Gerade  $Fc_1$  in  $k_1 l_1$  die Kraft  $P$  und die Verbindungslinie  $Fc_2$  in  $k_2 l_2$  die Größe von  $(P)$ .

Der Hebel findet bei den Windevorrichtungen meist in solcher Ausführung Verwendung, daß der Hebelarm  $a$  der Last viel kleiner ist, als derjenige  $b$  der Kraft. Die Stärke der Zapfen ist dabei durch die Rücksichtnahme auf die Festigkeit bedingt, und man wählt für die Zapfen am besten Stahl, um ihre Durchmesser und damit die Reibung thunlichst herabzuziehen. Setzt man etwa den für den Wirkungsgrad sehr ungünstigen Fall voraus, daß  $r + r_1 = \frac{a}{2}$  sei, und nimmt einen Coefficienten  $\varphi = 0,08$  an, so erhält man, wenn man für die Rechnung noch  $r = r_1$  voraussetzt, für verschiedene Hebelverhältnisse  $\frac{a}{b}$  folgende

Tabelle für den Wirkungsgrad des Hebels

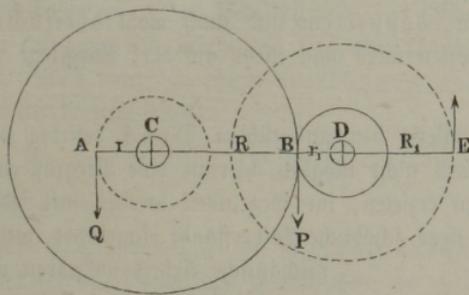
$$\left( r = r_1 = \frac{a}{4} \right).$$

| $\frac{a}{b} =$ | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{3}$ | $\frac{1}{4}$ | $\frac{1}{6}$ | $\frac{1}{10}$ |
|-----------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|
| $\eta =$        | 0,952         | 0,955         | 0,957         | 0,959         | 0,960          |

Bei der geringen Verschiedenheit der Werthe von  $\eta$  wird man im Durchschnitt einen Wirkungsgrad von 0,96 annehmen können, da im Allgemeinen  $r + r_1$  kleiner sein wird als  $\frac{a}{2}$ .

**Rädervorgelege.** Die alternirende Bewegung des Hebels ist mit §. 3. Unbequemlichkeiten und mancherlei Uebelständen verbunden, weshalb man die meisten Hebevorrichtungen durch die Drehung einer Welle in Bewegung setzt. Denkt man sich hierzu die beiden Hebelarme der Hebelade durch zwei neben einander auf der Axe  $C$  befestigte Räder  $AC$  und  $BC$  (Fig. 6) von

Fig. 6.



den Halbmessern  $r$  und  $R$  ersetzt, von denen das kleinere mit Zähnen versehene in eine mit der Last  $Q$  verbundene Zahnstange eingreift, so wird die am Umfange des größeren Rades angreifende Kraft  $P$  bei stetiger Wirkung eine ununterbrochene Erhebung der Last hervorrufen, so daß

hierdurch der oftmalige Wechsel der Bewegung vermieden ist. Es würde nun aber behufs einer großen Steigerung der Wirkung das Rad  $CB$ , an welchem die Kraft  $P$  angreift, einen großen Durchmesser erhalten müssen, wodurch die Ausführung sehr erschwert werden würde. Man hilft sich daher in solchen Fällen dadurch, daß man die Triebkraft nicht unmittelbar an diesem Rade angreifen läßt, sondern das letztere ebenfalls mit Zähnen versehen, in die ein kleines Rad vom Halbmesser  $DB = r_1$  einer besonderen Welle  $D$  eingreift, welche letztere durch eine Kurbel  $DE$  oder nach Befinden durch ein Rad von dem Halbmesser  $DE = R_1$  die Drehung empfängt. Man nennt ein solches zusammen arbeitendes Räderpaar wie  $CB$  und  $DB$  ein Vorgelege, und die neu hinzugesetzte Axe  $D$  die Vorgelegswelle.

Die Wirkung eines solchen, aus einem größeren und einem kleineren Rade zusammengesetzten Vorgeleges besteht in einer Verlangsamung der Bewegung im Verhältnisse  $r_1 : R$ , denn bei einer Umdrehung der Kurbel  $E$ , also bei einem Wege der Kraft gleich  $2\pi R_1$  ist die Axe  $C$  nur um  $\frac{r_1}{R}$  einer Umdrehung gedreht, die Last  $Q$  daher nur um  $2\pi r \frac{r_1}{R}$  gehoben worden. Mit dieser Verlangsamung ist eine entsprechende Vergrößerung des Druckes bewirkt, für welche die Gleichung gilt

$$Q 2 \pi r \frac{r_1}{R} = P 2 \pi R_1,$$

morauß

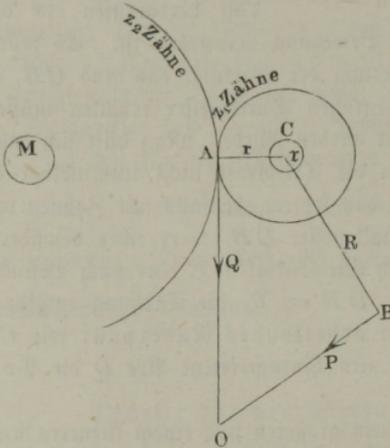
$$Q = P \frac{R}{r} \frac{R_1}{r_1} \text{ oder } P = Q \frac{r}{R} \frac{r_1}{R_1}$$

folgt, vorausgesetzt, daß von den Nebenhindernissen abgesehen wird.

Wäre dieser Werth von  $P$  noch zu groß, so könnte man wiederum das Rad  $E$  zu einem Zahnrade ausbilden und in dasselbe ein ferneres kleineres Triebrad auf einer zweiten Vorgelegswelle eingreifen lassen, welche letztere nun durch die Triebkraft bewegt würde u. s. w. Demgemäß unterscheidet man Winden mit einfachem, doppeltem und auch wohl dreifachem Vorgelege; nur in seltenen Fällen wird man mehr als drei Vorgelege zur Anwendung bringen.

Während man in solcher Weise den ausgeübten Druck beliebig vergrößern kann, ist es selbstredend nicht möglich hiermit eine Vergrößerung der mechanischen Arbeit zu erzielen, im Gegentheil werden mit jedem neu hinzutretenden Vorgelege neue schädliche Widerstände eingeführt, welche

Fig. 7.



mechanische Arbeit aufzehren und den Wirkungsgrad der ganzen Maschine entsprechend herabziehen.

Bei der häufigen Verwendung solcher Vorgelege bei den Hebevorrichtungen erscheint es nothwendig, die Nebenhindernisse näher ins Auge zu fassen, welche durch diese Getriebe veranlaßt werden.

Es sei  $C$ , Fig. 7, die Vorgelegswelle, deren Triebrad vom Halbmesser  $CA = r$  in das größere Rad  $MA$  auf der Axe  $M$  eingreifen möge, und sei  $Q$  der Widerstand, welcher sich der Drehung der Axe  $M$  in dem Punkte

$A$  tangential an die Theilkreise entgegensetzt, so wäre beim Nichtvorhandensein schädlicher Widerstände an dem Hebelarme  $CB = R$  der Axe  $C$  eine

Kraft  $P_0 = Q \frac{r}{R}$  erforderlich. Schädliche Widerstände treten nun über-

all da auf, wo relative Bewegungen zwischen den Maschinengliedern stattfinden, also hier zwischen den Zähnen bei  $A$  und an den Zapfen von  $C$ .

Die Zahnreibung bestimmt sich nach III. 1. §. 79 durch

$$Z = \pi \varphi Q \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = \frac{1}{3} Q \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right),$$

wenn  $z_1$  und  $z_2$  die Zähnezahlen der Räder  $CA$  und  $MA$  bedeuten, und von der geringen Abweichung des Zahndruckes von der Theilrihttangente  $AO$  abgesehen wird. Setzt man allgemein

$$\varphi \pi \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = \xi,$$

so ist daher in  $A$  zur Ueberwindung des Widerstandes  $Q$  der Welle  $M$  an dem Umfange des Triebrades  $CA$  eine Kraft  $P_1 = (1 + \xi) Q$  erforderlich. Will man von einem Wirkungsgrade der Zahnräder sprechen, so wäre derselbe durch

$$\eta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{1}{1 + \xi}$$

gegeben.

Der Werth von  $\xi$  ist um so größer, je kleiner die Zähnezahlen sind und hängt bei den Vorgelegen der Winden, wo  $z_2$  immer erheblich größer als  $z_1$  ist, wesentlich von der Zähnezahl  $z_1$  des kleinen Triebrades ab. Diese Zahl ist in den meisten Fällen zwischen 7 und 12 gelegen, nur selten wird sie bis zu 20 steigen und nur bei den einfachsten Vorrichtungen wie z. B. bei Wagenwinden giebt man dem Triebrade weniger als 7 Zähne. Bezeichnet

man ferner das Umsetzungsverhältniß der Zahnräder  $\frac{z_1}{z_2}$  mit  $\nu$ , so kann man auch schreiben:

$$\xi = \frac{1}{3} \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = \frac{0,33}{z_1} (1 + \nu),$$

also

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{0,33}{z_1} (1 + \nu)} = \frac{z_1}{z_1 + 0,33 (1 + \nu)}.$$

Dieser Werth von  $\eta$  läßt sich immer sehr leicht berechnen, der Bequemlichkeit wegen kann man sich bei schnellen Ueberschlagsrechnungen der auf folgender Seite angeführten Tabelle bedienen. Dieselbe giebt für die Zähnezahlen  $z_1$  des Triebrades gleich 5, 6, 7, 8, 10, 12, 15 und 20 und die Umsetzungsverhältnisse  $\nu = 1, 0,75, 0,5, 0,4, 0,3, 0,2, 0,1$  und für die Zahnstange oder  $\nu = 0$  die Werthe des Wirkungsgrades

$$\eta = \frac{1}{1 + \xi} = \frac{z_1}{z_1 + 0,33 (1 + \nu)}.$$

Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder

$$\eta = \frac{z_1}{z_1 + 0,33(1 + \nu)}$$

| $\nu = \frac{z_1}{z_2} =$  | 1     | 0,75  | 0,5   | 0,4   | 0,3          | 0,2          | 0,1   | Zahn-<br>stange |
|--|-------|-------|-------|-------|--------------|--------------|-------|-----------------|
| Zähnezahl des Triebrades $\left\{ \begin{array}{l} z_1 = 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 10 \\ 12 \\ 15 \\ \bullet 20 \end{array} \right.$ | 0,883 | 0,897 | 0,909 | 0,916 | 0,921        | 0,927        | 0,932 | 0,938           |
|  | 0,901 | 0,912 | 0,923 | 0,929 | 0,933        | 0,938        | 0,943 | 0,948           |
|  | 0,914 | 0,923 | 0,934 | 0,938 | 0,942        | 0,946        | 0,951 | 0,955           |
|  | 0,924 | 0,932 | 0,941 | 0,946 | <b>0,949</b> | <b>0,953</b> | 0,957 | 0,960           |
|  | 0,938 | 0,945 | 0,952 | 0,956 | <b>0,959</b> | <b>0,962</b> | 0,965 | 0,968           |
|  | 0,948 | 0,954 | 0,960 | 0,963 | 0,965        | 0,968        | 0,971 | 0,973           |
|  | 0,957 | 0,963 | 0,968 | 0,970 | 0,972        | 0,975        | 0,977 | 0,978           |
|  | 0,968 | 0,972 | 0,975 | 0,978 | 0,979        | 0,981        | 0,983 | 0,983           |

Man erkennt aus dieser Tabelle, daß für die bei Hebevorrichtungen häufigsten Verhältnisse  $z_1 = 8$  bis 10 und  $\nu = 1/3$  bis  $1/5$  ein durchschnittlicher Werth von

$$\eta = 0,95 \text{ bis } 0,96$$

angenommen werden kann.

Bei der Anwendung conischer Räder wird man dieselben Werthe für die Reibungswiderstände annehmen dürfen, wie für Stirnräder mit denselben Zähnezahlen, da der Unterschied zwischen den entsprechenden Ausdrücken

$$\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \text{ und } \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}}$$

in den meisten Fällen nur unerheblich sein wird.

Um auch den Einfluß der Reibung an den Zapfen der Vorgelegswelle  $C$  kennen zu lernen, sei  $r$  der Halbmesser dieser Zapfen und  $Z$  der Druck derselben gegen die Lager. Dann findet man die zur Erzeugung des Druckes  $P_1$  am Umfange des Triebades vom Halbmesser  $r$  erforderliche Kraft  $P$  an dem Hebelarme  $CB = R$  durch

$$PR = P_1 r + \varphi Zr.$$

Was den Druck  $Z$  anbetrifft, so würde derselbe, wenn  $P_1$  und  $P$  in einer und derselben Ebene lägen, wie bei einem Winkelhebel  $ACB$  der Fall ist, durch

$$Z = \sqrt{P^2 + 2PP_1 \cos \alpha + P_1^2}$$

gegeben sein, worin  $\alpha$  den Winkel  $AOB$  der Kraftrichtungen vorstellt. Eine Berechnung von  $P$  unter Zugrundelegung dieser Formel würde aber, abgesehen von der sehr unbequemen Gestalt des daraus folgenden Ausdruckes, den thatsächlichen Verhältnissen nur wenig entsprechen, und nur in denjenigen sehr seltenen Fällen annähernd richtig sein, in welchen das Rad  $AC$  und die Kurbel oder das Rad  $BC$  dicht neben einander angeordnet sind. Dies ist in der Regel nicht der Fall, vielmehr pflegt man meistens die beiden auf der Vorgelegswelle  $C$  befindlichen Räder  $AC$  und  $BC$  in größerer Entfernung von einander, nämlich jedes dicht neben einem der beiden Lager anzubringen, in denen die Welle  $C$  gelagert ist. Es wird daher in den meisten Fällen die Annahme eine größere Annäherung an die Wahrheit ergeben, daß der Lagerdruck  $Z$  gleich  $P + P_1$  sei, indem man sich denkt, daß der Druck  $P$  ausschließlich von dem einen Lager und  $P_1$  von dem anderen Lager aufgenommen werde. Wollte man diese Annahme nicht zulassen, so würde die Rechnung, welche auf der Ermittlung der Reaction jedes der beiden Lager beruhen müßte, eine sehr umständliche werden, ohne von praktischer Bedeutung zu sein, da die mit der Annahme des empirisch bestimmten Reibungscoefficienten an sich immer verbundene Unsicherheit jedenfalls viel größer ist, als der Fehler, welcher der Annahme  $Z = P + P_1$  entspringt. Man kann für die Anwendung speciell einer Kurbel  $CB$  auf der Vorgelegswelle auch noch bemerken, daß hierbei die Richtung der Kraft  $P$  fortwährend wechselt, daher der Winkel  $\alpha$  alle Werthe von  $0$  bis  $360^\circ$  durchläuft, so daß in diesem Falle jene gedachte schärfere Rechnung nur für eine ganz bestimmte Stellung Gültigkeit haben könnte.

Unter obiger Voraussetzung erhält man daher aus

$$PR = P_1 r + \varphi (P + P_1) r:$$

$$P = P_1 \frac{r}{R} \frac{1 + \varphi \frac{r}{R}}{1 - \varphi \frac{r}{R}}$$

und da ohne Zapfenreibung

$$P_0 = P_1 \frac{r}{R}$$

ist, so hat man den Wirkungsgrad der Vorgelegswelle

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - \varphi \frac{r}{R}}{1 + \varphi \frac{r}{R}}$$

Setzt man hierin das Verhältniß der Hebelarme  $\frac{r}{R} = v$ , so läßt sich der Ausdruck für  $\eta$  auch schreiben

$$\eta = \frac{1 - v\varphi \frac{r}{r}}{1 + \varphi \frac{r}{r}},$$

wofür man in den meisten Fällen mit genügender Annäherung

$$\eta = 1 - (1 + v)\varphi \frac{r}{r}$$

setzen kann.

Das Verhältniß  $\frac{r}{r}$ , d. h. des Zapfenhalbmessers zu dem Halbmesser  $r$  des kleineren Triebrades schwankt bei Winden etwa zwischen den Werthen 0,2 und 0,4, nur bei den kleinsten Triebrädern der Wagenwinden wird es 0,4 übersteigen und nur bei Transmissionswellen geht dieses Verhältniß bis auf etwa 0,1 und darunter herab. Um bei Winden und Hebevorrichtungen den Einfluß der Zapfenreibung schnell zu überschlagen, kann man sich der nebenstehenden Tabelle bedienen, welche für die Werthe

$$v = \frac{r}{R} = 1/2, 1/3, 1/4, 1/6 \text{ und } 1/8$$

und für die Zapfenverhältnisse

$$\frac{r}{r} = 0,5, 0,4, 0,3, 0,2 \text{ und } 0,1$$

die Größe des Wirkungsgrades

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{1}{v}\right)\varphi \frac{r}{r}$$

unter der Annahme eines Coefficienten für die Zapfenreibung  $\varphi = 0,08$  enthält.

Danach schwankt der Wirkungsgrad der Welle zwischen den Werthen 0,940 und 0,991, und man kann für die gewöhnlichen Windenvorgelege entsprechend  $\frac{r}{R} = 1/4$  und  $\frac{r}{r} = 0,3$  etwa 97 Procent als Wirkungsgrad annehmen. Will man den Wirkungsgrad des ganzen Vorgeleges, also unter Berücksichtigung der Zahnreibung und Zapfenreibung bestimmen, so hat man zu setzen

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = \frac{1 - \varphi \frac{r}{R}}{(1 + \xi) \left(1 + \varphi \frac{r}{r}\right)}.$$

Tabelle für den Wirkungsgrad der Borgelegswelle

$$\eta = 1 - (1 + \nu) \varphi \frac{r}{R}$$

| $\nu = \frac{r}{R} =$ |     | $\frac{1}{2}$ | $\frac{1}{3}$ | $\frac{1}{4}$ | $\frac{1}{6}$ | $\frac{1}{8}$ |
|-----------------------|-----|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Zapfenverhältniß      | 0,5 | 0,940         | 0,947         | 0,950         | 0,953         | 0,955         |
|                       | 0,4 | 0,952         | 0,957         | 0,960         | 0,963         | 0,964         |
|                       | 0,3 | 0,964         | 0,968         | 0,970         | 0,972         | 0,973         |
|                       | 0,2 | 0,976         | 0,979         | 0,980         | 0,981         | 0,982         |
|                       | 0,1 | 0,988         | 0,989         | 0,990         | 0,991         | 0,991         |

Es würde sich daher für die meist gebräuchlichen Verhältnisse ein durchschnittlicher Werth von

$$\eta = 0,95 \cdot 0,97 = 0,922$$

oder rund von 92 Procent ergeben. Für wesentlich davon abweichende Verhältnisse wird man den genaueren Werth jederzeit leicht durch die allgemeine Formel finden. Es mag noch bemerkt werden, daß man den Wirkungsgrad ( $\eta$ ) für den Rückgang durch dieselben Formeln findet, wenn man den mit  $\varphi$  behafteten Gliedern die entgegengesetzten Vorzeichen giebt, da beim Rückgange sämtliche Widerstände in der entgegengesetzten Richtung wirken, in welcher sie beim Vorwärtsgange auftreten. Man erhält demnach für den Rückgang

$$(P) = (1 - \xi) Q \frac{r}{R} \frac{1 - \varphi \frac{r}{R}}{1 + \varphi \frac{r}{R}},$$

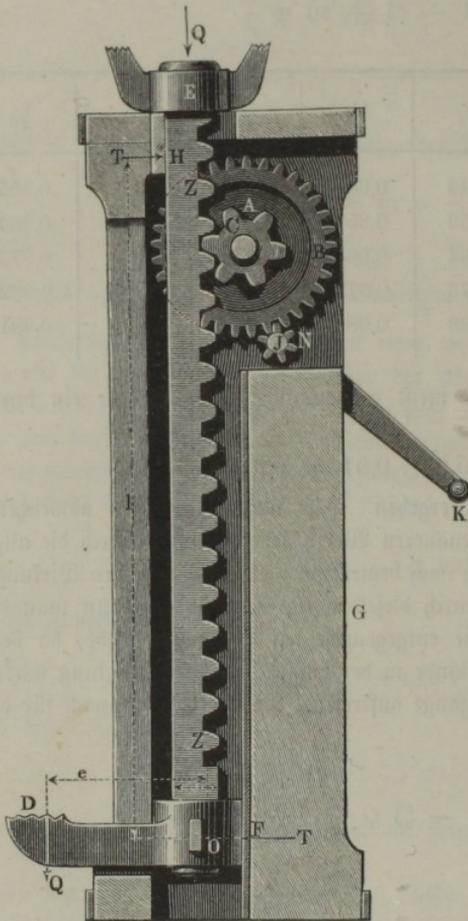
daher den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{(1 - \xi) \left(1 - \varphi \frac{r}{R}\right)}{1 + \varphi \frac{r}{R}}.$$

Die hiernach sich berechnenden Werthe von ( $\eta$ ) sind in dem vorliegenden Falle so wenig von  $\eta$  abweichend, daß man den Wirkungsgrad bei den Borgelegten für den Vorwärtsgang und Rückwärtsgang als gleich groß ansehen darf. Es wird sich in der Folge zeigen, daß eine solche Gleichheit keineswegs bei allen Getrieben vorhanden ist.

§. 4. Zahnstangenwinden. Zum Heben von Lasten auf kleinere Höhen bedient man sich vielfach der Winden mit Zahnstangen, deren Einrichtung aus

Fig. 8.



den Figuren 8 und 9 ersichtlich ist. Hiervon stellt Fig. 8 eine Wagenwinde vor, wie sie auch als Hilfsmittel bei Bauausführungen und zum Montiren von Maschinen dient, während die Zugvorrichtung Fig. 9 passend bei größeren Drehbänken zum Aufbringen schwerer Arbeitsstücke Anwendung findet. Die Last  $Q$  wirkt hierbei entweder bei  $E$  in der Aze der Zahnstange, oder sie drückt einseitig auf die Klaue  $D$ , welcher Fall der ungünstigere ist, da durch die excentrische Wirkung der Last  $Q$  in den Führungen  $F$  und  $H$  des Gestelles  $G$  schädliche Reibungen hervorgerufen werden. In die Zahnstange  $Z$  greift das mit nur wenigen Zähnen (5 bis 8) versehene kleine Triebbad  $A$  auf der Welle  $C$  ein, welche letztere nur bei kleinen Lasten direkt durch die darauf gesteckte Kurbel umgedreht wird.

Für größere Belastungen bedient man sich des aus den Rädern  $B$  und  $N$  bestehenden Vorgeleges mit der Vorgelegswelle  $J$ , auf welche letztere die Kurbel  $JK$  gesteckt ist. Ein Sperrrad auf dieser Aze verhindert mit Hilfe einer an dem Gestelle befestigten Sperrklinke das unbeabsichtigte Niedersinken der Last, wenn die Kurbel losgelassen wird.

Um die für eine zu hebende Last  $Q$  erforderliche Betriebskraft  $P$  zu ermitteln, hat man zunächst die bei  $F$  und  $G$ , Fig. 8, an den Führungsflächen auftretenden Reibungen zu bestimmen. Bezeichnet man mit  $T$  die beiden



erfordern, unter  $r_1$  und  $r_2$  die Theilkreishalbmesser der Räder  $CA$  und  $JN$  und unter  $R_1$  denjenigen des Rades  $CB$  verstanden. Ist nun noch  $\eta_1$  der Wirkungsgrad des Zahngetriebes  $CA$  und seiner Ase und  $\eta_2$  derjenige des Vorgelegrades  $JN$  und der Ase  $J$ , so hat man die erforderliche Betriebskraft:

$$P = \frac{1}{\eta_1 \eta_2} Q_1 \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{\eta_1 \eta_2} \left( 1 + 2 \varphi \frac{e}{l - \varphi c} \right) Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}.$$

Da ohne Widerstände

$$P_0 = Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}$$

wäre, so folgt der Wirkungsgrad der ganzen Winde für den Vorwärtsgang zu

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \eta_1 \eta_2 \frac{1}{1 + 2 \varphi \frac{e}{l - \varphi c}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3,$$

wenn man den Werth

$$\frac{1}{1 + 2 \varphi \frac{e}{l - \varphi c}} = \eta_3$$

als den Wirkungsgrad der prismatischen Führung der Zahnstange ansieht.

Die Kraft ( $P$ ), welche an der Kurbel genügend ist, um ein Sinken der Last  $Q$  zu verhindern, bestimmt sich in derselben Art zu

$$(P) = (\eta_1) (\eta_2) \left( 1 - 2 \varphi \frac{e}{l + \varphi c} \right) Q \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = (\eta_1) (\eta_2) (\eta_3) P_0,$$

wenn man wiederum

$$1 - 2 \varphi \frac{e}{l + \varphi c} = (\eta_3)$$

setzt.

Beispiel. Ist etwa  $Q = 400$  kg,  $l = 0,40$  m,  $e = 0,080$  m und  $c = 0,060$  m, so ist für einen Coefficienten der gleitenden Reibung  $\varphi = 0,15$  die Kraft an der Zahnstange beim Heben

$$Q_1 = 400 \left( 1 + 0,30 \frac{80}{400 - 0,15 \cdot 60} \right) = 424,5 \text{ kg},$$

und beim Senken

$$(Q_1) = 400 \left( 1 - 0,30 \frac{80}{400 + 0,15 \cdot 60} \right) = 376,7 \text{ kg}.$$

Man hat sonach den Wirkungsgrad der Führung für das Heben

$$\eta_3 = \frac{400}{424,5} = 0,943$$

und für das *Senfen*

$$(\eta_3) = \frac{376,7}{400} = 0,942.$$

Hat nun jedes Triebrad 6 und das größere Rad *CB* 36 Zähne, so findet man aus der Tabelle S. 14 den Wirkungsgrad für die Zahnstange zu 0,948 und für die Vorgelegsräder zu 0,940. Ist ferner  $r_1 = 30$  mm,  $r_2 = 25$  mm,  $R_1 = 150$  mm und  $R_2 = 200$  mm, so hat man bei einem Zapfenverhältniß

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_2}{r_2} = 0,4$$

nach der Tabelle S. 17 den Wirkungsgrad für die Welle *C*:

$$\left( \nu = \frac{r_1}{R_1} = \frac{30}{150} = 0,2 \right) \text{ zu } 0,962,$$

und für die *Axe J*:

$$\left( \nu = \frac{25}{200} = \frac{1}{8} \right) \text{ gleich } 0,964.$$

Man hat daher den Wirkungsgrad der *Axe C* mit dem Zahngetriebe zu

$$\eta_1 = 0,948 \cdot 0,962 = 0,912,$$

und für die Vorgelegswelle *J* zu

$$\eta_2 = 0,940 \cdot 0,964 = 0,906.$$

Daher ergibt sich die erforderliche Betriebskraft:

$$P = \frac{1}{0,912} \frac{1}{0,906} 424,5 \frac{30}{150} \frac{25}{200} = 12,85 \text{ kg.}$$

Da die theoretische Betriebskraft gleich

$$P_0 = 400 \frac{30}{150} \frac{25}{200} = 10 \text{ kg}$$

ist, so hat die ganze Winde einen Wirkungsgrad von

$$\eta = \frac{10}{12,85} = 0,778 \text{ oder nahe } 78 \text{ Procent.}$$

Man erhält auch

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,912 \cdot 0,906 \cdot 0,943 = 0,778.$$

Dieser verhältnißmäßig geringe Werth von  $\eta$  ist hauptsächlich wegen der kleinen Zähnezahl (6) und den relativ großen Zapfendicken so klein. Beim *Senfen* der Last hat man an der Kurbel eine Kraft

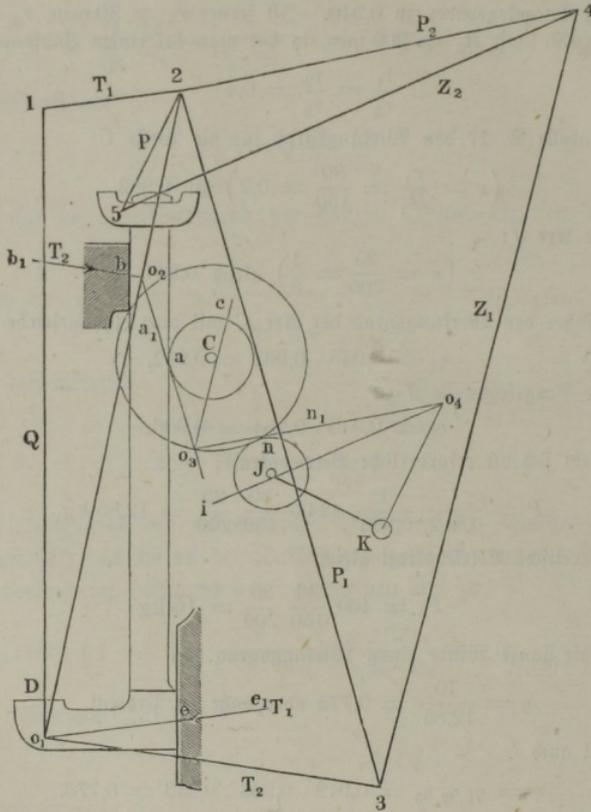
$$(P) = 0,912 \cdot 0,906 \cdot 376,7 \frac{30}{150} \frac{25}{200} = 7,78 \text{ kg}$$

anzubringen.

Einfacher als durch Rechnung läßt sich die erforderliche Triebkraft *P* und damit der Wirkungsgrad  $\eta$  bei Winden und überhaupt bei Maschinengetrieben graphisch ermitteln, und dürfte sich diese Methode besonders für den ausführenden Techniker empfehlen, welcher doch ein Aufzeichnen der Maschine vornehmen muß. Die einfachen und ohne Weiteres aus dem Charakter des Reibungswinkels folgenden Grundregeln für eine solche graphische

Untersuchung sind im Anhange zu Thl. III, 1 kurz zusammengestellt und sei dieserhalb auf jene Stelle verwiesen\*). In dem vorliegenden Falle entwirft man das betreffende Diagramm in folgender Weise. Sind  $C$  und  $J$ , Fig. 10,

Fig. 10.



die Mitten der Axen,  $a$  und  $n$  die Berührungspunkte der Theilrifle,  $b$  und  $e$  die seitlichen Stützpunkte der Zahnstange und wirkt die Last  $Q = 1o_1$  in  $D$  und die gesuchte Kraft in  $K$ , so zeichne man zunächst die Richtungen für die Kräfte und für die Reactionen der Stützpunkte. Die Reactionen  $T_1$  und  $T_2$  des Gehäuses in  $e$  und  $b$  sind um den Reibungswinkel  $\varrho$  gegen die Normale zur Führung also in  $e_1e$  und  $b_1b$  anzunehmen. Die Druckrichtung zwischen den Zähnen der Räder bei  $a$  und  $n$  braucht man nicht, wie dies in der Rechnung immer annäherungsweise geschieht, normal zur Centrallinie voraus-

\*) Siehe auch: Zur graphischen Statik der Maschinengetriebe von Gustav Herrmann.

zusehen, sondern man nimmt sie unter dem Neigungswinkel (etwa  $75^\circ$ , s. Thl. III, 1, Verzahnung) gegen die Centrale gerichtet an, unter welchem die Zähne thatsächlich auf einander drücken. Mit Rücksicht auf die Zahnreibung hat man aber diese Druckrichtung nicht durch die Berührungspunkte  $a$  und  $n$  der Theilkreise zu legen, sondern von dieser theoretischen Richtung um den Abstand  $\xi = \varphi \frac{t}{4}$  entfernt anzunehmen, so daß der Hebelarm der Kraft in Bezug auf die treibende Ase um diesen Betrag vergrößert wird. So findet man in  $o_3 a_1$  die Richtung des Druckes  $P_1$  auf die Zahnstange und in  $o_4 n_1$  diejenige des Druckes  $P_2$  zwischen den Vorgelegsrädern. Zeichnet man noch um die Punkte  $C$  und  $J$  die den Zapfenhalbmessern  $r$  entsprechenden Reibungskreise mit den Radien  $\varphi r$ , so findet man für die Zapfenreaction  $Z_1$  in  $C$  und  $Z_2$  in  $J$  die Richtungen in den entsprechenden Tangenten  $o_3 c$  und  $o_4 i$  an diese Reibungskreise von den Durchschnittspunkten  $o_3$  resp.  $o_4$  derjenigen Kräfte  $P_1$  und  $P_2$ , bezw.  $P_2$  und  $P$ , welche an der zugehörigen Ase angreifen.

Nach Einzeichnung dieser Krastrichtungen ergibt sich aus der Last  $1 o_1 = Q$  ohne Weiteres das Kräftepolygon  $o_1 1 2 3 4 5$ , wenn man zieht:

$$1 2 \parallel e e_1; o_1 2 \parallel o_1 o_2$$

(in der Figur sind beide Linien zusammenfallend angenommen, d. h.  $Q$  ist von dem Schnittpunkte  $o_1$  aus angetragen), ferner

$$o_1 3 \parallel b_1 b; 2 3 \parallel o_2 o_3; 3 4 \parallel o_3 c; 2 4 \parallel o_3 o_4; 4 5 \parallel o_4 i \text{ und } 2 5 \parallel o_4 K.$$

Die Strecke  $2 5$  stellt dann die Größe der Triebkraft  $P$  an der Kurbel  $K$  nach demselben Maßstabe vor, nach welchem  $Q = 1 o_1$  aufgetragen wurde, und gleichzeitig erhält man in den einzelnen Seiten des Kräftepolygons die Druckkräfte  $P_1$  und  $P_2$  zwischen den Radzähnen, sowie die Reactionen oder Stützkkräfte  $T_1$  und  $T_2$  in der Führung und  $Z_1$  und  $Z_2$  in den Lagern. Diese Kräfte können daher ohne Weiteres zur Dimensionsbestimmung der Zähne, Zapfen, Lager, Gestelltheile u. benutzt werden.

Die hier an einem einzelnen Beispiele gezeigte Methode bleibt im Wesentlichen dieselbe für alle Arten von Maschinengetrieben, weshalb sie im Folgenden nur an wenigen Beispielen wiederholt werden soll. Zeichnet man das Diagramm in nicht zu kleinem Maßstabe, so läßt sich in jedem Falle eine hinreichende Genauigkeit der Ermittlung erzielen. Was ihre Zuverlässigkeit im Vergleiche mit dem bis jetzt fast ausschließlich angewandten rechnerischen Verfahren anbetrifft, so kann bemerkt werden, daß sie keine der Wirklichkeit nur annähernd entsprechende Annahmen zu machen braucht, wie z. B. die, daß der Zahndruck senkrecht zur Centrale angenommen wird. Es bedarf nur der Erwähnung, daß das Diagramm in derselben Weise zur Be-

stimmung der theoretischen Kraft  $P_0$  entworfen wird, wenn man den Reibungswinkel und daher auch die Halbmesser der Reibungskreise, sowie die Größe  $\xi$  gleich Null, also die Richtungen der Reactionen  $T$  normal zu den Stützflächen annimmt. Auch für den Rückwärtsgang der Winde ändert sich die Zeichnung des Diagramms nur in soweit, als man hierfür die Richtungen der Reactionen  $z$ . von den Normalen der Stützflächen nach den entgegengesetzten Seiten um ebenfalls den Reibungswinkel abweichen läßt, resp. die andere der beiden möglichen Tangenten an den Reibungskreis als Druckrichtung annimmt.

§. 5. Schraubenwinden. Zum Heben größerer Lasten auf geringe Höhen wendet man häufig Schraubenspindeln mit flachen Gewinden an, derart, daß man die Schraubenspindel oder deren Mutter in Drehung versetzt und die zu hebende Last mit demjenigen Theile in Verbindung setzt, welcher bei der gedachten Drehung eine geradlinige Bewegung annimmt. Bei der einfachen Winde, Fig. 11, schraubt sich die Schraubenspindel  $A$  bei einer durch den He-

Fig. 11.

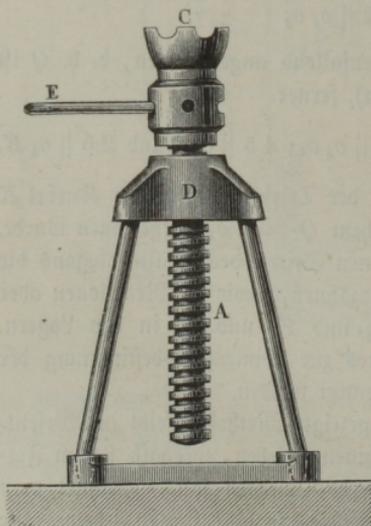
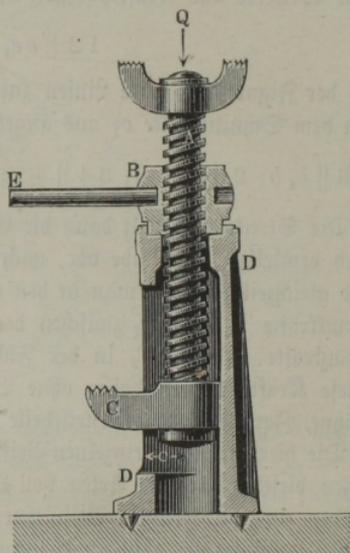


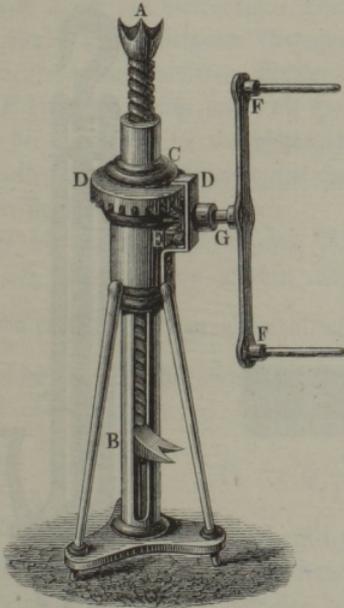
Fig. 12.



bel  $E$  bewirkten Drehung aus der festen Mutter  $D$  heraus, und hebt dadurch die auf das Klauenstück  $C$  drückende Last, während bei den in den Figuren 12 und 13 dargestellten Wagenwinden eine Erhebung der Spindel durch die Drehung der Mutter hervorgerufen wird. Andererseits findet bei dem Werkzeuge, Fig. 14, welches zum Anheben der Schienen bei dem Bau der Eisen-

bahnen benutzt wird, eine Hebung der bei *B* auf dem Hebel *EC* ruhenden Schiene durch die Drehung der Schraubenspindel *A* statt, deren Mutter-

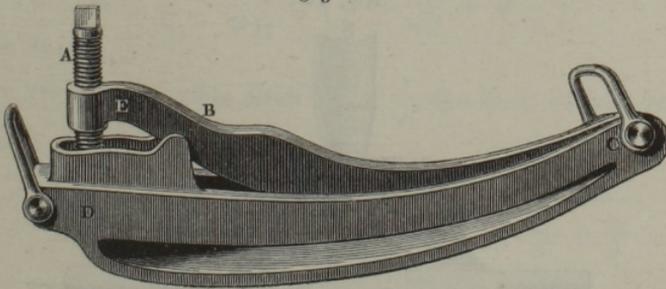
Fig. 13.



gewinde in dem Hebel *EC* enthalten ist. Eine Drehung der Spindel und Hebung der Mutter findet sich u. a. auch bei den Windeböcken, welche man zum Heben von Locomotiven behufs Auswechslung der Axen zc. verwendet. Ein solcher Hebebock, wie man sie immer paarweise anwendet, enthält nach Fig. 15 (a. f. S.) eine in einem Holzgestelle *L* befindliche vertikale Schraubenspindel *A*, welche bei *C* in einem Spurlager, bei *D* in einem Halslager fest gelagert ist. Durch die Rädervorgelege *F G* und *H J* wird der Schraubenspindel von der Handkurbel *K* aus eine verlangsamte Drehung ertheilt, in Folge deren die Mutter

*M* zwischen den Führungswangen des Gestelles *L* emporsteigen muß, da sie an einer Drehung durch die Führung verhindert wird. Ein auf den

Fig. 14.



Muttern *M* der beiderseitigen Hebeböcke ruhender Querträger *T* wird daher sammt der auf ihm ruhenden Last (Locomotive, Dampfkessel zc.) gehoben. Die zweimalige Räderüberetzung durch cylindrische und conische Räder ist hierbei gewählt, sowohl um durch Verlangsamung der Bewegung die erforderliche Kraftsteigerung zu bewirken, als auch um, die Handhabung der Kurbel für die Arbeiter bequem zu machen.

Für bedeutende Lasten pflegt man auch wohl die Verlangsamung der drehenden Bewegung durch ein Schneckenrad mit einer Schraube ohne Ende

Fig. 15.

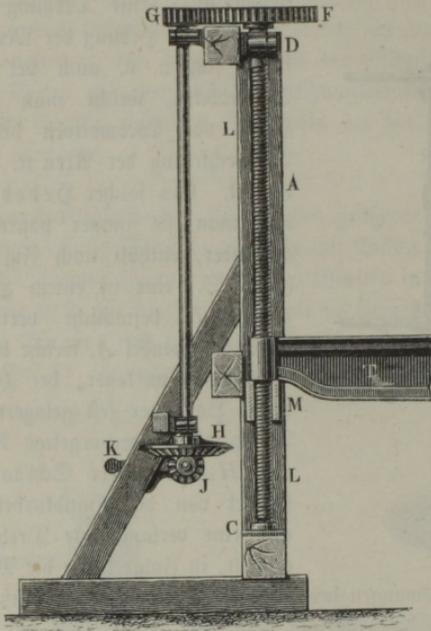


Fig. 17.

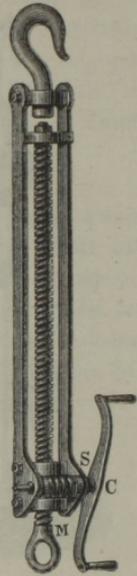
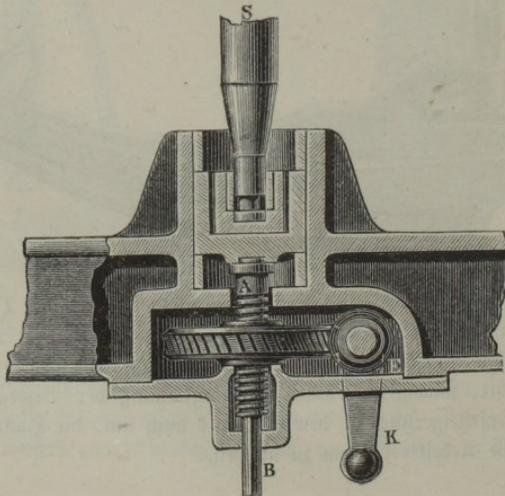


Fig. 16.



anstatt durch Zahnräder zu erreichen, wie die Hebevorrichtung in Fig. 16 erkennen läßt, welche zur Verstellung der vertikalen Mühlspindel  $S$  nebst dem darauf lastenden Mühlsteine dient (Steinstellung). Die Schraubenspindel  $A$ , welche durch den vierkantigen Theil  $B$  an einer Drehung verhindert ist, erhält hierbei die aufsteigende Bewegung durch die Umdrehung der zu einem Schneckenrade ausgebildeten Mutter, in deren Zähne die Schraube ohne Ende  $E$  eingreift, welche durch die Handkurbel  $K$  gedreht wird.

Bei der durch Fig. 17 veranschaulichten Zugvorrichtung wird die Drehung der Mutter  $M$  ebenfalls durch eine auf der Kurbelaxe  $C$  befindliche Schnecke  $S$  bewerkstelligt.

Was die Kraftverhältnisse der Schrauben anbetrifft, so ist bereits in III, 1, §. 126 gefunden worden, daß die am mittleren Halbmesser  $r$  der Gewinde von dem Steigungsverhältnisse  $n = \frac{s}{2\pi r}$  behufs der Ueberwindung einer in der Schraubenaxe wirkenden Last  $Q$  erforderliche Umdrehungskraft  $P$  ohne Rücksicht auf Zapfenreibungen zu

$$P_1 = Q \frac{n + \mu}{1 - n\mu}$$

sich bestimmt, wenn  $\mu$  den Coefficienten der gleitenden Reibung an den Gewindegängen bedeutet. Wird ferner mit  $r_1$  der Halbmesser der Spurzapfenreibung und mit  $r_2$  derjenige des Halszapfens des drehbaren Theiles bezeichnet, so ist die an einem Hebelarme  $R$  wirkende Umdrehungskraft  $P$  für einen Coefficienten  $\varphi$  der Zapfenreibung ebenfalls an gedachter Stelle zu

$$P = \frac{r}{R - \varphi r_2} Q \left( \frac{n + \mu}{1 - n\mu} + \varphi \frac{r_1}{r} \right)$$

gefunden worden.

Da hierfür die theoretische Kraft  $P_0 = \frac{r}{R} Q n$  ist, so hat man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{R - \varphi r_2}{R} \frac{n(1 - n\mu)}{n + \mu + (1 - n\mu)\varphi \frac{r_1}{r}}$$

Für den Rückgang war ebenfalls gefunden

$$(P) = \frac{r}{R + \varphi r_2} Q \left( \frac{n - \mu}{1 + n\mu} - \varphi \frac{r_1}{r} \right)$$

und daher ist

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{R}{R + \varphi r_2} \frac{n - \mu - (1 + n\mu)\varphi \frac{r_1}{r}}{n(1 + n\mu)}$$

Es ist auch schon früher bemerkt worden, daß der Wirkungsgrad bei demselben Steigungsverhältnisse der Schraube wesentlich abnimmt, wenn die Halbmesser  $r_1$  des Spurzapfens und  $r_2$  des Halslagers wachsen, und daher von allen denjenigen Anordnungen, bei denen die Mutter gedreht wird, ein geringerer Nutzeffect erwartet werden muß als von denen mit drehbarer Schraubenspindel.

Bei den in der Praxis üblichen Schraubenwinden pflegt das Steigungsverhältniß  $n$  der Gewinde selten größer als 0,1 oder kleiner als 0,05 zu sein. Man kann ferner bei drehbarer Spindel passend  $r_1 = 0,5 r$  und  $r_2 = r$  annehmen. Wird jedoch die Mutter gedreht, wobei dieselbe eine ringförmige Stützfläche von dem inneren Halbmesser  $r$  erhält, so wird man in den meisten Fällen den Halbmesser der Spurreibung  $r_1 = 1,5 r$  und denjenigen des Halslagers  $r_2 = 2 r$  annehmen können. Das Verhältniß

$\frac{r_2}{R}$  ist den obigen Formeln zufolge auf den Wirkungsgrad der Schraube nur von untergeordneter Bedeutung, da von der Größe  $R$  des Krafthebelarmes nur die Reibung in dem Halszapfen  $r_2$  abhängt, welche um so kleiner ausfällt, je größer  $R$  ist. Bei den Winden wird  $R$  den Schraubenhalbmesser  $r$  immer bedeutend übertreffen, so daß  $\frac{r_2}{R}$  selten mehr als  $\frac{1}{8}$  betragen wird.

Unter der Voraussetzung eines Hebelarmes  $R = 8 r$  ist die nebenstehende Tabelle für den Wirkungsgrad  $\eta$  und  $(\eta)$  bei verschiedenen Schraubensteigungen unter der Annahme  $\mu = 0,1$  und  $\varphi = 0,08$  berechnet worden.

Man erkennt aus dieser Tabelle, von welchem bedeutenden Einflusse die schädlichen Widerstände auf den Wirkungsgrad der Schraubenwinden sind, und daß eine Rechnung ohne Berücksichtigung der Reibungswiderstände auch nicht einmal annähernd zu einem günstigen Resultate führen kann. Man wird wegen des geringen Nutzeffectes Schrauben nicht bei solchen Hebevorrichtungen zur Verwendung bringen, welche bei ununterbrochenem Betriebe große mechanische Leistungen auszuüben haben. Bei nur zeitweisigem Betriebe dagegen empfiehlt sich oftmals die Anwendung von Schraubenwinden wegen der großen Sicherheit, welche diese Vorrichtungen gegen ein unbeabsichtigtes Zurückgehen vermöge ihrer Eigenschaft der selbstthätigen Sperrfähigkeit haben. Daß diese letztere Eigenschaft allen in der Tabelle enthaltenen Schrauben zukommt, geht aus den durchweg negativen Werthen von  $(\eta)$  hervor.

Die in der Tabelle für die Schrauben mit drehbarer Spindel enthaltenen Werthe von  $\eta$  können auch als Wirkungsgrad für die entsprechenden Schneckenräder mit Schraube ohne Ende benutzt werden, wie die in III, 1, §. 132 angegebene Berechnung des Schneckenradgetriebes zeigt.

Tabelle

für den Wirkungsgrad der Schraubengetriebe.

$$\eta = \frac{R - \varphi v_2}{R} \frac{n(1 - n\mu)}{n + \mu + (1 - n\mu) \frac{v_1}{r}}; \quad (\eta) = \frac{R}{R + \varphi v_2} \frac{n - \mu - (1 + n\mu) \varphi \frac{v_1}{r}}{n(1 + n\mu)}.$$

| Steigungsverhältnis                     | $n =$    | 0,04   | 0,05   | 0,06   | 0,07   | 0,08   | 0,10   | 0,125  |
|---|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Die Spindel wird gedreht                | $\eta$   | 0,219  | 0,259  | 0,296  | 0,328  | 0,357  | 0,408  | 0,463  |
| A. $v_1 = 0,5r$ ; $v_2 = r$ ; $R = 8r$  | $(\eta)$ | -2,47  | -1,78  | -1,32  | -0,986 | -0,740 | -0,396 | -0,121 |
| Die Mutter wird gedreht                 | $\eta$   | 0,151  | 0,183  | 0,210  | 0,236  | 0,260  | 0,304  | 0,352  |
| B. $v_1 = 1,5r$ ; $v_2 = 2r$ ; $R = 8r$ | $(\eta)$ | -4,406 | -3,328 | -2,611 | -2,097 | -1,713 | -1,777 | -0,747 |

Wenn die Drehung der Schraube oder ihrer Mutter nicht direct, sondern mittelst eines Vorgeleges, wie in Fig. 13, oder mehrerer Vorgelege, wie in Fig. 15, bewirkt wird, so erhält man nach dem Früheren den Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung als das Produkt aus dem für die Schraube gültigen in den bezw. die den Vorgelegen zugehörigen in einfacher Weise wie durch einige Beispiele erläutert werden möge.

Beispiel 1. Wenn bei einer Winde nach Art derjenigen in Fig. 13 die conischen Räder 10 und 30 Zähne und bezw.  $r_2 = 50$  und  $R_1 = 150$  mm Halbmesser haben, der mittlere Halbmesser  $r_1$  der Schraube gleich 40 mm, der der Kurbel  $R_2 = 300$  mm und das Steigungsverhältniß  $n = \frac{s}{2\pi r} = 0,06$  ist, wie groß ist die an der Kurbel erforderliche Triebkraft  $P$  bei einer Belastung der Schraube von 3000 kg? Man hat hier die theoretische Betriebskraft zu

$$P_0 = Q n \frac{z_1}{z_2} \frac{r_1}{R_2} = 3000 \cdot 0,06 \frac{10}{30} \frac{40}{300} = 8 \text{ kg.}$$

Man findet den Wirkungsgrad der Schraube für  $n = 0,06$  unter den passenden Verhältnissen  $r_1 = 1,5 r_2 = 60$  mm,  $r_2 = 2 r_1 = 80$  mm zu

$$\eta = \frac{150 - 0,08 \cdot 80}{150} \frac{0,06 (1 - 0,06 \cdot 0,1)}{0,1 + 0,06 + (1 - 0,006) \cdot 0,08 \frac{60}{40}}$$

$$= 0,957 \frac{0,0596}{0,279} = 0,205.$$

(Dieser Werth ist  $\frac{1}{2}$  Proc. kleiner als die Tabelle ergibt, 0,210, weil hier  $\frac{R_1}{r_1}$  nur  $\frac{150}{40} = 3,75$  angenommen ist.)

Ferner folgt ein Wirkungsgrad der Zähne gleich

$$\frac{1}{1 + 0,33 \sqrt{\left(\frac{1}{10}\right)^2 + \left(\frac{1}{30}\right)^2}} = 0,966$$

und für die Kurbelaxe unter Annahme eines Zapfenhalbmessers  $r = 15$  mm gleich

$$\frac{1 - 0,08 \frac{15}{300}}{1 + 0,08 \frac{15}{50}} = 0,973 \text{ (s. a. Tab. S. 17).}$$

Das Güteverhältniß der ganzen Winde bestimmt sich daher zu

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,205 \cdot 0,966 \cdot 0,973 = 0,205 \cdot 0,940 = 0,193,$$

daher die erforderliche Betriebskraft

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{8}{0,193} = 41,5 \text{ kg.}$$

Um die Kraft zu ermitteln, die zum Senken der Last an der Kurbel angebracht werden muß, hat man für die Schraube

$$\begin{aligned} (\eta) &= \frac{150}{150 + 0,08 \cdot 80} \frac{0,06 - 0,1 - (1 + 0,006) 0,08 \frac{60}{40}}{0,06 (1 + 0,006)} \\ &= 0,959 \frac{-0,1607}{0,0604} = -2,55. \end{aligned}$$

Da nun am Umfange des conischen Rades von 150 mm Halbmesser die theoretische Kraft

$$3000 \cdot 0,06 \frac{40}{150} = 48 \text{ kg}$$

beträgt, so muß behufs des Senkens daselbst eine Kraft gleich

$$48 \cdot 2,55 = 122,4 \text{ kg}$$

wirken, wozu an der Kurbel, wegen des Wirkungsgrades des Vorgeleges  $0,966 \cdot 0,973 = 0,940$ , eine Kraft

$$(P) = \frac{1}{0,940} 122,4 \frac{50}{300} = 21,7 \text{ kg}$$

erforderlich ist, um die Last zum Sinken zu bringen.

Beispiel 2. Wenn die Mutter zu einem Schneckenrade von 100 mm Halbmesser ausgebildet wird, welches durch eine Schraube ohne Ende seine Drehung empfängt, so hat man den Wirkungsgrad der Schraube

$$\eta = \frac{100 - 0,08 \cdot 80}{100} \frac{0,06 (1 - 0,006)}{0,16 + (1 - 0,006) 0,08 \frac{60}{40}} = 0,200.$$

Hat nun die Schnecke einen mittleren Halbmesser von 40 mm und ein Steigungsverhältniß von  $n = 0,08$  und wird eine Kurbellänge von 200 mm gewählt, so findet sich der Wirkungsgrad für das Schneckengetriebe, wenn für die Spurzapfenreibung der Aye ein Halbmesser  $r_1 = 10$  mm und für die Halsreibung  $r_2 = 15$  mm angenommen wird, durch

$$\eta_2 = \frac{200 - 0,08 \cdot 15}{200} \frac{0,08 (1 - 0,008)}{0,18 + (1 - 0,008) 0,08 \frac{10}{40}} = 0,994 \frac{0,079}{0,20} = 0,393.$$

Der Wirkungsgrad der ganzen Winde berechnet sich daher zu

$$\eta = 0,200 \cdot 0,393 = 0,079.$$

Da die theoretische Kraft an der Kurbel sich für diesen Fall zu

$$3000 \cdot 0,06 \frac{40}{100} 0,08 \frac{40}{200} = 1,152$$

berechnet, so folgt die effective Umdrehungskraft zu

$$P = \frac{1,152}{0,079} = 14,6 \text{ kg.}$$

Beispiel 3. Denkt man sich endlich die Schraubenspinde bei denselben Dimensionen durch ein doppeltes Rädervorgelege nach Art der Fig. 15 in Umdrehung gesetzt, so findet man den Wirkungsgrad der Schraube in diesem Falle, wenn der Spurzapfen einen Halbmesser von 20 mm und der Halszapfen einen

Halbmesser von 40 mm, das Stirnrad auf der Schraubenwelle dagegen einen solchen von 0,450 m hat, zu

$$\eta = \frac{450 - 0,08 \cdot 40}{450} \frac{0,06 (1 - 0,006)}{0,16 + (1 - 0,006) 0,08 \frac{20}{40}} = 0,296.$$

Haben die Stirnräder 15 und 75, und die conischen Räder 12 und 48 Zähne, so folgen die Verlustcoefficienten für den Zahneingriff bezw. zu

$$\frac{1}{1 + 0,33 \left( \frac{1}{15} + \frac{1}{75} \right)} = 0,975$$

und

$$\frac{1}{1 + 0,33 \sqrt{\left( \frac{1}{12} \right)^2 + \left( \frac{1}{48} \right)^2}} = 0,973.$$

Ferner hat man für die stehende Vorgelegswelle, deren Zapfen einen Halbmesser von 30 mm haben mögen, wenn das conische Rad 300 und das Stirngetriebe 90 mm Halbmesser hat, den Wirkungsgrad

$$\frac{1 - 0,08 \frac{30}{300}}{1 + 0,08 \frac{30}{90}} = 0,966.$$

In gleicher Weise findet man für die Kurbelwelle den Verlustcoefficienten zu

$$\frac{1 - 0,08 \frac{20}{400}}{1 + 0,08 \frac{20}{75}} = 0,976,$$

wenn der Zapfenhalbmesser derselben zu 20 mm, die Kurbellänge zu 400 und der Halbmesser des conischen Triebrades gleich 75 mm gemacht ist. Demgemäß findet man den Wirkungsgrad der ganzen Vorrichtung zu

$$\eta = 0,296 \cdot 0,975 \cdot 0,966 \cdot 0,973 \cdot 0,976 = 0,268.$$

Da die theoretische Kraft an der Kurbelwelle

$$3000 \cdot 0,06 \frac{40}{400} \cdot \frac{15}{75} \frac{12}{48} = 0,9 \text{ kg}$$

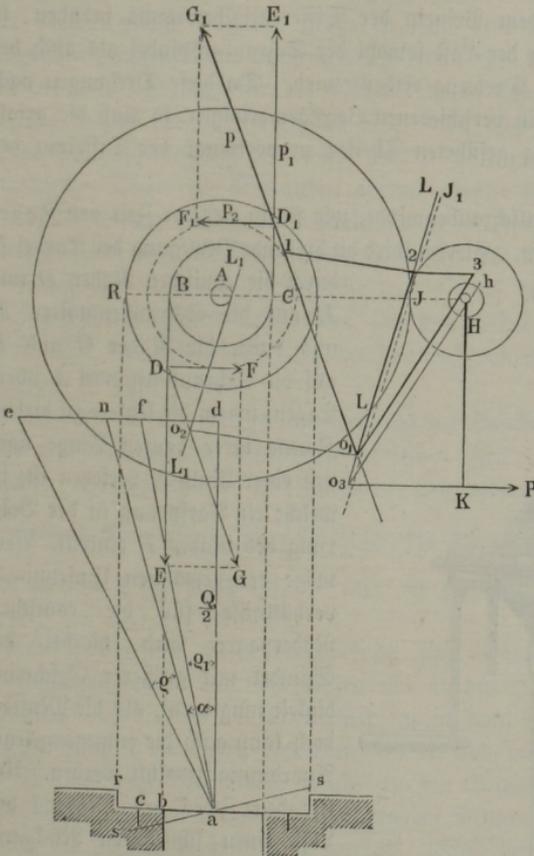
beträgt, so ergibt sich die effective Kraft zu

$$P = \frac{0,9}{0,269} = 3,34 \text{ kg.}$$

Um die erforderliche Umdrehungskraft bei Schraubenwinden auf dem graphischen Wege zu bestimmen, kann man in folgender Weise zum Ziele gelangen. Es sei *A*, Fig. 18, die Aye der Schraubenspinde vom mittleren Halbmesser  $AB = ab$ , deren Mutter ein Rad vom Halbmesser *AJ* trage, welches durch ein Zahnrad *HJ* auf der Welle *H* der Kurbel *HK* umgedreht wird. Dabei soll die Mutter in der ringsförmigen Fläche von der Breite  $BR = br$  ihre Stütze finden, und soll der mittlere Halbmesser *ac* als Reibungshalbmesser angesehen werden. Ist nun *ss* die Richtung der mittleren Schraubenlinie in einem Punkte *a*, unter dem Winkel  $\alpha$  gegen die Querschnittsebene geneigt, ist ferner *an* normal

hierzu, und man macht den Winkel  $nae$  gleich dem Reibungswinkel  $\varrho$ , so erhält man, wenn man  $da = \frac{Q}{2}$  macht und durch  $d$  eine Horizontale  $de$  zieht, in der Strecke  $de = \frac{1}{2} Q \tan(\alpha + \varrho)$  die Kraft  $p_1$  desjenigen Kräftepaars,

Fig. 18.



das am Umfange der Schraubenspindel wirksam zu denken ist. Dieses Kräftepaar sei durch  $DE$  und  $D_1E_1$  dargestellt. Zieht man ferner die Gerade  $af$  unter dem der Stützfläche  $c$  zugehörigen Reibungswinkel  $\varrho_1$  gegen die Schraubenspindel, so erhält man in gleicher Weise in  $df$  die Kraft  $p_2$  des der Spurreibung entsprechenden Kräftepaars, welches an dem Kreise  $AC$  wirksam zu denken ist. Dieses Kräftepaar sei durch  $DF$  und  $D_1F_1$  dargestellt. Aus den beiden Kräftepaaren  $p_1$  und  $p_2$  folgt das resultierende Paar  $p$ , welches durch  $DG$  und  $D_1G_1$  dargestellt ist.

Ist nun  $J$  der Berührungspunkt der Zahnräder und  $J_1J$  die etwa unter  $75^\circ$  gegen die Centrale geneigte Druckrichtung der Zähne, so nimmt man mit Rücksicht auf die Zahnreibung die wirkliche Druckrichtung in  $LL$  parallel zu  $JJ_1$  im Ab-

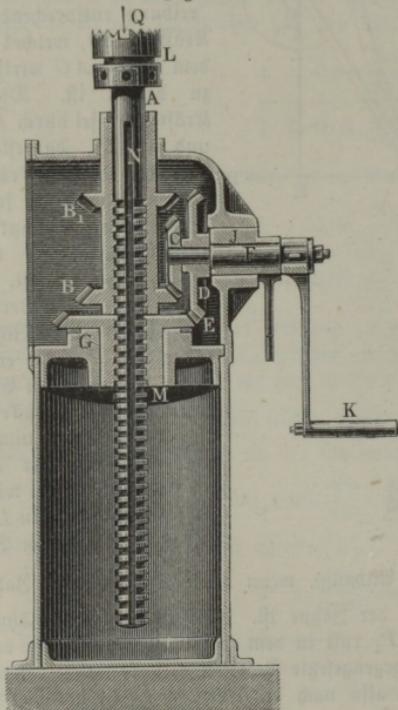
stande  $\zeta = \mu \frac{t}{2}$  an (s. Thl. III, 1, Anhang), wenn  $t$  die Theilung der Zahnräder und  $\mu$  der Reibungscoefficient der Zähne ist. Die zwischen den Zähnen in der Richtung  $LL$  wirkende Kraft  $P_1$  ruft in dem Halslager der Mutter vom Halbmesser  $AR$  eine gleiche und entgegengesetzte Reaction hervor, welche tangential an den Reibungskreis von  $AR$ , also nach der Geraden  $L_1L_1$  gerichtet ist. Die beiden Kräftepaare  $p$  und  $P_1$  müssen nun gleich groß sein, was nur möglich ist, wenn die Verbindungslinie  $o_1o_2$  zwischen den Durchschnitten je zweier Kräfte die Mittelkraft derselben aufnimmt. Macht man daher  $o_1l = D_1G_1$  und zieht durch  $l$  eine Parallele  $l2$  mit  $o_1o_2$ , so erhält man in  $2o_1$  die Kraft  $P_1$ , mit welcher die Zähne des Triebrades  $HJ$  auf das Rad  $AJ$  drücken müssen. Die zu diesem Zwecke an der Kurbel erforderliche Kraft  $P$  ergiebt sich nun einfach

dadurch, daß man die Kraft  $2o_1$  zerlegt nach der Richtung  $o_3K$  der Kurbelkraft und nach der Richtung der Tangente  $o_3h$  von  $o_3$  an den Reibungskreis der Axe  $H$ , in welcher Tangente das Lager von  $H$  auf diese Welle reagieren muß. Man erhält dann durch das Polygon  $o_1 1 2 3$  in  $2 3$  die Kurbelkraft  $P$ .

§. 6. **Differentialschraubenwinde.** Man hat auch Windevorrichtungen ausgeführt, welche auf dem Princip der Differentialbewegung beruhen, so daß behufs der Erhebung der Last sowohl der Schraubenspindel als auch der Schraubenmutter je eine Drehung ertheilt wird. Da diese Drehungen nach gleicher Richtung, jedoch in verschiedenen Beträgen erfolgen, so muß die axiale Bewegung des geradlinig geführten Theiles proportional der Differenz der beiden Drehungen sein.

Eine solche Differentialschraubenwinde, wie sie in neuerer Zeit von Zobel angegeben ist, zeigt Fig. 19. Hierbei wird die drehende Bewegung der Kurbel  $K$

Fig. 19.



durch die conischen Räder  $D$  und  $E$  auf die Schraubenmutter  $M$  und durch die Räder  $C$  und  $B$  auf die Schraubenspindel  $A$  übertragen, indem die letztere zu diesem Zwecke ihrer ganzen Länge nach mit einer Nuth  $N$  versehen ist, in welche ein Vorsprung in der Bohrung des Rades  $B$  eintritt. Vermöge der gewählten Umsetzungsverhältnisse für die conischen Räderpaare wird hierbei die Spindel mit größerer Geschwindigkeit umgedreht, als die Mutter, doch kann auch die entgegengesetzte Anordnung gewählt werden. Um für den Zweck des Senkens der Last einen schnelleren Rückgang zu ermöglichen, ist außerdem die Einrichtung getroffen, daß die Kurbelaxe  $F$  in einer excentrisch ausgebohrten drehbaren Büchse  $J$  gelagert ist, welche bei einer Drehung um  $180^\circ$  eine Erhebung der

Kurbelwelle um so viel bewirkt, daß der Eingriff zwischen den Rädern  $C$  und  $B$  und denjenigen  $D$  und  $E$  aufhört und die Spindel  $A$  allein durch die zum Eingriffe kommenden Räder  $C$  und  $B_1$  umgedreht wird, wie bei einer gewöhnlichen Schraubenwinde. Diese Bewegungsübertragung von  $C$  auf  $B_1$

wird man daher auch dann wählen, wenn geringere Lasten zu heben sind, welche ein weniger großes Umsetzungsverhältniß erfordern.

Die Wirkung dieser Art von Winden ist bereits in Thl. III, 1, §. 130 näher untersucht und dort gefunden worden, daß solche Vorrichtungen nur in dem Falle einen hohen Wirkungsgrad erwarten lassen, wenn die Steigung der Gewinde eine möglichst große ist, und eine möglichste Reduction der stützenden Zapfenflächen vorgenommen wird, von denen hier zwei, eine für die Spindel und eine für die Mutter, nöthig sind. Unter dieser Voraussetzung wurde der Wirkungsgrad einer dort angegebenen Vorrichtung bei einer Schraubenneigung  $\alpha = 45^\circ$  oder  $n = 1$  zu dem Werthe von 0,715 ermittelt. Dieser für Schrauben ausnahmsweise hohe Betrag ist aber nur durch die außergewöhnlichen Verhältnisse zu erklären, und es ist nicht schwer, nachzuweisen, daß eine Ausführung nach Fig. 19 unter Zugrundelegung der gebräuchlichen Schraubenverhältnisse ( $n = 0,05$  bis  $0,08$ ) nur einen sehr geringen Wirkungsgrad haben kann, und daß derselbe um so kleiner ausfällt, je weniger die Geschwindigkeiten der Spindel und Mutter von einander abweichen.

Um dies zu erkennen, sei die Drehung der Spindel in einer gewissen Zeit mit  $\omega_1$ , diejenige der Mutter in derselben Zeit mit  $\omega_2$  bezeichnet,  $r$  sei wieder der Halbmesser der mittleren Schraubenlinie, deren Steigungsverhältniß  $n = \frac{s}{2\pi r}$  sei. In Folge der besagten Drehungen ist die Last  $Q$  auf eine Höhe gleich  $(\omega_1 - \omega_2) rn$  erhoben, daher eine Nutzleistung  $Q (\omega_1 - \omega_2) rn$  verrichtet.

Gleichzeitig mit dieser Nutzwirkung sind schädliche Reibungen an den Gewindegängen, in den Stützzapfen und an den Halslagern zu überwinden gewesen. Es möge der Einfachheit wegen von den weniger bedeutenden Halsreibungen hier ganz abgesehen werden und mögen nur die Reibungen in Betracht gezogen werden, welche an den Gewinden und an den Stützflächen der Spindel bei  $L$  und zwischen der Mutter und dem Gestell bei  $G$  durch die Last  $Q$  hervorgerufen werden. Diese beiden Stützreibungen sind, als von  $Q$  abhängig, durch  $\varphi Q$  gegeben. Der mittlere Reibungshalbmesser für die Spindelstützfläche bei  $L$  sei  $r_1$  und für die Mutter  $r_2$ , so kann man folgende Gleichung für die verrichteten nützlichen und schädlichen Wirkungen aufstellen:

$$\begin{aligned} Q(\omega_1 - \omega_2) rn + \mu Q(\omega_1 - \omega_2) r + \varphi Q(\omega_1 r_1 + \omega_2 r_2) \\ = Q(\omega_1 - \omega_2) r(n + \mu) + \varphi(\omega_1 r_1 + \omega_2 r_2). \end{aligned}$$

Man hätte daher, ganz abgesehen von den durch die einseitig wirkende Umdrehungskraft veranlaßten Halsreibungen, einen Wirkungsgrad zu erwarten von

$$\frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Arbeitsaufwand}} = \frac{(\omega_1 - \omega_2) r n}{(\omega_1 - \omega_2) r (n + \mu) + \varphi (\omega_1 r_1 + \omega_2 r_2)}$$

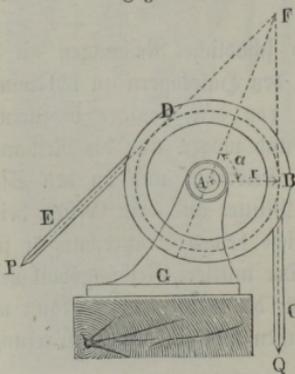
Setzt man hierin wie in den oben behandelten Beispielen  $n = 0,06$ , nimmt man ferner  $r_1 = 0,5 r$  und  $r_2 = 1,5 r$ , welche Dimensionen wohl nicht kleiner zu machen sind, und setzt etwa voraus, daß die Geschwindigkeiten in dem Verhältnisse stehen  $\omega_1 : \omega_2 = 4 : 3$ , so erhält man für diese Verhältnisse den Wirkungsgrad zu

$$\begin{aligned} & \frac{(4 - 3) 0,06 r}{(4 - 3) (0,1 + 0,06) r + 0,08 (4 \cdot 0,5 + 3 \cdot 1,5) r} \\ & = \frac{0,06}{0,16 + 6,5 \cdot 0,08} = \frac{0,06}{0,68} = 0,088, \end{aligned}$$

also noch nicht 9 Procent. Durch die Halsreibungen wird dieser Werth noch herabgezogen und derselbe wird noch kleiner, wenn man die Geschwindigkeiten  $\omega_1$  und  $\omega_2$  weniger von einander differiren läßt, als hier angenommen wurde. Derartige Constructions lassen daher nur unter den oben angegebenen Voraussetzungen steiler Schraubengewinde und kleiner Zapfenhalbmesser einen hohen Wirkungsgrad erwarten.

§. 7. Rollen. Die bisher besprochenen Hebevorrichtungen eignen sich ihrer Natur nach nur für geringe Hubhöhen. Für größere Erhebungen bedient

Fig. 20.



man sich allgemein der Seile oder Ketten, welche sich um Rollen oder Trommeln wickeln. Der einfachste Fall einer derartigen Anordnung ist durch die feste Rolle oder Leitrolle, Fig. 20, gegeben, welche sehr häufig zur Abänderung der Bewegungsrichtung verwendet wird. Um die in einem festen Gehänge oder einem Lagerstander  $G$  drehbare Rolle  $A$  ist ein Seil geschlungen, welches an dem herabhängenden Ende  $BC$  eine Last  $Q$  trägt, deren Erhebung durch die an dem anderen Seilende in der Richtung  $DE$  wirkende

Zugkraft  $P$  geschehen soll. Da die Wege der Kraft und der Last hierbei gleich sind, so hat man die theoretische Kraft  $P_0 = Q$ .

Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse, welche hier als Steifigkeitswiderstände der Seile oder Kettenreibungen und als Zapfenreibung auftreten, findet man die wirkliche Zugkraft  $P$  wie folgt. Bezeichnet man den Coeffi-

cienten für den Widerstand, welchen das Seil oder die Kette beim Auslaufen und beim Ablaufen von der Rolle der Bewegung entgegengesetzt mit  $\sigma$ , so daß man nach I. §. 200 u. f. den Widerstand proportional mit der Spannung  $Q$  des auslaufenden Seiles zu  $\sigma Q$  anzunehmen hat, so muß man sich vorstellen, daß eine Kraft von dieser Größe  $\sigma Q$  an jeder der beiden Stellen  $B$  und  $D$  der Bewegung des Seiles hindernd entgegentritt, wo eine Biegung des Seiles stattfindet. Wenn man ferner mit  $Z$  den Druck auf die Zapfen vom Halbmesser  $r$  und mit  $r$  den Rollenhalbmesser bis zur Seilmitte gerechnet bezeichnet, so hat man die Gleichung:

$$Pr = Qr + 2\sigma Qr + \varphi Zr.$$

Der Zapfendruck bestimmt sich genau durch

$$Z^2 = P^2 - 2PQ \cos 2\alpha + Q^2,$$

wenn mit  $2\alpha$  der Winkel  $BAD$  des vom Seile umspannten Bogens bezeichnet wird. Eine Bestimmung von  $Z$  aus dieser Gleichung würde für die Praxis zu unnöthiger Weitläufigkeit führen, und man darf sich hierfür die Annäherung gestatten, zur Bestimmung der Zapfenreibung die Kräfte  $P$  und  $Q$  gleich groß zu setzen, wodurch man  $Z = 2Q \sin \alpha$  erhält. Mit diesem Werthe für  $Z$  wird daher aus

$$Pr = Qr + 2\sigma Qr + \varphi 2Q \sin \alpha \cdot r$$

die Kraft

$$P = Q \left( 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r} \sin \alpha \right)$$

erhalten.

Setzt man der Kürze halber den Ausdruck

$$1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r} \sin \alpha = k,$$

so hat man

$$P = kQ,$$

und den Wirkungsgrad der Rolle

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{k}.$$

Für parallele Seilrichtungen, also für  $\alpha = 90^\circ$ , wird

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}.$$

Für die rückgängige Bewegung, d. h. für ein Sinken der Last  $Q$  wird die Spannung des sich nunmehr aufwickelnden Seiles  $ED$  gleich  $\frac{S}{k}$  sein, wenn die Spannung in  $BC$  gleich  $S$  ist, und man hat daher beim Sinken der

Last um die beliebige Größe  $s$ , d. h. wenn die Last die mechanische Arbeit  $S \cdot s$  verrichtet, nur eine Nutzwirkung an dem Seile  $DE$  von  $\frac{S}{k} s$  zu erwarten. Daher findet man den Wirkungsgrad für den Rückgang zu

$$(\eta) = \frac{\frac{S}{k} s}{S s} = \frac{1}{k} = \eta$$

wie beim Vorwärtsgange. Einen schärferen Werth von  $k$  findet man für parallele Seilrichtungen aus der Gleichung

durch 
$$Pr = Qr + \sigma Qr + \sigma Pr + \varphi (P + Q) r$$

zu

$$P = Q \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}{1 - \sigma - \varphi \frac{r}{r}}$$

$$k = \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}{1 - \sigma - \varphi \frac{r}{r}}$$

welcher Werth von dem obigen  $1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}$  in den meisten Fällen indessen nur wenig abweicht.

Was die Größe von  $\sigma$  anbelangt, so hat man die Ketten von den Seilen hierbei zu unterscheiden. Es ist schon in I, §. 200 gezeigt worden, daß die Größe der Kettenreibung an jeder Biegungsstelle bei einer Spannung  $Q$  durch

$$\varphi_1 Q \frac{\delta}{2r}$$

gegeben ist, worin  $\delta$  die Stärke des Ketteneisens und  $\varphi_1$  den Reibungscoefficienten für die Kettenglieder bedeutet. Man hat daher für Ketten

$$\sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2r}$$

Für den Steifigkeitswiderstand der Seile sind ebenfalls in I, §. 202 u. f. die näheren Angaben enthalten. Legt man dafür die Formel von Chtelwein zu Grunde, so hat man den Steifigkeitswiderstand für die Aufwicklung und Abwicklung zugleich, also

$$2 \sigma Q = 0,018 \frac{\delta^2}{r} Q^*),$$

wenn  $\delta$  und  $r$  in Millimetern gegeben sind. Danach hätte man für Seile

$$2 \sigma = 0,018 \frac{\delta^2}{r}$$

einzuführen. Bei den gewöhnlichen Kettenrollen für Flaschenzüge und Winden pflegt man den Rollenhalbmesser  $r$  nicht kleiner als  $10 \delta$  zu nehmen, legt man dieses Verhältniß zu Grunde, so wird für Ketten, wenn ein Reibungscoefficient  $\varphi_1 = 0,2$  angenommen wird,

$$2 \sigma = 2 \cdot 0,2 \frac{\delta}{20 \delta} = 0,02,$$

also unabhängig von der Eisenstärke.

Bei den Seilrollen kann man passend den Rollenhalbmesser  $r = 4 \delta$  annehmen, wofür demnach für Seile

$$2 \sigma = 0,018 \frac{\delta^2}{4 \delta} = 0,0045 \delta,$$

also direct proportional mit der Seilstärke wird.

Unter Voraussetzung einer Zapfenstärke

$$2 r = d = 3 \delta \text{ für Kettenrollen}$$

und

$$2 r = d = \delta \text{ für Seilrollen}$$

sind für die Umschlingungswinkel  $2 \alpha = 180^\circ, 120^\circ$  und  $90^\circ$  und verschiedene Seilstärken die Werthe für den Wirkungsgrad der Leitrolle

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{1}{1 + 2 \sigma + 2 \varphi \frac{r}{r} \sin \alpha}$$

unter Annahme eines Zapfenreibungscoefficienten  $\varphi = 0,08$  berechnet und in der umstehenden Tabelle zusammengestellt worden.

In den vorstehenden Ermittlungen ist auf das Eigengewicht der Rolle keine Rücksicht genommen, weil dasselbe neben den Kräften der Seile und Ketten auf die Zapfenreibung nur von geringem Einflusse ist. Will man

\*) Redtenbacher giebt nach den Versuchen von Prony

$$2 \sigma = 26 \frac{\delta^2}{a} \text{ (für Meter)}$$

an, daher wäre hiernach

$$\sigma = 0,013 \frac{\delta^2}{a} \text{ (für Millimeter)}$$

zu setzen.

Tabelle für den Wirkungsgrad der Leitrolle.

$$\eta = \frac{1}{k} = \frac{1}{1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r} \sin \alpha}$$

| Seilstärke $\delta =$ | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm | Ketten |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $2\alpha = 180^\circ$ | 0,939 | 0,901 | 0,866 | 0,833 | 0,803 | 0,958  |
| $2\alpha = 120^\circ$ | 0,942 | 0,903 | 0,868 | 0,835 | 0,805 | 0,960  |
| $2\alpha = 90^\circ$  | 0,944 | 0,906 | 0,870 | 0,837 | 0,807 | 0,964  |

dasselbe in einzelnen Fällen berücksichtigen, so hat man bei der Bestimmung des Zapfendruckes darauf Bedacht zu nehmen. Der Einfluß des Eigengewichtes der sinkenden und steigenden Ketten und Seile soll an anderer Stelle besonders besprochen werden.

Aus der gefundenen Beziehung  $P = kQ$  zwischen der Kraft und Last an der festen Rolle lassen sich auch ohne Weiteres die Verhältnisse der losen Rolle ableiten. Ist nämlich die Rolle mit parallelen Seilenden  $A$ , Fig. 21, in dem festen Gehäuse  $AF$  aufgehängt, und wird das Seil  $BC$  durch eine daran hängende Belastung mit einer Kraft  $S$  gezogen, so ist zur Einleitung der Bewegung im Sinne des Pfeils in dem Seile  $DE$  eine Spannung  $kS$  erforderlich, und das Gehänge  $AF$  hat daher mit einer Kraft  $Z = S + kS = S(1 + k)$  zu widerstehen. Wenn hierbei das Kraftseil um eine beliebige Strecke  $s$  angezogen wird, so steigt die Last  $Q$  an anderen Seilende um dieselbe Größe empor. An dem gegenseitigen Verhältnisse der Kräfte  $Q$ ,  $P$  und  $Z$  wird nun nichts geändert, wenn man dem ganzen Systeme, also der Rolle mit ihrem Gehäuse und den beiden Seilenden eine beliebige zusätzliche Bewegung erteilt denkt, indem hierbei die relativen Bewegungen der einzelnen Theile gegen einander dieselben bleiben. Nimmt man als solche zusätzliche Bewegung in jedem Augenblicke eine der Bewegung von  $Q$  gleiche und entgegengesetzte, also eine vertical abwärts gerichtete Verschiebung um  $s$  an, so kommt die Last  $Q$  dadurch zur Ruhe und man kann das Seilende bei  $C$  als an einen festen Punkt angeschlossen betrachten. Die Rolle und mit ihr die an dem Gehäuse angreifende Kraft  $Z$  nimmt eine Verschiebung entgegengesetzt ihrer Richtung um  $s$  an, während das Kraftseil  $DE$  außer der schon innegehabten Bewegung um  $s$  noch eine ebenso große Bewegung erhält, so daß die Kraft  $P$  in ihrem Sinne eine Bewegung gleich  $2s$  annimmt. Durch diese Vorstellung gelangt man sofort

zu der sogenannten losen Rolle, welche in Fig. 22 in der gewöhnlich üblichen umgekehrten Lage gezeichnet ist. Das Seil  $BC$  ist hierbei an den

Fig. 21.

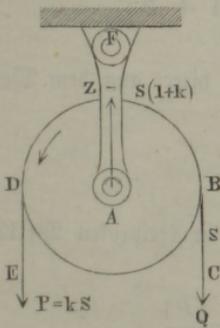
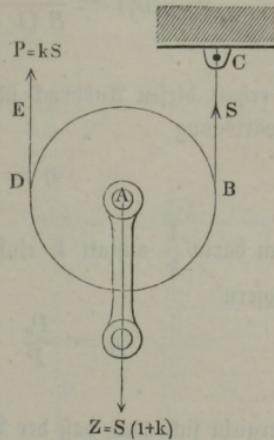


Fig. 22.



festen Punkt  $C$  gehängt, welcher mit einer Reaction  $S$  zu wirken hat, während die Kraft  $P$  nach wie vor mit der Größe  $kS$  eine Drehung der Rolle und damit eine Erhebung der Last anstrebt, als welche Last nunmehr die Zapfenkraft  $Z = S(1+k)$  anzusehen ist. Da zu einer Erhebung dieser Last  $S(1+k)$  um die beliebige Größe  $s$ , also zu einer Nutzleistung  $S(1+k)s$  hierbei die Kraft  $kS$  einen Weg  $2s$  durchlaufen, also eine Arbeit  $kS \cdot 2s$  verrichten muß, so berechnet sich der Wirkungsgrad der losen Rolle zu

$$\eta = \frac{1+k}{2k};$$

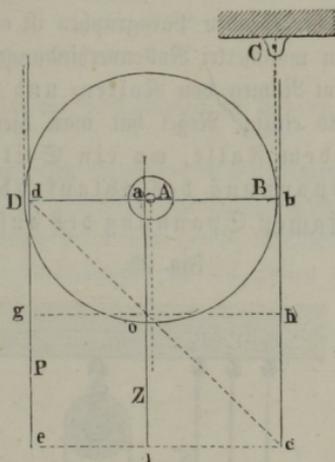
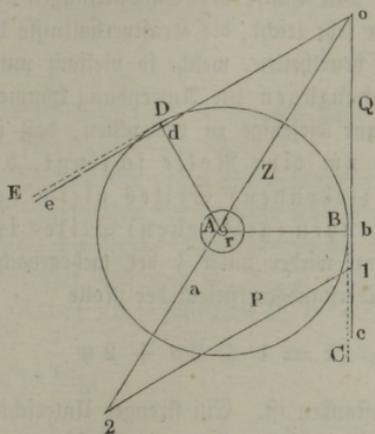
also ist derselbe, da  $k$  auf jeden Fall die Einheit übertrifft, größer als der Wirkungsgrad  $\frac{1}{k}$  der festen Rolle.

Man kann jetzt auch den Zustand des Rückganges der losen Rolle beurtheilen, indem man der Rolle eine Bewegung im Sinne der Zapfenkraft  $Z$  ertheilt denkt, in welchem Falle die Kraft  $P$  in der ihrem Sinne entgegengesetzten Richtung, also auch abwärts bewegt wird. Unter dieser Voraussetzung gilt daher  $P$  als zu überwindende Nutzlast und  $Z$  als Triebkraft. Da bei dem Sinken der Rolle das Seil  $DE$  sich aufwickelt und dasjenige  $BC$  sich abwickelt, so ist nunmehr die Spannung in  $BC$  gleich  $kS$ , wenn diejenige in  $DE$  mit  $S$  bezeichnet wird. Die Zapfenkraft  $Z$  ist daher wieder durch  $S(1+k)$  gegeben. Da diese letztere bei einer Senkung der Rolle um  $s$  eine mechanische Arbeit  $S(1+k)s$  verrichtet und hierdurch

Ad der Kraft um  $\sigma$  kleiner genommen werden als der Halbmesser  $r$  der Rolle. Macht man nun  $o1 = Q$ , und zieht 1 2 parallel mit  $de$ , so erhält man in 1 2 die Kraft  $P$  und in 2 o die Reaction des Lagers.

Fig. 23.

Fig. 24.



Ebenso zieht man bei der losen Rolle, Fig. 24, die Krafrichtungen  $cb$  und  $ed$  im Abstände  $\sigma$  parallel zu den Mittellinien der Seile, und nimmt die Zapfenkraft in der dazu parallelen Tangente  $ao$  an den Reibungskreis des Zapfens an. Macht man dann  $a1 = Z$ , und zieht durch 1 die Horizontale  $e1c$ , so liefert die Verbindungslinie  $dc$  in  $1o = eg$  die Zugkraft  $P$  und in  $oa = hb$  die Reaction des Festpunktes  $C$ .

In der folgenden

Tabelle für den Wirkungsgrad der losen Rolle.

$$\eta = \frac{1+k}{2k} = \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}{1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}}; (\eta) = \frac{2}{1+k} = \frac{1}{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}$$

| Seilstärke $\delta =$ | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm | Ketten |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $\eta =$              | 0,970 | 0,950 | 0,933 | 0,917 | 0,902 | 0,979  |
| $(\eta) =$            | 0,968 | 0,946 | 0,928 | 0,909 | 0,891 | 0,978  |

ist der Wirkungsgrad der losen Rolle für Vorwärts- und Rückwärtsgang unter denselben Annahmen enthalten, welche früher für die feste Rolle gemacht worden sind, d. h. für

nur eine Nutzwirkung von  $S. 2 s$  erzielt wird, so ist der Wirkungsgrad der losen Rolle für den Rückgang durch

$$(\eta) = \frac{S. 2 s}{S (1 + k) s} = \frac{2}{1 + k}$$

gegeben.

Man erhält diesen Ausdruck übrigens auch direct aus dem Werthe für den Vorwärtsgang

$$\eta = \frac{1 + k}{2 k},$$

wenn man darin  $\frac{1}{k}$  anstatt  $k$  einführt, und den reciproken Werth davon nimmt, sofern

$$\eta = \frac{P_0}{P} \quad \text{und} \quad (\eta) = \frac{(P)}{P_0}$$

ist. Es ergibt sich auch, daß der Betrag von  $(\eta) = \frac{2}{1 + k}$  für den Rückgang kleiner sein muß, als der von  $\eta = \frac{1 + k}{2 k}$  für den Vorwärtsgang, da  $2.2 k < (1 + k)^2$  ist.

Hätte man z. B. für eine bestimmte Rolle

$$k = 1 + 2 \sigma + 2 \varphi \frac{r}{r} = 1,1,$$

so würde man den Wirkungsgrad erhalten:

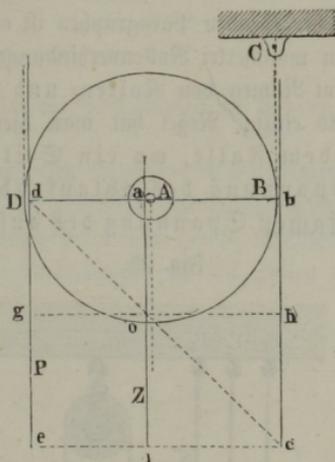
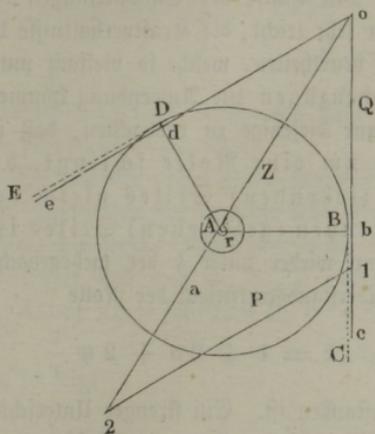
- a. für die feste Rolle  $\eta = (\eta) = \frac{1}{1,1} = 0,909,$
- b. für die lose Rolle (vorwärts)  $\eta = \frac{1 + 1,1}{2,2} = 0,955,$
- c. für die lose Rolle (rückwärts)  $(\eta) = \frac{2}{2,1} = 0,952.$

Auf graphischem Wege lassen sich die Verhältnisse von Kraft und Last für die Rolle sehr einfach ermitteln. Sind  $BC$  und  $DE$ , Fig. 23, wieder die Mittellinien der Seile, so ziehe man damit parallel und in dem Abstände  $\sigma = 0,009 \delta^2$  für Seile oder  $\varphi_1 \frac{\delta}{2}$  für Ketten (s. III, 1, Anhang) die Kraftrichtungen  $bc$  und  $de$  und lege von deren Durchschnittspunkte  $o$  die entsprechende Tangente  $oa$  an den Reibungskreis des Zapfens vom Radius  $\varphi r$ . Hierbei muß der Halbmesser  $Ab$  der Last um  $\sigma$  größer und derjenige

Ad der Kraft um  $\sigma$  kleiner genommen werden als der Halbmesser  $r$  der Rolle. Macht man nun  $o1 = Q$ , und zieht 1 2 parallel mit  $de$ , so erhält man in 1 2 die Kraft  $P$  und in 2 o die Reaction des Lagers.

Fig. 23.

Fig. 24.



Ebenso zieht man bei der losen Rolle, Fig. 24, die Krafrichtungen  $cb$  und  $ed$  im Abstände  $\sigma$  parallel zu den Mittellinien der Seile, und nimmt die Zapfenkraft in der dazu parallelen Tangente  $ao$  an den Reibungskreis des Zapfens an. Macht man dann  $a1 = Z$ , und zieht durch 1 die Horizontale  $e1c$ , so liefert die Verbindungslinie  $dc$  in  $1o = eg$  die Zugkraft  $P$  und in  $oa = hb$  die Reaction des Festpunktes  $C$ .

In der folgenden

Tabelle für den Wirkungsgrad der losen Rolle.

$$\eta = \frac{1+k}{2k} = \frac{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}{1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}}; (\eta) = \frac{2}{1+k} = \frac{1}{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}$$

| Seilstärke $\delta =$ | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm | Ketten |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $\eta =$              | 0,970 | 0,950 | 0,933 | 0,917 | 0,902 | 0,979  |
| $(\eta) =$            | 0,968 | 0,946 | 0,928 | 0,909 | 0,891 | 0,978  |

ist der Wirkungsgrad der losen Rolle für Vorwärts- und Rückwärtsgang unter denselben Annahmen enthalten, welche früher für die feste Rolle gemacht worden sind, d. h. für

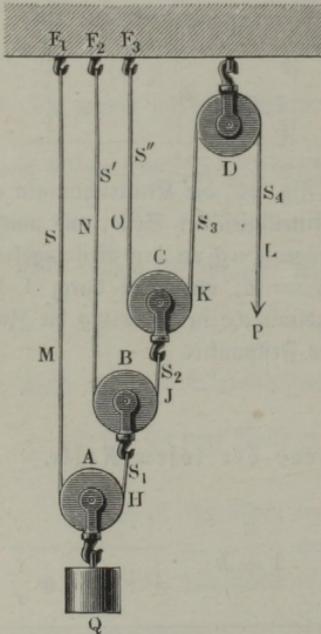
sowie  $r = 4 \delta$  und  $2r = d = \delta$  für Seile,  
 $r = 10 \delta$  und  $2r = d = 3 \delta$  für Ketten.

§. 8. Rollen- und Flaschenzüge. Mit Hilfe der Entwicklungen des vorhergehenden Paragraphen ist es nun sehr leicht, die Kraftverhältnisse bei den mancherlei Rollenverbindungen zu beurtheilen, welche so vielfach unter dem Namen von Rollen- und Flaschenzügen zur Anwendung kommen. Als einzig Regel hat man hierbei nur diejenige zu beobachten, daß in jedem Falle, wo ein Seil sich um eine Rolle schlingt, die Spannung des ablaufenden (ziehenden) Seiles gleich der  $k$ -fachen Spannung des auflaufenden (gezogenen) Seiles ist,

Fig. 25.

wenn wieder unter  $k$  der mehrgedachte Widerstandscoefficient der Rolle

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}$$



verstanden ist. Ein strenger Unterschied zwischen Rollenzügen und Flaschenzügen ist kaum zu machen, in der Regel pflegt man Rollenzüge solche Verbindungen von Rollen zu nennen, bei welchen die Rollen einzeln neben oder unter einander angebracht sind, während solche Anordnungen Flaschenzüge genannt werden, bei welchen mehrere Rollen in einem gemeinsamen Gehäuse, der sogenannten Flasche oder dem Kloben untergebracht sind, an dessen Hebung und Senkung die in ihm befindlichen Rollen gleichmäßig Theil nehmen.

Ein einfacher Rollenzug ist in Fig. 25 dargestellt. Die Last  $Q$  hängt hier an der losen Rolle  $A$ , deren eines Seil bei  $F_1$  befestigt ist, während das andere

ziehende Ende an die Axe einer zweiten Rolle  $B$  angeschlossen ist. Das Seil der letzteren ist in gleicher Art einerseits bei  $F_2$  befestigt und andererseits mit einer dritten losen Rolle  $C$  verbunden, deren Zugseil über eine feste Rolle  $D$  geführt ist, um die an dem freien Ende wirkende Kraft  $P$  von oben nach unten wirken zu lassen.

Man ersieht sogleich, daß ein Anziehen des Seiles  $L$  um die Größe  $s$  eine Erhebung der Rolle  $C$  um  $\frac{1}{2}s$  zur Folge hat, wodurch wieder eine

Hebung der Rolle  $B$  um die Hälfte, also  $\frac{1}{4} s$ , und endlich eine Hebung von  $A$  und der Last  $Q$  um  $\frac{1}{8} s$  hervorgerufen wird. Ohne Nebenhindernisse hat man daher die theoretische Zugkraft

$$P_0 = \frac{1}{8} Q,$$

oder allgemein bei  $n$  losen Rollen

$$P_0 = \frac{Q}{2^n},$$

weshalb man diese Anordnung wohl zuweilen mit dem Namen des Potenzflaschenzuges bezeichnet.

Die wirklich erforderliche Kraft  $P$  ergibt sich unter der Voraussetzung, daß alle Rollen von gleichen Abmessungen und alle Seile von gleicher Stärke seien, wie folgt. Bezeichnet  $S$  die Spannung des ersten in  $F_1$  befestigten Seilendes und sind  $S_1, S_2, S_3$  und  $S_4$  die Spannungen in den Seilen  $H, J, K$  und  $L$ , so hat man  $S_1 = kS$ ; und da

$$Q = S + S_1 = S(1 + k)$$

ist, so folgt

$$S = \frac{Q}{1 + k},$$

und daher

$$S_1 = \frac{k}{1 + k} Q.$$

In derselben Weise findet sich für das Seil  $J$  der Rolle  $B$ , welche einem Avenzuge  $S_1$  ausgesetzt ist:

$$S_2 = \frac{k}{1 + k} S_1 = \left(\frac{k}{1 + k}\right)^2 Q,$$

und ebenso für das Seil  $K$ :

$$S_3 = \frac{k}{1 + k} S_2 = \left(\frac{k}{1 + k}\right)^3 Q.$$

Endlich hat man die Spannung  $S_4$  in dem Zugseil  $L$  wegen der festen Rolle:

$$S_4 = k S_3 = k \left(\frac{k}{1 + k}\right)^3 Q = P.$$

Allgemein würde für  $n$  lose Rollen und eine feste Leitrolle die Kraft

$$P = k \left(\frac{k}{1 + k}\right)^n Q$$

und daher der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{k} \left(\frac{1 + k}{2k}\right)^n$$

folgen.

Wenn man den Rollenzug in Fig. 25 mit der Rolle  $A$  in umgekehrter Lage aufhängt und unter Beseitigung der Leitrolle  $D$  die Zugkraft direct an dem Seile  $K$  angreifen läßt, so kann man die zu hebende Last an die drei Seile  $M$ ,  $N$  und  $O$  in  $F_1$ ,  $F_2$  und  $F_3$  anhängen. Bezeichnet man für diesen Fall wieder mit  $S$  die Seilspannung in  $F_1 M$ , und mit  $S'$  und  $S''$  die Spannungen in  $F_2 N$  und  $F_3 O$ , so hat man die Spannung in  $H$ :

$$S_1 = k S,$$

daher diejenige in  $F_2 N$ :

$$S' = \frac{1}{1+k} S_1 = \frac{k}{1+k} S.$$

Ebenso hat man in dem Seile  $J$  eine Spannung:

$$S_2 = k S' = k \frac{k}{1+k} S,$$

folglich in  $F_3 O$ :

$$S'' = \frac{1}{1+k} S_2 = \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S,$$

und in dem Seile  $K$  die Spannung:

$$S_3 = k S'' = k \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S = P.$$

Für die Belastung  $Q$  hat man in diesem Falle:

$$Q = S + S' + S'' = S \left[ 1 + \frac{k}{1+k} + \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 \right] = S \frac{1+3k+3k^2}{(1+k)^2},$$

folglich die Kraft:

$$P = k \left(\frac{k}{1+k}\right)^2 S = \frac{k^3}{1+3k+3k^2} Q.$$

Ohne schädliche Widerstände hätte man

$$P_0 = S_3 = S'' = \frac{1}{2} S' = \frac{1}{4} S,$$

folglich:

$$Q = (4 + 2 + 1) S'' = 7 S'' = 7 P_0,$$

daher ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1+3k+3k^2}{7k^3}.$$

Eine andere Anordnung eines Rollenzuges zeigt Fig. 26. Es hängen hier von den drei Rollen  $A$ ,  $B$ ,  $C$  Seile herab, welche um die mit der Last  $Q$  verbundenen Rollen  $D$ ,  $E$  und  $F$  geschlungen sind, und deren Enden in ersichtlicher Weise an die Klöben der Rollen  $A$ ,  $B$  und  $C$  geknüpft sind. Ohne Nebenhindernisse hätte man bei einer Zugkraft  $P$  in dem Seile  $G$  in  $J$  und  $H$  gleichfalls die Kraft  $P$ , daher in  $K$  eine Zapfenkraft  $3P$ , und

ebenso groß wäre die Spannung in jedem der Seile  $L$  und  $M$ . Folglich würde das Seil  $N$  mit  $9P$  gezogen, welche Kraft auch in jedem der Seile  $O$  und  $T$  vorhanden wäre. Die Last  $Q$  setzt sich nun zusammen aus den Spannungen der Seile  $H, J, M, L, O$  und  $T$ , und man hat daher

Fig. 26.



$$Q = (1 + 1 + 3 + 3 + 9 + 9) P_0 = 26 P_0.$$

Die Wege der Kraft und Last verhalten sich natürlich ebenfalls wie  $26:1$ . Wegen der verschieden großen Rollenabmessungen und Seilstärken wird hier der Werth von  $k$  für die verschiedenen Rollen verschieden sein. Wenn dieser Werth

$$k = \frac{1}{\eta} = \left(1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r'}\right)$$

indessen für alle Rollen von gleicher mittlerer Größe angenommen wird, so hat man bei einer Zugkraft  $P$  des Seiles  $G$  in  $J$  die Kraft

$$P \frac{1}{k} = P \eta,$$

ferner in  $H$  die Spannung

$$P \frac{1}{k^2} = P \eta^2,$$

folglich ist die Spannung in  $K$  durch  $P(1 + \eta + \eta^2)$  gegeben. Ferner findet man in gleicher Art die Spannungen in den Seilstücken:

$$L \text{ zu } P(1 + \eta + \eta^2)\eta; \text{ in } M \text{ zu } P(1 + \eta + \eta^2)\eta^2,$$

folglich die Zapfenkraft in  $N$  gleich  $P(1 + \eta + \eta^2)^2$ . Ebenso findet man für das Seil  $T$ :

$$P(1 + \eta + \eta^2)^2 \eta, \text{ für } O: P(1 + \eta + \eta^2)^2 \eta^2,$$

daher die Anstrengung des Hafens  $U$ :

$$P(1 + \eta + \eta^2)^3.$$

Für die Last  $Q$  dagegen hat man die Summe der Spannungen in den Seilen  $H, J, M, L, O$  und  $T$  zu

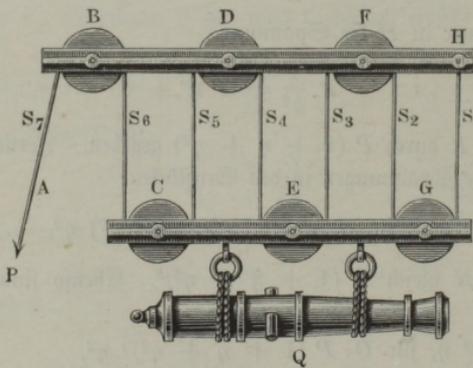
$$Q = P(\eta + \eta^2) [1 + (1 + \eta + \eta^2) + (1 + \eta + \eta^2)^2].$$

Derartige Rollenzüge finden zum Heben größerer Lasten durch geringe Zugkräfte nur eine sehr beschränkte Anwendung, weil ihnen der große Uebel-

stand anhaftet, daß man auch für sehr mäßige Hubhöhen der Last bedeutende Constructionshöhen nöthig hat, wie man sich leicht aus den Figuren 25 und 26 überzeugt. In Fig. 25 z. B. erfordert eine Erhebung der Last  $Q$  um die Größe  $h$  einen freien Zwischenraum von  $2h$  zwischen den Rollen  $A$  und  $B$  und einen solchen von  $4h$  zwischen  $B$  und  $C$ , so daß die feste Leitrolle  $D$  um mehr als die sechsfache Hubhöhe  $h$  über dem tiefsten Stande der Last angebracht werden muß. Noch ungünstiger stellt sich in dieser Hinsicht die Anordnung der Fig. 26. Dagegen finden derartige Rollenzüge in neuerer Zeit wohl öfter Verwendung bei hydraulischen Aufzügen, bei denen es darauf ankommt, durch den nur mäßigen Schub eines mit sehr großer Kraft gedrückten Kolbens eine verhältnißmäßig geringe Last auf eine bedeutende Höhe zu erheben. Man wendet hierbei den Rollenzug in umgekehrter Anordnung an, so daß die Last an dem freien Seilende hängt, während die betreffende lose Rolle, etwa  $A$  in Fig. 25, von der Betriebskraft  $P$  angezogen wird. Näheres über derartige hydraulische Aufzüge ist weiter unten angeführt.

Häufigere Anwendung finden dagegen die eigentlichen Flaschenzüge zur Hebung größerer Lasten, wie z. B. Baumaterialien, auf beträchtliche Höhen unter Verwendung von kleinen Zugkräften, wie die der Arbeiter sind.

Fig. 27.



Von der Wirkungsweise eines Flaschenzuges gewinnt man am einfachsten eine Vorstellung aus Fig. 27, worin die einzelnen zu einer Flasche verbundenen Rollen neben einander gezeichnet sind, wenn auch die Anordnung in Wirklichkeit meist so gewählt wird, daß die Rollen einer Flasche auf einem gemeinschaftlichen Bolzen oder unter einander an-

gebracht sind. Man erkennt aus der Figur, wie die anzuhebende Last  $Q$  an der unteren, die losen Rollen  $C$ ,  $E$  und  $G$  enthaltenden Flasche hängt, und wie ein für alle Rollen gemeinsames Seil, welches mit dem einen Ende an der oberen festen Flasche bei  $H$  befestigt ist, am anderen Ende die Zugkraft  $P$  aufnimmt. Dabei dienen die Rollen  $B$ ,  $D$  und  $F$  der oberen festen Flasche dem Seile lediglich als Leitrollen, um die beabsichtigte Umschlingung der unteren Rollen zu ermöglichen.

Die Anzahl der Rollen in jeder Flasche pflegt man hierbei meist gleich

groß, und zwar häufig gleich drei, selten oder nie größer als vier anzunehmen. Es ist indessen nicht ausgeschlossen, der einen Flasche eine Rolle mehr als der anderen zu geben, indem man z. B. unter Beseitigung der Rolle  $G$  das von der festen Rolle  $F$  nach unten geführte Seil direct an der unteren Flasche befestigt, oder daß man die Kraft direct an dem von der Rolle  $C$  aufsteigenden Seile unter Weglassung der festen Leitrolle  $B$  vertical aufwärts wirken läßt.

Die Last  $Q$  hängt bei der in der Figur dargestellten Anordnung an sechs Seilen, welche beim Wegfall aller Nebenhindernisse sämmtlich dieselbe Spannung  $P_0$  haben würden, welche in dem Zugseile  $BA$  vorhanden ist. Man hätte daher für diesen Fall  $Q = 6 P_0$ , oder allgemein bei  $n$  tragenden Seilen  $Q = n P$ . Mit Rücksicht auf die Reibungs- und Steifigkeitswiderstände sind jedoch die einzelnen Seilspannungen verschieden, und man hat, unter  $S_1, S_2, S_3 \dots S_7$  die einzelnen Seilspannungen und unter  $k$  den für alle Rollen gleich groß angenommenen Widerstandscoefficienten  $k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r'}$  verstanden:

$$S_2 = S_1 k; S_3 = S_2 k = S_1 k^2 \text{ u. s. w.,}$$

überhaupt allgemein für das  $\nu$ te Seil  $S_\nu = S_1 k^{\nu-1}$ . Die Spannung  $S_7$  in dem Zugseile  $A$  ist daher durch  $P = S_7 = S_1 k^6$  oder allgemein bei  $n$  Rollen  $S_{n+1} = S_1 k^n$  gegeben.

Die Last  $Q$  findet man durch

$$Q = S_1 + S_1 k + S_1 k^2 + \dots + S_1 k^5 = S_1 \frac{k^6 - 1}{k - 1},$$

oder allgemein für  $n$  Rollen zu

$$Q = S_1 (1 + k + k^2 + \dots + k^{n-1}) = S_1 \frac{k^n - 1}{k - 1}.$$

Da  $P_0 = \frac{Q}{6}$  ist, so hat man den Wirkungsgrad des sechsrolligen Flaschenzuges

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1/6 Q}{S_1 k^6} = \frac{k^6 - 1}{6 k^6 (k - 1)}.$$

Allgemein ist ebenfalls

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n k^n (k - 1)}.$$

Der Zug, welcher auf den oberen Kloben ausgeübt wird, ist gegeben durch

$$\begin{aligned} Z &= S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{n+1} = S_1 (1 + k + k^2 + \dots + k^n) \\ &= S_1 \frac{k^{n+1} - 1}{k - 1}. \end{aligned}$$

Wenn man daher den unteren Kloben besetztigt und diese Zugkraft  $Z$  zum Heben einer Last  $Q = Z$  benutzt, so ergibt sich der Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n+1} \frac{Q}{S_{n+1}} = \frac{1}{n+1} \frac{Q}{S_1 k^n} = \frac{k^{n+1} - 1}{(n+1) k^n (k-1)},$$

welcher Ausdruck für die lose Rolle, d. h. für  $n = 1$  den früher gefundenen Werth

$$\eta = \frac{k^2 - 1}{2 k (k - 1)} = \frac{k + 1}{2 k}$$

annimmt.

Will man den Wirkungsgrad auch für den Rückgang ermitteln, um die Kraft ( $P$ ) zu bestimmen, welche die mit  $Q$  belastete untere Flasche beim Sinken auf das freie Ende  $A$  des Seiles ausübt, so findet man durch Einführung von  $\frac{1}{k}$  anstatt  $k$  die Kraft ( $P$ ) =  $\frac{S_1}{k^n}$ , und da für diesen Fall

$$\begin{aligned} Q &= S_1 \left( 1 + \frac{1}{k} + \frac{1}{k^2} + \dots + \frac{1}{k^{n-1}} \right) = S_1 \frac{\frac{1}{k^n} - 1}{\frac{1}{k} - 1} \\ &= S_1 \frac{k^n - 1}{k^{n-1} (k - 1)} \end{aligned}$$

ist, so hat man hierfür den Wirkungsgrad

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{S_1}{k^n} \frac{n k^{n-1} (k - 1)}{S_1 (k^n - 1)} = \frac{n (k - 1)}{k (k^n - 1)}.$$

Zur graphischen Bestimmung der Kraftverhältnisse des Flaschenzuges ergibt sich nach dem Vorstehenden leicht folgende Construction. Ist  $A$ , Fig. 28, der Mittelpunkt des horizontalen Durchmessers  $BC = 2r$  einer Rolle, von Mitte bis Mitte Seil gerechnet, so trage man  $Bb = Cc = \sigma$  von den Endpunkten nach derselben Seite an und mache  $Aa_1$  gleich dem Reibungshalbmesser  $\varphi r$  des Zapfens, so daß man  $a_1 b = r - \sigma - \varphi r$  und  $a_1 c = r + \sigma + \varphi r$  hat. Macht man nun auf der Verticalen durch  $b$  die Strecke  $b1$  gleich der Spannung  $S_1$  des innersten Seiles, so erhält man durch die Gerade  $1a_1 2$  auf der durch  $c$  gezogenen Verticalen die Spannung  $S_2$  in  $c2$ , denn man hat nach der Construction

$$S_1 (r + \sigma + \varphi r) = S_2 (r - \sigma - \varphi r).$$

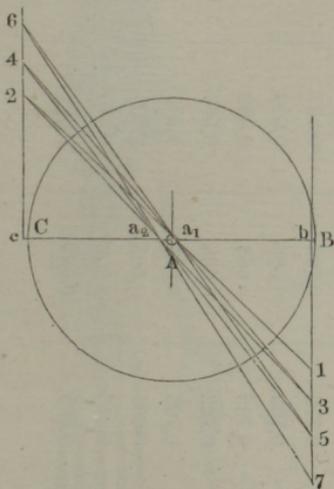
Um auch die Spannungen der übrigen Seile zu finden, hat man nur die Strecke  $ca_2 = ba_1$  zu machen, so liefert der Strahl von 2 durch  $a_2$  in  $b3$  die Spannung  $S_3$ , und ebenso der Strahl  $3a_1$  in  $c4$  die Spannung

$S_4$  u. s. f. Man erhält daher in  $b7$  die Zugkraft  $P$  für einen sechsrolligen Flaschenzug, dessen Belastung sich aus den Strecken

$$b1 + c2 + b3 + c4 + b5 + c6 = Q$$

zusammensetzt. Diese Zeichnung gilt auch, wie sich leicht ergibt, für die rückgängige Bewegung, nur findet man in diesem Falle die auf das freie

Fig. 28.



Seilende ausgeübte Zugkraft in  $b1$ , wenn die bewegliche Flasche unter einer Belastung

$$Q = b7 + c6 + b5 + c4 + b3 + c2$$

nieder sinkt.

Die umstehende Tabelle enthält die Werthe des Wirkungsgrades für den Vorwärts- und Rückwärtsgang von Flaschenzügen mit zwei bis acht Rollen für die häufigsten Seilstärken und für Ketten, unter denselben Voraussetzungen, welche bei den festen und losen Rollen in Bezug auf das Verhältniß der Seil- oder Ketteneisenstärke zu den Rollen- und Zapfenhalbmessern gemacht worden sind.

Man ersieht aus dieser Tabelle, wie bei den größeren Seilstärken die Wider-

stände der Seilflaschenzüge wesentlich größer ausfallen, als diejenigen der Kettenflaschenzüge, bei welchen letzteren unter den angenommenen Verhältnissen, wonach die Rollen- und Zapfenhalbmesser der Ketteneisenstärke proportional sind, der Wirkungsgrad unabhängig von dieser Stärke ist.

Die vorstehenden Ermittlungen gelten auch unmittelbar für die gewöhnliche Anordnung des Flaschenzuges, Fig. 29 (a. S. 53), wobei die einzelnen gleich großen Rollen jeder Flasche neben einander auf einer gemeinschaftlichen Ase lose drehbar angebracht sind. Wollte man diese Rollen auf den Axen befestigen und letztere in den Augen der Kloben laufen lassen, so müßten die Halbmesser der einzelnen Rollen, um ein Gleiten der Seile auf ihnen zu vermeiden, nach Fig. 30 (a. S. 53) in demselben Verhältnisse wie die Seillängen, welche über die Rollen laufen, allmähig zunehmen, so daß, wenn der Halbmesser der ersten Rolle des Klobens  $B$  gleich 1 gesetzt wird, die anderen Rollen des unteren Klobens die Halbmesser 3 und 5, die Rollen des oberen Klobens dagegen Halbmesser gleich 2, 4 und 6 erhalten müßten, da die sich aufwickelnden Seilstücke sich wie die natürlichen Zahlen 1, 2, 3, 4, 5 und 6 verhalten. Diese von White angegebene Anordnung, bei

## Tabelle

für den Wirkungsgrad des Seilfahrganges.

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n(k - 1)k^n}; \quad (\eta) = \frac{n(k - 1)}{k(k^n - 1)}.$$

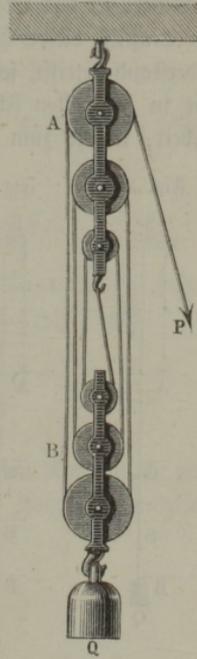
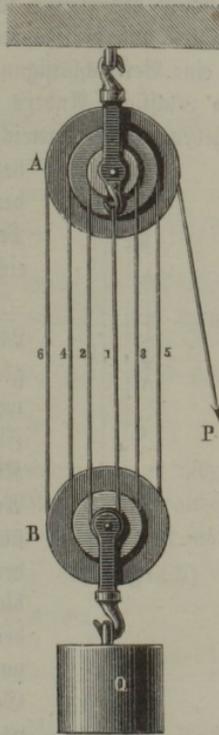
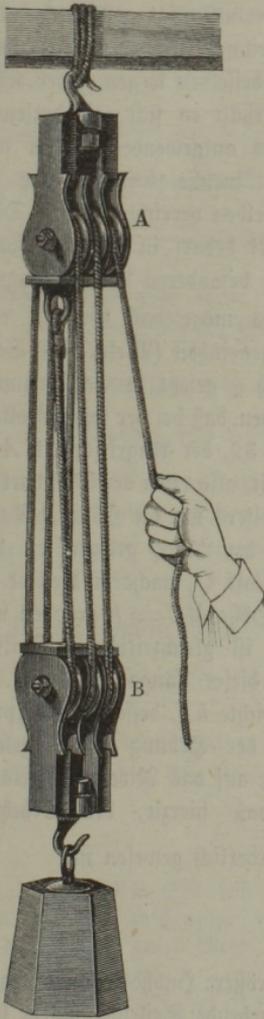
| Seilköpfe | $d =$      | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm | Kette |
|-----------|------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 2 Rollen  | $\eta$     | 0,913 | 0,856 | 0,808 | 0,764 | 0,723 | 0,930 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,912 | 0,850 | 0,803 | 0,757 | 0,715 | 0,946 |
| 3 "       | $\eta$     | 0,884 | 0,817 | 0,754 | 0,702 | 0,656 | 0,917 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,881 | 0,805 | 0,745 | 0,686 | 0,634 | 0,916 |
| 4 "       | $\eta$     | 0,858 | 0,776 | 0,706 | 0,647 | 0,597 | 0,900 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,851 | 0,763 | 0,688 | 0,620 | 0,560 | 0,896 |
| 5 "       | $\eta$     | 0,833 | 0,739 | 0,663 | 0,598 | 0,544 | 0,880 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,823 | 0,722 | 0,636 | 0,560 | 0,493 | 0,877 |
| 6 "       | $\eta$     | 0,807 | 0,706 | 0,624 | 0,555 | 0,496 | 0,863 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,795 | 0,681 | 0,586 | 0,503 | 0,433 | 0,857 |
| 8 "       | $\eta$     | 0,762 | 0,645 | 0,552 | 0,479 | 0,422 | 0,827 |
|           | ( $\eta$ ) | 0,743 | 0,605 | 0,492 | 0,404 | 0,329 | 0,819 |

welcher man die Zapfen dünner, daher die Zapfenreibung kleiner machen kann, findet jedoch wenig Anwendung, da für die kleineren Rollenhalbmesser

Fig. 29.

Fig. 30.

Fig. 31.



die Steifigkeitswiderstände größer ausfallen. Auch ist es mit Rücksicht auf die Dicke der Seile doch nicht möglich, das Gleiten vollständig zu beseitigen.

Zuweilen findet man auch die Flaschen mit unter einander liegenden Rollen, Fig. 31, ausgeführt, wobei ebenfalls die Rollen jeder Flasche von verschiedener Größe zu machen sind, um ein Gleiten der Seile an einander zu vermeiden. Für diesen Flaschenzug bleibt die

Rechnung im Allgemeinen dieselbe, wie oben angegeben, nur hat man für jede Rolle den Werth von

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}$$

besonders einzuführen. Empfehlenswerth ist diese Anordnung nicht, weil

auch hier die Steifigkeitswiderstände der Seile für die kleineren Rollen unnötig groß ausfallen, und zudem durch die größere Längenausdehnung der Flaschen die nutzbare Hubhöhe einigermassen vermindert wird.

Bisher ist das Eigengewicht des Seiles unberücksichtigt geblieben. Was den Einfluß dieses Gewichtes auf die Zapfenreibung und den Steifigkeitswiderstand betrifft, so ist eine Vernachlässigung desselben wegen seiner Kleinheit in fast allen Fällen zulässig. Anders verhält es sich mit derjenigen Arbeit, welche zum Erheben des Seilgewichtes angewendet werden muß,

Fig. 32.

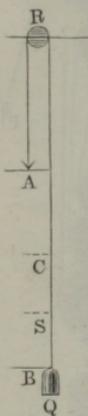


Fig. 33.

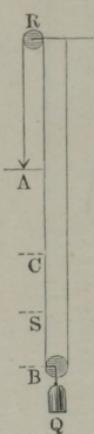
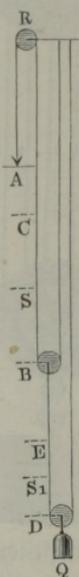


Fig. 34.



bezw. welche beim Sinken von demselben verrichtet wird. Dieser Punkt bedarf in manchen Fällen einer besonderen Berücksichtigung.

Es möge das Gewicht einer Längeneinheit (Meter) des Seiles gleich  $q$  gesetzt und angenommen werden, daß bei der festen Rolle  $R$ , Fig. 32, der Angriffspunkt  $A$  der Kraft, also etwa der Standort des Arbeiters um die Höhe  $AB = a$  über der Last  $Q$  gelegen sei. Mit der Last  $Q$ , nachdem dieselbe um die Höhe  $BC = h$  gehoben worden, ist gleichzeitig ein Seilstück von dieser Länge, also von dem Gewichte  $hq$ , dessen Schwerpunkt vor der Hebung in  $S$  gelegen war, auf das Niveau  $A$  gelangt, so daß hierzu, der Erhebung

$SA = a - \frac{h}{2}$  entsprechend, eine Arbeit erforderlich gewesen ist:

$$L = hq \left( a - \frac{h}{2} \right).$$

Für  $h = 2a$  würde  $L = 0$  und für eine größere Hubhöhe sogar negativ ausfallen, d. h. das zwischen  $R$  und  $A$  niedergehende Seilende würde hierbei mehr Arbeit verrichten, als das zwischen  $Q$  und  $R$  emporgehende, ein Fall, welcher beispielsweise bei Rollen in hohen Baugerüsten Beachtung verdient, woselbst der Anzug des Seiles unten bewirkt wird.

Bei der losen Rolle  $B$ , Fig. 33, ist bei einer Hebung der Last  $Q$  um dieselbe Größe  $BC = h$  ein Seilgewicht  $2hq$  um die Höhe  $SA = a - \frac{h}{2}$

zu fördern, daher die hierzu erforderliche mechanische Arbeit durch  $L = 2 h q \left( a - \frac{h}{2} \right)$  ausgedrückt ist.

Hängt an der losen Rolle  $B$  noch eine zweite solche  $D$ , Fig. 34, im Abstände  $BD = a_1$ , so steigt bei der Erhebung der Last  $Q$  um  $DE = h$  die Rolle  $B$  um  $BC = 2h$  empor, und man hat den Weg des unteren Seilstückes  $S_1 S = a_1 + \frac{h}{2}$  und den des oberen  $SA = a - h$ , daher die zum Heben verwendete Arbeit:

$$L = 4 h q (a - h) + 2 h q \left( a_1 + \frac{h}{2} \right) = h q (4 a + 2 a_1 - 3 h).$$

Hängt an  $D$  eine dritte lose Rolle im Abstände  $a_2$  darunter, so findet man in gleicher Weise die Gesamtarbeit zum Heben der drei Seilstücke zu

$$\begin{aligned} L &= 8 h q (a - 2h) + 4 h q (a_1 + h) + 2 h q \left( a_2 + \frac{h}{2} \right) \\ &= h q (8 a + 4 a_1 + 2 a_2 - 11 h). \end{aligned}$$

Man wird bei derartigen Anordnungen zur möglichsten Ausbeutung der Hubhöhe die Rollen in der untersten Lage einander so nahe wie möglich bringen, setzt man daher  $a_1 = a_2 = 0$ , so hat man:

$$L = h q (8 a - 11 h)$$

und findet allgemein für  $n$  lose Rollen:

$$L = h q \left( 2^n a - \frac{2^{2n-1} + 1}{3} h \right).$$

Für einen Flaschenzug mit  $n$  Rollen findet man, wie für die feste und lose Rolle der Fig. 33, die betreffende Hebearbeit zu

$$L = n q h \left( a - \frac{h}{2} \right).$$

Beispiel. Ein Seil von 0,5 Kilogramm Gewicht per Meter erfordert bei einem 8rolligen Flaschenzuge, einer Hubhöhe von 6 Metern und einem Standorte der Arbeiter um 5 Meter über der Last eine Arbeit zum Heben des Seiles von

$$L = 8 \cdot 0,5 \cdot 6 (5 - 3) = 48 \text{ Meterkilogramm.}$$

Ständen die Arbeiter in der Höhe von 3 Meter über der Last, so wäre diese Arbeit gleich Null, und wenn die Arbeiter im Niveau der Last stehen, so wird

$$L = 8 \cdot 0,5 \cdot 6 (0 - 3) = - 72 \text{ Meterkilogramm.}$$

Wäre das Gewicht der gehobenen Last  $Q = 400$  Kilogramm, so würde durch das Seilgewicht eine Beihilfe von  $\frac{72}{400 \cdot 6} = 3$  Proc. der gesamten Nutzleistung gelbt werden. Die Gewichte der beweglichen Flaschen sind natürlich bei

der Ermittlung der Zugkraft der zu hebenden Last hinzuzurechnen. Im Uebrigen kann der Einfluß, welchen die Eigengewichte der Rollen auf die Größe der Zapfenreibungen haben, bei Flaschenzügen um so mehr vernachlässigt werden, als durch das Rollengewicht der unteren Flasche der Zapfendruck um ebenso viel vermindert wird, wie die Rollengewichte diesen Zapfendruck in der oberen Rolle vermehren.

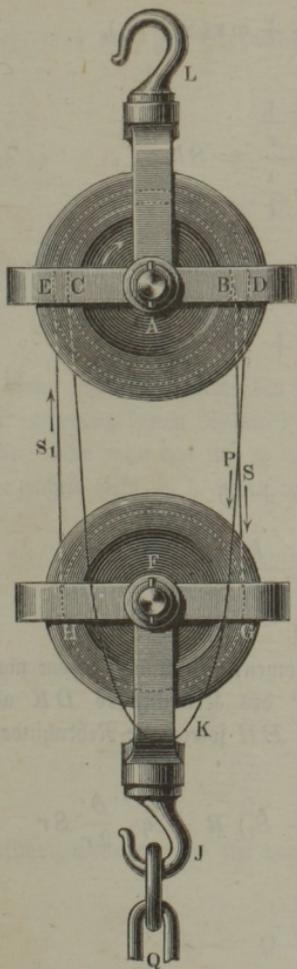
Flaschenzüge finden insbesondere im Bauwesen und in der Schiffstechnik eine ausgedehnte Anwendung. Als Maschine zur Ausübung größerer Effecte, also etwa zur Förderung bedeutender Massen ist der Flaschenzug nicht gebräuchlich, da für eine derartige Anwendung die Leere Zurückführung der gehobenen Flasche, sowie überhaupt die Handhabung der langen Seile oder Ketten unbequem wäre; dagegen ist der Flaschenzug ein geschätztes Hilfsmittel sowohl zur zeitweisen Hebung einer mäßigen Last, z. B. bei Bauausführungen, wie zur Regulirung der Segelstellung auf Schiffen. Daß Kettenflaschenzüge im Allgemeinen höhere Wirkungsgrade haben als Seilflaschenzüge mit dickeren Seilen, ist aus der Tabelle auf S. 52 zu ersehen.

§. 9. **Der Differential-Flaschenzug.** Eine in der neueren Zeit wegen ihrer verhältnißmäßigen Einfachheit in Werkstätten und auf Baustellen vielfach zur Anwendung gekommene Hebevorrichtung ist der von *Weston* angegebene Differential-Flaschenzug, so genannt, weil er die Hebung einer losen Rolle mit einer Geschwindigkeit bewirkt, welche der Differenz zwischen den Bewegungen der beiden Ketten der losen Rolle proportional ist. Dieses Werkzeug besteht aus zwei Rollen in gesonderten Kloben *A* und *F*, Fig. 35, von welchen Rollen die untere *GH* eine gewöhnliche lose Rolle ist, deren Flasche bei *J* den Haken für die Last *Q* trägt. Die obere, in der festen Flasche befindliche Rolle dagegen ist mit einer doppelten Spurrinne für die Kette versehen, so zwar, daß die eine Rille *DE* einen etwas größeren Durchmesser hat als die andere Rille *BC*. Eine Kette ohne Ende ist in der aus der Figur ersichtlichen Weise um die beiden Rollen geschlungen, derart, daß die Kette *K* zuerst die feste Rolle in der kleinen Rinne *CB* umschlingt, dann in ihrer herabhängenden Schleife *GH* die lose Rolle aufnimmt, um hierauf zum zweiten Male über die feste Rolle in deren großer Rinne *ED* geführt zu werden. Die Hebung der Last geschieht hierbei durch Anziehen des Kettenstückes *DK*, wodurch die obere Rolle im Sinne des Pfeiles gedreht wird. Denkt man sich nämlich diese Rolle um einen beliebigen Winkel, etwa um eine ganze Umdrehung gedreht, so ist bei *E* ein Kettenstück  $2\pi R$  aufgewickelt, während auf der anderen Seite bei *B* ein Stück gleich  $2\pi r$  von der kleinen Rollenspur abgewickelt ist, wenn *R* und *r* die Halbmesser der beiden Rollenspuren bedeuten. In Folge dieses Vorganges ist daher die Länge der die lose Rolle tragenden Ketten Schleife um die Größe

$$2\pi (R - r)$$

verkürzt worden, also die lose Rolle *F* mit der Last *Q* um die Hälfte dieses Betrages gleich  $\pi (R - r)$  emporgestiegen.

Fig. 35.



Da hier die Zugkraft *P* den Weg  $2\pi R$  zurückgelegt hat, so erhält man, unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse, die theoretische Kraft

$$P_0 = Q \frac{R - r}{2R}.$$

Indem hierbei die Spannung in dem Kettenstücke *CK* gleich Null oder wenig größer, nämlich nur gleich dem unbedeutenden Eigengewichte dieses Kettentheiles ist, so würde unter Einfluß der viel beträchtlicheren Spannung *S*, welche durch die Last *Q* in der Kette *BG* hervorgerufen wird, ein Rutschen der Kette über die obere Rolle eintreten, wenn man die letztere nicht zur Verhinderung eines solchen Gleitens mit Einkerbungen versehen würde, Fig. 36, in welche die einzelnen Glieder der Kette sich einlegen. Dies ist auch der Grund, warum bei diesem Flaschenzuge nur Ketten und keine Seile verwendet werden können.

Diese Vorrichtung hat in den gebräuchlichen Ausführungen die für viele Fälle der Praxis sehr erwünschte Eigenschaft der Selbstsperrung, womit aber nach dem Früheren der Nachtheil eines geringen Wirkungsgrades verbunden ist. Um den letzteren, sowie die wirkliche Betriebskraft *P* zu bestimmen, sei mit *R* der Halbmesser

Fig. 36.



der größeren Kettenrinne *AD* und mit *r* derjenige der kleineren Rinne *AB*, sowie der der losen Rolle *FG* verstanden, welche beide meistens von ganz oder nahezu gleicher Größe gemacht werden, *r* bezeichne wieder den Halbmesser der Zapfen *A* und *F*, und  $\varphi_1$  den Coefficienten der Kettenreibung,  $\varphi$  den der Zapfenreibung, sowie  $\delta$  die Stärke des Ketteneisens.

Bezeichnet man nun die Spannung des Kettenstückes

$BG$  mit  $S$  und diejenige in  $HE$  mit  $S_1$ , so hat man für die lose Rolle  $F$  wieder:

$$S_1 r = S r + \varphi_1 \frac{\delta}{2} S + \varphi_1 \frac{\delta}{2} S_1 + \varphi r (S + S_1),$$

woraus

$$S_1 = S \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{r}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}} = S k$$

folgt, wenn man hier wie früher

$$k = \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{r}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}} \approx 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}$$

setzt.

Da nun ferner

$$Q = S + S_1 = S(1 + k)$$

ist, so folgt

$$S = \frac{Q}{1 + k} \quad \text{und} \quad S_1 = \frac{k}{1 + k} Q$$

wie bei der gewöhnlichen losen Rolle.

Für die feste Rolle findet man nun die Momentengleichung, indem man die Spannungen  $S$  der Kette  $BG$  und  $P$  des Kettenstückes  $DK$  als treibende Kräfte, dagegen die Spannung  $S_1$  in  $EH$  sowie alle Nebenhindernisse als widerstehende Kräfte ansieht:

$$PR + Sr = S_1 R + \varphi_1 \frac{\delta}{2R} (P + S_1) R + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} Sr \\ + \varphi (P + S + S_1) r,$$

woraus nach beiderseitiger Division mit  $R$

$$P = S_1 \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2R} + \varphi \frac{r}{R}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{r}{R}} - S \frac{r}{R} \frac{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{r}{R}}$$

folgt. Wegen der immer nur geringen Differenz von  $R$  und  $r$  (für gewöhnlich ist  $r = \frac{9}{10} R$  bis  $\frac{14}{15} R$ ) kann man

$$1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2R} - \varphi \frac{r}{R} = 1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}$$

und daher den Coefficienten von  $S_1$  gleich  $k$  setzen, so daß man erhält:

$$P = S_1 k - S \frac{r}{R} = Q \frac{k}{1+k} k - Q \frac{r}{R} \frac{1}{1+k}.$$

Setzt man noch das Verhältniß  $\frac{r}{R} = n$ , so erhält man

$$P = Q \frac{k^2 - n}{1+k},$$

und da

$$P_0 = Q \frac{R - r}{2R} = Q \frac{1 - n}{2}$$

gefunden wurde, so folgt der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1 - n}{2} \frac{1 + k}{k^2 - n}.$$

Beim Rückwärtsgange des Flaschenzuges wirken alle Nebenhindernisse in der entgegengesetzten Richtung, man erhält daher die hierfür gültigen Formeln, wenn man den mit  $\varphi$  und  $\varphi_1$  behafteten Gliedern die entgegengesetzten Vorzeichen giebt, d. h. wenn man anstatt der Größe

$$k = \frac{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{r}{r}}{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}} \approx 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r}$$

den Werth

$$\frac{1}{k} = \frac{1 - \varphi_1 \frac{\delta}{2r} - \varphi \frac{r}{r}}{1 + \varphi_1 \frac{\delta}{2r} + \varphi \frac{r}{r}} \approx 1 - 2\sigma - 2\varphi \frac{r}{r}$$

einführt, wodurch man für den Rückgang die Kraft

$$(P) = Q \frac{\frac{1}{k^2} - n}{1 + \frac{1}{k}} = Q \frac{1 - nk^2}{k^2 + k},$$

folglich den Wirkungsgrad zu

$$(\eta) = \frac{(P)}{P_0} = \frac{2}{1 - n} \frac{1 - nk^2}{k^2 + k}$$

erhält.

Die Halbmesser  $R$  und  $r$  der festen Rolle sind bei dem Differential-Flaschenzuge von den Verhältnissen der Kettenglieder abhängig, indem die Länge eines solchen Gliedes (und zwar die innere Länge) in dem Umfange jeder Nutz in einer ganzen geraden Anzahl enthalten sein muß. Man

macht diese Umfänge der beiden Kettenrinnen häufig gleich 20 und 18, zuweilen auch gleich 30 und 28 Gliedlängen, so daß das Verhältniß  $n = \frac{r}{R}$  zu  $\frac{9}{10}$  resp.  $\frac{14}{15}$  anzunehmen ist. Setzt man für die gewöhnlichen Ketten die Gliederlänge  $l = 2,6 \delta$  (vergl. III, 1, §. 119), so hätte man für 18 Glieder den Halbmesser der kleinen Rinne

$$r = \frac{18 \cdot 2,6}{2\pi} \delta = 7,45 \delta$$

und bei einem Zapfenhalbmesser  $r = 1,5 \delta$  auch

$$\frac{r}{r} = \frac{1,5}{7,45} = 0,2, \text{ daher } 2 \varphi \frac{r}{r} = 2 \cdot 0,08 \cdot 0,2 = 0,032.$$

Für 28 Glieder dagegen ist

$$r = \frac{28 \cdot 2,6}{2\pi} \delta = 11,6 \delta, \text{ daher } \frac{r}{r} = \frac{1,5}{11,6} = 0,13$$

und

$$2 \varphi \frac{r}{r} = 2 \cdot 0,08 \cdot 0,13 = 0,021.$$

Der Steifigkeitswiderstand der Ketten beim Auf- und Abwickeln ergibt sich unter Annahme eines Reibungscoefficienten  $\varphi_1 = 0,2$  entsprechend zu

$$2 \varphi_1 \frac{\delta}{2r} = 0,2 \frac{\delta}{7,45 \delta} = 0,027$$

für 18 Glieder und

$$2 \varphi_1 \frac{\delta}{2r} = 0,2 \frac{\delta}{11,6 \delta} = 0,017.$$

Man kann daher den Werth

$$k = 1 + 2 \sigma + 2 \varphi \frac{r}{r}$$

zu

$$k = 1 + 0,027 + 0,032 = 1,059 \approx 1,06 \text{ für Rollen mit 18 Kerben,}$$

$$k = 1 + 0,018 + 0,021 = 1,039 \approx 1,04 \text{ für Rollen mit 28 Kerben}$$

annehmen. Die geringen Differenzen dieser Zahlen zeigen, daß die im Vorstehenden gemachte Annahme, wonach der Werth von  $k$  für die größere Rolle gleich dem für die kleinere Rolle gesetzt worden ist, von der Wahrheit nur ganz unmerklich abweicht.

In der folgenden Tabelle sind die Werthe von  $\eta$  und  $(\eta)$  für Differential-Flaschenzüge von dem Verhältnisse

$$n = \frac{r}{R} = 0,75, 0,80, 0,85, 0,9, 0,933,$$

unter Annahme eines durchschnittlichen Werthes von

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r}{r'} = 1,06,$$

zusammengestellt.

### Tabelle

für den Wirkungsgrad des Differential-Flaschenzuges.

$$\eta = \frac{1-n}{2} \frac{1+k}{k^2-n}; (\eta) = \frac{2}{1-n} \frac{1-nk^2}{k^2+k}; k = 1,06.$$

| Rollenverhältniß $n =$ | 0,75  | 0,80  | 0,85  | 0,90   | 0,933  |
|------------------------|-------|-------|-------|--------|--------|
| $\eta =$               | 0,688 | 0,637 | 0,565 | 0,460  | 0,359  |
| $(\eta) =$             | 0,575 | 0,462 | 0,272 | -0,106 | -0,668 |

Diese Tabelle läßt den geringen Wirkungsgrad der gewöhnlichen Differential-Flaschenzüge mit wenig von einander verschiedenen Rollenhalbmessern zur Genüge erkennen, und man zieht daraus den Schluß, daß auch diese Vorrichtung in ihrer Anwendung zu ununterbrochen in Thätigkeit befindlichen Hebewerken als eine kraftverschwendende nicht zu empfehlen ist. Dagegen muß der Differential-Flaschenzug als ein nützliches Werkzeug zur bequemen Ausübung zeitweiliger Hebungen bei Bauausführungen, Montirungsarbeiten und in Maschinenwerkstätten wegen seiner Fähigkeit der Selbsthemmung angesehen werden. Vor den Schraubenwinden hat er den Vorzug, leicht eine größere Hubhöhe zu gestatten und in seiner Anwendung und Ausführung einfacher zu sein. Ein in der Praxis lästiger Uebelstand des Differential-Flaschenzuges besteht darin, daß, wie bei allen Kettenrädern, die Kettenglieder sich mit der Zeit ausrecken und nicht mehr genau in die Einkerbungen der Rollenumfänge passen. Die negativen Werthe von  $(\eta)$  deuten wieder auf Selbstsperrung hin, und den Grenzwertb des Verhältnisses  $n = \frac{r}{R}$ , bei welchem die Selbstsperrung beginnt, findet man aus der Gleichung

$$(\eta) = 0, \text{ also } 1 - nk^2 = 0, \text{ oder } n = \frac{1}{k^2}.$$

Für  $k = 1,06$  beispielsweise ist dieses Grenzverhältniß durch  $n = \frac{r}{R} = 0,889$  gegeben.

Will man die bei einem Differential-Flaschenzuge erforderliche Zugkraft



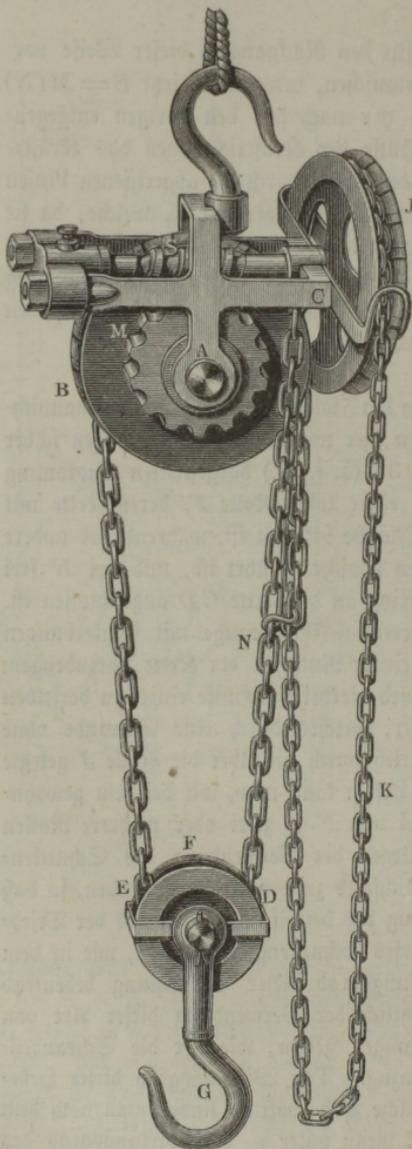
den zu  $S$  gehörigen Polstrahlen  $OM$  und  $ON$ , legt ferner  $\beta\gamma$  parallel zu  $O1$ , so erhält man in der Verbindungslinie  $\alpha\gamma$  die Richtung für den von  $O$  aus zu ziehenden Polstrahl  $O2$ , welcher zwischen sich und  $O1$  die Strecke  $12$  einschließt, welche nach dem gewählten Kräftemaßstabe die gesuchte Kraft  $P$  darstellt.

Will man die Untersuchung auch für den Rückgang in dieser Weise vornehmen, so hat man  $S$  mit  $S_1$  zu vertauschen, indem man jetzt  $S = M(N) = 1N$  macht, die Abstände  $\sigma$  und  $\varrho r$  nach den den vorigen entgegengesetzten Seiten anträgt, und mit Hülfe der Krafrichtungen das Kräfte- und Seilpolygon entwirft, wie es in der Figur durch die abgerissenen Linien angedeutet ist. Man erhält dann in  $1(2)$  die Kraft ( $P$ ), welche, da sie aufwärts gerichtet ist, die Selbstsperrung des Flaschenzuges andeutet, indem durch ihre Richtung angezeigt ist, daß behufs der rückgängigen Bewegung eine Kraft ( $P$ ) =  $1(2)$  an der Rolle  $D$  nach oben, also in demselben Drehungssinne mit  $Q$  angebracht werden muß.

**Sonstige Flaschenzüge.** Man hat Flaschenzüge auch noch in mannich- §. 10.  
facher Weise construirt, und es mögen hier nur einige Ausführungen näher besprochen werden. Bei der in Fig. 38 (a. f. S.) dargestellten Anordnung hängt die Last  $Q$  an dem Hafen  $G$  einer losen Rolle  $F$ , deren Kette mit dem einen Ende bei  $C$  an der oberen Flasche befestigt ist, während das andere Ende über die Rolle  $AB$  der oberen Flasche geführt ist, und bei  $N$  frei herabhängt, woselbst es durch einen Ring an die Kette  $CD$  angeschlossen ist. Die Rolle  $B$  ist wie bei dem Differential-Flaschenzuge mit Einkerbungen für die Kettenglieder versehen, um einem Rutschen der Kette vorzubeugen. Die Bewegung der oberen Rolle  $B$  wird hierbei mit Hülfe eines an derselben befestigten Schneckenrades  $M$  bewirkt, welches durch eine Schraube ohne Ende  $S$  gedreht wird, die ihren Antrieb durch die über die Rolle  $J$  gelegte Triebkette  $K$  empfängt. Für größere Lasten kann man, wie bei dem gewöhnlichen Flaschenzuge, auf den Axen  $A$  und  $F$  je zwei oder mehrere Rollen lose neben einander anbringen. Wegen der Verwendung des Schneckengetriebes gehört diese Vorrichtung gleichfalls zu den selbsthemmenden, so daß man das Senken der Last durch Anzug des betreffenden Stranges der Triebkette  $K$  zu bewirken hat. Durch dieses Schneckengetriebe wird, wie in dem Früheren gezeigt wurde, der Wirkungsgrad dieser Vorrichtung bedeutend herabgezogen werden, so daß hinsichtlich der Verwendung dieser Art von Hebevorrichtungen ähnliche Betrachtungen gelten, wie für die Schraubengewinde und den Differential-Flaschenzug. Den Wirkungsgrad dieser Hebevorrichtung und damit die erforderliche Betriebskraft findet man nach dem Vorstehenden leicht zu  $\eta = \eta_1 \eta_2$ , wenn unter  $\eta_1$  der Wirkungsgrad des Flaschenzuges und unter  $\eta_2$  derjenige des Schraubengeetriebes (s. die Tabellen

§. 52 und 29) verstanden wird. Hätte man z. B. für einen Kettenflaschenzug mit zwei Rollen  $\eta_1 = 0,93$ , und für das Schneckengetriebe mit drehbarer Spindel  $\eta_2 = 0,35$  gefunden, so erhielte man

Fig. 38.



$$\eta = 0,93 \cdot 0,35 = 0,325.$$

Bei 15 Zähnen des Schneckenrades  $M$  vom Theilkreis halbmesser  $r$ , und für einen Halbmesser der Triebrolle  $J$  gleich  $2,5 r$  hätte man daher die theoretische Zugkraft

$$P_0 = Q \frac{1}{2} \frac{1}{15} \frac{r}{2,5 r} = \frac{1}{75} Q \\ = 0,0133 Q,$$

dagegen die effective Kraft

$$P = \frac{0,0133}{0,325} Q = 0,0409 Q,$$

also wäre für je 100 kg Belastung eine Kraft von 4,09 kg aufzuwenden, während ohne Vorhandensein von Nebenhindernissen nur 1,33 kg erforderlich sein würde.

Bei einer anderen Hebevorrichtung von Collet & Engelhard in Offenbach, welche eigentlich nicht mehr zu den Flaschenzügen, sondern zu den Hebevorrichtungen mit Windtrommeln gerechnet werden muß, ist ebenfalls eine durch ein Kettenrad mit übergelegter Zugkette umzudrehende Schraube ohne Ende angewandt, welche gleichzeitig zweien Schneckenrädern auf den Axen von zwei Kettentrommeln Drehungen in entgegengesetztem Sinne ertheilt. In Folge dessen werden gleichzeitig die beiden Lastketten, welche den Lasthaken unter Befestigung der losen Rolle direct

tragen, um gleichviel gehoben, so daß die Last mit doppelt so großer Geschwindigkeit steigt, als bei Anwendung einer losen Rolle der Fall wäre. Man kann diese Anordnung hinsichtlich der Effectsermittlung wie eine Verbindung zweier gleichen Winden ansehen, von denen jede die Hälfte der Belastung zu heben hat. Der Wirkungsgrad der ganzen Vorrichtung bestimmt sich daher wieder als das Product aus dem Wirkungsgrade des Schneckengetriebes in denjenigen der Trommel, für welche letztere als schädliche Widerstände nur die Zapfenreibung und der Reibungswiderstand der Kette an der Aufwicklungsstelle anzunehmen ist. In

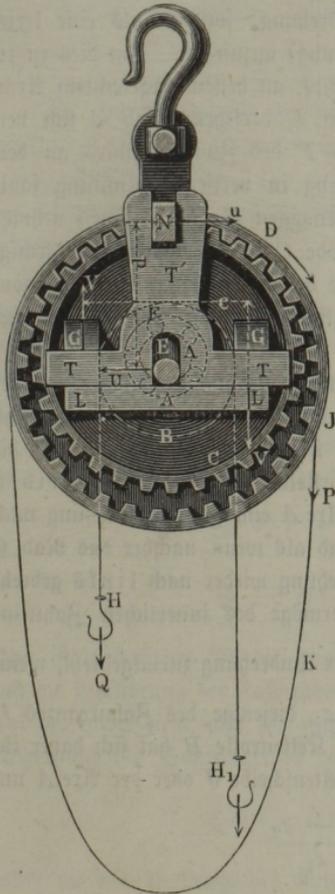
Hinsicht dieser Bestimmung sei auf den folgenden Paragraphen verwiesen.

Ein eigenthümlicher Flaschenzug ist von Eade<sup>1)</sup> angegeben worden, wie er in Fig. 39 dargestellt ist. Hierbei ist die Lastkette über die mit Einkerbungen zur Verhütung des Rutschens versehene Rolle *B* gelegt, so daß an eins der beiden Kettenenden *H* oder *H*<sub>1</sub> die Last *Q* gehängt werden kann. Die auf der Axe *A* lose drehbare Rolle *B* ist mit einem innerlich verzahnten Radkranz *D* aus einem Stück gegossen und empfängt ihre Drehung durch den Eingriff eines Zahnrades *C*, welches einen Zahn weniger hat als der Zahnkranz *D*. Der Mittelpunkt *E* dieses Rades liegt

daher im Abstände  $AE = e = \frac{t}{2\pi}$  excentrisch zur Axe *A*, wenn *t* die Theilung der Zahnräder bedeutet. Zur Aufnahme des Triebrades *C* ist daher die Axe *A* mit einem excentrischen Ansätze *A'* versehen, auf welchen die Nabe des Triebrades *C* lose, und zwar zur Vermin-

derung der Zapfenreibung mit Hülfe kleiner Frictionsrollen *F* aufgesteckt ist. Die Umdrehung der Axe *A* geschieht vermittelst der Kettenrolle *J* durch einen Zug an der Ketten schleife *K* in derselben Weise, wie bei den vor-

Fig. 39.



1) Siehe Engineer 1867, S. 135, und Zeitsch. deutsch. Ing. 1868, S. 27.

erwähnten Hebevorrichtungen. Bei einer solchen Drehung wird der Mittelpunkt  $E$  des Triebrades in einem Kreise vom Halbmesser  $e$  um die Ase  $A$  herumgeführt, wobei aber Sorge getragen ist, daß das Triebbad  $C$  sich um seine Ase nicht drehen kann. Dasselbe nimmt vielmehr nur eine solche Bewegung an, vermöge deren sein Mittelpunkt  $E$  in dem besagten Kreise um  $A$  versetzt wird, dabei aber die Verbindungslinie irgend zweier Punkte des Rades  $C$  stets zu sich selbst parallel bleibt. Alle Punkte des Rades  $C$  bewegen sich dabei in Kreisen von dem Halbmesser  $e$  und man hat daher die Bewegung dieses Rades nicht als eine Drehung, sondern als eine kreisförmige Translation (s. III, 1, Einleitung) anzusehen. Um dies zu erreichen, dient ein besonderes  $\perp$  förmiges Stück, an dessen wagerechtem Arme  $T$  das mit angegossenen Knaggen  $G$  und  $L$  versehene Rad  $C$  sich verschieben kann, während der aufrechte Arm  $T'$  des Zwischenstückes an dem Bügel  $N$  und der Ase  $A$  einer Verschiebung in verticaler Richtung fähig ist, an welcher das Triebbad wegen der Knaggen  $G$  und  $L$  Theil nehmen muß. Man ersieht hieraus, daß dem Rade  $C$  die erwähnte kreisförmige Translation in jedem Augenblicke vermöge der Verbindung einer horizontalen und verticalen Verschiebung ermöglicht ist, ohne daß dasselbe sich drehen kann.

In Folge dieser Anordnung wird bei einer vollständigen Umdrehung der Kettenzscheibe  $J$  und der Ase  $A$  das Zahnrad  $D$  um einen Zahn umgedreht, wie man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Man kann sich die Bewegung des ganzen Systems auch so vorstellen, als wären die beiden Zahnräder zuvörderst gezwungen, mit der Ase  $A$  eine ganze Umdrehung nach rechts im Sinne des Pfeiles zu machen, und als wenn nachher das Rad  $C$  um seinen Zapfen  $E$  um eine ganze Umdrehung wieder nach links gedreht werde. Durch letztere Bewegung wird vermöge des innerlichen Zahneingriffes das Rad  $D$  gleichfalls um  $\frac{z_2}{z_1}$  einer Umdrehung zurückgedreht, wenn  $z_2$  die Zähnezahl des Triebrades  $C$  und  $z_1$  diejenige des Zahnkranzes  $D$  bezeichnet. Der letztere und mit ihm die Kettenrolle  $B$  hat sich daher im Ganzen bei einer vollen Umdrehung der Kettenzscheibe  $J$  oder der Ase  $A$  um

$$+ 1 - \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_1 - z_2}{z_1}$$

eines ganzen Umganges in demselben Sinne wie die Ase  $A$  gedreht, also um einen Zahn, wenn  $z_2$  um 1 kleiner gewählt wird, als  $z_1$ . Hieraus ergibt sich nun auch das Umsetzungsverhältniß zwischen den Weglängen der Kraft und Last, indem für eine Umdrehung der Ase  $A$  die Kraft den Weg  $2\pi R$  und die Last denjenigen  $\frac{1}{z_2} 2\pi r$  zurückgelegt hat, wenn  $r$  den Halbmesser der

Lastrolle  $B$  und  $R$  denjenigen der Triebrolle  $J$  bezeichnet. Bei dem von  $E$  a d e angegebenen Flaschenzuge ist  $z_1 = 31$ ,  $z_2 = 30$ , und man hätte daher für ein Verhältniß  $\frac{r}{R} = \frac{1}{2}$  ein Umsetzungsverhältniß von  $\frac{1}{62}$ , daher auch die theoretische Kraft

$$P_0 = \frac{z_1 - z_2}{z_1} \frac{r}{R} Q = \frac{1}{62} Q = 0,0161 Q.$$

Die wirklich erforderliche Zugkraft  $P$  fällt wegen der Nebenhindernisse beträchtlich größer aus. Diese Nebenhindernisse bestehen hier außer den Biegungswiderständen  $\sigma Q$  der Lastkette bei  $B$  und  $\sigma P$  der Zugkette bei  $J$  aus den Zapfenreibungen der Axe  $A$  in den Hängarmen  $N$ , der Kettenrolle  $B$  auf der Axe, des Rades  $C$  auf seinem excentrischen Zapfen  $E$ , aus der Zahnreibung der Räder und endlich aus den gleitenden Reibungen zwischen den Knaggen  $G$  und dem Zwischenstücke  $T$ , sowie zwischen diesem und dem Bügel  $N$  und der Axe  $A$ .

Diese Widerstände berechnen sich in folgender Weise. Ist  $r$  der Halbmesser der Rolle  $B$ , an welcher die Last  $Q$ , und  $R$  der Halbmesser der Kettenrolle  $J$ , an welcher die Kraft  $P$  wirkt, bezeichnen ferner  $r_1$  und  $r_2$  die Theilkreishalbmesser des Zahnringes  $D$  mit  $z_1$  Zähnen und des Triebrades  $C$  mit  $z_2$  Zähnen, und ist  $r$  der Halbmesser der Zapfen der Axe  $A$ , folglich  $r + e = r + (r_1 - r_2)$ , der Halbmesser des Excenters  $AA$ , so findet man zunächst den Druck  $Q_1$  an den Zahnrädern durch:

$$Q(1 + \sigma)r + \varphi(Q + Q_1)r = Q_1 r_1$$

zu

$$Q_1 = Q \frac{r(1 + \sigma) + \varphi r}{r_1 - \varphi r}.$$

Hier ist wieder der für die Zapfenreibung ungünstigste Fall angenommen, daß die Berührung der Zahnräder dem Anlaufpunkte  $B$  der Lastkette diametral gegenüber liegt, also der Zapfendruck durch  $Q + Q_1$  gegeben ist. Der Widerstand des Zahneingriffes berechnet sich zu

$$\xi Q_1 = 0,33 \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1} \right) Q_1,$$

daher an dem Umfange des Getriebes ein Widerstand überwunden werden muß

$$Q_2 = Q_1(1 + \xi) = Q_1 \left[ 1 + 0,33 \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1} \right) \right]$$

Hierzu wirkt auf das Triebbad in dem Mittelpunkte  $E$  des excentrischen Zapfens eine zu  $Q_2$  parallele Kraft, welche mit  $P_1$  bezeichnet werde. Vermöge dieser beiden entgegengesetzten Kräfte wird dem Triebrade eine Tendenz

zur Drehung nach links mitgetheilt, welche durch das T förmige Zwischenstück aufgehoben wird. Dasselbe äußert nämlich auf die Knaggen  $L$  und  $G$  zwei gleiche und entgegengesetzte rechtsdrehende Kräfte  $VV$ , deren Moment  $Vc$ , unter  $c$  ihren Arm verstanden, gleich dem Momente  $Q_2 r_2$  des Widerstandes am Umfange des Triebbrades in Bezug auf den Mittelpunkt  $E$  des excentrischen Zapfens ist. Die beiden Kräfte  $-V$ , welche von den Knaggen auf das Kreuz  $T$  ausgeübt werden, rufen an demselben zwei Reactionen  $U$  der Axe  $A$  und des Bügels  $N$  hervor, deren Moment  $d \cdot U = c \cdot V$  gesetzt werden muß. In Folge dieser vier Kräfte  $V$  und  $U$  finden daher vier Reibungen an  $G$ ,  $L$ ,  $A$  und  $N$  statt, deren Größe durch  $\mu V$  resp.  $\mu U$  ausgedrückt ist, und deren Weg bei jeder Umdrehung der Axe  $A$  gleich  $4e$  gesetzt werden muß. Es ist ersichtlich, daß die Kräfte  $V$  und  $U$  mit der Stellung des Excenterzapfens veränderliche Werthe annehmen, wie bei der Schleifenkurbel, daher auch die auf die Zapfenmitte  $E$  wirkende Kraft  $P_1$  einen etwas veränderlichen Betrag haben muß; man kann aber den mittleren Werth derselben während einer Umdrehung der Axe  $A$  aus der Gleichsetzung der Arbeiten finden, indem man schreibt:

$$P_1 2\pi e = Q_2 \frac{z_1 - z_2}{z_2} 2\pi r_2 + \varphi P_1 2\pi (r + e) + 2\mu V 4e + 2\mu U 4e.$$

Will man noch den Einfluß der Frictionsrollen berücksichtigen, mit welchen das Triebrad  $C$  auf dem excentrischen Zapfen  $AA'$  läuft, so hat man in der Arbeit dieser Reibung  $\varphi P_1 2\pi (r + e)$  für  $\varphi$  den Coefficienten  $\nu\varphi$  zu setzen, unter  $\nu$  das Verhältniß der Zapfenhalbmesser zu den Rollenhalbmessern der Frictionsrollen verstanden.

Hieraus findet man die im Mittelpunkte  $E$  des Excenters anzubringende Kraft  $P_1$ , welche eine Kraft  $P$  an der Zugkette erforderlich macht, die mit Rücksicht auf die Kettenreibung und Zapfenreibung der Axe  $A$  in den Hängelagern der Schilde  $N$  durch

$$P(1 - \sigma)R = P_1 e + \varphi(P + P_1)r$$

zu

$$P = P_1 \frac{e + \varphi r}{(1 - \sigma)R - \varphi r}$$

sich findet.

Die allgemeine Durchführung der Rechnung würde zu unbequemen Formeln führen, ein Beispiel möge daher zur näheren Erläuterung dienen.

Beispiel. Es seien bei einem Eade'schen Flaschenzuge die Zähnezahlen  $z_2 = 30$ ,  $z_1 = 31$ , die Radhalbmesser  $r_2 = 150$ ,  $r_1 = \frac{31}{30} 150 = 155$ , daher  $e = r_1 - r_2 = 5$  mm. Ferner sei der Halbmesser der Lastrolle  $r = 80$ , derjenige der Zugrolle  $R = 160$ , der Halbmesser der Axe  $A$   $r = 15$ , daher der-

jenige des Excenters  $r + e = 20$  mm gemacht. Für einen Coefficienten der Zapfenreibung  $\varphi = 0,08$  und der Schleifenreibung  $\mu = 0,15$  und für einen Werth  $\sigma = 0,2 \frac{\delta}{20 \delta} = 0,01$  findet man dann die Kraft  $Q_1$  am Zahnringe:

$$Q_1 = Q \frac{80 (1 + 0,01) + 0,08 \cdot 15}{155 - 0,08 \cdot 15} = 0,533 Q.$$

Mit Rücksicht auf die Zahnreibung erhält man den Widerstand am Triebbrade

$$Q_2 = \left[ 1 + 0,33 \left( \frac{1}{30} - \frac{1}{31} \right) \right] Q_1 = 0,534 Q.$$

Wird nun der Abstand für die Reaktionskräfte  $VV$  und  $UU$  der Kurbelschleife  $e = d = 200$  mm, also auch  $V = U$  angenommen, so findet sich die Druckkraft  $P_1$  auf den excentrischen Zapfen  $E$ , wenn man Frictionsrollen mit einem Zapfenverhältniß  $\nu = \frac{1}{3}$  anwendet, durch:

$$P_1 5 = 0,534 Q \frac{1}{30} 150 + \frac{1}{3} 0,08 P_1 20 + \frac{1}{2\pi} 4 \cdot 0,15 \cdot 4 \cdot 5 \frac{0,534 Q \cdot 150}{200}$$

zu

$$P_1 = \frac{3,340}{4,47} Q = 0,747 Q.$$

Hieraus endlich findet man die Kraft an der Zugkette

$$P = 0,747 Q \frac{5 + 0,08 \cdot 15}{0,99 \cdot 160 - 0,08 \cdot 15} = 0,0294 Q,$$

also braucht man für je 100 kg Belastung 2,94 kg Zugkraft.

Da man ohne Nebenhindernisse

$$P_0 = \frac{1}{31} \frac{80}{160} Q = 0,0161 Q$$

hat, so bestimmt sich der Wirkungsgrad zu

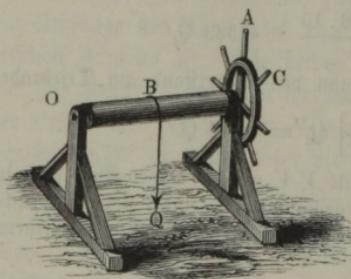
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{0,0161}{0,0294} = 0,548.$$

Unter den hier zu Grunde gelegten Verhältnissen ist daher der Gade'sche Flaschenzug effectvoller als der gewöhnliche Differentialflaschenzug. Der Rechnung zufolge werden durch die Nebenhindernisse ca. 45 Proc. der aufgewandten Arbeit aufgezehrt und 55 Proc. zum Heben der Last verwendet. Will man untersuchen, ob der Flaschenzug selbstsperrend ist, so hat man  $\varphi$ ,  $\mu$ ,  $\zeta$  und  $\sigma$  mit entgegengesetzten Zeichen einzuführen. Wenn man hierbei einen positiven Werth für  $(P)$  erhält, so muß man daraus schließen, daß diese Hebevorrichtung für die zu Grunde gelegten Verhältnisse die Eigenschaft der Selbstsperrung nicht besitzt. Im Ganzen kann der hier betrachtete Flaschenzug nicht besonders empfehlenswerth genannt werden, denn für eine Vorrichtung, welche die Bequemlichkeit der Selbstsperrung nicht besitzt, ist der Wirkungsgrad zu klein, und wollte man, etwa durch Weglassung der Frictionsrollen im Auge des Triebrades, unter weiterer Verringerung des Wirkungsgrades die Vorrichtung selbstsperrend machen, so würde die Anwendung des Differentialflaschenzuges wegen dessen größerer Einfachheit vorzuziehen sein.

**Trommelwinden.** Die vorstehend besprochenen Flaschenzüge finden §. 11. ihre Anwendung meistens nur zum Heben mäßiger Lasten. Wenn es sich

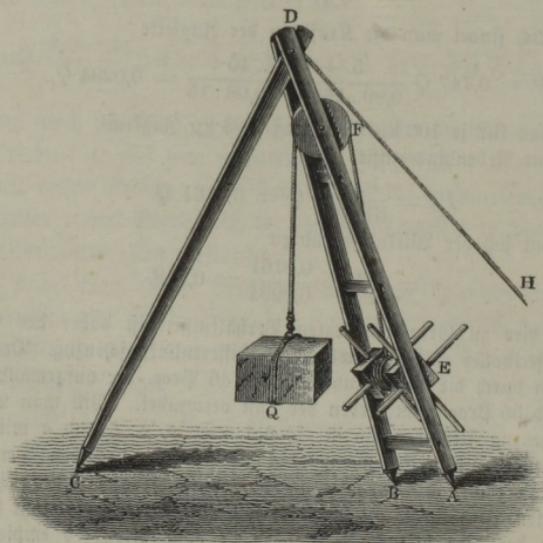
dagegen um Ueberwindung größerer Widerstände bei größeren Hubhöhen handelt, so pflegt man die Winden mit Trommeln zu versehen, auf welche

Fig. 40.



das Seil oder die Kette sich in schraubenförmigen Windungen aufwickelt. Diesen Winden liegt das Princip der in Thl. II besprochenen Kreuz- oder Spillenshaspel (Fig. 40) zu Grunde, nur wird in der Regel die Umdrehung der Trommel nicht direct durch in dieselbe eingesteckte Spillbäume bewirkt, sondern mit Hilfe von Rädervorgelegen, indem man auf der Trommel ein größeres Zahnrad befestigt, in welches ein auf einer Kurbelwelle befindliches kleineres Triebrad eingreift. Die Wirkung solcher Vorlege ist bereits in §. 3 besprochen worden.

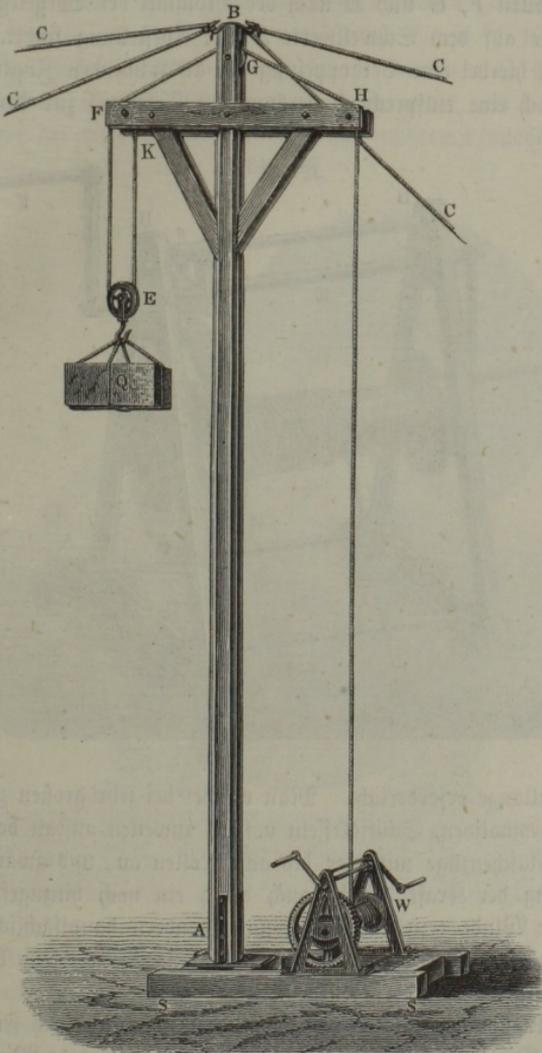
Fig. 41.



Ein einfacher Haspel zur Bewegung mit Spillbäumen, wie er bei Bauausführungen häufiger angewendet wird, ist in Fig. 41 dargestellt. Zur Unterstützung dient hier das dreibeinige Bockgestell  $ABCD$ , dessen Füße  $AD$  und  $BD$  unter sich zu einem festen Rahmen verbunden sind, welcher den Haspel  $E$  und die feste Leitrolle  $F$  aufnimmt, während der dritte Fuß  $C$  um einen Bolzen  $D$  drehbar angeschlossen ist. Dieser dritte Fuß kann im erforderlichen Falle, wenn es an Raum oder Gelegenheit zu seiner Unter-

stützung gebracht, auch durch ein oder zwei Seile  $DH$  ersetzt werden, welche, als Anker wirkend, an ihren Enden hinreichend gut mit dem Erdboden verbunden sein müssen. Eine Zerlegung der verticalen Belastung  $Q$  nach den

Fig. 42.

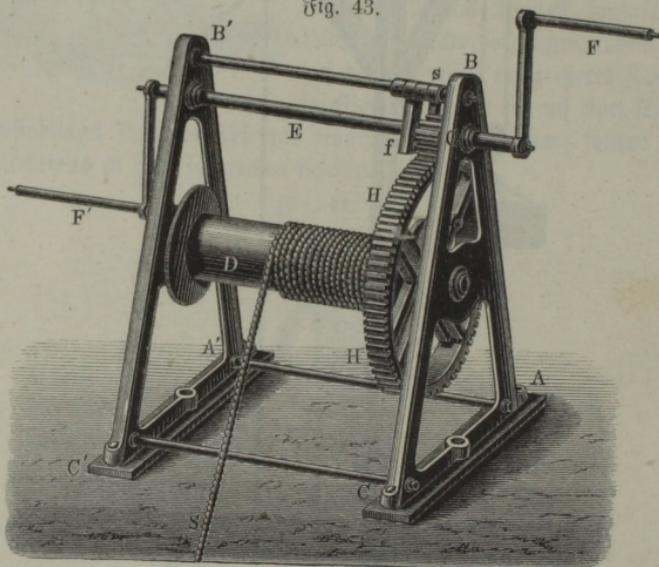


Richtungen des Doppelfußes  $AD$  und der Strebe  $CD$  oder des Ankers  $DH$  liefert in jedem Falle die Druckkräfte der Füße bezw. die Zugkraft, welcher der Anker und seine Befestigung widerstehen müssen.

Anstatt des Dreifußes kann auch das in Fig. 42 dargestellte Gerüst bez-

nugt werden, bei welchem die in das Schwellwerk *S* gezapfte Säule *AB* durch mehrere von dem Kopfe *B* ausgehende Laue oder Ketten *C* in ihrer verticalen Lage erhalten wird. Die Last *Q* hängt hier in einer losen Rolle *E*, deren eines Seilende bei *K* am Gerüste befestigt, während das andere über die Leitrollen *F*, *G* und *H* nach der Trommel der Vorgelegswinde *W* geführt ist, die auf dem Schwellwerke *S* ihre Aufstellung findet. Die lose Rolle gewährt hierbei eine Verdoppelung der auszuübenden Zugkraft, macht aber dafür auch eine entsprechend geräumigere Trommel zur Aufnahme der

Fig. 43.

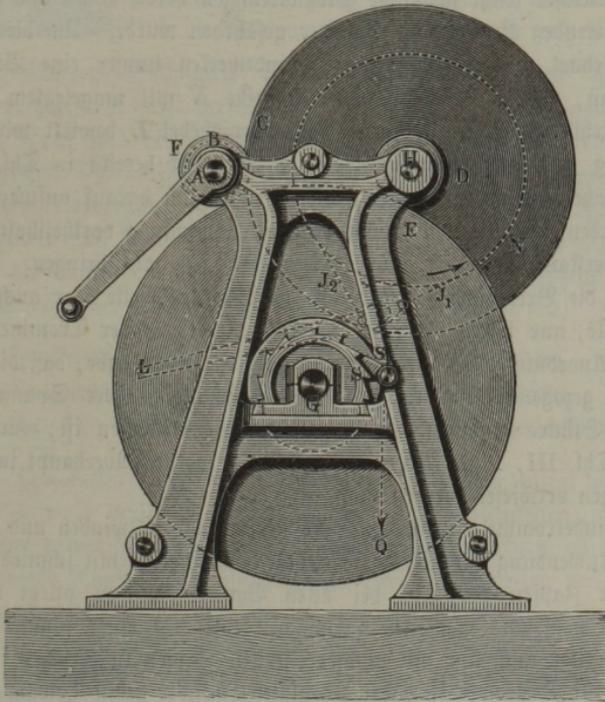


doppelten Seillänge erforderlich. Man wendet bei sehr großen zu hebenden Lasten, wie Locomotiven, Schiffskesseln u. s. w., zuweilen anstatt der einfachen losen Rolle Flaschenzüge mit vier bis acht Rollen an, und zwar nicht nur zur Steigerung der Kraft, welche auch durch ein noch hinzugefügtes Vorgelege an der Winde erzielt werden könnte, sondern hauptsächlich, um unmäßig große Kettenstärken zu vermeiden, welche wiederum sehr beträchtliche Trommeldurchmesser erfordern würden.

Die zur Ausübung der Zugkraft dienende Winde ist durch Fig. 43 veranschaulicht. Die in den gußeisernen Böcken *ABC* gelagerte Windetrommel *D* trägt hier das größere Zahnrad *H*, in welches ein Triebrad *G* der Kurbelwelle *E* eingreift, deren Drehung die Arbeiter an den Handkurbeln *F* und *F'* bewirken. Eine Sperrklinke *s*, welche entweder in ein besonderes Sperrrad der Kurbelwelle oder direct in das Triebrad eingreift, verhindert

das selbstthätige Zurückgehen unter Einfluß des Seilzuges beim Loslassen der Kurbeln, welche Einrichtung bei allen nicht selbstsperrenden Winden nöthig ist. Soll aber das Seil von der Trommel abgezogen werden, so kann das schnelle Mitlaufen der Kurbelwelle durch eine axiale Verschiebung der letzteren in ihren Lagern vermieden werden, indem hierdurch das Trieb-  
rad außer Eingriff mit den Zähnen des Rades *H* tritt (s. III, 1, §. 169). Eine um den Anker *BB'* drehbare Falle *f* verhindert in herabhängender Lage die unbeabsichtigte Verschiebung der Kurbelwelle, und muß diese Falle natürlich vor der beabsichtigten Verschiebung zuvörderst ausgehoben werden.

Fig. 44.



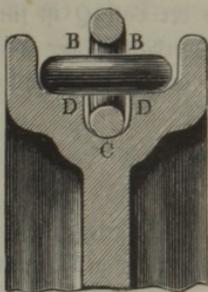
Eine Winde mit doppeltem Vorgelege ist durch Fig. 44 dargestellt. Die Axe der Trommel *G* empfängt hierbei ihre Drehung von der Kurbelwelle *A* durch Vermittelung der beiden Räderpaare *B, C* und *D, E*, von denen das kleinere Trieb-  
rad *D* und das größere Vorgelegsrade *C* auf einer besondern Vorgelegswelle *H* befestigt sind. Vermöge dieser Anordnung wird die Umdrehungsgeschwindigkeit der Trommelwelle nur  $\frac{B}{C} \frac{D}{E}$  von derjenigen der Kurbelwelle betragen, welche Verlangsamung dann zur Anwendung ge-

bracht wird, wenn es sich darum handelt, größere Lasten zu heben. Für kleinere Belastungen kann man, um einen schnelleren Gang der Winde zu erreichen, dieselbe auch mit nur einem Vorgelege arbeiten lassen, indem man durch eine axiale Verschiebung der Kurbelwelle  $A$  die Räder  $B$  und  $C$  außer Eingriff bringt und das auf  $A$  befestigte Triebrad  $F$  direct in das Rad  $E$  der Trommel eingreifen läßt, wie diese Ausrichtung bereits in III, 1, §. 169 näher angegeben wurde. Das Sperrrad  $S$  hindert wieder das unbeabsichtigte Sinken der Last, so lange die Sperrflanke  $S_1$  nicht aus den Sperrzähnen ausgehoben ist. Ist letzteres aber geschehen, so würde die am Sinken nicht mehr behinderte Last die Winde zu einem beschleunigten Rücklaufe veranlassen, welcher leicht schädliche Stößwirkungen herbeiführen und durch die schnell rotirenden Kurbeln die Arbeiter gefährden würde. Um dies zu vermeiden, ordnet man bei derartigen Windwerken immer eine Bremsvorrichtung an, welche meist aus einer Scheibe  $N$  mit umgelegtem Bremsbande besteht, dessen Anzug durch den Scheibe  $L$  bewirkt wird. Die Anordnung und Wirkungsweise dieser Bremsen ist bereits in Thl. III, 1, §. 178 näher untersucht worden, und daselbst auch darauf aufmerksam gemacht worden, daß es zu möglichst bequemer Bremsung vortheilhaft ist, den Bremswiderstand an einer schnell rotirenden Aze anzubringen. Deshalb setzt man die Bremscheibe meist auf die Vorgelegswelle oder auch auf die Kurbelwelle, nur selten verbindet man sie direct mit der Trommel. Daß man die Anordnung des Bremsbandes so zu wählen habe, daß die Spannung des gezogenen Bandendes  $J_2$  und nicht die größere Spannung des ziehenden Stückes  $J_1$  durch den Bremshebel hervorzurufen ist, wurde ebenfalls im Thl. III, 1, §. 178 näher erläutert, worauf überhaupt in Betreff der Bremsen verwiesen werden muß.

Die Windetrommeln werden nur bei einfachen Spillwinden und Haspeln und für Anwendung von Seilen von Holz gemacht und mit schmiedeeisernen eingesetzten Zapfen versehen, bei allen Vorgelegswinden pflegt man die Trommeln hohl aus Gußeisen zu machen und mit einer schmiedeeisernen Welle, zuweilen auch nur mit schmiedeeisernen Zapfen zu versehen. Windetrommeln für Seile werden dabei als glatte Cylinder gebildet, während man die Kettentrommeln besser mit einer schraubenförmigen Nutz versehen, in welche die hochstehenden Kettenglieder sich einlegen, während die flachliegenden auf die cylindrische Umfläche der Trommel zu liegen kommen, aus demselben Grunde, aus welchem man den Kettenrollen die durch Fig. 45 angegebene Profilform giebt (s. III, 1, §. 122). Wenn es irgend angeht, so soll man die Trommel so geräumig, d. h. bei bestimmtem Durchmesser so lang machen, daß die aufzuwickelnde Länge des Seiles oder der Kette nur eine einzige Schicht von Bindungen bildet, indem ein Aufwickeln mehrerer Schichten über einander mit mancherlei Nachtheilen verbunden ist. Nicht nur

werden Seile und Ketten bei einer solchen Aufwindelung in mehreren Lagen sehr stark abgeführt, sondern der Hebelarm für die Last wird dadurch mit

Fig. 45.



jeder neuen Schicht um die Seil- oder Kettendicke vergrößert. Nur wenn die große aufzuwindende Länge zu unhandlichen Trommeldimensionen führt, wendet man eine mehrfache Lagerung der Windungen über einander an, muß dann aber die Trommel an den Stirnen mit vorstehenden Rändern versehen, welche das Abspringen der Windungen verhindern können, auch giebt man zu dem Ende wohl zuweilen den Trommeln ein flach bogenförmiges concaves Profil, um die Windungen mehr nach innen zu drängen.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Feststellung eines geeigneten Trommeldurchmessers. Ist derselbe zu klein, so fallen die Biegungswiderstände der Seile und Ketten unverhältnißmäßig groß aus, während ein unnötig großer Durchmesser den Hebelarm der Last vergrößert und die Erreichung des erforderlichen Umsetzungsverhältnisses nur mit größeren Unbequemlichkeiten und beträchtlicherem Materialaufwande möglich wird. Bezeichnet  $d$  die Stärke des Seiles bzw. die Dicke des Ketteneisens, so soll man den Durchmesser  $D$  der Trommel nicht kleiner machen als:

$$\text{Für Hanfseile: } D = (7 \text{ bis } 8) d \quad (d = \text{Seilstärke}),$$

$$\text{Für Drahtseile: } D = 1100 d \quad (d = \text{Drahtdicke}),$$

$$\text{Für Ketten: } D = (20 \text{ bis } 24) d \quad (d = \text{Ketteneisenstärke}).$$

Um die Trommelaxe nicht auf Torsion zu beanspruchen, pflegt man wohl das große Zahnrad derselben, anstatt es auf der Aze festzuheilen, direct mit der Trommel zu verschrauben, welche zu dem Behufe mit einem vorstehenden scheibenförmigen Rande zur Aufnahme der Verbindungsbolzen versehen ist. Die Zahnräder werden bei den Winden fast immer aus Gußeisen gemacht, nur bei sehr kleinen Rädern oder um recht große Sicherheit zu erreichen, wendet man Schmiedeeisen oder Stahl an, die Wellen sind immer aus Schmiedeeisen oder Stahl zu machen.

Ist eine Winde für den Betrieb durch mehrere Arbeiter mit zwei Kurbeln versehen, so stellt man dieselben am besten einander diametral gegenüber, damit eine Ausgleichung der verschiedenen Kraftäufnerungen der Arbeiter während des Niederdrückens und Anhebens der Kurbeln erreicht werde. Schwungmassen sind bei den eigentlichen Hebevorrichtungen wegen des gleichmäßigen Widerstandes nicht anzuwenden, würden auch das exacte Anhalten nur erschweren und könnten bei unvorhergesehenen Zufälligkeiten zu Brüchen führen. Wo man daher bei gewissen Maschinen, wie z. B. bei Vagger =

maschinen wegen des ungleichen Widerstandes ein Schwungrad nicht entbehren kann, wird man dasselbe mit der Windtrommel durch ein nachgiebiges Mittel, etwa durch eine Frictionskupplung verbinden.

Das Verhältniß der theoretischen Betriebskraft  $P_0$  zu der Last  $Q$  ist für jede Winde immer ohne Weiteres durch das Umsetzungsverhältniß der Geschwindigkeiten gegeben, und man hat daher, unter  $r$  den Trommelhalbmesser und unter  $R$  die Kurbellänge verstanden:

$$P_0 = Q \frac{r}{R} n_1 n_2 \dots,$$

wenn  $n_1, n_2 \dots$  die Umsetzungsverhältnisse der einzelnen Vorgelege, d. h. die Verhältnisse der Zahnzahlen der Triebäder zu denjenigen der getriebenen Räder bedeuten.

Die Ermittlung der wirklichen Betriebskraft  $P$  ist nach dem Vorstehenden leicht vorzunehmen. Wenn die Last  $Q$  an dem Trommelhalbmesser  $r$  (bis zur Mitte des Seiles oder der Kette gerechnet) wirkt, so ist die an dem Halbmesser  $R_1$  des auf der Trommel befestigten größeren Zahnrades anzubringende Kraft  $P_1$  mit Rücksicht auf die Zapfenreibung und Steifigkeit gegeben durch

$$P_1 R_1 = Q (1 + \sigma) r + \varphi (P_1 + Q) r$$

zu

$$P_1 = Q \frac{(1 + \sigma) r + \varphi r}{R_1 - \varphi r},$$

wenn wieder  $r$  den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle und  $\sigma$  den Steifigkeitscoefficienten des Seiles oder der Kette bedeutet, und wenn hier wie bisher immer der ungünstigste Fall angenommen wird, daß die Kräfte  $Q$  und  $P_1$  in gleicher Richtung auf die Zapfen wirken, d. h. ihre Angriffspunkte diametral gegenüber liegen. Will man das Eigengewicht  $G$  der Trommel ebenfalls berücksichtigen, was etwa nur bei Anwendung großer Drahtseilfördertrömmeln nöthig sein dürfte, so hat man

$$P_1 = \frac{Q (1 + \sigma) r + \varphi (Q + G) r}{R_1 - \varphi r}$$

zu setzen.

Da die theoretische Kraft am Halbmesser  $R_1$  des Zahnrades durch  $Q \frac{r}{R_1}$  gegeben ist, so hat man den Wirkungsgrad der Windtrommel gleich

$$\eta_1 = \frac{Q \frac{r}{R_1}}{P_1} = \frac{\frac{r}{R_1} (R_1 - \varphi r)}{(1 + \sigma) r + \varphi r} = \frac{1 - \varphi \frac{r}{R_1}}{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{R_1}}.$$

Bezeichnet nun wieder  $\eta_2$  den Wirkungsgrad des ersten Vorgeleges und  $\eta_3$  denjenigen des zweiten, wobei unter dem Wirkungsgrade des Vorgeleges wieder das Produkt  $\eta' \eta''$  der Coefficienten für den Zahneingriff (s. Tabelle S. 14) und für die Vorgelegsaare (s. Tabelle S. 17) zu verstehen ist, so erhält man den Wirkungsgrad der ganzen Winde zu  $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$  und daher

$$P = \frac{1}{\eta} P_0 = \frac{1}{\eta} Q \frac{r}{R} n_1 n_2.$$

Der Coefficient  $\sigma$  für die Steifigkeit bestimmt sich wie bei Rollen zu

$$\sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2r} = 0,2 \frac{\delta}{2r} \text{ für Ketten}$$

und

$$\sigma = 0,009 \frac{\delta^2}{r} \text{ für Hanfseile.}$$

Den Halbmesser  $r$  der Zapfen kann man unter der ungünstigsten Voraussetzung, daß die Trommelwelle auf Torsion in Anspruch genommen wird, d. h. wenn das Zahnrad auf der Welle befestigt ist, zu

$$r = 0,75 \delta \text{ bei Seiltrommeln}$$

und

$$r = 2,5 \delta \text{ bei Kettenwinden}$$

annehmen, wie sich aus folgender Rechnung ergibt. Für Hanfseile hat man nach Thl. III, 1, §. 116:

$$\delta = 1,13 \sqrt{Q} \text{ oder } Q = 0,785 \delta^2,$$

und für schmiedeeiserne durch das Torsionsmoment  $Qr$  angegriffene Zapfen findet man den Durchmesser nach Thl. III, 1, §. 14 zu

$$2r = 1,02 \sqrt[3]{Qr}.$$

Setzt man hierin passend

$$r = 4\delta \text{ und } Q = 0,785 \delta^2,$$

so folgt:

$$r = 0,51 \sqrt[3]{0,785 \cdot 4 \delta^3} = 0,745 \delta.$$

Ebenso hat man für die Ketteneisenstärke  $\delta$  nach Thl. III, 1, §. 119:

$$\delta = 0,326 \sqrt{Q} \text{ oder } Q = 9,42 \delta^2,$$

daher folgt für einen Trommelhalbmesser  $r = 12\delta$ :

$$r = 0,51 \sqrt[3]{9,42 \cdot 12 \delta^3} = 2,47 \delta.$$

Das Verhältniß  $\frac{r}{\delta}$  des Zapfen- zum Trommeldurchmesser kann man daher bei Seil- wie Kettentrommeln zu 0,2 annehmen, denn man hat bei Seilen

$$\frac{r}{r} = \frac{0,75 \delta}{4 \delta} = 0,19$$

und bei Ketten

$$\frac{r}{r} = \frac{2,5 \delta}{12 \delta} = 0,208.$$

Führt man diesen Werth für  $\frac{r}{r}$  in obigem Ausdrucke für  $\eta_1$  ein, und legt ein durchschnittliches Verhältniß  $\frac{r}{R_1} = \frac{1}{4}$  zu Grunde, so finden sich für verschiedene Seilstärken und für Ketten die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe für den Wirkungsgrad der Windtrommel. Es kann hierbei bemerkt werden, daß das Verhältniß  $\frac{r}{R_1}$  zwischen den Halbmessern der Trommel und des auf ihr befestigten Zahnrades bei den gewöhnlichen Winden etwa zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{8}$  schwankt, doch hat dieses Verhältniß auf den Wirkungsgrad der Windtrommel nur einen ganz unerheblichen Einfluß, so daß für alle Ueberschlagsrechnungen die mit dem zu Grunde gelegten Durchschnittswerthe  $\frac{r}{R} = \frac{1}{4}$  berechneten Werthe der Tabelle angenommen werden können. Diese Verhältnisse können nur für die gewöhnlichen Seil- und Kettenwinden als genügende Annäherungen angesehen werden, bei abweichenden Verhältnissen, wie z. B. bei den Drahtseiltrommeln der Fördermaschinen wird man in jedem Falle den Wirkungsgrad nach der allgemeinen Formel zu ermitteln haben, wovon an der bezüglichen Stelle ein Näheres angegeben wird.

### Tabelle

für den Wirkungsgrad der Windtrommeln.

$$\eta = \frac{1 - \varphi \frac{r}{R}}{1 + \sigma + \varphi \frac{r}{r}}; \quad \frac{r}{r} = 0,2; \quad \frac{r}{R} = 0,25.$$

| Seilstärke $\delta =$ | 10 mm | 20 mm | 30 mm | 40 mm | 50 mm | Ketten |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $\eta =$              | 0,959 | 0,939 | 0,920 | 0,901 | 0,883 | 0,972  |

Beispiel. Wenn an der 18 mm starken Kette einer Winde mit doppeltem Vorgelege eine Last  $Q = 3000$  kg hängt, wie groß ist die an den Kurbeln von

400 mm Länge auszuübende Kraft der Arbeiter, wenn die Trommel einen Halbmesser  $r = 0,20$  m und das auf der Trommelwelle befindliche Zahnrad einen solchen  $R_1 = 0,75$  m hat, das Verhältniß der Zahnzahlen für die beiden Vorgelege  $\frac{1}{6}$  und  $\frac{1}{5}$  beträgt?

Man hat die theoretische Kraft

$$P_0 = 3000 \frac{200}{400} \frac{1}{6} \frac{1}{5} = 50 \text{ kg.}$$

Für die Windetrommel hat man unter Annahme eines Zapfenhalbmessers  $r = 40$  mm

$$\eta_1 = \frac{1 - 0,08 \frac{40}{750}}{1 + 0,2 \frac{18}{400} + 0,08 \frac{40}{200}} = \frac{0,996}{1,025} = 0,97.$$

Nimmt man noch den Wirkungsgrad des ersten Vorgelegs nach den Tabellen S. 14 und S. 17 zu  $\eta_2 = 0,96 \cdot 0,97 = 0,93$  und den des zweiten zu  $\eta_3 = 0,95 \cdot 0,96 = 0,91$  an, so erhält man den gesammten Wirkungsgrad der Winde zu  $\eta = 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,91 = 0,82$ , daher die Kraft

$$P = \frac{50}{0,82} = 60,98 \approx 61 \text{ kg.}$$

Will man den Widerstand ( $P$ ) kennen, welcher an der Bremscheibe von 0,5 m Durchmesser, die auf der Vorgelegswelle angebracht ist, wirken muß, um eine Beschleunigung beim Sinken der Last zu hindern, so fände man ohne Nebenhindernisse diesen Widerstand zu

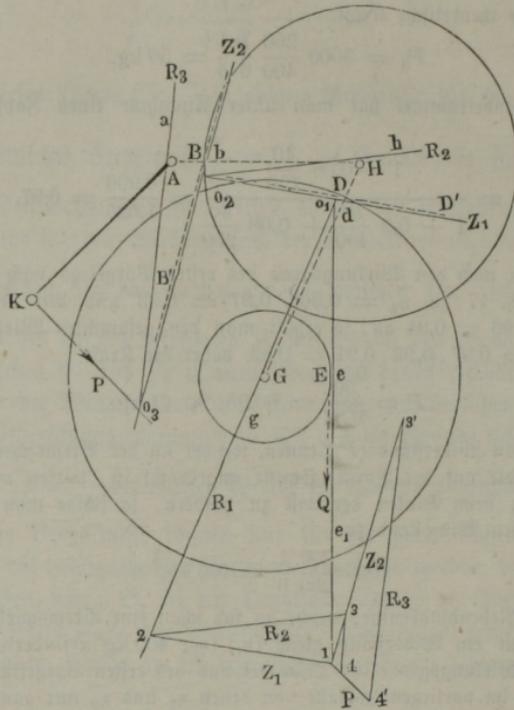
$$3000 \frac{200}{250} \frac{1}{6} = 400 \text{ kg.}$$

Wegen der Nebenhindernisse, welche an sich schon eine Bremswirkung ausüben, ist indessen nur ein Widerstand gleich  $(\eta_1 \eta_2) 400$  kg erforderlich, unter  $(\eta_1)$  und  $(\eta_2)$  die Wirkungsgrade der Trommel und des ersten Vorgeleges verstanden, welche Werthe im vorliegenden Falle von denen  $\eta_1$  und  $\eta_2$  nur ganz unwesentlich abweichen werden. Man hat daher den an der Bremscheibe auszuübenden Widerstand zu  $0,97 \cdot 0,93 \cdot 400 = 361$  kg anzunehmen. In welcher Weise man die zur Erzeugung eines solchen Widerstandes erforderliche Anspannung des Bremsbandes zu bestimmen hat, ist in Thl. III, 1, §. 178 unter Bremsen näher erläutert worden.

Um die Betriebskraft  $P$  einer Winde mit doppeltem Vorgelege graphisch zu ermitteln, zeichnet man zunächst die Richtung der Last  $Q$  in der Geraden  $ee_1$  (Fig. 46 a. f. S.) parallel zur Mittellinie  $EQ$  des Lastseiles im Abstände  $Ee = \sigma$  davon. Legt man hierauf durch die Berührungspunkte  $D$  und  $B$  der Zahnradtheilkreise unter dem Winkel von  $75^\circ$  gegen die Centrallinien  $HG$  und  $AH$  die Druckrichtungen  $DD'$  und  $BB'$ , so findet man parallel zu diesen Linien in den Abständen  $Dd$  und  $Bb$  gleich  $\xi$  die Richtungen für die von den Zähnen der Triebräder ausgeübten Kräfte  $Z_1$  und  $Z_2$ . Die Richtung der Kraft  $P$  ist in  $K$  senkrecht zu der Kurbel  $AK$  anzunehmen. Zieht man nun von den Durchschnitten  $o_1$  zwischen  $Q$  und  $Z_1$ ,  $o_2$  zwischen  $Z_1$  und  $Z_2$  und  $o_3$  zwischen  $Z_2$  und  $P$  die betreffenden Tangen-

ten  $o_1 g$ ,  $o_2 h$  und  $o_3 a$  an die Reibungskreise der Zapfen von  $G$ ,  $H$  und  $A$ , so geben diese Linien die Richtungen für die betreffenden Lagerreactionen  $R_1$ ,

Fig. 46.



$R_2$  und  $R_3$  an. Aus den in dieser Art festgestellten Kraftrichtungen erhält man nun das Kräftepolygon, wenn man  $o_1 1 = Q$  macht,  $1 2$  parallel zu  $o_1 o_2$ ,  $2 3$  parallel  $o_2 h$  und  $1 3$  parallel mit  $o_2 o_3$  zieht, und endlich  $1 4$  parallel  $o_3 K$  und durch  $3 4$  parallel  $o_3 a$  zerlegt. Die Strecke  $1 4$  giebt dann die Betriebskraft  $P$  und in den übrigen Seiten des Kräftepolygons  $o_1 1 2 3 4$  erhält man die auf die Zähne und Zapfen wirkenden Kräfte  $Z$  und  $R$ , aus denen die Dimensionen dieser Theile, sowie die Abmessungen des Gestelles bestimmt werden können. Zu größerer Deutlichkeit ist der Theil  $1 3 4$  des Polygons in  $1 3' 4'$  in fünfmaliger Vergrößerung gezeichnet. Würde man die Größen  $\sigma$ ,  $\xi$  und die Halbmesser der Reibungskreise gleich Null annehmen, d. h. die Kraftrichtungen durch die Punkte  $E$ ,  $D$  und  $B$ , sowie durch die Mitten von  $G$ ,  $H$  und  $A$  legen, so würde man die Größe  $P_0$  erhalten, während für den Rückgang die Größen  $\sigma$  und  $\xi$  nach den entgegengesetzten Seiten der theoretischen Kraftrichtungen parallel mit diesen verlegt werden müßten. Ebenso findet man die Reactionen der

Lager in den anderen Tangenten, welche von den Schnittpunkten  $o$  an die Reibungskreise der Zapfen gelegt werden können.

**Winden mit Dampftrieb.** Bei allen bisher besprochenen Winde- §. 12.  
vorrichtungen war vorausgesetzt worden, daß der Betrieb derselben durch Menschenhand erfolge. Wenn man dagegen eine vorhandene Elementarkraft benutzen will, um größere Arbeitsleistungen in kürzerer Zeit ausüben zu können, so ändert dies die Einrichtungen der Winde nur in soweit, als zur Aufnahme der Betriebskraft anstatt der Handkurbel das geeignete Organ angewandt wird. So findet man häufig bei den Winden, welche in Werkstätten und Fabriken zum Aufziehen der Materialien verwendet werden, die treibende Welle mit einer festen und losen Riemenscheibe versehen, auf welche ein von einer fortwährend umlaufenden Transmissionswelle abgehender Riemen läuft. Durch Verschiebung des Riemens von der losen auf die feste Riemenscheibe und umgekehrt hat man es dann jederzeit in der Hand, die Hebevorrichtung in oder außer Thätigkeit zu setzen. In solcher Art pflegt man z. B. die Sackwinden in Mahlmühlen zum Heben der Getreidesäcke, sowie die Blockwinden in Schneidemühlen zum Heranziehen der Holzstämme einzurichten. Auch die in Thl. III, 1, §. 170 angegebene Stuhlwinde der Mahlmühlen zeigt den Betrieb durch einen direct auf eine Scheibe der Trommel laufenden Riemen. Es ist auch an dieser Stelle angegeben, in welcher Weise dabei das Bremsen der Winde behufs gleichmäßigen Niederlassens der Last geschieht. Im Allgemeinen sind bei solchen Winden, mittelst deren nur ein Heben, aber kein Niederlassen von Lasten bezweckt wird, Bremsvorrichtungen nicht gebräuchlich, auch pflegt man solche Winden durch die Betriebskraft nicht im umgekehrten Sinne zu bewegen, um den Lasthaken wieder herabzulassen, sondern man bewirkt das Letztere entweder durch ein mit dem Haken verbundenes kleines Gegengewicht oder auch durch directes Ziehen an der Kette. Ueber die in Fabriken häufig vorkommenden Hebevorrichtungen mit Vorwärts- und Rückwärtsbewegung wird ein Näheres unter Aufzügen angeführt werden.

Man hat auch Winden mit besonderen kleinen Dampfmaschinen verbunden, Dampfwinden, in solchen Fällen, wo eine besondere Betriebsmaschine nicht zur Verfügung steht, es aber darauf ankommt, in kurzer Zeit größere Hebungseffekte zu erzielen. Dieser Fall liegt namentlich vor beim Ent- und Beladen von Schiffen, so daß hierfür die Dampfwinden vielfach in Gebrauch sind. Derartige Dampfwinden sind in der Regel nur mit kleinen Dampfmaschinen von drei bis vier Pferdekraft versehen, für welche eine thunlichst einfache Construction gewählt wird, da es bei dem nur zeitweiligen Betriebe weniger auf vorzügliche Ausnutzung des Brennmaterials, als vielmehr auf Einfachheit der Construction und Sicherheit des Betriebes

ankommt. Man läßt daher diese Maschinen niemals mit Condensation und nur selten mit Expansion oder doch nur soweit damit arbeiten, als man letztere etwa durch den gewöhnlichen Muschelschieber erreichen kann. Immer aber sind solche Maschinen mit einer Umsteuerung zu versehen, da diese Winden ebenso häufig zum Heben wie zum Senken gebraucht werden. Die Möglichkeit einer leichten und sicheren Umsteuerbarkeit ist der Grund, warum man diese Maschinen trotz ihrer Kleinheit gern mit zwei Cylindern versieht, deren Kurbeln unter rechtem Winkel zu einander stehen, so daß ein Schwungrad entbehrlich wird, und die Bewegung in jeder Stellung der Maschine leicht umgekehrt werden kann. Für solche Zwecke empfehlen sich besonders die oscillirenden Dampfmaschinen wegen ihrer verhältnißmäßigen Einfachheit und der niedrigen Höhe, in welcher solche Maschinen auszuführen sind.

Derartige Dampfwinden werden fast immer mit einem einfachen Vorgelege ausgeführt, so daß die Kurbelwelle mit dem auf ihr befindlichen Triebade in ein größeres auf der Trommel angebrachtes Zahnrad eingreift. Die Anwendung eines doppelten Vorgeleges ist deswegen für die gewöhnlichen Lasten nicht erforderlich, weil der Druck des Dampfes auf die Kolben an sich weit größer ist, als die von den Arbeitern beim Handbetrieb auf die Kurbeln auszuübende Kraft. In Folge dessen wird die Kette von der Windetrommel auch mit größerer Geschwindigkeit angezogen, als bei Handwinden, deren Hebegeschwindigkeit wegen der geringeren Betriebskraft natürlich nur klein sein kann. Die Geschwindigkeit, mit welcher die zu hebende Last aufgewunden wird, ergibt sich in allen Fällen von selbst aus der disponibeln Betriebskraft. Ist nämlich unter  $L$  die von derselben per Secunde auszuübende Leistung in Meterkilogrammen verstanden, so folgt bei einem Wirkungsgrade  $\eta$  der Winde die höchstens erreichbare Geschwindigkeit  $v$  der Last  $Q$  durch die Beziehung

$$\eta L = Qv.$$

Wenn z. B. vier Arbeiter mit einem Drucke von je 12 kg und einer Geschwindigkeit von 0,8 m an den Kurbeln arbeiten, so können dieselben bei einem Wirkungsgrade der Winde von  $\eta = 0,75$  eine Last von 2000 kg höchstens mit einer Geschwindigkeit von

$$v = \frac{0,75 \cdot 4 \cdot 12 \cdot 0,8}{2000} = 0,014 \text{ m}$$

in der Secunde heben, und es muß dementsprechend die Umsetzung der Bewegung durch die Vorgelegsräder eingerichtet werden. Bei Anwendung einer Dampfmaschine von vier Pferdekraft ließe sich dagegen unter denselben Verhältnissen eine Geschwindigkeit der Hebung von

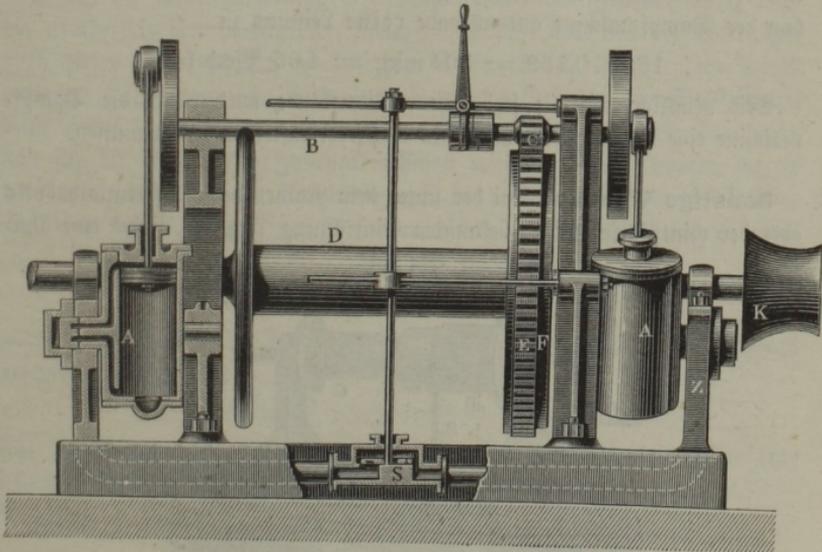
$$\frac{0,75 \cdot 4 \cdot 75}{2000} = 0,112 \text{ m}$$

erreichen.

Man geht bei Dampfwinden in der Regel nicht über 0,15 m mit der Geschwindigkeit der zu hebenden Last hinaus.

Eine Dampfwinde für Marinezwecke ist durch Fig. 47 \*) veranschaulicht. Die Kolben der beiden oscillirenden Dampfcylinder *A* bewegen die Trieb-

Fig. 47.



welle *B*, deren Triebrad *C* die Kettentrommel *D* durch das Zahnrad *E* in langsame Umdrehung versetzt. Mit dem Zahnrade *E* ist der Bremskranz *F* verbunden, dessen Band durch den Hebel in bekannter Art angespannt werden kann. Die Vertheilung des Dampfes geschieht dabei durch die schwingenden Zapfen *Z* der Cylinder und es ist die Umsteuerung der Maschine durch einen geeigneten Vertheilungsschieber *S* ermöglicht. Um die Windetrommel, wenn erforderlich, auch durch die Hand bewegen zu können, ist noch eine besondere in der Figur nicht angegebene Welle angeordnet, deren vierkantige Enden zur Aufnahme von Handkurbeln dienen. Bei einer Verschiebung dieser Welle in ihren Lagern kommt ein auf ihr befestigtes Trieb-  
rad zum Eingriffe mit dem Zahnrade *E*. Auf der Axe der Trommelwelle sind noch beiderseits Köpfe *K* aufgesteckt, um auch über diese nach Erfordern Seile schlingen zu können. Die Dampfcylinder haben bei 0,15 m Durchmesser 0,25 m Hub, und es macht die Kurbelwelle 100 Umdrehungen pro

\*) E. Oppermann, Portefeuille économique des Machines 1868, p. 18 und daraus Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre Bd. IV.

Minute. Da die Zähnezahlen zu 11 und 68 angenommen sind und der Trommeldurchmesser 0,20 m beträgt, so ergibt sich die Geschwindigkeit der Kette zu

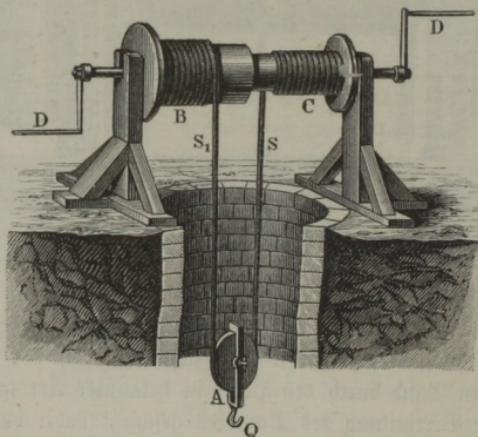
$$\frac{100}{60} \frac{11}{68} 0,200 \cdot 3,14 = 0,169 \text{ m,}$$

und die vermöge dieser Geschwindigkeit bei der maximalen Last von 1800 kg von der Dampfmaschine auszuübende reine Leistung zu

$$1800 \cdot 0,169 = 304 \text{ mkg} = 4,05 \text{ Pferdekraft.}$$

Mit Rücksicht auf die schädlichen Widerstände wird daher die Dampfmaschine eine Leistung von mehr als 5 Pferdekraften ausüben müssen.

- §. 13. **Sonstige Winden.** Bei der unter dem Namen des Differentialhaspels oder der chinesischen Winde bekannten Einrichtung, Fig. 48, findet eine äh-



liche Wirkung statt, wie bei dem oben besprochenen Differentialflaschenzuge. Die Last hängt hier wie dort an der losen Rolle A, deren Seil an beiden Enden mit der Trommel BC derart verbunden ist, daß beim Drehen der letzteren das eine Seil sich aufwickelt, das andere sich abwickelt. In Folge der Verschiedenheit der Trommeldurchmesser in B und C ist die Länge des aufgewickelten Seilstückes größer als die des abgewickelten, und es muß daher die Last mit einer von der Differenz der Trommeldurchmesser abhängigen Geschwindigkeit emporsteigen. Bezeichnet man wieder mit  $R$  den Halbmesser der stärkeren Trommel B und mit  $r$  denjenigen der dünneren Trommel C, so hat nach einer einmaligen Umdrehung der Trommel die herabhängende Seilschleife sich um die Länge  $2\pi(R - r)$  verkürzt, daher die Last mit der losen Rolle um die Hälfte dieser Größe  $\pi(R - r)$  erhoben worden

ist. Die an den Kurkeln  $D$  von der Länge  $l$  erforderliche Kraft würde daher, wenn Nebenhindernisse nicht vorhanden wären, durch

$$P_0 2 \pi l = Q \pi (R - r) \text{ zu } P_0 = Q \frac{R - r}{2l}$$

gefunden werden.

Durch die Nebenhindernisse der Seilsteifigkeit und Zapfenreibung wird die erforderliche Umdrehungskraft jedoch wesentlich erhöht und der Wirkungsgrad dieser Winde ähnlich wie bei dem Differentialflaschenzuge sehr herabgezogen. Bezeichnet man wieder mit  $\sigma$  den Coefficienten der Seilsteifigkeit beim Auf- oder Ablaufen des Seiles, und nimmt man für die Trommeln und für die Rolle einen gemeinschaftlichen mittleren Werth hierfür an, so hat man wieder für die Spannungen  $S$  in dem von  $C$  aus absteigenden Seilstücke und  $S_1$  in dem auf  $B$  sich aufwickelnden Seilende die Beziehung:

$$S_1 = S \left( 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r_1}{r} \right) = Sk \text{ (f. §. 8),}$$

wenn  $r_1$  den Halbmesser der losen Rolle und  $r$  denjenigen ihres Zapfens bedeutet. Ebenso ist

$$Q = S + S_1 = S(1 + k).$$

Für die Trommel  $BC$  hat man nun, unter  $r$  den Zapfenhalbmesser derselben verstanden, die Gleichung:

$$Pl + S(1 - \sigma)r = S_1(1 + \sigma)R + \varphi(P + S + S_1)r$$

oder

$$S = \frac{Q}{1 + k} \quad \text{und} \quad S_1 = \frac{k}{1 + k} Q$$

eingesetzt:

$$Pl + \frac{Q}{1 + k}(1 - \sigma)r = \frac{k}{1 + k} Q(1 + \sigma)R + \varphi(P + Q)r.$$

Hieraus folgt  $P$  durch

$$P(l - \varphi r) = Q \left( \frac{k}{1 + k}(1 + \sigma)R - \frac{1 - \sigma}{1 + k}r + \varphi r \right).$$

Der Wirkungsgrad einer solchen Windevorrichtung ist ein sehr geringer, und zwar bei einigermaßen starken Seilen noch kleiner, als bei dem Differentialflaschenzuge, wegen der geringeren Größe der Kettenreibung bei dem letzteren.

Nimmt man z. B. ein Seil von nur 20 mm Stärke und einen Rollenhalbmesser  $r_1 = 100$  mm, sowie den Halbmesser des Rollenzapfens  $r = 10$  mm an, so hat man

$$k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{r_1}{r} = 1 + 2 \cdot 0,018 \frac{20^2}{2 \cdot 100} + 2 \cdot 0,08 \frac{10}{100} = 1,088.$$

Ferner hat man für einen durchschnittlichen Halbmesser der Trommel von  $0,120\text{ m}$   $\sigma = 0,018 \frac{20^2}{2 \cdot 120} = 0,03$ . Wenn man daher  $R = 150\text{ mm}$ ,  $r = 120\text{ mm}$  und die Kurbellänge  $l = 0,40\text{ m}$  annimmt, so erhält man, bei einem Zapfenhalbmesser  $r = 20\text{ mm}$  der Trommel die Kurbelkraft  $P$  aus

$$P(400 - 0,08 \cdot 20) = Q \left( \frac{1,088}{2,088} 1,03 \cdot 150 - \frac{0,97}{2,088} 120 + 0,08 \cdot 20 \right)$$

zu

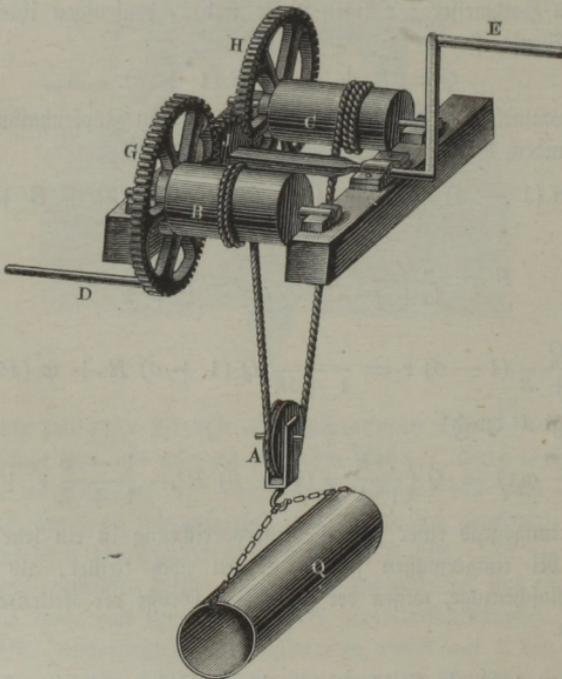
$$P = \frac{26,34}{398,4} Q = 0,0661 Q.$$

Ohne Nebenhindernisse hätte man dagegen nur

$$P_0 = \frac{150 - 120}{2 \cdot 400} Q = 0,0375 Q,$$

folglich ergibt sich der Wirkungsgrad  $\eta = \frac{0,0375}{0,0661} = 0,567$ , welcher Werth für eine größere Seilstärke und geringeren Unterschied zwischen den Trommelhalbmessern  $R$  und  $r$  noch beträchtlich kleiner ausfällt. Diese Winden können daher

Fig. 49.



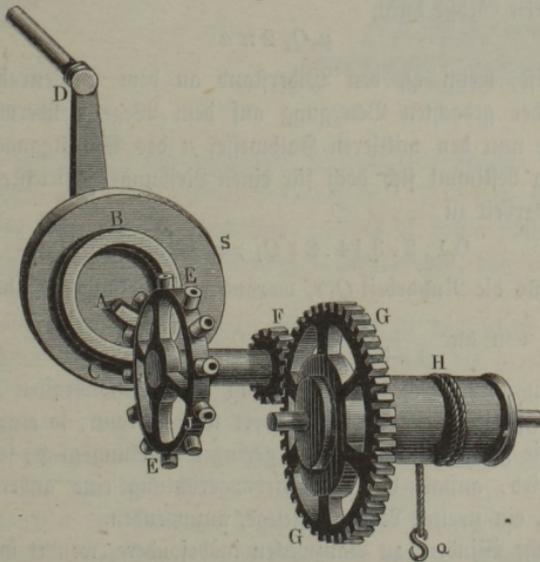
wegen ihres geringen Wirkungsgrades nur als sehr unvollkommene Hebevorrichtungen angesehen werden, um so mehr, als wegen der Differenzwirkung eine beträchtliche Seillänge erforderlich ist, zu deren Aufnahme wiederum die Windetrommel eine große Länge erhalten muß. Beispielsweise muß bei einer derartigen

Winde mit dem Verhältnisse der Trommelhalbmesser  $\frac{r}{R} = \frac{5}{4}$  für eine Subhöhe der Last gleich  $h$  eine Seillänge gleich  $5h$  auf die stärkere Trommel aufgewickelt werden.

Die im Vorstehenden angeführten Bemerkungen gelten auch für die in Fig. 49 dargestellte Differentialwinde mit Rädervorgelege, bei welcher die beiden Trommeln  $B$  und  $C$  von verschiedenen Halbmessern durch die Kurbelwelle und das Triebrad  $J$  gleichzeitig nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Als Widerstand der Kurbelwelle hat man hierbei die Differenz der Drucke anzusehen, mit welchen die beiden Seilspannungen  $S$  und  $S_1$  an dem Umfange des Triebrades  $J$  wirken. Eine nähere Berechnung dieser wenig empfehlenswerthen Windevorrichtung dürfte nach dem Vorstehenden überflüssig sein.

Ein eigenthümlicher Bewegungsmechanismus ist bei der Hebemaschine von Long\*), Fig. 50, zur Anwendung gebracht. Hierbei wird die mit dem

Fig. 50.



Triebade  $F$  in das Zahnrad  $G$  der Windetrommel  $H$  eingreifende Vorgelegswelle durch eine ebene Scheibe  $S$  auf der Kurbelwelle in Bewegung gesetzt, indem ein auf der Scheibe  $S$  angebrachter rippenförmig hervorragender Spiralgang  $ABC$  auf die mit Frictionsrollen versehenen Stifte  $E$  eines Rades  $J$  auf der Vorgelegswelle einwirkt. Man erkennt leicht, daß

\*) S. Civil Engineer and Architects Journal, July 1852 und daraus Dingler's Journal, Vd. CXXV.

bei einer vollen Umdrehung der Scheibe  $S$  der Spiralgang derselben das Stiftenrad  $J$  um eine Theilung umdreht, in ähnlicher Art, wie dies bei einem durch eine Schraube ohne Ende bewegten Schneckenrade auch der Fall ist. Die Kraftverhältnisse bestimmen sich daher in analoger Weise und man hat die theoretische Kraft an der Kurbel von der Länge  $l$  zu

$$P_0 = Q \frac{r}{l} \frac{r_1}{R_1} \frac{1}{n},$$

wenn  $r_1$  und  $R_1$  die Halbmesser der Zahnräder  $F$  und  $G$  sind,  $r$  denjenigen der Seiltrommel und  $n$  die Anzahl der Stifte  $E$  bedeutet. Die Reibung zieht indessen hier den Wirkungsgrad ebenso wie bei der Schraube ohne Ende wesentlich herab, wie man sich leicht überzeugt. Ist nämlich  $a$  der mittlere Halbmesser des Schneckenganges, welcher die Form einer archimedischen Spirale haben möge, deren radiales Ansteigen für eine Umdrehung gleich der Theilung  $s$  des Stiftenrades sein muß, so wird bei einer Umdrehung der Spiralscheibe eine Reibungsarbeit zwischen dieser und dem betreffenden Stifte verrichtet, deren Größe durch

$$\mu Q_1 2 \pi a$$

ausgedrückt ist, wenn  $Q_1$  den Widerstand an dem Stiftenrade bezeichnet, welcher bei der gedachten Bewegung auf dem Wege  $s$  überwunden wird. Nimmt man nun den mittleren Halbmesser  $a$  des Spiralganges auch nur zu  $2s$  an, so bestimmt sich doch für einen Reibungscoefficienten  $\mu = 0,1$  die Reibungsarbeit zu

$$0,1 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 2s Q_1 = 1,256 Q_1 s,$$

also größer als die Nutzarbeit  $Q_1 s$ , woraus ein Wirkungsgrad der Schnecken-  
scheibe allein von nur  $\frac{1}{1 + 1,256} = 0,443$  folgt.

Wenn nun auch durch die Anwendung der Frictionsrollen  $E$  jene Reibung etwa auf die Hälfte herabgemindert werden kann, so ergibt sich doch immer für die ganze Winde ein nur geringer Wirkungsgrad, so daß es sich empfehlen wird, anstatt dieser Betriebsvorrichtung eine andere wirkungsvollere, z. B. ein zweites Rädervorgelege, anzuwenden.

Für einfache Winden, zu Bauzwecken insbesondere, wendet man zuweilen auch zur Umdrehung der Windetrommel einen Hebel  $AC$ , Fig. 51, mit einer Schaltflanke  $B$  an, welche in das auf der Trommel befestigte Sperrrad  $C$  eingreift, so daß die Hebung der Last beim Niedergehen des Hebels  $AC$  bewirkt wird, während der am Gestelle drehbar befestigte Sperrkegel  $D$  das Zurücksinken der Last hindert. Die Vortheile dieser Vorrichtungen bestehen außer in ihrer vergleichsweise Einfachheit und daher Wirkungsfähigkeit besonders darin, daß man in der Länge des Hebels  $CA$  weniger beschränkt ist, als in den Halbmessern der Räder und Kurbeln, und daß man

den Hebelarm der Kraft den verschiedenen Lasten entsprechend immer passend wählen kann. Ein Nachtheil dagegen ist die intermittirende Bewegung.

Wenn die Hubhöhe einer Winde bedeutend ist, so muß die Trommel, um die aufzuwindende Seillänge aufzunehmen, große Dimensionen erhalten. Man hat daher in solchen Fällen die Einrichtung so getroffen, daß das Seil nur in wenigen Windungen um die Windetrommel geschlungen wird, ohne daß es mit derselben fest verbunden ist. Vielmehr wickelt sich das hintere freie Ende des Seiles bei der Umdrehung der Trommel um ebenso viel von der-

Fig. 51.

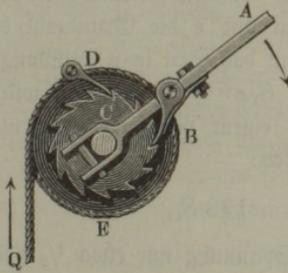
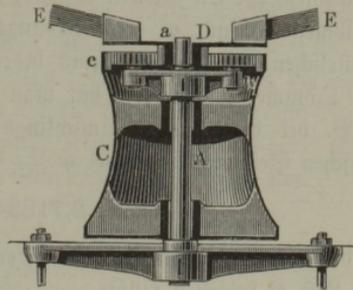


Fig. 52.



selben ab, als das Lastseil sich aufwickelt, so daß stets dieselbe Anzahl von Seilumwindungen auf der Trommel befindlich ist. Das freie Seilende hat hierbei nur eine sehr geringe Spannung, und es ist daher nöthig, auf der Trommel wenigstens so viel Seilwindungen anzubringen, daß ein Rutschen des Seiles nicht möglich ist.

Eine der einfachsten Vorrichtungen dieser Art ist das schon in III, 1, §. 48 besprochene Gangspinn, Fig. 52, bei welchem die verticale Trommel C zur Aufnahme mehrerer Seilwindungen dient, und dadurch in Umdrehung gesetzt wird, daß mittelst der Speichen oder Spaaken E der Deckel D mit dem Triebade a gedreht wird, welches in die beiden Zwischenräder b eingreift. Da diese Räder b, welche ihrerseits mit dem innerlich verzahnten Kranze c der Trommel C im Eingriffe stehen, fest mit der unbeweglichen Ase A verbunden sind, so wirken sie nur als Wechselräder, und es wird, wie schon an der gedachten Stelle angegeben ist, eine ganze Dre-

hung des Deckels eine solche der Trommel im Betrage  $\frac{a}{c}$  hervorrufen. Sind, wie dies meist der Fall ist, die Räder a und b von gleicher Größe, so ist  $c = 3a$ , daher die betreffende Einrichtung wie ein Vorgelege wirkt, dessen Umsehungsverhältniß gleich  $\frac{1}{3}$  ist. Man pflegt übrigens die Trommel C noch mit Einschnitten für die Spaaken zu versehen, um durch letztere eine directe Umdrehung der Trommel zu bewirken, wenn der Widerstand geringer

ist. Eine Rückdrehung der Trommel unter Einfluß der Last hindert man durch einen mit dem unteren Trommelrande verbundenen Sperrriegel, welcher sich gegen feste Knaggen der Grundplatte  $G$  stemmt. Durch die ausgehöhlte Form der Trommel ist Sorge getragen, daß die sich auf dieselbe legenden Windungen stetig nach der Mitte hin rutschen, während durch einen Arbeiter das ablaufende Seilende fortgezogen wird. Kennt man  $S_1$  die Spannung dieses freien Seilendes, so kann die Spannung des Lastseiles  $S$  nach Thl. I, §. 199 den Werth

$$S = S_1 e^{\varphi \gamma}$$

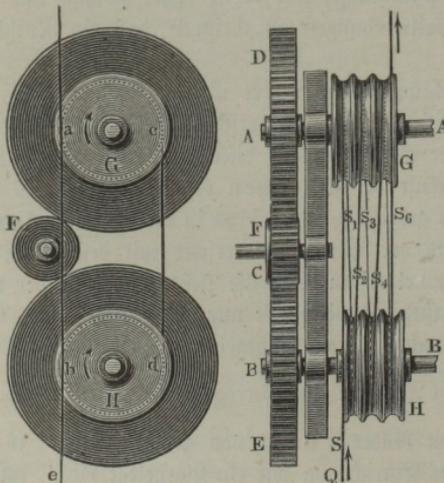
annehmen, ehe ein Gleiten eintritt, wenn  $\gamma$  den umschlungenen Bogen vom Halbmesser Eins,  $\varphi$  den Reibungscoefficienten und  $e$  die Grundzahl des natürlichen Logarithmensystems bedeutet. Wenn das Seil in  $n$  Windungen die Trommel umgiebt, so hat man also  $S = S_1 e^{\varphi n 2\pi}$ , und man würde z. B. bei drei ganzen Umschlingungen und einem Reibungscoefficienten zwischen Seil und Trommel  $\varphi = 0,28$  erhalten:

$$S = S_1 2,7183^{0,28 \cdot 3 \cdot 6,28} = 198 S_1,$$

so daß die dem freien Seilende zu ertheilende Spannung nur etwa  $\frac{1}{2}$  Proc. der Last  $Q$  betragen müßte.

Um die Verschiebung der einzelnen Seilwindungen auf der Trommel zu vermeiden, ohne welche Verschiebung das Seil von der Trommel abfallen

Fig. 53.



müßte, hat man auch die Einrichtung so getroffen, daß das Seil abwechselnd über zwei Rollen oder Trommeln  $G$  und  $H$ , Fig. 53, mit eingedrehten Ringnuthen geführt wird, so daß jede Nuth in dem halben Umfange umschlungen wird. Das die Last  $Q$  tragende Seil läuft bei  $a$  auf die Rolle  $G$  in der ersten Seilrinne, verläßt diese bei  $c$ , um die erste Rinne der Rolle  $H$  in der äußeren Hälfte  $ab$  zu umfassen, läuft dann wieder bei  $a$  in der zweiten Seil-

rinne auf die Rolle  $G$  u. s. f., um schließlich bei  $b$  die letzte Rinne der Rolle  $H$  zu verlassen. Die öftere Umführung des Seiles um die Rollen hat auch

hier den Zweck, einem Rutschen vorzubeugen, und es gilt auch hier die allgemeine Beziehung  $S = S_1 e^{\varphi \gamma}$ , wenn  $\gamma$  die Summe aller umspannten Bögen beider Rollen bedeutet. Bezeichnet hier  $n$  die Anzahl der einzelnen je zur Hälfte umspannten Rinnen, wo  $n$  beliebig eine gerade oder ungerade Zahl sein kann, so ist  $\gamma = n\pi$  zu setzen. Um die Last aufzuwinden, hat man die beiden Trommeln  $G$  und  $H$  in derselben Richtung mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit umzudrehen, was dadurch geschieht, daß die Betriebswelle  $C$  mittelst des Triebrades  $F$  gleichzeitig die beiden auf den Trommeln befestigten gleichen Zahnräder  $D$  und  $E$  umdreht.

Um das Verhältniß der Kraft zur Last für die vorliegende Winde zu ermitteln, sei  $S = Q$  die Spannung in dem Lastseile  $ae$ ,  $S_1$  diejenige in dem von  $G$  ablaufenden und auf  $H$  auflaufenden Seile  $cd$ , ebenso  $S_2$  die Spannung in dem zweiten auf  $G$  auflaufenden Seile  $ba$  u. s. w., so daß  $S_n$  die Spannung des freien Seilendes bedeutet, wenn im Ganzen auf beiden Rollen zusammen  $n$  halbe Umfänge von dem Seile umschlungen sind. Man hat dann für den Grenzfall des Gleitens der Seile

$$S = S_1 e^{\varphi \pi} = S_2 e^{2\varphi \pi} = S_3 e^{3\varphi \pi} = \dots S_n e^{n\varphi \pi}.$$

Denkt man sich nun die beiden Trommeln von dem Halbmesser  $r$  einmal in dem Sinne der Pfeile herumgedreht, so ist ein Widerstand  $S = Q$  auf dem Wege  $2\pi r$  überwunden worden, und zwar ist bei dieser Bewegung die Triebkraft  $P$  durch die am Umfange der Trommel  $H$  wirkende Spannung  $S_n$  des freien Seilendes  $bf$  unterstützt worden. Die Spannungen  $S_1, S_2, S_3 \dots S_{n-1}$  der zwischen den Trommeln ausgespannten Seile haben, abgesehen von Steifigkeitswiderständen und Zapfenreibungen, Arbeit weder verrichtet noch verbraucht, da jede solche Spannung auf die eine Trommel gerade so stark fördernd wie auf die andere hindernd eingewirkt hat. Wenn man von den Nebenhindernissen absieht, so erhält man die theoretische Kraft  $P_0$  am Umfange der Trommeln zu  $P_0 = S$ . Um die effective Kraft  $P$  am Umfange der Seiltrommeln zu finden, sei wieder  $\sigma$  der Steifigkeitscoefficient und  $r$  der Halbmesser der Zapfen. Den Zapfendruck erhält man dann für die Axe  $A$  zu

$$Z = S + S_1 + S_2 + S_3 + \dots S_{n-1}$$

und für die Axe  $B$

$$Z_1 = S_1 + S_2 + S_3 + \dots S_n.$$

Nimmt man nun an, daß die Spannung  $S_n$  des freien Seilendes nicht unnöthig groß sei, sondern nur den zur Vermeidung des Rutschens erforderlichen Betrag habe, so daß, wie oben angegeben,  $S = S_n e^{n\varphi \pi}$  oder  $S_n = S e^{-n\varphi \pi}$  ist, so findet man

$$\begin{aligned} Z &= S (1 + e^{-\varphi\pi} + e^{-2\varphi\pi} + e^{-3\varphi\pi} + \dots e^{-(n-1)\varphi\pi}) \\ &= S \frac{e^{-n\varphi\pi} - 1}{e^{-\varphi\pi} - 1} = Q \frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}} \end{aligned}$$

und

$$\begin{aligned} Z_1 &= S (e^{-\varphi\pi} + e^{-2\varphi\pi} + e^{-3\varphi\pi} + \dots e^{-n\varphi\pi}) \\ &= S e^{-\varphi\pi} \frac{e^{-n\varphi\pi} - 1}{e^{-\varphi\pi} - 1} = Q e^{-\varphi\pi} \frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}} = Z e^{-\varphi\pi}. \end{aligned}$$

Ebenso hat man die Steifigkeitswiderstände an der Rolle  $G$  zu

$$U = \sigma (S + S_1 + S_2 + \dots S_{n-1}) = \sigma Z = \sigma Q \frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}$$

und an der Rolle  $H$  zu

$$U_1 = \sigma (S_1 + S_2 + S_3 + \dots S_n) = \sigma Z_1 = \sigma e^{-\varphi\pi} \frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}.$$

Man findet folglich die Kraft am Umfange der Trommeln  $P$  aus der Gleichung:

$$Pr = (S - S_n)r + \sigma(Z + Z_1)r + \varphi(Z + Z_1 + P)r,$$

oder mit obigen Werthen von  $Z$  und  $Z_1$ :

$$P(r - \varphi r) = Q(1 - e^{-n\varphi\pi})r + (\sigma r + \varphi r)Q(1 + e^{-\varphi\pi}) \frac{1 - e^{-n\varphi\pi}}{1 - e^{-\varphi\pi}}.$$

Hieraus ergibt sich  $P$  und aus  $P_0 = Q$  erhält man den Wirkungsgrad  $\eta = \frac{P_0}{P}$ . Aus der am Umfange der Rollen nöthigen Kraft  $P$  findet sich weiter in der bekannten Art die Kraft  $P_1$  an einem Hebelarme  $R_1$  der Kurbelaxe  $C$ , wenn man die Zahnreibung der Räder  $CF$  und  $AD$  bezw.  $BE$ , sowie die Zapfenreibung der Axc  $C$  berücksichtigt. Ein Beispiel wird dies am besten erläutern.

Beispiel. Wenn bei einer Winde nach Art der in Fig. 53 dargestellten das Seil jede der Seilrollen dreimal in der halben Peripherie umfängt, wie groß ist die für eine Belastung von 300 kg erforderliche Kraft  $P$  an einer Kurbel von 0,36 m Länge, wenn der Halbmesser  $r$  der Seilrollen 0,10 m, und das Verhältniß der Zahnräder gleich 0,2 ist?

Hier ist  $n = 6$ , nimmt man  $\mu = 0,28$ , so erhält man

$$e^{-0,28 \cdot 3,14} = 0,4152$$

und

$$e^{-6 \cdot 0,28 \cdot 3,14} = 0,00512,$$

daher ergibt sich die Spannung des freien Seilendes zu

$$S_6 = 300 \cdot 0,00512 = 1,54 \text{ kg.}$$

Setzt man eine Seilstärke von  $\delta = 1,13 \sqrt{300} = 20 \text{ mm}$  voraus, so erhält man nach der Cytelwein'schen Formel:

$$\sigma = 0,018 \frac{d^2}{2r} = 0,018 \frac{400}{2 \cdot 100} = 0,036,$$

und für einen Zapfenhalbmesser  $r = 15$  mm wird

$$\varphi \frac{r}{r} = 0,08 \frac{15}{100} = 0,012.$$

Man hat daher

$$P(1 - 0,012) = Q(1 - 0,0051) + (0,036 + 0,012) Q(1 + 0,415) \frac{1 - 0,0051}{1 - 0,415}$$

$$= Q(0,9949 + 0,1155),$$

woraus

$$P = \frac{1,1104}{0,988} Q = 1,124 Q = 337,2 \text{ kg folgt.}$$

Da ohne Nebenhindernisse  $P_0 = Q$  wäre, so folgt der Wirkungsgrad der beiden Seilrollen

$$\eta_1 = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1,124} = 0,889.$$

Nimmt man noch für das Zahnradvorgelege nach §. 3 einen Wirkungsgrad  $\eta_2 = 0,94$  an, so bestimmt sich die Kraft an der Kurbel zu

$$P_1 = \frac{1}{0,94} \frac{100}{360} 0,2 \cdot 337,2 = 19,95 \text{ kg.}$$

Der Wirkungsgrad der ganzen Winde ergibt sich dann zu

$$\eta = 0,889 \cdot 0,94 = 0,836.$$

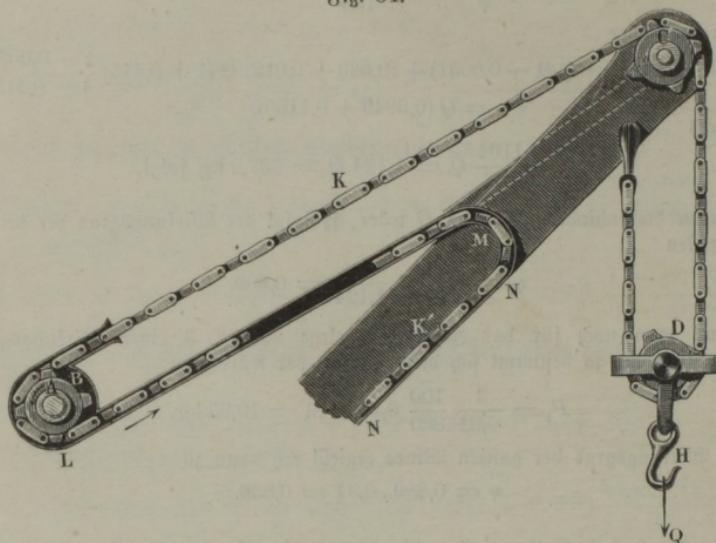
Um auch bei Kettenwinden die Trommel zu umgehen, hat man verschiedene Anordnungen getroffen. Dieselben kommen im Allgemeinen darauf hinaus, daß die Kette einfach über eine Rolle oder ein kleines Rad geführt wird, dessen Umfang entweder mit Zähnen bezw. Hervorragungen oder Vertiefungen versehen ist, welche ähnlich wie beim Differentialflaschenzuge ein Gleiten der Kette verhindern, oder daß das Kettenrad die Form eines Prismas erhält, auf dessen Seiten sich die einzelnen Kettenglieder auflegen.

Ein Kettenrad mit Verwendung einer Gall'schen Laschenkette ist unter Anderem bei dem von C. Neustadt\*) konstruirten Krahn zur Anwendung gekommen. Hierbei ist die Kettentrommel durch ein auf der Axe  $A$ , Fig. 54 (a. f. S.), befestigtes Kettenrad  $B$  ersetzt, in dessen Zahnücken sich die Bolzen der Gall'schen Gliederkette  $K$  einlegen, welche letztere nach Umführung über die feste Rolle  $C$  in dem Schnabel des Krahns die Last an dem Haken  $H$  der losen Rolle  $D$  trägt. Um dabei das freie Kettenstück  $K'$  aufzunehmen, und etwaige Verwirrung der Glieder desselben zu vermeiden, ist dieses Kettenstück in ein röhrenförmiges Magazin  $LMN$  geleitet, in welchem es sich unter dem Einflusse des von dem Triebrade  $B$  ausgeübten Druckes verschiebt. Letzteres ist deshalb möglich, weil das aufsteigende

\*) Armengaud, Public. industr. Vol. XII et XIV.

Kettenstück durch die umschließende Röhre  $LM$  vor einer Ausbiegung gesichert ist und dasselbe außerdem durch das Eigengewicht des auf der Bahn  $NN$  herabgehenden Kettenstückes angezogen wird. Allerdings werden mit

Fig. 54.



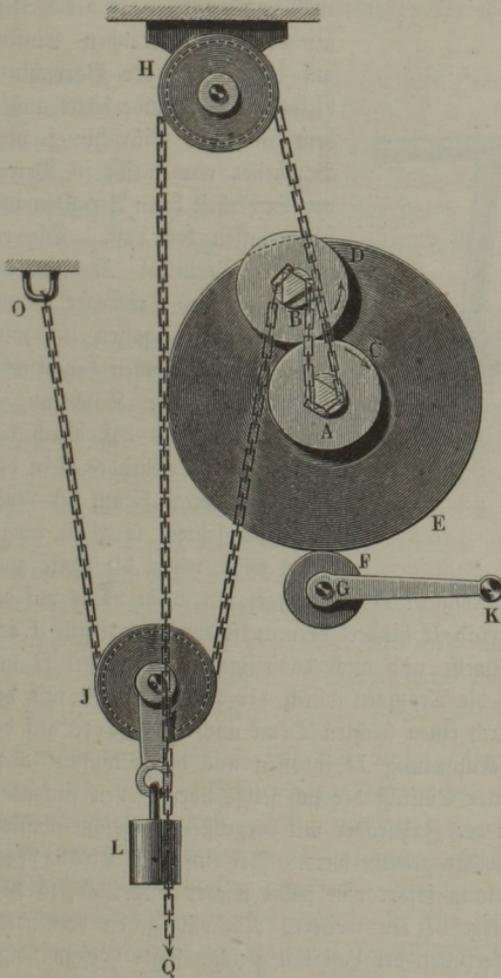
dieser Einrichtung zahlreiche Reibungswiderstände an den gleitenden Kettenbolzen hervorgerufen, welcher Umstand, verbunden mit dem allen Kettengetrieben anhaftenden Uebelstande einer allmäligen Ausdehnung der Gliederlänge, wohl die Hauptursache ist, daß diese Construction wenig in Aufnahme gekommen ist. Die Nebenhindernisse, welche hier beim Auf- und Abwickeln der Kette eintreten, kann man etwa in derselben Weise berechnen, wie die Zahnreibung zwischen einer Zahnstange und ihrem Triebrade.

Bei der Winde von Vernier\*) wird die Kette, an welcher die Last  $Q$  hängt, nach ihrer Umführung um die feste Leitrolle  $H$ , Fig. 55, um zwei Wellen  $A$  und  $B$  geführt, welche an den Auflaufstellen der Kette dreieckig im Querschnitte gestaltet sind. Hierdurch wird ein Rutschen der Kette unmöglich gemacht, und es geschieht die Hebung der Last, indem die beiden Aufrollwellen  $A$  und  $B$  mit gleicher Geschwindigkeit nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Um dies zu erreichen, sind diese Wellen mit gleichen Zahnrädern  $C$  und  $D$  versehen, welche in einander eingreifen. Die Umdrehung wird durch die Kurbelwelle  $GK$  nur der einen Ruß  $A$  mit

\*) S. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV, S. 402.

Hülse der Vorgelegsräder *EF* ertheilt. Das freie Ende der Kette könnte zwar von der oberen Nuß *B* einfach herabhängen, doch hat man, um eine

Fig. 55.



immer gleichmäßige Kettenspannung zu erhalten und einer Verwickelung der Ketten vorzubeugen, die Anordnung so getroffen, daß die bei *O* befestigte Kette in ihrer herabhängenden Schleife eine lose Rolle *I* mit einem kleinen Spannungsgewichte *L* aufnimmt.

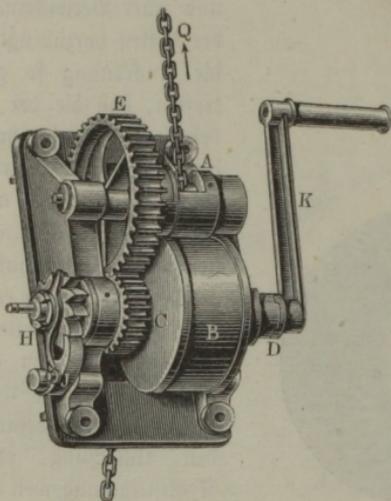
Bei dieser Winde entfällt zwar die Kettentrommel und man erreicht gleichzeitig den Vortheil einer bedeutenden Umsezung oder Kraftsteigerung, weil die Last nur den geringen Halbmesser der Kettennuß zum Hebelarme hat; jedenfalls wird aber auch gerade wegen dieses kleinen Halbmessers die Kettenreibung eine beträchtliche und der Verschleiß der Kette ein großer sein. Letzterer Uebelstand dürfte hier um so mehr ins Gewicht fallen, als der Betrieb nur so lange ohne Stö-

rung vor sich gehen kann, als die Kettenglieder ihre gleich große und richtige Länge bewahren.

Die letztere Bedingung einer vollkommen gleichen Länge der Kettenglieder, welche beiläufig auf die Dauer kaum mit Sicherheit zu erreichen sein dürfte, ist weniger von Bedeutung bei der Winde von Stauffer. Bei derselben ist zwar ebenfalls eine Kettennuß *A*, Fig. 56 (a. f. S.), mit Vertiefungen für die Kettenglieder zur Anwendung gebracht; da aber die Kette nicht um

diese Ruß herumgeführt, sondern nur zwischen derselben und der Trommel *B* hindurchgezogen wird, so werden von der Ruß nur wenige Kettenglieder

Fig. 56.



gleichzeitig erfaßt, so daß eine mäßige Verlängerung der Kettenglieder ohne störenden Einfluß auf den Gang der Vorrichtung bleibt. Diese Winde bietet außerdem in ihrer Einrichtung viele Vortheile, namentlich in Betreff der Sicherheit beim Anhalten und Niederlassen der Last. Die erwähnte Trommel *B* nämlich, welche mit dem Triebrade *C* aus einem Stücke gegossen ist, wird beim Vorwärtsdrehen der Kurbel *K* vermittelst einer Kuppelung *D* mitgenommen, so daß durch den Eingriff des Triebrades *C* in das größere Zahnrad *E* auf der Rußwelle die letztere langsam umgedreht wird, wobei die Kette zwi-

schen der Ruß *A* und der Trommel *B* hindurchgezogen wird. Das auf der Kurbelwelle befestigte Sperrrad *H* hindert vermittelst des Sperrkegels *J* das Rückwärtsgehen der Kurbelwelle und auch dasjenige der Trommel *B* mit dem Getriebe *C*, so lange die Trommel durch die Kuppelung *D* mit der Kurbel verbunden ist. Durch einen leichten Druck nach rückwärts auf die Kurbel wird die gedachte Kuppelung *D* indessen aus der Trommel ausgerückt, so daß nunmehr unter Einfluß der sich selbst überlassenen sinkenden Last *Q* die Trommel wegen der Zahnräder mit vergrößerter Geschwindigkeit lose auf der Kurbelaxe rückwärts gedreht wird. Bei einfachem Loslassen der Kurbel wird die Kuppelung sofort von selbst wieder eingerückt, so daß nunmehr durch den Sperrkegel *J* ein weiteres Rückwärtsgehen verhindert ist. Damit ferner das Niedersinken der Last mit gleichmäßiger Geschwindigkeit geschehe, wird ein künstlicher Bremswiderstand durch die Drehung der Trommel selbst in folgender Art hervorgerufen. In der Trommel sind mehrere Sektoren von Blei derartig angebracht, daß sie, an der Rotation Theil nehmend, durch die hierbei erlangte Centrifugalkraft nach außen getrieben, den erforderlichen Bremswiderstand hervorbringen, welcher, da er mit der Geschwindigkeit zunimmt, alsbald eine solche Größe erreicht, bei welcher ein Beschleunigen durch die sinkende Last nicht mehr herbeigeführt wird. Um beim plötzlichen Anhalten durch Loslassen der Kurbel Stoß-

wirkungen thunlichst zu vermeiden, ist die Kuppelung mit einer gewissen Elasticität begabt. Eine besonders große Sicherheit ist dieser Winde deswegen zuzuerkennen, weil das gänzliche Anhalten hierbei keinerlei Operation des Arbeiters, sondern nur das Loslassen der Kurbel erheischt.

**Aufzüge.** Die Aufzüge werden zum Heben von Baustücken, Waaren §. 14. oder Gütern, Getreide, Kohlen, Erzen u. s. w. angewendet und danach als Bau-, Waaren- oder Güteraufzüge, Kohlen- und Erz- oder sogenannte Sichtaufzüge bezeichnet. Man kann zwei Aufzugssysteme unterscheiden, bei dem einen wird die Last durch eine Kette ohne Ende ununterbrochen aufgezogen, bei dem anderen kommt ein Seil oder eine Kette zur Verwendung, so daß die Last wie bei den oben betrachteten Winden am freien Seil- oder Kettenende hängt. Bei den Aufzügen mit Kette ohne Ende ist die Kette entweder mit besonderen Aufziehschlägen zur Aufnahme der Last versehen, oder sie erhält Haken, womit sie die emporzuhebende Last oder das Gefäß, in welchem dieselbe enthalten ist, ergreift. In beiden Fällen wird das Fortlaufen der Ketten und das Emporsteigen der Last durch Umdrehung der Welle bewirkt, auf welcher das eine Rad oder das eine Räderpaar festsetzt, um welches die Kette ohne Ende sich legt. Aufzüge, welche die Last durch ein Seil mit Ende emporheben, arbeiten entweder mit einer Trommel, auf welche sich das Seil während des Aufsteigens der Last aufwickelt, oder mit einem Kolben, welcher durch den Druck des Dampfes oder Wassers in Bewegung gesetzt wird und dabei das Seil mit sich fortzieht. Die Umdrehung der Trommel kann entweder durch die Kraft der Menschen oder die des Wassers, Dampfes u. s. w. bewirkt werden.

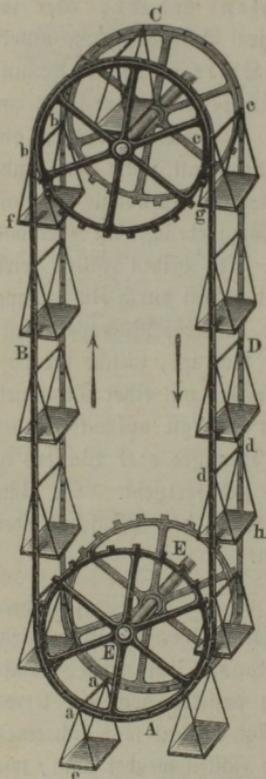
In den meisten Fällen sind diese Aufzüge nur mit einem Ziehseile versehen, und es ist deshalb nöthig, daß dasselbe wieder herabgelassen wird, bevor es eine neue Last erfassen und emporheben kann. Um dieses Zurückgehen des Ziehseiles zu reguliren, zumal, wenn dasselbe noch ein leeres Gefäß oder eine Schale zur Aufnahme der Last trägt, bedient man sich eines Gegengewichtes oder einer Bremse. In selteneren Fällen wendet man, wie bei der im Folgenden abzuhandelnden Schachtförderung zwei Zugseile mit zwei Gefäßen an, so daß immer während des Aufsteigens der Last das leere Gefäß niebersinken kann. Um die rückgängige Bewegung der Aufzüge hervorzubringen, hat man Aus- und Einrückzeuge anzubringen, wie dieselben aus Thl. III, 1 bekannt sind.

Hat man es mit einer lockeren Fördermasse zu thun, so kann man auch den Aufzug in einer Eimer- oder Becherkette bestehen lassen. Es gehören hierher die sogenannten Elevatoren, welche zum Emporheben des Getreides oder Mehles in Mühlen angewendet werden, und in gewissem Grade auch

die sogenannten Baggermaschinen zum Ausbaggern oder Reinigen der Flußbetten und Häfen von Sand, Schlamm u. s. w.

Ein Sichtaufzug mit Kette ohne Ende ist in Fig. 57 abgebildet. A und C sind zwei Paar mindestens 2 m hohe Eisenscheiben mit keilförmigen Zähnen, und ABCD sind zwei um beide Scheibenpaare gelegte schmiedeeiserne Lascfenketten, zwischen deren Glieder die Zähne der Scheiben greifen, so daß diese Ketten von den umlaufenden Scheiben mitgenommen werden. Die beiden Ketten sind in gewissen Abständen durch schmiedeeiserne Bolzen *aa, bb, cc, . . .* mit einander verbunden, an welchen die Aufziehschalen *e, f, g, h* u. s. w. hängen, die zur Aufnahme der Lasten oder der die Erze enthaltenden Aufziehgefäße dienen. Die Welle *EE* des unteren Scheibenpaares wird mittelst eines Räderwerkes durch ein Wasserrad oder eine Dampfmaschine langsam umgedreht, so daß die Ketten eine kleine Geschwindigkeit von etwa 0,15 m annehmen. Wird die Last, z. B. ein Erzkasten, auf die emporsteigende Schale *e* gestellt, so steigt dieselbe allmählig empor, und ist diese Schale oben, z. B. in *f*, angelangt, so kann man diese Last wieder von dem Aufzuge abheben. Nachdem man das Gefäß ausgeleert hat, setzt man es wieder auf eine Aufziehschale, welche nun mit demselben auf der anderen Seite des Aufzuges herabsinkt, so daß es unten vom Aufzuge abgenommen und von Neuem gefüllt werden kann. Uebrigens ist es mit keinem wesentlichen Nachtheil verbunden, wenn das Abheben eines gefüllten oder leeren Gefäßes einmal aus Versehen unterblieben ist; ein solches macht dann noch einen Umlauf mehr, er-

Fig. 57.



fordert dabei aber weiter keinen Arbeitsaufwand, da es beim darauf folgenden Sinken fast eben so viel Arbeit verrichtet, als es beim nächstfolgenden Steigen beansprucht.

Man kann auch die Aufziehschalen ganz entbehren, wenn man die Ketten ohne Ende mit Bolzen oder Haken versieht, womit sie die Last oder das Gefäß, welches dieselbe enthält, ergreifen.

Bei dem in Fig. 58 nur theilweise abgebildeten Sichtaufzuge besteht das aufzuziehende Gefäß in einem Hund oder Wagen A, dessen Seitenwände

Fig. 58.

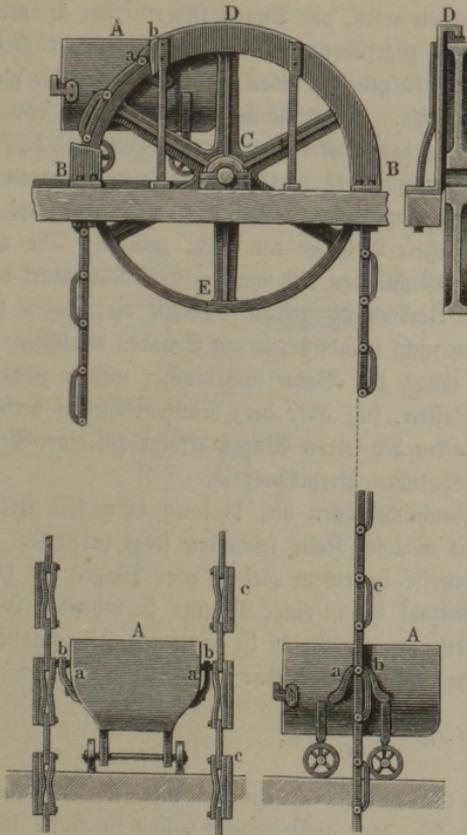
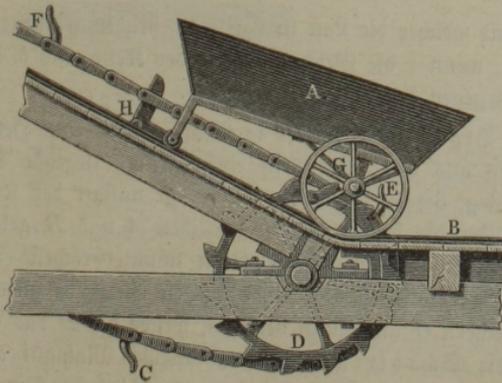


Fig. 59.



mit Haken *aa* ausgerüstet sind, die von den Bolzen *bb* der Aufzicketten ergriffen werden und sich erst davon wieder losmachen, wenn der Wagen oben angekommen ist. Diese Wagen werden auf einer Schienenbahn unten zugeführt und auf eine solche oben abgesetzt. Die obere Schienenbahn erhält so viel Gefälle, daß sich die Wagen durch ihre eigene Schwere von dem Aufzuge entfernen und der Sicht zulaufen. Die ausgeleerten Wagen werden auf einer zweiten Bahn wieder niedergelassen. Damit die Ketten durch die excentrisch wirkende Wagenlast nicht schief oder gar von den Scheiben herabgezogen werden, sind sie noch mit besonderen Gliedern *cc* versehen, und die Scheiben *CE* an den Stellen, wo die Ketten aufstiegen, mit festen rinnenförmigen Leitungen *BDB* für diese Glieder umgeben. Die Einrichtung eines Sichtaufzuges mit endloser Kette und gegen den Horizont geneigter Bahn ist aus Fig. 59 zu ersehen, welche den

unteren Theil desselben, und zumal die Art und Weise wie der Wagen von den Haken an der Kette ergriffen wird, vor Augen führt. Der Wagen  $A$  wird auf der Schienenbahn  $B$  zugeführt und die endlose Kette  $CDEF$  über eine Rolle oder Scheibe  $DE$  geleitet, deren Zähne zwischen die gabelförmigen Glieder der Kette greifen. In Abständen von etwa 3 m von einander sind die ungefähr je 0,3 m langen Kettenglieder mit Haken  $C, E, F \dots$  versehen, welche die hintere Wagenaxe  $G$  ergreifen und so den Wagen mit empornehmen, bis er sich, oben angekommen, von selbst aushängt, und auf einer geneigten Bahn ohne äußere Beihülfe der Sicht zuläuft. Die obere Scheibe befindet sich über dem Sichtboden und wird mittelst Räderwerk durch Dampf- oder Wasserkraft in Umdrehung gesetzt. Damit die Wagen beim etwaigen Zerreißen der Ketten nicht herabstürzen und Schaden anrichten, sind noch kleine Winkelhebel  $H$  längs der Bahn angebracht, welche zwar die Wagenaxe aufwärts gehen lassen, sich aber dem Rückwärtsgehen derselben entgegensetzen. Das Zurücklassen der leeren Wagen erfolgt auf einer Seitenbahn und mittelst eines gewöhnlichen Bremshaspels.

Sieht man von den Nebenhindernissen ab, so kann man den Arbeitsaufwand eines Aufzuges mit endloser Kette leicht wie folgt berechnen. Es sei das Gewicht der Fördermasse in einem Gefäße oder Wagen =  $Q$ , die Förderhöhe =  $h$  und die Anzahl der in einer Minute zu hebenden Gefäße oder Wagen =  $n$ . Die Leistung pro Gefäß ist dann =  $Qh$ , folglich die pro Minute  $nQh$ , und daher die pro Secunde:

$$L = \frac{n}{60} Qh.$$

Diese Formel gilt jedoch nur dann, wenn das leer niedersteigende Fördergefäß  $G$ , wie z. B. in Fig. 57, dem aufsteigenden vollen zu Hülfe kommt.

Außerdem ist  $L = \frac{n}{60} (Q + G) h$  zu setzen.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Last in verticaler Richtung aufsteigt, ist durch  $v \sin \alpha$  gegeben, wenn  $v$  die Geschwindigkeit der Kette und  $\alpha$  den Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont bedeutet.

Die Einrichtung eines Elevators, wie er in Mahlmühlen zum Heben des Kornes oder Schrottes aus einer Etage in eine darüber liegende Anwendung findet, ist aus Fig. 60 zu ersehen. Hierbei ist anstatt der Kette ein endloser Riemen  $R$  über die beiden glatten Scheiben  $A$  und  $B$  gelegt, von denen die obere durch eine Riemenscheibe  $C$  in ununterbrochene Bewegung gesetzt wird. Der Riemen ist auf seiner ganzen Länge in gleichen Abständen mit kleinen Bechern  $G$  aus Blech versehen, welche bei  $D$  das von dem Mahlgange durch die Schrottrinne  $E$  herabfallende Mahlgut aufnehmen, um es bei  $H$  in der oberen Etage wieder auszuschütten. Um ein

Rutschen des Riemens zu vermeiden, ist derselbe hinreichend gespannt zu erhalten, zu welchem Behufe die Ase der unteren Scheibe in der Regel durch Keile zum Verstellen eingerichtet wird. Um bei dem Ausschütten ein Zurückfallen des Materials zu verhüten, giebt man dem Riemen eine Neigung von etwa  $12$  bis  $15^\circ$  gegen die Verticale. Zur Vermeidung des Verstäubens von Schrot sind die Riemen mit kanalförmigen hölzernen Rinnen *F* und *J* umbaut und die Scheiben in hölzernen Kästen *K* und *M* untergebracht. Ueber die Einrichtung der Baggermaschinen siehe weiter unten ein Näheres.

Fig. 60.

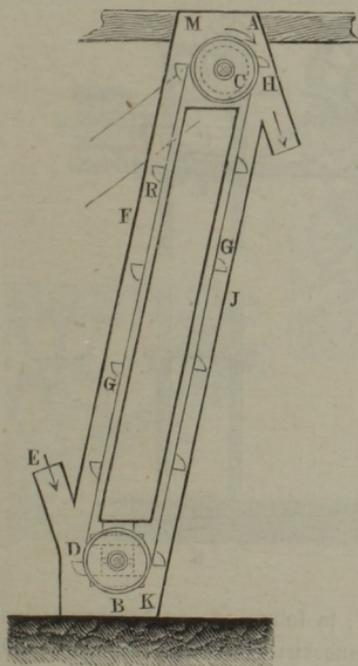
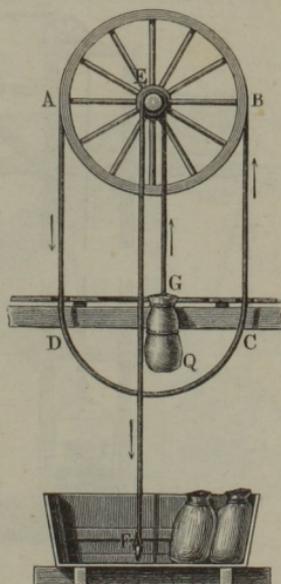


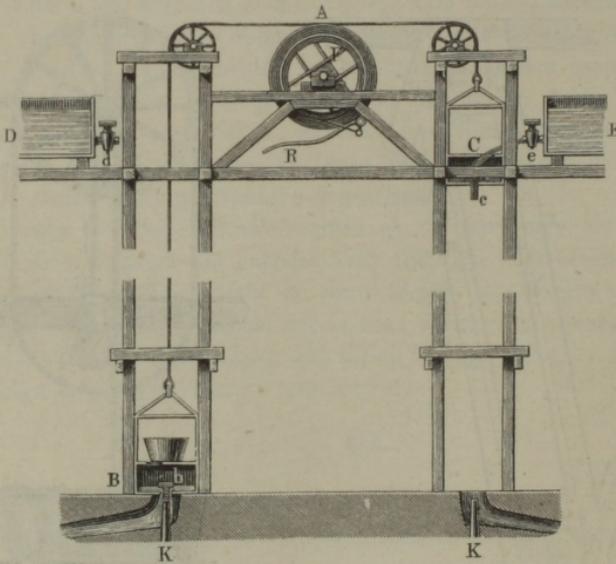
Fig. 61.



Anmerkung. Die Aufzüge mit endlosen Ketten leiden an dem Uebelstande aller Kettentransmissionen, daß die Kettenglieder sich mit der Zeit verlängern und nicht mehr gehörig mit den Zähnen der Scheiben zum Eingriffe kommen, und daß zwischen den Kettengliedern vielfache Reibungen auftreten. Einen Aufzug, wie in Fig. 58, hat Cavé zum Schachtfördern empfohlen (s. Armengaud's Génie industriel, deutsch Dingler's polytechn. Journal, Vb. CXXVI, oder Polytechn. Centralblatt, 1852). Um das Aufsteigen der gefüllten und das Niederlassen der leeren Wagen an derselben endlosen Kette möglich zu machen, wird von Cavé empfohlen, die gefüllten und leeren Förderwagen mittelst eines auf Rädern stehenden und auf einer Schienenbahn beweglichen Bodens der endlosen Kette zuzuführen und von ihr abzunehmen. Zur Förderung aus tiefen Schächten möchte diese Maschine nicht tauglich sein.

Ein einfacher Handaufzug ist in Fig. 61 (a. v. S.) abgebildet. Eine Spurscheibe *AB* von etwa 2 m Durchmesser läßt sich mittelst des Seiles *ABCD* ohne Ende beliebig nach rechts oder links umdrehen, wobei sich das mehrmals um die Welle *E* dieser Scheibe gelegte Seil auf der einen Seite ab- und auf der anderen aufwickelt. Ist nun an dem Ende des sich aufwickelnden Seiles eine Last *Q* angehängen, so gelangt diese durch die Drehung der Scheibe zum Steigen, während das leere Seilende allmählig von oben nach unten herabsinkt. Hat man auf diese Weise die Last *Q* von *F*

Fig. 62.



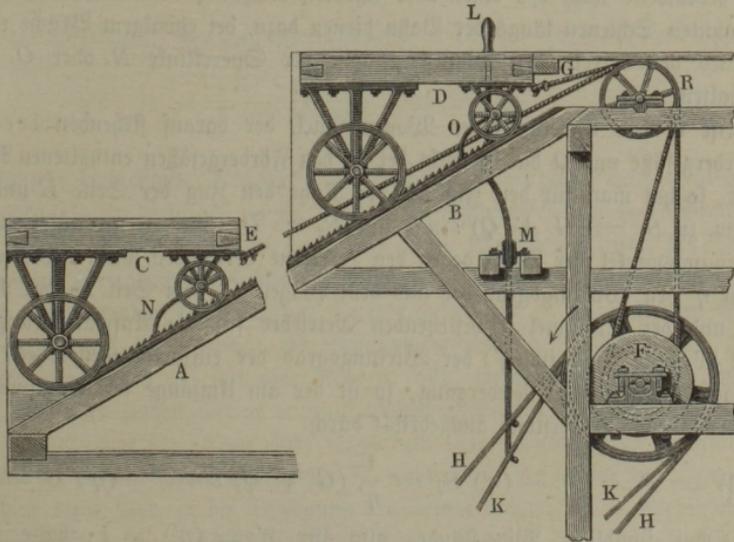
nach *G* gehoben und oben abgehängt, so kann man an das herabgesunkene leere Seilende eine neue Last hängen, und diese durch Umdrehung der Scheibe in umgekehrter Richtung zum Steigen bringen.

Wie der sogenannte Fahrstuhl oder die Stuhlwinde in Mahlmühlen eingerichtet ist, wurde bereits in Thl. III, 1, §. 171, Fig. 676 näher angegeben.

Ein Sichtaufzug mit Wasserkraft kann besonders dann sehr einfach ausfallen, wenn das Wasser auf der Höhe des Sichtbodens zufließt, weil dann die eigentliche Antriebsmaschine ganz wegfällt. Einen solchen Aufzug führt Fig. 62 vor Augen. *A* ist eine große Scheibe, um welche ein Drahtseil zwei- bis dreimal gelegt ist, an dessen Enden die Aufzugschalen *B* und *C* hängen, auf welche die Fördergefäße gesetzt werden. Jede Schale hat einen doppelten Boden und bildet ein niedriges, wasserdichtes Gefäß, welches

aus einem Behälter *D* oder *E* auf dem Sichtboden mit Wasser angefüllt und durch ein Ventil *b* in dem unteren Boden wieder geleert werden kann. Soll nun eine belastete Schale emporkommen und gleichzeitig eine nur das leere Gefäß tragende Schale niedersteigen, so öffnet man den Hahn des Aufschlagreservoirs auf der Seite der leeren Schale und füllt das von ihrem Doppelboden gebildete Gefäß mit Wasser. Das Gewicht desselben bringt nun diese Schale zum Sinken und hebt gleichzeitig die belastete Schale in die Höhe. Ist die belastete Schale oben und die mit Wasser gefüllte unten angekommen, so öffnet sich das mit seinem Stiel auf ein Hinderniß *K* stoßende Ventil, und es fließt das Wasser aus dieser Schale, die nun ebenfalls belastet und

Fig. 63.



durch die Füllung der oben angekommenen Schale gehoben werden kann. Um das Auf- und Niedersteigen zu reguliren, ist die Scheibe *A* noch mit einem Bremsrade *F* versehen, und die beschleunigende Kraft durch Bremsen an dem Drücker *R* aufzuheben.

Ein größerer Sichtaufzug, durch Wasser oder Dampf bewegt, ist in Fig. 63 abgebildet. Derselbe besteht aus zwei neben einander aufsteigenden Schienenbahnen *A* und *B* mit einer Neigung von 30 bis 45 Grad und einer der Höhe der Sicht entsprechenden Länge. Auf jeder dieser Bahnen befindet sich ein Wagen *C*, *D* mit ungleich hohen Rädern und horizontalem Boden zur Aufnahme der in Körben, Kästen oder Wagen verpackten Förderlasten (Erze, Coaks u. s. w.). Beide Wagen sind durch ein Seil *EF* mit einander verbunden, welches um den Korb oder die Trommel *F*

gelegt ist, und daher während der Umdrehung der letzteren den einen Wagen auf der Bahn emporzieht und den anderen herabläßt. Um die regelmäßige Abwechslung im Steigen des vollen und Herablassen des leeren Wagens zu bewirken, muß die Trommel abwechselnd zum Rechts- und Linksumlaufen eingerichtet und daher noch ein Aus- und Einrückzeug angebracht sein. Das letztere kann in einem Zahnräderwerke, wie Thl. III, Fig. 650 oder 651, oder in einem Riemenräderwerke, wie Fig. 670, bestehen. Bei dem abgebildeten Aufzuge ist das letztere angewendet. Von den beiden Riemen  $H$  und  $K$ , welche die Umtriebskraft auf die Korbwelle übertragen, ist der eine offen, der andere gekreuzt, und je nachdem durch den Rückhebel  $LMK$  der eine oder andere Riemen auf seine feste Riemenscheibe geschoben wird, kommt die Korbwelle nach der einen oder anderen Richtung in Umdrehung. Die gezahnten Schienen längs der Bahn dienen dazu, bei etwaigem Bruche eines Seiles den betreffenden Wagen mittelst der Sperrklinke  $N$  oder  $O$  aufzuhalten.

Ist  $G$  das Gewicht eines Wagens incl. der darauf stehenden leeren Fördergefäße und  $Q$  das Gewicht der in den Fördergefäßen enthaltenen Nutzlast, so hat man für den Zustand der Ruhe den Zug der Seile  $E$  und  $G$  bezw. zu  $S_1 = (G + Q) \sin \alpha$  und  $S_2 = G \sin \alpha$ , wenn unter  $\alpha$  der Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont verstanden wird. Bezeichnet nun  $\eta'$  den Wirkungsgrad des aus dem Wagen  $C$ , dem Seil  $E$ , der Rolle  $R$  und der Trommel  $F$  bestehenden Getriebes für die Aufwärtsbewegung des Wagens, und ist  $(\eta')$  der Wirkungsgrad der entsprechenden Theile des Wagens  $D$  für den Niedergang, so ist der am Umfange der Trommel zu überwindende Widerstand ausgedrückt durch

$$W = P = \frac{S_1}{\eta'} - (\eta') S_2 = \frac{1}{\eta'} (G + Q) \sin \alpha - (\eta') G \sin \alpha.$$

Ohne schädliche Widerstände, also für  $\eta' = (\eta') = 1$ , hätte man  $W = P_0 = Q \sin \alpha$ , daher der Wirkungsgrad der ganzen Aufzugsvorrichtung durch

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q}{\frac{1}{\eta'} + G \left( \frac{1}{\eta'} - (\eta') \right)}.$$

Man erkennt hieraus, daß das todtte Gewicht des Wagens und der Fördergefäße von bedeutendem Einflusse auf den Wirkungsgrad der Aufzugsvorrichtung sein kann, und die der Rechnung oftmal zu Grunde gelegte Voraussetzung, daß die todtten Gewichte als beiderseits sich abbalancirend außer Betracht gelassen werden können, fast immer unzulässig ist.

Beispiel. Bei einem geneigten Seilaufzuge nach Art von Fig. 63 sei der Neigungswinkel  $\alpha = 30^\circ$ , die Nutzlast eines Wagens sei zu 1000 kg, das Eigen-

gewicht eines Wagens incl. der leeren Gefäße zu 800 kg angenommen. Nimmt man für den Wagen, die Leitrolle und die Seiltrommel einen Wirkungsgrad von  $\eta = 0,90$  sowohl für den Aufstieg wie den Niedergang an, so daß die Reibungswiderstände an den Wagenagen und der Rollenage und die Seilsteifigkeit 10 Proc. der Arbeit verzehren, so hat man den Widerstand am Umfange der Seiltrommel zu

$$P = \frac{1800}{0,90} \sin 30^\circ - 0,90 \cdot 800 \sin 30^\circ = 1000 - 360 = 640 \text{ kg,}$$

während man ohne Nebenhindernisse  $P_0 = 1000 \cdot \sin 30^\circ = 500$  kg hätte, daher der Wirkungsgrad zu  $\eta = \frac{500}{640} = 0,781$  sich bestimmt. Soll die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel pro Secunde 0,5 m betragen, so ist durch den Betriebsriemen eine Leistung von  $640 \cdot 0,5 = 320$  mkg per Secunde, entsprechend  $\frac{320}{75} = 4,27$  Pferdekraft zu übertragen. Die Zeit einer Förderung auf die Höhe  $h = 16$  m beträgt dann

$$t = \frac{16}{0,5 \cdot \sin 30^\circ} = 64 \text{ Sekunden.}$$

Ein sehr interessanter Aufzug\*) mit geneigter Bahn diente beim Bau des Suez-Kanals zur Beförderung der von den Dampfbaggern gehobenen Massen nach den Ufern. Aus Fig. 64 (a. f. S.) ist die Einrichtung dieser Elevatoren im Wesentlichen ersichtlich. Zwei große eiserne Fachwerksträger  $A$ , welche mit einander durch kräftige Querverbindungen zu einem starken Gerüste verbunden sind, tragen die Schienen  $a$  einer geneigten Bahn, auf welcher ein Wagen  $W$  mit vier Rädern rollt, welcher die Windtrommel trägt, an deren beiden Ketten der mit Baggermasse gefüllte Kasten  $K$  hängt. Das Gerüst ruht bei  $C$  auf einer längs dem Ufer verschiebbaren Plattform  $D$  und bei  $E$  auf dem Schiffsgefäße  $S$ , welches zur Aufnahme der Dampfmaschine dient, von der die Bewegung der Winde ausgeht. Die Verbindung des Gerüsts  $A$  mit dem Schiffsgefäße ist nach Art von Universalgelenken so gemacht, daß das Gerüst den Veränderungen des Wasserpiegels folgen kann, und ist auch die Plattform  $D$  nach Art einer Drehscheibe um eine verticale Axe beweglich gemacht. Durch die Dampfmaschine wird eine auf dem Schiffe befindliche Trommel  $T$  umgedreht, welche bei ihrer Drehung zwei parallele Drahtseile  $s$  auf sich wickelt, die um die festen Leitrollen  $L$  in dem Schnabel des Gerüsts geführt und mit den Enden an zwei größeren Trommeln  $V$  auf der Vorderaxe des Wagens  $W$  befestigt sind. Mit diesen Trommeln  $V$  sind zwei kleinere Trommeln zusammengelassen, in deren Kettenhaken der zu hebende Kasten  $K$  eingehängt wird. Beim Aufwickeln des Drahtseiles auf die Trommel  $T$  werden zunächst die Scheiben  $V$  und

\*) S. u. A. Oppermann, Portefeuille des Machines. 1869, p. 28.

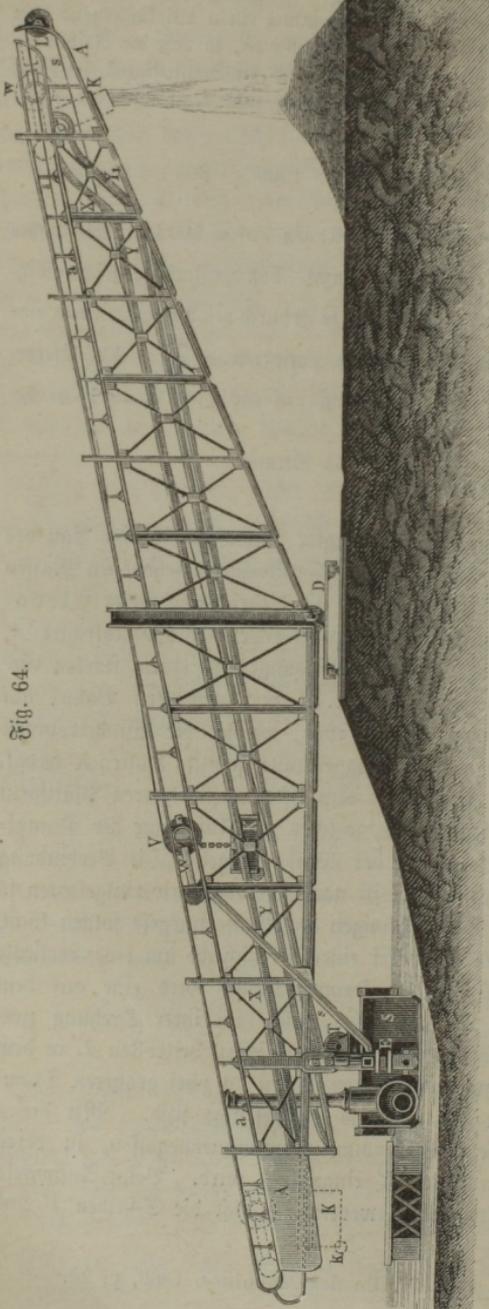


Fig. 64.

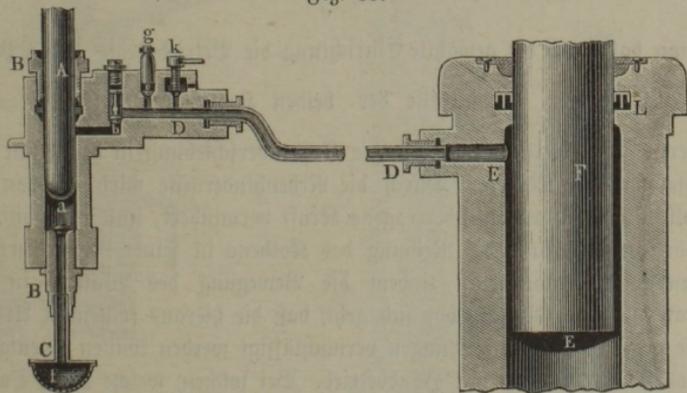
die mit ihnen verbundenen Kettentrommeln umgedreht, so daß der Kasten *K* vertical aufsteigt. Diese verticale Hebung dauert aber nur so lange an, bis der Kasten *K* mit zwei an seiner Hinterwand befestigten Laufrollen *k* gegen die beiderseits an dem Gerüste angebrachten Zwangsschienen *X* stößt, welche ein weiteres verticales Aufsteigen des Kastens und daher eine weitere Drehung der Trommeln *V* verhindern. Der auf *V* fernerhin ausgeübte Zug der Drahtseile veranlaßt in Folge dessen ein Fortrollen des Wagens *W* mit dem angehängten Kasten *K* auf den Schienen *a*, bei welcher Bewegung der Kasten *K* dadurch in horizontaler Lage erhalten wird, daß die beiden Laufrollen *k* zwischen der Zwangsschiene *X* und einer damit parallelen Schiene *Y* geführt werden. Diese beiden Führungsschienen *X* und *Y* sind in dem äußeren Theile des Gerüsts bei *X<sub>1</sub> Y<sub>1</sub>* so gebogen, daß der Kasten *K* durch den Druck der Leiterschienen gegen die Rollen *k* selbstthätig umkippt und die Masse ausschüttet. In diesem Augenblicke wird die Dampfmaschine angehalten und

nach gescheneer Entleerung des Kastens in umgekehrter Richtung gedreht, wobei der Wagen *W* mit dem leeren Kasten unter Einfluß des Eigengewichtes zurückrollt und ein anderer gefüllter Kasten in derselben Weise gehoben werden kann.

Solcher Elevatoren waren beim Bau des Suez-Kanals im Ganzen 18 in Gebrauch, die durchschnittliche Neigung der Bahn betrug etwa 0,23, die äußersten Enden des Gerüstes lagen 3 m und 14 m über dem Wasserspiegel, und jeder Modderkasten hatte einen räumlichen Inhalt von 3 cbm.

**Hydraulische Winden.** In neuerer Zeit sind vielfach Hebevorrichtungen in Anwendung gekommen, welche auf dem Princip der hydraulischen Presse beruhen, d. h. bei welchen der Druck stark gepressten Wassers auf die Fläche eines in einem cylindrischen Gefäße dicht schließenden Kolbens dazu verwendet wird, eine auf dem Kolben ruhende Last zu heben. Die wesentliche Einrichtung einer hydraulischen oder Bramah'schen Presse ist aus Fig. 65 zu ersehen. Von einer kleinen Druckpumpe, deren

Fig. 65.



cylindrischer (Plunger) Kolben *A* durch Hand- oder Maschinenkraft eine auf- und niedersteigende Bewegung erhält, wird das aus einem Wasserbehälter durch das Saugrohr *BC* angesaugte Wasser durch die Röhre *DD* in einen starken gußeisernen Cylinder *E* gepresst. Hierbei wirken das Saugventil *a* und das Steigventil oder Druckventil *b* in der bei gewöhnlichen Druckpumpen üblichen Art, worüber in dem Artikel über Pumpen das Nähere angegeben werden wird. Das belastete Sicherheitsventil *g* verhindert eine übermäßige Pressung des Wassers, welche die Festigkeit der Röhren gefährden könnte, während das Schraubenventil *k* nach seiner Eröffnung ein Zurückfließen des Wassers aus dem Presscylinder *E* ermöglicht. In dem

letzteren ist, durch einen Lederring  $L$  dicht schließend, der genau cylindrisch abgedrehte Preßkolben  $F$  geführt, dessen oberer Kopf bei Pressen zur Ausübung des gewünschten Druckes und bei Hebevorrichtungen zur Aufnahme der zu hebenden Last entsprechend vorgerichtet ist. Wenn durch die Pumpe  $AB$  in besagter Weise Wasser nach dem Preßcylinder  $E$  gefördert wird, so muß dasselbe, auf die Endfläche des Kolbens  $F$  drückend, den letzteren mit einer Kraft  $F_p$  aus dem Cylinder herauszuschieben suchen, wenn  $F$  den Querschnitt dieses Kolbens und  $p$  den Druck des Wassers pro Flächeneinheit bezeichnet. Dieser Druck  $p$ , welcher, wenn von hydraulischen Hindernissen abgesehen wird, in dem Preßcylinder ebenso groß ist, wie in der Pumpe, ergibt sich nun zu  $p = \frac{P}{f}$ , wenn  $f$  den Querschnitt des Pumpkolbens  $A$  und  $P$  diejenige Kraft bedeutet, welche nach Abzug der Stopfbüchsenreibung auf den Pumpkolben  $A$  durch die äußere Betriebskraft ausgeübt wird. Sonach findet man den von dem Preßkolben  $F$  zu überwindenden Widerstand zu

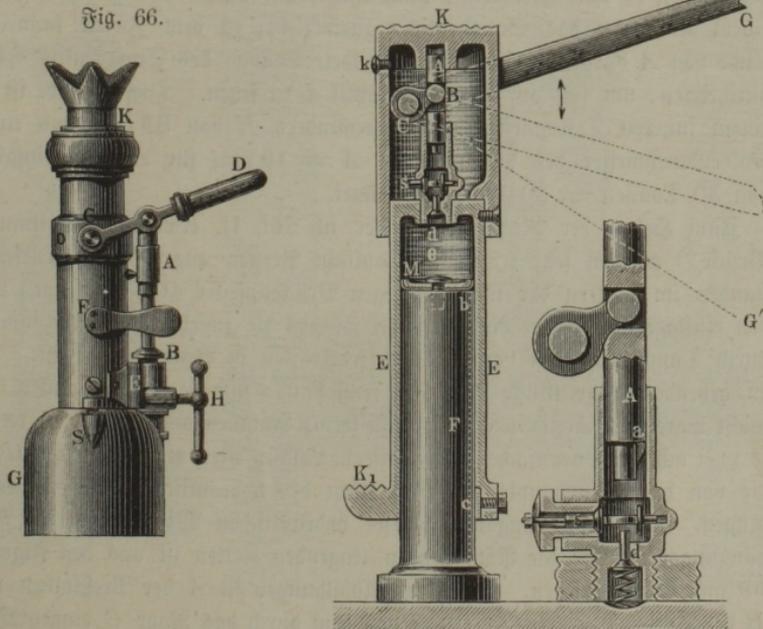
$$F_p = \frac{F}{f} P,$$

d. h. man hat durch die gewählte Einrichtung die Betriebskraft  $P$  des Pumpkolbens  $A$  in dem Verhältnisse der beiden Kolbenquerschnitte  $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{d^2}$  gesteigert. Selbstverständlich wird die Kolbenverschiebung in demselben Verhältnisse geringer werden. Durch die Nebenhindernisse wird die von dem Hebekolben  $F$  nach außen übertragene Kraft vermindert, und zwar bildet in dem vorliegenden Falle die Reibung des Kolbens in seiner Uiderung das bedeutendste Nebenhinderniß, indem die Bewegung des Wassers in dem Apparate meist so langsam vor sich geht, daß die hieraus folgenden Arbeitsverluste gegen die Kolbenreibungen vernachlässigt werden können, wenigstens gilt dies für die Pressen mit Handbetrieb. Bei solchen, welche durch Dampfkraft mit größerer Geschwindigkeit bewegt werden, hätte man die einzelnen hydraulischen Widerstände des Wassers beim Durchgang durch die Ventile u. nach den in Thl. I, Abschn. VII angegebenen Regeln zu bestimmen. Die Kolbenreibung kann man nach den hierüber angestellten Versuchen proportional dem Kolbendrucke annehmen, so daß man, unter  $\varphi$  den betreffenden Reibungscoefficienten verstanden, die von dem Hebekolben nach außen übertragene Kraft nur zu  $(1 - \varphi) \frac{F}{f} P$  anzunehmen hat. Ueber die Größe von  $\varphi$  wird weiter unten das Nähere angegeben werden.

In Fig. 66 ist eine hydraulische Bau- und Wagenwinde dargestellt, bei welcher der Preßcylinder  $F$  das Gestell bildet, durch dessen oberen Hals

der cylindrische Hebelkolben *K* heraustritt, während der erweiterte Fuß *G* als Reservoir für die Flüssigkeit dient. Der Pumpencylinder *B* ist ebenfalls mit dem Gestelle aus einem Stück bestehend gebildet, und es ist aus der Figur ersichtlich, in welcher Art der Kraftkolben *A* durch den um *C* schwingenden Hebel *CD* seine Bewegung erhält. Die Anfüllung des Behälters *G* mit Flüssigkeit, zu welcher man in der Regel des Einfrierens wegen nicht Wasser, sondern Del oder Glycerin wählt, geschieht durch die Füllöffnung *S*, und durch ein mit der Schraube *H* verbundenes Ventil wird die Communication zwischen dem Cylinder *F* und dem Behälter *G* herbeigeführt, wenn man die Last senken will.

Fig. 67.



Bei der angegebenen Einrichtung ist es ein Uebelstand, daß der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse wegen ihrer ausgesetzten Lage leicht Beschädigungen und Brüchen unterworfen sind. Man hat daher verschiedene Constructions\*) erfunden, bei welchen jene empfindlichen Theile im Innern der Winde untergebracht sind, wodurch man eine größere Sicherheit vor Beschädigungen, allerdings auf Kosten der leichten Zugänglichkeit erlangt. Von den verschiedenen derartigen Anordnungen sei hier nur diejenige von Tangye Brothers, Fig. 67, angeführt. Um die Winde gleichzeitig mit einer Fuß-

\*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1866, S. 707.

klauve  $K_1$  versehen zu können, ist hierbei auf dem cylindrischen Ständer  $F$  die ausgebohrte Röhre  $EE$ , durch die Manschette  $M$  gedichtet, vertical verschiebbar, bei welcher Bewegung ein in  $E$  eingefetztes Keilstück  $c$  durch seine Führung in der Nuth  $cb$  eine etwaige Drehung des Cylinders  $E$  verhindert. Der auf den Hebecylinder aufgesetzte Windkopf  $K$  bildet hierbei das durch die Schraube  $k$  zu füllende Delreservoir, aus welchem durch das Spiel des Kolbens  $A$  die Flüssigkeit durch das Saugventil  $s$  angesaugt und durch das Druckventil  $d$  in den Raum  $e$  zwischen dem Kolben  $F$  und dem Cylinder  $E$  gepreßt wird. In welcher Art die Bewegung des Kolbens  $K$  von dem Hebel  $CBG$  geschieht, ist aus der Figur deutlich. Um die Last zu senken, hat man den Hebel  $G$  in die tiefstmögliche Lage  $G'$  zu drücken, wobei der Kolben  $A$  das Druckventil nach unten hin öffnet und gleichzeitig mit einem Ansaße  $a$  das Saugventil  $s$  zurückzieht; zu dem Zwecke kann das Ende von  $A$  durch die ringförmig gebildete Stange des Saugventils  $s$  hindurchtreten, um sich auf das Druckventil  $d$  zu setzen. Diese Winde ist bei einem inneren Durchmesser des Hebecylinders  $E$  von 89 mm und einem Kolbendurchmesser des Pumpkolbens  $A = 19$  mm für eine Maximallast von 30 Tonnen = 30 000 kg berechnet.

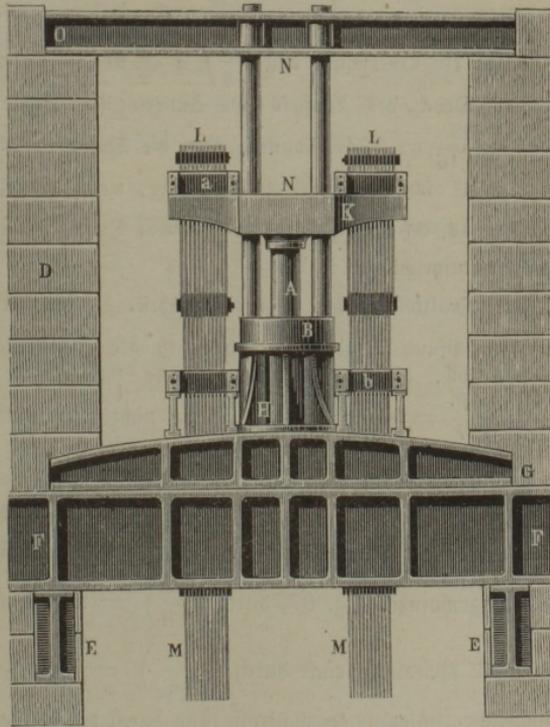
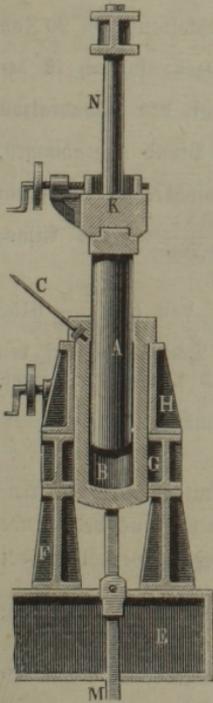
Zum Heben der Röhrenträger der in Thl. II. erwähnten Britannia-Brücke\*) wurden sehr kräftige hydraulische Pressen angewendet. Dieselben standen im Innern der thurmförmigen Brückenpfeiler 40 Fuß (engl.) über den Auflagerflächen der Röhren, und wurden die zugehörigen Druckpumpen durch Dampfmaschinen von je 40 Pferdekraften in Bewegung gesetzt. Die zu hebenden Röhrenstücke von 460 Fuß Länge und je 1726 Tonnen Gewicht waren an ihren Enden mit gußeisernen Rahmen ausgerüstet, an welche je zwei acht- und neunfache schmiedeeiserne Laschenketten angeschlossen wurden, die von dem Querhaupte der Preßkolben der hydraulischen Pressen herabhängen. Die Aufstellungsweise dieser hydraulischen Winden und die Aufhängungsweise der die Röhrenenden tragenden Ketten ist aus den Figuren 68 und 69 zu sehen. In beiden Abbildungen ist  $A$  der Preßkolben und  $B$  der Cylinder, worin der erstere von dem durch das Rohr  $C$  eingepreßten Wasser emporgeschoben wird.  $DD$  sind die Thurmmauern,  $E$ ,  $F$  und  $G$  gußeiserne Balken und  $H$  ist ein besonderes gußeisernes Gestell zur Unterstützung des Preßcylinders  $B$ . Ferner sieht man in  $K$  das Querhaupt des Preßkolbens, von welchem die Tragketten herabhängen, und in  $N$  die cylindrischen Leitstangen des Preßkolbens, welche durch das Querhaupt hindurchgehen und unten auf dem Cylinder feststehen, oben aber durch einen eisernen Balken  $O$  hindurchgehen. Zum Festhalten der Ketten über dem Querhaupte dienen Klemmen  $a$ , welche durch Schrauben gegen die zwischenliegen-

\*) S. Clark, „The Britannia and Conyay Tubular Bridges“.

den Kettschienen angebrückt werden können. Denselben Zweck haben auch die Klemmen *b*, welche angezogen wurden, wenn beim Anfange eines neuen Kolbenspieles die Ketten durch Wegnahme einer Gliederreihe verkürzt werden sollten. Um bei etwaigem Zerbersten der Presse oder Zerreißen der Ketten u. s. w. das Herabstürzen der Röhre zu verhindern, wurden die Röhrenden gleich während ihres Aufsteigens untermauert.

Fig. 68.

Fig. 69.



Drei hydraulische Pressen kamen bei der Errichtung der Britanniabridge zur Anwendung; eine größere von 10 Fuß Länge, 11 Zoll Metalldicke und 20 Zoll lichtigem Durchmesser, und zwei kleinere von je nur 18 Zoll lichtigem Durchmesser; während diese gemeinschaftlich das eine Ende der Röhre hoben, wurde das andere Ende derselben von der ersten Presse allein zum Steigen gebracht. Der Kraftkolben einer Presse hatte nur  $1\frac{1}{16}$  Zoll Durchmesser und saß mit dem Dampfkolben, dessen Durchmesser 17 Zoll betrug, auf einer und derselben horizontalen Kolbenstange. Der Schub der Dampf- und Kraftkolben betrug nur 16 Zoll, der eines Preßkolbens aber 6 Fuß. So groß war auch die Länge der Kettenglieder. Die Zeit eines Hubes von

6 Fuß (engl.) betrug 30 bis 40 Minuten, im Ganzen wurden die Träger über 100 Fuß gehoben. Die schmiedeeiserne Röhre, welche das Wasser in den Presscylinder führte, war innen nur  $\frac{1}{2}$  weit und außen 1 Zoll stark.

Beispiel. Wenn, wie in Thl. II. angegeben wird, eines der größeren Röhrenstücke der Britanniabridge, welches je zwei Pfeiler mit einander verbindet, 1726 Tonnen wiegt, so mußte beim Heben desselben von der großen Presse allein und von den beiden kleineren Pressen zusammen eine Kraft von  $\frac{1726}{2} = 863$  Tonnen ausgeübt werden. Dem Durchmesser des Presskolbens von 20 Zoll entspricht ein Querschnitt von  $\left(\frac{20}{2}\right)^2 \pi = 314,16$  Quadrat Zoll; folglich ist der nöthige Druck des Wassers im Innern der Presse auf den Quadrat Zoll  $p = \frac{863}{314,16} = 2,747$  Tonnen, oder die Tonne = 2240 Pfund angenommen,  $p = 2,747 \cdot 2240 = 6153$  Pfund, was, wenn die Atmosphäre in englischem Maß = 14,706 Pfund gesetzt wird, einem Drucke  $p = \frac{6153}{14,706} = 418$  Atmosphären entspricht.

Der Kraftkolben hat hierbei mindestens eine Kraft von  $\left(\frac{17}{16}\right)^2 \frac{\pi}{4} 6153 = 5455$  Pfund auszuüben, und es ist der erforderliche Dampfdruck auf den Quadrat Zoll, da die Dampfkolbenfläche  $8,5^2 \cdot \pi = 227$  Quadrat Zoll mißt,  $p_1 = \frac{5455}{227} = 24,03$  Pfund, d. i. noch nicht ganz zwei Atmosphären.

Die vorstehend besprochenen hydraulischen Winden gestatten durch die Annahme der Querschnitte des Kraftkolbens und Hebelkolbens eine bedeutende Steigerung der Kraft; es ist z. B. das betreffende Umsehungsverhältniß bei der Wagenwinde, Fig. 67, durch  $\left(\frac{89}{19}\right)^2 = 21,94$  und bei der Hebevorrichtung der Britanniabridge durch  $\left(\frac{20}{1\frac{1}{16}}\right)^2 = 354,3$  ausgedrückt. So beträchtliche Umsehungsverhältnisse sind durch die bei den gewöhnlichen Winden üblichen starren kinematischen Mittel wie Räder, Schrauben zc. nur durch wiederholte Anordnung derselben als Vorgelege zc. zu erreichen, womit, wie aus dem Bisherigen hervorgeht, eine wesentliche Verkleinerung des Wirkungsgrades verbunden ist. Dem entgegen müssen die Nebenhindernisse der vorstehenden hydraulischen Winden gering genannt werden. Dieselben bestehen hauptsächlich in der Reibung des Hebelkolbens in der Stopfbüchse und in den hydraulischen Nebenhindernissen in der Pumpe. Die letzteren werden bei der Besprechung der Wasserhebemaschinen genauer ermittelt werden, man wird bei dem Wegfall jeder Rohrleitung bei den Winden nach Art der Fig. 67 von der Pumpe allein mit Sicherheit einen Wirkungsgrad von etwa 0,80 erwarten können, und nimmt man außerdem noch etwa 5 Proc.

Verlust wegen der Kolbenreibung des Hebelkolbens (s. weiter unten) an, so dürfte man für derartige hydraulische Winden den Wirkungsgrad  $\eta = 0,75$  als zutreffend ansehen können. Dabei sind diese Winden natürlich selbstthätig sperrende, indem das Steigventil beim Aufhören der Wasserförderung sich schließt und die Rolle einer Sperklinke übernimmt. Bremsen sind für solche Winden ebenfalls nicht nöthig, da man durch Regulirung der Oeffnung des Rücklaufventils es ganz in der Hand hat, eine Beschleunigung der sinkenden Last zu verhindern. Ein Uebelstand dieser Winden besteht jedoch darin, daß sie, wenn sie nur zuweilen vorübergehend in Gebrauch treten, leicht in Unordnung gerathen, auch im Winter dem Zerstörtwerden durch Gefrieren des Wassers ausgesetzt sind, wenn man es nicht vorzieht, statt des Wassers Del oder eine andere dem Gefrieren nicht ausgesetzte Flüssigkeit zur Füllung zu verwenden.

Beispiel. Wenn die Tanghe'sche Wagenwinde, Fig. 67, deren Kolbendurchmesser 19 und 89 mm betragen, die Maximallast von 30 Tonnen = 30 000 kg heben soll, so ist auf den Kraftkolben unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von  $\eta = 0,75$  ein Druck auszuüben von  $\frac{19^2}{89^2} \frac{30000}{0,75} = 1823$  kg.

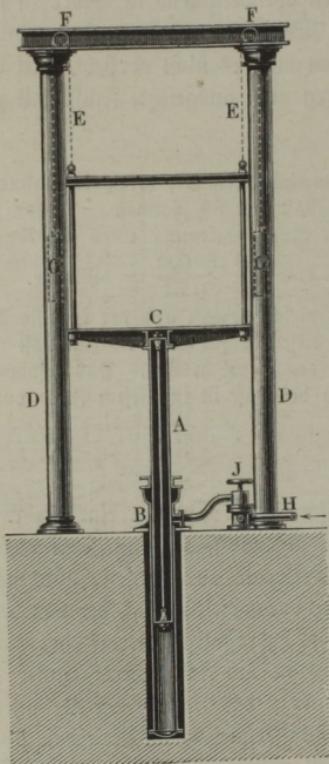
Wenn der Hebelarm für den Pumpkolben gleich 40 mm und der für die Arbeiter zu 1 m angenommen wird, so müssen dieselben für diese Maximallast mit einer Kraft von  $0,040 \cdot 1823 = 72,9$  kg auf den Hebel drücken. Das gesammte Umsetzungsverhältniß zwischen der Kraft und der Last ist in diesem Falle durch  $\frac{89^2}{19^2} \frac{1}{0,04} = 548,5$  gegeben.

**Druckreservoir.** Anstatt das Wasser in den Cylinder einer hydraulischen Hebevorrichtung durch eine Pumpe einzupressen, kann man diesen Cylinder auch von einem hochgelegenen Reservoir aus speisen, und man wird hierdurch die Hebung erzielen können, vorausgesetzt, daß der von dem Wasser vermöge seiner Gefällshöhe ausgeübte hydrostatische Druck oder Auftrieb die hinreichende Größe hat. Letzteres ist der Fall, wenn, unter  $F$  wieder der Querschnitt des Hebelkolbens, unter  $\gamma$  das Gewicht der Volumeneinheit Wasser und unter  $H$  die Höhe des Wasserspiegels im Reservoir über der unteren Endfläche des Hebelkolbens verstanden, der Kolbendruck  $FH\gamma$  den Widerstand  $Q$  des Hebelkolbens übertrifft. Hier ist unter  $Q$  die zu hebende Last mit Einschluß der Kolbenreibung und sonstigen Nebenhindernisse zu verstehen. In Fällen, in denen Wasser von genügender Druckhöhe zur Verfügung steht, z. B. in Orten, welche mit Wasserleitung versehen sind, können solche Hebevorrichtungen sehr bequem sein, insofern sie eines besondern Motors zu ihrem Betriebe nicht bedürfen. Man hat daher neuerdings vielfach solche durch Wasserleitungen gespeiste Hebevorrichtungen in größeren Hotels und in Speichern zur Beförderung von Personen und

Waaren nach den einzelnen Etagen in Anwendung gebracht. Das bekannteste Beispiel dieser Art ist der von Edoux\*) in Paris construirte Hebeapparat, wie er angewandt wurde, um die Besucher der Pariser Weltausstellung auf das Dach des Ausstellungsgebäudes zu befördern, und wie er in Wien 1873 zu gleichem Zwecke Verwendung fand.

In Fig. 70 ist dieser Hebeapparat seinem Wesen nach dargestellt. Der aus mehreren Stücken (vergl. Thl. III, 1, Fig. 330) zusammengesetzte gußeiserne Hebelkolben *A*, welcher dicht

Fig. 70.



schließend aus dem zum größten Theil in den Erdboden eingesenkten Hebecylinder *B* heraustritt, trägt oberhalb die Plattform *C*, welche zur Aufnahme der Personen zu einem kleinen Zimmer (Kiosk) ausgebildet ist. An vier verticalen Säulen *D* findet diese Plattform ihre Führung und durch Ketten *E*, welche über Rollen *F* geführt und an den freien Enden mit Gegengewichten *G* im Inneren der Säulen belastet sind, wird das Gewicht der Plattform sammt ihrer Belastung soweit abbalancirt, daß das noch verbleibende Uebergewicht der Plattform deren selbstthätiges Niedergehen sichert. Durch das Rohr *H* wird das Druckwasser eingeführt und durch die Regulirungsvorrichtung *J* hat man es in der Hand, die Plattform wieder sinken zu lassen, wenn man dem Wasser unter Abschluß der Zuleitung aus dem Hebecylinder den Ausgang ins Freie gestattet. Der Durchmesser des Hebelkolbens *A* betrug bei dem gedachten Apparate 0,25 m,

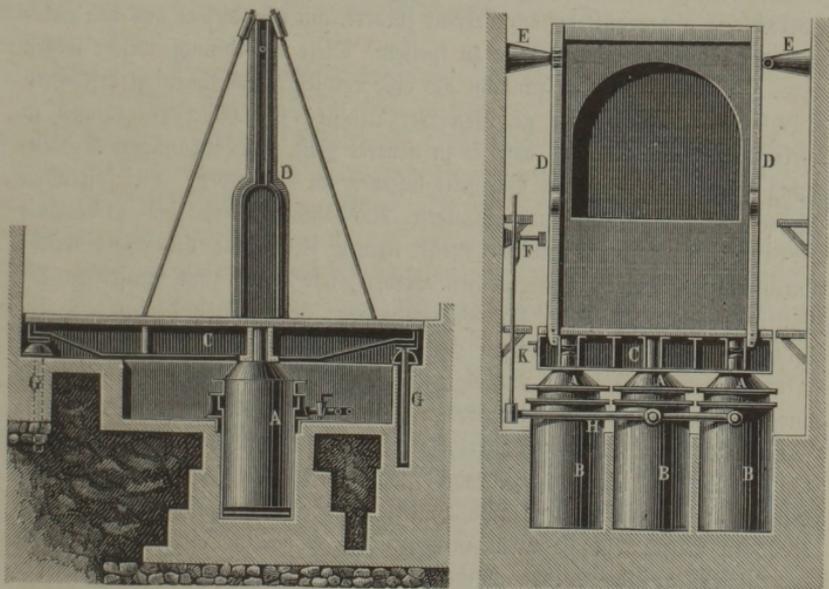
und wurde auf den Kolben ein Maximaldruck von 1500 kg ausgeübt, was einer effectiven Wassersäulenhöhe von

$$\frac{1500}{0,25^2 \frac{\pi}{4} 1000} = 30,57 \text{ m entspricht.}$$

\*) S. Lacroix, Études sur l'Exposition de 1867, 6. Série.

Eine andere derartige Hebevorrichtung, wie sie in der Vorfig'schen Locomotivfabrik\*) zu Berlin dazu dient, die Locomotiven in dem Montirungsraume auf die Höhe des etwa 2 m darüber gelegenen Schienengeleises der Stettiner Eisenbahn zu heben, ist in Fig. 71 dargestellt. Hier wird die aus eisernen Trägern gebildete Plattform *C*, auf deren Schienengeleise die Locomotive gefahren ist, durch drei Hebefolben *A* gehoben, welche in neben einander stehenden Cylindern *B* beweglich sind, sobald durch die Zuleitungsröhre *H* Wasser aus einem etwa 18 m darüber gelegenen Reservoir in die Cylinder

Fig. 71.



gelassen wird. Die verticale Führung erhält dabei die Plattform durch zwei auf derselben befestigte Ständer *D*, von denen jeder durch drei Rollen gehalten wird, die in den mit dem Gemäuer verbundenen Böden *E* angebracht sind. Die Unterstüzung der gehobenen Plattform geschieht hierbei durch vier an deren Ecken angebrachte verticale Säulen *G*, unter deren Enden im gehobenen Zustande zwei Niegelschienen geschoben werden. Diese Vorrichtung dient als besondere Sicherheit gegen ein selbständiges Sinken der Plattform für den Fall, daß ein nicht vollkommenes Dichten der Hähne und Liderungen stattfindet. Das Niederlassen der Plattform wird, wie bei allen derartigen Vorrichtungen, durch Entlassung des Wassers aus den Cylindern bewirkt. Durch einen mit der Plattform verbundenen Knaggen

\*) S. Wiebe's Skizzenbuch f. d. Ing. u. Maschinenbauer. Heft XXII.

*K*, welcher in der höchsten Stellung gegen einen Klinkebel *F* stößt, ist Sorge getragen, zu rechter Zeit den selbständigen Schluß des Einlaßschiebers zu bewirken. Die Anordnung ist so getroffen, daß für geringere Lasten die beiden äußeren Cylinder abgestellt werden können, zu welchem Zwecke die Kolben derselben mit der Plattform auch nicht fest verbunden sind. Die Hebelkolben dieser Vorrichtung haben Durchmesser von 1,1 m.

Wenn Wasser von genügender Druckhöhe nicht zur Verfügung steht, so kann man natürlich auch einen besonderen Motor zum Betriebe eines Pumpwerkes benutzen, welches letztere das Wasser in ein zum Zwecke der Hebevorrichtung angeordnetes Hochreservoir fördert, um von diesem aus den Hebelcylinder im erforderlichen Falle zu speisen. Diese Anordnung, welche wegen ihrer indirecten Wirkung zunächst als eine empfehlenswerthe nicht erscheinen möchte, bietet doch unter gewissen Verhältnissen für Hebevorrichtungen so wesentliche Vortheile dar, daß sie in neuerer Zeit immer häufigere Anwendung gefunden hat. Diese Vortheile bestehen im Folgenden: Bei fast allen Hebevorrichtungen mit nur wenigen Ausnahmen wird die Hebearbeit periodisch während gewisser meist kleiner Zeiträume verrichtet, welche durch Ruhepausen unterbrochen werden, wie solche zum Entfernen der Lasten, Rückwärtsbewegen der Vorrichtungen, Neubelasten derselben zc. erforderlich sind. Die zu diesen Nebenarbeiten erforderliche Zeit übersteigt oftmals mehrfach die Zeit des eigentlichen Hebens. Wenn z. B. bei einem durch Elementarkraft bewegten Krahn (s. unten) ein volles Spiel im Durchschnitte etwa zwei Minuten dauert, so wird zum eigentlichen Heben vielleicht nur ein Viertel dieser Zeit gebraucht, während die übrigen drei Viertel vergehen, um die Last an- und abzuhängen, den Krahn umzuschwenken und die Kette zu neuem Anhub zurückzuführen u. s. w. Eine directe Einwirkung des Motors auf die Winde würde daher auch erfordern, daß die Betriebskraft in solcher Stärke vorhanden wäre, um die gewünschte Hebearbeit in der kurzen Dauer des Hebens zu verrichten, während in der folgenden Pause der Motor abgestellt werden müßte. Dieser Uebelstand, welcher also starke Motoren bedingt, deren Thätigkeit nur zeitweise gebraucht werden kann, wird vermieden durch die gedachte indirecte Anordnung. Hierbei kann der Motor unausgesetzt in Thätigkeit gehalten werden, indem er während der ganzen Dauer eines Spieles durch das Pumpwerk Wasser in das Hochreservoir fördert, welches in der Zeit des eigentlichen Hebens vollständig zur sofortigen Verwendung bereit ist. Das Reservoir hat daher gewissermaßen die Rolle eines Magazins oder Speichers für die mechanische Arbeit des Motors während der Hubpause übernommen, und daher hat man diesen Hochreservoirn, insbesondere, wenn sie die in dem Folgenden näher erläuterte Gestalt annehmen, den Namen *Accumulatoren* gegeben. Es ist nach dem Vorhergehenden klar, daß vermöge dieser Wirkungsweise der Motor nur in ent-

sprechend geringerer Stärke erforderlich ist. Bezeichnet man nämlich die Zeit eines ganzen Spieles mit  $T$  und die des eigentlichen Hebens mit  $t$ , so wird zur Ausübung einer Hebearbeit, welche einer Leistung von  $N$  Pferdekraften entspricht, ein Motor erforderlich sein, welcher, abgesehen von den durch die indirecte Wirkungsweise neu hinzutretenden Nebenhindernissen, nur eine Stärke von  $\frac{t}{T} N$  Pferdekraften zu äußern hat. Es ist auch ersichtlich, daß man hierzu irgend eine, zu sonstigen Zwecken bereits vorhandene Kraftmaschine, in einer Werkstätte etwa die Betriebsdampfmaschine, benutzen kann, indem man an dieselbe die Pumpe zum Speisen des Wasserreservoirs hängt.

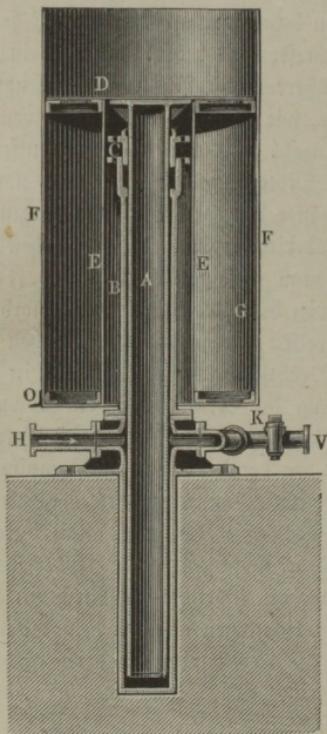
Ein anderer, unter gewissen Umständen bedeutamer Vortheil einer solchen indirecten Wirkung mit Hilfe eines Hochreservoirs besteht ferner darin, daß man hierin ein bequemes Mittel hat, größere mechanische Arbeiten leicht auf beträchtliche Entfernungen zu übertragen, wie es z. B. vorkommt, wenn es sich um den Betrieb einer größeren Anzahl weit von einander entfernter Hebevorrichtungen durch einen centralen Motor handelt. Da man nämlich das Zuleitungsrohr, welches das Druckwasser den Hebevorrichtungen zuführt, in beliebigen Krümmungen unter- oder oberirdisch, wie es die örtlichen Verhältnisse erfordern, leiten kann, so hat man in dieser Leitung eine Ferntriebtransmission, welche frei ist von dem Uebelstande der Anordnung vieler Lager, conischer Räder oder Seiltrollen, die man unter gleichen Verhältnissen mit einer Wellenleitung oder Drahtseiltransmission würde in Kauf nehmen müssen. Auch die Fortpflanzung der Kraft durch ein Dampfrohr, welches etwa von einer centralen Dampfesselanlage aus die Betriebskraft in Form gespannten Dampfes nach den verschiedenen, als Dampfwinden zu konstruirenden Hebevorrichtungen übertragen könnte, müßte hiergegen unvortheilhaft sein wegen der großen Uebelstände, welche namentlich durch die Condensation des Dampfes in langen Röhrenleitungen herbeigeführt werden.

Diese Verhältnisse erklären zur Genüge den Vortheil der durch ein Hochreservoir betriebenen hydraulischen Hebevorrichtungen in allen den Fällen, wo es sich um einen intermittirenden Betrieb handelt, und wo es darauf ankommt, während einer kurzen Zeitperiode mit Sicherheit über eine bedeutende mechanische Arbeit zu verfügen.

**Accumulatoren.** Die von einem Hebekolben ausgeübte Druckkraft §. 17.  $FHy$  wächst im directen Verhältnisse mit der Höhe  $H$  des Wasserspiegels im Reservoir über dem Hebekolben, und man wird daher den Querschnitt  $F$  des letzteren um so kleiner machen können, je größer das Gefälle  $H$  ist. Nun ist die Herstellung von hochgelegenen Reservoiren im Allgemeinen mit großen Kosten und Schwierigkeiten verbunden, sobald die Höhe nur einiger-

maßen beträchtlich wird, und man würde bei Verwendung wirklicher Hochreservoirs in allen Fällen nur geringe Gefällshöhen von selten mehr als 30 m verwenden können. In Folge davon würde man meistens große Dimensionen der Hebecylinder anwenden müssen und, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, verhältnißmäßig große Effectverluste durch die Neben-

Fig. 72.



hindernisse in Kauf zu nehmen haben, so daß eine derartige Anlage, zumal wegen ihrer großen Kosten, sich nicht empfehlen würde. Es muß daher eine bedeutende und für die hydraulischen Maschinen folgenreiche Erfindung Armstrong's genannt werden, das natürliche Hochreservoir in seiner Wirkung durch einen einfachen Apparat ersetzt zu haben, welcher aus dem schon oben angegebenen Grunde von ihm mit dem Namen Accumulator belegt worden ist.

Der Accumulator besteht im Wesentlichen aus einem starken cylindrischen Gefäße *B* (Fig. 72), in welchem, durch die Stopfbüchse *C* wasserdicht geführt, der gleichfalls cylindrische Plungerkolben *A* verschiebbar ist. Dieser Kolben ist vermittelt des an das Quersaupt *D* gehängten aus zwei Blechcylindern *E* und *F* gebildeten Gewichtsbehälters *G* sehr stark belastet. Denkt man sich nun durch eine Druckpumpe mittelst des Rohres *H* Wasser in den Cylinder eingepreßt, wobei das Rohr *K* geschlossen gedacht werde, so wird der Kolben *A* durch den Druck des Wassers auf seine untere Fläche emporgetrieben

und dabei das Belastungsgewicht *G* in derselben Weise gehoben werden, wie bei einer hydraulischen Hebevorrchtung die Last durch den Hebekolben gehoben wird. Wie bei dieser gilt auch hier die Beziehung  $G = Fp$ , wenn *G* das Belastungsgewicht, *F* den Querschnitt des Kolbens *A* und *p* die Wasserpressung pro Flächeneinheit bezeichnet, und von der Stopfbüchsenreibung vorläufig abgesehen wird. Das in dem Cylinder *B* befindliche

Wasser erleidet daher eine Pressung  $p$  pro Flächeneinheit, welche durch  $p = \frac{G}{F}$  ausgedrückt ist. Dieselbe Pressung würde dem Wasser auch innewohnen, wenn man den belasteten Kolben  $A$  ersetzen wollte durch eine Wasserfäule von demselben Querschnitte  $F$  und demselben Gewichte  $G$ , deren Höhe  $H$  also gegeben wäre durch  $G = FH\gamma$  zu  $H = \frac{G}{F\gamma}$ . Das Wasser in dem Cylinder  $B$  befindet sich sonach in demselben Zustande, in welchem es sein würde, wenn der Cylinder durch eine Röhre mit einem Hochreservoir in Verbindung stände, dessen Wasserspiegel um die Höhe  $H = \frac{G}{F\gamma}$  über der unteren Kolbenfläche gelegen wäre. Führt man daher durch Oeffnen des Hahnes  $K$  Wasser aus diesem Cylinder mittelst des Rohres  $V$  nach irgend einer hydraulischen Hebevorrichtung, so wird dieselbe in der gleichen Weise functioniren, als wenn zu ihrem Betriebe das gedachte Hochreservoir verwendet würde, mit anderen Worten, der Accumulator ersetzt in seiner Wirkung auf die Hebemachine ein Hochreservoir von der Druckhöhe  $H = \frac{G}{F\gamma}$ . Der verfügbare Wassergehalt des Accumulators ist gleichfalls durch die Dimensionen gegeben und beträgt  $V = Fl$ , wenn  $l$  die Länge bedeutet, um welche der Accumulatorkolben  $A$  beim Oeffnen des Hahnes  $K$  niedersinken kann, d. h. also die Höhe, auf welche er zuvor von der Pumpe gehoben worden ist. Man erkennt ferner, daß nichts im Wege steht, während der Zeit, in welcher durch das Rohr  $V$  Druckwasser nach der Hebevorrichtung geführt wird, die Speisung des Accumulators durch das Rohr  $H$  von der Pumpe aus ununterbrochen fortzusetzen. Wenn hierbei das von der Pumpe geförderte Wasser gerade zum Betriebe der Hebevorrichtung ausreicht, so wird der Kolben  $A$  des Accumulators in seiner jeweiligen Stellung verharren, während er sinken oder steigen muß, je nachdem die Hebevorrichtung ein größeres oder kleineres Quantum Druckwasser erfordert, als die Pumpe in derselben Zeit liefert. Man kann sich daher den Accumulator als einen Regulator vorstellen, welcher die Differenz der erzeugten und verbrauchten mechanischen Arbeiten aufnimmt und bezw. wieder abgibt. Aus diesem Verhalten läßt sich weiter ein Schluß auf die erforderliche Größe des Accumulators in jedem bestimmten Falle ziehen. Bezeichnet  $V$  das für eine Hebung der Hebemachine erforderliche Druckwasserquantum und ist  $T$  die Zeit in Secunden, welche durch ein vollständiges Spiel dieser Hebevorrichtung in Anspruch genommen wird, während die eigentliche Hebung nur  $t$  Secunden dauert, so hat man der Druckpumpe und ihrem Motor solche Verhältnisse zu geben, daß per Secunde eine Wasserförderung von  $\frac{V}{T}$

erreicht wird, und der Accumulator muß einen Inhalt erhalten, vermöge dessen er das in der Pause von  $T - t$  Secunden geförderte Wasserquantum

$V \frac{T - t}{T}$  aufzunehmen vermag. Hierbei ist unter dem Inhalte des Accu-

mulators natürlich nicht der ganze Hohlraum des Cylinders  $B$ , sondern nur das von dem Kolben bei seiner Senkung um die Länge  $l$  verdrängte Wasserquantum  $Fl$  zu verstehen, da der Zwischenraum zwischen dem Kolben und der Cylinderwandung ein für alle Mal von Wasser erfüllt bleibt, welches als bewegendes oder Kraftwasser niemals wirksam gemacht werden kann.

Diese Bestimmung des Accumulatorinhaltes wird man auch in dem Falle beibehalten, wenn der Accumulator eine größere Anzahl von Hebevorrichtungen zu versorgen hat, indem man alsdann unter  $V$  diejenige Betriebswassermenge versteht, welche sämtliche Hebevorrichtungen zusammen für ein Spiel erfordern. Denn wenn auch im Allgemeinen durch die zu verschiedenen Zeiten stattfindenden Hebungen der einzelnen Arbeitskolben eine gewisse Ausgleichung in dem Bedarfe an Betriebswasser sich einstellen wird, so muß man doch für Erreichung eines unter allen Umständen sicheren Betriebes den möglichen und auch jedenfalls zuweilen eintretenden Fall ins Auge fassen, daß einmal sämtliche Arbeitskolben zu derselben Zeit die Hebung zu bewirken haben.

Um bei gefülltem Accumulator die Wirkung des Pumpwerkes selbstthätig auszurücken, ist es allgemein üblich, den Accumulatorkolben mit einem Anstoßknaggen  $O$ , Fig. 72, zu versehen, welcher in der höchsten Lage durch Anstoßen gegen einen Hebel  $N$  eine Einwirkung auf die Drosselklappe des Motors ausübt und durch Ausrücken des Pumpwerkes ein gänzlichcs Herausheben des Accumulatorkolbens verhindert.

Die Größe der Druckhöhe des Accumulators  $H = \frac{G}{F\gamma}$  kann durch geeignete Wahl des Belastungsgewichtes  $G$  bei einem bestimmten Kolbenquerschnitte  $F$  beliebig gewählt werden, und ist nur durch die Festigkeit des Gußeisens begrenzt, aus welchem die Cylinder und Zuleitungsrohre gefertigt werden. Man verwendet denn auch bei den gewöhnlichen Accumulatoren ganz bedeutende Druckhöhen, und hat Armstrong dieselben vielfach bis zu 50 Atmosphären, also etwa 500 m angenommen, Druckhöhen, welche selbstredend durch die Anlage hochgelegener Reservoirs bei weitem nicht zu erreichen sein würden. Mit der Anwendung so stark gepreßten Druckwassers erreicht man den Vortheil kleiner Querschnittsabmessungen für die Arbeitskolben, und es werden hierdurch, wie sich leicht erkennt, auch die hydraulischen Widerstände in den Zuleitungsrohren wesentlich herabgezogen. Denkt man sich nämlich das Triebwasser von dem Accumulator nach den einzelnen Arbeitscylindern durch eine Röhrenleitung von der unter Umständen beträcht-

lichen Länge  $l$  und dem Durchmesser  $d$  geführt, so wird bei der Geschwindigkeit des Wassers  $v$  in derselben in jeder Secunde ein Quantum Betriebswasser  $Q = \frac{\pi d^2}{4} v$  von der Druckhöhe  $H$  des Accumulators transmittirt, welches, wenn schädliche Nebenhindernisse nicht berücksichtigt werden, eine Arbeitsleistung darstellt von

$$A = Q H \gamma = \frac{\pi d^2}{4} v H \gamma.$$

Durch die Reibung des Wassers in der Röhre findet aber ein Verlust an Druckhöhe statt, welcher sich nach Thl. I, §. 455 zu

$$\xi \frac{v^2 l}{2g d} = h_0$$

berechnet, eine Verlusthöhe, welche von der Druckhöhe  $H$  nicht abhängt, daher unter sonst gleichen Verhältnissen, d. h. bei gleicher Größe von  $l$ ,  $d$  und  $v$  aber beliebig anderer Druckhöhe  $H$  den gleichen Betrag hat. Wenn man daher den Verlust an mechanischer Arbeit

$$A_0 = \frac{\pi d^2}{4} v h_0 \gamma,$$

welcher mit diesem Druckverluste in Verbindung steht, zu der Größe der transportirten Arbeit  $A = \frac{\pi d^2}{4} v H \gamma$  in Beziehung bringt, so erhält man den relativen Arbeitsverlust der Röhrentransmission, d. h. den pro Einheit der zu übertragenden Arbeit entfallenden Arbeitsverlust zu

$$\frac{A_0}{A} = \frac{h_0}{H} = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \frac{1}{H},$$

also im umgekehrten Verhältnisse mit der Druckhöhe  $H$  stehend. Ähnliche Betrachtungen gelten auch für die sonstigen hydraulischen Widerstände, z. B. für die Druckverluste beim Durchgange des Wassers durch Verengungen, wie Absperrschieber, Krümmungen u. s. w., da die hiermit verbundenen Druckverluste sämmtlich von der absoluten Druckhöhe  $H$  unabhängig sind. Von diesem Gesichtspunkte aus muß die gedachte hydraulische Krafttransmission mit großem Druckgefälle als eine sehr ökonomische bezeichnet werden.

Dagegen wird wegen des hohen Druckes die Ausführung der Röhrenleitungen beim Accumulatorbetriebe eine äußerst sorgfältige sein müssen, da jede auch nur geringe Undichtheit der Röhrenleitung durch entweichendes Betriebswasser mit namhaften Kraftverlusten verknüpft ist.

In Folge der bedeutenden Pressung, mit welcher das Accumulatorwasser arbeitet, ergibt sich noch eine besondere Eigenthümlichkeit der betreffenden Hebevorrichtungen, welche bei den im Folgenden zu besprechenden Anlagen

in die Augen fallen wird. Wenn es sich darum handelt, die Last nur auf mäßige Höhe zu erheben, so pflegt man den Hebekolben oberhalb zu einer Plattform zur directen Aufnahme der Last auszubilden, wie dies aus den Figuren 70 und 71 ersichtlich ist. Bei größeren Hubhöhen würde diese Construction zu praktischen Schwierigkeiten führen, da der Hebekolben sich hierbei auf eine bedeutende Länge frei aus dem Cylinder schieben müßte, was um so bedenklicher wäre, als sein Durchmesser wegen des großen Wasserdruckes und insbesondere für geringere Lasten nur gering sein wird. Der Kolben würde daher die Form einer langen dünnen Stange annehmen, deren Strebefestigkeit nicht genügend groß wäre. Um diesem Uebelstande zu begegnen, ist es nach Armstrong's Vorgange allgemein üblich geworden, in solchen Fällen dem Hebekolben nur einen geringen Hub zu geben, und die Größe der Bewegung durch eingeschaltete Rollen- oder Flaschenzüge zu vielfältigen. Diese Flaschenzüge sind dabei in einer Weise wirksam, welche derjenigen entgegengesetzt ist, die oben in §. 8 besprochen worden, insofern hierbei nämlich die zu hebende Last an dem freien Kettenende wirkt, während durch den treibenden Kolben die Bewegung der betreffenden Rolle oder Flasche direct veranlaßt wird. Der Vorgang beim Heben entspricht daher hier etwa dem sogenannten Rückwärtsgange der gewöhnlichen Flaschenzüge. Natürlich wird in Folge dieser Anordnung die von dem Hebekolben auf die Flasche auszuübende Kraft dem Umsetzungsverhältnisse entsprechend größer ausfallen, als die zu bewältigende Last ist. Dies ist bei dem bedeutenden Wasserdrucke immer leicht durch entsprechende Vergrößerung des Kolbenquerschnittes zu erreichen, womit wiederum der constructive Vortheil verbunden ist, daß die rückwirkende Festigkeit des Hebekolbens dadurch vermehrt wird.

Wenn durch eine hydraulische Hebevorrichtung je nach Umständen bald größere, bald geringere Lasten gehoben werden sollen, so ist es ökonomisch vortheilhaft, statt eines einzigen Hebecylinders deren zwei oder drei derartig anzuwenden, daß dieselben entweder einzeln für kleinere, oder zusammen für größere Lasten zur Wirkung gebracht werden können. Wollte man diese Anordnung nicht treffen, so hätte man auch für die kleinsten vorkommenden Lasten, eben so gut wie für die größten, den Hebecylinder vollständig mit Kraftwasser zu speisen und der Nutzeffect würde daher ein sehr geringer werden.

Daß eine hydraulische Hebevorrichtung einfach durch Abschluß des Zuführungsrohres angehalten oder gesperrt wird, ist von selbst klar, und daß man in der Regulirung der Durchflußöffnung im Abflußrohre ein Mittel zum Bremsen beim Senken der Last hat, wurde schon oben erwähnt. Bei Anwendung einer Plattform ist in der Regel diese selbst so schwer, daß sie im unbelasteten Zustande durch ihr eigenes Gewicht das

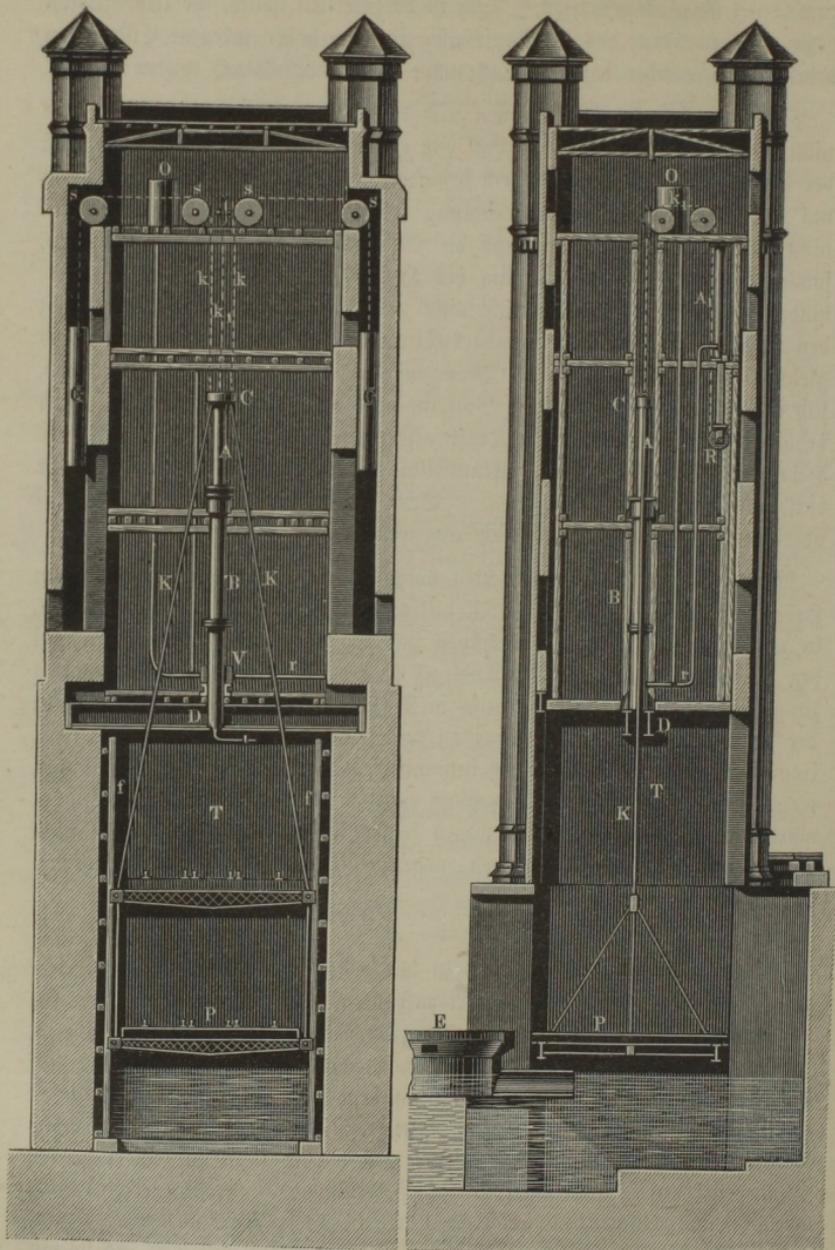
Niedergehen bewirkt, oft ist sie so schwer, daß sie noch durch Gegengewichte zum Theil abzubalanciren ist. Auch ist es zuweilen üblich, ihr Uebergewicht dazu zu verwenden, das Rücklaufwasser in eine höher gelegene Cisterne zu drücken, aus welcher es der Druckpumpe des Accumulators wieder zufließt.

Wenn jedoch, wie bei Kraneen und manchen Aufzügen, eine Plattform nicht vorhanden ist, sondern die Last von einem Haken ergriffen wird, so muß der letztere in der Regel durch ein besonderes Gewicht noch beschwert werden, um den Rückgang der Hebevorrichtung sicherzustellen. Da dieses Gewicht nicht nur die Kette spannen und die Widerstände der Rollen überwinden, sondern auch die Zurückbewegung des Hebefolbens bewirken muß, so verbindet man, um das Hakengewicht nicht zu schwer machen zu müssen, häufig den Hebefolben mit einem Gegenkolben von kleinerem Querschnitte und gleicher Länge, welcher, an der Bewegung des ersteren direct theilnehmend, sich in seinen Cylinder bei dem Vorgange des Hebefolbens hineinschiebt und behufs des Rückganges, durch Kraftwasser gedrückt, die Zurückschiebung des Hebefolbens bewirkt. Das Hakengewicht hat in dem Falle nur die Kette entsprechend gespannt zu halten. Seile werden bei hydraulischen Hebevorrichtungen selten oder gar nicht angewendet.

Man gebraucht die hier gedachten hydraulischen Vorrichtungen außer zum Heben von eigentlichen Lasten auch vielfach zur Ausübung anderer Arbeiten, so z. B. zum Aufziehen der Schützen und Kammerthore bei Schleusen, bei den Kraneen zum Drehen der Ausleger (s. dort), ferner auch in Werkstätten zu gewissen Zwecken, beispielsweise in Bessmerhütten zum Schwenken der Converter, in Kesselfabriken zum Pressen der Kesselböden u. s. w., immer aber nur in Fällen eines intermittirenden Betriebes. Für Maschinen, welche in ununterbrochener Bewegung erhalten werden, wie alle Mühlen etc., würde der Accumulatorbetrieb wegen seiner indirecten Wirkungsweise nicht vortheilhaft sein. Im Folgenden mögen einige Aufzüge mit Accumulatorbetrieb besprochen werden.

**Hydraulische Aufzüge.** Zu den ersten hydraulischen Hebevorrichtungen in Deutschland nach dem Armstrong'schen System gehören die für den Eisenbahnterect zwischen Homberg und Ruhrort 1856 ausgeführten, welche den Zweck haben, die Eisenbahnwaggonn von der Dampföhre auf das Niveau der Geleise zu heben. Zu dem Ende ist jede der genannten Stationen mit einer Hebevorrichtung versehen, wie dieselbe durch Fig. 73 (a. f. S.) veranschaulicht ist. In dem massiven Hebethurme *T* ist auf einem starken schmiedeeisernen Doppelträger *D* der Hebecylinder *B* befestigt, dessen nach oben heraustretender Plungerkolben *A* von 0,314 m Durchmesser ein Querschnitt *C* trägt, von welchem die Ketten *K* nach unten ausgehen, wo sie mit

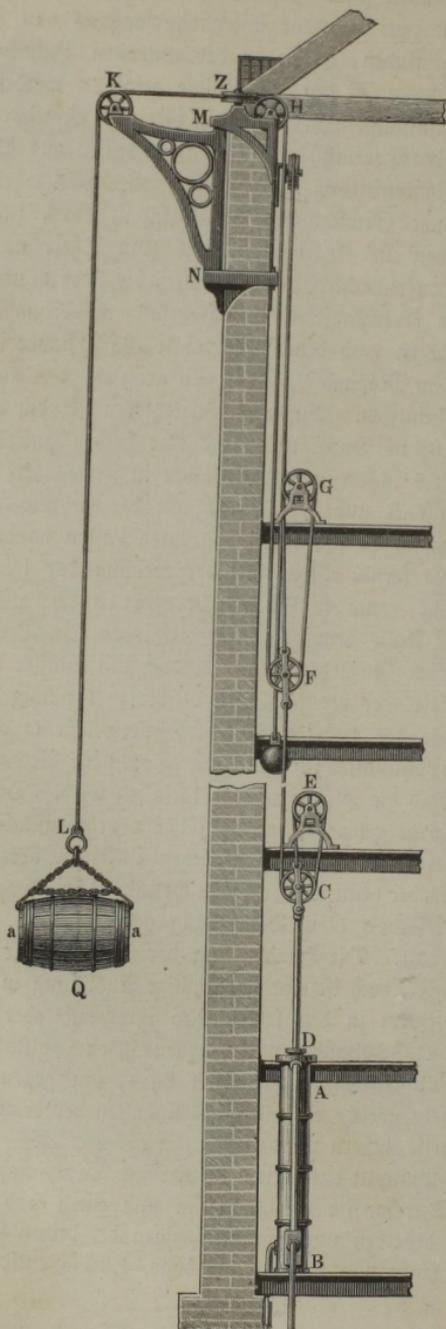
Fig. 73.



der zu hebenden Bühne  $P$  verbunden sind. Letztere ist mit Schienen versehen, auf denen in der Regel zwei beladene Eisenbahnwaggons von je ca. 300 Centner Gewicht Raum finden, welche in der untersten Bühnenstellung direct von dem Dampfboote  $E$  auf die Bühne gefahren werden. Durch Führungen  $f$  in den Umfassungsmauern ist die verticale Bewegung der Plattform gesichert, welche durch Einführung von Druckwasser aus der vom Accumulator kommenden Röhrenleitung  $r$  veranlaßt wird. Das erhebliche, ca. 560 Centner betragende Gewicht der Plattform ist durch zwei Gegengewichte  $G$  von zusammen 23 400 kg Gewicht zum Theil ausgeglichen, welche Gewichte, in Mauerstäben spielend, durch die über Rollen  $s$  geführten Ketten  $k$  mit dem Kreuzkopfe  $C$  des Hebelbolzens verbunden sind. Die erforderliche Hubhöhe ist nach dem wechselnden Wasserstande im Rheine verschieden und beträgt im Maximo 8,72 m. So groß ist denn auch der Schub des Hebelbolzens  $A$  bemessen. Außer diesem letzteren ist noch ein zweiter Hebelbolzen  $A_1$  von 0,196 m Durchmesser und nur halber Hubhöhe vorgesehen, dessen Kolben abwärts schiebend mit Hilfe der in seinem Kreuzkopfe untergebrachten losen Rolle  $R$  und der Kette  $k_1$  an der Hebung der Bühne sich betheiligen kann, wenn es sich um die größten Lasten handelt. Dieser kleine Hebelcylinder wird ferner allein mit der Hebung der leeren Plattform in dem Falle betraut, wenn es sich um Niederlassung der Waggons handelt, in welchem Falle dem großen Hebelcylinder kein Druckwasser zugeführt wird. Um aber den letzteren hierbei doch mit Wasser anzufüllen, welches als Sperrmittel bei der folgenden Niederfahrt nöthig ist, hat man in der höchsten Etage des Hebethurms ein Füllreservoir  $O$  aufgestellt, in welches das in den Cylindern zur Wirkung gekommene Betriebswasser hinaufgepreßt wird, sobald die Plattform niedergelassen wird. Durch eine Ventilsteuering ist nun Sorge getragen, daß man das vom Accumulator in den Ventilkasten  $V$  eintretende Wasser nach Belieben in einen oder in beide Cylinder führen kann, wobei denn immer der nicht mit Betriebswasser gespeiste Cylinder mit dem Reservoir  $O$  in Verbindung gebracht wird, aus welchem er seine Füllung erhält. Die Handhabung der Steuerventile geschieht von dem Maschinenführer, doch ist eine selbstthätige Auslösung in der Art eingeführt, daß die Plattform in den letzten 2 m ihrer auf- oder absteigenden Bewegung auf ein Hebelsystem wirkt, wodurch eine allmälige Schließung der Ein- oder Austrittsöffnung bewirkt wird, um gegen die Stoßwirkungen gesichert zu sein, welche ein plötzliches Anhalten der bewegten Massen auf die Maschinenteile äußern würde.

Der Accumulator, dessen Pumpen durch eine 30 pferdige Dampfmaschine bewegt werden, hat einen Durchmesser von 0,418 m und einen Hub von 5,33 m, so daß der Inhalt desselben ungefähr demjenigen der beiden Hebelcylinder bei ihrem größten Hube von 8,72 m und bezw. 4,36 m entspricht.

Fig. 74.



Die Belastung des Accumulatorkolbens ist so bemessen, daß der Druck pro Quadratcentimeter ca. 43 kg beträgt.

Einen gleichfalls von Armstrong construirten Aufzug für Waarenhäuser zeigt Fig. 74. Hierbei wird in dem, Fig. 75, in größerem Maßstabe gezeichneten verticalen Hebecylinder *A* ein Scheibenkolben *K* durch das oberhalb eintretende Kraftwasser abwärts gedrückt, wobei die in dem Kreuzkopfe *C* der Kolbenstange *D* befindliche lose Rolle das um die feste Rolle *E* geschlungene Seil anzieht, dessen eines Ende an dem Kreuzkopfe *C* und dessen anderes Ende an dem Bügel der losen Rolle *F* befestigt ist. Von dieser letzteren geht in der aus der Figur ersichtlichen Weise ein zweites Seil über die festen Rollen *G* und *H* zwischen zwei horizontalen Leitrollen *Z* hindurch nach der in dem Schnabel des Consolarms gelagerten Leitrolle *K*, um in dem Ringe *L* die Last *Q* zu tragen. Die Drehbarkeit des Consols um die Ase *MN* gestattet eine Einführung der gehobenen Last durch eine Maueröffnung in das Innere des

Speichers, von welcher Einrichtung bei den Krähnen ein Näheres angegeben werden soll.

Wie man aus der Zeichnung erkennt, bewirkt die hier angedeutete Rollenverbindung eine neunfache Vergrößerung des von dem Zugorgane zurückgelegten Weges.

Fig. 75.

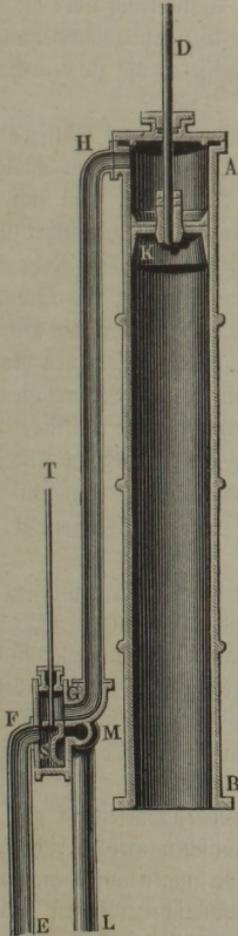
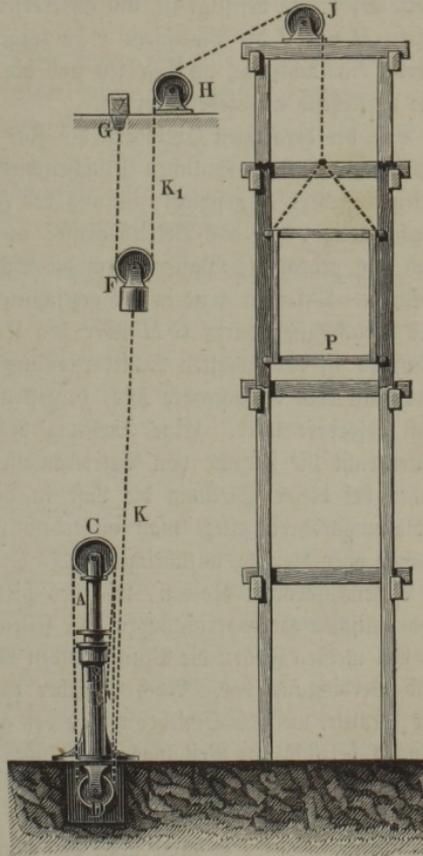


Fig. 76.



Nach dem Vorstehenden wird der in Fig. 76 dargestellte hydraulische Aufzug, wie er für die steuerfreie Niederlage in Harburg \*) zur Ausführung gekommen ist, leicht verständlich sein. Der Plungerkolben A, welcher aus dem

\*) S. Zeitschr. des hannoversch. Arch. u. Ing.-Vereins 1860, S. 443.

Hebecylinder *B* durch das Betriebswasser vertical aufwärts geschoben wird, trägt in seinem Kreuzkopfe neben einander auf einer gemeinschaftlichen Ase lose drehbar die beiden Kettenrollen *C*, deren feste Gegenrollen *D* unterhalb mit dem solide fundirten Hebecylinder verbunden sind. Die bei *E* am Cylinder befestigte Kette *K* geht nach Umschlingung der vier Rollen *C, D, C, D* in die Höhe, um die lose Rolle *F* an ihrem Gehäuse zu ergreifen, deren Kette *K<sub>1</sub>* bei *G* befestigt ist, um andererseits nach Umführung über die Leitrollen *H* und *J* die Plattform *P* zu tragen. Die Bewegungsübersezung ist hierbei eine achtfache, im Uebrigen sind die Verhältnisse ebenso zu beurtheilen, wie vorstehend angegeben worden.

Wie bei derartigen Cylindern die Zu- und Abführung des Wassers mit Hilfe des dem gewöhnlichen Muschelschieber der Dampfmaschinen analogen Steuerschiebers *S* geschieht, ist aus der Fig. 75 klar, wenn man sich gegenwärtigt, daß das Betriebswasser in dem Rohre *EF* zugeführt wird, und das gebrauchte Wasser durch die Schieberhöhlung und das Rohr *ML* abfließt. Offenbar tritt in der gezeichneten tiefsten Stellung des Schiebers das Druckwasser durch *GH* über den Kolben *K* und bewirkt die Hebung, während in der höchsten Schieberstellung eine Communication des Rohres *GH* mit dem Abflußrohre *ML* hergestellt ist, wie sie zum Niederlassen der Last erfordert wird. Eine Stellung des Schiebers in die mittlere Lage unterbricht die Zufuhr von Betriebswasser, ohne den Abfluß zu gestatten, daher bei dieser Stellung die Last in Ruhe verharrt. In den Zu- und Ableitungsröhren pflegt man außerdem noch besondere Abschlußmittel, wie Hähne oder Ventile, anzubringen.

Scheibenförmige Kolben, wie der hier angegebene, haben indessen bei hydraulischen Hebevorrichtungen nur selten Anwendung gefunden, man zieht in den meisten Fällen die Plungerkolben wegen ihrer leichteren Zugänglichkeit und Verdichtung vor. Auch Schieber zur Steuerung sind weniger beliebt als Ventile, weil die Schieber wegen des großen auf ihnen lastenden Wasserdruckes beträchtliche Reibungswiderstände darbieten und daher schwierig zu handhaben sind.

Da dem Wasser die Eigenschaft der Zusammendrückbarkeit so gut wie vollständig abgeht, so muß man bei allen hydraulischen Hebevorrichtungen durch besondere Sicherheitsvorkehrungen die Stosswirkungen aufheben, welche durch das plötzliche Anhalten der in Bewegung befindlichen Massen hervorgerufen werden. Denkt man sich etwa die im Niedergehen begriffene Plattform der Ruhrorter Hebevorrichtung, Fig. 73, plötzlich durch Abschließen des Ausflußventils angehalten, so wird die ganze in der bewegten bedeutenden Masse *M* vermöge deren Geschwindigkeit *v* enthaltene lebendige Kraft  $M \frac{v^2}{2}$  auf Stosswirkungen verwendet, in Folge deren der Druck des Wassers

in dem Hebecylinder so bedeutend werden könnte, daß ein Bruch möglich wäre. Diesen zu vermeiden, bringt man in dem Verbindungsrohre des Cylinders mit dem Ventilkasten ein Sicherheitsventil an, welches, oberhalb dem Drucke des Accumulators ausgesetzt, für gewöhnlich geschlossen gehalten wird, und nur in dem gedachten Momente eines im Innern des Cylinders auftretenden Ueberdruckes sich öffnet, so daß ein gewisses kleines Wasserquantum aus dem Cylinder in das vom Accumulator kommende Zuführungsrohr zurückgepreßt wird.

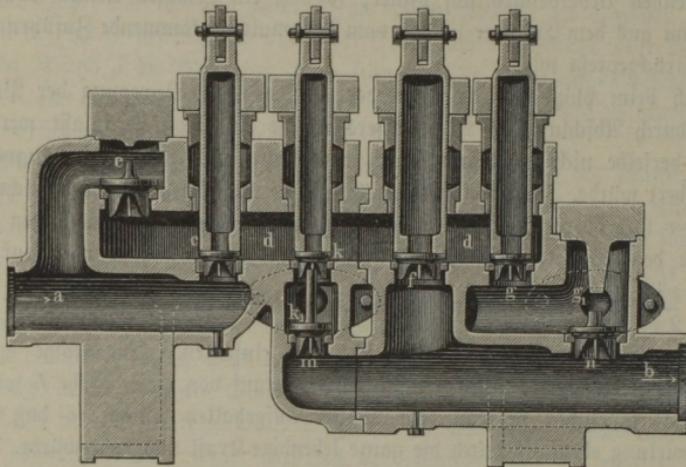
Auch beim plötzlichen Anhalten der aufsteigenden Bewegung der Plattform durch Abschluß des Kraftwassers würde ein Stoß veranlaßt werden, wenn derselbe nicht gleichfalls durch ein Ventil und zwar ein Saugventil verhindert würde. Denkt man sich nämlich die Plattform mit der Geschwindigkeit  $v$  ihre obere Stellung erreichend, so wird sie nach dem plötzlichen Abschlusse des Wassers vermöge der erlangten Geschwindigkeit noch auf die

Höhe  $\frac{v^2}{2g} = h$  emporsteigen, und in Folge dessen in dem Hebecylinder ein

luftleerer Raum von der Größe  $Fh$  sich einstellen. Die Folge davon würde sein, daß die Plattform unmittelbar darauf von dieser Höhe  $h$  wieder herunterfiel, bevor sie von dem Wasser aufgehalten würde, so daß eine Stoßwirkung ebenfalls durch die ganze lebendige Kraft ausgeübt würde. Um dieses Zurückfallen zu verhindern, trifft man die Einrichtung derart, daß das Verbindungsrohr des Cylinders mit dem Ventilgehäuse noch mit einem zweiten Ventile versehen wird, welches bei jenem Vorgange sich hebt und aus dem Abflußrohre Wasser in den Cylinder ansaugt, das nachher als Sperrmittel dem Zurückfallen der Plattform entgegentritt. In jedem Falle wird also nach dem vollständigen Abschlusse der Ein- oder Austrittsöffnung noch eine gewisse von der Geschwindigkeit der Plattform abhängige auf- oder absteigende Bewegung derselben sich einstellen. In welcher Art diese Sicherheitsventile angeordnet sind, läßt sich am besten aus Fig. 77 (a. f. S.) ersehen, welche die Steuerungsvorrichtung der Ruhrort-Sommerger Hebevorrichtung darstellt. Hier tritt durch das Rohr  $a$  das vom Accumulator kommende Kraftwasser ein, während  $b$  das Rückführungsrohr für das gebrauchte Abwasser nach dem Füllreservoir im obersten Geschosse des Hebethurmes vorstellt. Durch Oeffnung des Absperrventils  $c$  gelangt das Betriebswasser in den Raum  $d$ , von welchem es entweder durch das Ventil  $g$  und Rohr  $g_1$  nach dem großen Hebecylinder oder durch  $k$  und  $k_1$  nach dem kleinen Hebecylinder, oder durch  $g$  und  $k$  gleichzeitig nach beiden Cylindern geführt werden kann, wobei natürlich das Abflußventil  $f$  geschlossen sein muß. Wird dieses letztere aber nach dem vorherigen Schließen von  $c$  geöffnet, so tritt ein Rückgang der Kolben ein, indem das Wasser aus  $g_1$  und  $k_1$  durch  $f$  nach  $b$  entweicht. Bei  $e$  ist das erwähnte Sicherheitsventil angebracht, welches auf

seiner oberen Fläche dem Drucke des Accumulators ausgesetzt ist, während  $m$  und  $n$  zwei Saugventile darstellen, welche sich öffnen, wenn der Druck in den Hebecylindern beim Aufsteigen der Plattform unter den Druck herabsinkt, welcher durch das Rohr  $b$  vom Füllreservoir auf die unteren Ventile

Fig. 77.



flächen ausgeliebt wird. Diese Ventile  $m$  und  $n$  haben hier gleichfalls den Zweck, den einen oder anderen Cylinder, welcher nicht vom Accumulator gespeist wird, aus dem Füllreservoir mit Sperrwasser zu versorgen.

Man erkennt, daß die Sicherheitswirkung der Ventile  $e$ ,  $m$  und  $n$  sich nicht auf die durch Ketten mit der Plattform verbundenen Gegengewichte erstrecken kann, und daß diese Ketten beim plötzlichen Anhalten unvermeidlichen Stoßwirkungen ausgesetzt sind. Diese möglichst herabzuziehen, ist es daher unter allen Umständen gerathen, die Bewegung allmählig zu mildern, und ist zu diesem Zwecke, wie oben angegeben worden, ein besonderer selbstthätig wirkender Abstellapparat vorgesehen.

- §. 19. **Wirkung der Accumulatoren.** Es erübrigt noch, im Folgenden die Grundsätze festzustellen, nach denen der Betrieb hydraulischer Hebevorrichtungen\*) durch Accumulatoren zu beurtheilen ist. Zu dem Ende sei das Belastungsgewicht des Accumulatorkolbens, dessen Querschnitt  $F_1$  sein möge, durch eine Wasserfäule von demselben Querschnitte  $F_1$  und demselben Gewichte ersetzt, deren Höhe durch  $BG = k$ , Fig. 78, dargestellt sei. In gleicher Weise denke man sich das Eigengewicht des Hebekolbens und der

\*) S. a. die Arbeit von L. Pukrath, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1878, S. 505.



Stopsbüchse oder Manschette. Diese Reibung ist, wie im Folgenden näher angegeben wird, proportional dem Wasserdrucke auf den Kolben, also proportional mit der Kolbenfläche  $F$ ; man kann sie daher durch eine Wassersäule, welche auf dem Hebekolben lastet, von bestimmter Höhe  $\sigma = DL = D'L'$  ersetzt denken, wo die Größe von  $\sigma$  weiter unten bestimmt werden soll. Ebenso kann die Stopsbüchsenreibung des Accumulatorkolbens durch eine Wassersäule vom Querschnitte  $F_1$  und der Höhe  $\sigma_1 = GK = G'K'$  ersetzt gedacht werden, welche Wassersäule von der treibenden Säule  $BG$  in Abzug gebracht werden muß. Endlich finden in den Cylindern und insbesondere in der längeren und engeren Zuleitungsröhre  $BA$  Reibungswiderstände und gewisse andere hydraulische Nebenhindernisse statt, welche ebenfalls durch eine auf dem Hebekolben lastende Wassersäule von der Höhe  $\varphi = LM = L'M'$  dargestellt sein mögen.

Denkt man nun nach geschetzener Erhebung des Arbeitskolbens um die Größe  $x = DD'$  den Schieber  $S$  geschlossen und den Abflausschieber  $S'$  geöffnet, nachdem die Nutzlast  $Q$  von der Plattform entfernt ist, so sinkt die letztere von  $O'$  herab, indem sie das Wasser durch  $S'$  in das Reservoir  $J$  drückt, bis sie wieder um  $x$  gesunken ist und in  $C$  ihre Ausgangslage erreicht hat. Nach einem solchen vollständigen, aus Auffahrt und Niederfahrt bestehenden Spiele der Hebevorrichtung ist daher die Nutzlast  $Q = Fq\gamma$  um die Höhe  $x$  erhoben, daher eine nützliche mechanische Arbeit geleistet worden, welche durch

$$A = Fq\gamma \cdot x = Fx\gamma \cdot q = V\gamma q \dots \dots \dots (1)$$

ausgedrückt ist, wenn man das in den Hebecylinder aus dem Accumulator übergetretene Wasserquantum  $Fx$  mit  $V$  bezeichnet. Zur Erzielung dieser Leistung ist das Wasservolumen  $F_1y = Fx = V$  aus dem Raume  $GG'$  des Accumulators in das Reservoir  $J$  des Abflußwassers übergegangen, wobei der Schwerpunkt dieser Wassermenge nach der Figur um die Höhe

$$h - \frac{y}{2} + q + h' = q + h + h' - v \frac{x}{2}$$

gesunken ist. Die mit diesem Sinken verbundene mechanische Arbeit ist sonach durch

$$V\gamma \left( q + h + h' - v \frac{x}{2} \right)$$

ausgedrückt.

Man erkennt daher, daß die Größe  $V\gamma \left( h + h' - v \frac{x}{2} \right)$  den mit der Hebung verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit darstellt, oder daß der Wirkungsgrad der hydraulischen Hebevorrichtung durch

$$\eta = \frac{q}{q + h + h' - v \frac{x}{2}}$$

gegeben ist.

Es handelt sich nunmehr darum, zu untersuchen, unter welchen Bedingungen der gedachte Verlust möglichst klein, also der Wirkungsgrad  $\eta$  möglichst groß wird.

Hierzu ist offenbar der Werth  $h + h' - v \frac{x}{2}$  möglichst klein zu machen.

Wären die schädlichen Reibungswiderstände  $\sigma$  der Kolben in den Manschetten sowie  $\varphi$  des Wassers in den Röhren gar nicht vorhanden, so erkennt man daß die Größe  $h$  oder der Niveauunterschied zwischen  $G$  und  $D$  in den Cylindern zu Anfang des Hubes mindestens den Betrag haben müßte  $h = x + y = x(1 + v)$ , also z. B. für gleiche Kolbenquerschnitte  $F$  und  $F_1$  den Betrag  $h = 2x$ , weil doch die Wasserfäule im Hebecylinder  $A$  in der höchsten Stellung noch von derjenigen in  $B$  getragen werden müßte. Ebenso folgt für den Niedergang des Kolbens beim Wegfall sämtlicher Reibungen, daß die Höhe  $h'$  nicht unter Null sinken darf, da der Wasserspiegel  $C$  im Hebecylinder, welcher der leeren Plattform entspricht, nicht unter denjenigen  $J$  des Saugreservoirs herabsinken kann. Mit diesen, dem idealen, vollkommen reibungslosen Bewegungszustande entsprechenden Verhältnissen würde daher der Arbeitsverlust eines ganzen Spieles zu

$$\begin{aligned} V\gamma \left( h + h' - v \frac{x}{2} \right) &= V\gamma \left[ x(1 + v) + 0 - v \frac{x}{2} \right] \\ &= V\gamma x \left( 1 + \frac{v}{2} \right). \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

also für  $F = F_1$  zu  $V\gamma \frac{3}{2} x$  sich berechnen. Von dieser Arbeit ginge der

Betrag  $V\gamma \left( h - \frac{x + y}{2} \right) = V\gamma x \frac{1 + v}{2}$  während des Aufganges

und  $V\gamma \left( h' + \frac{x}{2} \right) = V\gamma \frac{x}{2}$  beim Senken der Plattform verloren. Diese

Arbeitsverluste hat man sich dadurch zu erklären, daß das gesunkene Wasserquantum  $Fx$  nicht, wie ein starrer Körper thun würde, vermöge der erlangten Geschwindigkeit sich über das Niveau  $D'$  oder  $J$  erhebt, indem man annehmen muß, daß die den Wassertheilchen mitgetheilte Geschwindigkeit durch innere Bewegungen aufgezehrt wird.

In Wirklichkeit sind aber die Arbeitsverluste noch viel größer wegen der Kolbenreibungen  $\sigma$  und  $\sigma_1$ , sowie wegen der Röhrenreibung  $\varphi$ . Beim Aufgange der Plattform wird wegen dieser Reibungen der Minimalwerth

von  $h$ , wie man aus der Figur leicht erkennt, an die Bedingung gebunden sein:

$$h = x + \sigma + \varphi + \sigma_1 + y = x(1 + \nu) + \sigma + \sigma_1 + \varphi.$$

Bezeichnet man ferner die Höhe der Wassersäule, welche der Manschettenreibung beim Niedergange des Hebelbolzens entspricht, mit  $\sigma' = C'N' = CN$ , welche Höhe nunmehr von der treibenden Wassersäule  $AC' = q_0 + x$  abzurechnen ist, und ist ebenso  $\varphi' = JO$  die Wassersäulenhöhe für die Reibungswiderstände im Abflußrohre  $AH$ , so findet man gleichfalls den kleinsten Werth von  $h'$  gegeben zu

$$h' = \sigma' + \varphi'.$$

Würde man diese kleinsten, daher günstigsten Werthe zu Grunde legen, so erhielte man den mit einer Hebung der Last  $Q = Fq\gamma$  auf die Höhe  $x$  verbundenen Verlust an mechanischer Arbeit zu

$$V\gamma \left( h + h' - \nu \frac{x}{2} \right) \\ = V\gamma \left[ x \left( 1 + \frac{\nu}{2} \right) + \sigma + \sigma_1 + \varphi + \sigma' + \varphi' \right].$$

Wollte man die Anordnung diesen Verhältnissen gemäß treffen, d. h. wollte man die hydrostatischen Ueberdruckhöhen  $h$  und  $h'$  nur von solcher Größe wählen, daß

$$h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = x(1 + \nu)$$

und

$$h' - (\sigma' + \varphi') = 0$$

wäre, so würde zwar das Heben und Senken theoretisch möglich sein, aber die Bewegung würde für die Praxis zu viel Zeit erfordern, indem die Ausgleichung der Wasserspiegel zwischen  $D$  und  $G$  beim Aufgange und zwischen  $C'$  und  $J$  beim Niedergange etwa nach Analogie des Vorganges erfolgen würde, welcher beim Uebergange des Wassers zwischen zwei ungleich hoch gefüllten Gefäßen, wie z. B. Schleusenammern, stattfindet (s. Thl. I, Abschn. 7, Cap. 5).

Da es sich nun aber in Wirklichkeit immer darum handelt, eine Hebung der Last auf eine bestimmte Höhe in einer festgestellten Zeit mit Sicherheit zu erreichen, und dieselbe Bedingung auch für den Rückgang des Hebelbolzens gestellt werden muß, so wird man dies nur dadurch erreichen können, daß man die besagten Ueberdruckhöhen  $h$  und  $h'$  größer annimmt, als jene oben bestimmten Minimalhöhen, bei denen der treibende Ueberdruck bis zu Null abnimmt. Es kommt daher noch darauf an, den Zusammenhang zwischen den gewählten Ueberdrücken  $h$  und  $h'$  mit der zur Hebung resp. Senkung erforderlichen Zeit zu bestimmen. Es ergiebt sich übrigens aus der vor-

stehenden Ermittlung, daß der Arbeitsverlust einer Hebung, welcher zu  $V\gamma \left( h + h' - v \frac{x}{2} \right)$  gefunden wurde, mit der Vergrößerung von  $h$  und  $h'$  wachsen muß, so daß sich von vornherein einsehen läßt, daß der Wirkungsgrad der hydraulischen Hebevorrichtungen um so kleiner werden muß, mit je größerer Geschwindigkeit die Hebung und Senkung vollführt wird.

Um die Geschwindigkeit des Hebefolbens zu ermitteln, hat man auch die Masse des etwa angewendeten Gegengewichtes  $W$  für die Plattform zu berücksichtigen. Es möge auch dieses Gegengewicht durch eine Wassersäule

von der Höhe  $w = \frac{W}{F\gamma}$  ersetzt gedacht werden, deren Querschnitt gleich

demjenigen  $F$  des Hebefolbens ist, während  $q_0$  die dem totalen Gewichte  $Q_0$  der Plattform zugehörige Wassersäulenhöhe bedeutet. Ferner soll  $\eta$  der Wirkungsgrad für das Rollengehänge des Gegengewichtes sein, so daß beim Heben eine Ueberlast der Plattform von  $Q_0 - \eta W$  überwunden werden muß, während das Niedersinken durch das Uebergewicht  $Q_0 - \frac{W}{\eta}$  bewirkt

wird. Beim Heben wird nun der Hebefolben in seiner tiefsten Lage aus dem Ruhezustande, also mit der Geschwindigkeit Null anfangend, durch den Ueberdruck in eine beschleunigte Bewegung versetzt. Es sei in irgend einer Stellung, in welcher sich der Hebefolben um  $x = DD'$  bewegt hat, die Beschleunigung der in dem Hebecylinder befindlichen Wassermasse  $\frac{F(q + q_0 + x)\gamma}{g} = m$  durch  $c$  bezeichnet, so ist auch die Beschleunigung

des Gegengewichtes von der Masse  $\frac{W}{g} = m_3$  von derselben Größe  $c$ . Ebenso

soll  $c_1$  die Beschleunigung der in dem Accumulator enthaltenen Masse  $m_1 = \frac{F_1(k - vx)\gamma}{g}$  und  $c_2$  die Beschleunigung der das Zuleitungsrohr

$AB$  ausfüllenden Wassermasse  $m_2 = \frac{F_2 l \gamma}{g}$  in dem betrachteten Augenblicke

sein. Bezeichnet nun  $P$  die auf Beschleunigung dieser Massen wirkende Kraft, so hat man nach dem allgemeinen Gesetze

$$\text{Beschleunigung} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}}$$

$$(m + m_3) c + m_1 c_1 + m_2 c_2 = P \dots \dots (3)$$

Mit Rücksicht darauf nun, daß  $c_1 = c \frac{F}{F_1}$  und  $c_2 = c \frac{F}{F_2}$  sein muß, findet man

1245678900

$$\begin{aligned}
 (m + m_3)c + m_1 c_1 + m_2 c_2 \\
 &= F(q + q_0 + x + w) \frac{\gamma}{g} c + F_1(k - vx) \frac{\gamma}{g} \frac{F}{F_1} c + F_2 l \frac{\gamma}{g} \frac{F}{F_2} c \\
 &= F \frac{\gamma}{g} [q + q_0 + x(1 - v) + w + k + l] c = Mc \dots (4)
 \end{aligned}$$

wenn der Factor von  $c$  mit  $M$  bezeichnet wird. Man hat daher für die Beschleunigung  $c$  der Plattform die Gleichung

$$c = \frac{P}{M},$$

worin man die Größe

$$M = F \frac{\gamma}{g} (q + q_0 + w + k + l)$$

als constant voraussetzen darf, da der Werth  $x(1 - v)$  hiergegen verschwindend klein ist.

Die Triebkraft  $P$  dagegen, und somit auch die Beschleunigung  $c$  nehmen mit jedem Augenblicke ab, und zwar nicht nur, weil mit jeder Zunahme von  $x$  die Ueberdruckhöhe  $h$  auf beiden Seiten eine Verminderung zusammen im  $(1 + v)$ fachen Betrage des Wachstums von  $x$  erfährt, sondern auch, weil stetig ein gewisser Theil des Ueberdruckes zur Erzeugung der Geschwindigkeit des Wassers verwendet wird. Man gewinnt hiervon eine deutliche Vorstellung, wenn man sich den Unterschied zwischen dem hydrostatischen Drucke des Wassers an einer in Ruhe befindlichen Stelle und dem hydraulischen Drucke an einer bewegten Stelle klar macht. Nach Thl. I, §. 427 ist die hydraulische Druckhöhe an einer Stelle, woselbst das Wasser mit der Geschwindigkeit  $v_2$  sich bewegt, um die Größe  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  kleiner als die

hydrostatische Druckhöhe an derselben Stelle, wenn  $v_1$  die Geschwindigkeit an der Eintrittsstelle des Wassers bedeutet. Hiernach bestimmt sich im vorliegenden Falle der auf Beschleunigung der Masse  $M$  wirkende Druck wie folgt. Wird im tiefsten Stande des Hebelkolbens behufs Einleitung der Hebung durch Ziehen des Einlaßschiebers oder Ventils  $S$  dem Wasser ein freier Durchgangsquerschnitt  $f$  dargeboten, so drückt an dieser Stelle der Accumulator im ersten Augenblicke dem Ueberdrucke  $h - \sigma - \sigma_1 - \varphi$  entsprechend mit dem hydrostatischen Drucke  $f(h - \sigma - \sigma_1 - \varphi) \gamma$ , worin  $h = k - q - q_0 + \eta w$  zu setzen ist. Diese treibende Kraft nimmt aber mit dem Beginne der Kolbenbewegung stetig ab. Hat sich nämlich der Hebelkolben auf die Höhe  $DD' = x$  erhoben, in welchem Augenblicke seine Geschwindigkeit gleich  $v$  sein möge, so hat sich nach dem Vorstehenden zunächst die hydrostatische Druckhöhe  $h$  um den Werth  $x + y = x(1 + v)$  vermindert, außerdem ist aber die von dem bewegten Wasser-

strahle in  $S$  ausgeübte hydraulische Druckhöhe noch um  $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$  kleiner als die hydrostatische, wenn  $v_2$  und  $v_1$  die Geschwindigkeiten in  $S$  und in  $G'$  bedeuten.

Nun ist  $v_1 F_1 = v F$ , daher  $v_1 = \frac{F}{F_1} v = \nu v$ , und  $v_2 f = v F$ , daher  $v_2 = \frac{F}{f} v = \mu v$ , wenn das Querschnittsverhältniß  $\frac{F}{f}$  des Hebecylinders zur Einlaßöffnung mit  $\mu$  bezeichnet wird. Daher hat man die hydraulische Druckhöhe in  $S$  für diesen Augenblick

$$h - \sigma - \sigma_1 - \varphi - (1 + \nu) x - (\mu^2 - \nu^2) \frac{v^2}{2g},$$

worin man  $\nu^2$  übrigens gegen  $\mu^2$  vernachlässigen kann, da  $\nu$  immer kleiner als 1, dagegen  $\mu$  meist zwischen 20 und 40 gelegen ist, also  $\nu^2$  meist kaum  $\frac{1}{10}$  Proc. von  $\mu^2$  sein wird. Nunmehr ergibt sich also die Beschleunigung des Hebecolbens in der betrachteten Stellung, d. h. um  $x$  von der tiefsten Lage entfernt zu

$$c = \frac{P}{M} = \frac{f \gamma \left[ h - \sigma - \sigma_1 - \varphi - (1 + \nu) x - \mu^2 \frac{v^2}{2g} \right]}{F \gamma (q + q_0 + w + k + l)} g$$

$$= \frac{a - (1 + \nu) x - \mu^2 \frac{v^2}{2g}}{\mu b} g,$$

wenn man hierin der Kürze wegen

$$h - \sigma - \sigma_1 - \varphi = a$$

$$\text{und } q + q_0 + w + k + l = b$$

setzt. Führt man für die Beschleunigung  $c$  den allgemeinen Werth  $c = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$

ein, und setzt  $v = \frac{\partial x}{\partial t}$ , so erhält man schließlich die für alle hydraulischen Hebevorrichtungen gültige Gleichung:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \frac{a - (1 + \nu) x - \mu^2 \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 \frac{1}{2g}}{\mu b} g \dots (5)$$

Diese Differentialgleichung würde in dieser Form der Integration große Schwierigkeiten entgegensetzen, man kann aber leicht durch eine Annäherung zu einem genügenden Resultate gelangen. Die Geschwindigkeitshöhe  $\mu^2 \frac{v^2}{2g}$  nimmt nämlich, wie oben auseinandergesetzt worden, von Null im Anfange steigend bis zu einem von der Geschwindigkeit  $v$  des Hebecolbens abhängigen Werthe zu. Diese letztere Geschwindigkeit  $v$  des Hebecolbens ist nun bei

allen hydraulischen Hebevorrichtungen wegen der großen Massen nur klein, selten wird sie den Werth von 0,3 m übersteigen, und wenn auch die zugehörige Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Einlaßventil in dem Verhältnisse  $\frac{F}{f}$  größer ist, so bleibt doch die betreffende Geschwindigkeitshöhe meist nur klein im Vergleiche mit den großen hydrostatischen Druckhöhen, welche beim Accumulatorbetriebe angewendet werden.

Man wird daher nur einen kleinen Fehler begehen, wenn man bei Bestimmung der beschleunigenden Kraft die Voraussetzung macht, diese Geschwindigkeitshöhe sei nicht erst bei Erreichung der größten Kolbengeschwindigkeit  $v$ , sondern von Anfang an in Abrechnung zu bringen. Rechnet man unter dieser Voraussetzung die Zeit  $t$  einer Hebung aus, so wird man den Werth ein Weniges größer erhalten, als die wirkliche Zeitdauer beträgt, indem die Beschleunigung im Anfange der Bewegung in Wirklichkeit etwas größer sein wird, als angenommen worden, da im Anfange die von  $h$  abzuhaltende Geschwindigkeitshöhe noch nicht den zu Grunde gelegten höchsten Werth erreicht hat. Wenn man diese Voraussetzung zuläßt, so geht die oben entwickelte Hauptgleichung (5) über in

$$c = \frac{f\gamma(h - \sigma - \sigma_1 - \varphi) - (1 + v)x}{F\gamma(q + q_0 + w + k + l)} g$$

$$= \frac{a - (1 + v)x}{\mu b} g. \dots \dots \dots (6)$$

worin  $h$  nicht mehr die wirkliche Ueberdruckhöhe zwischen  $D$  und  $G$ , Fig. 78, bedeutet, sondern einen Werth, welcher um den Betrag von  $\mu^2 \frac{v^2}{2g}$  kleiner ist.

Um aus der gefundenen Gleichung (6) den Ausdruck für die Zeit  $t$  zu ermitteln, setzt man  $c = \frac{\partial v}{\partial t}$ , wodurch man erhält:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{a - (1 + v)x}{\mu b} g.$$

Multiplieirt man diese Gleichung mit

$$v = \frac{\partial x}{\partial t},$$

so erhält man:

$$v \partial v = g \frac{a - (1 + v)x}{\mu b} \partial x,$$

woraus durch Integration folgt:

$$\frac{v^2}{2} = g \left( \frac{a}{\mu b} x - \frac{1 + v}{2 \mu b} x^2 \right) + Const.$$

Da für  $x = 0$  auch  $v = 0$  ist, so findet sich  $Const. = 0$ . Man hat daher

$$v^2 = \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)^2 = g \left[ \frac{2a}{\mu b} x - \frac{1 + v}{\mu b} x^2 \right] \dots \dots (7)$$

oder

$$\partial t = \sqrt{\frac{\mu b}{g}} \frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1 + v)x^2}} \dots \dots \dots (8)$$

Bezeichnet nun  $s$  die Größe einer Hebung des Arbeitskolbens, so findet sich die hierzu erforderliche Zeit zu

$$t = \sqrt{\frac{\mu b}{g}} \int_0^s \frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1 + v)x^2}}$$

Nun ist nach einer bekannten Integralformel:

$$\begin{aligned} \int_0^s \frac{\partial x}{\sqrt{2ax - (1 + v)x^2}} &= \frac{-1}{\sqrt{1 + v}} \left( \text{arc sin } \frac{a - (1 + v)s}{a} - \text{arc sin } 1 \right) \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + v}} \left( \frac{\pi}{2} - \text{arc sin } \frac{a - (1 + v)s}{a} \right) \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + v}} \text{arc cos } \frac{a - (1 + v)s}{a}; \end{aligned}$$

daher hat man:

$$t = \sqrt{\frac{\mu b}{g(1 + v)}} \text{arc cos } \left( 1 - \frac{1 + v}{a} s \right) \dots \dots (9)$$

oder nach Einsetzung der Werthe

$$a = h - \sigma - \sigma_1 - \varphi \quad \text{und} \quad b = g + q_0 + w + k + l:$$

$$t = \sqrt{\frac{\mu}{g} \frac{g + q_0 + w + k + l}{1 + v}} \text{arc cos } \left( 1 - \frac{1 + v}{h - \sigma - \sigma_1 - \varphi} s \right) (10)$$

Ist die Zeit  $t$  einer Hebung gegeben, so schreibe man:

$$1 - \frac{1 + v}{a} s = \cos \frac{180^\circ}{\pi} t \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{1 + v}{b}}$$

woraus

$$a = \frac{(1 + v) s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{1 + v}{b}}} = h - \sigma - \sigma_1 - \varphi \dots (11)$$

folgt. Man erhält daher

$$h = \sigma + \sigma_1 + \varphi + \frac{(1 + v) s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{1 + v}{q + q_0 + w + k + l}}} \dots (12)$$

Die Geschwindigkeit  $v$ , mit welcher der Hebelkolben den Endpunkt des Weges  $s$  erreicht, bestimmt sich gleichfalls aus der gefundenen Formel (7) für  $v^2$  zu

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{2 a s - (1 + v) s^2}{b}} \\ &= \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{2 (h - \sigma - \sigma_1 - \varphi) s - (1 + v) s^2}{q + q_0 + w + k + l}} \dots \dots \dots (13) \end{aligned}$$

Zu dieser Geschwindigkeit des Hebelkolbens gehört eine Geschwindigkeit des Wassers durch die Einlaßöffnung  $v_2 = \mu v$ , und wenn man die dieser Durchgangsgeschwindigkeit  $v_2$  entsprechende Höhe

$$\frac{v_2^2}{2g} = \mu \frac{2 a s - (1 + v) s^2}{2b} = h_1 \text{ zu } h$$

hinzufügt, so erhält man die Ueberdruckhöhe, um welche der Wasserspiegel des Accumulators denjenigen des Hebelkolbens übersteigen muß, um den beabsichtigten Zweck zu erreichen, d. h. um die Hebung auf die Höhe  $s$  in der gegebenen Zeit  $t$  zu ermöglichen.

In derselben Weise hat man die Rechnung für den Niedergang zu führen. Hier bestimmt sich die Beschleunigung  $c'$  der zu bewegenden Massen für eine Stellung des Hebelkolbens, welche von dessen höchster Stellung um  $x'$  entfernt ist und bei einer Schieberöffnung  $f'$  in derselben Weise wie für den Aufgang zu

$$c' = \frac{\partial v'}{\partial t'} = \frac{f' (h' - \sigma' - \varphi' - x')}{F (q_0 + w + k' + l')} g = \frac{a' - x'}{\mu' b'} g,$$

wenn man berücksichtigt, daß hier  $q_0$  die treibende und  $k' + w$  die zu hebende Wasserfäule darstellen. Daher ist hier die Ueberdruckhöhe

$$h' = q_0 - \frac{w}{\eta} - k' \text{ und } v = 0$$

anzunehmen, indem der Wasserspiegel des Rücklaufreservoirs den Kolbenquerschnitt vielfach übersteigt. Hier ist analog der Rechnung für die Hebung

$$\frac{F'}{f'} = \mu'; \quad h' - \sigma' - \varphi' = a' \text{ und } q_0 + w + k' + l' = b'$$

gesetzt. Man findet ebenso durch Multiplication mit  $v' = \frac{\partial x'}{\partial t'}$ :

$$v' \partial v' = g \frac{a' - x'}{\mu' b'} \partial x'$$

und durch Integration:

$$v'^2 = \left( \frac{\partial x'}{\partial t'} \right)^2 = g \left( \frac{2 a'}{\mu' b'} x' - \frac{x'^2}{\mu' b'} \right),$$

daher die Endgeschwindigkeit der Plattform in ihrer tiefsten Lage:

$$v' = \sqrt{\frac{g}{\mu'} \frac{2 a' s - s^2}{b'}} = \sqrt{\frac{g}{\mu'} \frac{2 (h' - \sigma' - \varphi') s - s^2}{q_0 + w + k' + l'}} \dots (14)$$

Für die Zeit  $t'$  eines Niederganges hat man aus obiger Gleichung

$$\partial t' = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \frac{\partial x'}{\sqrt{2 a' x' - x'^2}},$$

daher

$$t' = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \int_0^s \frac{\partial x'}{\sqrt{2 a' x' - x'^2}} = \sqrt{\frac{\mu' b'}{g}} \text{arc cos} \left( 1 - \frac{s}{a'} \right) \dots (15)$$

woraus wie oben

$$a' = \frac{s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t' \sqrt{\frac{g}{\mu' b'}}}} \dots (16)$$

folgt. Man hat daher

$$h' = \sigma' + \varphi' + \frac{s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t' \sqrt{\frac{g}{\mu' (q_0 + w + k' + l')}}}},$$

zu welcher Größe man wieder die Geschwindigkeitshöhe

$$h_1' = \frac{\mu'^2 v'^2}{2g} = \mu' \frac{2 a' s - s^2}{2 b'}$$

hinzuzufügen hat, um die Ueberdruckhöhe des Wasserspiegels  $q_0$  über dem Rücklaufbassin zu erhalten, wenn die Zeit einer Senkung zu  $t'$  Secunden vorgeschrieben ist.

Der Reibungswiderstand der Kolben in den Manschetten ist nach den sorgfältigen Versuchen von Hick\*) proportional mit dem Drucke auf die Flächeneinheit des Kolbens und mit dem Durchmesser desselben, aber von der Höhe des Lederrandes unabhängig. Nach diesen Versuchen ist die totale Kolbenreibung  $R = \kappa \frac{K}{D}$ , worin  $K$  den Kolbendruck in Kilo-

\*) Engineer, 1. Juni 1866 und daraus im Auszuge Verhandlg. d. Ver. z. Bef. d. Gew. 1866.

grammen,  $D$  den Durchmesser und  $\kappa$  eine Erfahrungszahl bedeutet, welche je nach der Beschaffenheit des Leders zwischen 1,009 und 2,48 variiert, wenn  $D$  in Millimetern angegeben ist. Setzt man diese Reibung gleich dem Gewichte einer Wassersäule von dem Kolbenquerschnitt  $F = \frac{\pi D^2}{4}$  zur Grundfläche und der Höhe  $\sigma$ , so findet man diese Höhe in Metern durch

$$\frac{\pi D^2}{4} \frac{\sigma}{1000} = \kappa \frac{K}{D} = \frac{\kappa \pi D^2}{4} \frac{k}{1000'}$$

wenn  $k$  die der Kolbenkraft  $K$  entsprechende Wassersäulenhöhe bedeutet. Hieraus folgt

$$\sigma = \frac{\kappa}{D} k,$$

zwischen

$$\frac{1,009}{D^{mm}} k \text{ und } \frac{2,48}{D^{mm}} k.$$

Für einen Kolben von 100 mm Durchmesser würde daher der Verlust an Druckhöhe 1 bis 2,48 Procent betragen. Nach den älteren Angaben von Rankine ist die Kolbenreibung bei hydraulischen Pressen viel größer, danach beträgt sie etwa 10 Procent der Kolbenkraft; Werner nimmt sie in einem Aufsatze über Accumulatoren, Zeitschr. deutsch. Ing. 1867, S. 65, durchschnittlich zu 5 Procent der Kolbenkraft an. Den jedesmaligen Verhältnissen entsprechend wird man daher für den Werth von  $\sigma$  eine Annahme zu machen haben. Die Reibungswiderstände  $\varphi$  und  $\varphi'$  des Wassers in den Röhren sind nach den in Thl. I, Absch. VII, Cap. 4 angegebenen Regeln zu bestimmen.

Wenn die Last  $Q$  nicht, wie vorstehend angenommen worden, direct auf dem Hebelkolben ruht, sondern wie bei den Aufzügen, Fig. 74 und 76, indirect, etwa durch Vermittelung von Rollen auf den Hebelkolben drückt, so ändert sich an der Rechnung nichts weiter, als daß man unter  $q$  eine Wassersäule zu verstehen hat, deren Gewicht nicht der Last selbst, sondern dem Widerstande  $\frac{n Q}{\eta}$  gleich ist, wenn  $n$  das Umsetzungsverhältniß der Bewegung und  $\eta$  den Wirkungsgrad des betreffenden Mechanismus bedeutet.

Wenn zum Betriebe anstatt des Accumulators ein Hochreservoir verwendet wird, so hat man, da der Wasserspiegel desselben den Kolbenquerschnitt meistens bedeutend übersteigen wird, die Größe  $\nu = \frac{F}{F_1}$  in den vorstehenden Formeln gleich Null zu setzen.

Beispiel. Als Beispiel für die vorstehenden Ermittlungen sei die Hebevorrichtung der Ruhrort-Homburger Trajectanstalt, Fig. 73, gewählt. Bei der-

selben ist  $F = 0,0774 \text{ qm}$ ,  $F_1 = \frac{0,418^2}{4} \pi = 0,1372 \text{ qm}$ ; daher  $\nu = \frac{F}{F_1} = 0,565$ . Das Gewicht der Plattform beträgt  $Q_0 = 28\,500 \text{ kg}$ ; daher hat man  $q_0 = \frac{28,5}{0,0774} = 368 \text{ m}$ , und da die Gegengewichte zusammen  $23\,500 \text{ kg}$  wiegen, so ist  $w = \frac{23,500}{0,0774} = 302 \text{ m}$  zu setzen. Als Wirkungsgrad für die Kettenrollen möge der Werth  $\eta = 0,95$  angenommen werden. Setzt man nun eine Belastung der Plattform durch ein Gewicht der Waggon's von  $400 \text{ Ctr.} = 20\,000 \text{ kg}$ , also  $q = \frac{20}{0,0774} = 257 \text{ m}$  voraus, und stellt die Bedingung, daß diese Last in  $\frac{3}{4}$  Minuten =  $45$  Secunden auf die maximale Hubhöhe  $s = 8,7 \text{ m}$  gehoben werden soll, so handelt es sich darum, die mindestens erforderliche Ueberdruckhöhe  $h$  zu bestimmen, oder es ist zu untersuchen, ob die Belastung des Accumulators entsprechend einer Wasserfäule von  $k = 431 \text{ m}$  Höhe zu dieser Leistung ausreichen wird. Hierzu hat man die Gleichung (11):

$$a = h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = \frac{(1 + \nu) s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{1 + \nu}{q + q_0 + w + k + l}}}$$

Da das Einlaßventil  $52,3 \text{ mm}$  weit ist, also  $\mu = \left(\frac{314}{52,3}\right)^2 = 36$  und die Röhrenlänge  $l$  in der Homberger Anlage etwa  $50 \text{ m}$  groß ist, so findet man

$$\begin{aligned} a &= h - (\sigma + \sigma_1 + \varphi) = \frac{1,565 \cdot 8,7}{1 - \cos \frac{180^\circ}{3,14} 45 \sqrt{\frac{9,81}{36} \frac{1,565}{257 + 368 + 302 + 431 + 50}}} \\ &= \frac{13,61}{1 - \cos 44^\circ 40'} = \frac{13,61}{0,2888} = 47,1 \text{ m.} \end{aligned}$$

Nimmt man den Werth für die Manschettenreibung zu  $3$  Procent des Kolbendruckes an (nach den Sic'schen Versuchen würde nur  $\frac{2,48}{314} = 0,008$  für den Hebelkolben und nur  $\frac{2,48}{418} = 0,006$  für den Accumulator herauskommen), so hat man

$$\sigma = 0,03 (q + q_0 - \eta w) = 0,03 (257 + 368 - 0,95 \cdot 302) = 10,0 \text{ m}$$

und

$$\sigma_1 = 0,03 \cdot 431 = 13 \text{ m}$$

zu setzen.

Um  $\varphi$  zu bestimmen, kann man eine durchschnittliche Geschwindigkeit des Hebelkolbens von  $\frac{8,7}{45} = 0,194 \text{ m}$ , also in der Röhre, deren Durchmesser  $d = 104,6 \text{ mm}$  beträgt, eine durchschnittliche Geschwindigkeit von  $\left(\frac{314}{104,6}\right)^2 \cdot 0,194 = 1,75 \text{ m}$  voraussetzen. Man erhält daher den Druckverlust in der Röhre nach Thl. I, §. 456 zu

$$\varphi = \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,02 \frac{50}{0,104} \frac{1,75^2}{2 \cdot 9,81} = 1,5,$$

daher man  $\sigma + \sigma_1 + \varphi = 10 + 13 + 1,5 = \text{rot. } 25 \text{ m}$  hat.

Ferner bestimmt sich die Geschwindigkeit des Hebefolbens in seiner höchsten Stellung nach (13) zu:

$$v = \sqrt{\frac{g}{\mu} \frac{2as - (1 + \nu)s^2}{q + q_0 + w + k + l}}$$

$$= \sqrt{\frac{9,81}{36} \frac{2 \cdot 47,1 \cdot 8,7 - 1,565 \cdot 8,7^2}{257 + 368 + 302 + 431 + 50}} = 0,370 \text{ m.}$$

Die zugehörige Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Ventil beträgt daher  $\mu v = 36 \cdot 0,370 = 13,3 \text{ m}$ , daher gehört zur Erzeugung dieser Geschwindigkeit noch die Druckhöhe

$$h_1 = \frac{13,3^2}{2 \cdot 9,81} = 9,04 \text{ m.}$$

Nunmehr findet sich die mindestens erforderliche Niveaudifferenz zwischen dem Wasserspiegel des Accumulators und dem des Hebefolbens zu

$$h = a + \sigma + \sigma_1 + \varphi + h_1 = 47,1 + 25 + 9,04 = 81,14 \text{ m.}$$

In Wirklichkeit beträgt diese Differenz in dem angenommenen Falle

$$k - q - (q_0 - \eta w) = 431 - 257 - 368 + 287 = 93 \text{ m,}$$

so daß der beabsichtigte Zweck mit Sicherheit zu erwarten ist, und die überschüssige Druckhöhe durch Drosselung des Einlaßventils ertödtet werden muß, wenn man eine größere Geschwindigkeit der Plattform verhindern will.

Für den Niedergang der Plattform hat man  $k' = 18 \text{ m}$ ,  $l' = 0$ ;  $q' = 0$ ,  $\mu' = 19$ , daher fände sich unter Voraussetzung einer Zeit von ebenfalls 45 Sec. für das Senken nach (16)

$$a' = \frac{s}{1 - \cos \frac{180^\circ}{\pi} t} \sqrt{\frac{g}{\mu' (q_0 + w + k')}} = \frac{8,7}{1 - \cos \frac{180^\circ}{3,14} 45} \sqrt{\frac{9,81}{19 (368 + 302 + 18)}} = \frac{8,7}{1 - \cos 70^\circ 30'} = 13,0 \text{ m.}$$

Die Endgeschwindigkeit der Plattform würde sich dann nach (14) zu

$$v' = \sqrt{\frac{9,81}{19} \frac{2 \cdot 13 \cdot 8,7 - 8,7^2}{368 + 302 + 18}} = 0,335 \text{ m}$$

ergeben.

Diesem Werthe würde eine Durchgangsgeschwindigkeit des Wassers durch das Ausgangsventil von  $19 \cdot 0,335 = 6,36 \text{ m}$  entsprechen, welcher Größe eine Geschwindigkeitshöhe von 2,06 m zugehört. Nimmt man für die Manschettenreibung noch einen Werth

$$\sigma' = 0,03 \left( q_0 - \frac{w}{\eta} \right) = 0,03 \cdot (368 - 318) = 1,5 \text{ m}$$

an, so wäre eine Ueberdruckhöhe von

$$h' = 13 + 1,5 + 2,06 = 16,56 \text{ m}$$

erforderlich. Da die vorhandene Ueberdruckhöhe jedoch den größeren Werth

$$q_0 - \frac{w}{\eta} - k' = 368 - 318 - 18 = 32 \text{ m}$$

hat, so wird das Senken der leeren Plattform in kürzerer Zeit zu bewerkstelligen sein. Rechnet man nämlich von diesen 32 m etwa 5 m zur Ueberwindung der Reibung und zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit durch das Ausflusventil ab, so ergibt sich, einer verbleibenden Höhe von  $a' = 27$  m entsprechend, die Zeit für die Senkung nach (15) zu

$$v' = \sqrt{\frac{u' b'}{g}} \operatorname{arc} \cos \left( 1 - \frac{s}{a'} \right)$$

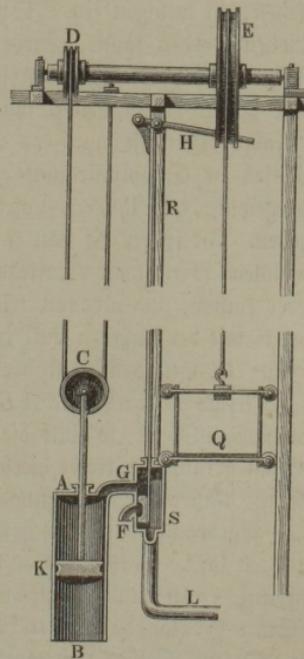
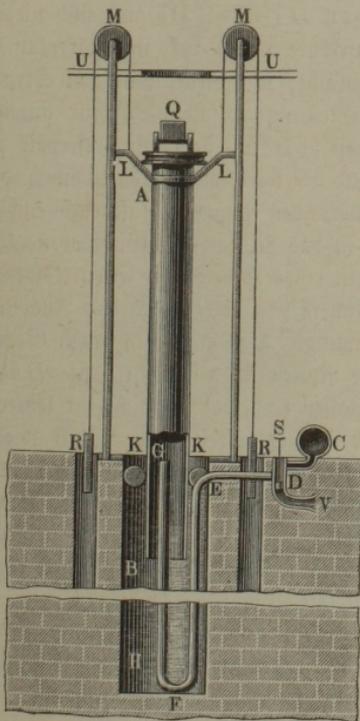
$$= \sqrt{\frac{19 \cdot (368 + 302 + 18)}{9,81}} \operatorname{arc} \cos \left( 1 - \frac{8,7}{27} \right) = 30,2 \text{ Sekunden.}$$

Bei dem Senken der belasteten Plattform wird natürlich eine zu große Geschwindigkeit derselben durch Droffelung des Austrittsventils verhindert werden müssen.

**Pneumatische Aufzüge.** In neuerer Zeit hat man auch pneumatische Aufzüge in Anwendung gebracht. Zwei solcher Gichtaufzüge sind

Fig. 79.

Fig. 80.



in den Figuren 79 und 80 abgebildet. Der Aufzug in Fig. 79 ist von Gibbons für vier Eisenhohöfen in der Nähe von Dudley construirt worden und hat sich schon seit einer Reihe von Jahren bewährt. Derselbe besteht

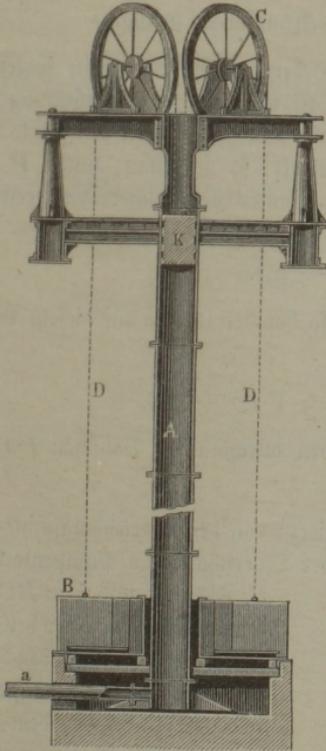
aus einer 1,75 m weiten und 16 m langen Röhre  $AB$  aus Eisenblech, welche von unten mit comprimirter Luft gefüllt wird, und von dieser sammt der auf einer von ihrem Deckel  $A$  gebildeten Plattform stehenden Last  $Q$  senkrecht emporgehoben wird. Die comprimirte Luft wird aus dem Windreservoir des Gebläses, welches die Hochöfen mit Wind versorgt, durch die Röhrenleitung  $CDEFG$  zugeführt, und der Abschluß der unten offenen Röhre  $AB$  wird durch Wasser bewirkt, welches den ausgemauerten Schacht  $BEF$  fast ganz ausfüllt. Damit das Rohr  $AB$ , welches anfangs auf einem Stege im Schachttiefften aufruhet, genau senkrecht emporsteigen könne, läßt man dasselbe innerhalb des Schachtes in Walzen  $K$ ,  $K$  und außerhalb desselben in einer aus vier Säulen bestehenden Leitung gehen, gegen welche sich vier aus dem Haupte der Röhre  $AB$  hervorstehende Arme  $LL$  stemmen.

Um den Auf- und Niedergang der Kraströhre  $AB$  zu reguliren, ist die Leitung, welche den Wind der Röhre zuführt, mit einem Steuerzylinder  $DS$  versehen, in welchem ein Steuerkolben  $D$  (s. Thl. II) auf- und niedergeschoben werden kann. Steht die Kraströhre unten auf, und hat man die Last  $Q$  auf die Plattform derselben gebracht, so schiebt man den Steuerkolben abwärts und bringt ihn in die Stellung, welche die Figur anzeigt. In Folge dessen ist nun das Innere von  $AB$  mit dem Windreservoir des Gebläses in Communication gesetzt, und es wird diese Röhre durch das Uebergewicht des inneren Luftdruckes über den äußeren Luftdruck emporgehoben. Ist später die Last  $Q$  beinahe in das Niveau des Sichtbodens  $UU$  gekommen, so zieht die Kraströhre mittelst eines Hebels den Steuerkolben  $S$  wieder empor, und alsdann tritt das Innere von  $AB$  durch das Ausblasrohr  $V$  mit der äußeren Luft in Verbindung. Hat man nun durch Gegengewichte  $R$ , welche mittelst der über die Rollen  $M$  geführten Seile  $LMR$  an die Arme  $L$  der Röhre  $AB$  angeschlossen sind, das Gewicht der letzteren beinahe äquilibrirt, so sinkt die von der Last  $Q$  befreite Röhre  $AB$  wieder langsam herab, und treibt hierbei die Luft aus ihrem Inneren durch  $V$  nach außen. Außer der Mündung  $V$  ist noch ein Ventil im Kopfe der Kraströhre angebracht, durch welches sich das Auf- und Niedersteigen der letzteren reguliren läßt. (Näheres über diesen Aufzug s. The Civil-Eng. and Arch. Journal, 1849; und Polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850.)

Statt der langen Kraströhre läßt sich ein gewöhnlicher Cylinder  $AB$ , Fig. 80, mit Kolben und Kolbenstange anwenden, wenn man die Last nicht unmittelbar an die Kolbenstange anschließt, sondern dieselbe durch ein Vorlege mit der Kolbenstange verbindet. Bei der Einrichtung des in Fig. 80 abgebildeten Aufzuges wird der Kolbenhub  $s$  zunächst durch die lose Rolle  $C$  verdoppelt und dann durch die Welle  $DE$  mit den Rollen  $D$  und  $E$  vergrößert.

Ist z. B. der Durchmesser der Rolle *D* viermal in demjenigen von *E* enthalten, so entspricht jedem Meter Schub des Kolbens eine Erhebung der Last *Q* um 8 m, und daher muß die auf den Kolben wirkende Druckkraft *K* gleich  $8 Q$  sein, wenn von allen Nebenhindernissen abgesehen wird. Durch

Fig. 81.



den Schieber *S*, dessen Bewegung mittelst des Hebels *H* bewirkt wird, kann die Zu- und Abführung der Luft bewirkt werden, die beim Heben auf dem Wege *LSG* in den Cylinder gelangt, welchen sie in der höchsten Stellung des Schiebers durch dessen Höhlung auf dem Wege *GF* verläßt.

Eine andere neuerdings vielfach als Sichtaufzug für Hochöfen (Bochum, Schwachat) in Anwendung gebrachte pneumatische Hebevorrichtung ist die nach dem System von Gjers\*) ausgeführte (Fig. 81). Hierbei ist in der vertical aufgestellten innerlich genau cylindrisch ausgebohrten Röhre *A* ein durch Ringe dichtschließend gemachter schwerer Kolben *K* geführt. Mit diesem Kolben ist die quadratische Plattform *B* durch vier an ihren Ecken befestigte Drahtseile *D* verbunden, welche über vier diagonal gestellte Leitrollen *C* geführt sind, so daß ein Auf- oder Absteigen des Kolbens *K* eine gleichgroße entgegen-

gesetzte Bewegung der Plattform zur Folge hat. Der Kolben *K* ist so schwer gemacht, daß dadurch die Plattform nebst den leeren Erz- oder Coakswagen, sowie ein Theil der Nutzlast ausbalancirt ist.

Wird nun in der höchsten Stellung des Kolbens und der tiefsten Lage der Plattform durch das Rohr *a* mittelst einer Dampfmaschine die Luft aus dem Cylinder *A* abgesaugt, so wird der Kolben durch den Ueberdruck der äußeren Atmosphäre abwärts bewegt und die Plattform gehoben. Um die letztere nach Auswechslung der gefüllten Wagen durch leere wieder niederzulegen zu lassen, wird nunmehr durch eine Schieberverstellung die von der

\*) S. Engineering 1872, p. 343 u. a. a. D.

Dampfmaschine betriebene Luftpumpe in eine Compressionspumpe verwandelt, welche durch dasselbe Rohr  $a$  so lange Luft in den Cylinder treibt, bis der Ueberdruck derselben gegen die untere Fläche des Kolbens diesen zum Aufsteigen zwingt. Der Ueberdruck der Luft beträgt bei dem Schwächeren Aufzuge\*)  $\frac{1}{3}$  Atmosphäre für eine Erzladung, welche ein unausbalancirtes Gewicht von 2 Tonnen hat, während bei einer Coaksbeschickung von  $\frac{1}{2}$  Tonne Ueberlast ein Ueberdruck der Luft von  $\frac{1}{12}$  Atmosphäre genügt.

Die Berechnung einer pneumatischen Hebevorrichtung kann in folgender Weise geschehen. Ist  $W$  die durch die Last  $Q$ , unter Berücksichtigung der Nebenhindernisse und etwaigen Gegengewichte auf den Kolben ausgeübte und von diesem zu überwindende Widerstandskraft, so hat man, unter  $F$  den Kolbenquerschnitt, unter  $p_0$  die äußere und unter  $p$  die innere Luftpressung pro Flächeneinheit verstanden:

$$W = F (p - p_0).$$

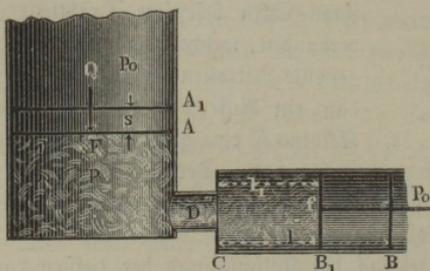
Bezeichnet nun  $s$  den Weg des Kolbens, so hat der letztere auf diesem Wege die mechanische Arbeit verrichtet:

$$A_0 = F (p - p_0) s = V (p - p_0),$$

wenn mit  $V$  das hierbei von dem Kolben durchlaufene Volumen  $Fs$  bezeichnet wird.

Um die Arbeit zu bestimmen, welche hierzu von der Betriebsmaschine der Pumpe angewendet werden muß, sei  $f$  der Querschnitt des Pumpenkolbens

Fig. 82.



nicht mehr statt, es wird vielmehr während des Kolbenweges  $B_1C = l_1$  nur die Luft aus dem Pumpenzylinder durch das Rohr  $D$  in den Hebezylinder gepreßt, wobei der Kolben  $A$  nach  $A_1$  um die Länge  $AA_1 = s$  verschoben wird, so daß  $Fs = f l_1 = V$  ist. Die während der Com-

\*) Excursionsbericht von Riedler 1876, Skizze 74.

pressionsperiode auf den Kolben  $B$  durch die Dampfmaschine übertragene Arbeit bestimmt sich nach Thl. I, §. 415 zu

$$\begin{aligned} A_1 &= f l_1 p \log \text{nat} \frac{p}{p_0} - f p_0 (l - l_1) \\ &= V p \log \text{nat} \frac{p}{p_0} - V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1), \end{aligned}$$

indem die äußere Atmosphäre auf die Rückfläche des Kolbens mit einer Kraft  $f p_0$  auf dem Wege  $(l - l_1)$  wirksam ist.

Die Arbeit  $A_2$ , welche während des zweiten Theiles  $B_1 C = l_1$  von der Maschine auf den Pumpkolben übertragen werden muß, ist ferner

$$A_2 = f (p - p_0) l_1 = V (p - p_0),$$

daher die Gesamtarbeit während eines Kolbenshubes

$$\begin{aligned} A &= A_1 + A_2 = V p \log \text{nat} \frac{p}{p_0} - V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1) + V (p - p_0) \\ &= V p \log \text{nat} \frac{p}{p_0}, \end{aligned}$$

da

$$V \frac{p_0}{l_1} (l - l_1) = V (p - p_0) \text{ ist.}$$

Man hat daher den Wirkungsgrad  $\eta$  für den pneumatischen Hebecylinder gleich

$$\eta = \frac{A_0}{A} = \frac{p - p_0}{p \log \text{nat} \frac{p}{p_0}} = \frac{v - 1}{v \log \text{nat} v},$$

wenn man das Verdichtungsverhältniß  $\frac{p}{p_0}$  mit  $v$  bezeichnet.

In ähnlicher Weise findet man für den Aufzug mit verdünnter Luft, Fig. 81, wofür  $W = F (p_0 - p)$  ist, die eigentliche Hebearbeit

$$A_0 = W s = V (p_0 - p) = V p_0 \frac{v - 1}{v},$$

wenn hier das Verdünnungsverhältniß  $\frac{p_0}{p}$  gleich  $v$  gesetzt wird.

Ferner hat man die wirklich aufzuwendende Arbeit:

$$A = f l p_0 - V p_0 \log \text{nat} \frac{p_0}{p} - f l_1 p,$$

oder, da  $f l_1 = F s = V$  und  $l p = l_1 p_0$  ist:

$$A = V p_0 \left( \frac{p_0}{p} - \log \text{nat} \frac{p_0}{p} - \frac{p}{p_0} \right) = V p_0 \left( v - \log \text{nat} v - \frac{1}{v} \right).$$

Folglich hat man für verdünnte Luft den Wirkungsgrad

$$\eta' = \frac{A_0}{A} = \frac{v - 1}{v^2 - \log \text{nat} v - 1}.$$

Bei näherer Rechnung findet man, daß der Wirkungsgrad der pneumatischen Hebevorrichtungen um so kleiner wird, je größer das Verhältniß  $\nu$  der Luftpressungen gewählt wird, und zwar stellt sich das Resultat bei der Wirkung verdünnter Luft ungünstiger, als bei der Compression. Dies ist aus der folgenden kleinen Tabelle zu ersehen, welche für mehrere Werthe von  $\nu$  den nach obigen Formeln berechneten Wirkungsgrad  $\eta$  für comprimirt Luft und  $\eta'$  für verdünnte Luft enthält.

Tabelle für den Wirkungsgrad pneumatischer Hebevorrichtungen.

| $\nu =$  | 1,1   | 1,2   | 1,3   | 1,5   | 2     | 3     | 5     |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $\eta = \frac{\nu - 1}{\nu \log \text{nat } \nu}$          | 0,953 | 0,914 | 0,878 | 0,822 | 0,721 | 0,607 | 0,496 |
| $\eta' = \frac{\nu - 1}{\nu^2 - \log \text{nat } \nu - 1}$ | 0,950 | 0,905 | 0,860 | 0,781 | 0,619 | 0,425 | 0,251 |

Diesen mit pneumatischen Apparaten verbundenen Verlust hat man sich dadurch zu erklären, daß der Hebecylinder bei jedem einfachen Spiele mit comprimirt, bezw. verdünnter Luft gefüllt werden muß, und die hierzu erforderliche mechanische Arbeit gänzlich verloren geht.

Beispiel. Wenn bei dem Aufzuge, Fig. 80, die Last nebst Plattform 600 kg wiegt und das Verhältniß der Seilscheibendurchmesser  $D$  und  $E$  gleich  $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$  ist, so hat man den Widerstand, welcher sich der Kolbenbewegung entgegensetzt,

$$W = \frac{1}{\eta_1} Q \cdot 2 \cdot 4,$$

wenn  $\eta_1$  den Wirkungsgrad des aus den beiden Trommeln und der losen Rolle  $C$  bestehenden Betriebes unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Kolben- und Stopfbüchsenreibung bedeutet. Nimmt man hierfür nach den früheren Ermittlungen etwa einen Werth  $\eta_1 = 0,85$  an, so erhält man

$$W = \frac{600 \cdot 8}{0,85} = 5647 \text{ kg.}$$

Setzt man eine Windpressung von  $p_1 = 1\frac{1}{3}$  Atmosphären voraus, so ist eine Kolbenfläche  $F$  erforderlich von

$$F = \frac{5647}{1\frac{1}{3} \cdot 10336} = 1,639 \text{ qm,}$$

wozu ein Durchmesser gehört von 1,445 m. Der Wirkungsgrad des pneumatischen Cylinders bestimmt sich zu

$$\eta_2 = \frac{\frac{4}{3} - 1}{\frac{4}{3} \log \text{nat } \frac{4}{3}} = \frac{0,25}{0,288} = 0,867,$$

daher der Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung ohne Berücksichtigung der in der Compressionspumpe auftretenden Verluste (s. hierüber unter „Gebläse“)

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,85 \cdot 0,867 = 0,737.$$

**Senkbremfen.** Es ist häufig nothwendig, Lasten von gewissen Höhen §. 21. niederzulassen, und man hat dabei, um eine gleichmäßige sanfte Bewegung zu erzielen und eine schädliche Stoßwirkung der unten ankommenden Last zu vermeiden, die Beschleunigung derselben durch Bremswirkung aufzuheben.

Ein einfacher Fall einer solchen Bremswirkung kommt z. B. bei den Rettungsapparaten vor, deren man sich bei Feuersbrünsten bedient, um sich aus oberen Stockwerken brennender Häuser herabzulassen. Diese Apparate wirken meistens durch die Reibung, welche beim Gleiten eines um einen Cylinder geschlungenen Seiles zwischen diesem und dem Cylinder entsteht. Ein solcher Apparat besteht im Wesentlichen aus einem spulenartigen Körper *C*, Fig. 83, um welchen in mehrfachen Windungen das Seil

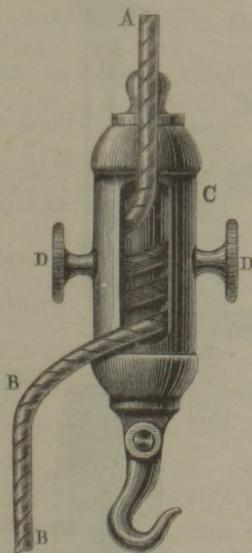


Fig. 83.

zwischen diesem und dem Cylinder entsteht. Ein solcher Apparat besteht im Wesentlichen aus einem spulenartigen Körper *C*, Fig. 83, um welchen in mehrfachen Windungen das Seil *AB* schraubenartig geschlungen ist, welches mit seinem oberen Ende an dem betreffenden Gebäude etwa an einem Fensterkreuze befestigt ist, während das Ende *BB* frei herabhängt. Wenn nun die betreffende Person sich mittelst eines Gürtels in einen an *C* befindlichen Haken einhängt, so muß beim Sinken der Cylinder an dem Seile gleiten, wobei eine Reibung entsteht, welche sich folgendermaßen beurtheilen läßt. Bezeichnet man die Spannung des oberen Seilendes *A*, welche gleich der anhängenden Last ist, mit  $S_1$  und die des unteren

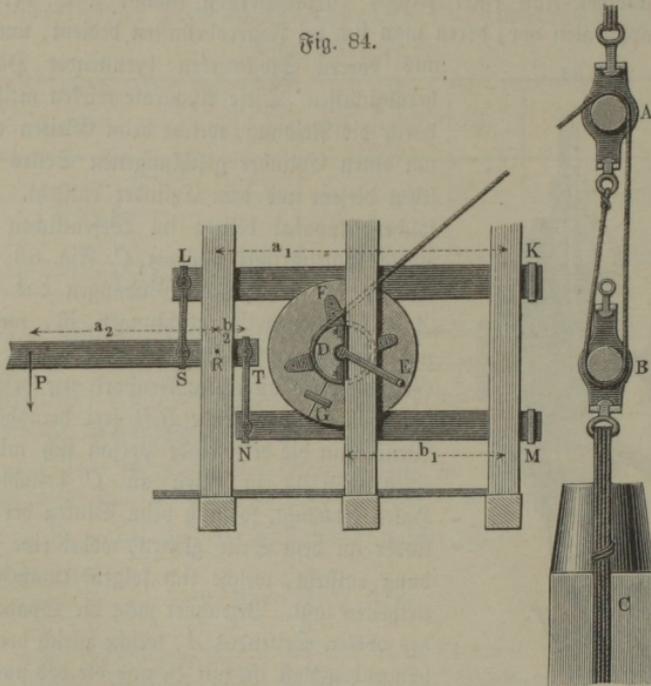
freien Endes mit  $S_2$ , so gilt nach Thl. I, §. 199 die Beziehung  $S_1 = S_2 e^{\varphi \alpha}$ , wenn  $\varphi$  den Reibungscoefficienten und  $\alpha$  den umschlungenen Bogen bedeutet. Die Reibung ist daher  $F = S_1 - S_2 = S_2 (e^{\varphi \alpha} - 1)$ , und man erkennt daraus, wie diese Reibung, welche von dem Durchmesser des umwickelten Cylinders ganz unabhängig ist, sehr schnell mit vermehrter Umwicklung des Seiles gesteigert werden kann. Es ist daher zur Hemmung des Herabgleitens nur nöthig, an dem freien Seilende eine geringe Zugkraft auszuüben, und der Herabgleitende kann durch entsprechendes Anheben und Freigeben des herabhängenden Seiles die Bewegung nach Belieben regeln. Nimmt man z. B.  $\varphi = 0,3$  an, und setzt voraus, daß das Seil nur in zwei vollen Windungen um die Spule geschlungen sei, so hat man

$$e^{\varphi^a} = 2,7182^{0,3 \cdot 2 \cdot 2\pi} = 43,3,$$

also die Reibung  $F = 42,3 S_2$ , und es würde daher zum Anhalten nur erforderlich sein, das freie Seilende mit  $\frac{1}{42}$  des eigenen Gewichtes anzuziehen. Die Knöpfe  $D$  können dazu dienen, das herabhängende Seilende darum zu schlingen, wenn an bestimmter Stelle ein längerer Stillstand beabsichtigt wird.

Bei den Maschinen besteht der Mechanismus zum Niederlassen der Lasten in der Regel der Hauptsache nach aus einer liegenden Welle mit einem

Fig. 84.



Bremsrade oder einer Bremscheibe. Um diese Welle ist das Seil geschlungen, an welchem die Last hängt und welches sich während des Niederlassens der Last allmählig abwickelt, wobei der Bremsdrücker auf das Bremsrad aufzudrücken ist.

Einen solchen Bremshaspel, wie er zum Einhängen der Bau- und Maschinenstücke in Schächten angewendet wird, stellt Fig. 84 vor.  $AB$  ist ein gewöhnlicher Klobenzug, und  $C$  die an demselben aufgehängte Last, z. B. eine einzuhängende Welle;  $D$  ist ferner der Rundbaum eines Bremshaspels,  $DE$  das eine Haspelhorn oder die Kurbel und  $FG$  die auf dem Rundbaume  $D$  befestigte Bremscheibe. Auf diese Scheibe werden die um  $K$  und  $M$

drehbaren Bremshebel aufgedrückt, und hierzu dient der Bremsdrücker  $PR$ , welcher um die feste Aze  $R$  drehbar ist. Während ein Arbeiter den Bremsdrücker niederdrückt, und dadurch das Gewicht der Last  $C$  aufhebt, dreht ein anderer Arbeiter die Kurbel  $DE$  langsam um, wobei sich das auf dem Rundbaume  $D$  liegende Seil von demselben abwickelt, und die Last  $C$  langsam niederstinkt.

Ist  $Q$  die Last, und  $n$  die Anzahl der von  $A$  nach  $B$  gespannten Seile, so ist, abgesehen von allen Nebenhindernissen des Flaschenzuges, die Kraft am Umfange des Rundbaumes  $Q_1 = \frac{Q}{n}$ ; ist  $b$  der Halbmesser des Rundbaumes mit Einschluß der halben Seilstärke, und  $a$  der Halbmesser der Bremscheibe, so ist die Kraft am Umfange der letzteren  $R = \frac{b}{a} Q_1 = \frac{b Q}{n a}$ . Setzt man ferner die Bremskraft am Ende des Bremsdrückers  $= P$ , und die Kraftarme  $\frac{KL + MN}{2} = a_1$  und  $RP = a_2$ , die Lastarme  $KF = MG = b_1$  und  $RS = RT = b_2$ , endlich den Coefficienten der Reibung am Umfange der Bremscheibe  $= \varphi$ , so hat man auch  $R = \varphi \frac{a_1 a_2}{b_1 b_2} P$ ; es ist folglich

$$\varphi \frac{a_1 a_2}{b_1 b_2} P = \frac{b Q}{n a'}$$

daher

$$P = \frac{b b_1 b_2 Q}{a a_1 a_2 \varphi n}$$

Die Nebenhindernisse wirken hier wie bei allen Senkvorrichtungen für den beabsichtigten Zweck förderlich, daher die Kraft  $P$  noch etwas kleiner ausfallen wird, als dieser Ausdruck angebt.

Beispiel. Wenn bei dem in Fig. 84 abgebildeten Bremshaspel die niederzulassende Last  $Q$  1000 kg wiegt, und hierbei die Hebelarmverhältnisse folgende sind:

$$\frac{b}{a} = \frac{2}{5}, \quad \frac{b_1}{a_1} = \frac{1}{2} \quad \text{und} \quad \frac{b_2}{a_2} = \frac{1}{10},$$

die Anzahl der gespannten Seile des Klobenzuges  $AB$ ,  $n = 6$  ist, und der Coefficient der Reibung am Umfange der Bremscheibe,  $\varphi = 0,3$  angenommen wird, so hat man die nötige Kraft am Bremsdrücker, ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse und auf die Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b b_1 b_2 Q}{a a_1 a_2 \varphi n} = \frac{2}{5} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{1000}{0,3 \cdot 6} = 11,1 \text{ kg.}$$



Stande des Hebels in die Fortsetzung der Bahn  $AB$  fällt, und einen Kohlenwagen aufnimmt. An dem Ende  $E$  des Hebels ist ein Seil  $EK$  angebracht, welches sich beim Niederlassen eines gefüllten Wagens bis zum Kohlenschiffe von der Welle  $K$  ab- und beim Aufziehen des leeren Wagens auf diese Welle aufwickelt. Um das Letztere ohne Hülfe einer besonderen Kraft bewirken zu können, dient ein Gegengewicht  $G$ , welches einerseits an einem um  $M$  drehbaren Hebel  $GM$  und andererseits an einem Seile  $GK$  hängt, das sich beim Niederlassen des Wagens auf die Welle  $K$  aufwickelt, und hierbei  $G$  emporhebt, und sich dagegen beim Aufziehen der leeren Wagen durch  $G$  von dieser Welle wieder abwickelt. Damit sowohl das Niederlassen des gefüllten als auch das Aufziehen des geleerten Wagens möglichst gleichförmig und mit mäßiger Geschwindigkeit erfolge, ist noch auf der Welle  $K$  ein hohes Bremsrad  $RS$  befestigt, welches durch ein Band  $S$  gebremst werden kann.

Bei der Anordnung und Construction einer solchen Hängemaschine kommt es nicht allein darauf an, daß das Gegengewicht ohne weitere Nachhülfe den leeren Wagen wieder emporhebe, sondern daß auch die Kraft zum Bremsen, wodurch sowohl dem beschleunigten Niedergange des gefüllten, als auch dem beschleunigten Aufgange des leeren Wagens entgegengewirkt wird, möglichst klein und deshalb in dem einen Falle eben so groß sei als in dem anderen Falle.

Für die Rechnung sei angenommen, daß in der tiefsten Lage des Wagens beide Hebel  $DE$  und  $MG$  gleichzeitig horizontal seien, und daß nahe genug

$$DK = DE = a \text{ und } MK = MG = b \text{ sei.}$$

Es bezeichne nun für irgend eine Stellung  $2\alpha$  die Abweichung  $EDK$  des Lasthebels von der Verticalen, und  $2\beta = GMK$  die Abweichung des Gegengewichtshebels von der Horizontalen, sowie  $Q$  die Ladung des Wagens,  $W$  das Gewicht des leeren Wagens nebst Schale und dem halben Hebel  $DE$  und  $G$  das Gegengewicht nebst dem halben Hebel  $MG$ . Man findet dann durch Zerlegung nach dem Parallelogramm der Kräfte in dem Seile  $EK$  die Spannung beim Senken des vollen Wagens

$$S_1 = (Q + W) \frac{\sin 2\alpha}{\cos \alpha} = (Q + W) 2 \sin \alpha,$$

und beim Heben des leeren Wagens

$$S_1' = W 2 \sin \alpha,$$

während die Spannung  $S_2$  in dem Seile  $KG$  für beide Bewegungen

$$S_2 = G \frac{\cos 2\beta}{\cos \beta} \text{ ist.}$$

Die am Umfange der Seiltrommel auf Umdrehung derselben wirkende

Kraft  $P$ , welche durch Bremswirkung aufgehoben werden muß, ist daher beim Senken

$$P = S_1 - S_2 = (Q + W) 2 \sin \alpha - G \frac{\cos 2\beta}{\cos \beta}$$

und beim Heben

$$P' = S_2 - S_1 = G \frac{\cos 2\beta}{\cos \beta} - W 2 \sin \alpha.$$

Sollen nun, wie verlangt, diese beiden Kräfte gleich groß sein, so erhält man durch Gleichsetzung beider Ausdrücke

$$G = (Q + 2W) \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\cos 2\beta}.$$

Diese Bedingung läßt sich natürlich nicht für jeden Werth von  $\alpha$  und  $\beta$  erfüllen, wohl aber für die tiefste Lage, also für  $2\alpha = 90^\circ$  und  $\beta = 0$ , dafür erhält man

$$G = (Q + 2W) \sin 45^\circ = (Q + 2W) \sqrt{1/2}.$$

Außerdem kann man auch noch für eine zweite Lage die beiden Bremsdrücke gleich groß machen, wenn man das Verhältniß von  $\alpha$  und  $\beta$  demgemäß annimmt. Wählt man als diese zweite Lage etwa die höchste, in welcher die Abweichungen der Hebel bezw. mit  $2\alpha_1$  und  $2\beta_1$  bezeichnet werden mögen, so hat man die Bedingung zu erfüllen:

$$G = (Q + 2W) \sqrt{1/2} = (Q + 2W) \frac{\sin \alpha_1 \cos \beta_1}{\cos 2\beta_1},$$

oder

$$\sin \alpha_1 \cos \beta_1 = \cos 2\beta_1 \sqrt{1/2},$$

woraus sich, da  $\alpha_1$  meistens gegeben sein wird,

$$\cos \beta_1 = \frac{\sin \alpha_1 + \sqrt{4 + \sin^2 \alpha_1}}{2\sqrt{2}}$$

ergiebt.

Bei einer solchen Anordnung ist daher die Bremskraft sowohl für den tiefsten wie höchsten Stand des Wagens für das Senken gleich der Bremskraft für das Wiederaufrichten des Lastarmes. Damit jene Bedingung zwischen den Winkeln  $\alpha_1$  und  $\beta_1$  erfüllt sei, hat man den Hebeln  $a$  und  $b$  die richtigen Längen zu geben, welche man mit Rücksicht darauf zu bestimmen hat, daß bei der Hebung oder Senkung das eine Seilstück sich von der Trommel  $K$  um ebensoviel abrollt, wie das andere sich daraufwickelt. Man hat allgemein

$$KG = ED \sqrt{2} - EK,$$

oder für die höchste Lage:

$$2b \sin \beta_1 = a \sqrt{2} - 2a \sin \alpha_1.$$

Kennt man daher die Länge  $a$  des Lastarmes und dessen Abweichung  $2\alpha_1$  von der Verticalen in der höchsten Lage, so findet man durch obige Gleichungen  $\beta_1$  und  $b$  gemäß der gestellten Bedingung gleicher Bremskraft für Heben und Senken in den äußersten Lagen. In Zwischenlagen ist diese Bedingung nur annähernd erfüllt.

Beispiel. Wenn bei einer Hängemaschine wie derjenigen Fig. 85 die Last  $Q = 1000$  kg und der Wagen nebst Schale u.  $W = 400$  kg schwer ist, so hat man das Gegengewicht

$$G = (1000 + 2 \cdot 400) 0,7071 = 1273 \text{ kg}$$

schwer zu machen. Demgemäß beträgt die an der Trommel wirkende Kraft

$$P = (1000 + 400) 1,414 - 1273 = 1273 - 400 \cdot 1,414 = 707 \text{ kg.}$$

Ist der Durchmesser der Bremscheibe sechsmal so groß, als der der Seiltrommel, so hätte man durch das Bremsband einen Reibungswiderstand von 118 kg auszuüben; die Ermittlung des hierzu erforderlichen Druckes auf den Bremshebel ist nach dem in Thl. III, 1 über Bremsen Gesagten vorzunehmen.

Soll die Last von einer Höhe  $h = 12$  m herabgelassen werden, und der Lasthebel in der höchsten Lage um  $20^\circ$  von der Verticalen abweichen, so daß also  $\alpha_1 = 10^\circ$  ist, so hat man die Länge dieses Hebels

$$a = \frac{h}{\cos 2\alpha_1} = \frac{12}{0,9397} = 12,77 \text{ m.}$$

Den Winkel  $\beta_1$  findet man durch

$$\cos \beta_1 = \frac{\sin 10^\circ + \sqrt{4 + \sin^2 10^\circ}}{2\sqrt{2}} = 0,7713,$$

daher ist  $\beta_1 = 39^\circ 32'$  und folgt die Länge  $b$  des Gegengewichtsarmes:

$$b = \frac{a\sqrt{2} - 2a \sin \alpha_1}{2 \sin \beta_1} = \frac{12,77 \cdot 1,414 - 25,54 \cdot 0,1736}{2 \cdot 0,6365} = 10,69 \text{ m.}$$

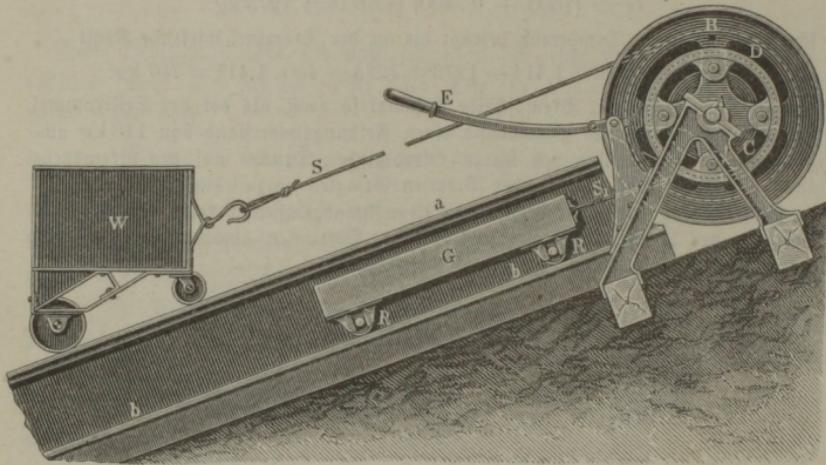
Zu den Vorrichtungen, welche zum Senken von Lasten angewandt werden, gehören auch die sogenannten Bremsberge, welche im Wesentlichen geneigte Bahnen sind, auf denen die mit dem zu bewegenden Materiale gefüllten Wagen durch ihr eigenes Gewicht herabrollen. Derartige Bremsberge\*) sind entweder zweitrüdig oder einrüdig, d. h. sie sind entweder mit zwei Geleisen neben einander, oder nur mit einem Geleise versehen. Im ersteren Falle zieht immer der auf dem einen Geleise herabrollende gefüllte Wagen durch sein Uebergewicht den leeren Wagen auf dem neben liegenden Geleise empor, indem beide Wagen durch ein Seil mit einander verbunden sind, welches über eine im höchsten Punkte der Bahn angebrachte Rolle oder Trommel geführt ist. Diese Einrichtung hat daher mit dem geneigten

\*) S. u. a. Serlo, Leitfaden zur Bergbaukunde.

Sichtaufzuge, Fig. 63, große Aehnlichkeit, und unterscheidet sich davon hauptsächlich dadurch, daß anstatt der Betriebsvorrichtung hier nur eine Bremscheibe auf der gedachten Seiltrommel angebracht ist, vermittelst deren die Bewegung der Wagen geregelt werden kann. Die Effectsberechnung kann hier in ähnlicher Weise vorgenommen werden, wie oben bei dem erwähnten Sichtaufzuge angegeben worden ist.

Bei den eintrümmigen Bremsbergen wird die Anordnung so getroffen, daß der niedergehende gefüllte Wagen ebenfalls durch ein Seil ein Gegengewicht auf einer besonderen Führung emporzieht, welches schwer genug

Fig. 86.



ist, um den leeren Wagen nachher wieder emporzuziehen. Die Führung für das Gegengewicht legt man hierbei entweder neben oder unter die Fahrbahn des Wagens. In Fig. 86 ist eine Einrichtung der letztgedachten Art angegeben, wie sie auf den Saarbrücker\*) Gruben in Gebrauch ist. Der die zu versetzenden Massen aufnehmende Wagen oder das Gestell *W* rollt auf den Schienen *a*, zwischen und unter denen eine zweite Bahn *b* für ein Gegengewicht *G* angebracht ist, welches aus einer mit kleinen Rollen *R* versehenen Fußplatte besteht. Das Seil (Bandsseil) *S* des Wagens wickelt sich von einer Trommel *B* auf der Ase *A* ab, während das Seil *S*<sub>1</sub> des Gegengewichtes auf eine kleinere Trommel *C* auf derselben Ase sich aufwickelt. Wie die Bewegung mit Hilfe der ebenfalls auf der Ase *A* befestigten Bremscheibe *D* und des Hebels *E* regulirt werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Man hat Bremsberge für sehr verschiedene Rei-

\*) Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- und Sal.-Wesen 1856.

ungen bis zu  $1^{\circ} 50'$  herab ausgeführt. Bei so geringen Neigungen kann natürlich nur eine sorgfältige Ausführung durch möglichste Verminderung der Nebenhindernisse die Erreichung des beabsichtigten Zweckes ermöglichen.

Bezeichnet man bei dem Bremsberge, Fig. 86, mit  $Q$  das Gewicht der Wagenladung, mit  $W$  das des leeren Wagens, mit  $G$  das des Gegengewichtes, so hat man, unter  $b$  und  $c$  die Halbmesser der Seiltrommeln  $B$  und  $C$  verstanden, bei einer Bahnneigung  $\alpha$  gegen den Horizont, das Umdrehungsmoment der Welle  $A$  beim Niedergange des Wagens

$$[(Q + W) b - Gc] \sin \alpha,$$

und beim Aufgange

$$(Gc - Wb) \sin \alpha,$$

wenn von den Nebenhindernissen abgesehen wird. Diese beiden Ausdrücke sind gleichzusetzen, d. h. es ist  $G = \frac{(Q + 2W) b}{2c}$  zu machen, wenn die Bremskraft für beide Bewegungen gleich groß sein soll.

Will man die geringste Neigung für den Bremsberg bestimmen, so hat man die Nebenhindernisse in Betracht zu ziehen. Bezeichnet  $\varphi$  den Coefficienten der Zapfenreibung, ferner  $\nu$  das Verhältniß der Zapfenhalbmesser zu den Radhalbmessern für den Wagen, und  $\nu_1$  dasselbe Verhältniß für das Gegengewicht,  $r$  den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle  $A$ , und  $\sigma$  und  $\sigma_1$  die Steifigkeitscoefficienten der Seile  $S$  und  $S_1$ , so hat man das Drehungsmoment der Trommel für den Niedergang des Wagens:

$$\begin{aligned} & \left(1 - \sigma - \varphi \frac{r}{b}\right) (Q + W) (\sin \alpha - \nu \varphi \cos \alpha) b \\ & - \left(1 + \sigma_1 + \varphi \frac{r}{c}\right) G (\sin \alpha + \nu_1 \varphi \cos \alpha) c, \end{aligned}$$

und für den Aufgang:

$$\begin{aligned} & \left(1 - \sigma_1 - \varphi \frac{r}{c}\right) G (\sin \alpha - \nu_1 \varphi \cos \alpha) c \\ & - \left(1 + \sigma + \varphi \frac{r}{b}\right) W (\sin \alpha + \nu \varphi \cos \alpha) b. \end{aligned}$$

Diese Ausdrücke müssen immer noch größer als Null sein, wenn die Bewegung möglich sein soll.

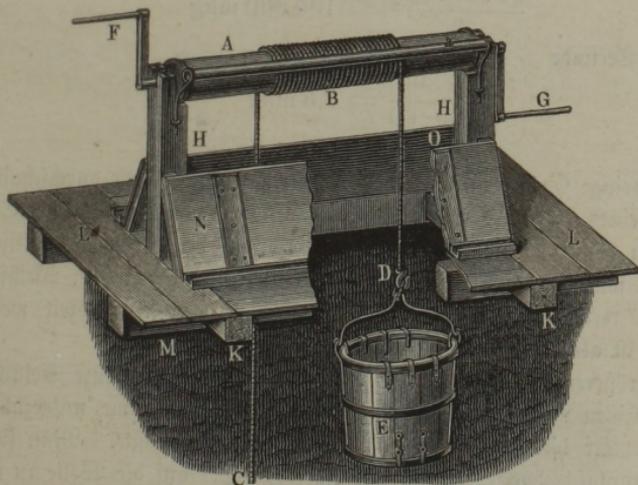
**Fördermaschinen.** Unter Fördern versteht man beim Bergbau das §. 22. Heben der Materialien in den sogenannten Schächten, durch welche die in verschiedenen Höhen gelegenen Grubenbaue unter sich oder mit der Tagesoberfläche in Verbindung stehen. Die Schächte selbst unterscheidet man dabei in feigere Schächte, wenn sie ganz oder nahezu vertical, d. h. unter

75° bis 90° Neigung gegen den Horizont abgeteufelt sind und flache oder tonulägige Schächte, deren Neigung kleiner, bis 15° und darunter, ist. Der wesentliche Theil einer Schachtförderungsmaschine besteht immer in einer Radwelle oder Trommel in solcher Verbindung mit zwei Seilen, daß bei der Drehung der Welle nach abwechselnd entgegengesetzten Richtungen das eine Seil sich auf- und das andere Seil sich abwickelt. Hängt daher an dem Ende des einen Seiles ein gefülltes und an dem Ende des anderen Seiles ein leeres Fördergefäß, so wird bei geeigneter Drehung der Trommel- oder Korbwelle das gefüllte Gefäß gehoben und das leere Gefäß niedersinken, worauf nach Auswechslung der Gefäße das Spiel durch entgegengesetzte Drehung der Trommel in derselben Weise sich wiederholt. Durch diese Einrichtung, welche mit derjenigen gewisser oben schon angeführter Sichtaufzüge übereinstimmt, unterscheiden sich die Schachtfördermaschinen hauptsächlich von den Winden und gewöhnlichen Aufzügen, bei welchen in der Regel nur ein Seil mit seinem Haken oder Fördergefäße angewendet wird. Handelt es sich nur um die Förderung kleiner Massen aus geringen Tiefen, so bedient man sich häufig des gewöhnlichen Haspels, welcher durch zwei oder mehrere Arbeiter, die Haspelknechte, umgedreht wird. Für größere Fördermassen und Tiefen dagegen wendet man den Göpel oder die stehende Welle an, welche nach der Betriebskraft als Handgöpel, Pferdögöpel, Ochsegöpel bezeichnet wird. Bei allen einigermaßen bedeutenden Förderanlagen bedient man sich jedoch jetzt der Wasser- oder Dampfkraft zum Betriebe der Fördermaschinen, welche in diesem Falle zwar fast ausnahmslos mit einer liegenden Trommelwelle wie der Haspel versehen sind, für welche man aber doch vielfach den Namen Göpel beibehalten hat, so daß man wohl von Wasser- und Dampfögöpel spricht, und erstere insbesondere in Wasserrad-, Turbinen- und Wasserschäufelögöpel unterscheidet. In neuester Zeit hat man auch verschiedentlich comprimirt Luft, welche durch Dampf- oder Wasserkraft beschafft wird, zum Betriebe der nach Art von Dampfmaschinen eingerichteten Betriebsmaschinen von Förderanlagen verwendet, wofür man den Namen Lufthaspel gebraucht.

Die Einrichtung eines Ziehhaspels nach Freiburger Construction ist aus Fig. 87 zu ersehen. *A* ist die Welle oder der sogenannte Rundbaum, um welche ein Seil *B* gewickelt ist, an dessen Enden *C* und *D* die mit Eisen beschlagenen Kübel oder Fördergefäße angehängt sind. In dieser Figur ist nur der eine Kübel *E*, und zwar derjenige, welcher entweder soeben gefüllt an der Schachtmündung ankommt oder im Schachte leer niedergeht, abgebildet; der andere Kübel ist nicht sichtbar, da er sich noch in der Nähe des Füllortes, d. i. nahe über dem Punkte befindet, von wo aus die Förderung und wo also auch die Füllung der Kübel erfolgt. Die in die

Kurbeln oder sogenannten Haspelhörner *F* und *G* auslaufenden Zapfen des Rundbaumes ruhen auf den sogenannten Haspelstützen *H, H*, welche unten auf über der Schachtmündung wegliegenden Querschwellen oder sogenannten Pfühlbäumen *K, K* festsitzen und oben mit Schlitzen versehen sind, die zur Aufnahme der Zapfen dienen und zu diesem Zwecke mit eisernen Bändern, den sogenannten Pfadeisen, ausgefüttert werden. Die Haspelnechte stehen bei der Arbeit oder bei der Umdrehung der Kurbeln auf einer Bühne *LL*, welche auf dem über dem Schachte wegliegenden Schwellengeviere *K, M*

Fig. 87.



ruht. Die Stange *a*, welche längs des Rundbaumes hinläuft und durch Eisenhaken fest mit den Haspelstützen verbunden ist, dient dem sogenannten Ausläufer als Handhabe beim Abziehen des gefüllten Kübels von der Schachtmündung und beim Einhängen des leeren Kübels. Um endlich das Hineinstürzen fremder Körper in den Schacht am Ende des Ziehens oder Ausforderns zu verhindern, werden noch die Thüren *N* und *O* an die Streben angelehnt, welche zur Befestigung der Haspelstützen mit den Pfühlbäumen dienen.

Ist der Schacht seiger (lothrecht), so hängen die Kübel frei, ist er aber flach, so liegen sie auf einer aus Brettern, Stangen oder Schwarten gebildeten Bahn, dem sogenannten Tonnenfache, das nicht allein in der Mitte, sondern auch zu beiden Seiten mit aufrecht gestellten Brettern versehen ist, damit die Kübel weder mit einander, noch mit anderen Gegenständen im Schachte zusammenstoßen können.

Die Kübel sind entweder aus Holzdauben zusammengefügt oder bestehen aus Eisenblech. Sie haben einen elliptischen Querschnitt, dessen Axen am

Boden 0,235 und 0,390 m, an der Mündung 0,288 und 0,470 m messen, so daß bei einer Tiefe von 0,390 m der cubische Inhalt etwa 42 Liter beträgt. Rechnet man, daß die Fördermasse nur  $\frac{2}{5}$  des Kübelraumes ausfüllt, so beträgt bei einem durchschnittlichen specifischen Gewichte der Fördermasse von 2,5 das Gewicht einer Füllung 42 kg. Bei dem Freiburger Bergbaue rechnet man, daß zwei Arbeiter in einer achtsündigen Schicht aus einem Schachte von 20 Lachter oder 40 m Seigertiefe (lothrechter Tiefe) 120 Kübel Berge fördern können. Hiernach würde die Nutzleistung für einen Arbeiter

$$\frac{40 \cdot 42 \cdot 120}{2} = 100\ 800 \text{ mkg}$$

oder per Secunde

$$\frac{100\ 800}{8 \cdot 60 \cdot 60} = 3,5 \text{ mkg}$$

betragen.

Die geringe Größe dieser Arbeit im Verhältnisse zu der durchschnittlichen Leistung eines Arbeiters an der Kurbel, welche man zu 8 mkg pro Secunde annehmen kann, hat ihren Grund nicht nur in den Nebenhindernissen des Haspels, sondern hauptsächlich darin, daß wegen der mit dem Wechsel verbundenen Arbeitspausen die Dauer der eigentlichen Arbeitszeit wesentlich geringer ist als 8 Stunden.

Bei größeren Schachttiefen ist es nicht möglich, die ganze Seillänge in einer einzigen Lage von Windungen auf dem Rundbaume unterzubringen, da der letztere hierbei eine zu große Länge erhalten müßte. Man sieht sich daher veranlaßt, das Seil mehrfach über einander auf die Welle zu wickeln. Hierdurch wird der Hebelarm der Last veränderlich, worüber man sich in folgender Art Rechenschaft geben kann. Ist  $s$  die Länge des aufzuwindenden Seiles,  $r$  der Halbmesser des Rundbaumes und  $l$  diejenige Länge desselben, auf welcher das Seil untergebracht werden muß, so gestattet diese Länge bei einer Seildicke  $d$  eine Anzahl Windungen  $n = \frac{l}{d}$  jeder Lage. Wenn nun  $m$  Lagen über einander gewickelt werden, so hat die innerste den Halbmesser  $r + \frac{d}{2}$  und die äußerste denjenigen  $r + \left(m - \frac{1}{2}\right) d$ , daher als durchschnittlicher oder mittlerer Halbmesser  $r + \frac{m}{2} d$  anzunehmen ist. Man hat somit die ganze Seillänge

$$s = m n 2 \pi \left( r + \frac{m}{2} d \right).$$

Hieraus folgt

$$m^2 + \frac{2r}{d} m = \frac{s}{\pi n d};$$

daher

$$m = -\frac{r}{d} + \sqrt{\frac{s}{\pi l} + \left(\frac{r}{d}\right)^2} = \frac{r}{d} \left( \sqrt{\frac{sd^2}{\pi r^2 l} + 1} - 1 \right).$$

Als mittleren Halbmesser hat man daher

$$r + \frac{m}{2}d = r + \frac{r}{2} \left( \sqrt{\frac{sd^2}{\pi l r^2} + 1} - 1 \right) = \frac{r}{2} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{sd^2}{\pi l r^2}} \right),$$

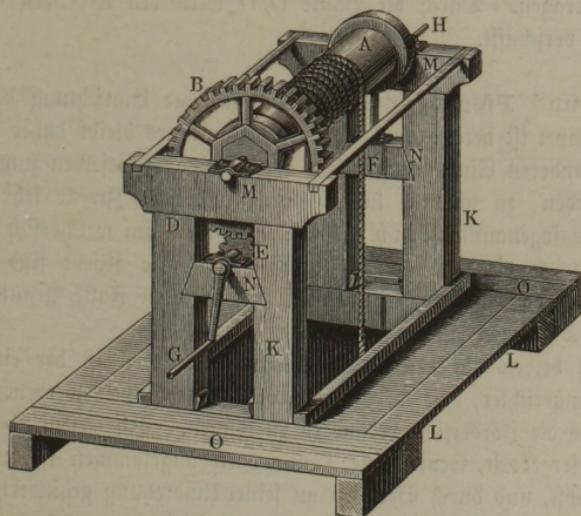
wofür man näherungsweise

$$r \left( 1 + \frac{sd^2}{4\pi l r^2} \right)$$

setzen kann.

In welcher Weise die Veränderung des Halbmessers zur Ausgleichung des Seilgewichtes benutzt werden kann, wird weiter unten besprochen werden.

Fig. 88.



Um bei größerer Belastung des Kübels die Förderung noch bequem durch Haspel ermöglichen zu können, versteht man den Haspel behufs der Kraftsteigerung mit einem Vorgelege, da der Halbmesser des Rundbaumes aus Gründen der Festigkeit und wegen der Seilsteifigkeit sich nicht beliebig verringern läßt, und da auch die Länge der Handkurbeln nicht über das gewöhnliche Maß von 0,36 bis 0,42 m größer gemacht werden kann. Nur in seltenen Fällen hat man Haspel zum Fördern mit doppeltem Vorgelege ausgerüstet. Einen Vorgelegshaspel zeigt Fig. 88.

Der Rundbaum A ist hier 0,3 bis 0,4 m stark, und trägt ein größeres eisernes Zahnrad BD von 40 bis 60 Zähnen, während auf der eisernen Kurbelwelle EF (in der Figur verdeckt) ein kleineres eisernes Zahnrad E

von 12 bis 15 Zähnen festsetzt. In der Regel läßt man an jedem der beiden Kurbelhörner *G* und *H* einen Haspelknecht arbeiten; bei größerer Länge der Spillen ist es jedoch auch möglich, drei oder vier Arbeiter an diesem Haspel anzustellen. Es läßt sich zumal die Einrichtung treffen, daß zwei Arbeiter regelmäßig dem Umdrehen der Kurbel obliegen und ein dritter Arbeiter nicht allein das Ausstürzen der Kibel besorgt, sondern auch noch eine Zeit lang mit an einem Haspelhorne dreht. Die Drahtseile, welche man bei solchen Haspeln anwendet, werden aus vier Litzen zu je vier Drähten zusammengedreht. Die Stärke des hierzu verwendeten Drahtes ist 1 bis 1,5 mm. Zur Unterstützung des Rundbaumes und der Kurbelwelle dienen zwei Paar Haspelstützen *K, K...*, welche in die quer über dem Schachte wegliegenden Pfählbäume *L, L* eingezapft sind und den Rundbaum mittelst der Querschäpfer *M, M*, die Kurbelwelle aber mittelst der Fröschchen *N, N* tragen. Durch die Bänke *O, O* wird den Arbeitern ein fester Standpunkt verschafft.

§. 23. **Hand- und Pferdögöpel.** Die allgemeine Einrichtung der Hand- und Pferdögöpel ist bereits aus Thl. II. bekannt; es bleibt daher nur noch von den besondern Einrichtungen der Göpel, wodurch dieselben zum Fördern geschickt werden, zu handeln übrig. Ein zu diesem Zwecke sehr nöthiger Theil ist der sogenannte Korb oder die Trommel, um welche sich das Seil wickelt, wodurch die Last emporgezogen wird. Die Körbe sind entweder cylindrisch oder conisch geformt. Im letzteren Falle nennt man sie gewöhnlich Spiralkörbe.

Von den beiden auf der Welle befindlichen Körben ist der eine in der Regel so eingerichtet, daß er von der Welle losgekuppelt werden kann, um nöthigenfalls die Fördertiefe verändern zu können. Zu diesem Behufe wird nämlich dieser Korb, wenn seine Tonne oben angekommen ist, von seiner Welle abgelöst, und durch Bremsen an seiner Umdrehung gehindert, während die unten angekommene leere Tonne von dem seitherigen Füllorte nach dem neuen Füllorte getrieben wird. Ist dies geschehen, so wird dieser Korb wieder fest mit der Welle verbunden, und es kann nun das Fördern von dem neuen Fassungsunkte aus ohne Weiteres vor sich gehen. Der Halbmesser des Korbes ist gewöhnlich ein Viertel der Schwengellänge, und seine Länge 30 bis 60 cm. Durch die sogenannten Korbscheiben, welche den Korb begrenzen, wird ein 0,3 bis 0,6 m tiefes Seilsfach zum Aufwickeln des Seiles gebildet. Eine der Korbscheiben dient zugleich als Bremsrad für eine Bremse, deren wesentliche Einrichtung aus Thl. III, 1 bekannt ist.

Die horizontale Richtung des sich um den Korb wickelnden Seiles wird durch Leitrollen oder sogenannte Seilscheiben, welche etwa 6 m hoch über der Schachtmündung hängen, in die Schachtrichtung umgeändert. Man

macht diese Scheiben 2 bis 3 m hoch und giebt ihnen eine rinnenförmige Vertiefung für das Seil. Damit sich das Seil regelmäßig auf den Korb aufwickeln könne, darf der Abstand der Seilscheiben vom Korbe nicht unter dem Zwanzigfachen der Seilsachhöhe messen, auch ist zu diesem Zwecke das Seilstück zwischen dem Korbe und der Seilscheibe durch sogenannte Balanciergewichte zu unterstützen. Die Ebene einer Seilscheibe ist durch die Richtung des Seiles im Schachte und durch die des Seilstückes vom Korbe nach dieser Scheibe bestimmt. Ist der Schacht feiger, so erhält hiernach auch jede der beiden Seilscheiben eine lothrechte Lage; ist hingegen der Schacht flachfallend und der Horizontalabstand der beiden Seile im Schachte nicht gleich dem Korbdurchmesser (in der Regel kleiner), so sind die Seilscheiben, und folglich auch ihre Axen, schief gegen den Horizont zu legen.

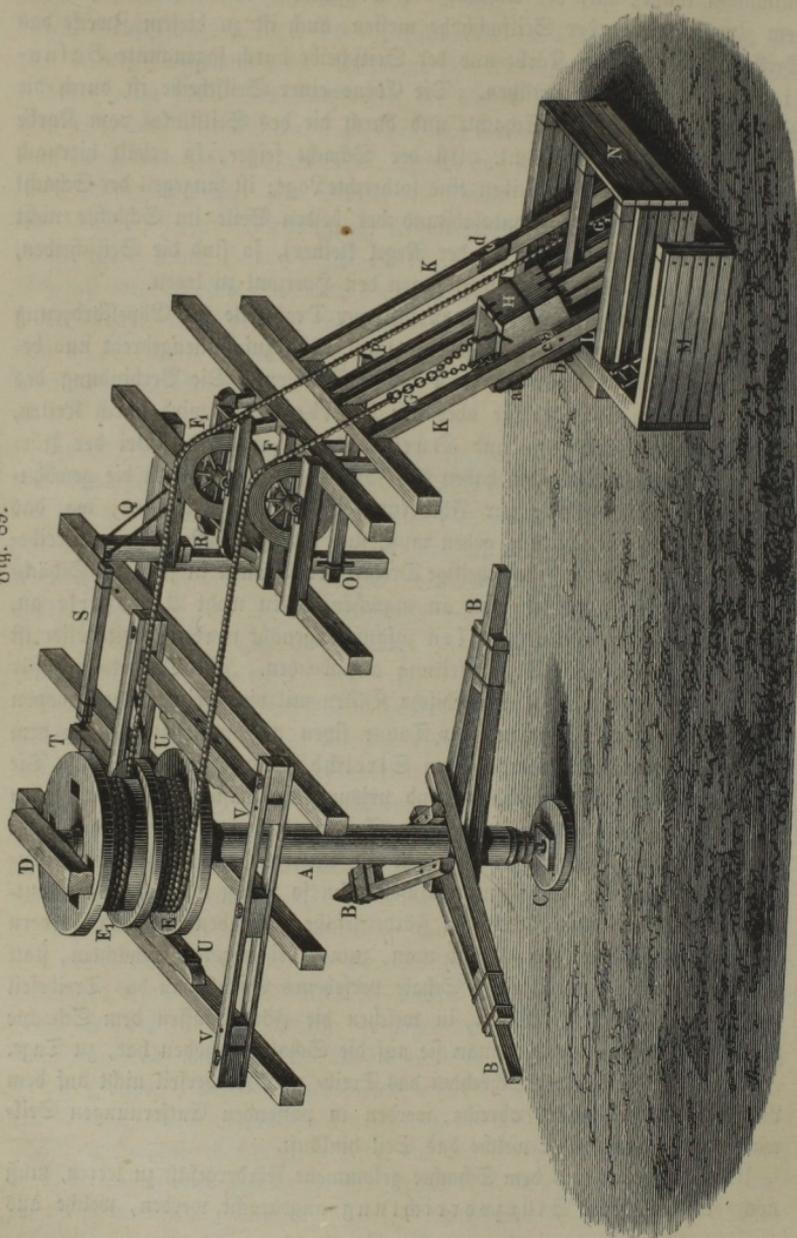
In der neueren Zeit wendet man fast nur Drahtseile zur Göpelförderung an. Dieselben sind in der Regel möglichst rund zusammengedreht und bestehen aus 3 bis 6 Lagen zu je 4 bis 6 Drähten. Die Verbindung des Seiles mit dem Fördergefäße oder der Treibtonne wird durch Ketten, der sogenannten Schurz- und Quenzelkette, bewirkt. Bei der Förderung in feigeren Schächten haben die Fördergefäße nicht selten die gewöhnliche faßförmige Gestalt; zur Förderung in flachen Schächten, wo das Fördergefäß in einer Leitung gehen muß, sind hingegen kastenförmige Treibtonnen nöthig. Um das nachtheilige Drehen der Tonnen in feigeren Schächten zu verhindern, wendet man an manchen Orten wohl Bandseile an, welche aus mehreren Rundseilen zusammengenäht werden; weit besser ist es jedoch auch hier eine Tonnenleitung anzuwenden. Die Treibtonnen für feigere Schächte sind parallelepipedische Kästen mit vier Seitenwalzen, wovon je zwei an einer Seitenwand der Tonne sitzen und zwischen zwei in dem Fallen des Schachtes niedergehenden Streichbäumen beweglich sind. Die Treibtonnen für flache Schächte sind prismatische Kästen mit trapezoidalen Seitenwänden, und erhalten außer den Seitenwalzen noch vier Räder oder Bauchwalzen, womit sie auf den in neuerer Zeit meist mit Eisenschienen belegten Straßbäumen laufen. Um so wenig wie möglich Aufenthalt beim Füllen und Leeren der Fördergefäße zu haben und das Fördern möglichst zu beschleunigen, hängt man, zumal bei feigeren Schächten, statt der Treibtonnen ein mit einer Schale versehenes Gestelle an das Treibseil und fördert gleich die Wagen, in welchen die Fördermassen dem Schachte zugeführt werden, nachdem man sie auf die Schale geschoben hat, zu Tage.

Damit sich bei flachen Schächten das Treib- oder Förderseil nicht auf dem Liegenden des Schachtes abreibe, werden in passenden Entfernungen Seilwalzen angebracht, über welche das Seil hinläuft.

Um endlich das aus dem Schachte gekommene Fördergefäß zu leeren, muß noch eine besondere Stürzvorrichtung angebracht werden, welche aus

Haken, den sogenannten Stürzhaken, und aus zwei Bolzen, den sogenannten Stürzaxen, besteht. Jene sitzen auf den Streichbäumen über

Fig. 89.



der Schachtbrüstung, diese hingegen ragen aus den Seitenwänden der Tonne etwas unter dem Mittel derselben hervor. Soll die Tonne gestürzt werden, so läßt man die Stürzhaken mittelst eines Hebels herab, damit sich die Stürzaren der Tonne in dieselben einlegen können. Werden statt der Tonnen die Förderwagen auf Schalen empor getrieben, so müssen zwar die letzteren durch niederzulassende Haken vor dem unzeitigen Niedergehen gesichert werden, dagegen kommt es dann nur noch darauf an, den gefüllten Wagen von der Schale abzuziehen und ihn durch einen leeren zu ersetzen.

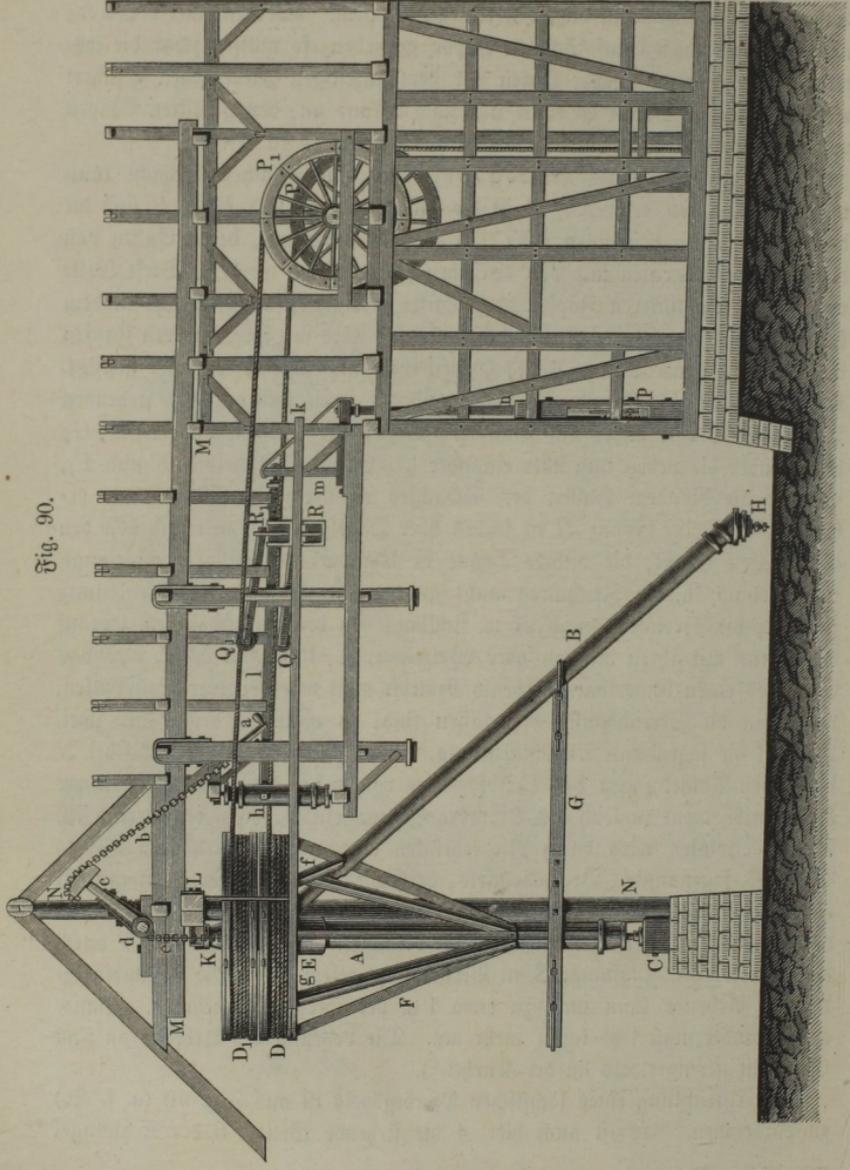
Die Einrichtung eines Handgöpels für einen flachen Schacht kann man aus Fig. 89 ersehen. *A* ist die stehende Welle und *B, B, B* sind die drei auf derselben befestigten etwa 2 m langen Schwengel, deren Enden von den Arbeitern ergriffen und von denselben fortgeschoben werden. Diese Welle ruht mit ihrem unteren Zapfen oder Stifte in einer Pfanne, welche in dem sogenannten Göpelstocke *C* eingelassen ist, und wird mit ihrem oberen Zapfen durch ein an einen Balken *D* des Göpelhauses angeschraubtes Lager gestützt. Die beiden Körbe *E* und *E<sub>1</sub>* dieses Göpels sitzen fest auf der stehenden Welle und bilden daher ein Ganzes. Die Seile *EFG* und *E<sub>1</sub>F<sub>1</sub>G<sub>1</sub>* laufen über die neben und über einander hängenden Seilscheiben *F* und *F<sub>1</sub>*, wodurch sie die dem Fallen des Schachtes entsprechenden Richtungen erhalten. Die eine Tonne *H* ist soeben über Tage angekommen und von den Stürzhaken erfaßt, die andere Tonne ist dagegen am Füllorte angelangt, und deshalb in der Zeichnung nicht angegeben. Von der Tonnenleitung sind nur die Streichbäume *K, K* zc. sichtbar; von den Straßbäumen, worauf die Tonne mit ihren Rädern oder Walzen *a, b.* läuft, ist bei *L* nur das Ende des einen bemerkbar. Ebenso bemerkt man von den vier Stürzhaken, welche in die Streichbäume eingelassen sind, in *c* und *d* deren nur zwei. *MN* ist die sogenannte Schachtbrüstung, welche bei *M* den Fahr- und bei *N* die beiden Abtheilungen des Treibschachtes von außen umgiebt. Die untere Korbscheibe dient zugleich als Bremsrad, wenn ein Bremsen erforderlich ist. Dieses Bremsen wird durch Niederdrücken eines um *O* drehbaren Hebels *OP*, des sogenannten Bremsbrückels, hervorgebracht. Dieser wirkt mittelst einer verticalen (in der Figur kaum sichtbaren) Zugstange auf ein um *R* drehbares Kreuz *QR*, welches mit dem bekannten Backenbrems *TUV* durch eine horizontale Zugstange *S* in Verbindung gesetzt ist. Die Geschwindigkeit der Arbeiter kann man zu etwa 1 m per Secunde annehmen. Handgöpel wendet man jetzt kaum mehr an. Die Leistung der Arbeiter an dem Göpel ist geringer, als an der Kurbel\*).

Die Einrichtung eines sächsischen Pferddegöpels ist aus Fig. 90 (a. f. S.) zu entnehmen. Es ist auch hier *A* die stehende Welle, *B* der Schwengel

\*) S. Serlo, Leitfaden der Bergbaukunde, Bd. II.

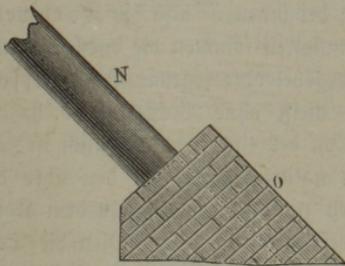
und C der die erstere unterstützende Göpelstock, welcher das Spurlager für den stählernen Spurzapfen der stehenden Welle aufnimmt. Von den beiden

Fig. 90.



Körben  $D$  und  $D_1$  ist der untere fest auf der stehenden Welle, der obere aber beweglich auf derselben. Für gewöhnlich ruht der obere auf dem unteren und ist mit dem letzteren durch Bolzen verbunden, die aus dem oberen Armgeviere des unteren Korbes hervorragen und in entsprechende Löcher im unteren Armgeviere des oberen Korbes eingreifen. Kommt es aber darauf an, die leere Tonne im Schachte fortzurücken, so dreht man an einer Winde  $a$ , welche durch eine Kette  $b$  und einen Arm  $c$  mit der Horizontalwelle  $d$  in Verbindung gesetzt ist, von welcher zwei den oberen Korb tragende Ketten, wie  $e$ , herabhängen. Dadurch wird der obere Korb von dem unteren abgehoben, und es kann nun die stehende Welle mit dem unteren Korbe umlaufen, folglich die mit demselben verbundene leere Tonne beliebig höher oder tiefer gerückt werden, ohne daß der obere Korb umläuft und die an ihm hängende volle Tonne ihren Ort ändert. Der untere Korb  $D$  wird durch Knaggen  $E$  und Streben  $F$  von unten unterstützt, und der Schwengel  $B$  ist oben in die stehende Welle eingezapft und verschraubt, übrigens aber auch noch in dem unteren Korbe festgekeilt, und an demselben durch Streben  $f$  und an der stehenden Welle unten durch einen Spannriegel  $G$  abgesteift. Die etwa 3 m lange Deichsel, woran die Pferde ziehen, ist durch einen Steck-

Fig. 91.



nagel  $H$  an das untere Ende des Schwengels angehängen und läßt sich um diesen Nagel frei drehen, damit die Drehung des Göpels abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen erfolgen kann. Noch sind an dem Schwengel zwei Schleppspieße angehängen, welche sich in die Kennbahn einstemmen, wenn die Kraft nachläßt, und welche dadurch das Zurückgehen der vollen Tonne verhindern.

Der obere Zapfen  $K$  der stehenden Welle liegt in einem Lager, welches an einem doppelten Querbalken  $L$  angeschraubt ist, der zwei Strebbalken wie  $M$  trägt und sich gegen die über die ganze Kennbahn weggreifenden Sparren oder Spießbäume  $NN$  stemmt. Diese Spießbäume stützen sich unten auf eine Mauer  $O$ , wie aus Fig. 91 zu ersehen ist, und sind entweder oben in einander, oder an einer Hängesäule, dem sogenannten *Mönch*, eingezapft. Die Seile erhalten durch die Seilscheiben  $P$  und  $P_1$  die Richtung nach dem Schachte und sind bei  $Q$  und  $Q_1$  von Rollen unterstützt, die durch Gegengewichte  $R$  und  $R_1$  mittelst Hebel von unten nach oben gedrückt werden. Endlich hat die Maschine noch ein Bremswerk, wie wir bereits kennen gelernt haben. Die Fig. 90 zeigt in  $gk$  einen von den beiden Hebeln, an welchen die auf den unteren Kranz des oberen oder unteren Korbes zu

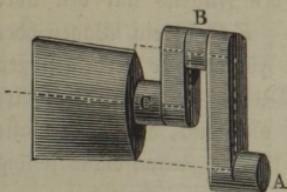
drückenden Bremsbacken befestigt sind. Um das Bremsen ohne Anstrengung und von dem Treibehause aus bewirken zu können, ist noch eine Wendocke *h* angebracht, welche durch, in der Figur nicht sichtbare, Zugtangen an die Bremshebel und durch die hölzerne Zugstange *l* mit einem Kreuze *m* in Verbindung steht, von dem eine dritte Zugstange *n* herabhängt, welche mittelst eines Drückfels *p* niedergezogen werden kann. Um den Brems in der einen oder der anderen Stellung zu erhalten, ist zur Seite des Drückfels eine gezahnte Stange angebracht und der Drückfel selbst mit einem Zahne versehen, womit man denselben in diese Stange einschieben kann.

Der Göpel wird gewöhnlich mit einem oder zwei, seltener mit vier Pferden bespannt, für welche man eine Geschwindigkeit von 0,9 m und eine Zugkraft von 45 kg pro Pferd annehmen kann. Die Länge des Schwengels wählt man zwischen 6 und 10 m, und es bestimmt sich aus der zu fördernden Last der Halbmesser der Seilföörbe, welcher bei einspännigen Göpeln etwa 1,8 bis 2 m und bei zweispännigen Göpeln 3,5 bis 4 m beträgt. Die Geschwindigkeit der Last wird im Mittel etwa zu 0,3 m, selten bis 0,5 m pro Secunde angenommen.

§. 24. Wassergöpel. Die Wassergöpel sind durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzte liegende Radwellen; bei ihnen ist also die Korbwelle nicht vertical, sondern horizontal. Am häufigsten kommen die durch verticale Wasserräder in Bewegung gesetzten Wassergöpel oder sogenannten Wasserradgöpel zur Anwendung. Sie sind meist ohne Vorgelege, d. h. das Wasserrad sitzt hier mit den Körben, wovon der eine stets beweglich ist, auf einerlei Welle. Die Treibeseile können natürlich hier von den über den Schachtmündungen hängenden Seilscheiben nicht horizontal nach dem Korbe geführt werden. Hängt das Wasserrad tief unterirdisch, so müssen die Seile durch je zwei Seilscheiben nach einem besonderen Seilschachte geleitet werden, in welchem sie nach dem Korbe herabgehen. Die Treibeseile sind natürlich dann um die Tiefe dieses Schachtes länger zu machen, als wenn sich der Korb über Tage befindet. Wenn auch dadurch die Zapfenreibungen vergrößert werden, so ist der hieraus erwachsende Arbeitsverlust nicht so groß, wie bei einem Stangenvorgelege, welches den über Tage befindlichen Korb mit der Welle des unter Tage hängenden Wasserrades verbindet. Die Einrichtung eines Stangenvorgeleges kommt auf die mehrfache Anordnung des Parallelkurbelgetriebes, s. Thl. III, 1, §. 137, hinaus. Man versteht jedes Ende der Wasserradwelle sowohl wie der Korbwelle mit einer doppelten Kurbel, deren Zapfen nach Fig. 92 diametral gegenüber stehen, und versetzt die Kurbeln der einen Seite um 90° gegen die der anderen Seite. Vier gleich lange Zugtangen verbinden die entsprechenden Kurbelzapfen. Es ist ersichtlich, daß durch diese Anordnung nicht nur die todten Punkte über-

wunden werden, sondern auch die Kurbelstangen lediglich durch Zug zu wirken haben, was bei der großen Länge derselben von Wichtigkeit ist, indem eine Führung dieser Stangen wegen ihrer schwingenden Bewegung nicht möglich ist.

Fig. 92.



Eine Haupteigenthümlichkeit des Wasserradgöpels ist das Kehrrad. Um abwechselnd die eine oder die andere Tonne auszutreiben, muß die Korbwelle ein Mal in der einen und das andere Mal in der anderen Richtung umgehen; da nun aber ein einfaches Wasserrad nur nach der einen Richtung umläuft, so wäre bei Anwendung desselben zum Betriebe einer Fördermaschine ein Wendegetriebe nöthig, durch welches die entgegengesetzte Umdrehung der Korbwelle hervorgebracht wird. Der größeren Sicherheit wegen leistet man aber auf die Anwendung eines solchen Wendegetriebes Verzicht und bedient sich lieber zweier ein Ganzes, das sogenannte Kehrrad, ausmachenden Wasserräder mit entgegengesetzter Schaufelung und Beaufschlagung. Je nachdem man nun das Wasser auf die eine oder auf die andere Abtheilung des Kehrades schlägt, nimmt natürlich dieses und folglich auch die Korbwelle, auf welcher es entweder direct festsetzt, oder mit welcher es durch Gestänge verbunden ist, die eine oder die andere Umdrehungsbewegung an, und treibt hierbei entweder die eine oder die andere Tonne aus dem Schachte.

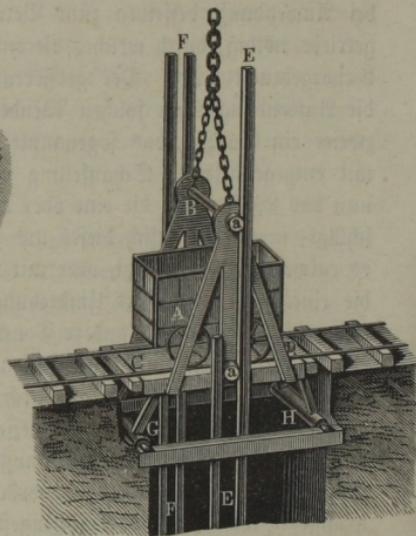
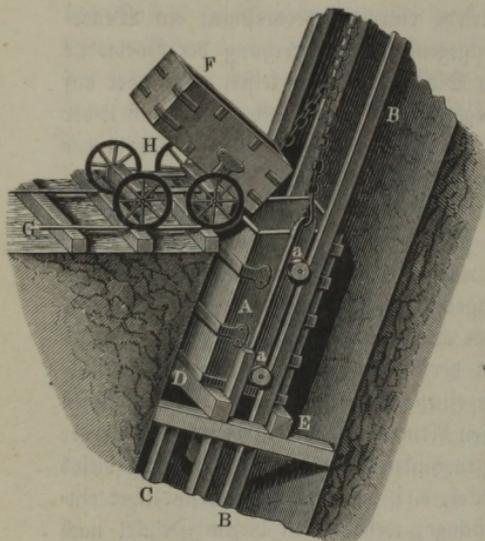
Das Aufziehen und Niederlassen der Schutzbretter für die beiden Aufschläge des Kehrades erfolgt durch einen Doppelhebel, dessen Axe zwischen beiden Schutzbrettern liegt und dessen Arme durch die zu diesem Zwecke der Länge nach geschlitzten Schützenstangen hindurchgehen. Zur Bewegung dieses Doppelhebels dient der Schützendrückel, d. i. ein über Tage befindlicher einarmiger Hebel und ein Schützengestänge, welches von diesem Drückel nach jenem Doppelhebel herabgeht. Um die Maschine in Ruhe zu versetzen, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen ist, wird nicht allein durch Niederlassen der einen Schütze der Aufschlag abgeschnitten, sondern auch der Brems angezogen, welcher den die Scheidewand zwischen beiden Abtheilungen des Kehrades bildenden Rad- oder Bremskranz umgiebt. Die Einrichtung dieser Bremsvorrichtung weicht von der eines Pferddegöpels nicht ab; der hierzu nöthige Bremsdrückel befindet sich neben dem Schützendrückel und neben Drückeln zum Auf- und Niederlassen der Stürzhaken.

Die Tonnen sind hier in der Regel größer als bei den Pferddegöpeln und bewegen sich auch schneller als diese; während die letzteren 8 bis 10 Kübel fassen und mit 0,3 bis 0,5 m Geschwindigkeit getrieben werden, giebt man jenen einen Fassungsraum von 12 bis 15 Kübel und läßt sie mit 0,5 bis 1 m Geschwindigkeit aufsteigen.

Die Art und Weise, wie das Füllen einer Tonne in sehr kurzer Zeit und mit der kleinsten Gefahr bewirkt wird, ist aus Fig. 93 zu ersehen. Es ist *A* die zu füllende Tonne, welche mit ihren Walzen *a, a* zwischen den Streichbäumen *B, C* läuft, und während des Füllens auf den über den Einstrichen wegliegenden Hölzern *D, E* ruht. *FH* ist ein Wagen oder Hund, durch welchen auf einer Eisenbahn *G* die Fördermasse herbeigestoßen wird, welche in dem Kasten *F* enthalten ist. Derselbe wird um eine Aze im vorderen Radgestelle gekippt, wenn es darauf ankommt, die Fördermasse in die Tonne zu schütten, wobei jedenfalls der kleinste Zeitaufwand nöthig ist, wenn dieser Wagenkasten mit der Treibetonne einerlei Inhalt hat.

Fig. 93.

Fig. 94.



Noch weniger aufhältig ist die in Fig. 94 abgebildete Einrichtung, wo der Wagen *A*, durch welchen die Fördermasse auf einer Eisenbahn herbeigefördert wird, auf ein Gestelle *BCD* gefahren wird, welches statt der Treibetonne an dem Seile hängt und mittelst der Seitenwalzen *a, a* zwischen den Streichbäumen *EE, FF* läuft. Zur Unterstützung dieses Gestelles während des Stillstandes der Maschine dienen die Streben *G* und *H*, welche um horizontale Axen drehbar und zurückzuschlagen sind, wenn aus einer größeren Tiefe gefördert werden soll.

Die allgemeine Einrichtung eines Wasserradgöpel's ohne Vorlege ist aus den beiden Ansichten in Fig. 95 und Fig. 96 zu ersehen. *A* ist das Rehrad, *B, B<sub>1</sub>* sind die beiden Körbe, welche zwar auf ihren Wellen festsitzen, jedoch mit der Wasserradwelle durch leicht lösbare, aus je

zwei Scheiben und einem diametral durchgehenden Bolzen bestehende Kupplungen *a, a* verbunden sind. Das Seil, welches sich um den Korb *B* wickelt,

Fig. 95.

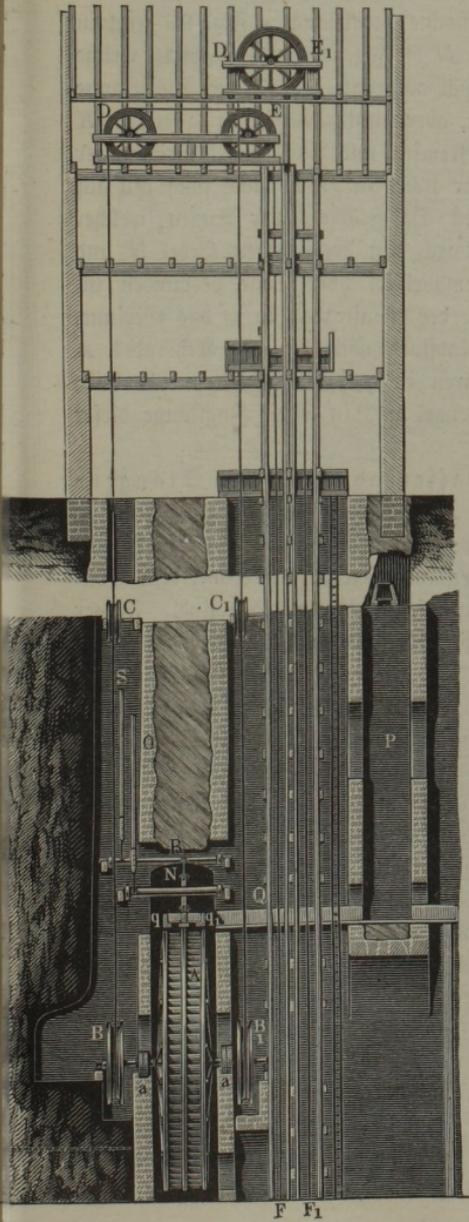
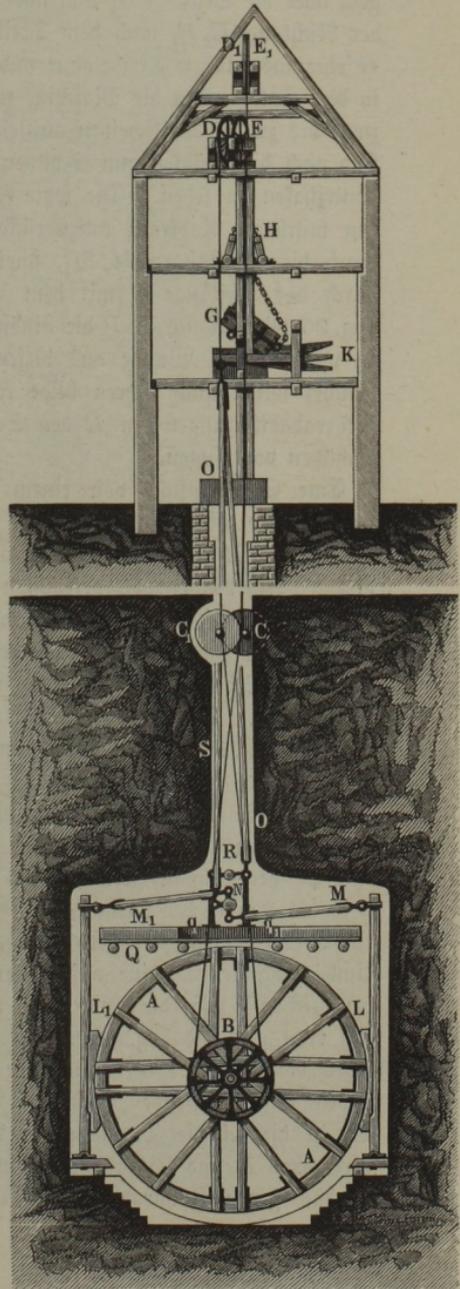


Fig. 96.



läuft über die Seilwalze *C* im Seilschachte und über die beiden Seilscheiben *D* und *E* unter dem Dache des Treibehauses, von wo es in der Richtung *EF* in den Treibeschacht herabhängt; das Seil des Korbes *B*<sub>1</sub> hingegen geht über die Seilrolle *C*<sub>1</sub> und über die Seilscheibe *D*<sub>1</sub> *E*<sub>1</sub>, an welcher es in der Richtung *E*<sub>1</sub> *F*<sub>1</sub> nach dem Treibeschachte herabhängt. Fig. 96 zeigt in *G* eine ausgestürzte Treibetonne und in *H* die sogenannten Fangböcke, welche in dem Falle, wenn die Maschine zu spät aufgehalten wird, die Treibetonne zwar bis zu den Seilscheiben aufsteigen, aber nicht zurückfallen lassen; in *K* sind noch die Drücker zum Schützen, Bremsen und Aus- und Einrücken der Stürzhaken zu sehen. Die letzte Figur führt in *L*, *L*<sub>1</sub> auch noch den auf den mittleren Radkranz aufzudrückenden Doppelbrems vor Augen, welcher durch die Zugstangen *M*, *M*<sub>1</sub>, sowie durch den dreiarmligen Hebel *N* und durch das Gestänge *O* mit dem Bremsbrüchel über Tage verbunden ist. Fig. 95 zeigt endlich in *P* die Radstube des Kunstrades, in *Q* das Gerinne, in welchem das Wasser aus dieser Radstube nach der des Rehrades *A* geführt wird; auch führen beide Figuren in *q*, *q*<sub>1</sub> die Schützen für beide Rehradabtheilungen, in *R* den Schwengel und in *S* die Zugstange dieser Schützen vor Augen.

Eine Seitenansicht von einem Wasserradgöpel mit Stangen- vorgelege zeigt Fig. 97. Hier ist *A* das Rehrad, und man sieht in *BC* und *DE* die zwei Gestänge auf der einen Seite des Rades, welche mit diesem durch den doppelt gekröpften Krummzapfen *BD* und mit dem Seilkorbe *FF* durch den doppelten Krummzapfen *CE* verbunden sind. Ferner bemerkt man in *G* die eine Seilscheibe, über welche das Seil vom Korbe nach dem Schachte geführt wird, und in *H* die an diesem Seile hängende Treibetonne. Der Brems *KLK* und der Schützenzug *MNM* sind genau dieselben wie bei dem in den letzten Figuren abgebildeten Wassergöpel ohne Vorgelege.

Da die Turbinen selbst bei kleinen Gefällen eine ansehnliche Anzahl von Umdrehungen pr. Minute machen, aber der Korb eines Wassergöpels für eine Tonnengeschwindigkeit von 0,5 bis 1 m und bei einem Durchmesser von 2½ bis 3 m in der Minute nur 4 bis 8 Umdrehungen macht, so erfordert ein Turbinengöpel stets ein oder mehrere Zahnradvorgelege, welche die Umdrehung der Turbine auf die erforderliche Umdrehungszahl des Korbes herabziehen. Wie die Anordnung eines solchen Göpels zu treffen ist, läßt sich recht gut aus Fig. 98 (a. S. 176) entnehmen, welche die Abbildung eines vom Herrn Oberkunstmeister Braunsdorf construirten Turbinengöpels auf der Grube „Gesegnete Bergmannshoffnung bei Freiberg“ zeigt. Es ist hier *A* die Turbine; auf der Welle derselben sitzt das gußeiserne Bremsrad *B* und das kleine conische Triebrad *C* mit 20 Zähnen, welches in das große Zahnrad *D* mit 108 Zähnen eingreift. Obgleich diese

Fig. 97.

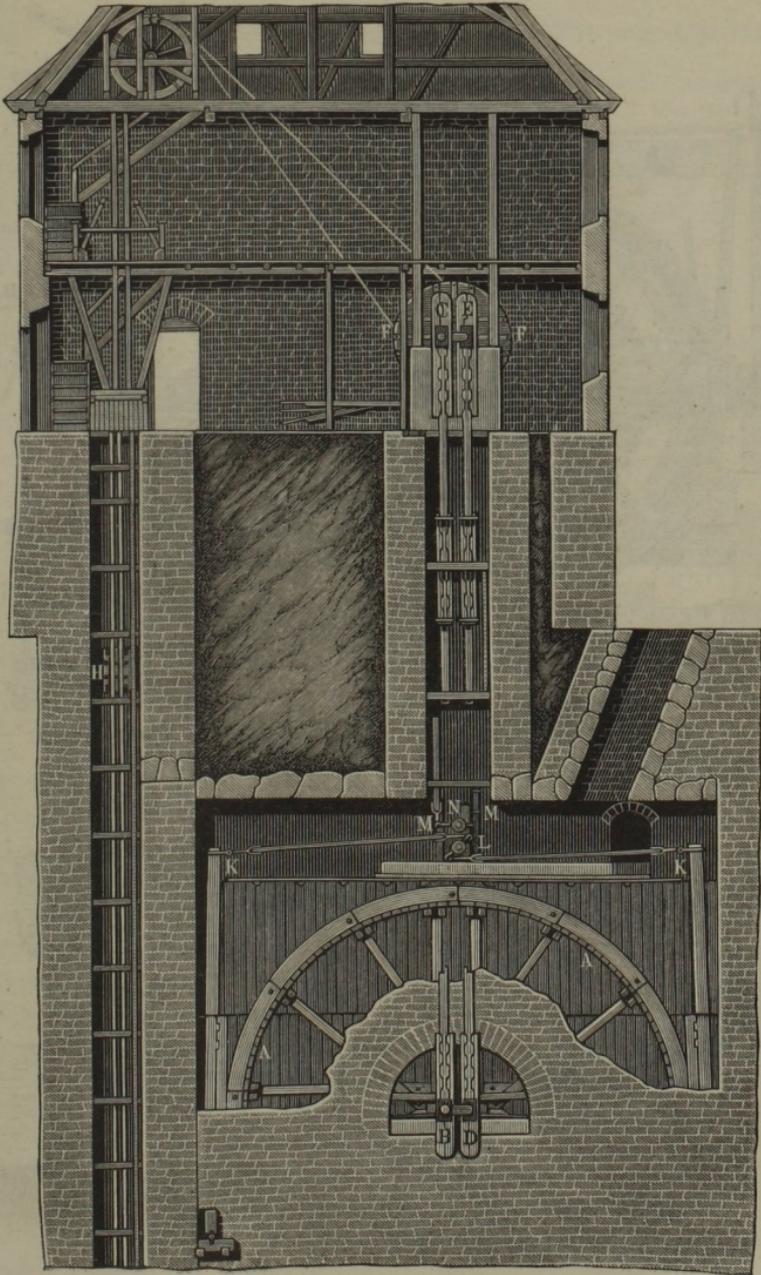


Fig. 98.

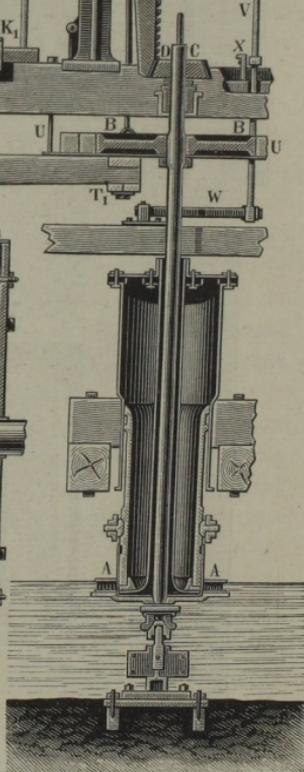
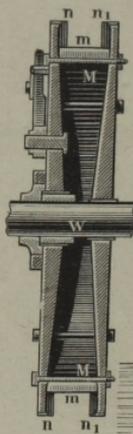
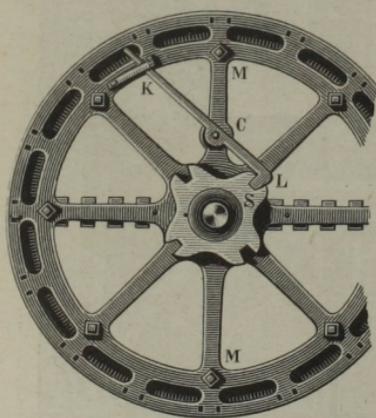
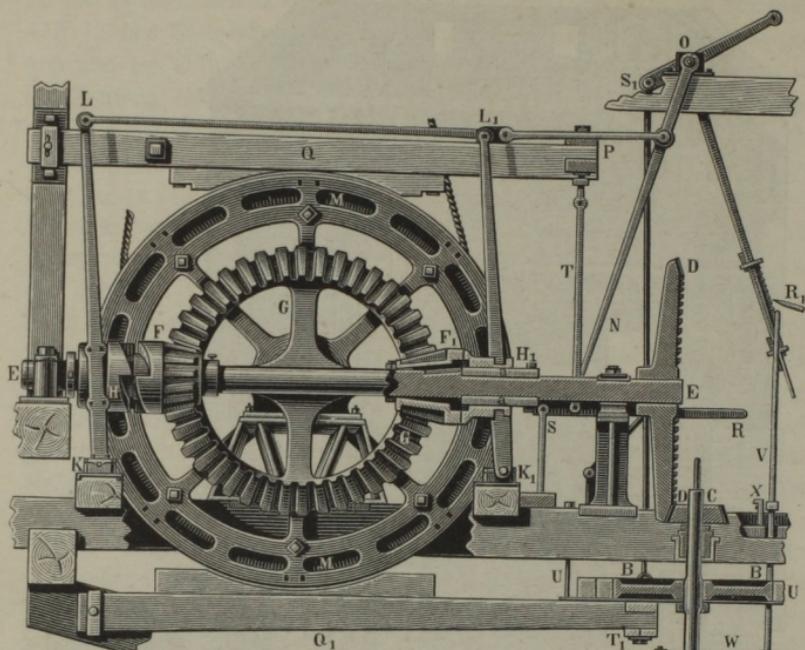


Fig. 99.

Turbine nur ein Gefälle von 4,4 m hat, so ist dennoch die Umsetzung von  $\frac{108}{20} = 5,4$  für einen vortheilhaften Gang der Maschine noch lange nicht hinreichend und ein zweites Vorgelege nöthig, welches die Umdrehungszahl noch weiter herabzieht, und aus den kleinen conischen Rädern  $F$  und  $F_1$  mit je 13 Zähnen und dem größeren Zahnrad  $G$  mit 56 Zähnen besteht. Das erstere Räderpaar sitzt jedoch nicht fest auf der Welle  $E$  des conischen Rades  $D$ , sondern ist mit seiner conischen Höhlung um einen conischen Mantel drehbar, welcher auf dieser Welle festgekeilt ist; um aber die feste Verbindung zwischen  $EE$  und  $F, F_1$  herzustellen, dienen die Muffen  $HH$ , welche sich mittelst der Rückgabeln  $KL, K_1L_1$  über die auf  $E$  feststehenden Federn  $a$  verschieben und mit ihren gezahnten Stirnen in die ebenfalls gezahnten Köpfe der Räder  $F, F_1$  einrücken lassen. Je nachdem nun der Muff  $H$  in das Rad  $F$  oder der Muff  $H_1$  in das Rad  $F_1$  eingerückt ist, wird das Zahnrad  $G$ , und folglich auch der mit demselben auf derselben Welle sitzende Korb  $M$  nach der einen oder nach der anderen Richtung umgedreht. Durch diese, übrigens schon aus Thl. III, 1 bekannte Kuppelung wird die Anwendung eines Doppelrades mit entgegengesetzten Schaufelungen erspart. Das Rücken dieser Kuppelung erfolgt durch einen Drücker  $N$ , welcher um die feste Ase  $O$  drehbar und durch die Stange  $P$  mit den Rückgabeln verbunden ist. Der Brems  $Q$  des festen Korbes  $MM$  wird mittelst des Drückers  $RS$  und der Zugstange  $T$  auf die zu beiden Seiten dieses Korbes angebrachten Bremscheiben aufgedrückt; der Brems  $Q_1$  des beweglichen Korbes hingegen läßt sich mittelst des Drückers  $R_1O$  und der Zugstange  $S_1T_1$  andrücken. Zum Ein- und Ausrücken des Bremfes  $UU$  der stehenden Welle dient endlich noch der Drücker  $V$ , welcher sich um die liegende Welle  $W$  dreht und mit einer Klinke  $X$  versehen ist, die in eine horizontale Sperrstange eingreift.

In Fig. 99 ist noch eine Seitenansicht und der Durchschnitt eines beweglichen Korbes abgebildet, wie er auch bei den Göpeln mit verticalem Kehr- rade in Anwendung kommt. Ein solcher Korb besteht aus zwei durch Schraubenbolzen mit einander verbundenen Radkränzen  $MM$ , aus den einen Cylindermantel bildenden Korbstecken  $m, m$  und der auf die inneren Stirn- flächen dieser Kränze aufgeschraubten Holzflüsterung  $nn n_1 n_1$ , welche die Korbstecken in der ihnen vorgeschriebenen Lage erhält und mit denselben das sogenannte Seilsfach bildet. Dieser Korb ist mit seinem Auge auf der runden Welle  $W$  drehbar; um ihn mit derselben fest zu verbinden, dient die vier Klauen bildende und auf der Welle  $W$  feststehende Scheibe  $S$ , sowie die Klinke  $KCL$ , welche um den Bolzen  $C$  drehbar ist, mit dem hakenförmigen Ende  $L$  in eine der Klauen der Scheibe eingreift und durch die Klammer  $K$  in diesem Eingriffe fest erhalten wird.

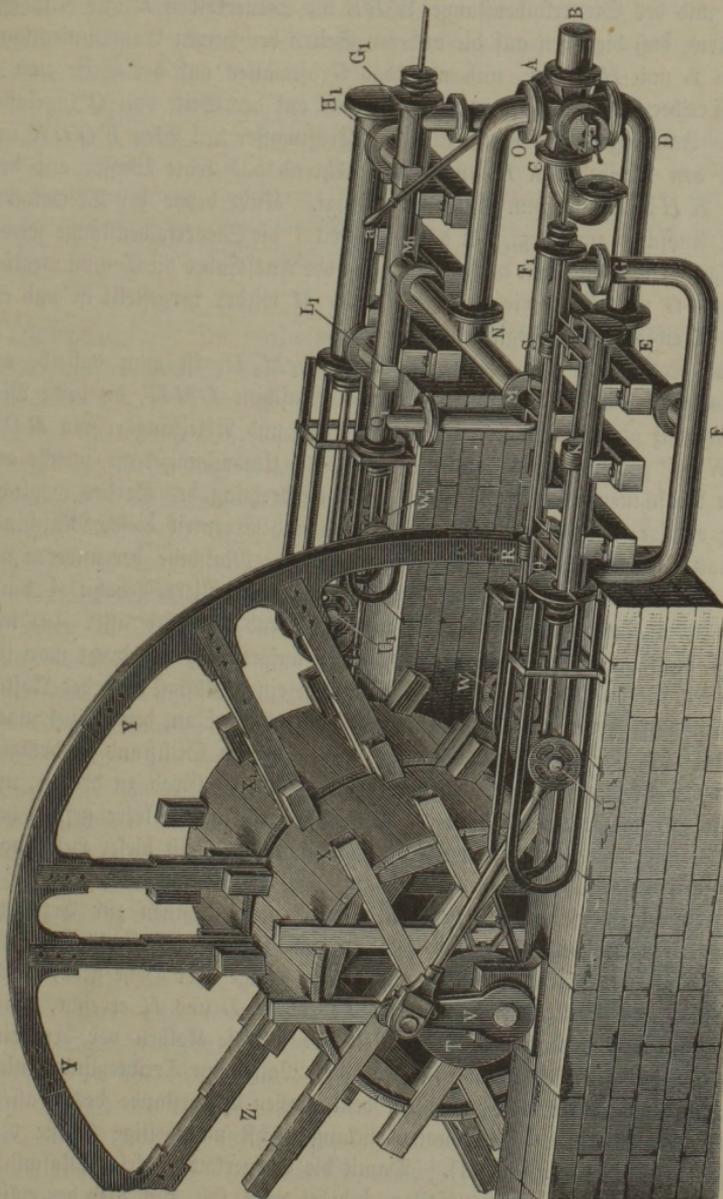
Anmerkung. Durch vielfache Versuche an Wasserradgöpeln in hiesigem Bergrevier hat der Verfasser gefunden, daß diese Göpel unter den günstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben ohne Vorgelege sind und aus feigern Schächten von einer mittleren Teufe von 300 m fördern, im Ganzen einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,75$ , und daß sie unter den ungünstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben lange Vorgelege haben und aus größeren flachen Teufen fördern, nur einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,30$  liefern.

§. 25. **Wassersäulengöpel** sind bis jetzt nur selten angewendet worden. Um eine möglichst gleichförmige Umdrehung zu erhalten, läßt man diese Maschinen nicht bloß aus zwei doppelt wirkenden Treibeckylindern bestehen, sondern man versieht dieselben auch noch mit einem großen Schwungrade. Ein vorzüglicher Göpel dieser Art ist die vom Herrn Oberkunstmeister *Adrian* construirte Fördermaschine des *Andreas-Schachtes* zu *Schemnitz*. Die Einrichtung und Wirkungsweise dieser Maschine ist aus *Fig. 100* vollständig zu ersehen. *A* ist ein sogenannter *Bierwegehahn*, in welchen bei *B* das Einfall- und bei *C* das Austragerrohr, bei *D* und *O* aber die nach den Treibeckylindern führenden Communicationsröhren einmünden. Die letzteren Röhren *DE* und *NO* sind bei *E* und *N* gegabelt und führen bei *M* und *M<sub>1</sub>* unmittelbar in die beiden Steuerckylinder *LMH* und *L<sub>1</sub>M<sub>1</sub>H<sub>1</sub>*, dagegen aber bei *F* und *F<sub>1</sub>* in andere Communicationsröhren, welche bei *G* und *Q* und bei *G<sub>1</sub>* und *Q<sub>1</sub>* in die Steuerckylinder einmünden. Von den Steuerckylindern *HLM* und *H<sub>1</sub>L<sub>1</sub>M<sub>1</sub>* ist der erstere der Länge nach halb zerschnitten und abgedeckt gezeichnet, und ebenso von den Treibeckylindern *LKH* und *L<sub>1</sub>K<sub>1</sub>H<sub>1</sub>* der erstere zur Hälfte geöffnet dargestellt. Kurze Röhren *H* und *L* sowie *H<sub>1</sub>* und *L<sub>1</sub>* setzen die Treibeckylinder mit den Steuerckylindern in Verbindung. Jede Steuerkolbenstange trägt zwei Steuerkolben *R* und *S* und wird durch ein Excentrif *T* in Bewegung gesetzt. Jeder Treibeckolben *K* trägt seine Kraft mittelst der Kolbenstange *KU* und der Kurbelstange *UV* auf einen Krummzapfen *V* über, dessen Welle zugleich die Korbwelle abgiebt. Die Querköpfe der Stangenköpfe sind mit Frictionsrädern *U, U<sub>1</sub>* und *W, W<sub>1</sub>* ausgerüstet, welche innerhalb hufeisenförmiger Leitungen laufen. Die Construction der Körbe *X* und *X<sub>1</sub>*, sowie die Verbindung des gußeisernen Schwungringes *YY* mit der Korbwelle durch hölzerne Arme *Z* u. s. w., ist aus der Figur deutlich zu ersehen.

Der Gang und die Wirkungsweise dieser Maschine ist folgender. Das Kraftwasser, welches durch die Einfallröhre bei *B* dem Regulator zugeführt wird und von da in die Communicationsröhre *DE* gelangt, theilt sich bei *E* und strömt von da theils nach *F* und theils nach *F<sub>1</sub>*. Der Theil des Wassers, welcher nach *F* kommt, gelangt mittelst der Röhre *FG* bei *G* in den Steuerckylinder und von da durch die kurze Röhre *H* in den Treibeckylinder, wo es den Treibeckolben *K* zurücktreibt. Das Wasser hingegen,

welches diesen Kolben vorher ausgeschoben hat, strömt durch das kurze Rohr *L* zurück in den Steuercylinder und von da durch das Rohr *MNO* nach

Fig. 100.



dem Regulator oder doppeltgebohrten Hahn *A* zurück, und wird von da mittelst der zweiten Bohrung nach dem Ausgußrohre *CP* geleitet. Gegen Ende dieser Bewegung schiebt das Excentrif *T* mittelst der Excentrifstange *TW* und der Steuerkolbenstange *WRS* die Steuerkolben *R* und *S* so weit vorwärts, daß dieselben auf die anderen Seiten der kurzen Communicationsröhren *L* und *H* treten, und nun das Kraftwasser auf der Seite von *G* vom Treibecylinder abgesperrt, dagegen aber auf der Seite von *Q* zugelassen wird. In Folge dessen macht nun das Kraftwasser den Weg *FQLK* und schiebt den Treibekolben *K* auswärts, während das todtte Wasser auf dem Wege *KHMNOP* zum Ausgusse gelangt. Kurz bevor der Treibekolben seinen Ausschub zurücklegt, hat das Excentrif *T* die Steuerkolbenstange wieder zurückgezogen, so daß nun nach Beendigung des Ausschubes die Communication zwischen *G* und *H*, sowie zwischen *L* und *M* wieder hergestellt ist und ein neues Treibkolbenpiel beginnen kann.

Das Kolbenpiel der zweiten Maschine *L<sub>1</sub>M<sub>1</sub>H<sub>1</sub>* ist ganz dasselbe wie das soeben erklärte Kolbenpiel der ersten Maschine *LMH*, da beide Maschinen ganz gleich construirt sind und die Zu- und Ableitungsröhren *BDE* und *NOP* gemeinschaftlich haben. Damit die Umdrehungskraft, welche aus beiden Maschinen resultirt, während einer Umdrehung des Korbes möglichst wenig variire, stellt man die Krummzapfen und Excentrif dieser Maschinen auf das Viertel gegen einander, so daß die eine Maschine der anderen um einen halben Schub vorausgeht. Dreht man den Vierwegehahn *A* durch einen Hebel *Aa* um einen Winkel von 45 Grad, so wird aller Zu- und Abfluß des Wassers aus den Treibecylindern aufgehoben, und dreht man ihn um einen Rechtwinkel, so wird der Zufluß in einen Abfluß und der Abfluß in einen Zufluß verwandelt. Kommt es daher darauf an, den Göpel, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen ist, in Stillstand zu bringen, so hat der Treibemeister den Steuerhebel *Aa* um 45 Grad zu drehen, und soll später, nachdem man die volle Tonne geleert und die leere gefüllt hat, die Maschine in der umgekehrten Richtung umlaufen, so ist dieser Hebel noch weiter um 45 Grad zu drehen.

Ein wichtiger Gegenstand bei den Wasserfäulenmaschinen zur Erzielung einer rotirenden Bewegung und folglich auch bei den Wasserfäulengöpeln ist, daß man den Steuerkolben *R* und *S* eine Länge oder Höhe gebe, welche ganz knapp die Weite der Communicationsröhren *L* und *H* erreicht, damit beim Umsteuern, und zwar in der Zeit, wenn diese Kolben vor den Einmündungen dieser Röhren vorbeigehen, das Wasser im Treibecylinder nicht vollständig abgesperrt wird, was bei dem großen Widerstande des Wassers gegen Ausdehnung und Zusammendrückung höchst nachtheilige Stöße veranlassen würde (vergl. Thl. II). Damit die Steuerkolben dieser Maschinen nicht zu kurz oder niedrig ausfallen, bedient man sich auch hier der cylin-

drischen Communicationsröhren, obgleich es aus den in Thl. II angegebenen Gründen zweckmäßig wäre, diesen Röhren einen rechteckigen Querschnitt zu geben. Ohne dies ist hier ein kleiner Verlust an Kraftwasser durch den unvollständigen Abschluß der Steuerkolben unvermeidlich, zumal da diese Kolben bei ihrer mittleren Stellung einen Augenblick lang die Einfüllröhre mit der Austragerröhre in Communication setzen.

Anmerkung. Der Wassersäulengöpel auf dem Andreas-Schachte zu Schemnitz benutzt ein Gefälle von 111 m, hat einen Kolbendurchmesser von 0,16 m und einen Hub von 1 m und macht während des Treibens im Mittel pr. Minute  $4\frac{1}{4}$  Spiele, wobei die Tonne eine mittlere Geschwindigkeit von 0,5 m hat. In neuerer Zeit sind auch Wassersäulenmaschinen mit Accumulatorbetrieb nach dem Armstrong'schen Systeme mehrfach zum Zwecke des Förderns in Anwendung gebracht worden.

**Dampfgöpel.** Die Verwendung von Dampfkrast zum Betriebe der §. 26. Fördermaschinen ist in neuerer Zeit, insbesondere für große Förderteufen und bedeutende Massen, wie sie beispielsweise in Steinkohlengruben vorkommen, sehr allgemein geworden. Die leichte Beschaffung genügender Dampfkrast an jeder beliebigen Stelle, und die Möglichkeit, hiermit große Fördergeschwindigkeiten zu erzielen, sind Vorzüge des Dampfbetriebes, welche demselben besonders in den Fällen geringer Brennmaterialpreise, also namentlich in Steinkohlengruben wesentlich Vorschub geleistet haben. Die Einrichtung der eigentlichen Fördervorrichtung weicht von derjenigen nicht ab, welche im Obigen für die Wassergöpel besprochen wurde, namentlich ist immer die Korbwelle mit den beiden Förderkörben vorhanden, deren Drehung abwechselnd nach beiden Richtungen erfolgen muß.

Die Dampfmaschine ist daher immer mit einer sogenannten Umsteuerungsvorrichtung versehen, wozu man sich fast ausschließlich der von Stephenson zuerst für Locomotiven gebrauchten Coulißsteuerung bedient, welche bei Gelegenheit der Locomotiven einer näheren Besprechung unterworfen werden soll. Nur bei kleinen Fördermaschinen, welche man zuweilen durch oscillirende Dampfzylinder betreibt, und denen man auch wohl den Namen Dampfhaspel beilegt, wird die Umsteuerung durch ein Wechselventil, ähnlich wie bei der in Fig. 47 dargestellten Dampfwinde, bewirkt. Wechselgetriebe zur Umsetzung der Bewegung der Korbwelle kommen bei Dampffördermaschinen nicht, oder nur in höchst seltenen Ausnahmen vor.

Die Dampfmaschinen werden in Deutschland meist mit liegenden Cylindern ausgeführt, während man in England auch vielfach stehende Maschinen mit Balancier oder auch Voßmaschinen anwendet, letztere Anordnung besonders aus dem Grunde, um die Korbwelle möglichst hoch zu lagern, damit die nach den Seilrollen geführten Förderseile auf diesen Rollen eine thunlichst geringe Ablenkung erfahren.

Eine stehende Maschine erfordert natürlich zur Erlangung genügender Stabilität eine viel kräftigere Ausführung und solidere Fundirung als bei liegenden Maschinen nöthig ist, welche letzteren dagegen einen größeren nicht immer vorhandenen Raum bedürfen. Die Förderdampfmaschinen läßt man meistens mit hochgespannten Dämpfen und mit Expansion arbeiten, Condensation dagegen, welche früher wohl öfter angewendet wurde, ist mehr und mehr außer Gebrauch gekommen, da die Rücksicht auf sicheren Betrieb eine möglichst einfache Construction erfordert und in vielen Fällen das zur Condensation erforderliche Wasser mangelt. Um eine sichere und bequeme Umsteuerung zu erreichen, wendet man fast allgemein zwei Dampfcyliner an, welche auf Kurbeln wirken, die senkrecht zu einander stehen, indem eine eincylinde Maschine nur umgesteuert werden kann, wenn die Kurbel genügend weit von den todten Punkten entfernt ist, ein Uebelstand, welcher bei zweicylinde Maschinen mit dem Wegfall der todten Punkte verschwindet. Auch muß man bei eincylinde Maschinen ein schwereres Schwungrad zur Erzielung eines regelmäßigen Ganges anordnen, welches Schwungrad wegen der in ihm enthaltenen lebendigen Kraft das prompte Umsteuern beträchtlich erschwert, während bei zweicylinde Maschinen die Schwungradmasse nur gering zu sein braucht, und oftmals die Masse der Korbwelle schon ausreicht, so daß ein besonderes Schwungrad unnöthig ist.

Früher pflegte man von der Dampfmaschinenwelle durch ein Zahnradvorgelege die Fördertrommel mit verminderter Geschwindigkeit bewegen zu lassen, neuerdings ist man mehr und mehr dazu übergegangen, die Kurbeln für die Dampfcyliner direct auf die beiderseitigen Enden der Korbwelle zu setzen, und erlangt dadurch unter Voraussetzung hinreichend kräftiger Dampfkolben größere Fördergeschwindigkeiten. Bei guter Ausführung der Anlage kann man Fördergeschwindigkeiten von 6 bis 8 m<sup>\*)</sup> in der Secunde zulassen, ja an unten angegebener Stelle\*\*) ist ein Beispiel einer englischen Grube angeführt, wo die Förderung aus 737 m Tiefe in 55 Secunden, daher mit einer Geschwindigkeit von 13,4 m geschieht.

So bedeutende Geschwindigkeiten erfordern natürlich sehr gute Construction und solide Ausführung der ganzen Anlage und besondere Sicherheitsvorrichtungen betreffs etwaiger Zufälligkeiten, wie Seilbrüche u. Inspeculone ist die Korbwelle mit einer zuverlässigen und kräftigen Bremse zu versehen, welche sehr häufig als Dampfbrake ausgeführt wird, derartig nämlich, daß der Druck des Dampfes gegen den Kolben eines besonderen Dampfcylinde das Anziehen der Bremsbacken oder des Bremsbandes bewirkt (s. Thl. III,

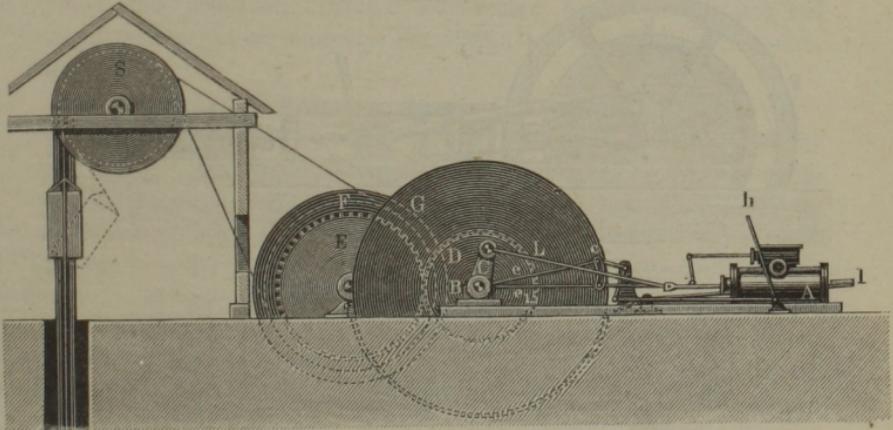
\*) S. Serlo, Leitfaden der Bergbaukunde, Bd. II.

\*\*) Berg- und Hüttenmännische Zeitung von Kerl und Wimmer 1876, S. 126.

1, Fig. 721). Die Bremscheibe ist in der Regel zwischen den beiden Förderkörben auf deren Welle befestigt, bei Vorhandensein eines Schwungrades wird auch wohl dessen Ring gleichzeitig als Bremsrad benutzt.

Für kleinere Maschinenstärken hat man auch vielfach Locomobilen oder transportable Dampfhaspel angewendet, welche nach Bedürfnis eine leichte Veretzung zulassen. Wenn die Aufstellung einer Fördermaschine nicht über Tage, sondern unterirdisch im Schachte geschehen muß, so hat man, da die Zuführung des Dampfes von den über Tage aufgestellten

Fig. 101.



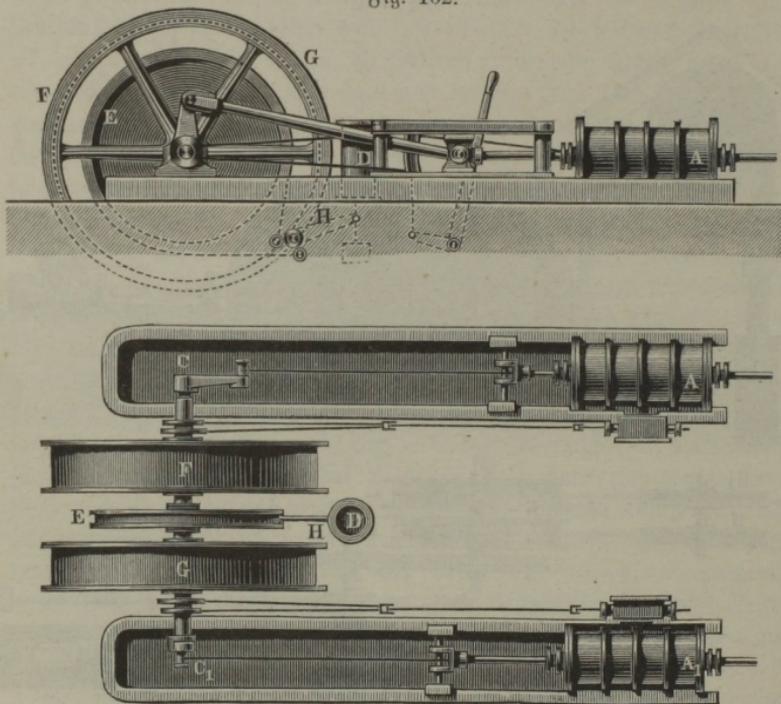
Kesseln aus mit Condensationsverlusten und die Abführung mit Schwierigkeiten verknüpft ist, auch Luftmaschinen\*) angewendet, welche nach Art der Dampfmaschinen wirken, nur daß sie, anstatt durch Dampf, durch comprimirt Luft bewegt werden, welche von einer über Tage aufgestellten Luftpumpe beschafft wird, deren Betrieb von der Dampfmaschine aus geschieht. Die gebrauchte Luft kann hierbei gleichzeitig zur Ventilation oder Wetterführung benutzt werden, doch ist mit einer derartigen indirecten Wirkung nur

\*) S. Haslach, Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Salinenwesen 1869.

eine geringere Ausnutzung der Betriebskraft möglich, weshalb eine solche Anordnung nur unter bestimmten Verhältnissen gerechtfertigt ist.

Eine eincylindrige Fördermaschine mit Vorgelege ist in Fig. 101 (a. v. S.) dargestellt. Die Kolbenstange des liegenden Dampfcylinders *A* bewegt durch die Lenkstange *L* die Kurbel *C* der Schwungradwelle *B*, auf welcher das kleinere Zahngetriebe *D* befestigt ist, das in ein größeres Rad *E* auf der Korbwelle eingreift. Von den beiden Körben *F* und *G* gehen die Förderseile nach den über dem Schachte hängenden Seilrollen *S* und *S*<sub>1</sub> und von

Fig. 102.



da vertical abwärts. Die Umsteuerung wird durch die mittelst der beiden Excenter *e* und *e*<sub>1</sub> bewegte Couliße *c* bewirkt, welche durch den Handhebel *h* nach Erfordern gehoben oder gesenkt werden kann. Der untere Umfang des Schwungrades ist mit einer Handbremse versehen, welche durch einen Fußtritt auf das Ende des Hebels *l* angezogen wird.

Die Fig. 102 veranschaulicht die Anordnung einer zweicylindrigen liegenden Fördermaschine ohne Vorgelege aus der Salms'schen Maschinenfabrik\*)

\*) S. Excursionsbericht d. Maschinenbauschule zu Wien unter Leitung von Riedler 1876, Skizze 17.

zu Blanskö. Hier greifen die Ventstangen der beiden Dampfzylinder  $A, A_1$  an Kurbeln  $C$  und  $C_1$  an, welche, um  $90^\circ$  gegen einander verstellt, direct auf der Korbwelle befestigt sind, welche zwischen den beiden Förderkörben  $F$  und  $G$  eine Bremscheibe  $E$  trägt. Das Band dieser Bremse wird mittelst des Dampfzylinders  $D$ , dessen Kolbenstange mit dem Hebel  $H$  verbunden ist, angezogen, wenn durch Bewegung eines Ventilhebels Dampf unter den Kolben von  $D$  geführt wird. Dieser Ventilhebel wird von der Hand des Maschinenführers regiert, doch ist außerdem die Einrichtung getroffen, daß durch die Maschine selbstthätig das Dampfzulaßventil zu dem Bremszylinder geöffnet wird, sobald die geförderte Schale oben angekommen ist und das rechtzeitige Anhalten der Maschine von Seiten des Maschinenführers unterblieb.

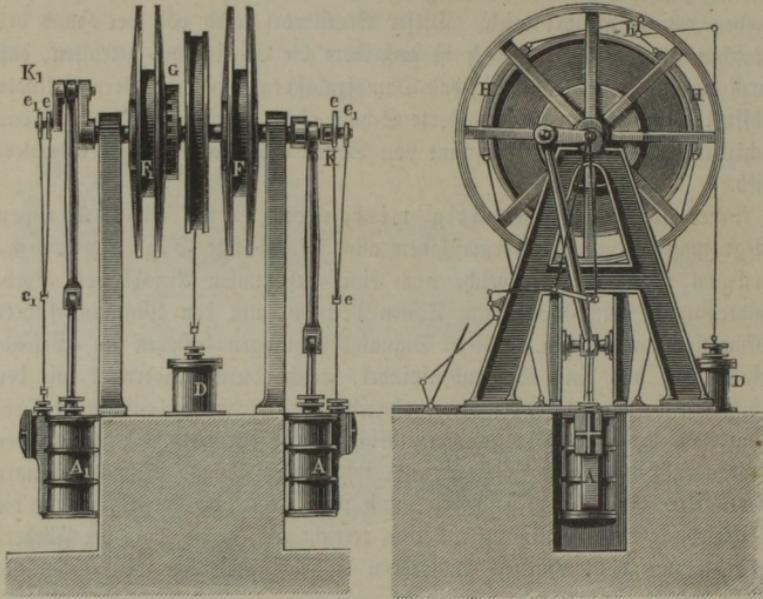
Außer solchen selbstthätig wirkenden Bremsenrüdungen pflegt man mit den Fördermaschinen auch selbstthätige Signallvorrichtungen zu verbinden, welche nach einer bestimmten Anzahl von Korbumdrehungen eine Glocke zum Tönen bringen, um den Maschinenführer aufmerksam zu machen. Diese Signallvorrichtungen bestehen im Wesentlichen meist aus einer Schraubenspindel, welche durch Räderwerk mit der Korbwelle verbunden, durch deren abwechselnde Drehung ebenfalls in Drehung nach der einen oder anderen Richtung versetzt wird. Eine auf der Schraubenspindel verschiebbliche Mutter wird daher längs der Schraubenaxe abwechselnd hin- und hergeschoben, und stößt gegen die Glocke, sobald die Verschiebung einen bestimmten Betrag erreicht hat, d. h. sobald der Förderkorb die zum vollkommenen Ausfördern der Tonne nöthige Tourenzahl gemacht hat.

Die Einrichtung der stehenden Fördermaschine\*), Fig. 103 (a. f. S.), dürfte nach dem Vorstehenden ohne Weiteres deutlich sein. Die Venterstangen der beiden Dampfzylinder  $A$  und  $A_1$  greifen auch hier direct an den Kurbeln der Trommelwelle an, und sind die Excenter  $e$  und  $e_1$  für die Coulißen  $c$  und  $c_1$  auf die Zapfen von Gegenkurbeln  $K$  und  $K_1$  gesteckt. Anstatt der cylindrischen Seilkörbe sind hier wegen der Verwendung flacher Bandseile sogenannte Bobinen  $F$  und  $F_1$  angewandt, d. h. cylindrische Scheiben mit seitlichen Rändern, zwischen denen das Bandseil in vielen sich über einander legenden spiralförmigen Bindungen aufgewickelt wird. Ueber die hierdurch erreichbare Ausgleichung des Seilgewichtes siehe den folgenden Paragraphen. Die eine Scheibe  $F$  ist fest mit der Korbwelle verkeilt, während  $F_1$  lose darauf sitzt und erst mit Hilfe der Zahnkuppelung  $G$  mit der Welle fest verbunden wird. Diese Anordnung gestattet, nach Lösung der

\*) Portefeuille John Cockerill, Vol. 3, Pl. 19 u. 20 und daraus Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. 4.

Kuppelung den einen Korb  $F_1$  gegen den anderen  $F$  relativ zu verdrehen, wenn es sich um Aenderung der Fördertiefe handelt. Die Wirkungsart des Dampfzylinders in dem Bremschylinder  $D$  auf die Bremsbacken  $H$  mittelst der Sebelverbindung  $h$  ist aus der Figur ersichtlich.

Fig. 103.



In Fig. 104 ist ein Dampfhaspel\*) mit zwei oscillirenden Cylindern  $A$  und  $A_1$  der Salm'schen Maschinenfabrik angegeben, bei welchem die richtige Zu- und Abführung des Dampfes durch die Drehzapfen der Cylinder vermöge der Schwingungen der letzteren bewirkt wird, und bei welchem die Umsteuerung durch das Wechselventil  $V$  geschieht, welches solche Einrichtung hat, daß man durch dasselbe die Ein- und Austrittscanäle des Dampfes mit einander verwechseln kann.

Endlich zeigt Fig. 105 einen zweicylindrigen Dampfhaspel\*\*) mit Vorgelege, bei welchem das Zahnrad  $Z$  mit den beiden Körben  $F$  und  $F_1$  fest verbunden ist. Die Umsteuerung geschieht hier durch einen eigenthümlichen drehbaren Vertheilungsschieber  $s$ , durch dessen Drehung

\*) S. Excursionsbericht d. Maschinenbauschule zu Wien unter Leitung von Riedler 1876, Skizze 15.

\*\*) Ebendasselbst.

ebenfalls ein Auswechseln der Ein- und Auslaßcanäle bewirkt werden kann. (Näheres hierüber siehe an unten angezeigter Stelle.)

Fig. 104.

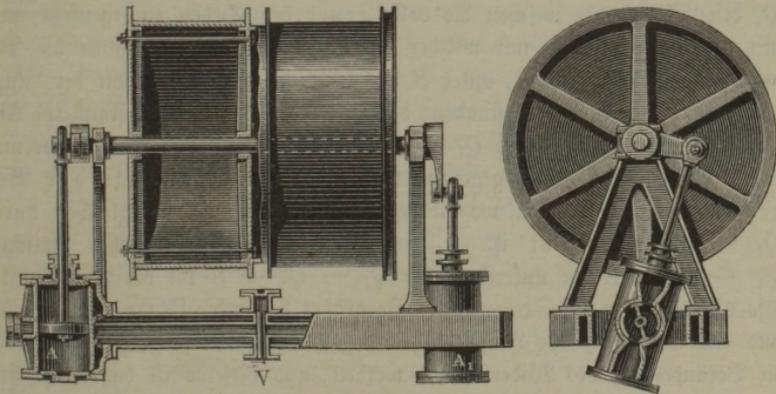
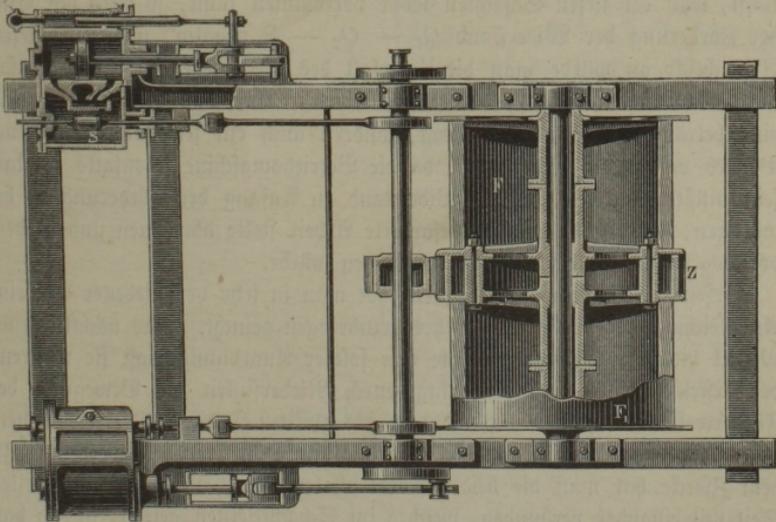


Fig. 105.



**Seilausgleichung.** Bei großen Fördertiefen ist das Eigengewicht des §. 27. Seiles von beträchtlichem Einflusse auf die Größe des durch den Motor zu überwindenden Widerstandes. Da nämlich das aufwärts gehende Treibseil, an welchem die zu fördernde Last hängt, allmählig auf den Korb aufgewickelt

wird, so wird der Widerstand allmählig kleiner. Hierzu kommt, daß das abwärtsgehende Seil, an welchem die leere Tonne hängt, sich in gleichem Maße abwickelt, daher die Zugkraft, womit die niedergehende Tonne die Bewegung der Förderwelle unterstützt, stetig größer wird. Bezeichnet man mit  $Q_1$  den Widerstand, welchen die volle Tonne dem Heben entgegensetzt, und mit  $Q_2$  die Zugkraft, mit welcher die hinabgehende leere Tonne die Bewegung unterstützt, so ist, unter  $S$  das Gewicht des Seiles von der Länge gleich der Fördertiefe  $s$  verstanden, der zu überwindende Widerstand im Anfange der Förderung durch  $Q_1 + S - Q_2$  und zu Ende der Förderung durch  $Q_1 - (S + Q_2)$  gegeben, während er im Momente der Begegnung beider Tonnen, wo die beiderseitigen Seile sich ausgleichen, durch  $Q_1 - Q_2$  ausgedrückt ist. Der Widerstand variiert daher zwischen  $Q_1 - Q_2 + S$  im untersten und  $Q_1 - Q_2 - S$  im obersten Punkte, also um das doppelte Seilgewicht. Je größer daher die Länge  $s$  des Seiles und das Gewicht  $\gamma$  der Längeneinheit desselben ist, um so größer muß auch die Veränderung des Widerstandes werden, und dieselbe ist daher bei Anwendung von Hanfseilen, welche für gleiche Tragkraft etwa doppelt so schwer ausfallen als Drahtseile, entsprechend größer. Denkt man sich z. B., daß das Seilgewicht  $S$  dasjenige der eigentlichen Fördermasse  $Q_1 - Q_2$  übertrifft, was bei tiefen Schächten wohl vorkommen kann, so wird vor Ende der Förderung der Widerstand  $Q_1 - Q_2 - S$  negativ, und von diesem Augenblicke an würde man die Ueberlast des niedergehenden Fördergefäßes durch Bremswirkung aufheben müssen. Es ist klar, daß hiermit nicht nur eine beträchtliche Kraftvergeudung, sondern auch ein sehr unvollkommener Betrieb verbunden sein müßte, da die Betriebsmaschine jedenfalls so stark sein müßte, um den größten Widerstand zu Anfang der Förderung zu bewältigen, worauf die von ihr geforderte Arbeit stetig abnehmen und in dem vorausgesetzten Falle sogar negativ werden würde.

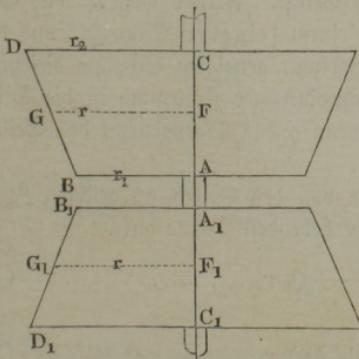
Diesen Uebelständen zu begegnen, hat man in sehr verschiedener Art eine Ausgleichung des Seilgewichtes hervorzubringen gesucht. Das nächstliegende Mittel hierzu sind Gegengewichte von solcher Anordnung, daß sie während des ersten Theiles der Förderung durch Niedersinken die Bewegung der Förderwelle unterstützen und während des zweiten Theiles dieselbe hemmen, indem sie dabei wieder auf die ursprüngliche Höhe gehoben werden. Zu dem Zwecke hat man die beiden Förderschalen unterhalb durch ein zweites Seil mit einander verbunden, welches im Schachttieffsten geführt ist, so daß man es gewissermaßen mit einem Seile ohne Ende zu thun hat, dessen beide Zweige sich stetig ausgleichen. Der Nachtheil dieser einfachen Vorrichtung ist nur der, daß durch das zusätzliche Gewicht des Ausgleichungsseiles die Zapfenbrücke der Seilrollen und die davon abhängigen Reibungswiderstände nicht unwesentlich vergrößert werden.

Statt dessen hat man auch Ausgleichswagen versucht, d. h. Gegengewichte, welche während der ersten Hälfte des Ausförderns einer Tonne auf einer krummlinigen Bahn niedersinken, um während der zweiten Hälfte wieder gehoben zu werden. Auch Laschenkettten hat man vorgeschlagen, welche um eine besondere Trommel der Förderwelle gewickelt sind und nach Art der Gegengewichtsketten bei Brückenklappen (s. Thl. III, 1, §. 185) durch ihr Auf- und Abwickeln eine Ausgleichung bewirken. Aber auch diese Mittel haben sich wenig einbürgern können.

Ein anderes Mittel zur Ausgleichung des Seilgewichtes, welches schon verhältnißmäßig frühe in Anwendung gekommen ist, hat sich dagegen bis in die neueste Zeit erhalten; dasselbe besteht in der Anwendung von Seiltrommeln mit veränderlichem Halbmesser für die verschiedenen Seilumwindungen. Man bezeichnet diese Trommeln oder Körbe gewöhnlich mit dem Namen der Spiralkörbe oder auch conischen Seiltrommeln, da die einzelnen Windungen des Seiles Spiralen bilden, welche auf einer conischen oder conoidischen Trommel gelegen sind.

Um hierdurch eine Ausgleichung des Seilgewichtes zu bewirken, hat man die Anordnung so zu treffen, daß mit einer allmählichen Verkleinerung des

Fig. 106.



Widerstandes  $W$  der Hebelarm desselben, d. h. der zugehörige Trommelhalbmesser, in solcher Weise sich vergrößert, daß das Product beider oder das Lastmoment überall von gleicher Größe ausfällt. In der tiefsten Tonnenlage muß daher das Seil an einem kleinen Halbmesser  $r_1$  wirken, während bei ganz gehobener Tonne das Seil an einer Stelle der Trommel von größerem Halbmesser  $r_2$  aufläuft. Denkt man sich daher für das eine Treibseil eine conische Trommel  $BD$ , Fig. 106, angebracht, deren

kleinster Halbmesser für die tiefste Tonnenlage  $AB = r_1$  und deren größter für die höchste Stellung der Tonne  $CD = r_2$  ist, so kommt es darauf an, das Verhältniß von  $r_1$  und  $r_2$  der ausgesprochenen Bedingung gemäß zu bestimmen. Zunächst ist klar, daß die beiden Seilkörbe  $BD$  und  $B_1D_1$  vollkommen übereinstimmend auszuführen sind, da für die Aufwindung des einen Seiles genau dieselben Verhältnisse gelten, wie für diejenige des anderen, daß also, da die eine Fördertonne sich in der höchsten Lage befindet, wenn die andere den tiefsten Stand hat, das leere Seil sich vom größten Halbmesser abwindet, wenn das Seil der zu hebenden Schale im Anfange

der Förderung auf den kleinsten Halbmesser aufläuft und umgekehrt. Ebenso muß die Anzahl der Seilwindungen  $n$  auf der einen Trommel genau so groß sein, wie auf der anderen, und man erkennt leicht, daß nach Vollführung der halben Anzahl  $\frac{n}{2}$  von Drehungen die beiden Seile die Trommeln in gleichen Abständen  $FG = F_1 G_1 = r$  berühren, für welche Halbmesser man bei conischen Trommeln  $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$  hat. In dieser letzteren Stellung müssen die beiden Fördertonnen sich begegnen, denn die aufsteigende Tonne ist um eine Größe  $l_1$  gleich der Länge der Seilwindungen auf der dünneren Trommelhälfte  $BG$  gehoben, während die leere Tonne um eine Größe  $l_2$  gesenkt ist, welche gleich der Länge der Seilwindungen auf der dickeren Trommelhälfte  $DG$  ist, diese beiden Längen  $l_1$  und  $l_2$  zusammen aber gleich der ganzen Förderlänge  $l$  sind. Es ist daraus klar, daß der Begegnungspunkt der Tonnen unterhalb der Mitte der Schachttiefe gelegen sein wird, da  $l_1$  kleiner als  $l_2$  ist, nur bei cylindrischen Körben werden sich die Tonnen in der Schachtmitte begegnen.

Um die Verhältnisse der conischen Seilkörbe zu bestimmen, sei, wie oben,  $Q_1$  der Widerstand, mit welchem die aufgehende Tonne an dem Seile wirkt, und  $Q_2$  die Zugkraft der niedergehenden Tonne. Ferner möge  $\gamma$  das Gewicht einer Längeneinheit des Seiles bei einem seigeren Schachte und bei einem unter dem Winkel  $\alpha$  gegen den Horizont geneigten Schachte diejenige Gewichtskomponente sein, welche bei rechtwinkliger Zerlegung in die Seilrichtung fällt, d. h. also  $\gamma = q \sin \alpha$ , wenn  $q$  das Eigengewicht des Seiles pro Längeneinheit bedeutet.

Das Moment der auf die Korbwelle von den Seilen ausgeübten Zugkräfte ist dann in der tiefsten Lage der zu hebenden Tonne durch

$$M_1 = (Q_1 + l\gamma) r_1 - Q_2 r_2 \dots \dots \dots (1)$$

und in der höchsten Stellung durch

$$M_2 = Q_1 r_2 - (Q_2 + l\gamma) r_1 \dots \dots \dots (2)$$

gegeben.

Sollen diese beiden Widerstandsmomente gleich groß und gleich  $M$  sein, so erhält man durch Addition der Gleichungen (1) und (2):

$$2M = (Q_1 - Q_2) (r_1 + r_2)$$

oder

$$r_1 + r_2 = 2r = \frac{2M}{Q_1 - Q_2} \dots \dots \dots (3)$$

Für die erwähnte Begegnung der Tonnen, für welche die Seile beide den Hebelarm  $r$  haben, ist das Lastmoment  $M_0$ , da die Seilgewichte sich hier

aufheben, durch  $M_0 = Q_1 r - Q_2 r = (Q_1 - Q_2) r$  gegeben, woraus man in Verbindung mit Gleichung (3) erficht, daß das Lastmoment  $M_0$  an der Begegnungsstelle ebenfalls gleich  $M$  ist, so daß man bei den vorausgesetzten conischen Trommeln Gleichheit des Widerstandsmomentes für drei Tonnenlagen hat, nämlich für die tiefste, die höchste und für die Begegnungslage.

Um  $r_1$  und  $r_2$  selbst zu bestimmen, wenn  $r$  angenommen wird, subtrahire man (2) von (1), wodurch man

$$(Q_1 + Q_2 + 2l\gamma) r_1 - (Q_1 + Q_2) r_2 = 0$$

oder

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 + Q_2 + 2l\gamma} \dots \dots \dots (4)$$

erhält. Hieraus in Verbindung mit

$$r_1 + r_2 = 2r. \dots \dots \dots (5)$$

folgt nun leicht durch

$$2r = r_1 + r_1 \frac{Q_1 + Q_2 + 2l\gamma}{Q_1 + Q_2} = r_1 \left( 2 + \frac{2l\gamma}{Q_1 + Q_2} \right)$$

$$r_1 = \frac{r}{1 + \frac{l\gamma}{Q_1 + Q_2}} = r \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1 + Q_2 + l\gamma} = r \left( 1 - \frac{l\gamma}{Q_1 + Q_2 + l\gamma} \right) (6)$$

und

$$r_2 = 2r - r_1 = r \left( 1 + \frac{l\gamma}{Q_1 + Q_2 + l\gamma} \right) \dots \dots (7)$$

Der mittlere Halbmesser  $r$  des Korbes bestimmt sich aus der Förderlänge  $l$  und der Anzahl  $n$  der auf jedem Korbe anzubringenden Windungen durch  $2\pi r n = l$  zu

$$r = \frac{l}{2\pi n}.$$

Die Lage des Begegnungspunktes der Tonnen im Schachte wird dadurch gefunden, daß die Entfernung dieses Punktes vom Schachtiefsten (in der Schachtneigung gemessen) zu

$$l_1 = \pi n \frac{r + r_1}{2} = \pi n \left[ r - \frac{l\gamma}{2(Q_1 + Q_2 + l\gamma)} \right],$$

und die Entfernung von der Hängebank (obere Fördersohle) zu

$$l_2 = \pi n \frac{r + r_2}{2} = \pi n \left[ r + \frac{l\gamma}{2(Q_1 + Q_2 + l\gamma)} \right]$$

sich bestimmt. Die Länge eines einzelnen Förderkorbes ist durch  $nb$  gegeben, wenn  $b$  die von der Seilstärke  $\delta$  abhängige axiale Entfernung zweier

benachbarten Seilrinnen von Mitte zu Mitte bedeutet, wofür etwa  $b = 1,5 \delta$  gewählt werden kann. Die hier berechnete Gleichheit des Lastmomentes in den drei gedachten Stellungen findet bei den ermittelten Korbdimensionen natürlich nur bei der der Rechnung zu Grunde gelegten Förderlänge  $l$  statt.

Die hier gefundenen Formeln behalten auch ihre Gültigkeit für die Anwendung flacher Bandseile, welche man in spiralförmigen Bindungen über einander auf Spulenscheiben oder Bobinen wickelt (s. Fig. 103). Nur ist hier der mittlere Halbmesser nicht mehr willkürlich anzunehmen, insofern hier der Unterschied in den Halbmessern zweier auf einander folgenden Seilgänge gleich der Seildicke  $\delta$  sein muß. Man erhält also bei  $n$  Umwindungen auf jeder Bobine zu den beiden Gleichungen (4) und (5) noch diejenige

$$r_2 - r_1 = n \delta = \frac{l}{2 \pi r} \delta.$$

Für  $r_2$  und  $r_1$  die Werthe aus (7) und (6) eingeführt, giebt dies

$$r_2 - r_1 = r \frac{2 l \gamma}{Q_1 + Q_2 + l \gamma} = \frac{l}{2 \pi r} \delta,$$

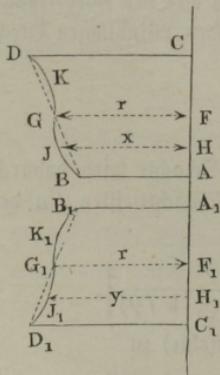
woraus

$$r = \sqrt{\frac{Q_1 + Q_2 + l \gamma}{4 \pi \gamma}} \delta \dots \dots \dots (8)$$

folgt.

In der Praxis begnügt man sich in der Regel mit der nach dem Vorstehenden durch conische Trommeln erreichbaren Ausgleichung des Seilgewichtes in drei Tonnenstellungen, indem man den Körben die Form abgestumpfter Kegel giebt.

Fig. 107.



In den übrigen Stellungen der Fördergefäße ist dann das Lastmoment von veränderlicher Größe. Will man der Bedingung genügen, das Lastmoment für jeden Augenblick von derselben Größe zu machen, so müssen die Halbmesser der einzelnen Windungen nach einem anderen Gesetze sich verändern, als dasjenige ist, welches der kegelförmigen Korbgestalt zu Grunde liegt. Nimmt man auch hier an, daß die in der Augenrichtung gemessene Entfernung zweier benachbarten Seilwindungen überall dieselbe Größe haben soll, so findet man die Grundform der Seilkörbe wie folgt.

Denkt man sich die Korbwelle CC<sub>1</sub>, Fig. 107, vom Beginn einer Förderung an um den beliebigen Winkel  $w$  gedreht, so hat sich das Seil, an welchem die gefüllte Tonne hängt, in der Richtung der Aze um eine gewisse Länge AH verschoben, und möge der Halbmesser HJ für diese Lage durch  $x$  bezeichnet sein, während die Länge des auf den Theil BJ aufgewickelten Seilstückes mit  $u$  bezeichnet werde. Das Seil der leeren Tonne hat sich dabei um ein gewisses Stück  $v$  abgewickelt, und es muß dieses Seil sich um ein Stück C<sub>1</sub>H<sub>1</sub> in der Augenrichtung verschoben haben,

so daß man  $C_1 H_1 = AH$  hat, wenn der axiale Abstand zweier benachbarten Seilwindungen überall derselbe ist. Die beiden Seile werden daher, da auch hier die beiden Trommeln vollkommen übereinstimmen müssen, in jedem Augenblicke gleich weit von den mittleren Ebenen  $FG$  und  $F_1 G_1$  abstehen müssen. Bezeichnet man den Halbmesser  $H_1 J_1$  für das niedergehende Seil mit  $y$ , so hat man das Lastmoment in der betrachteten Stellung zu

$$[Q_1 + (l - u) \gamma] x - (Q_2 + v \gamma) y \dots \dots \dots (9)$$

und für die entgegengesetzte Tonnenlage, wenn an  $J$  die leere und an  $J_1$  die volle Tonne hängt, zu

$$(Q_1 + v \gamma) y - [Q_2 + (l - u) \gamma] x \dots \dots \dots (10)$$

Jeder dieser Werthe soll gleich

$$M = (Q_1 - Q_2) r$$

sein, folglich erhält man wieder durch Addition:

$$(Q_1 - Q_2) (x + y) = 2M = 2(Q_1 - Q_2) r,$$

woraus

$$x + y = 2r$$

folgt, d. h. die gleichzeitigen Halbmesser der beiden Seile werden auch hier wie bei den conischen Trommeln von dem mittleren Halbmesser  $r$  um gleich viel abweichen. Um die bei der Drehung um  $w$  zur Auf- und Abwicklung gelangten Seilstücke  $u$  und  $v$  zu bestimmen, hat man für eine unendlich kleine Drehung  $\delta w$  offenbar

$$\delta u = x \delta w; \text{ oder } x = \frac{\delta u}{\delta w}$$

und

$$\delta v = y \delta w; \text{ oder } y = \frac{\delta v}{\delta w},$$

daher

$$\delta u + \delta v = (x + y) \delta w = 2r \cdot \delta w.$$

Durch Integration folgt hieraus:

$$u + v = 2r w, \text{ oder } v = 2r w - u \dots \dots \dots (11)$$

Die Integrationskonstante ist hier Null, da für  $w = 0$  auch  $u = v = 0$  ist.

Durch Einführung der Werthe  $\frac{\delta u}{\delta w}$  für  $x$  und  $\frac{\delta v}{\delta w}$  für  $y$  in Gleichung (9) hat man nun für das Lastmoment  $M = (Q_1 - Q_2) r$  den Ausdruck

$$(Q_1 - Q_2) r = Q_1 \frac{\delta u}{\delta w} + (l - u) \gamma \frac{\delta u}{\delta w} - Q_2 \frac{\delta v}{\delta w} - v \gamma \frac{\delta v}{\delta w},$$

also durch Integration:

$$(Q_1 - Q_2) r w = (Q_1 + l \gamma) u - \gamma \frac{u^2}{2} - Q_2 v - \gamma \frac{v^2}{2}.$$

Hierin für  $v$  seinen Werth  $(2r w - u)$  eingeführt, erhält man

$$(Q_1 - Q_2) r w = (Q_1 + l \gamma) u - \gamma \frac{u^2}{2} - Q_2 (2r w - u) - \gamma \frac{(2r w - u)^2}{2},$$

welche Gleichung nach  $u$  geordnet

$$u^2 - u \left( \frac{Q_1 + Q_2}{\gamma} + l + 2r w \right) = - \frac{(Q_1 + Q_2) r}{\gamma} w - 2r^2 w^2$$

gibt. Setzt man hierin der Kürze halber

$$\frac{Q_1 + Q_2}{\gamma} + l = A, \text{ und } \frac{(Q_1 + Q_2)r}{\gamma} = B,$$

so erhält man durch Auflösung der quadratischen Gleichung

$$u = \frac{A}{2} + r w \pm \sqrt{\left(\frac{A}{2} + r w\right)^2 - B w - 2 r^2 w^2},$$

und endlich hieraus durch Differentiation:

$$\begin{aligned} x = \frac{\partial u}{\partial w} &= r \pm \frac{1}{2} \frac{A r - B - 2 r^2 w}{\sqrt{\frac{A^2}{4} + A r w - B w - r^2 w^2}} \\ &= r \left( 1 \pm \frac{l - 2 r w}{2 \sqrt{\frac{A^2}{4} + l r w - r^2 w^2}} \right) = r \left( 1 \pm \frac{l - 2 r w}{\sqrt{A^2 + 4(l - r w) r w}} \right) \quad (12) \end{aligned}$$

Die beiden Vorzeichen geben stets die zwei zusammengehörigen Werthe von  $x$  und  $y$ , von denen jeder sich von dem mittleren Werthe  $r$  um die Größe

$$\frac{l - 2 r w}{\sqrt{A^2 + 4(l - r w) r w}}$$

unterscheidet. Für  $w = \frac{l}{2r}$  erhält man  $x = y = r$  und für  $w = 0$  ergeben sich die beiden äußersten Halbmesser  $r_2$  und  $r_1$  zu

$$r \left( 1 \pm \frac{l}{A} \right) = r \left( 1 \pm \frac{l \gamma}{Q_1 + Q_2 + l \gamma} \right),$$

wie bei der conischen Trommel.

Beispiel. Wäre für einen Spiralkorb der mittlere Halbmesser  $r = 2$  m, die Tonnenlast 500 kg, das Gewicht der leeren Tonne 200 kg, das Seilgewicht pro laufenden Meter  $\gamma = 0,5$  kg und die Fördertiefe 400 m, so wäre, von den Widerständen der Tonnenführung abgesehen,  $Q_1 = 700$  kg,  $Q_2 = 200$  kg,  $l \gamma = 200$  kg, daher der kleinste Halbmesser

$$r_1 = 2 \left( 1 - \frac{200}{700 + 200 + 200} \right) = \frac{2 \cdot 9}{11} = 1,636 \text{ m},$$

und der größte Halbmesser

$$r_2 = 2 \left( 1 + \frac{2}{11} \right) = 2,363 \text{ m}.$$

Die Anzahl der Windungen folgt zu  $\frac{400}{2\pi \cdot 2} = 31,8$  und daher die Umlänge jedes Korbes, wenn man die Entfernung der Seilwindungen etwa gleich 40 mm voraussetzt, zu  $0,040 \cdot 31,8 = 1,272$  m. Soll der Korb conoidisch gemacht werden, um für alle Stellungen einem constanten Lastmomente unterworfen zu sein, so hätte man für hinreichend viele Drehungswinkel  $w$ , etwa in Zwischenräumen von je einer Umwindung  $2\pi$  die Halbmesser  $x$  und  $y$  zu berechnen. Beispielsweise erhält man diese Halbmesser für eine Drehung um 8 Umwindungen, also für  $w = 16\pi = 50,26$  zu

$$r \left( 1 \pm \frac{400 - 2 \cdot 2 \cdot 50,26}{\sqrt{\left(\frac{700 + 200}{0,5}\right)^2 + 4(400 - 2 \cdot 50,26) 2 \cdot 50,26}} \right) = 2 (1 \pm 0,110),$$

daher  $x = 1,780$  und  $y = 2,220$ . Für einen conischen Korb hätte man die derselben Umdrehung von 8 Umdrehungen entsprechenden Halbmesser bezw. gleich

$$x' = r_1 + \frac{8}{31,8}(r_2 - r_1) = 1,636 + \frac{8}{31,8} 0,727 = 1,820 \text{ m}$$

und

$$y' = r_2 - \frac{8}{31,8}(r_2 - r_1) = 2,363 - \frac{8}{31,8} 0,727 = 2,180 \text{ m.}$$

Die Abweichung der Halbmesser beider Ausführungen beträgt daher an den gedachten Stellen

$$x - x' = 1,780 - 1,820 = -0,040 \text{ m}$$

und

$$y - y' = 2,220 - 2,180 = +0,040 \text{ m.}$$

Berechnet man in dieser Weise eine größere Anzahl von Halbmessern und trägt sie in Fig. 107 als Ordinaten auf, so erhält man als Profil die geschwungene Linie  $BJGKD$ , welche im mittleren Punkte  $G$  einem Krümmungswechsel unterworfen ist. Selbstredend gilt diese Profillinie nur unter der Voraussetzung einer überall gleichen Entfernung der Seilrinnen von einander in der Anordnung. Wollte man diese Bedingung fallen lassen, so könnte man auch auf einem gewöhnlichen geraden Kreisbogen, Fig. 106, die Seilrinnen so angeben, daß eine vollkommene Seilausgleichung stattfindet. Diese Anordnung würde mit dem Uebelstande einer ungleichmäßigen seitlichen Verschiebung der Seile verbunden sein, und die Seilführung erschweren.

Wenn anstatt des Rundseiles ein Bandseil von  $\delta = 15$  mm Stärke verwendet werden soll, so ergibt sich der mittlere Halbmesser  $r$  der Seilwindungen zu

$$r = \sqrt{\frac{Q_1 + Q_2 + l\gamma}{4\pi\gamma}} \delta = \sqrt{\frac{1100}{12,56 \cdot 0,5}} 0,015 = 1,620 \text{ m,}$$

und der Halbmesser der nackten Bobine zu

$$r_1 = r \left( 1 - \frac{200}{700 + 200 + 200} \right) = \frac{9}{11} 1,620 = 1,326 \text{ m,}$$

dagegen der Halbmesser der äußersten Windung

$$r_2 = \frac{13}{11} r = 1,915 \text{ m.}$$

Die Anzahl der Windungen ist in diesem Falle

$$n = \frac{400}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,620} = 39,32,$$

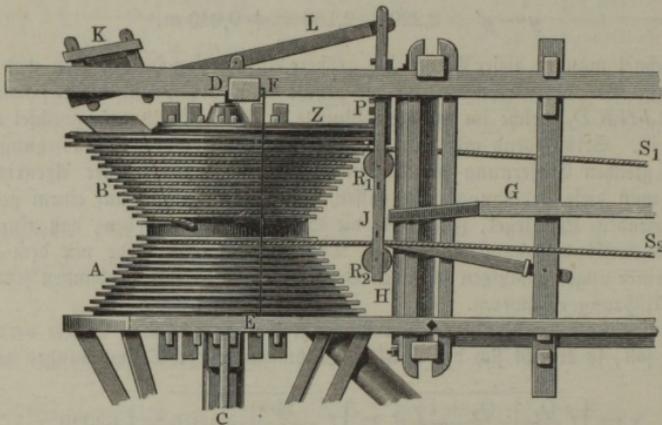
und man hat natürlich

$$39,32 \cdot 0,015 = 0,589 = 1,915 - 1,326 \text{ m.}$$

Die Einrichtung eines conischen Spiralkorbes nach v. Gerstner ist aus Fig. 108 (a. f. S.) zu ersehen. Hier stellt  $A$  das untere,  $B$  das obere Seilfach eines Pferddegöpel's vor, dessen stehende Welle durch  $CD$  angedeutet ist. Die beiden nahezu horizontal nach den Seilrollen über dem Schachte abgehenden Seile  $S_1$  und  $S_2$  werden durch eine selbstthätig wirkende Seilleitung geführt, welche aus den beiden Leitrollen  $R_1$  und  $R_2$  besteht, die in

einem Rahmen *J* an dem Hebel *L* aufgehängt sind. Dieser durch das Gegengewicht *K* balancirte Rahmen erhält vermittelst der Pflöcke *P*, welche den Zähnen einer Zahnstange vergleichbar sind, eine auf- und absteigende Bewegung durch einen auf dem oberen Korbe angebrachten Schraubengang *Z*. Da die Steigung dieser Schraube und die Entfernung zweier Pflöcke gleich dem axialen Abstände *b* der Seilwindungen ist, so ergibt sich, wie bei jeder Korbdrehung der Rahmen mit den beiden Leitrollen entsprechend auf- oder niedergeführt wird, wie es die regelrechte Zuführung der

Fig. 108.



Seile zu ihren Rinnen erfordert. Eine derartige gemeinsame Führung beider Seile durch ein und dasselbe Organ setzt natürlich einen gleichbleibenden Abstand der Seile voraus, d. h. die beiden Körbe müssen entweder mit den kleinen oder mit den großen Endflächen einander zugekehrt sein. Die Einrichtung der in *F* aufgehängten Bremsbacken *E*, welche mittelst der Stange *G* und der Wendedoche *H* durch eiserne Bolzen gegen den unteren Korbdranz gedrückt werden können, ist aus der Figur ersichtlich.

- §. 28. **Wirkungsgrad der Fördervorrichtungen.** Um die Kraftverhältnisse der Fördermaschinen zu prüfen, sei *Q* die reine Förderlast, *G* das Gewicht einer Tonne oder eines Gestelles mit Einschluß der auf ihm stehenden leeren Fördergefäße und *S* das Gewicht eines Förderseiles von der Länge *l*. Ferner sei  $\alpha$  der Neigungswinkel des Schachtes gegen den Horizont, und es haben die Tonnenwalzen einen Radius  $r_1$  und ihre Zapfen einen Halbmesser  $r_1$ , während  $r_2$  und  $r_2$  dieselben Größen für die unterstützenden Seilwalzen bedeuten. Alsdann hat man, die Begegnungsstellung der Körbe vorausgesetzt, welche bei cylindrischen Körben in der Schachtmitte gelegen ist, die Spannung der herabhängenden Seile

$$Z_1 = (Q + G) \left( \sin \alpha + \varphi \frac{r_1}{r_1} \cos \alpha \right) + \frac{S}{2} \left( \sin \alpha + \varphi \frac{r_2}{r_2} \cos \alpha \right)$$

für das Treibseil und

$$Z'_1 = G \left( \sin \alpha - \varphi \frac{r_1}{r_1} \cos \alpha \right) + \frac{S}{2} \left( \sin \alpha - \varphi \frac{r_2}{r_2} \cos \alpha \right)$$

für das niedergehende Seil der leeren Tonne. Das Eigengewicht der Seilwalzen, welches deren Zapfenreibung nur unbedeutend vergrößert, ist hierbei vernachlässigt.

Bezeichnen nun  $s_1$  und  $s'_1$  die Widerstände der Seilsteifigkeit an den Seilrollen, deren Halbmesser  $r_3$ , deren Zapfenhalbmesser  $r_3$  sein möge, und nennt man  $R_3$  und  $R'_3$  die Drücke, mit welchen diese Zapfen durch das Gewicht  $G_3$  der Rolle und die bezüglichen Seilspannungen in ihre Lager gedrückt werden, so findet man die Spannungen in den Seilen zwischen den Rollen und dem Korbe zu

$$Z = Z_1 + s_1 + \varphi R_3 \frac{r_3}{r_3}$$

für das Treibseil und

$$Z' = Z'_1 - s'_1 - \varphi R'_3 \frac{r_3}{r_3}$$

für das niedergehende Seil.

Wenn nun ebenso  $R$  den Zapfendruck der Korbwelle bezeichnet, welcher aus dem Gewichte derselben und den Seilspannungen  $Z$  und  $Z'$  hervorgeht, so hat man, unter  $s$  und  $s'$  wieder die Steifigkeitswiderstände der Seile an dem Korbe, unter  $r$  den Radius des letzteren und unter  $r$  den Zapfenhalbmesser der Korbwelle verstanden, am Umfange des Korbes ein Kraftmoment anzubringen, dessen Größe sich bestimmt durch

$$M = Pr = (Z + s) r - (Z' - s') r + \varphi R r,$$

woraus die Umfangskraft folgt

$$P = Z - Z' + s + s' + \varphi R \frac{r}{r}.$$

Da ohne Nebenhindernisse die zum Aufziehen der Nutzlast  $Q$  erforderliche Kraft am Umfange der Trommel  $P_0 = Q \sin \alpha$  wäre, so hat man für die gedachte Fördervorrichtung mit Ausschluß der betreibenden Kraftmaschine den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{Q \sin \alpha}{Z - Z' + s + s' + \varphi R_3 \frac{r}{r}}.$$

Die Nebenhindernisse, welche bei etwaiger Anwendung eines Vorgeleges noch als Zahn- und Zapfenreibung hinzutreten, sind nach §. 3 zu beurtheilen, d. h. man hat den obigen Werth  $\eta$  noch mit dem Wirkungsgrade

dieses Vorgeleges zu multipliciren, um den Nutzeffect der ganzen Fördermaschine einschließlich des Vorgeleges zu finden. Wegen der Bestimmung derjenigen Nebenhindernisse, welche mit der Wirkung des Motors verbunden sind, muß auf die speciellen Berechnungen der Kraftmaschinen in Thl. II verwiesen werden.

Die Werthe  $s$  für die Seilsteifigkeitswiderstände hat man nach den in Thl. I, §. 204 angegebenen Formeln zu ermitteln, wonach für Drahtseile und die Seilspannung  $Z$

$$s = 0,57 + 0,000694 \frac{Z}{r}$$

zu setzen ist.

Bei der Bestimmung des Zapfendruckes  $R$  für die Seilrollen und die Korbwelle darf das Eigengewicht dieser Theile nicht vernachlässigt werden, vielmehr muß der Zapfendruck als die Resultirende aus diesem Eigengewichte und den betreffenden Seilspannungen ermittelt werden. Man kann zu dem Ende nach dem Poncelet'schen Theorem, s. Thl. I, §. 191, alle Kräfte in ihre verticalen und horizontalen Componenten zerlegen, deren Summen  $V$  und  $H$  sein mögen, und findet dann für die Bestimmung der Zapfenreibung nahe genug

$$R = \sqrt{V^2 + H^2} = V \sqrt{1 + \left(\frac{H}{V}\right)^2} = 0,96 V + 0,4 H.$$

Beispiel. Es soll der Wirkungsgrad einer Fördervorrichtung für einen Schacht von  $70^\circ$  Fallen und 500 m tieferer Tiefe bestimmt werden, wenn die reine Förderlast 800 kg und das Gewicht des Fördergestelles  $G = 300$  kg ist.

Die Länge eines Förderseiles bestimmt sich zu  $\frac{500}{\sin 70^\circ} = 532$  m, und dessen Gewicht, wenn der Meter des 18 mm starken Drahtseiles 1 kg wiegt, zu  $S = 532$  kg.

Nimmt man das Verhältniß  $\frac{r_1}{r_2} = \frac{r_2}{60 \text{ mm}} = 0,2$  sowohl für die Tonnenwalzen wie für die Seilwalzen an, so erhält man die Spannungen der von den Seilrollen herabhängenden Seile zu

$$Z_1 = (800 + 300) (0,940 + 0,1 \cdot 0,2 \cdot 0,342) + 266 (0,940 + 0,1 \cdot 0,2 \cdot 0,342) \\ = 1041,5 + 251,8 = 1293,3 \text{ kg}$$

und

$$Z'_1 = 300 (0,940 - 0,02 \cdot 0,342) + 266 (0,940 - 0,02 \cdot 0,342) = 280,0 + 248,2 \\ = 528,2 \text{ kg.}$$

Für den Steifigkeitsverlust an den Seilrollen hat man daher bei einem Halbmesser derselben von  $r_3 = 1$  m

$$s_1 = 0,57 + 0,000694 \cdot 1293,3 = 1,5 \text{ kg}$$

und

$$s'_1 = 0,57 + 0,000694 \cdot 528,2 = 0,95 \text{ kg.}$$

Ist das Gewicht einer Seilscheibe gleich 600 kg, und bilden die hinteren Seil-

enden mit dem Horizonte etwa den Winkel  $\beta = 15^\circ$ , so hat man für die Scheibe des treibenden Seiles

$$V = 600 + 1293 (\sin 15^\circ + \sin 70^\circ) = 2150 \text{ kg}$$

und

$$H = 1293 (\cos 15^\circ - \cos 70^\circ) = 807 \text{ kg,}$$

daher den Zapfendruck

$$R_3 = 0,96 \cdot 2150 + 0,4 \cdot 807 = 2387 \text{ kg.}$$

Ebenso ist für die Scheibe des herabgehenden Seiles:

$$V' = 600 + 528 (\sin 15^\circ + \sin 70^\circ) = 1233 \text{ kg}$$

und

$$H' = 528 (\cos 15^\circ - \cos 70^\circ) = 330 \text{ kg,}$$

daher der Zapfendruck

$$R'_3 = 0,96 \cdot 1233 + 0,4 \cdot 330 = 1316 \text{ kg.}$$

Für einen Zapfenhalbmesser der Seilscheiben  $r_3 = 40 \text{ mm}$  hat man daher die Seilspannungen an der Trommel

$$Z = 1293 + 1,5 + 0,1 \cdot 2387 \frac{40}{1000} = 1304 \text{ kg}$$

und

$$Z' = 528 + 0,95 + 0,1 \cdot 1316 \frac{40}{1006} = 534 \text{ kg.}$$

Hieraus folgen die Steifigkeitswiderstände an der Trommel, deren Halbmesser  $r = 2 \text{ m}$  sein möge, zu

$$s = 0,57 + 0,000694 \frac{1304}{2} = 1,0 \text{ kg}$$

und

$$s' = 0,57 + 0,000694 \frac{534}{2} = 0,8 \text{ kg.}$$

Endlich bestimmt sich der Zapfendruck  $R$  der Trommelwelle, wenn deren Gewicht 5000 kg beträgt, durch

$$V = 5000 - (1304 + 534) \sin 15^\circ = 4225 \text{ kg}$$

und

$$H = (1304 + 534) \cos 15^\circ = 1772 \text{ kg}$$

zu

$$R = 0,96 \cdot 4225 + 0,4 \cdot 1772 = 4765 \text{ kg.}$$

Wenn daher der Zapfenhalbmesser der Trommelwelle zu 0,10 m angenommen wird, so findet man die am Umfange der Trommel anzubringende Betriebskraft

$$P = 1304 - 534 + 1,0 + 0,8 + 0,1 \cdot 4765 \frac{0,1}{2} = 794,6 \text{ kg.}$$

Soll die Förderung mit einer Geschwindigkeit des Seiles gleich 3 m geschehen, so ist der reine Effect, welcher von dem Motor auf die Fördertrommel ausgeübt werden muß, zu

$$\frac{794,6 \cdot 3}{75} = 31,8 \text{ Pferdekraft}$$

gefunden. Der Wirkungsgrad der bloßen Fördervorrichtung mit Ausschluß der Kraftmaschine bestimmt sich zu

$$\eta = \frac{800 \cdot \sin 70^\circ}{794,6} = 0,946,$$

welcher hohe Werth aus dem geringen Steifigkeitswiderstande der Drahtseile bei den großen Rollen- und Korbbalbmessern zu erklären ist.

§. 29. **Fangvorrichtungen.** Um das Hinabstürzen der Förderschale in den Schacht und Zerstücktwerden derselben im Falle eines Seilbruches zu verhindern, hat man sich seit länger als 30 Jahren vielfach bemüht, sogenannte Fangvorrichtungen und Fallbremsen zu construiren, welche bei eintretendem Seilbruche als Sicherheitsvorrichtungen in Wirksamkeit kommen, und die niederfallende Förderschale hemmen. Das Bedürfniß nach derartigen Vorrichtungen hat sich um so fühlbarer gemacht, je mehr man die Fördergeschwindigkeiten vergrößerte, und die Erzielung einer genügenden Sicherheit ist besonders für tiefe Schächte eine Frage von der größten Wichtigkeit, wo es darauf ankommt, eine zahlreiche Belegschaft in möglichst kurzer Zeit in den Schacht und aus demselben heraus zu fördern. Da man nicht überall die diesem Zwecke besonders dienenden Fahrkünste (s. d. folg. Paragraphen) besitzt, so bedient man sich hierzu vielfach der Fördermaschinen zum Ein- und Ausfahren der Arbeiter (Seilfahren), deren Leben und Sicherheit daher wesentlich von der exacten Wirkung der gedachten Fangapparate abhängt, indem man trotz täglicher Revision und sorgsamster Pflege der Seile gegen Brüche derselben niemals absolut gesichert ist.

Diese Sicherheitsapparate kann man unterscheiden in die eigentlichen Fangapparate, welche als Gesperre aufzufassen sind, indem sie beim Seilbruche durch plötzliche Einklinkung ein momentanes Anhalten der Schale bewirken sollen, und in Fallbremsen, welche durch Erzeugung eines hinreichenden Reibungswiderstandes nicht nur die der Schale innewohnende lebendige Kraft vernichten, sondern auch der Beschleunigung der Schwere entgegenwirken und somit die sinkende Last ebenfalls zum Stillstande bringen. Diese letzteren Vorrichtungen können daher, wie alle Bremsen, niemals ein momentanes Anhalten hervorbringen, sondern sie müssen, um überhaupt mechanische Arbeit zu verrichten, auf einem gewissen Wege wirksam sein. Es ist aber hierin die besondere Sicherheit der Fallbremsen gegenüber den gesperrartig wirkenden Fangvorrichtungen zu erkennen, welche letzteren, wenn sie wirklich in der erwarteten Weise prompt functioniren, meist so beträchtlichen Stoßwirkungen durch das plötzliche Anhalten der bewegten Massen ausgesetzt sind, daß die sperrenden Theile zerbrechen. Es ist hierbei ein wesentlicher Unterschied, ob der Seilbruch bei der Auf- oder Abwärtsbewegung des Gestelles erfolgt. Im ersteren Falle, wo die bewegte Masse mit einer gewissen Geschwindigkeit  $v$  sich aufwärts bewegt, wird dieselbe nach dem Seilbruche wie ein geworfener Körper noch auf eine bestimmte Höhe weiter emporsteigen, welche, von Nebenhindernissen abgesehen, durch  $\frac{v^2}{2g}$ , also etwa bei 6 m Förder-

geschwindigkeit durch 1,83 m gegeben ist. Nach Zurücklegung dieses Weges kommt die Masse momentan zur Ruhe, und wenn der betreffende Klinkenapparat jetzt eingerückt ist, so hat derselbe nur dem Gewichte  $G$  des Gestelles zu widerstehen, für welche Belastung man ihn immer hinreichend stark machen kann. Reißt dagegen das Seil der abwärtsgehenden Förderschale, so würde, selbst im günstigsten Falle, d. h. wenn der betreffende Sperrapparat mit dem Eintritte des Seilbruches unmittelbar eingerückt wäre, ein Stoß durch die in der Masse der Schale enthaltene lebendige Kraft  $G \frac{v^2}{2g}$  entstehen. Da aber die erwähnten Einrichtungen, welcher Art sie auch sein mögen, niemals momentan zur Wirkung kommen, hierzu vielmehr immer eine gewisse Zeit  $t_1$  erforderlich ist, so wird während dieser Zeit die Schale noch um  $h_1 = \frac{1}{2} g t_1^2$  fallen, so daß der nunmehr durch die Sperrvorrichtung aufzunehmende Stoßeffect durch  $G \left( \frac{v^2}{2g} + h_1 \right)$  ausgedrückt sein wird.

Man ersieht hieraus, wie sehr die Gefahr eines Zerbrechens der Fangvorrichtung durch träge Bewegung der zur Wirkung kommenden Sperrvorrichtung und durch todten Gang derselben gesteigert wird, denn würde jene Zeit  $t_1$  auch nur eine Secunde währen, so hätte man

$$h_1 = \frac{1}{2} g = 4,905 \text{ m}$$

zu setzen.

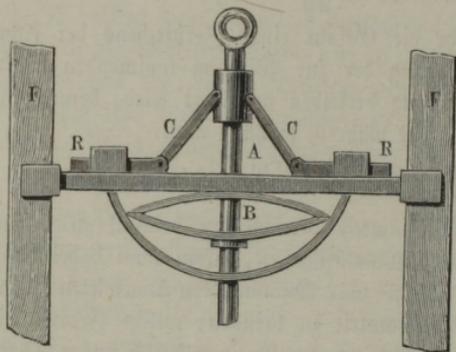
Hierzu kommt, daß die Wirksamkeit der meisten bekannt gewordenen Apparate dieser Art eine sehr unzuverlässige ist, indem man dabei hauptsächlich auf die Wirkung von Stahl- oder Gummifedern angewiesen ist, um das betreffende Gesperre in Wirksamkeit zu bringen, welche Federn leicht lahm werden, so daß der ganze Apparat, der für gewöhnlich außer Thätigkeit ist, im fraglichen Augenblicke ganz versagt oder zu spät wirkt. Es muß bemerkt werden, daß man Gewichte zur Bewegung des Sperrwerkes nicht anwenden kann, da dieselben, an der Fallbewegung des Gestelles Theil nehmend, während derselben einen Druck auf das Getriebe nicht ausüben könnten, insofern die Schwere lediglich auf Beschleunigung dieser Gewichte selbst verwendet wird, oder, wie man sich zuweilen ausdrückt, weil fallende Massen während des Fallens ihr Gewicht einbüßen. Anstatt der Federn hat man bei einzelnen Vorrichtungen mit Vortheil auch die Elasticität zusammengepreßter Luft zur Einrückung des Sperrapparates angewandt.

Bei den bremsend wirkenden Apparaten ist jene Stoßwirkung nicht in dem Maße zu befürchten, wenigstens dann nicht, wenn man die Reibung nur in solchem Betrage hervorruft, daß durch die hierdurch hervorgerufene Verzögerung der Massen eine Gefährdung der einzelnen Theile nicht eintreten kann. In Wirklichkeit sind auch alle besseren der oben als Sperrungen bezeichneten Fangvorrichtungen darauf berechnet, daß die Sperrung

nicht momentan eintritt, indem man meistens eiserne mit scharfen Schneiden oder Zähnen versehene Organe in die hölzernen Leitstangen einpressen läßt, wobei ein gewisses anfängliches Gleiten der Zähne an den Führungen nicht ausgeschlossen ist, dessen Auftreten man in der Regel auch an den in den hölzernen Leitstangen zurückgelassenen Spuren erkennen kann. Fangvorrichtungen, bei welchen eine eiserne Sperrklinke in eine eiserne Sperrstange eingreifen würde, dürften wohl höchstens für sehr kleine Geschwindigkeiten und geringe Neigungen anwendbar sein, wie bei dem Sichtaufzuge, Fig. 63, eine solche erwähnt wurde. Von den vielen Fangapparaten \*), welche man vorge schlagen und zur Ausführung gebracht hat, mögen im Folgenden einige der hauptsächlichsten angeführt werden.

Bei der Einrichtung von Büttgenbach, Fig. 109, greift das Seil das Fördergestell an dem Bolzen *A* an, wobei die doppelte Blattfeder *B* durch

Fig. 109.



das Gewicht des Gestelles gespannt erhalten wird. Beim Bruche des Seiles soll durch die Wirkung der Feder mittelst der Schienen *C* ein seitliches Herauschieben der Kegel *R* bewirkt werden, welche letzteren in Einschnitte der Führungshölzer *F* eintreten sollen. Diese Einrichtung dürfte wohl nur für sehr geringe Fördergeschwindigkeiten Erfolg versprechen.

Eine größere Verbreitung hat die Anordnung von Fontaine gefunden, bei welcher anstatt der Kegel, welche in Einschnitte treten sollen, zwei Hebel zur Wirkung kommen, welche beim Seilbruche durch Federn um ihre Drehpunkte gedreht, mit ihren scharfen klauenartigen Enden in die hölzernen Leitbäume eingedrückt werden und dadurch das Abfangen bewirken. Eine von Borgsmüller ausgeführte Anordnung dieser Fangvorrichtung ist in Fig. 110 dargestellt. Die beiden an den Enden meißelförmig gebildeten Fangarme *A*, welche ihre Drehpunkte in *B* am Fördergestelle finden, werden für gewöhnlich durch den Zug der Anschließketten *K*, die das Gestell mit dem Seile *S* verbinden, von den Leitstangen *L* entfernt gehalten, indem gleichzeitig die Federn *F* gespannt werden. Durch die letzteren wird beim

\*) Zeitsch. deutsch. Ing. 1868, S. 353; v. Hauer, Die Fördermaschinen; Serlo, Bergbaukunde.

Reißen des Seiles eine Drehung der Fangarme *A* um *B* bewirkt, in Folge dessen die Klauen *H* sich in die Leitbäume *L* einstemmen. Sobald die Klauen einmal gefaßt haben, wird durch das Eigengewicht des Gestelles, welches nun auf die Zapfen *B* wirkt, ein festes Eintreiben der Klauen *H* in

Fig. 111.

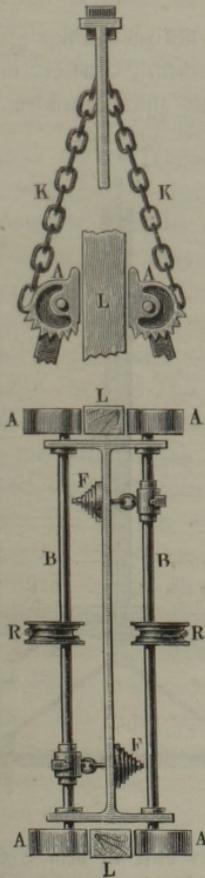
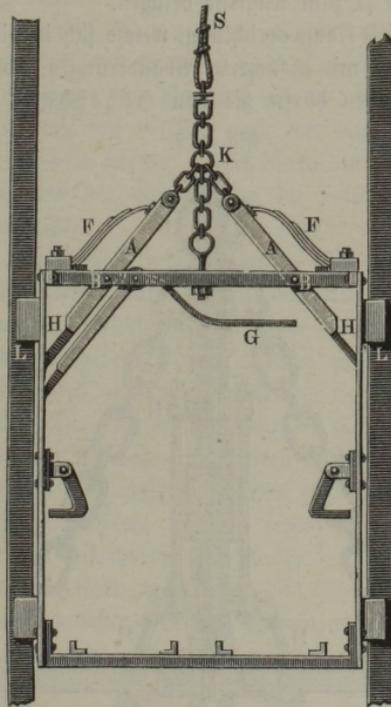


Fig. 110.



die Führungen veranlaßt. Der Hebel *G* soll dazu dienen, den Apparat für den Fall der Beförderung von Personen mit der Hand einrücken zu können. Mancherlei Abänderungen dieser Vorrichtung sind zur Ausführung gekommen, namentlich hat man die Fangarme an den Enden gabelförmig gebildet,

so daß sie die Leitbäume nicht auf den inneren Flächen, sondern seitlich angreifen; auch hat man anstatt der Stahlfedern Gummibänder verwendet, welche sich indessen meistens wenig zuverlässig gezeigt haben.

Die größte Verbreitung hat die Vorrichtung nach dem System von White und Grant, Fig. 111, gefunden, bei welcher zwei mit scharfen Zähnen versehene excentrische Scheiben *A* an jedem der beiden Leitbäume *L* das Fangen bewirken. Diese excentrischen Scheiben sind auf den Enden

zweier Wellen *B* befestigt, welche in der Mitte die Rollen *R* tragen, an denen die Quenselfetten *K* befestigt sind. Durch den Zug dieser Ketten wird für gewöhnlich eine solche Drehung der Wellen *B* unter Anspannung der Federn *F* bewirkt, daß die Excenter *A* die Leitbäume frei lassen, während beim Seilbruche die Federn *F* durch Drehung der Wellen *B* die Excenter *A* zum Angriffe bringen.

Diese Fangvorrichtung, welche sich in vielen Fällen als zuverlässige gezeigt hat, ist mit mancherlei Abänderungen ausgeführt worden. Eine der interessantesten dürfte die von Hohendahl sein, welcher zum Einrücken der

Fig. 112.

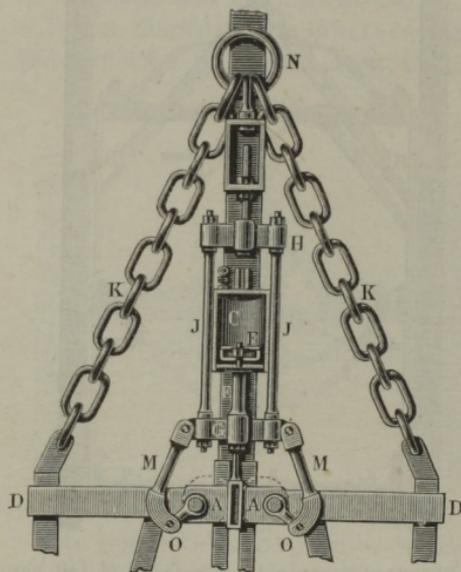
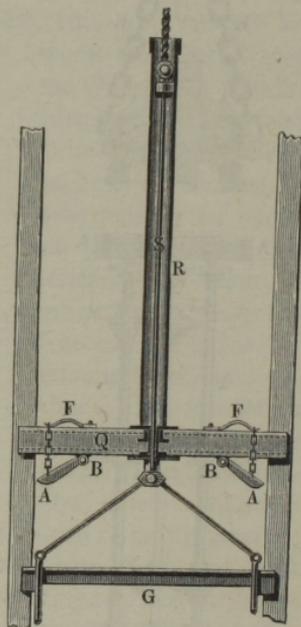


Fig. 113.



Excenterwellen anstatt der Federn die Spannkraft der Luft in dem Cylinder *C*, Fig. 112, anwendet. Hier ist nämlich mit dem Fördergestell *D* durch zwei Böcke oder Ständer *E* ein unten offener Cylinder *C* vereinigt, dessen Kolben *F* durch die Traversen *G* und *H* und die Stangen *J* an den Ring *N* gehängt ist, in welchem das Seil und die Quenselfetten *K* angreifen. Gleichzeitig ist durch die Stangen *M* und die Hebel *O* eine Verbindung der unteren Traverse mit den beiden Excenterwellen *A* bewirkt. Der Cylinder *C* ist mit atmosphärischer Luft erfüllt, welche beim Anheben der Schale auf eine Pressung von etwa fünf Atmosphären gebracht wird, indem nämlich der Kolben *F* sich entsprechend in den Cylinder hineinschiebt, bevor die Förder-

schale durch die Ketten gehoben wird. Gleichzeitig werden durch die Stangen *M* die Excenterwellen *A* so weit gedreht, daß die Excenter die Führungsbäume frei zwischen sich durchlassen. Bei einem erfolgenden Seilbruche wirkt die Luft in dem Cylinder wie eine gespannte Feder und bringt durch kräftiges Herabschieben des Kolbens die Excenter zum Angriffe. Diesem Apparate wird eine gute Functionirung nachgerühmt.

Man hat auch den Widerstand, welchen die Luft dem fallenden Gestelle entgegensetzt, dazu benutzt, das Eingreifen der Excenter in die Leitbäume zu veranlassen, indem man bei dem Apparate von Krauß und Kley\*) die Excenterwellen mit Blechflächen versehen hat, welche nach Art von Fallschirmen auf die Excenterwellen verzögernd wirken, so daß durch die größere Fallbeschleunigung des unteren Theiles der Förderschale die beabsichtigte Drehung der Excenter herbeigeführt wird.

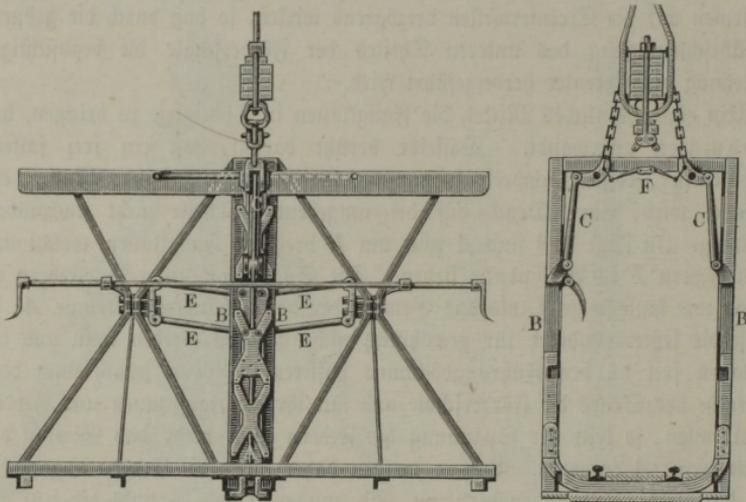
Ein eigentümliches Mittel, die Fangklauen in Thätigkeit zu bringen, hat Pöhm ann angewandt. Dasselbe beruht darauf, daß ein frei fallender Körper, dessen Schwerkraft nur auf Beschleunigung seiner Masse verwendet wird, einen Druck auf die umgebenden Theile nicht auszuüben vermag. In Fig. 113 sind *A* zwei um *B* drehbare Fangklauen, welche mit den Federn *F* in Verbindung stehen. Die Spannkraft einer der Federn ist etwa nur halb so groß, als das Gewicht der daran hängenden Klaue *A*, so daß die letztere dadurch für gewöhnlich nicht gehoben werden kann und die Klauen frei an den Führungsbäumen passiren. Wenn jedoch nach dem Bruche des Seiles die Förderschale und mit ihr die Fangklauen und Federn frei fallen, so tritt der Spannung der Federn nicht mehr das Gewicht der Fangarme *A* entgegen. Letztere werden daher durch die Federn angehoben, so daß sie die Führungen berühren, und nun wirkt das Gewicht der jetzt am freien Fallen behinderten Förderschale auf ein festes Einsetzen der Fangklauen. Die Figur zeigt ferner noch eine von v. Sparre angegebene Vorrichtung, die den Zweck hat, den Stoß unschädlich zu machen, welcher im Momente des Eingreifens der Fangarme durch das Moment der fallenden Schale veranlaßt wird, und welcher Stoß so häufig die Zerstörung der Fangvorrichtung zur Folge gehabt hat. Um diesen Stoß zu beseitigen oder zu mildern, ist der gedachte Fangapparat nicht direct mit dem Fördergestelle *G*, sondern mit einem besonderen Querstücke oder Rahmen *Q* verbunden, auf welchem das 2 bis 2 $\frac{1}{2}$  m lange oben offene Rohr *R* befestigt ist. Durch die Stopfbüchse im Boden dieses Rohres geht die cylindrische Stange *S*, welche unterhalb mit dem Gestelle *G*, oberhalb mit dem Seile verbunden ist, und einen in dem cylindrischen Rohre dichtschließenden Kolben trägt. Der Cylinder selbst ist mit Luft und theilweise mit weichem Material, wie See-

\*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1869, S. 499.

gras oder Roßhaar gefüllt. Denkt man sich, daß der Fangapparat in Wirksamkeit kommt, so wird der eintretende Stoß nur durch das geringe Moment des Rahmens *Q* und Rohres *R* erzeugt werden, indem die Förder- schale noch um die Länge des Rohres *R* sinken kann, wobei die Luft im Innern desselben zusammengedrückt wird, und in Verbindung mit dem weichen Material nach Art eines Polsters wirkt.

In der vollkommensten Weise werden jedoch die nachtheiligen Stoßwir- kungen vermieden durch die nach Art von Bremsen wirkenden Fang-

Fig. 114.



vorrichtungen, von welchen hier zum Schluß dieses Gegenstandes noch der Hoppe'schen Fallbremse \*), Fig. 114, gedacht werden möge. Zur Erzeugung der Bremswirkung dienen hierbei auf jeder Seite zwei harte Bremsbacken *B*, welche gegen jede der beiden aus T Eisen gebildeten Führungen *A* gepreßt werden können. Diese Pressung geschieht durch eine Torsionsfeder *F*, die, beim Seilbruche zur Wirkung kommend, durch die Zugstangen *C* ein geringes Emporheben der Backen *B* veranlaßt, welche hierbei durch die spreizförmig nach Art von Kniegelenken wirkenden Streben *E* fest gegen die Führungsschienen *A* gedrückt werden. Durch die hierdurch hervorgerufene Reibung wird ein allmähliges Aufhalten der fallenden Massen erzeugt, und man hat, um die Festigkeit des Gestelles nicht durch zu starkes Bremsen zu gefährden, nur durch einen Stellkeil Sorge zu tragen, daß der

\*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1870, S. 619.

von den Kniegelenken auf die Bremsbacken ausgeübte Druck das zulässige Maß nicht übersteige.

Bei allen Fangvorrichtungen ist noch besondere Rücksicht darauf zu nehmen, daß das zwischen dem Gestell und der Rißstelle befindliche Seilstück nach dem Festhalten des Gestelles auf das letztere herabfällt und bei großer Länge einen starken Stoß auf die Schale ausübt, weswegen man diese durch ein kräftiges Schirmdach hiergegen zu sichern hat.

Es kann bemerkt werden, daß alle diejenigen Fangvorrichtungen, welche darauf beruhen, daß sie erst durch den Bruch des Seiles zur Wirksamkeit kommen, keine Sicherheit gewähren können in solchen Fällen, wo etwa durch Loswerden des Förderkorbes auf seiner Ase ein Niederstürzen des Gestelles veranlaßt wird. In solchem Falle würde ein Bremsen auch nur dann wirksam sein, wenn der Förderkorb selbst mit einer an ihm befestigten Bremscheibe versehen wäre.

Hinsichtlich der sonstigen Sicherheitsapparate, welche bei Fördereinrichtungen gegen mancherlei Zufälligkeiten, z. B. gegen ein Ueberheben der Gestelle über die Seilscheiben, gegen plötzliches Aufstoßen der Schalen im Schachttiefsten u. s. w. angegeben sind, sowie hinsichtlich der Controlapparate, welche z. B. über die jederzeitige Stellung der beiden Förderschalen Auskunft geben, muß auf die mehrerwähnten Specialwerke über Fördermaschinen und Bergbaukunde verwiesen werden.

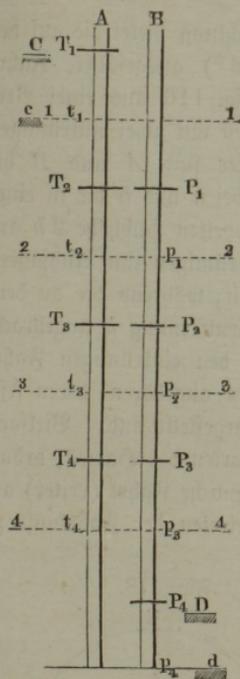
**Fahrkünste.** Unter Fahrkünsten versteht man die Vorrichtungen, ver- §. 30.  
mittelt deren beim Grubenbetriebe die Mannschaft (Belegschaft) durch Maschinenkraft in den Schacht und aus demselben heraus befördert wird, um das mühsame und zeitraubende Fahren (Steigen auf Leitern) zu umgehen. Die erste derartige Einrichtung wurde 1833 auf Anregung von Albert in Clausthal von Dörell im Spiegelthaler Hoffnungsschachte im Harze ausgeführt, und sind seit der Zeit in Cornwall, Belgien, Westphalen u. s. w. vielfache Fahrkünste nach dem Dörell'schen Muster zur Anwendung gekommen. Im Allgemeinen besteht eine Fahrkunst aus einem oder zwei parallel neben einander in dem Schachte angeordneten Gestängen, welche durch Dampf- oder Wasserkraft eine abwechselnd auf- und niedergehende Bewegung empfangen. Danach unterscheidet man ein- und zweitrümmige Fahrkünste. Das Gestänge, welches früher meistens als starrer Körper aus Fichtenholz construirt wurde, jetzt auch wohl durch ein Drahtseil (Seilgestänge) gebildet wird, ist in bestimmten Entfernungen mit vorstehenden Trittbrettern für je einen darauf stehenden Arbeiter versehen, welchem durch eine gleichfalls am Gestänge befindliche Handhabe Gelegenheit zum Festhalten geboten wird. Ein auf ein solches Trittbrett  $T_1$  in dessen höchster Stellung von einer festen Bühne  $B$  aus übertretender Ar-

beiter geht daher mit dem Gestänge um dessen Hubhöhe  $h$  abwärts. Findet er nun im tiefsten Standpunkte des Gestänges eine feste Bühne  $B_1$  in gleicher Höhe mit der derzeitigen Lage seines Trittbrettes, so kann er im Momente des Bewegungswechsels von dem beweglichen Trittbrette auf diese feste Bühne  $B_1$  treten, so daß er durch einen einfachen Hub des Gestänges um dessen Hubhöhe  $h = BB_1$  abwärts befördert ist. Wartet er nun den Aufgang des Gestänges ab, so kommt in dessen höchster Lage ein zweites unter dem ersten um  $h$  tiefer gelegenes Trittbrett  $T_2$  in die Höhe der Bühne  $B_1$ , auf welche er abgetreten war, und wenn der Fahrende nunmehr von der Bühne  $B_1$  auf dieses Trittbrett  $T_2$  übersteigt, so wird ihn dasselbe beim darauf folgenden Niedergange wieder um die Größe  $h$  abwärts befördern, woselbst dann Gelegenheit ist, auf die nächste feste Bühne  $B_2$  überzutreten. Eine fortgesetzte Wiederholung dieses Vorganges befördert den Fahrenden daher von Bühne zu Bühne, und zwar während jedes Doppelhubes des Gestänges immer um eine einfache Hubhöhe  $h$ . Es ist übrigens an sich klar, daß die Einrichtung in derselben Weise ein Ausfahren oder Steigen aus dem Schachte ermöglicht, wenn der Fahrende nur von der festen Bühne auf das bewegliche Trittbrett stets in demjenigen Momente steigt, in welchem das Gestänge in seiner tiefsten Stellung angelangt ist, und nun emporsteigt. Man ersieht leicht, daß bei einer solchen eintrümigen Fahrkunst die Entfernung der Bühnen sowohl wie der Trittbretter genau gleich der Hubhöhe  $h$  sein muß, und daß  $n + 1$  feste Bühnen erforderlich sind, wenn  $n$  die Anzahl der zwischen ihnen die Verbindung vermittelnden Trittbretter ist. Es ist auch deutlich, daß, da diese  $n$  Trittbretter sämmtlich besetzt sein können,  $n$  Personen gleichzeitig entweder ausfahren oder einfahren können. Eine Benutzung des Gestänges zum Ausfahren und Einfahren zu derselben Zeit kann wohl in verschiedenen Strecken geschehen, aber nicht gut an denselben Stellen, da die in den Wendepunkten disponibele Zeit meistens nicht genügend ist, um ein Absteigen des einen Fahrenden und ein gleichzeitiges Aufsteigen des ihm Begegnenden zu gestatten.

Bei den zweitrümigen Fahrkünsten hat man neben einander zwei Gestänge angebracht, deren Hub genau gleich groß ist, und deren Bewegung so geordnet sein muß, daß das eine Gestänge niedergeht, wenn das andere im Aufsteigen begriffen ist und umgekehrt, so daß also die Bewegungswechsel beider Gestänge stets zu derselben Zeit stattfinden. Wenn daher noch die Bedingung für die Anordnung der Tritte erfüllt ist, daß jeder Tritt des einen Gestänges in jedem Wendepunkte der Bewegung einen Tritt des anderen Gestänges neben sich in gleicher Höhe zu stehen hat, so kann, wie man leicht erkennt, ein auf einem beliebigen Trittbrette Stehender durch wechselweises Uebertreten von einem auf das andere Gestänge aus- oder einfahren, je nachdem das Uebertreten auf das aufsteigende oder auf das niedergehende

Gestänge geschieht. Ueber die gegenseitige Anordnung der Trittbrette zu einander erhält man durch Fig. 115 leicht Aufklärung. Seien *A* und *B*

Fig. 115.



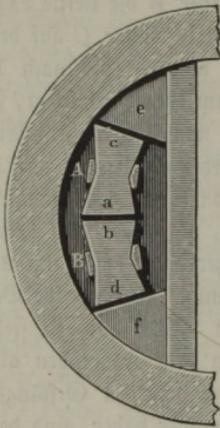
die beiden Gestänge in derjenigen Stellung, in welcher *A* die höchste und daher *B* die tiefste Lage hat, so geht der von der Antrittsbühne *C* auf den Tritt *T*<sub>1</sub> Getretene um *h* abwärts bis nach 1, während das Gestänge *B* um ebensoviel steigt, so daß der Tritt *P*<sub>1</sub> ebenfalls nach 1 gelangt. Ein Uebertreten des auf *T*<sub>1</sub> Stehenden von *A* auf *B* in der Lage 1 bringt ihn daher bei dem nächsten Niedergange von 1 nach *P*<sub>1</sub> gegenüber dem Tritte *T*<sub>2</sub> des Gestänges *A*, welcher Tritt daher um  $2h$  unter *T*<sub>1</sub> angebracht sein muß. Da dieselbe Betrachtung für alle übrigen Tritte gilt, so sieht man zunächst, daß die von dem Fahrenden allmählig berührten Trittbretter desselben Gestänges die Entfernung  $2h$  von einander haben, und daß die Bewegung des Fahrenden für jedes Doppelspiel der Gestänge ebenfalls  $2h$  beträgt. Bezeichnet daher *l* die ganze Förderhöhe *CD* zwischen der Antrittsbühne *C* und der Austrittsbühne *D*, so ist die Anzahl der Tritte jedes Gestänges durch  $\frac{l}{2h} = n$  gegeben. Ebenso groß ist aber

auch die Anzahl der gleichzeitig Ein- oder gleichzeitig Ausfahrenden, denn da eine Begegnung auf denselben Tritten nicht angängig ist, so können immer nur abwechselnd die Tritte des einen oder des anderen Gestänges besetzt sein. Es ist natürlich, daß die Fahrkunst zu verschiedenen Zeiten ebensowohl zum Einfahren wie zum Ausfahren benutzbar ist, aber nicht zu beiden Zwecken gleichzeitig dienen kann.

Denkt man sich in den Mitten zwischen den Tritten *T* und *P*, also ebenfalls in den Abständen  $2h$  gleichfalls ein System von Tritten *t* und *p* angebracht, so repräsentirt dasselbe offenbar eine zweite, gleichfalls zweiträumige Fahrkunst, deren Trittbretter nur unter sich, und niemals mit denen *T* und *P* correspondiren, und man kann daher diesen Fahrstrang *tp* ganz unabhängig von dem erstgedachten *TP* zum Ein- und Ausfahren benutzen. Diese Fahrkunst befördert dann zwischen der Antrittsbühne *c* und der Austrittsbühne *d*, welche um *h* unterhalb *C* und *D* gelegen sind. Man benutzt diese Einrichtung, um die Fahrkunst zum gleichzeitigen Ein- und Ausfahren gebrauchen zu können. Es ist deutlich, daß bei einer solchen Verwendung und

bei voller Besetzung beider Fahrkünste nach entgegengesetzten Richtungen die beiden Gestänge stets gleichförmig belastet sind, was natürlich nicht der Fall ist, wenn die Fahrkunst nur in der einen Richtung transportirt.

Fig. 116.



Eine interessante Einrichtung bietet die auf der Grube Saar Longchamps\*) ausgeführte Fahrkunst dar, welche nach Fig. 116 aus einer Verbindung einer zweitrümmigen mit zwei einrümmigen Fahrkünsten besteht. Hier sind *A* und *B* die beiden Gestänge, welche bei *a* und *b* die in einer Entfernung gleich der doppelten Hubhöhe  $2h$  angebrachten Tritte der zweitrümmigen zum Ausfahren dienenden Fahrkunst tragen, während die an denselben Gestängen in der Entfernung *h* angebrachten Trittbretter *c* und *d* den einrümmigen Fahrkünsten für das Einfahren angehören, deren feste Bühnen durch *e* und *f* dargestellt sind. Vielfach,

namentlich in den Bergwerken des Harzes, ordnet man zwischen den beiden Gestängen noch eine gewöhnliche Fahrt (Leiter) an, um an jeder Stelle ein Verlassen bezw. Wiederbetreten der Fahrkunst zu ermöglichen.

Fig. 117.

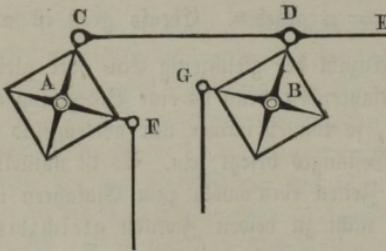
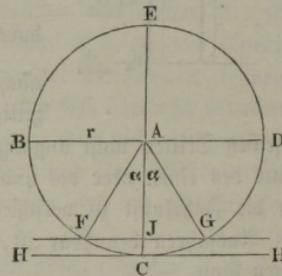


Fig. 118.



Die Bewegung der Gestänge geschieht in der Regel mit Hilfe zweier Kunstkreuze oder Bruchschwingen *A* und *B*, welche, etwa nach Fig. 117, durch eine Lenkstange *CD* mit einander verkuppelt sind, und ihre Bewegung von der Schubstange *DE* einer Kurbelwelle empfangen. Bei dieser Anordnung, welche insbesondere immer bei den durch Wasserräder betriebenen Fahrkünsten gewählt wird, ist eine Stillstandspause in den Bewegungswendepunkten nicht vorhanden, indessen ist das Wechseln der Trittbretter

\*) Serlo, Bergbaukunde.

immer ohne Gefahr auszuführen, da die Geschwindigkeit der Gestänge nahe den todten Punkten der Kurbel nur gering ist.

Ueber diese Verhältnisse erhält man aus der Betrachtung des Kurbelkreises ein anschauliches Bild. Ist  $BCDE$ , Fig. 118, der Kurbelkreis der treibenden Kurbel, und stellt die Tangente  $HH$  im unteren todten Punkte  $C$  eine feste Bühne einer eintrümmigen Fahrkunst vor, so ist während der Zeit, welche die Kurbel zum Durchlaufen des Winkels  $FAG = 2\alpha$  gebraucht, der Höhenunterschied zwischen dem Trittbrette und der Bühne im Maximo durch  $CJ = \delta = r(1 - \cos \alpha)$  gegeben.

So lange diese Größe  $\delta$  nicht einen für das Uebertreten unbequem großen Betrag annimmt, kann daher das Uebersteigen mit Sicherheit geschehen. Hätte die Fahrkunst z. B. einen Hub  $h = 2r = 3\text{ m}$ , und machte die Kurbel in jeder Minute vier Umdrehungen, so würde eine zum Uebertreten erforderliche zu zwei Secunden angenommene Zeitdauer einem Drehungswinkel der Kurbel von

$$2\alpha = 2 \cdot \frac{4 \cdot 360^\circ}{60} = 48^\circ$$

entsprechen, und man hätte die größte Höhendifferenz während dieser Zeit zu

$$\delta = 1,5(1 - \cos 24^\circ) = 0,130\text{ m}.$$

Wollte man die Bühnen so anordnen, daß ihre Lage der Mitte zwischen  $J$  und  $C$  entspricht, so würde jene Niveaudifferenz auf die Hälfte reducirt werden, doch würde mit dieser Anordnung auch eine Verminderung der Hubhöhe bei jedem Kurbelspiele verbunden sein, indem dann die Tritte und die Bühnen in Abständen von  $2\left(r - \frac{\delta}{2}\right)$  angebracht werden müßten, und der Hub bei jedem Aufgange auch nur diesen Betrag haben könnte. Aus Fig. 119 (a. f. S.) erkennt man, daß bei einer zweitrümmigen Fahrkunst für dieselbe Hubhöhe und Kurbelgeschwindigkeit die einem Drehungswinkel  $FAG = 2\alpha$  entsprechende Höhendifferenz der gegenüber stehenden Tritte doppelt so groß

$$JJ_1 = \delta = 2r(1 - \cos \alpha),$$

also in dem angeführten Beispiele gleich  $0,26\text{ m}$  ausfallen muß.

Man bewegt auch die Gestänge direct durch Dampfkolben, entweder indem man eine doppeltwirkende oder zwei abwechselnd zur Wirkung kommende einfachwirkende Dampfmaschinen zur Bewegung der beiden Gestänge einer zweitrümmigen Kunst anwendet. Hierbei ist besonders darauf zu achten, daß die Bewegungen der beiden Gestänge genau übereinstimmen. Man wendet zu diesem Zwecke häufig den sogenannten hydraulischen Balancier an, welcher seinem Wesen nach aus zwei mit Wasser gefüllten, oben offenen

Cylindern  $A$  und  $B$ , Fig. 120, besteht, an deren Kolben  $K$  und  $L$  die Gestänge  $G$  und  $H$  angeschlossen sind. Die Verbindungsröhre  $CD$  unterhalb

Fig. 119.

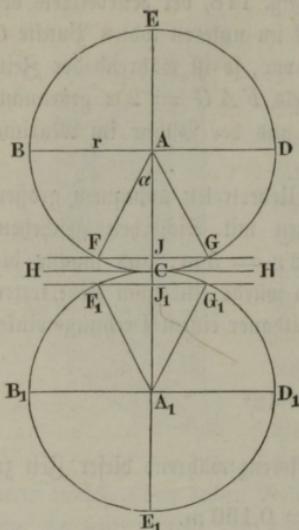
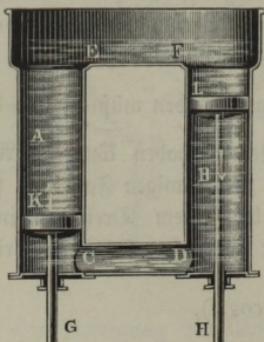


Fig. 120.



der Kolben gestattet dem Wasser beim Niedergange des durch die Dampfmaschine bewegten Kolbens  $L$  den ungehinderten Uebertritt in den Cylinder  $A$ , wodurch der Kolben  $K$  zum Aufsteigen gezwungen wird und umgekehrt. Die Verbindung der Cylinder oberhalb durch  $EF$  geschieht nur, um die Kolben auch oberhalb immer der leichteren Abdichtung wegen mit Wasser bedeckt zu halten. Es ist von selbst klar, daß man bei der Anwendung von direct wirkenden Dampfmaschinen die auf- und niedergehende Bewegung der Gestänge vermöge der Anwendung von Katarakten (s. Thl. II) durch entsprechende Hubpausen unterbrechen kann.

Die Hubhöhe der Gestänge betrug bei den älteren Harzer Fahrkünstern nur 1,25 m, in neuerer Zeit pflegt man sie bis zu 3 m und selbst darüber anzunehmen. Die Anzahl der Doppelhübe kann man passend zu 5 in der Minute voraussetzen, so daß bei einer Hublänge von 3 m die durchschnittliche Geschwindigkeit der Tritte zu 30 m sich berechnet, in einzelnen Fällen, namentlich bei größerer Hubhöhe, finden sich auch durchschnittliche Geschwindigkeiten bis zu 48 m in der Minute. Die größte Geschwindigkeit haben die durch Kurbeln betriebenen Fahrkünste natürlich in den Mittelstellungen, für welche bei 5 Doppelhüben und bei 3 m einfacher Hubhöhe die

größte Geschwindigkeit gleich der der Kurbelwarze zu  $5 \cdot 3 \cdot \pi = 47,1$  m per Minute sich berechnet.

Aus der angenommenen Geschwindigkeit der Gestänge und deren Belastung beim Ausfahren ergibt sich nach bekannten Regeln die Betriebskraft, wenn man die Reibungswiderstände der Gestänge in ihren Rollenführungen entsprechend berücksichtigt. Es kann hierbei bemerkt werden, daß das Gestänge einer einrührigen Fahrkunst nur während des Aufganges beim Aus-

fahren den Nutzwiderstand zu überwinden hat, während beim Einfahren das Gewicht der Fahrenden die Kurbel zu beschleunigen sucht, so daß die Nothwendigkeit einer kräftigen Bremse für diesen Fall sich ergibt. Bei einträmmigen Fahrlünften wird man das Gewicht des Gestänges durch ein Gegengewicht abbalanciren, während bei zweiträmmigen Lünften die beiden Gestänge sich gegenseitig ausgleichen. Eine vollständige Ausgleichung tritt auch ein, wenn eine doppelträmmige Fahrlunft gleichzeitig zum Ein- und Ausfahren benutzt wird, und beide Fahrten gleichmäßig besetzt sind. Sonst ist immer nur ein Gestänge belastet, und zwar immer das aufsteigende beim Ausfahren und das niedergehende beim Einfahren.

Um die Leistungsfähigkeit einer Fahrlunft zu beurtheilen, sei  $h$  die Hubhöhe,  $n$  die Anzahl der Doppelhübe oder Kurbeldrehungen in der Minute, und  $l$  die Entfernung der obersten und untersten Bühne. Dann hat man die Anzahl  $z$  der Tritte bei einer einträmmigen Fahrlunft

$$z_1 = \frac{l}{h}$$

und bei einer doppelträmmigen Lunft auf jedem Gestänge

$$z_2 = \frac{l}{2h}.$$

Da bei jedem Doppelhube der Fahrende in dem ersten Falle um  $h$ , im zweiten um  $2h$  befördert wird, so ist die zu einer Förderung gehörende Zeit in den beiden Fällen bezw. durch

$$t_1 = \frac{z_1}{n} = \frac{l}{nh} \text{ Minuten}$$

und

$$t_2 = \frac{z_2}{n} = \frac{l}{2nh} \text{ Minuten}$$

ausgedrückt.

Der Transport eines Fahrenden geschieht daher auf der doppelträmmigen Lunft doppelt so schnell, als auf der einträmmigen. Wenn nun mit  $N$  die Anzahl der zu befördernden Personen bezeichnet ist, so wird, da mit jeder Kurbelumdrehung nur eine Person aufsteigen kann, das Auftreten daher in Zwischenräumen von  $\frac{1}{n}$  Minute geschieht, die letzte Person um  $\frac{N-1}{n}$  Minuten später aufsteigen als die erste. Daher ist die ganze Zeitdauer einer Ein- oder Ausfahrt durch

$$T_1 = \frac{N-1}{n} + t_1 = \frac{N-1}{n} + \frac{l}{nh}$$

bei der einfachen und

$$T_2 = \frac{N-1}{n} + t_2 = \frac{N-1}{n} + \frac{l}{2nh}$$

bei der doppelten Fahrkunst gegeben. Man erkennt hieraus, daß die schnellere Transportfähigkeit der doppelten Kunst um so mehr in den Hintergrund tritt, je größer die Anzahl der Fahrenden ist, und daß es bei großer Anzahl  $N$  gerechtfertigt sein kann, statt einer doppelten zwei einfache Fahrkünste in der Art, wie das Beispiel Fig. 116 lehrt, anzuwenden, indem alsdann die ganze Zeitdauer nur

$$T_1' = \frac{1/2 N - 1}{n} + \frac{l}{nh}$$

beträgt.

Nimmt man z. B. eine Belegschaft von  $N = 500$  Mann und eine Fahrstrecke  $l = 300$  m an, so erhält man bei  $n = 5$  Kurbdrehungen pro Minute und  $h = 3$  m Hubhöhe

$$T_1 = \frac{499}{5} + \frac{300}{5 \cdot 3} = 99,8 + 20 \approx 120 \text{ Min. bei einfacher Fahrkunst,}$$

$$T_2 = \frac{499}{5} + \frac{300}{10 \cdot 3} = 99,8 + 10 \approx 110 \text{ Min. bei doppelter Fahrkunst,}$$

$$T_1' = \frac{249}{5} + \frac{300}{5 \cdot 3} = 49,8 + 20 \approx 70 \text{ Min. bei zwei einfachen Fahrkünsten.}$$

Will man diese Zeit mit derjenigen vergleichen, welche die Belegschaft zum gewöhnlichen Fahren (Steigen auf Leitern) gebraucht, so kann man nach Serlo\*) eine Steigggeschwindigkeit des Mannes beim Einfahren von 8 m, beim Ausfahren von 4 m in der Minute annehmen. Sind nun die einzelnen Leitern oder Fahrten 6 m lang, und stehen immer drei Mann auf einer Fahrt, also 2 m von einander entfernt, so vergeht zwischen je zwei Besteigungen

$$\frac{2}{3} = \frac{1}{4} \text{ Minute beim Einfahren}$$

und

$$\frac{2}{4} = \frac{1}{2} \text{ Minute beim Ausfahren.}$$

Es ergibt sich daher die Zeit zum Einfahren

$$T_e = 499 \cdot \frac{1}{4} + \frac{300}{8} = 162,25 \text{ Minuten,}$$

und zum Ausfahren

$$T_a = 499 \cdot \frac{1}{2} + \frac{300}{4} = 324,5 \text{ Minuten.}$$

Berücksichtigt man noch die bedeutende Ermüdung, welche mit dem gewöhnlichen Fahren verbunden ist, so erklärt sich der große Vortheil, welcher

\*) Serlo, Bergbaukunde Bd. II, S. 214.

bei zahlreichen Belegschaften und großen Schachttiefen mit den Fahrkünsten verbunden ist.

Sollte beim Nichtvorhandensein einer Fahrkunst die Fördermaschine zum Ein- und Ausfahren benutzt werden, so würde jeder Aufzug bei einer Fördergeschwindigkeit von 4 m per Secunde  $\frac{300}{4} = 75$  Secunden = 1,25 Minuten

währen. Nimmt man die Stillstandspause zum Auf- und Absteigen zu 1 Minute an, und finden jedesmal 5 Mann auf einer Förderschale Raum, so ergiebt sich in obigem Falle die Zeit einer Ein- oder Ausfahrt der Mannschaft zu  $T = \frac{500}{5} \cdot 2,25 = 225$  Minuten, also beträchtlich größer als bei der Fahrkunst.

**Krahne.** Die Krahne sind Hebevorrichtungen, welche außer der Hebung §. 31. gleichzeitig eine horizontale Bewegung der gehobenen Last ermöglichen, und es finden dieselben ihre hauptsächlichste Anwendung in Waarenmagazinen, technischen Werkstätten, Schiffswerften und auf Baustellen. Zum Heben der Lasten ist jeder Krahn mit einer Seil- oder Kettenwinde versehen, deren Einrichtung von derjenigen nicht abweicht, welche im Vorstehenden besprochen wurde. Um die horizontale Bewegung der Last zu bewirken, kann man sich verschiedener Mittel bedienen. Bei den sogenannten Drehkrahnen giebt man dem Krahngestelle die Form eines um eine verticale Axe drehbaren Schnabels oder Auslegers, d. h. eines längeren, schräg ausladenden Armes, dessen äußerste Spitze eine Leitrolle aufnimmt, von welcher die Lastkette vertical herabhängt, die rückwärts nach der an dem drehbaren Gestelle angebrachten Winde geführt ist. Vermöge der Drehung des Gestelles um die verticale Axe kann daher die gehobene Last in horizontaler Richtung bewegt werden.

Bei den größten Ausführungen in Schiffswerften wendet man die Construction der Scheerenkrahne, Fig. 121 (a. f. S.), an, bei welcher der Ausleger zu einem Scharnierdreieck  $ABC$  ausgebildet ist, dessen äußerste Spitze  $C$  gleichfalls eine Leitrolle für die Kette aufnimmt, während die beiden anderen Eckpunkte  $A$  und  $B$  ihre Stütze auf dem festen Fundamente finden. Wenn man nach bewirkter Hebung der Last entweder den Eckpunkt  $B$  horizontal nach  $B_1$  verschiebt, oder die Dreiecksseite  $BC$  bei festgehaltenem Stützpunkte  $B$  auf die Länge  $BC_1$  verkürzt, so gelangt die Last von  $Q$  nach  $Q_1$ , wobei natürlich vorausgesetzt werden muß, daß der Fuß  $AC$  derartig aus zwei gegen einander geneigten Streben gebildet ist, daß die Last zwischen denselben hindurchpassiren kann.

Drehkrahne setzt man zuweilen auf einen vierradrigen Wagen, welcher auf einem Schienengeleise fortgerollt werden kann, in welchem Falle die Ma-



winkeligen Grundfläche gebracht werden, deren Seiten durch die Verschiebung der Winde auf der Brücke und durch diejenige der Brücke auf den festen Schienen dargestellt sind. Derartige Laufkrahne eignen sich besonders für Maschinenwerkstätten und Montirungsräume, sowie auch bei Ausführung von größeren massiven Brückenbauten zur bequemen Befegung der Materialien. Die Bewegung der Krahne und die Hebung der Last erfolgt durch Menschenhand, wenn nur vorübergehend und in größeren Zeitintervallen der Gebrauch des Krahnes nöthig wird. Bei häufigerem oder ununterbrochenem Betriebe jedoch, wie z. B. in Waarenmagazinen und bei Bauausführungen, bewegt man die Krahne auch durch Dampfkraft, sei es, daß der Krahne seine besondere Dampfmaschine erhält, in welchem Falle man ihn schlechtweg Dampfkrahn nennt, sei es, daß der Betrieb von einer zu anderen Zwecken vorhandenen Dampfmaschine durch geeignete Transmiffion vermittelt wird. Als solche Transmiffion eignet sich besonders der Seilbetrieb. In neuerer Zeit hat man die Krahne mit großem Vortheil als hydraulische durch Accumulatoren betriebene ausgeführt, welche Anordnung sich wegen der periodischen Thätigkeit und wegen der leichten Uebertragung der Kraft besonders dann eignet, wenn, wie in Hafenanlagen, eine größere Anzahl von weit auseinander stehenden Krahnen durch dieselbe Dampfmaschine in Betrieb gesetzt werden soll. Die Stärke und Tragfähigkeit der Krahne variiert natürlich ganz nach der Verwendung derselben, die schwersten Ausführungen kommen für Marinezwecke vor, wo man Krahne von 1000 Centner Tragfähigkeit und darüber findet.

**Drehkrahne.** Ein aus Holz und Eisen zusammengesetzter, von Cavé §. 32. für den Hafen zu Vrest construirter Krahne ist in den Figuren 122 und 123 (a. f. S.) dargestellt. Die gußeiserne stehende Säule *P* tritt hier in eine im Fundamente ausgesparte Grube hinein, auf deren Boden das Lager für den Spurzapfen *U* angebracht ist, während der gußeiserne Kranz *H* ein Rollenlager aufnimmt, das der bei *R* cylindrischen Krahnsäule als Halslager dient. Der Ausleger besteht aus der hölzernen Strebe *T* und der gleichfalls hölzernen Zugstange *Z*, welche mit der Krahnsäule *P* fest verbunden sind und in der Spitze die Leitrolle *L* für das Seil bezw. die Kette aufnehmen, deren Ende bei *V* befestigt ist, während die Last *Q* an der losen Rolle *W* hängt.

In welcher Weise der Anzug des Seiles durch die Trommel *A* erfolgt, ist aus der Figur ersichtlich, welche erkennen läßt, wie die Kurbelwelle *G* entweder mittelst eines doppelten oder mittelst eines dreifachen Nader-vorgeleges die Trommel umdreht. Denkt man sich nämlich die Kurbelwelle in Fig. 123 entsprechend nach rechts verschoben, so geht die Bewegung von dem Triebrade *K* der Kurbelwelle auf das größere Rad *D* einer Vorgelegs-

welle über, welche durch die Räder *C* und *B* eine verlangsamte Bewegung der Trommel hervorruft. Eine Verschiebung der Kurbelwelle nach links jedoch bringt die Bewegung der Vorgelegswelle mit den Rädern *D* und *C* dadurch hervor, daß das Triebrad *O* in ein größeres *F* einer zweiten Vorgelegswelle eingreift, dessen Getriebe *E* nunmehr *D* in Bewegung setzt. In

Fig. 122.

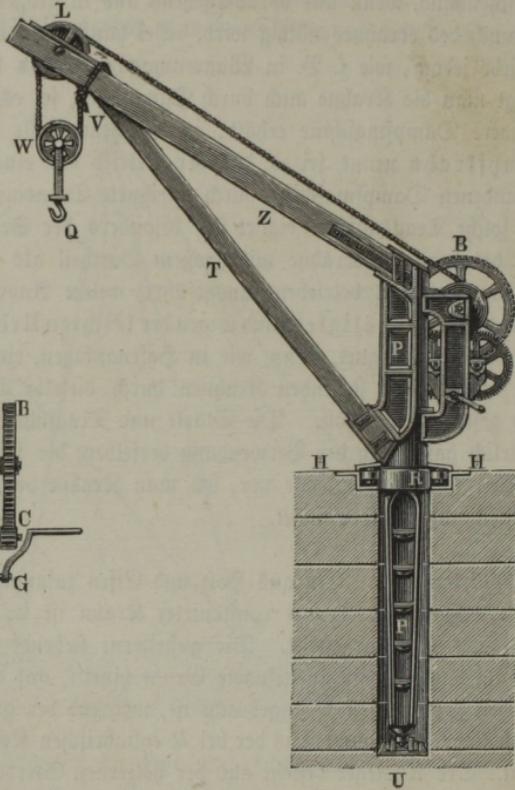
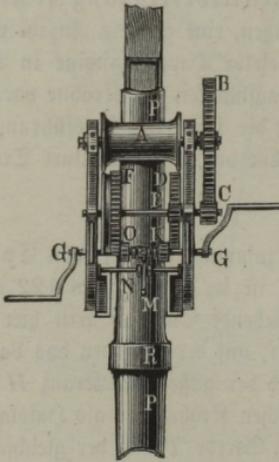


Fig. 123.

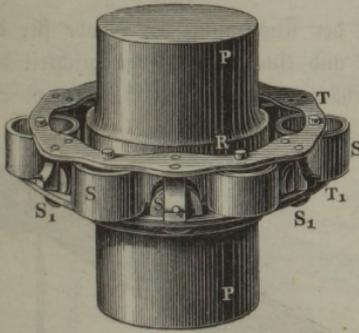


der gezeichneten Stellung sind beide Räder *O* und *K* ausgerückt, wie es der Fall ist, wenn die Last *Q* niedergelassen werden soll, zu welchem Zwecke die mit dem Rade *F* verbundene Bremscheibe in bekannter Art zur Wirkung gebracht wird. Um die Kurbelwelle in der ihr gegebenen Stellung sicher zu erhalten, dient eine um *N* drehbare Falle, welche mit ihrem hakenförmigen Ende in eine der drei Kreisnuthen der Kurbelwelle eingelegt und darin durch das Gegengewicht *M* erhalten wird.

Das Halslager der Krahnssäule ist in Fig. 124 näher erläutert. Sechs Frictionsrollen *S* bilden mit den beiden ringförmigen Platten *T*, welche die

Kollenzapfen aufnehmen, einen Kollentrang, welcher den Hals *R* der Krahn-  
säule *P* umschließt. Durch die einseitige Belastung des Auslegers wird die

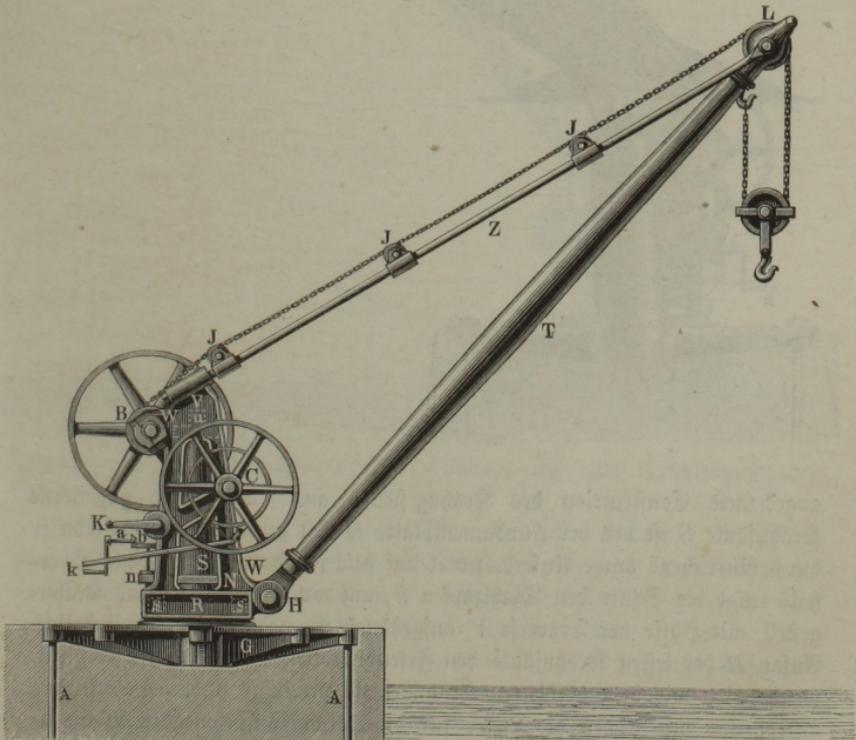
Fig. 124.



Säule bei *R* fest gegen eine oder  
zwei dieser Rollen gepreßt, deren  
Druck von der Innenfläche des ring-  
förmigen Gehäuses *H*, Fig. 122,  
aufgenommen wird. Durch die Fric-  
tionsrollen *S* wird daher die gleitende  
Reibung der Säule *R* in die geringere  
Kollentreibung verwandelt. Da  
der Walzenring hierbei ebenfalls eine  
Bewegung annimmt, so verwandelt  
man durch einen zweiten Kollentrang  
mit den horizontalen Walzen *S*<sub>1</sub> die  
gleitende Reibung der unteren Platte

*T*<sub>1</sub> auf ihrer Unterlage ebenfalls in eine rollende. Diese Einrichtung hat  
den Zweck, die Umdrehung des Krahn's möglichst zu erleichtern, es wird

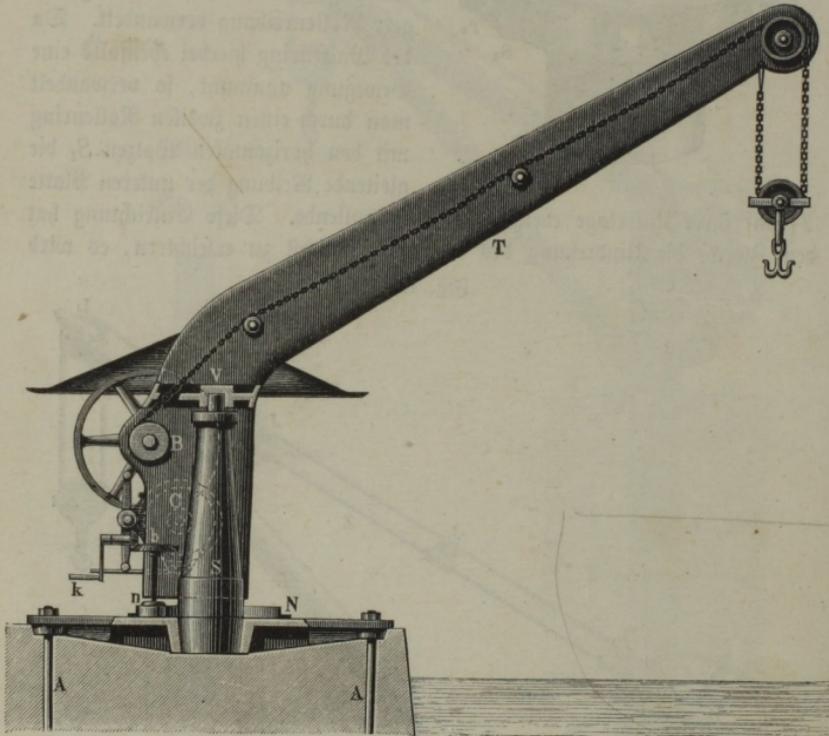
Fig. 125.



aber nur in den seltensten Fällen diese Umdrehung direct durch einen Schwengelbaum geschehen können, vielmehr ist zum Umschwenken des Krahns in der Regel ein besonderes Getriebe erforderlich, dessen Einrichtung aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Um die Unbequemlichkeit, welche mit der Anordnung der Grube für die Krahnsäule verbunden ist, zu umgehen und eine leichte Zugänglichkeit des Spurzapfens zu erreichen, wendet man häufiger die in Fig. 125 (a. v. S.)

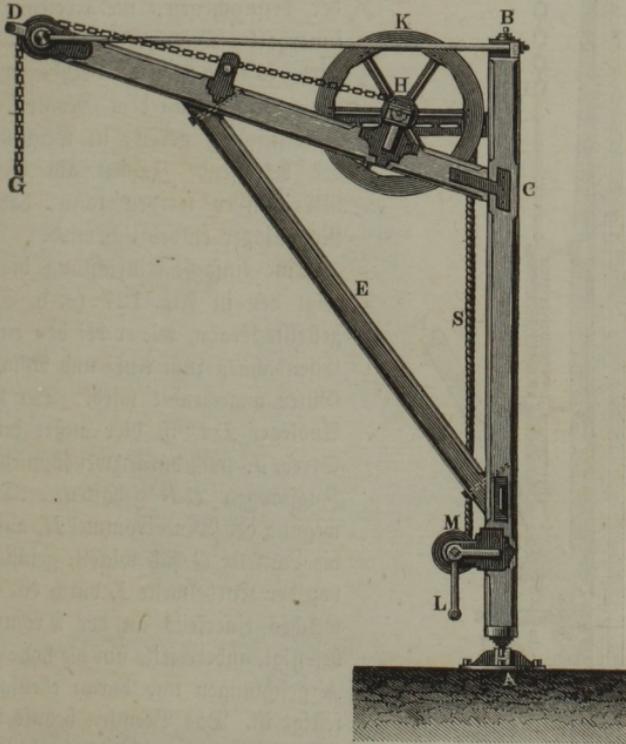
Fig. 126.



angedeutete Construction des Krähngestelles an. Die hohle gußeiserne Krähnsäule *S* ist mit der Fundamentplatte *G* fest verbunden und mit dieser durch hinreichend lange Ankerbolzen *A* auf dem Fundamente befestigt. Oberhalb trägt die Säule den Stahlzapfen *u*, auf welchen das drehbare Krähngestell mit Hilfe der Traverse *V* aufgehängt ist, während der cylindrische Ansatz *R* der festen Krähnsäule den Frictionsrollen *s* als Widerlager dient, welche hier mit dem drehbaren Krähngestelle vereinigt sind. Das letztere besteht aus den beiden die Lager für die Winde aufnehmenden Wangen-

stücken *W*, welche oberhalb durch die erwähnte Traverse *V* und unten durch Querstücke verbunden sind, an denen die Frictionsrollen ihre Lager finden. Der Ausleger wird durch die schmiedeeiserne Röhre *T* gebildet, welche unten durch den Zapfen *H* mit dem drehbaren Gestell verbunden ist, während an dem Schnabel *L* zwei schmiedeeiserne Zugstangen die Verbindung mit der Traverse *V* bewirken. Die Winde mit der Trommel *B*, der Vorgelegswelle *C* und der Kurbel *K* hat die gewöhnliche Einrichtung. Die zwischen den

Fig. 127.



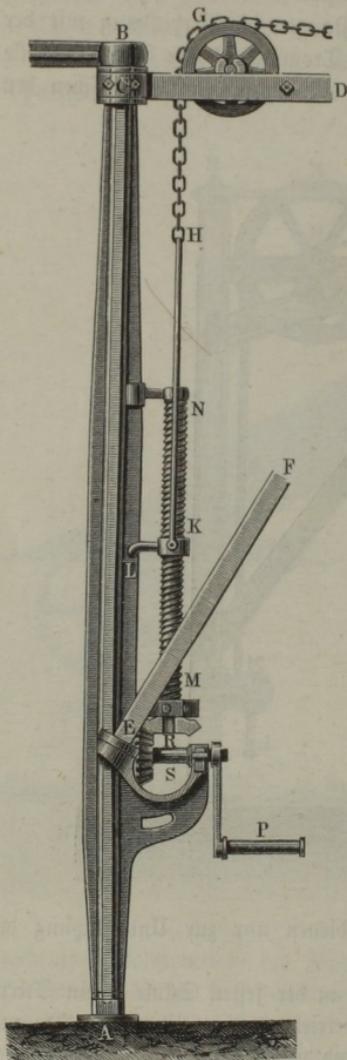
Zugstangen *Z* angebrachten Rollen *J* dienen nur zur Unterstützung der Kette.

Zur leichten Drehung des Krahns ist an der festen Säule *S* ein Stirnrad *N* fest angebracht, in welches ein Getriebe *n* eingreift, dessen Axe mit dem drehbaren Gestelle verbunden ist, und welche ihre Bewegung von der Kurbel *k* mit Hilfe der conischen Räder *a* und *b* erhält.

Hiervon unterscheidet sich der von Fairbairn, Fig. 126, angegebene und nach ihm benannte Krahn hauptsächlich durch die Form des Auslegers *T*, welcher nach Art eines Röhrenträgers aus schmiedeeisernen Blechplatten und

Winkelisen nach der Form eines Körpers von gleichem Widerstande zusammen genietet, im Uebrigen ebenfalls mittelst der eingenieteten Traversse *V* auf die feste Säule *S* gehängt und unten an derselben durch Frictionsrollen geführt ist. Für die Drehvorrichtung ist hier ein Stirnkranz *N* auf der gußeisernen Fundamentplatte vorgesehen.

Fig. 128.



Wenn ein Krahn nicht, wie die bisher besprochenen, im Freien, sondern innerhalb eines Gebäudes aufgestellt wird, so kann man der drehbaren Krahn säule oberhalb an dem Gebäck eine feste Unterstüzung geben, in welchem Falle der betreffende Zapfen als Endzapfen viel dünner werden kann, daher das Rollenlager entbehrlich wird.

Eine einfache Einrichtung dieser Art zeigt der in Fig. 127 (a. v. S.) dargestellte Krahn, wie er bei den englischen Eisenbahnen zum Auf- und Abladen der Güter angewendet wird. Der hölzerne Ausleger *DC* ist hier außer durch die Strebe *E* noch durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen *DB* gehalten. Die Bewegung der Windetrommel *H*, auf welche die Lastkette *G* sich wickelt, geschieht hier von der Kurbelwelle *L* durch ein Seil *S*, welches einerseits an der Trommel *M* befestigt, andererseits um die hohe Scheibe *K* geschlungen und daran ebenfalls befestigt ist. Das Bremsen behufs Niederlassens der Last geschieht ebenfalls durch das Anziehen eines Seiles, das um eine auf *M* angebrachte Frictionscheibe gelegt ist.

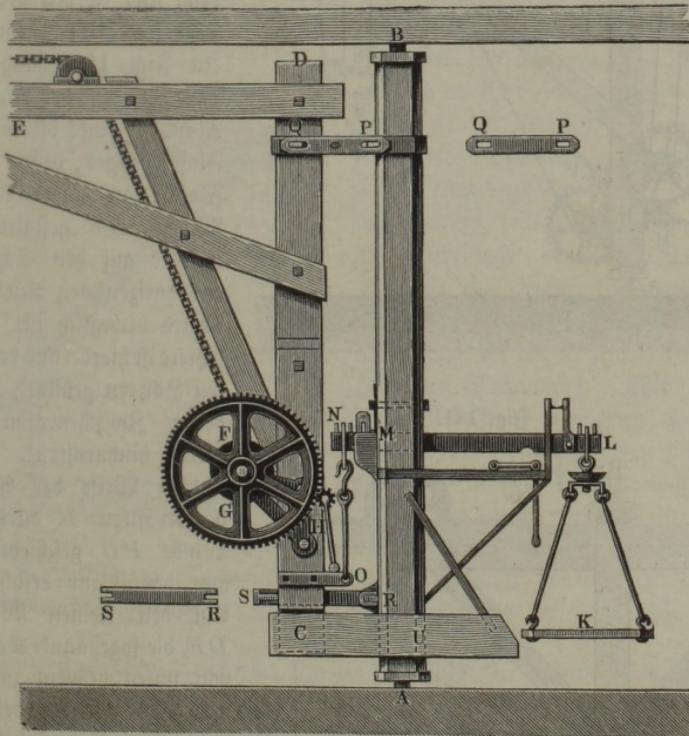
Zuweilen wird auch der Krahn an der Mauer eines Gebäudes befestigt, z. B. in Waarenspeichern, wo der Schnabel

durch eine Thür oder Luke der Mauer aus- und eintreten kann. In solcher Art kann z. B. der Krahn, Fig. 128, aufgestellt werden. Eigenthümlich ist bei diesem Krahn der Anzug der über eine Rolle *G* und eine andere solche

im Schnabel geführten Kette durch die Schraube *NM*, deren Mutter *K* mit dem Kettenende durch die beiden Zugstangen *HK* verbunden ist. Die mögliche Hubhöhe der Last ist bei dieser Anordnung nur klein und der Wirkungsgrad wird, wie bei allen Schraubenwinden, nur ein geringer sein.

Man hat auch Krane so eingerichtet, daß die gehobenen Lasten gleichzeitig abgewogen werden können. Eine derartige Einrichtung, auf dem Principe der George'schen Brückenwagen beruhend (Thl. II), zeigt Fig. 129. Hierbei ist der eigentliche Ausleger *CDE*, welcher die Windevorrichtung *FG*

Fig. 129.



trägt, derart mit der drehbaren Kransäule *AB* verbunden, daß er sich sammt der anhängenden Last bei *C* auf den Querarm *UC* der Säule stützt, indem durch zwei Paare Schienen *PQ* und *RS* das Umschlagen des Krans verhindert ist. Von diesen Schienen umfassen die oberen *PQ* zwei Schneiden, während die unteren *RS* sich gegen eben solche Schneiden stemmen. Wie die gehobene Last sammt dem Ausleger durch Gewichte, welche auf die Wagsschale *K* gelegt werden, abgewogen werden kann, bedarf keiner Erläuterung, und wenn das Verhältniß  $ML : MN$  der Hebelarme des

ungleicharmigen Hebels gleich 10 angenommen wird, so genügt, wie bei einer Decimalwage, zum Tariren ein Gewicht auf der Schale *K*, welches nur dem zehnten Theile der

Fig. 130.

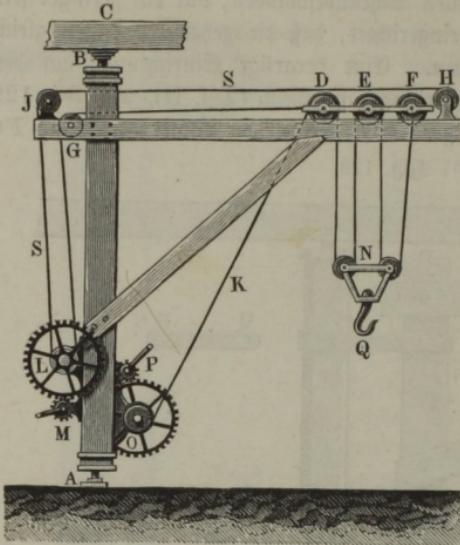
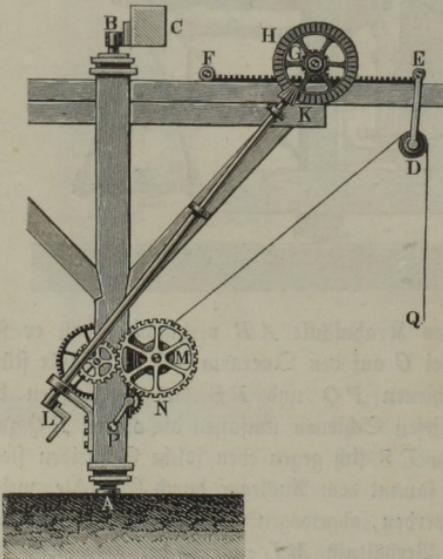


Fig. 131.



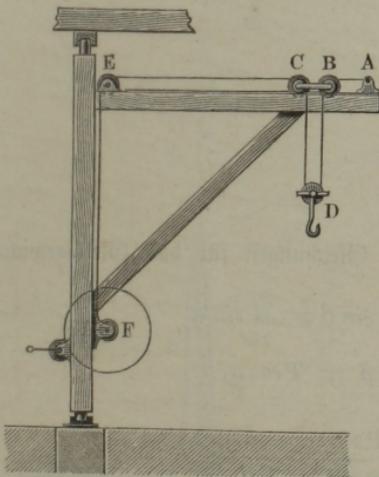
Drehkrane, bei welchen der Abstand der Last von der Krahnjähle veränderlich ist, wie solche Krane in Gießereien gebraucht werden, sind in den Figuren 130 und 131 dargestellt. In Fig. 130 hängt die Last *Q* an der unteren Flasche *N* eines vierrölligen Flaschenzuges, dessen obere Flasche zu einem kleinen Wagen *DF* gestaltet ist, welcher auf den Schienen des horizontalen Auslegerarmes beweglich ist. Der letztere ist hierbei aus doppelten Hölzern gebildet, durch deren Zwischenraum die Kette hindurchtritt. In welcher Weise der Anzug der Kraftkette *K* durch die Winde *PO* geschieht, ist aus der Figur ersichtlich. Um den kleinen Wagen *DF*, die sogenannte Kage, von unten bequem zu bewegen, dient das Seil *S*, welches um die festen Leitrollen *G*, *H*, *J* und um eine Windetrommel *L* geschlungen ist, welche durch die Kurbel *M* und ein Nüdevorgelege gedreht werden kann. Da die beiden Seilenden an der Kage befestigt sind, so muß bei

einer Rechts- oder Linksdrehung der Trommel  $L$  die Last sich der Krahnensäule nähern oder von ihr entfernen.

Bei dem Krahne in Fig. 131 wird die Verschiebung der Last durch die auf dem Ausleger bewegliche Zahnstange  $EF$  bewirkt, welche die Rolle  $ED$  für die Kette trägt, indem ein auf der Axe  $G$  befindliches Zahngetriebe in die Zahnstange eingreift. In welcher Weise dieses Getriebe mittelst der conischen Räder  $K$  und  $H$  von der Kurbel  $L$  in Umdrehung versetzt wird, ist aus der Figur ersichtlich.

Die beiden zuletzt besprochenen Krahne sind mit dem Uebelstande behaftet, daß bei der Verschiebung der Kasse die Last nicht genau in ihrer Höhenlage verbleibt, daß vielmehr in Folge der gewählten Kettenführung die Last  $Q$  um einen gewissen Betrag sinkt, wenn sie der Krahnensäule genähert wird und umgekehrt bei dem Ausfahren etwas gehoben wird. Besonders merklich tritt diese Veränderung der Höhenlage bei dem Krahne Fig. 131 ein, weniger beträchtlich ist sie wegen der mehrfachen Rollenüberetzung bei der in Fig. 130 angegebenen Anordnung. Will man diesen Uebelstand vermeiden, so hat man die Kette entsprechend zu führen, z. B. wie in Fig. 132 so, daß das Kettenende bei  $A$  befestigt ist und um  $B$ ,  $D$  und  $C$ , sowie um die feste Rolle  $E$  geschlungen ist, derart, daß die Kettenlänge von  $F$  bis  $A$  bei horizontaler Verschiebung der Last in allen Stellungen dieselbe Größe hat.

Fig. 132.



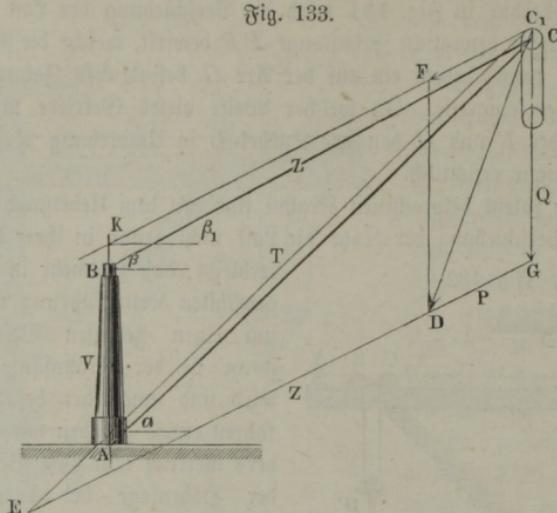
verbleibt, daß vielmehr in Folge der gewählten Kettenführung die Last  $Q$  um einen gewissen Betrag sinkt, wenn sie der Krahnensäule genähert wird und umgekehrt bei dem Ausfahren etwas gehoben wird. Besonders merklich tritt diese Veränderung der Höhenlage bei dem Krahne Fig. 131 ein, weniger beträchtlich ist sie wegen der mehrfachen Rollenüberetzung bei der in Fig. 130 angegebenen Anordnung. Will man diesen Uebelstand vermeiden, so hat man die Kette entsprechend zu führen, z. B. wie in Fig. 132 so, daß das Kettenende bei  $A$  befestigt ist und um  $B$ ,  $D$  und  $C$ , sowie um die feste

Rolle  $E$  geschlungen ist, derart, daß die Kettenlänge von  $F$  bis  $A$  bei horizontaler Verschiebung der Last in allen Stellungen dieselbe Größe hat.

**Statik der Drehkrane.** Um die Stabilitätsverhältnisse eines Dreh- §. 33.  
krahns zu bestimmen, sei  $ABC$ , Fig. 133 (a. f. S.), das durch die Mittellinien der Säule, Strebe und der Zugstangen gebildete Dreieck und möge mit  $\alpha$  die Neigung der Strebe  $AC$ , mit  $\beta$  diejenige der Zugstangen  $BC$  und mit  $\beta_1$  der Neigungswinkel der Zugkette  $K$  gegen den Horizont bezeichnet werden. Vorläufig werde auf das Eigengewicht des drehbaren Krahngestelles keine Rücksicht genommen, und unter  $P$  die für eine Belastung  $Q$  an der Kette erforderliche Zugkraft verstanden. Diese Kettenkraft ist durch die Anordnung von vornherein bestimmt, und zwar kann bei direct an der Kette hängender Last  $P = Q$  und bei Anwendung einer losen Rolle  $P = \frac{Q}{2}$  gesetzt wer-

den, da für die vorliegende Untersuchung die Nebenhindernisse der Rollen vernachlässigt werden können. Man hat nun zur Bestimmung der Streben-

Fig. 133.



kraft  $T$  und der Stangenkraft  $Z$  die Gleichungen für das Gleichgewicht in  $C$ :

$$Q + P \sin \beta_1 + Z \sin \beta = T \sin \alpha$$

und

$$P \cos \beta_1 + Z \cos \beta = T \cos \alpha,$$

woraus man findet:

$$Z = \frac{Q \cos \alpha - P \sin (\alpha - \beta_1)}{\sin (\alpha - \beta)}$$

und

$$T = \frac{Q \cos \beta - P \sin (\beta - \beta_1)}{\sin (\alpha - \beta)},$$

oder wenn man den gewöhnlichen Fall  $\beta = \beta_1$  voraussetzt:

$$P + Z = Q \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha - \beta)}$$

und

$$T = Q \frac{\cos \beta}{\sin (\alpha - \beta)}.$$

Denkt man sich in dem letzteren Falle, d. h. für  $\beta = \beta_1$ , in der Figur  $C_1 G = Q$  und  $C_1 F = P$  gemacht, und zerlegt die Mittelkraft  $C_1 D$  von  $Q$  und  $P$  nach den Richtungen  $C_1 E$  der Strebe und  $EG$  der Zugstangen, so erhält man in  $C_1 E$  die Strebenkraft  $T$ , in  $EG$  die Kraftsumme  $Z + P$  der Zugstangen und Ketten, und da der auf die Säule  $BA$  wirkende



und die auf der Stützfläche daselbst normal stehende Reactionsrichtung\*) durch  $AD$  gegeben sein. Diese Reaction  $R$  und diejenige  $S$  des Zapfens  $B$  müssen zusammen der Belastung  $G + Q$  in  $FJ$  das Gleichgewicht halten. Der Zapfen  $B$  kann daher nur in einer Richtung wirken, welche durch den Durchschnittspunkt  $D$  von  $M$  und  $R$  hindurchgeht, d. h. also in der Richtung  $DB$ . Zerlegt man daher die Mittelkraft  $M = Q + G = JD$  nach  $DA$  und  $DB$ , so erhält man in  $DL$  den auf die Säule in  $A$  vom Ausleger ausgeübten Druck  $R$  und in  $ND$  den Zug  $S$ , mit welchem der Zapfen  $B$  in Anspruch genommen wird. Zerlegt man noch diese beiden Kräfte in ihre horizontalen und verticalen Componenten, so erhält man in  $OL = KD$  die beiden, gleich großen, horizontalen Kräfte  $H$  des Kräftepaars, welches, in  $A$  und  $B$  angreifend, die Säule auf Abbrechen beansprucht. Bezeichnet man mit  $h$  den verticalen Abstand der Angriffspunkte  $A$  und  $B$  und mit  $l, b$  und  $e$  die horizontalen Entfernungen der Kräfte  $Q, M$  und  $G$  von der Axe der Krähnsäule, so hat man das Bruchmoment der Säule

$$Hh = Mb = Ql + Ge.$$

Der Verticaldruck auf die Säule  $AB$  ist durch

$$V = NK + KL = Q + G$$

gegeben, und zwar wird hiervon der Betrag  $NK = V_1$  direct von dem Zapfen  $B$ , der Druck  $KL = V_2$  von dem conischen Halse  $A$  aufgenommen. Wenn dieser Hals, wie meistens der Fall ist, eine cylindrische Form hat, die Reaction  $AD$  also horizontal gerichtet ist, so wirkt der ganze Druck  $V = Q + G$  auf den Spurzapfen  $B$ , wogegen dieser Zapfen und somit auch die Säule zwischen  $A$  und  $B$  gänzlich entlastet ist, sobald der conische Hals bei  $A$  eine solche Neigung hat, daß der Schnittpunkt  $D$  der Reaction  $R$  und der Belastung  $Q + G$  in derselben Höhe mit  $B$  liegt. Bei noch höherer Lage von  $D$  würde der Zapfen  $B$  sogar nach aufwärts gezogen (s. Thl. I, Anhang, §. 38).

Will man die in dem drehbaren Gestelle zwischen  $A$  und  $B$  auftretende Zugkraft  $W$  bestimmen, so hat man die Reaction  $R = LD$  nach den Richtungen der Strebe  $AC$  und der Verbindungslinie  $AB$  zu zerlegen und man erhält in  $UD = W$  die Kraft in dem Gestellrahmen und in  $LU$  die Strebenkraft  $T$ . Zerlegt man noch die Last  $Q = CQ$  nach den Richtungen  $CA$  und  $BC$ , so erhält man in  $ZQ = Z$  die Anstrengung der Zugstangen und Ketten.

Um ein Umkippen des Krähns zu verhüten, muß der Anker  $A_1 A_1$  mit einer Kraft  $X$  reagieren, welche durch die Gleichung  $(Q + G) b = Xf$

\*) Streng genommen hätte man die Reactionsrichtung der Säule um den Reibungswinkel von der Normale in  $A$  abweichend anzunehmen.

gegeben ist, wenn  $f$  die horizontale Entfernung der Anker  $A_1$  und  $B_1$  bedeutet. Dem hieraus folgenden Werthe von  $X$  entsprechend muß das Gewicht des von den Ankern auf jeder Seite gefaßten Mauerwerkes bemessen sein, um ein Kippen des Krahns nach jeder Richtung zu verhindern.

Die Ermittlung der in dem Krahngestelle zur Wirkung kommenden Kräfte wird in jedem Falle am einfachsten auf graphischem Wege, wie hier, geschehen können, da die analytischen Formeln in jedem einzelnen Falle eine andere, meistens sehr unbequeme Gestalt annehmen (s. hierüber auch Thl. I, Anhang, S. 38 und 46).

Die Ermittlung der zum Heben einer Last  $Q$  an der Kurbel erforderlichen Betriebskraft  $P$  ist genau in derselben Weise vorzunehmen, wie dies in §. 8 und 11 hinsichtlich der Flaschenzüge und Winden mit Vorgelege gezeigt worden ist. Bezeichnet man mit  $\eta_1$  den Wirkungsgrad der Leitrolle in dem Schnabel des Krahnes incl. des etwa angewendeten Flaschenzuges, ferner mit  $\eta_2$  den Wirkungsgrad der Kettentrommel und mit  $\eta_3, \eta_4 \dots$  die Wirkungsgrade der auf einander folgenden Vorgelege, so hat man hier wie bei allen zusammengesetzten Getrieben den Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung zu

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \dots$$

Die geringen Reibungswiderstände, welche in den Unterstützungsrollen der Kette auftreten, kann man in den meisten Fällen als unerheblich vernachlässigen; will man sie in Rechnung stellen, so hat man die Spannung  $S$  der Kette zwischen der Kettentrommel und der Schnabelrolle um die Größe  $\varphi \frac{r}{r}$  größer anzunehmen, wenn  $G_1$  das Gewicht dieses Kettenstückes und  $\frac{r}{r}$  das Verhältniß der Halbmesser der Zapfen und der Rollen ist, so

daß man für diese Unterstützungsrollen den Wirkungsgrad  $\frac{S}{S + \varphi \frac{r}{r} G_1}$

in Rechnung stellen kann, welcher Werth immer nur sehr wenig von der Einheit verschieden sein wird. Wenn nun das Verhältniß der gleichzeitigen Wege der Kraft  $P$  an der Kurbel und der Last  $Q$  durch  $n$  ausgedrückt ist, so hat man wieder die Kraft

$$P = \frac{1}{\eta} \frac{Q}{n}.$$

Bei den gewöhnlichen Uferkränen von 100 bis 200 Centner Belastung, wie sie in der Regel mit einer losen Rolle und einer Winde mit doppeltem Vorgelege versehen sind, wird man meistens einen durchschnittlichen Wirkungsgrad von 0,75 bis 0,80 annehmen können. In jedem Falle ist eine

genauere Ermittlung des Effectes mit Hülfe der im Früheren angegebenen Formeln und Tabellen oder auf graphischem Wege leicht zu bewirken.

Auch über die Anordnung der Bremse und die zum gleichmäßigen Niederlassen der Last erforderliche Bremskraft ist bereits bei der Behandlung der Winden (§. 11) und Bremsen (Thl. III, 1, Cap. 9) das Nähere angegeben, weswegen eine Wiederholung hier überflüssig erscheint.

Eine besondere Ermittlung ist indessen noch hinsichtlich der zum Drehen oder Umschwenken des Krahnens erforderlichen Kraft nothwendig. Bei dieser Drehung sind die Reibungswiderstände zu überwinden, welche das belastete Krahnengestell an den beiden Zapfen der Krahnensäule findet, wogegen die aus der Trägheit der in Bewegung zu setzenden Massen folgenden Widerstände wegen der geringen Geschwindigkeit bei allen Handkrahnen außer Acht gelassen werden können.

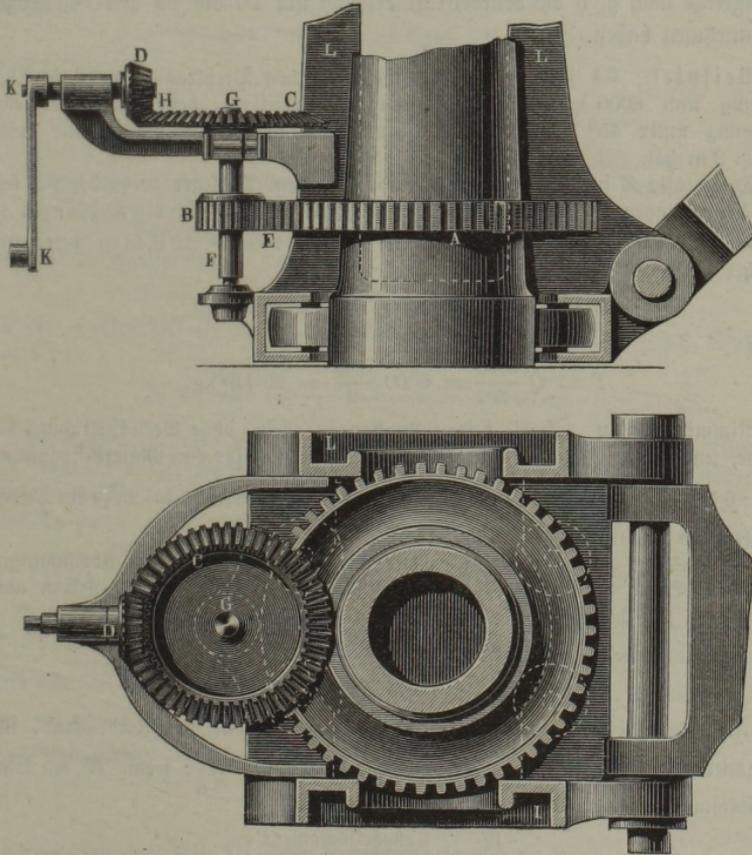
Bezeichnet wie oben  $V = Q + G$  den verticalen Druck, mit welchem das drehbare Gestell auf die Krahnensäule drückt, so wird dieser Druck bei Annahme eines cylindrischen Säulenhalses  $A$  gänzlich von dem Spurzapfen  $B$  aufgenommen, dessen Halbmesser  $r$  sein mag. — Als Hebelarm für diese Spurreibung  $\varphi V$  hat man daher den Reibungshalbmesser  $\frac{2}{3}r$  einzuführen. Außerdem erzeugt das Kräftepaar der Horizontalbrücke  $H$  an demselben Zapfen eine Seitenreibung, deren Moment  $\varphi Hr$  ist, während das Reibungsmoment an dem cylindrischen Halszapfen  $A$  vom Halbmesser  $r$  wegen der Reibungsrollen durch  $\varphi Hr \frac{r_1}{r_1}$  gegeben ist, wenn  $r_1$  der Halbmesser einer Rolle und  $r_1$  der ihres Zapfens ist. Das Moment aller Reibungswiderstände, die dem Umschwenken des Krahnens sich entgegensetzen, ist daher

$$M = \varphi V \frac{2}{3} r + \varphi H \left( r + r \frac{r_1}{r_1} \right) = \varphi (Q + G) \frac{2}{3} r + \varphi \frac{Q + G}{h} b \left( r + r \frac{r_1}{r_1} \right) = \varphi (Q + G) \left[ \frac{2}{3} r + \frac{b}{h} \left( r + r \frac{r_1}{r_1} \right) \right].$$

Es sei nun, Fig. 135,  $AE = a_1$  der Halbmesser des auf der Krahnensäule  $A$  befestigten Zahnrades  $AE$ , in welches ein Triebrad  $B$  vom Halbmesser  $b_1$  eingreift, das auf der mit dem drehbaren Gestelle  $LL$  verbundenen Welle  $FG$  sitzt. Diese Welle trage ferner ein größeres conisches Rad  $C$  vom Halbmesser  $c$ , dessen zugehöriges auf der Kurbelwelle  $K$  befindliches Getriebe  $D$  den Halbmesser  $d$  haben möge, so findet man die Kraft an dem Kurbelarme  $K$  von der Länge  $l$  wie folgt. Sei  $P_1$  der an den Zähnen des festen Rades bei  $E$  wirkende Druck und  $P_2$  derjenige an den conischen Rädern bei  $H$  auftretende, so hat man, von Nebenhindernissen abgesehen,  $P_1 b_1 = P_2 c$  und es ist daher der auf die Axe  $FG$  wirksame

Druck durch  $P_3 = P_1 + P_2 = P_2 \frac{b_1 + c}{b_1}$  gegeben. Soll nun dieser Lagerdruck  $P_3$ , dessen Abstand von der Säulenmitte durch  $a_1 + b_1$  ge-

Fig. 135.



geben ist, im Stande sein, die Umdrehung des Krans zu bewirken, so muß  $M = P_3 (a_1 + b_1) = P_2 \frac{b_1 + c}{b_1} (a_1 + b_1)$  sein, und man hat daher die an der Kurbel  $K$  erforderliche Druckkraft, abgesehen von den Reibungswiderständen der Zahnradvorgelege

$$P = \frac{d}{l} P_2 = \frac{d}{l} \frac{M}{a_1 + b_1} \frac{b_1}{b_1 + c'}$$

worin  $M$  das im Obigen entwickelte Moment der Reibung

$$M = \varphi (Q + G) \left[ \frac{2}{3} r + \frac{b}{h} \left( r + r \frac{r_1}{r_1} \right) \right]$$

bedeutet. Mit Rücksicht auf die Widerstände an den Zähnen und Zapfen der Vorgelege wird man unter Einführung des Wirkungsgrades für diese Vorgelege nach §. 3 die Kurbelkraft  $P$  etwa um 10 bis 15 Procent größer anzunehmen haben.

Beispiel. Es sind die Verhältnisse für einen Drehkrah von 6 m Ausladung und 6000 kg Maximalbelastung zu ermitteln, dessen Ausleger eine Neigung unter  $45^\circ$  gegen den Horizont, und dessen Krahnssäule eine Höhe  $h = 2$  m hat.

Die Kräfte  $Z$  in den Zugstangen und  $T$  in dem Ausleger verhalten sich wie die bezw. Längen der Seiten des Krahndreiecks, welche sich für die Zugstangen zu  $\sqrt{4^2 + 6^2} = 7,21$  m und für die Strebe zu  $\sqrt{2 \cdot 6^2} = 8,48$  m berechnen. Daher hat man

$$Z = Q \frac{7,21}{h} = 6000 \frac{7,21}{2} = 21\,630 \text{ kg}$$

und

$$T = Q \frac{8,48}{h} = 6000 \frac{8,48}{2} = 25\,440 \text{ kg.}$$

Nimmt man an, daß die beiden Zugstangen allein, ohne Berücksichtigung der Kette, jene Anstrengung aushalten sollen, so ergibt sich für eine Materialspannung  $k = 6$  kg der Querschnitt jeder Stange zu  $\frac{21\,630}{2 \cdot 6} = 1803$  qmm, wozu ein Durchmesser von 48 mm gehört.

Der Ausleger wird auf Zerschnitten wie eine an beiden Enden mit Abrundungen versehene Säule beansprucht, und man findet den Querschnitt  $F$  desselben nach Thl. I, §. 274 durch

$$P = F \frac{K_{II}}{\frac{l^2}{\pi^2 u v} + 1}$$

Hierin bedeutet  $l$  die Länge,  $K_{II}$  den Festigkeitsmodul des Zerdrückens, für Schmiedeeisen  $K_{II} = 22$  kg; ferner  $v$  das Verhältniß  $\frac{E}{K_{II}}$ ; wenn  $E$  den Elasticitätsmodul ( $E = 20\,000$ ) bezeichnet und

$$u = \frac{W}{F} = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Querschnittsfläche}}$$

Im vorliegenden Falle ist für Schmiedeeisen  $v = \frac{20\,000}{22} = 910$ , und für einen ringförmigen Querschnitt vom äußeren Durchmesser  $d$  und dem inneren Durchmesser  $d_1 = 0,96 d$  hat man

$$F = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) = \frac{\pi}{4} (1 - 0,96^2) d^2 = 0,0615 d^2$$

und

$$u = \frac{W}{F} = \frac{\frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4)}{\frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)} = \frac{1}{16} (1 + 0,96^2) d^2 = 0,120 d^2.$$

Setzt man diese Werthe in obige Formel ein und nimmt eine sechsfache Sicherheit an, so erhält man aus

$$6 \cdot 25440 = 0,0615 d^2 \frac{22}{\frac{8480^2}{9,87 \cdot 0,120 d^2 \cdot 910} + 1}$$

in derselben Art, wie in dem Beispiel zu Thl. I, §. 274:

$$d = 336 \text{ mm, daher } d_1 = 0,96 \cdot 336 = 322 \text{ mm,}$$

also eine Blechstärke

$$\delta = \frac{d - d_1}{2} = 7 \text{ mm.}$$

Um auch die Dimensionen der Krähnsäule zu bestimmen, hat man auf das Eigengewicht des drehbaren Auslegers  $G$  Rücksicht zu nehmen. Beträgt dasselbe zufolge einer überschläglichen Ermittlung etwa 1500 kg, und hat der Schwerpunkt desselben einen Abstand von der Ase gleich 1,5 m, so findet man den Verticaldruck auf die Säule zu

$$V = Q + G = 6000 + 1500 = 7500 \text{ kg,}$$

und die Horizontalkraft  $H$  des auf Abbrechen der Säule wirkenden Kräftepaars zu

$$H = \frac{6000 \cdot 6 + 1500 \cdot 1,5}{h} = 19125 \text{ kg.}$$

Diese Horizontalkraft sucht die hohle gußeiserne Säule abzubrechen. Giebt man derselben unten, wo sie aus der Fundamentplatte heraustritt, einen äußeren Durchmesser  $D$  und einen inneren Durchmesser  $D_1 = 0,7 D$ , so ermittelt sich unter Annahme einer zulässigen Spannung  $k = 3 \text{ kg}$  der Durchmesser  $D$  aus

$$H \cdot h = 19125 \cdot 2000 = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - D_1^4}{D} k = \frac{\pi}{32} (1 - 0,7^4) 3 D^3$$

zu  $D = 555 \text{ mm}$  oder rund  $560 \text{ mm}$ . Der innere Durchmesser beträgt daher  $0,7 \cdot 560 = 392 \text{ mm}$ , so daß die Säule an der betreffenden Stelle eine Wandstärke von  $\frac{560 - 392}{2} = 84 \text{ mm}$  erhält. Auch der obere Zapfen wird durch den Zug  $H$  auf Bruch angestrengt. Nimmt man für diesen aus Gußstahl anzufertigenden Zapfen ein Längenverhältniß

$$\lambda = \frac{l}{d} = 1,$$

so findet man nach Thl. III, 1, §. 3 den Durchmesser zu

$$d = 2,26 \sqrt{P \frac{\lambda}{k}},$$

oder für  $k = 10$  und  $P = H = 19125 \text{ kg}$ :

$$d = 0,72 \sqrt{19125} = 100 \text{ mm.}$$

Da der Querschnitt dieses Zapfens gleich  $\frac{\pi}{4} 100^2 = 7854 \text{ qmm}$  ist, so wird durch den Verticaldruck  $V = 7500 \text{ kg}$  die Spannung in den äußersten Fasern um  $\frac{7500}{7854} = 0,95 \text{ kg}$  per Quadratmillimeter einerseits vergrößert, andererseits vermindert, so daß die größte Faserspannung  $10,95 \text{ kg}$  beträgt.

Um die Windevorrichtung zu berechnen, sei angenommen, daß die Last mittelst einer losen Rolle angehängt sei, und möge der Wirkungsgrad des aus dieser losen Rolle und der festen Schnabelrolle gebildeten zweirolligen Flaschenzuges zu 0,95 angenommen werden. Dann ist die nach der Trommel geführte Kette einem Zuge unterworfen, welcher sich zu  $\frac{1}{0,95} \frac{6000}{2} = 3160$  kg bestimmt. Diesem Zuge entsprechend ermittelt sich die erforderliche Ketteneisenstärke (s. Thl. III, 1, §. 119) zu  $\delta = 0,326 \sqrt{3160} = 18,3$  mm. Nimmt man dementsprechend einen Trommelhalbmesser von 0,18 m gleich etwa  $10\delta$  an, und setzt für jedes der beiden anzuordnenden Rädervorgelege einen Wirkungsgrad von 0,90 voraus, so erhält man die Umsehung  $n$  der beiden Vorgelege, welche erforderlich ist, wenn vier Arbeiter mit je 15 kg Druck an Kurbeln von 0,40 m Länge die Last bewältigen sollen, durch die Gleichung

$$4 \cdot 15 \cdot 0,4 \cdot 0,90 \cdot 0,90 = \frac{3160 \cdot 0,18}{n}$$

zu  $n = 29,3$ . Dieses Umseungsverhältnis ließe sich passend erzielen durch ein Verhältnis für das erste Vorgelege von 1:5 und für das zweite von 1:5,9.

Um auch die Drehvorrichtung zu beurtheilen, findet man zunächst das zu überwindende Reibungsmoment, einen Reibungscoefficienten  $\varphi = 0,1$  vorausgesetzt, zu:

$$M = 0,1 V \frac{1}{3} \cdot 0,100 + 0,1 H \frac{1}{2} \cdot 0,100 + 0,1 H \frac{r}{r} \cdot 0,28,$$

worin  $\frac{r}{r}$  das Halbmesserverhältnis der Frictionsrollen etwa  $\frac{1}{4}$  gesetzt werden kann. Hiermit wird

$$M = 0,1 \frac{7500}{3} \cdot 0,100 + 0,1 \frac{19125}{2} \cdot 0,100 + 0,1 \frac{19125}{4} \cdot 0,28 = 254,5 \text{ mkg.}$$

Hat nun das Stirnrad auf der Krahn säule einen Halbmesser  $a = 0,35$  m, das eingreifende Getriebe einen solchen  $b = 0,08$  m, sind ferner die Halbmesser der conischen Räder zu  $c = 0,25$  m und  $d = 0,05$  m und die Kurbellänge zu 0,35 m angenommen, so erhält man unter Voraussetzung eines Wirkungsgrades  $\eta = 0,85$  der Drehvorrichtung die an der Kurbel erforderliche Kraft zum Umschwenken des Krahns durch

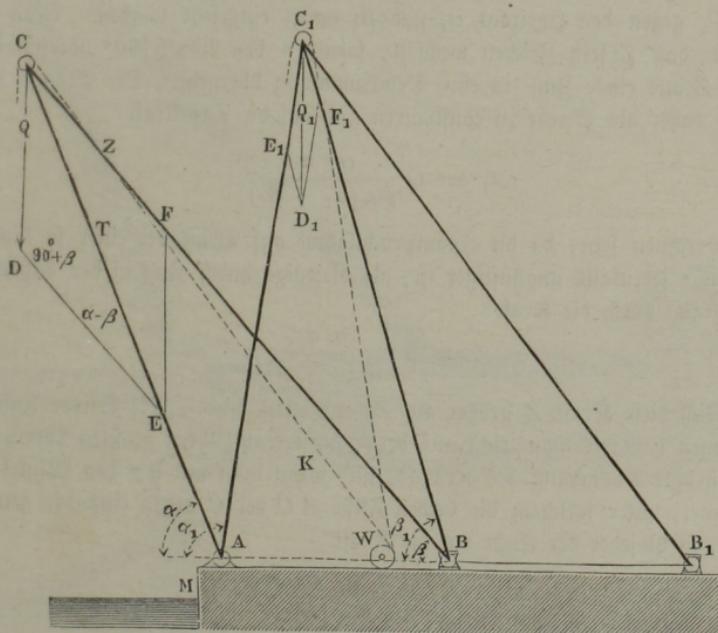
$$P = \frac{1}{\eta} \frac{d}{l} \frac{M}{a+b} \frac{b}{b+c} = \frac{1}{0,85} \frac{0,05}{0,35} \frac{254,5}{0,43} \frac{0,08}{0,33} = 24,1 \text{ kg,}$$

welche Kraft durch zwei Arbeiter bequem ausgeübt werden kann.

§. 34. **Scheerenkrahne.** Zur Ausrüstung der Schiffe, Aufstellung der Masten, zum Einbau der Kessel und Maschinen in Dampfschiffen u. benutzt man große Vockgerüste, welche aus zwei langen, von der Kai-mauer  $M$ , Fig. 136, aus schräg ausladenden Beinen  $AC$  bestehen, die, bei  $C$  gegen einander geneigt, daselbst durch eine Traverse vereinigt sind, von welcher eine Kette oder eine Strebe, bezw. ein Strebenpaar  $CB$  ausgeht, das bei  $B$  dem bedeutenden Zuge dieses Gliedes entsprechend verankert ist. Die Traverse  $C$  dient gleichzeitig zur Anbringung einer festen Rolle oder der festen Flasche eines Flaschenzuges, an dessen anderer Flasche die Last  $Q$

hängt, deren Erhebung mit Hilfe der Winde  $W$  bewirkt wird, durch welche die Kette  $K$  angezogen wird. Vermittelt dieser Anordnung, bei welcher die Füße  $AC$  auf Druck, die Stangen oder Ketten  $BC$  dagegen auf Zug beansprucht werden, kann man die Last nur in verticaler Richtung bewegen. In neuerer Zeit hat man diesen Gerüsten eine solche Anordnung gegeben, vermöge deren auch eine Bewegung der Last in horizontaler Richtung erreicht werden kann. Dies geschieht dadurch, daß man den dritten Fuß  $BC$  entweder mit seinem Fußende  $B$  in der Geraden  $BB_1$  verschieblich macht,

Fig. 136.



wodurch der Schnabel  $C$  nach  $C_1$  und die Last nach  $Q_1$  gelangt, oder dadurch, daß man den Fuß  $BC$  bei fest gehaltenem Fußlager  $B$  auf die Länge  $BC_1$  verkürzt. In beiden Fällen kann der dritte Fuß nun nicht mehr durch eine Kette ersetzt werden, da er von dem Augenblicke an einer Druckspannung unterworfen ist, in welchem die Streben  $AC$  die verticale Lage passiren. Daß hierbei der Ausleger bei  $A$  sowohl wie bei  $C$  drehbar sein muß, ist von selbst klar.

Bezeichnet man hierbei mit  $\alpha$  den Neigungswinkel, welchen die Ebene der Füße  $AC$  mit dem Horizonte in der äußersten Ausladung bildet, und ist  $\beta$  dabei die Neigung der Zugstange  $BC$  gegen den Horizont, so werden, wenn man den Zug der Kette  $K$  unberücksichtigt läßt, die durch die Last  $Q$  hervor-

gerufenen Spannungen durch Zerlegung von  $Q$  nach  $CA$  und  $CB$  gefunden durch

$$CE = T = Q \frac{\cos \beta}{\sin (\alpha - \beta)} \text{ in der Strebe } AC$$

und

$$CF = Z = Q \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha - \beta)} \text{ in der Stange } BC.$$

Dieselben Formeln gelten auch für die Stellung  $A C_1 B_1$ , und man erhält hierfür die Kräfte  $T_1$  und  $Z_1$ , wenn die Neigungen von  $A C_1$  und  $B_1 C_1$  gegen den Horizont  $\alpha_1$  und  $\beta_1$  darin eingesetzt werden. Man erkennt, daß  $Z$  sein Zeichen wechselt, sobald  $\alpha$  den Werth  $90^\circ$  überschreitet, also  $Z$  aus einer Zug- in eine Druckspannung übergeht. Die Stange  $BC$  wird daher als Strebe zu construiren und auf die Druckkraft

$$Z_1 = Q \frac{\cos \alpha_1}{\sin (\alpha_1 - \beta_1)}$$

zu berechnen sein, da die Inanspruchnahme auf Druck bei einer so langen Stange jedenfalls ungünstiger ist, als diejenige durch Zug in der äußersten Stellung durch die Kraft

$$Z = Q \frac{\cos \alpha}{\sin (\alpha - \beta)}$$

obgleich diese Kraft  $Z$  größer als  $Z_1$  ausfallen wird. Die Strebenkraft  $T$  dagegen hat, wie man leicht aus der Figur erkennt, ihren größten Werth für die größte Ausladung des Krans, und wenn man mit  $2\gamma$  den Winkel bezeichnet, unter welchem die beiden Füße  $AC$  bei  $C$  gegen einander geneigt sind, so ist jeder der Füße auf die Kraft

$$\frac{T}{2 \cos \gamma} = \frac{Q}{2} \frac{\cos \beta}{\cos \gamma \sin (\alpha - \beta)}$$

zu berechnen. Diese Berechnung ist nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit (Thl. I, §. 278 u. f.) auszuführen, da die Durchbiegung durch das Eigengewicht der Streben bei deren großer Länge nicht außer Acht gelassen werden darf.

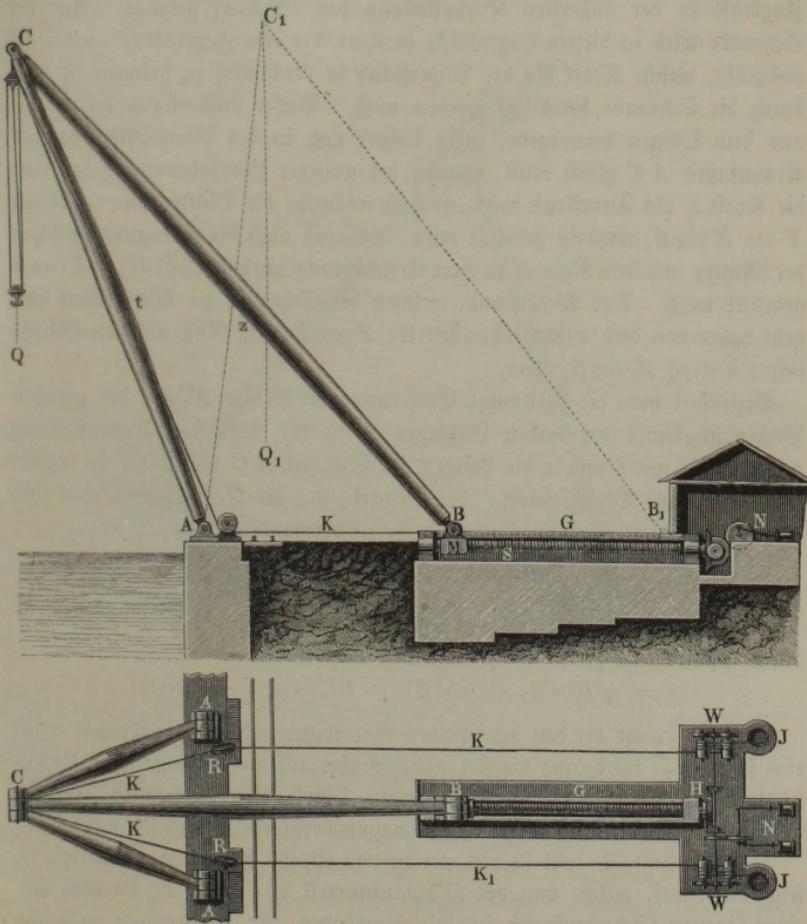
In welcher Weise der horizontale Transport der Last bewirkt wird, ist aus den folgenden beiden Figuren ersichtlich.

In Fig. 137 ist die ältere an einem Scheerenkranne zu Pola\*) angewandte Construction dargestellt, bei welcher die Strebe  $CB$  am unteren Ende  $B$  zu einer Gabel gestaltet ist, welche die Mutter einer kräftigen Schraube  $S$  an zwei Zapfen erfäßt. Da diese Mutter  $M$  in einer prismatischen

\*) Excursionsbericht von Kiedler, Skizze 70.

tischen Führung *G* geleitet ist, welche die Drehung der Mutter verhindert, so muß bei einer Drehung der Schraube *S* die Mutter *M* sich von *B* nach *B*<sub>1</sub> verschieben, wodurch die Last von *Q* nach *Q*<sub>1</sub> befördert wird. Die

Fig. 137.



Drehung der Schraube *S* nach der einen oder anderen Richtung geschieht mit Hilfe des conischen Wendegetriebes *H* von einer Dampfmaschine *N* aus, die auch die Trommeln zweier Winden *W* in Bewegung setzt, deren Ketten *K* über feste Leitrollen *R* nach den von *C* herabhängenden Flaschenzügen geführt sind. Wegen der großen Länge der Ketten ist jede Winde mit zwei Trommeln nach Art der Fig. 53 ausgeführt, und dienen die Gruben *J* zur Aufnahme der frei werdenden Ketten.

Damit die Schraube  $S$  einem Zuge senkrecht zu ihrer Aze nicht ausgesetzt wird, ist das Führungsprisma  $G$  in geeigneter Weise zu formen und derartig mit dem Fundamentmauerwerk zu verankern, daß es einer vertical nach oben gerichteten Zugkraft  $V = Z \sin \beta$  zu widerstehen vermag, welche Zugkraft in der äußersten Krahnstellung zur Wirkung gelangt. Auf die Schraube wird in diesem Augenblicke in ihrer Aze eine Zugkraft  $H = Z \cos \beta$  ausgeübt, welche Kraft als der Widerstand in Rechnung zu bringen ist, der durch die Schraube bewältigt werden muß. Dieser Widerstand wird, wie aus dem Obigen hervorgeht, stetig kleiner und in der Verticalstellung des Krahnfußes  $AC$  gleich Null, worauf bei weiterer Hereinbewegung der Last die Kraft  $Z$  als Druckkraft wirkt, so daß nunmehr die Mutter mit der Kraft  $V = Z \sin \beta$  abwärts gedrückt wird, während auch die Schraube zwischen der Mutter und dem Rade  $H$  in ihrer Azenrichtung mit der Kraft  $H = Z \cos \beta$  gedrückt wird. Der Widerstand, welchen die Schraube zu überwinden hat, geht daher von dem anfänglichen Werthe  $Z \cos \beta$  durch Null auf den schließlichen Betrag  $Z_1 \cos \beta_1$  über.

Bezeichnet man die horizontale Entfernung der Mutter  $M$  von der geraden Verbindungslinie der beiden Fußlager  $A$  in der äußersten Krahnstellung mit  $a$ , und mit  $t$  und  $z$  die Längen der Streben  $AC$  und  $BC$ , so ergibt sich die nöthige Verschiebung  $f$  der Mutter, um die Neigungswinkel  $\alpha$  und  $\beta$  der Streben in diejenigen  $\alpha_1$  und  $\beta_1$  zu verwandeln, aus

$$a = z \cos \beta - t \cos \alpha$$

und

$$a + f = z \cos \beta_1 - t \cos \alpha_1$$

durch Subtraction zu

$$f = z (\cos \beta_1 - \cos \beta) - t (\cos \alpha_1 - \cos \alpha).$$

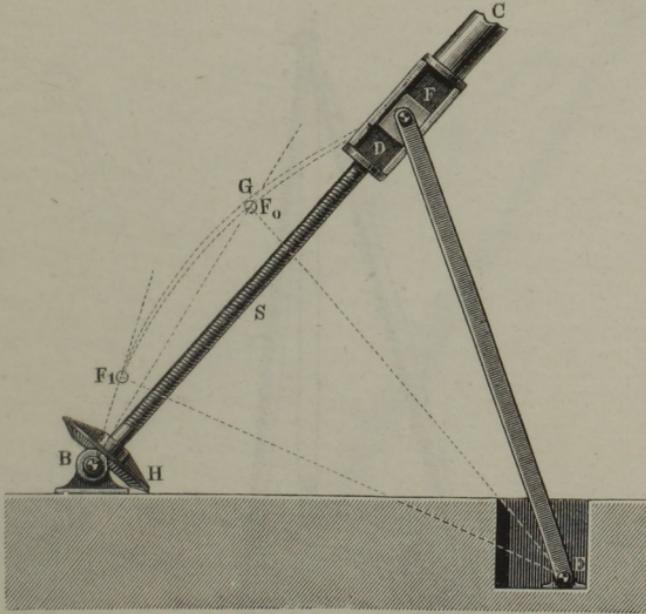
Da diese Länge bei den bedeutenden Ausladungen derartiger Krahne meist eine sehr große wird, und die Schraubenspindel auf dieser Länge ohne Unterstützung frei liegen muß, so ist eine große Stärke dieser Schraube erforderlich, wodurch namentlich auch die Reibungswiderstände bedeutende werden.

Dieser Uebelstand tritt in viel geringerem Grade bei der Construction <sup>\*)</sup>, Fig. 138, auf, welche von der Maschinenfabrik Waltjen in Bremen für einen großen Scheerentkrahnen in Wilhelmshaven zur Anwendung gebracht worden ist. Hierbei ist die Schraubenspindel  $S$  zur Einwärtsbewegung des Krahnens bei  $B$  gelenkig an ein festes Lager angeschlossen und findet ihre Mutter in dem unteren Ende der Strebe  $CF$ . Wird nun durch das conische Rad  $H$  die Schraubenspindel  $S$  von der Dampfmaschine gedreht, so schraubt sich die Mutter auf der Spindel  $S$  herab, was auf eine Verkürzung des Fußes  $BC$  hinauskommt. Es ist leicht zu erkennen, daß die Länge der

<sup>\*)</sup> S. R ü h l m a n n, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. IV.

Schraube hierbei wesentlich geringer ausfällt, als dies unter sonst gleichen Verhältnissen bei dem Krahne, Fig. 137, der Fall sein würde, denn zieht man in Fig. 136 die Horizontale  $BB_1$  durch die Aze  $B$  und macht  $C_1B_1 = CB = z$ , so ist in jenem Falle die Verschiebung der Mutter  $M$

Fig. 138.



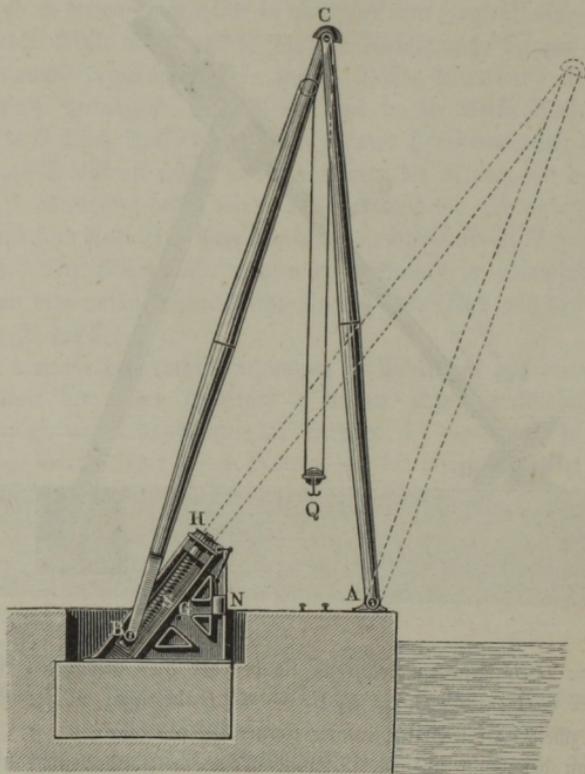
durch  $f = BB_1$  gegeben, während sie bei der hier gewählten Anordnung nur  $f' = CB - C_1B = C_1B_1 - C_1B$  beträgt, welche Größe als Differenz zweier Dreieckseiten immer kleiner ist, als die dritte.

Der von der Schraube zu überwindende Widerstand besteht hier in der Kraft  $Z$  der Strebe, welche Kraft auch hier anfänglich bis zur Verticalstellung des Auslegers als Zugkraft und darauf als Druckkraft wirkt.

Mit Rücksicht auf die letztere Beanspruchung wird das Ende  $F$  der Strebe durch einen um den festen Punkt  $E$  drehbaren Lenker  $FE$  geführt, welcher so anzubringen ist, daß der von dem Zapfen  $F$  dabei beschriebene Kreisbogen  $FF_0F_1$  sich möglichst nahe der Bahn  $FGF_1$  anschließt, in welcher der zu führende Endpunkt der Strebe  $CD$  sich bewegt. Da die Bahn dieses letzteren Punktes indeß nicht genau mit einem Kreisbogen übereinstimmt, so erkennt man die Nothwendigkeit, den Lenker  $EF$  bei  $F$  mit einem Schlittenstücke zu versehen, welches einer geringen Verschiebung in einer an der Strebe  $CD$  angebrachten Coulissenführung fähig ist.

Eine dritte Construction von Clark\*), welche durch Fig. 139 veranschaulicht ist, dürfte nunmehr ohne weitere Erklärung deutlich sein. Die Schraube *S* ist hier in dem festen Gestelle *G* gelagert und ihre mit zwei Stirnzapfen versehene Mutter wird von dem gabelartigen Ende *B* der Strebe

Fig. 139.



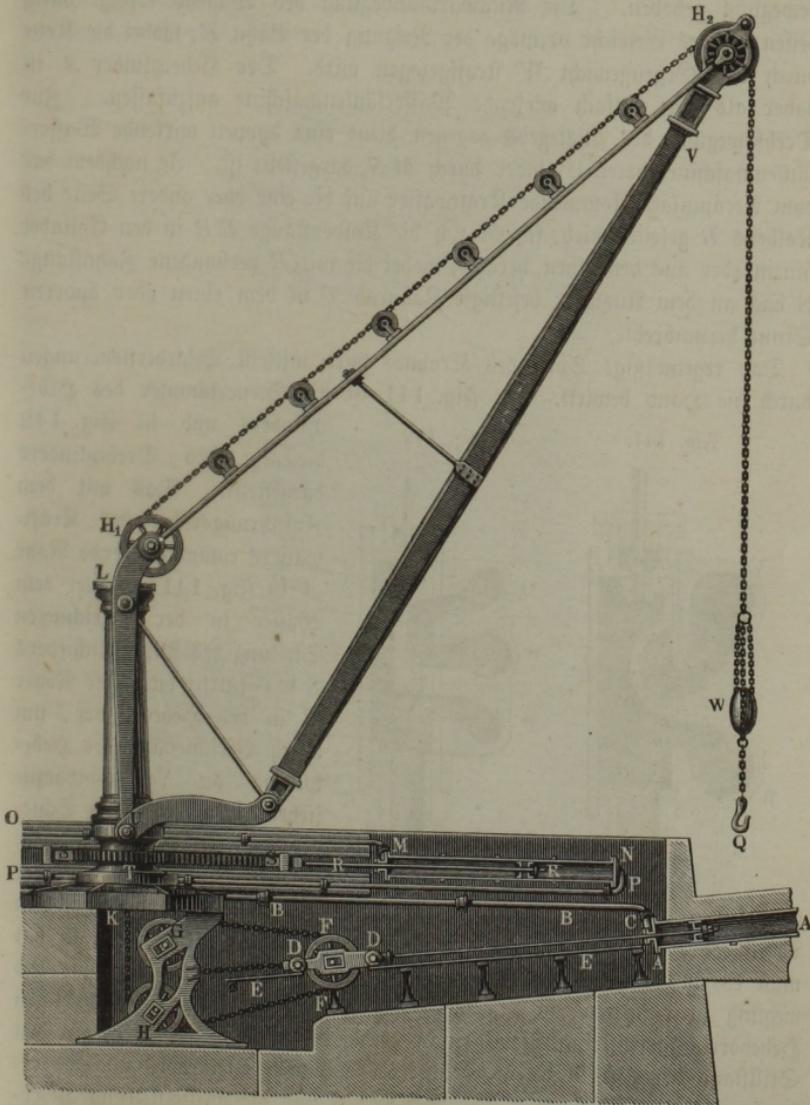
angegriffen. Die Drehung der Schraubenspindel *S* erfolgt hierbei mit Hilfe des Schneckenrades *H*, dessen Schraube ohne Ende von der Dampfmaschine *N* direct bewegt wird.

- §. 35. **Hydraulische Krahn** sind in neuerer Zeit vielfach zur Anwendung gekommen. In Fig. 140 ist ein solcher von Armstrong ausgeführter Krahn dargestellt. Um den festen hohlen Ständer *KL* dreht sich hier der Ausleger *UV*, welcher die beiden Kettenrollen *H<sub>1</sub>* und *H<sub>2</sub>* zur Leitung der genau in der Ase des Ständers geführten Kette trägt. Die letztere, welche

\*) S. Excursionsbericht von Niederer, Skizze 71.

am freien Ende direct mit dem Lasthafen zur Aufnahme der Last  $Q$  sowie mit einem Contregewicht  $W$  zur Rückführung versehen ist, findet sich am

Fig. 140.



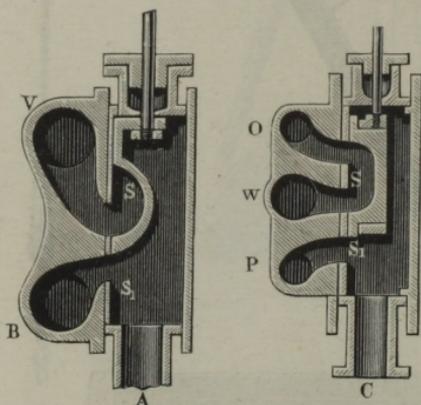
Zugende nach Umföhrung um die Rollen  $H$ ,  $F$  und  $G$  an dem Wagen  $DD$  befestigt, welcher die lose Rolle  $F$  trägt. Wird dieser Wagen mit der Rolle  $F$

auf der geneigten Schienenbahn *EE* durch die Kolbenstange des in dem Cylinder *A* beweglichen Kolbens angezogen, so wird bei der gewählten Kettenführung die Last *Q* um nahe den dreifachen Betrag der Kolbenbewegung gehoben. Die Rückwärtsbewegung des Wagens erfolgt durch dessen eigenes Gewicht vermöge der Neigung der Bahn *E*, wobei die Kette durch das Gegengewicht *W* straffgezogen wird. Der Hebecylinder *A* ist daher als eine einfach wirkende Wasser säulenmaschine aufzufassen. Zur Drehbewegung des Auslegers dagegen dient eine doppelt wirkende Wasser säulenmaschine, deren Cylinder durch *MN* dargestellt ist. Je nachdem das vom Accumulator kommende Kraftwasser auf die eine oder andere Seite des Kolbens *R* geleitet wird, schiebt sich die Kolbenstange *RR* in den Cylinder hinein oder aus demselben heraus, wobei die mit *R* verbundene Zahnstange *S* das an dem Ausleger befestigte Zahnrad *T* in dem einen oder anderen Sinne herumdreht.

Das regelmäßige Spiel des Krahnes wird mittelst Schiebersteuerungen durch die Hand bewirkt. In Fig. 141 ist die Steuerkammer des Hebecylinders und in Fig. 142 diejenige des Drehcylinders dargestellt.

Fig. 141.

Fig. 142.

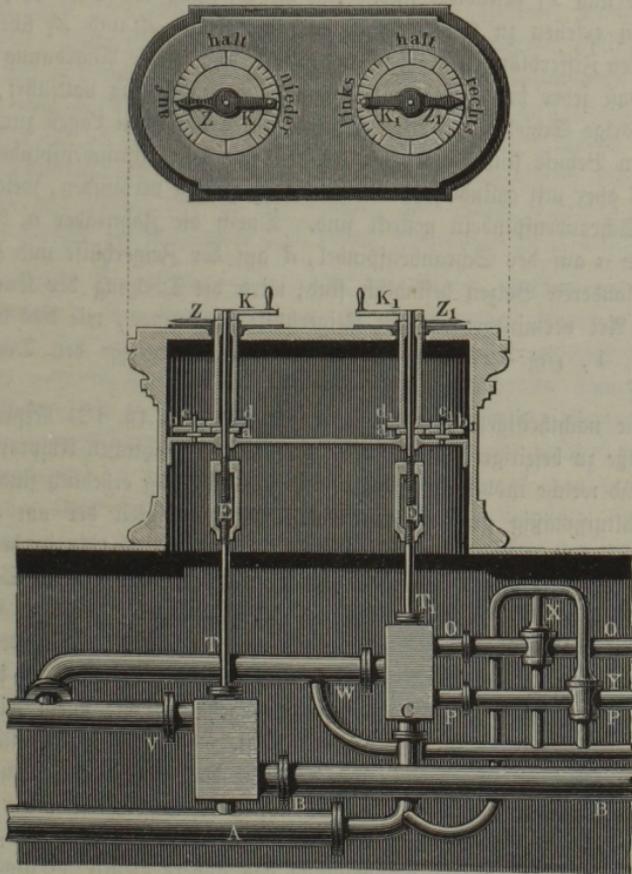


Das mit dem Zuführungsrohre des Kraftwassers communicirende Rohr *A* in Fig. 141 gestattet dem Wasser in der gezeichneten Stellung des Muschelschiebers *S* den Zutritt durch die Röhre *B* in den Hebecylinder, um durch Verschiebung des Hebecolbens die Last emporzuziehen. Wird jedoch der Schieber nach *S*<sub>1</sub> heruntergeschoben, so wird dem in dem Cylinder

befindlichen Wasser ein Ausweg aus *B* durch die Schieberhöhhlung nach dem Abflußrohre *V* ermöglicht. Soll hierbei eine Last gesenkt werden, so hat man es in der Gewalt, durch Drosselung des Durchflußprofils *S*<sub>1</sub> die Bewegung zu reguliren, so daß hier, wie überhaupt bei allen hydraulischen Hebevorrichtungen, eine Bremse nicht nöthig ist. Ebenso bedarf es für den Stillstand der Last in irgend welcher Höhe keines Sperrrades und Sperrriegels, indem zum Sperrren dem Schieber *S* nur die Mittelstellung zu ertheilen ist, in welcher der untere Schieberlappen gerade die Deffnung *S*<sub>1</sub> verdeckt, wodurch die Communication des Cylinders weder mit *A* noch mit *V* ermöglicht ist.

Die Steuerung der doppelwirkenden Wasserfäulenmaschine zur Um-  
 drehung des Krähnes ist hiernach aus Fig. 142 ohne Weiteres verständlich,  
 wenn nur bemerkt wird, daß hierbei das Kraftwasser durch *C* eintritt und  
 durch *W* abgeführt wird, während die beiden Röhren *P* und *O* mit den  
 Enden des Drehcylinders vor und hinter dem Kolben in Verbindung stehen.

Fig. 143.



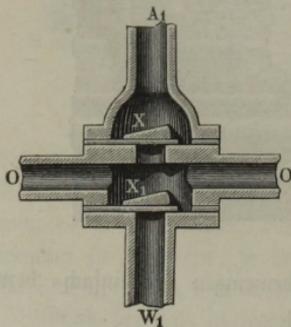
Die Uebereinstimmung dieser Schieber mit denjenigen der einfach- bzw.  
 doppelwirkenden Dampfmaschinen ist ersichtlich.

Die Bewegung der Steuerungsschieber erfordert erhebliche Kraft, indem  
 die zwischen dem Schieber und seiner Gleitsfläche auftretende Reibung über-  
 wunden werden muß, welche durch den bedeutenden Druck des Kraftwassers  
 auf die Rückfläche des Schiebers hervorgerufen wird. Aus diesem Grunde

können die Schieber in der Regel nicht in der einfachen Art durch Hebel bewegt werden, wie dies bei der Ventilsteuerung der hydraulischen Hebevorrichtung, Fig. 73 und Fig. 77, geschieht, sondern man hat die Kraft der Hand noch durch geeignete Getriebe zu steigern. Aus Fig. 143 (a. v. S.) ist die Bewegung der Schieber durch Schraubenspindeln  $E$  und  $E_1$  ersichtlich, deren Muttergewinde in den rahmenförmigen Köpfen der Schieberstangen  $T$  und  $T_1$  befindlich sind. Um die Stellung der Schieber jederzeit von außen ersehen zu können, sind noch die Zeiger  $Z$  und  $Z_1$  über zwei horizontalen Zifferblättern drehbar angebracht, und ist die Anordnung so getroffen, daß jeder dieser Zeiger höchstens eine Umdrehung vollführt, wenn der zugehörige Schieber den Weg zwischen seinen äußersten Lagen zurücklegt. Zu diesem Behufe sind die Kurbeln  $K$  fest mit den Schraubenspindeln, die Zeiger  $Z$  aber mit cylindrischen Röhren oder Hülsen verbunden, welche lose auf die Schraubenspindeln gesteckt sind. Durch die Zahnräder  $a, b, c, d$ , von denen  $a$  auf der Schraubenspindel,  $d$  auf der Zeigerhülse und  $b, c$  auf einem besonderen Bolzen befindlich sind, wird die Drehung der Kurbel in ähnlicher Art vermindert auf die Zeigerhülse übertragen, wie dies bei dem Thl. III, 1, Fig. 127 besprochenen doppelten Vorgelege der Drehbänke geschieht.

Um die nachtheiligen Wirkungen der bereits oben (§. 18) besprochenen Wasserstöße zu beseitigen, welche beim jedesmaligen plötzlichen Absperrern eintreten, und welche insbesondere bei der Drehvorrichtung erheblich sind wegen der verhältnißmäßig großen horizontalen Geschwindigkeit der am Krahn schnabel hängenden Last, sind besondere Sicherheitsventile in den Verbindungsrohren  $O$  und  $P$  zwischen dem Drehcylinder und seinem Schieber-

Fig. 144.



kasten  $T_1$  angeordnet. Solche Ventile, deren Kammern durch  $X$  und  $Y$  bezeichnet sind, befinden sich immer paarweise in demselben Ventilgehäuse, wie durch Fig. 144 dargestellt ist. Von diesen Ventilen  $X$  und  $X_1$  dient das eine  $X$  als Sicherheitsventil, auf welchem von oben der Druck des Kraftwassers in der Röhre  $A_1$  lastet, während das andere Ventil  $X_1$  als Saugventil wirkt, indem es unterhalb durch  $W_1$  mit dem Abflußrohre  $W$  (Fig. 143) in Verbindung steht. Nach dem in §. 18 Gesagten ist ersichtlich, daß beim plötzlichen

Abschluß des Schiebers der Drehvorrichtung das aus dem Cylinder durch die eine Röhre, etwa  $O$ , abfließende Wasser vermöge der lebendigen Kraft des bewegten Auslegers ein Deffnen von  $X$  bewirkt, so daß eine kleine

Quantität Wasser aus dem Drehcylinder nach dem Accumulator zurückgepreßt wird, während in dem anderen Rohre *P* durch die entstehende Luftleere das Ventil  $X_1$  gehoben und etwas Wasser aus dem Rücklaufrohre *W* angesaugt wird. Außer den Kurbeln für die Bewegung der Schieber ist häufig noch eine dritte Kurbel zur Bewegung eines Regulirventils im Zuflußrohre des Kraftwassers vorhanden.

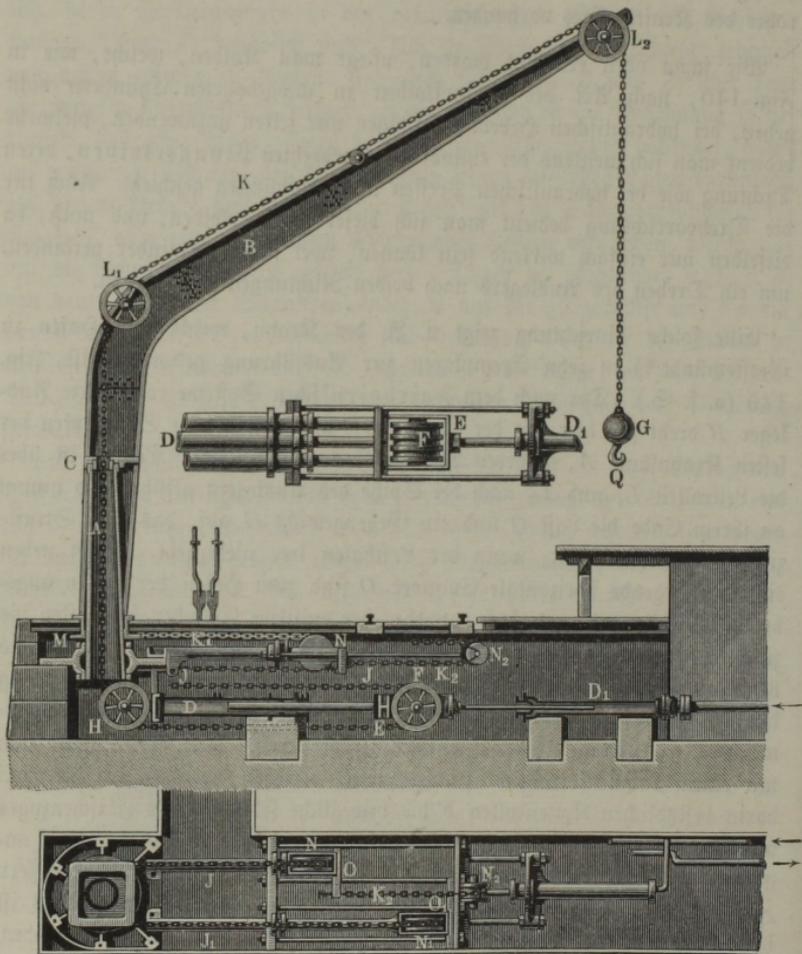
Wie schon oben erwähnt worden, pflegt man Kolben, welche, wie in Fig. 140, nach Art der Dampfkolben in ausgebohrten Cylindern dicht gehen, bei hydraulischen Hebevorrichtungen nur selten anzuwenden, vielmehr bedient man sich meistens der cylindrisch abgedrehten Plungerkolben, deren Dichtung wie bei hydraulischen Pressen in Stopfbüchsen geschieht. Auch für die Drehvorrichtung bedient man sich dieser Plungerkolben, und muß, da dieselben nur einfach wirkend sein können, zwei solcher Cylinder verbinden, um ein Drehen des Auslegers nach beiden Richtungen zu erlangen.

Eine solche Einrichtung zeigt u. A. der Krahn, welcher im Hafen zu Geestmünde \*) in zehn Exemplaren zur Ausführung gekommen ist, Fig. 145 (a. f. S.). Der nach dem Fairbairn'schen Systeme construirte Ausleger *B* dreht sich hier mit der Traverse *C* auf dem hohlen Spurzapfen der festen Krahnsäule *A*, in deren Aze die Kette *K* aufsteigt. Letztere ist über die Leitrollen  $L_1$  und  $L_2$  nach der Spitze des Auslegers geführt und nimmt an ihrem Ende die Last *Q* und ein Gegengewicht *G* auf, das zum Strassziehen der Kette dient, wenn der Lasthaken leer niedergeht. Drei neben einander liegende horizontale Cylinder *D* sind zum Heben der Lasten angebracht, und zwar derart, daß entweder der mittlere Cylinder bei Lasten bis zu 20 Centner allein, oder die beiden äußeren Cylinder allein bei Lasten bis 30 Centner, oder alle drei Cylinder bei Lasten bis 50 Centner zur Wirkung kommen. Diese Anordnung ist gewählt worden, um eine möglichst ökonomische Verwendung des Kraftwassers zu erreichen. Die drei Kolben sind mit einem rahmenförmigen Querkopfe *E* versehen, welches mit den drei darin befindlichen Kettenrollen *F* die bewegliche Flasche eines Flaschenzuges bildet, deren feste ebenfalls mit drei Rollen versehene Flasche durch *H* angedeutet ist. Die Bewegung der Kolben wird somit sechsfach vergrößert. Zur Zurückführung der Kolben beim Sinken des leeren Kettenhafens ist hier die Traverse *E* mit dem Kolben eines Gegencylinders  $D_1$  verbunden, welcher letztere stets mit dem Kraftwasserzuleitungsrohre in Verbindung steht. Hierdurch wird erreicht, daß durch den Druck dieses Gegencylinders eine Zurückführung der Kolben bewirkt wird, sobald das in den Hebecylindern zur Wirkung gekommene Wasser entlassen wird, ohne daß es einer

\*) Zeitschr. d. Hannov. Arch.- u. Ing.-Vereins 1866.

besonderen Steuervorrichtung für den Gegencylinder bedarf. Natürlich werden die Hebecylinder nur mit ihrem Ueberdrucke über die Kraft des Gegenfolbens wirken können.

Fig. 145.



Zum Umschwenken des Krans ist der Ausleger mit einer am Umfange gezahnten Kettenrolle *M* versehen, um welche eine Kette *K<sub>1</sub>* geschlungen ist, deren beide Enden an zwei Drehcylindern *J* und *J<sub>1</sub>* befestigt sind, nachdem sie zuvor um die losen Rollen *N* und *N<sub>1</sub>* geführt sind, die in den Quer-

hauptern der Drehkolben  $O$  und  $O_1$  sich befinden. Denkt man die beiden Drehcylinder derartig mit einem Steuerungsschieber wie in Fig. 142 verbunden, daß der eine Cylinder immer mit der Abflußröhre verbunden ist, wenn in den anderen das Kraftwasser Zutritt hat, so muß ein Herausschieben des einen Drehkolbens  $O$  aus seinem Cylinder  $J$  außer einer Umschwenkung des Auslegers auch ein Einschieben des anderen Kolbens  $O_1$  in seinen Cylinder  $J_1$  zur Folge haben. Die beiden einfach wirkenden Cylinder  $J$  und  $J_1$  wirken daher wie eine doppelwirkende Wassersäulenmaschine und gestatten eine beliebige Umschwenkung des Krähnes nach jeder Seite. Wegen der losen Rollen  $N$  und  $N_1$  erzeugt die Bewegung jedes Drehkolbens um die Länge  $s$  einen Anzug der Kette  $K_1$  um die Größe  $2s$ , und daher eine Winkeldrehung des Auslegers um

$$\omega = \frac{2s}{2\pi r'}$$

wenn  $r$  den Halbmesser der Kettenrolle  $M$  bedeutet. Der Hub der Drehcylinder ist so bemessen, daß der Ausleger aus seiner mittleren Stellung, in welcher der Schnabel seine größte Ausladung nach der Wasserseite hin hat, nach jeder Seite um 0,6 einer Drehung ausschlagen kann, so daß die totale Drehbewegung 1,2 einer ganzen Umdrehung beträgt. Demgemäß bestimmt sich bei einem Halbmesser der Kettenrolle  $r = 0,380$  m der Schub jedes Hebekolbens zu

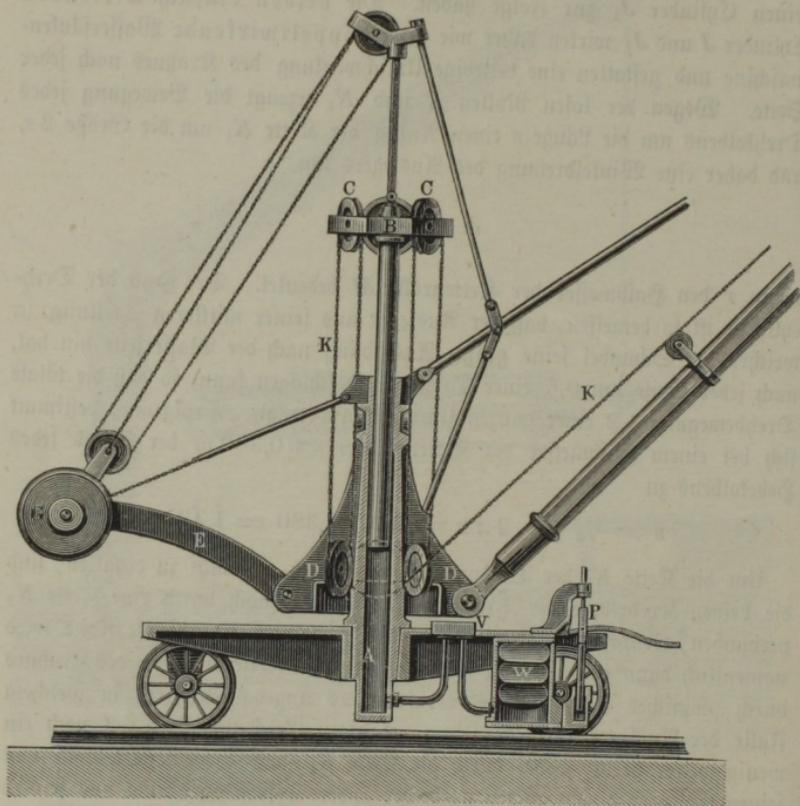
$$s = \frac{1}{2} 1,2 \cdot 2\pi r = 3,77 \cdot 0,380 = 1,43 \text{ m.}$$

Um die Kette  $K_1$  der Drehvorrichtung immer gespannt zu erhalten, sind die beiden Kreuzköpfe der Drehkolben  $O$  und  $O_1$  noch durch eine Kette  $K_2$  verbunden, welche über eine feste Rolle  $N_2$  geführt ist. Diese Kette wird namentlich dann zur Wirkung kommen, wenn die Umschwenkung des Krähnes durch plötzliches Absperrern des Kraftwassers angehalten wird, in welchem Falle der Ausleger vermöge seiner erlangten Geschwindigkeit sich noch ein wenig weiter dreht, wobei durch die Kette  $K_1$  zwar der eine Drehkolben in seinen Cylinder hineingezogen wird, der andere Kolben aber nicht aus seinem Cylinder heraustraten würde, wenn nicht die Kette  $K_2$  in diesem Falle einen Zug auf ihn ausübte. Die Steuerung der Drehcylinder geschieht hier durch einen Schieber von der Art, wie ihn Fig. 142 darstellt, während für die Hebevorrichtung eine Ventilsteuerung zur Verwendung gebracht ist.

Von eigenthümlicher Anordnung ist der von Ritter in Altona angegebene hydraulische Krahn, Fig. 146 (a. f. S.), bei welchem die Krähnsäule  $A$  den Hebecylinder bildet, dessen Kolben in seinem Querschnitte  $B$  mit drei unter  $120^\circ$  gegen einander geneigten Rollen  $C$  versehen ist. Um letztere und um drei feste Rollen  $D$  im Fußgestelle ist die Kraftkette  $K$  so geführt, daß eine

sechsfache Vergrößerung des Kolbenweges erreicht wird. Das Wasser wird hierbei durch eine Handpumpe *P* aus einem Behälter *W* angesaugt, welcher oberhalb geschlossen ist, um gleichzeitig als Windkessel zu dienen, und in den Hebecylinder hineingepreßt. Beim Niederlassen der Last *Q* tritt das Wasser aus dem Hebecylinder in diesen Windkessel zurück, dabei die Luft com-

Fig. 146.



primirend und gleichzeitig ein um den Hebel *E* schwingendes Gegengewicht *G* erhebend. Durch Einwirkung dieses Gegengewichtes und den Druck der comprimirten Luft in dem Behälter *W* wird nach Abnahme der Last der Kettenhaken wieder in die Höhe gezogen und der Hebelkolben emporgedrückt. Diese letztere Einrichtung gewährt namentlich in dem Falle besondere Vortheile, wo es sich um ein Absetzen oder Niederlassen von Lasten handelt. *V* ist ein Wechselventil, welches ermöglicht, das Wasser aus dem Cylinder *A* anzusaugen und in den Behälter *W* zu drücken oder umgekehrt. Dieser

Krahn ist als Rollkrahn construirt, worüber im folgenden Paragraphen ein Näheres angegeben wird.

Beispiel. Wenn ein hydraulischer Krahn nach Art des in Fig. 145 dargestellten eine Last von 2000 kg heben soll, und der Druck des Accumulators entspricht einer Wasserfäulenhöhe von 500 m, so ermitteln sich die Verhältnisse wie folgt.

Es sei  $F$  der Querschnitt des Treibkolbens und  $f$  derjenige des Gegenkolbens, und es sei durch einen sechsrolligen Flaschenzug die Bewegung des Kolbens auf die Lastkette übertragen, so hat man, unter Annahme eines Wirkungsgrades  $\eta = 0,75$  für die Hebevorrichtung, die Gleichung

$$(F - f) \cdot 500 \cdot 1000 \text{ kg} = \frac{1}{0,75} 6 \cdot 2000,$$

woraus der Ueberschuß der Kolbenfläche des Hebecylinders über diejenige des Gegencylinders

$$F - f = 0,032 \text{ qm}$$

folgt.

Die Größe  $f$  bestimmt sich mit Rücksicht darauf, daß der Druck des Kraftwassers  $f \cdot 500 \cdot 1000$  auf den Gegenkolben genügen muß, um außer den Stopfbüchsenreibungen das gebrauchte Wasser aus dem Hebecylinder in die Rücklaufcisterne zu drücken. Denkt man sich zu der Höhe (10 m) der letzteren die schädlichen Widerstände in der Rücklauföhre als Wasserstandshöhe mit noch 10 m hinzugefügt, so hat man zur Bestimmung von  $f$  die Gleichung

$$f \cdot 500 \cdot 1000 = F (10 + 10) 1000,$$

also

$$f = 0,04 F,$$

daher

$$F - f = 0,96 F = 0,032 \text{ qm}$$

oder

$$F = 0,0333 \text{ qm} \text{ und } f = 0,04 F = 0,00133 \text{ qm}.$$

Man hat daher dem Hebefolben den Durchmesser von 0,206 m und dem Gegenfolben einen solchen von 0,041 m zu geben. Soll die Last auf die Höhe von 12 m gehoben werden, so ist den Kolben wegen der sechsfachen Uebersetzung ein Hub von 2 m zu geben.

Um die Drehvorrichtung zu bestimmen, denke man sich in der im §. 33 gezeigten Weise das Moment  $M$  der Reibungswiderstände berechnet. Gesezt, dasselbe sei zu  $M = 300$  mkg gefunden. Die Scheibe, über welche die Kette der Drehcylinder geführt ist, habe einen Halbmesser von 0,3 m und sei jeder Drehkolben in seinem Kreuztopfe mit einer losen Rolle zur Bewegungsverdoppelung versehen. Alsdann entspricht der Ueberdruck des Kraftwassers auf den einen Kolben über den Druck der Rücklaufcisterne auf den anderen Kolben nach den oben gemachten Angaben einer Wasserfäule von  $500 - 20 = 480$  m. Setzt man noch einen Wirkungsgrad von 0,80 für die Drehvorrichtung voraus, so ergibt sich der Querschnitt  $F$  jedes der beiden Drehcylinder durch

$$0,80 F 480 \cdot 1000 \cdot 0,3 = 2 \cdot 300$$

zu

$$F = 0,0052 \text{ qm},$$

wozu ein Durchmesser von 0,081 m gehört. Der Hub, welcher den Drehkolben

ertheilt werden muß, richtet sich nach dem Ausschlagswinkel, um welchen der Ausleger drehbar sein soll. Man pflegt diesem Ausleger von der mittleren Stellung, in welcher er senkrecht zur Kammer steht, nach jeder Seite hin etwas mehr als eine halbe Drehung, etwa um  $200^\circ$  zu gestatten, demgemäß muß im Ganzen eine Kettenlänge um die Drehscheibe spielen von

$$\frac{2 \cdot 200}{360} \pi \cdot 0,6 = 2,094 \text{ m}$$

und jeder Drehkolben hat wegen der losen Rolle in seinem Kreuzkopfe einen Hub von 1,047 m zu machen.

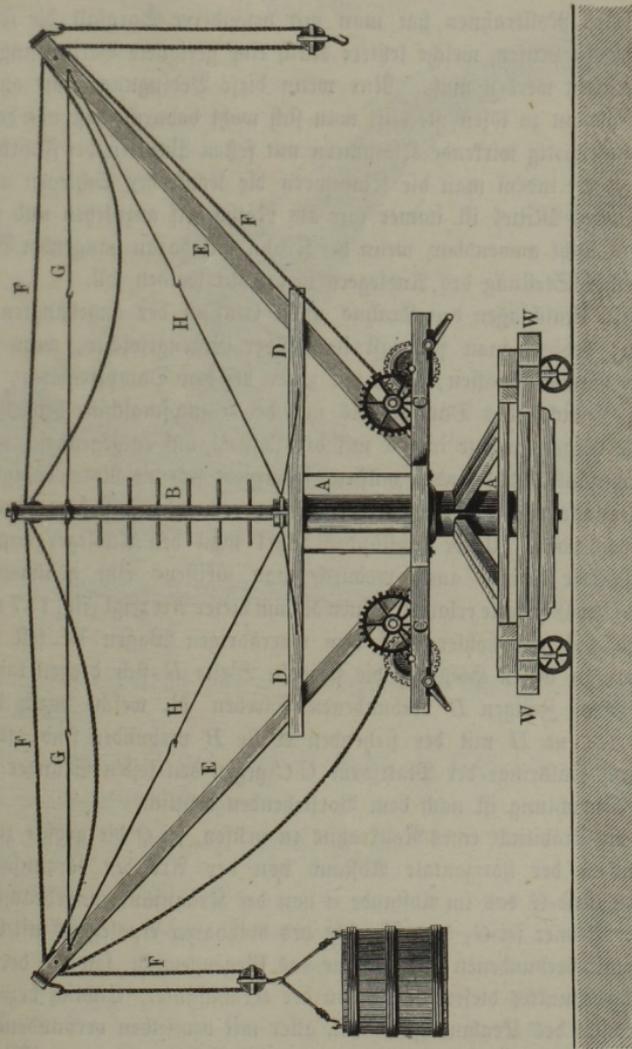
§. 36. **Rollkrahne.** Beim Bauwesen, auf Bahnhöfen und in Häfen braucht man öfter Krahne, welche an verschiedenen Stellen in Betrieb genommen werden können. Man macht den Krahn in solchem Falle transportabel, indem man die Krahnsäule nebst dem Ausleger nicht mehr auf ein festes Fundament, sondern auf einen niedrigen Wagen setzt, welcher auf einem Schienengeleise fortgerollt werden kann, und bezeichnet diese Maschine kurz mit dem Namen *Rollkrahne*. Man kann mit diesen Krähen natürlich auch die gehobenen Lasten horizontal in der Richtung des Geleises transportiren, in welchem Falle der Krahn die Stelle eines Wagens vertritt. Dieser Fall findet indessen nur ausnahmsweise statt, etwa wenn der Krahn als Mittel zum Versetzen der Maschinentheile in größeren Montirungsräumen dient.

Die Rollkrahne kommen sowohl als Handkrahne wie namentlich für größere Leistungen als solche mit Dampfbetrieb vor. Der in Fig. 146 angegebene hydraulische Krahn von Ritter, welcher zu den Handkrähen zu rechnen ist, muß als seltener vorkommende Ausnahme betrachtet werden. Bei den Krähen mit Dampfbetrieb hat man die eigentlichen Dampfkrahne, d. h. diejenigen, bei welchen auf dem Krahnwagen auch die besondere Dampfmaschine mit ihrem Kessel Platz findet, von denjenigen Krähen zu unterscheiden, deren Bewegung durch eine Transmission von einer zu anderen Zwecken aufgestellten festen Kraftmaschine bewirkt wird. In neuerer Zeit hat man sich zum Betriebe solcher transportablen Krahne mit großem Vortheile der *Seiltransmissionen* bedient.

Zu den beiden Bewegungen, welche die Hebung resp. Senkung der Last, sowie die Umschwenkung des Auslegers bezwecken, kommt bei den Rollkrähen noch eine dritte, das Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn erzielende Bewegung hinzu. Bei leichteren Handkrähen kann dieses Fortrollen durch directen Zug der Arbeiter oder angespannter Pferde geschehen, bei größeren Ausführungen pflegt man auch wohl die eine, oder jede der beiden Laufaxen mit einem Zahnrade zu versehen, welches durch Rädervorgelege von einer Kurbelwelle aus gedreht wird. Diese Kurbel wird auch zuweilen bei Dampfkrahnen durch Menschenhand in Bewegung gesetzt, da die Verbindung derselben mit der um die Krahnsäule drehbar anzuordnenden Dampfmaschine zu

mancherlei constructiven Unbequemlichkeiten führt. Zuweilen wird auch das Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn durch die Lastwinde bewirkt, indem man die Lastkette möglichst weit aussteckt und den Haken an einen festen

Fig. 147.



Punkt der Bahn anhängt, so daß nun beim Anziehen der Kette durch die Winde in Folge des schrägen Kettenzuges der Krahn nach dem festen Punkte sich hinbewegen muß. Dieses Mittel ist indeß nur mit Vorsicht zu gebrauchen, da hierbei unter Umständen ein Umkippen des ganzen Krahns, oder

ein Bruch des für eine solche Anstrengung meist nicht construirten Auslegers herbeigeführt werden kann. Bei Rollkrahnen auf Eisenbahnhöfen wird man die Verziehung des Krahnes am leichtesten durch Vorspannen einer Locomotive bewirken können.

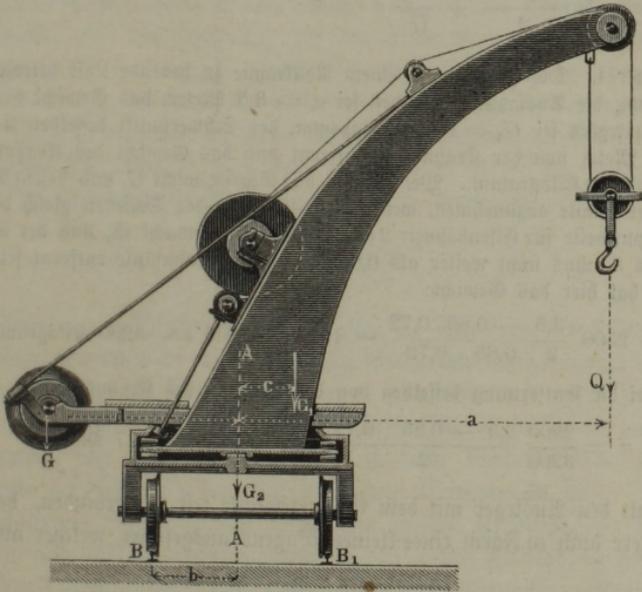
Bei allen Rollkrahnen hat man mit besonderer Sorgfalt die Frage der Stabilität zu prüfen, welche letztere durch eine geeignete Vertheilung der Gewichte erstrebt werden muß. Nur wenn diese Bedingung nicht ohne große Schwierigkeiten zu lösen ist, hilft man sich wohl dadurch, daß man den Krahn durch zangenartig wirkende Klammern mit festen Punkten der Fahrbahn verbindet, z. B. indem man die Klammern die Köpfe der Schienen umgreifen läßt. Dieses Mittel ist immer nur als Nothbehelf anzusehen und natürlich überhaupt nicht anwendbar, wenn der Krahn mit daran hängender Belastung bei seitlicher Stellung des Auslegers fortgerollt werden soll.

Um ein Umschlagen des Krahns unter Einfluß der angehängten Last zu verhüten, bedient man sich fast immer der Gegengewichte, wozu entweder wirkliche Gewichtsmassen, oder, wie z. B. bei den Dampfkrahnen, vortheilhaft die Gewichte des Dampfessels und der Dampfmaschine benutzt werden. Da diese Gegengewichte immer mit der Last  $Q$  auf entgegengesetzten Seiten der Krahnsäule sich befinden müssen, so ergiebt sich die Nothwendigkeit, diese Gegengewichte mit dem drehbaren Ausleger, nicht aber mit dem Krahnwagen fest zu verbinden. Unter Umständen führt man den Ausleger doppelt und mit doppelter Winde aus, wodurch man meistens eine genügende Ausgleichung der Gewichte erlangt. Einen Krahn dieser Art zeigt Fig. 147 (a. v. S.). Hier ist  $AA$  ein hohler, auf dem vierrädrigen Wagen  $W$  fest stehender Ständer, in dessen Höhlung die stehende Welle  $B$  sich drehen kann. Die beiden durch Zangen  $D$  verbundenen Streben  $E$ , welche durch die Zugstangen  $G$  und  $H$  mit der stehenden Welle  $B$  verbunden sind, stützen sich mit einem Halsringe der Plattform  $CC$  gegen den festen Ständer  $A$ . Die übrige Einrichtung ist nach dem Vorstehenden deutlich.

Um die Stabilität eines Rollkrahns zu prüfen, sei  $Q$  die größte zu hebende Last und  $a$  der horizontale Abstand von der Ase der Krahnsäule  $AA$ , Fig. 148, und  $G$  das im Abstände  $d$  von der Krahnsäule angebrachte Gegengewicht. Ferner sei  $G_1$  das Gewicht des drehbaren Auslegers mit Einschluß aller damit verbundenen Theile ohne das Gegengewicht, sowie  $c$  der Abstand des Schwerpunktes dieser Theile von der Krahnsäule. Endlich bezeichne  $G_2$  das Gewicht des Krahnwagens incl. aller mit demselben verbundenen Theile wie der Krahnsäule, die in vorliegendem Beispiele auf einen Mittelzapfen zusammengeschrumpft ist, und  $2b$  sei die Spurweite der Schienen  $BB_1$ . Für die Sicherheit gegen Umkippen ist es nun erforderlich, daß die Mittelkraft aller dieser Gewichte im belasteten sowohl wie im unbelasteten Zustande des Krahns noch genügend weit innerhalb der Schienen von diesen entfernt

bleibt. Es möge angenommen werden, daß diese Mittelkraft den Abstand  $vb$  von der Krahnsäule nicht überschreiten solle, worin  $v$  ein echter Bruch sein soll, den man passend etwa zwischen 0,8 und 0,9 annehmen kann. Unter

Fig. 148.



dieser Voraussetzung erhält man die Bedingung des Gleichgewichtes für den belasteten Krahne:

$$Q(a - vb) = G_1(vb - c) + G_2vb + G(d + vb) \dots (1)$$

und für den unbelasteten Krahne:

$$G(d - vb) = G_1(c + vb) + G_2vb \dots (2)$$

Durch Subtraction erhält man:

$$Q(a - vb) - G(d - vb) = - 2G_1c + G(d + vb)$$

oder:

$$Gd = Q \frac{a - vb}{2} + G_1c \dots (3)$$

Setzt man diesen Werth für  $Gd$  in (2) ein, so erhält man aus:

$$Q \frac{a - vb}{2} + G_1c - Gvb = G_1(c + vb) + G_2vb$$

den Werth für  $G$  zu:

$$G = Q \frac{a - vb}{2vb} - G_1 - G_2 \dots \dots \dots (4)$$

und aus (3):

$$d = \frac{Q}{G} \frac{a - vb}{2} + \frac{G_1}{G} c \dots \dots \dots (5)$$

Beispiel. Die größte von einem Rollkrahne zu hebende Last betrage 2500 Kilogramm, die Ausladung desselben sei  $a = 3,5$  Meter, das Gewicht des drehbaren Auslegers sei  $G_1 = 1500$  Kilogramm, der Schwerpunkt desselben liege um  $c = 0,3$  Meter von der Krahnssäule entfernt und das Gewicht des Krahnwagens sei  $G_2 = 1200$  Kilogramm. Wie groß ist das Gegengewicht  $G$  und dessen Abstand  $d$  von der Säule anzunehmen, wenn die Entfernung der Schienen gleich der normalen Spurweite für Eisenbahnen  $2b = 1,44$  Meter gemacht ist, und der Schwerpunkt des Krahns nicht weiter als  $0,85b$  von der Krahnssäule entfernt sein soll?

Man hat hier das Gewicht:

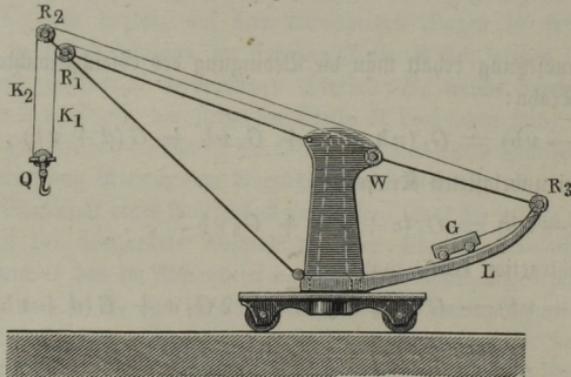
$$G = 2500 \frac{3,5 - 0,85 \cdot 0,72}{2 \cdot 0,85 \cdot 0,72} - 1500 - 1200 \approx 3200 \text{ Kilogramm,}$$

und dabei die Entfernung desselben von der Drehaxe des Krahns:

$$d = \frac{2500}{3200} \frac{3,5 - 0,85 \cdot 0,72}{2} + \frac{1500}{3200} 0,3 = 1,27 \text{ Meter.}$$

Anstatt den Ausleger mit dem Gegengewichte fest zu verbinden, hat man das letztere auch in Form eines kleinen Wagens ausgeführt, welcher auf einer

Fig. 149.



mit dem Ausleger verbundenen horizontalen Bahn verschieblich ist, so daß man den Abstand dieses Gegengewichtes von der Krahnssäule den verschiedenen zu hebenden Lasten entsprechend verändern kann. Auch hat man dieser Bahn und dem Ausgleichswagen eine solche Einrichtung gegeben, daß durch die Last selbst die entsprechende Verschiebung des Ausgleichswagens

bewirkt wird. In welcher Weise dies geschehen kann, ist aus der Skizze, Fig. 149, ersichtlich. Hier ist das eine Ende  $K_1$  der Kette, in welcher die lose Rolle mit der Last  $Q$  hängt, in gewöhnlicher Art um die feste Leitrolle  $R_1$  und die Windetrommel  $W$  geschlungen, während das andere Kettenende  $K_2$  um die Leitrollen  $R_2$  und  $R_3$  geführt und mit dem Gegengewichte  $G$  verbunden ist, das mit Laufrollen auf der gekrümmten Bahn  $L$  beweglich ist. Es bezeichne hier  $Q$  irgend eine zu hebende Last und  $G$  das Gegengewicht, ferner  $P$  den an der Kette  $K_2$  wirkenden Zug, welcher im vorliegenden Falle gleich  $\frac{1}{2} Q$  anzunehmen ist, wenn man von den Reibungen der Rollen absteht. Durch den Kettenzug  $P$  wird dann das Gewicht  $G$  auf der curvenförmigen Bahn bis zu derjenigen Stelle hinausgezogen, für welche man

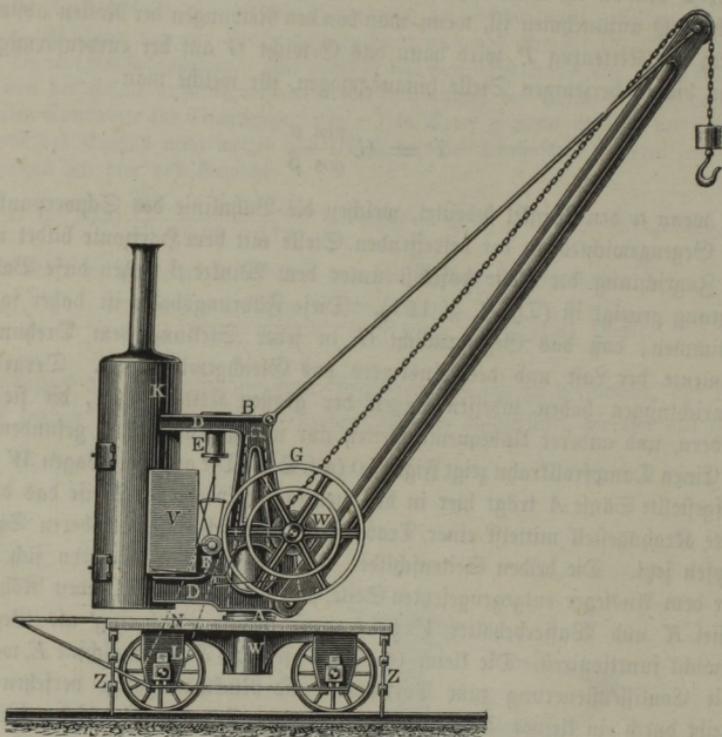
$$P = G \frac{\sin \alpha}{\cos \beta}$$

hat, wenn  $\alpha$  den Winkel bedeutet, welchen die Bahnlinie des Schwerpunktes des Gegengewichtes an der betreffenden Stelle mit dem Horizonte bildet und die Zugrichtung der Kette daselbst unter dem Winkel  $\beta$  gegen diese Bahnrichtung geneigt ist (Thl. I, §. 151). Diese Führungsbahn ist daher so zu bestimmen, daß das Gegengewicht  $G$  in jeder Stellung dem Drehungsmomente der Last und des Auslegers das Gleichgewicht hält. Derartige Einrichtungen haben indessen wegen der großen Kettenlängen, die sie erfordern, und anderer Unbequemlichkeiten nur wenig Anwendung gefunden.

Einen Dampfrollkrahne zeigt Fig. 150 (a. f. S.). Die auf dem Wagen  $W$  fest aufgestellte Säule  $A$  trägt hier in der mehrfach besprochenen Weise das drehbare Krahnegestell mittelst einer Traverse  $B$ , die sich auf den oberen Spurzapsen setzt. Die beiden Seitenschilder  $D$  des Gestells verlängern sich auf der dem Ausleger entgegengesetzten Seite, um daselbst den stehenden Röhrenkessel  $K$  und Wasserbehälter  $V$  zu tragen, welche gleichzeitig als Gegengewicht functioniren. Die kleine (4- bis 6 pferdige) Dampfmaschine  $E$ , welche mit Coulißensteuerung zum Vorwärts- und Rückwärtsgange versehen ist, treibt durch ein kleines Triebrad  $F$  das größere Zahnrad  $G$  auf der Windetrommel  $W$ . Gleichfalls kann durch ein in der Figur nicht dargestelltes Paar conischer Räder eine stehende Welle bewegt werden, welche das Umschwenken des Krahns in ähnlicher Art bewirkt, wie in Fig. 135 angegeben wurde. Zum Transport des Krahns durch die Dampfmaschine ist hier noch eine endlose Gliederkette  $N$  vorgesehen, welche ein Kettenrad auf der Welle der Dampfmaschine mit einem solchen auf der hinteren Laufaxe  $L$  verbindet. Dieses Getriebe kann selbstredend nur eingerückt werden, wenn die beiden zu verbindenden Axen parallel stehen, d. h. wenn der Ausleger in der Mittelebene des Gleises steht, daher diese selbstthätige Transportvorrichtung eine mangelhafte genannt werden muß. Will man den Wagen in jeder beliebigen

Stellung des Auslegers durch die Dampfmaschine transportiren, so kann man dies durch eine in der Aze der Krahnsäule aufgestellte Welle erreichen, welche oberhalb durch conische Räder ihre Bewegung von der Dampfmaschine erhält und sie unterhalb durch andere conische Räder an eine Laufaxe überträgt. Z sind Zangen, um den ganzen Krahn an den Schienen zu verklammern, falls das Kesselgewicht zur Balancirung größerer Lasten nicht ausreichen sollte.

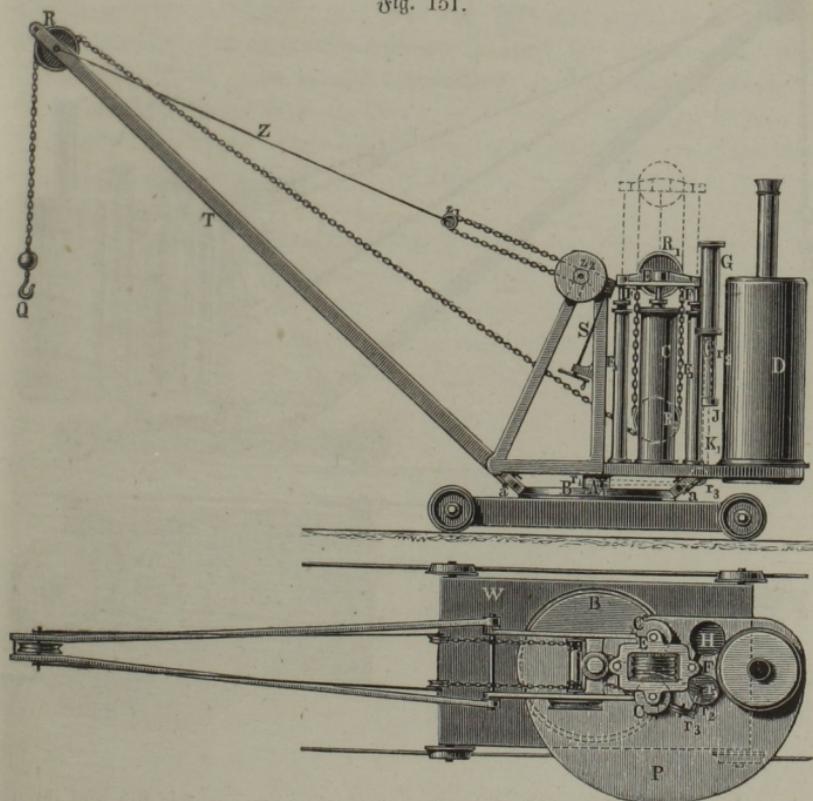
Fig. 150.



Auch die directe Wirkung des Dampfes hat man bei Dampfkrähen zum Heben der Lasten mit Vortheil zur Anwendung gebracht, in welcher Hinsicht hier der vorzügliche Dampfkrahn von Brown in London angeführt sein mag, welcher durch die Einfachheit der Anordnung und des Betriebes sich auszeichnet und in neuerer Zeit zu großer Verbreitung gelangt ist. (In Hamburg allein sind mehr als vierzig solcher Kräne in Thätigkeit.) Die Hebung geschieht hierbei ähnlich wie bei den hydraulischen Hebewerken direct durch die Verschiebung von Kolben, welche durch den Dampf gedrückt werden, und

deren Bewegung durch einen umgekehrten Flaschenzug vergrößert wird. In Fig. 151 ist ein solcher Krahne dargestellt. Der gewöhnliche Krahnenwagen *W* trägt hier die kreisförmige Bahn *B*, auf welcher der Ausleger *T* mit Frictionsrollen *a* geführt ist, während das Eigengewicht des ganzen Auslegers hauptsächlich von dem niedrigen Mittelzapfen *A*<sub>1</sub> getragen wird, ähn-

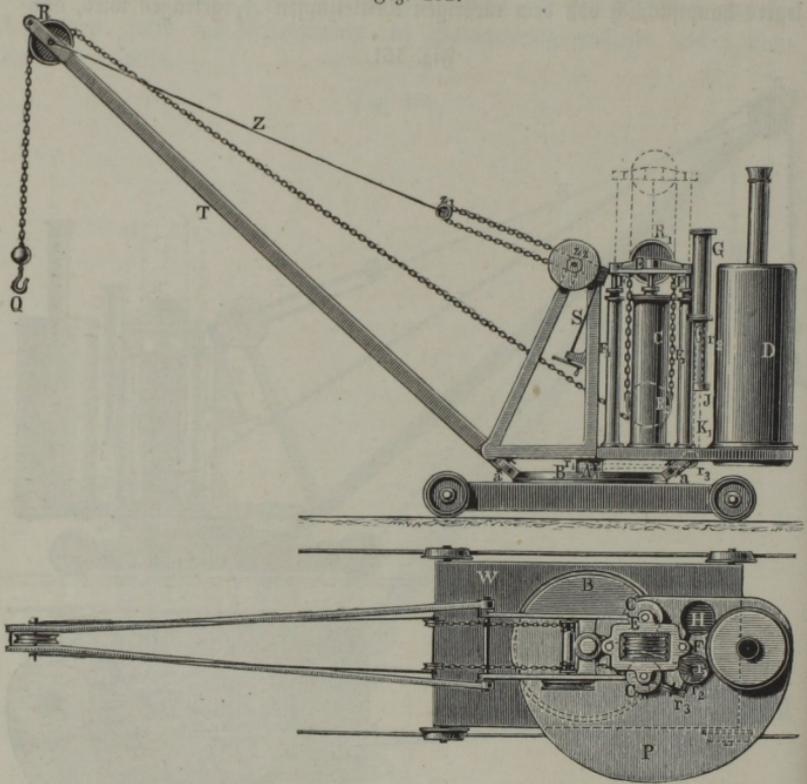
Fig. 151.



lich wie dies bei den Drehscheiben der Fall ist. Als Gegengewicht wirkt auch hier das Gewicht des Dampfessels *D*. Zur Hebung der Last dienen die beiden Cylinder *C*, deren Kolbenstangen oberhalb durch eine gemeinschaftliche rahmenförmige Traverse *E* verbunden sind, in deren Aussparung drei Rollen *R*<sub>1</sub> neben einander angebracht sind. Diese Traverse bildet die bewegliche Flasche eines sechsrolligen Flaschenzugs, dessen feste Rollen bei *R*<sub>2</sub> angebracht sind, und es muß daher eine Hebung der beiden Kolben um eine gewisse Länge eine sechsfach vergrößerte Hebung der Last zur Folge haben, welche an der über die Schnabelrolle *R* geführten Kette hängt. Um die gehobene Last

am selbstthätigen Niedergehen zu verhindern, was der unter den Kolben befindliche Dampf auf die Dauer wegen seiner allmäligen Condensation nicht vermöchte, sind mit der Traverse *E* noch zwei ebenfalls verticale Plunger-

Fig. 152.



kolben *F* verbunden, welche beim Aufwärtsgehen der Traverse sich aus ihren Cylindern *F*<sub>1</sub> herauschieben und durch ein Saugventil aus dem Behälter *H* Wasser ansaugen. Da dieses Saugventil sich schließt, wenn die Kolben durch die Last *Q* nach abwärts gepreßt werden, so wird das Wasser hierbei ein wirksames Sperrmittel abgeben, welches erst dann ein Sinken der Last zuläßt, wenn man das betreffende Saugventil eröffnet, wobei man es in der Hand hat, dem Rücktritte des Wassers aus den Cylindern *F*<sub>1</sub> in den Behälter *H* gerade so viel Hindernisse entgegenzusetzen, daß die Last gleichmäßig sinkt.

Zum Drehen des Auslegers wird ebenfalls die directe Bewegung eines Dampfkolbens in dem doppelthätigen Dampfzylinder *G* verwendet, indem an die Traverse *J* der zugehörigen Kolbenstange die beiden Enden einer

Kette  $K_1$  befestigt sind, welche über die festen Leitrollen  $r_1$ ,  $r_2$  und  $r_3$ , sowie um eine auf dem unbeweglichen Drehzapfen  $A_1$  befestigte Rolle  $r_4$  gelegt ist. Man erkennt hieraus leicht, wie eine Bewegung der Traverse  $J$  eine Abwicklung der Kette von der Rolle  $r_4$  zur Folge haben muß, und da diese Rolle selbst undrehbar und ein Gleiten der Kette unmöglich gemacht ist, so muß der ganze drehbare Ausleger  $A$  mit der Plattform  $P$  um den Zapfen  $A_1$  umgeschwenkt werden, und zwar nach links oder rechts, je nachdem man den Dampfkolben in den Drehcylinder  $G$  durch den Dampf aufwärts oder abwärts schiebt. Eine besondere Vorrichtung zum Fortrollen des Krahns auf seiner Bahn ist hier nicht angebracht, in der Regel bedient man sich des oben erwähnten Mittels, nach dem Auslegen der Lastkette in der Bahnrichtung durch Aufwärtsbewegung der Hebelkolben wie bei der Lasthebung den Krahn zu transportiren.

Die Kraft- und Bewegungsverhältnisse sind bei diesem Krahne in ähnlicher Art, wie bei den hydraulischen Drehkrahnen zu beurtheilen. Der Hub der Hebelkolben ist wegen der sechsfachen Rollenüberetzung gleich einem Sechstel von der größten Hubhöhe der Last zu machen, und die Kolbenflächen sind so groß anzunehmen, daß der Dampfdruck auf beide Kolbenflächen zusammen nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung den Werth  $\frac{1}{(\eta)} 6 Q$  übertrifft, wenn ( $\eta$ ) den Wirkungsgrad des umgekehrten Flaschenzuges bedeutet (siehe Tabelle §. 8). Die Schublänge des Drehcylinders bestimmt sich wie bei dem hydraulischen Krahne in §. 135, Fig. 145, aus dem Halbmesser der Kettenscheibe  $r_4$  und dem gewünschten Winkel, um welchen die Schwenkung nach jeder Seite möglich sein soll. Diese Drehung nach jeder Seite der Mittelstellung ist bei dem hier beschriebenen Krahne zu  $\frac{3}{4}$  Umdrehung, im Ganzen also zu  $1\frac{1}{2}$  Umdrehung angenommen. Bei den Krahnen in Hamburg, welche bis zu 40 Centner heben können, hat jeder Hebelcylinder 0,40 Meter Durchmesser und 1,8 Meter Hub, der Dampfdruck im Kessel beträgt je nach der Größe der Last 6 bis 8 Atmosphären. Die größte Ausladung des Auslegers beträgt 11 Meter, es ist nämlich durch die an der Zugstange  $Z$  angebrachte lose Rolle  $z_1$ , deren Kette einerseits am Windegestelle, andererseits an der Trommel  $z_2$  befestigt ist, Gelegenheit gegeben, durch Umdrehung der Trommel  $z_2$  mit Hilfe der Schneckenwelle  $S$  die Ausladung nach Bedarf zu ändern. Hierzu muß die Strebe  $T$  unten drehbar an das Gestell der Winde angeschlossen sein.

Wenn in Folge höheren Wasserstandes im Hafen die Hubhöhe für die Last nur eine geringe ist, so würden die Hebelkolben für die tiefste Lage des Lasthafens um ein beträchtliches Maß über den unteren Cylinderböden stehen, und daher ein bedeutender schädlicher Raum unter den Kolben vorhanden sein, welcher bei jeder Hebung unnötig mit Dampf gefüllt werden müßte. Um

diesen Verlust an Dampf zu vermeiden, ist nur nöthig, das hintere Ende der Lastkette, welches an dem Gestelle befestigt ist, so weit anzuholen, daß die Kolben bei der tiefsten Lage des Kettenhakens nahe über den Cylinderböden stehen, daher immer ihren Hub von unten an beginnen, welcher natürlich auch der geringeren Hubhöhe der Last entsprechend kleiner ausfällt.

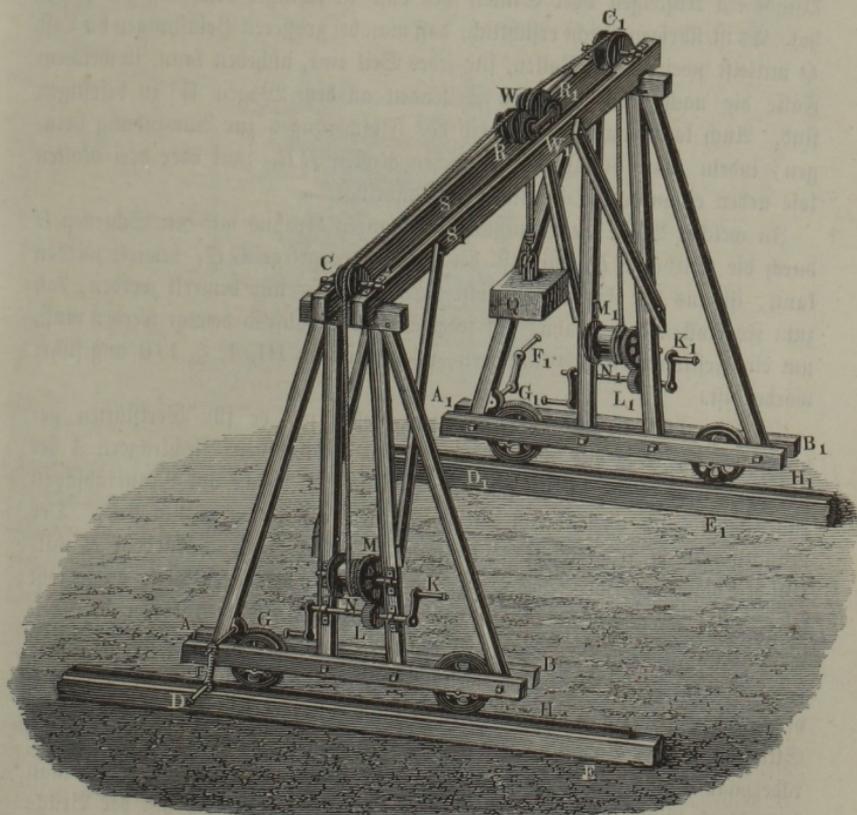
§. 37. **Laufkrahne.** Man versteht unter Laufkrahnen solche Hebevorrichtungen, welche wie die Kollkrahne auf einer Schienenbahn verschiebbar sind, und bei denen die Last neben ihrer Hebung in verticaler Richtung gleichfalls einer horizontalen Verschiebung fähig ist, und zwar in der zur Verschiebung der ganzen Vorrichtung senkrechten Richtung. Diese Hebevorrichtungen unterscheiden sich von den Kollkrahnen hinsichtlich der Construction wesentlich nur durch den Fortfall des drehbaren Auslegers, weshalb die Benennung *Krahne* für sie streng genommen eine wenig bezeichnende ist, hier aber mit Rücksicht auf den herrschenden Sprachgebrauch beibehalten werden soll. Auch hinsichtlich der Verwendung unterscheiden sich die Laufkrahne von den Kollkrahnen insofern, als die ersteren immer zum horizontalen Transport der gehobenen Lasten nach beiden zu einander senkrechten Richtungen dienen, während bei den Kollkrahnen die Bewegung des Krahnwagens auf seiner Bahn nur als ein Mittel zur Versetzung des Krahns und nur selten zum Transport der Last angewendet wird. Demgemäß wird diese Bewegung der ganzen Hebevorrichtung bei den Laufkrahnen auch immer durch einen besonderen Mechanismus bewirkt, was, wie oben bemerkt worden, bei den Kollkrahnen nur ausnahmsweise geschieht. Die Laufkrahne finden ihre hauptsächlichste Anwendung in Eisengießereien, Maschinenwerkstätten und Montirfälen, sowie bei größeren Bauausführungen, namentlich bei dem Baue von Pfeilern und massiven Brücken zur Versetzung der Arbeitsstücke und Materialien. Es erhellt von selbst, daß durch einen Laufkrahnen die Last nach jedem beliebigen Punkte der rechteckigen Grundrißfläche befördert werden kann, deren Länge gleich der Verschiebung des Krahns und deren Breite gleich der Verschiebung der Winde auf der Krahnbrücke ist. Die Bewegung der Krahnbrücke und der Winde sowie die Hebung der Last geschieht bei kleineren Laufkrahnen und geringeren zu transportirenden Massen durch Handbetrieb, für größere Leistungen hat man in neuerer Zeit mit Vortheil die Bewegung durch Elementarkraft mittelst einer Seiltransmission vorgenommen.

Jeder Laufkrahnen enthält als wesentlichen Bestandtheil eine aus hinreichend starken Trägern gebildete Brücke, welche die Schienen für die auf Rädern stehende Windevorrichtung trägt, und welche ihrerseits ebenfalls auf einer zu ihrer Länge senkrechten Bahn fortgerollt werden kann. Je nach der Höhenlage der Schienenbahn, auf welcher die Brücke läuft, kann man zwei verschiedene Laufkrahnenconstructions unterscheiden. Hat man Gelegenheit, diese

Schienen in derjenigen Höhe anzubringen, bis zu welcher die Last gehoben werden soll, wie dies z. B. bei den Lauftrahnen in Werstätten und Gebäuden, sowie beim Vorhandensein hoher Baugerüste möglich ist, so genügt es, die Brücke aus zwei mit einander verbundenen Längsträgern zu bilden, welche an jeder Seite mit zwei Laufaxen zur Aufnahme von vier Laufrädern versehen ist. Wenn dagegen ein festes Gerüst nicht anzubringen ist, wie bei manchen Bauausführungen und auf Bahnhöfen, so legt man die Lauffschienen in das Niveau des Terrains und giebt der Brücke beiderseits hohe gerüstförmige Füße, welche unten mit den Laufrädern versehen werden. Solche Lauftrahne führen wohl wegen ihrer Form den Namen *Bocktrahne*.

Einen solchen Bocktrahn, wie er für Bahnhöfe zum Umladen der Lasten und bei der Ausführung der Brückenpfeiler zum Versetzen der Materialien häufiger Anwendung findet, zeigt Fig. 153. Die beiden hölzernen Böcke

Fig. 153.



gelegt ist, so daß dem Arbeiter die herabhängende Kettenschleife zur Hand ist. In diesem Falle kann der Belag  $H$  wegfallen.

Ueber die Berechnung der Lauftrahne ist nur noch wenig anzuführen. Die Verhältnisse der Hebevorrichtung sind nach den für Winden geltenden Regeln zu ermitteln. Was die Kraft zum horizontalen Transport anbetrifft, so bestimmt sich dieselbe in folgender Art. Sei  $G$  das gesammte Gewicht des fortzurollenden Theils, also des Windewagens mit der daran hängenden Last, oder der Brücke, mit dem darauf befindlichen Arbeitspersonal und dem Windewagen nebst der Last, und sei ferner  $R$  der Halbmesser eines Laufrades sowie  $r$  der Zapfenhalbmesser einer Laufaxe. Da man sich nun das ganze Gewicht auf eine Axe concentrirt denken kann, so erhält man den Widerstand am Umfange des Laufrades zu:

$$W = \varphi G \frac{r}{R} + \frac{f}{R} G = \frac{G}{R} (\varphi r + f),$$

worin  $\varphi$  der Coefficient der Zapfenreibung (0,08) und  $f$  der Reibungscoefficient der wälzenden Reibung ist, welcher nach I, §. 197 zu  $f = 0,5$  angenommen werden kann, wenn  $R$  in Millimetern gegeben ist. Dieser Widerstandskraft  $W$  am Halbmesser  $R$  entsprechend hat man für die Transportvorrichtung die entsprechenden Vorgelegsräder so anzuordnen wie für eine Winde, an deren Trommel vom Halbmesser  $R$  eine Last  $W$  hängt.

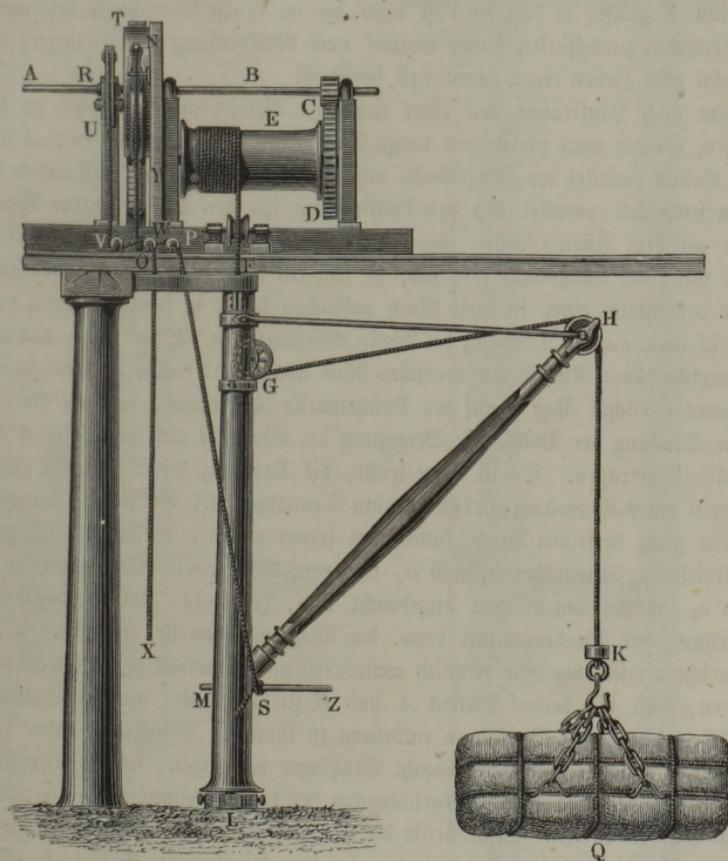
Die Brückenträger sind nach I, Abschnitt 4, so zu berechnen, wie ein auf zwei Stützen liegender Balken, der außer seinem Eigengewichte noch eine verschiebliche Last zu tragen hat, welche aus der Nutzlast und dem Eigengewichte des Windewagens resultirt. In welcher Art diese Bestimmung graphisch zu machen ist, wurde schon in I, Anhang, §. 45 gezeigt.

- §. 38. **Maschinenbetrieb für Krahn.** Die Langsamkeit der Lastbewegung, welche durch Handbetrieb nur erreicht werden kann, hat in neuerer Zeit vielfach Veranlassung gegeben, die Krahn durch Elementarkraft von einer vorhandenen Betriebsmaschine in Bewegung zu setzen. Wenn die Betreibung einer feststehenden Winde oder eines Aufzuges von einer Betriebsmaschine aus leicht durch die gewöhnlichen Räder- und Riementransmissionen bewirkt werden kann, so macht die Uebertragung der Bewegung auf die Krahn wegen deren Beweglichkeit besondere Einrichtungen nöthig. Bei einem Drehkrahne ist die Zuführung der Kraft nur in der Axe des drehbaren Auslegers möglich, während bei Lauftrahnen die Einrichtung so getroffen werden muß, daß durch die Verschiebung des Wagens und der Brücke die Bewegungsübertragung durch die Transmission nicht gestört wird.

Einen durch eine Transmissionswelle bewegten Krahn, wie er im Bahnhofe zu Liverpool thätig ist, stellt Fig. 155 dar. Hierbei ist die Seiltrommel  $E$

in festen Ständern gelagert, und das Seil wird über die Leitrolle *F* in der Ase der Krähnsäule *FL* in die letztere eingeführt und um die beiden Seilrollen *G* und *H* geleitet. Die Umdrehung der Windetrommel *E* wird durch

Fig. 155.



das Zahnräderpaar *CD* von der Vorgelegswelle *B* bewirkt, welche letztere ihre Drehung von der stetig umlaufenden Welle *A* durch Frictionscheiben erhält. Zu dem Ende ist nämlich das Lager *R* der Welle *A* auf einem Hebel *U* angebracht, welcher durch die Schnur *X* angezogen wird. Wenn das Letztere geschieht, so wird eine auf dem Ende der Welle *A* befindliche kleine Frictionscheibe fest gegen den inneren Umfang der Scheibe *T* gepreßt, wodurch diese und damit die Vorgelegswelle *B* in Bewegung gesetzt wird. Wird die Spur *X* freigelassen, so hört die Berührung der Frictionscheiben auf, indem der Hebel *U* durch ein Gegengewicht zurückgeführt wird. Ein die Scheibe *T* äußerlich umgebendes Bremsband hindert das Niedersinken der

Last während der Umschwenkung des Krahn's mittelst der Spille  $Z$ , indem hierbei die an dem Bremshebel  $N$  angebrachte Schnur  $S$  angezogen wird, welche Schnur über die Leitrollen  $W, P$  geführt und an der Spille  $MZ$  befestigt ist. Beim Nachlassen dieser Schnur wird die Bremse durch das Gegengewicht  $Y$  gelöst, so daß die Last bezw. der durch ein Gewicht  $K$  beschwerte Kettenhaken zurücksinken kann, worauf nach Rückdrehung des Auslegers der Krahn zum Heben einer neuen Last bereit ist.

Um auch Laufkrahne von einer stehenden Betriebsmaschine aus zu bewegen, wandte man zuerst zwei lange Wellen an, von denen die eine  $A$  auf der Brücke parallel der Wagenbahn angebracht war, während die andere  $B$  dazu senkrecht parallel mit den Lauffschienen für den Krahn an der Wand oder an dem festen Gerüste ihre Stützen erhielt. Jede der beiden Wellen war mit einer Längsnuth versehen, so daß ein auf der Welle verschiebliches Rad mittelst einer in diese Nuth passenden Feder in jeder Stellung veranlaßt war, an der Drehung der Welle theilzunehmen. Wenn daher das auf  $B$  verschiebbare Rad  $b$  als conisches Rad ausgeführt wird, welches in ein anderes conisches Rad  $d$  auf der Brückenwelle  $A$  eingreift, so kann man in jeder Stellung der Brücke die Bewegung der Welle  $B$  auf die Welle  $A$  der Brücke übertragen. Es ist dann leicht, die Drehung dieser letzteren Welle mittelst eines Wendegetriebes zum Transport der Brücke zu benutzen.

In ganz derselben Weise kann man ferner von der Welle  $A$  durch zwei verschiebbliche Stirnräder  $a_1$  und  $a_2$  und mittelst zweier Wendegetriebe  $c_1$  und  $c_2$ , welche am Wagen angebracht sind, die links- oder rechtsgängige Drehung der Windtrommel bezw. der Wagenschiebewelle erzeugen. Diese Einrichtung ist aber eine ziemlich complicirte und schwerfällige, besonders deswegen, weil die beiden Wellen  $A$  und  $B$  zu lang sind, um der Stützung zwischen den beiden Endlagern entbehren zu können. Man muß daher zwischen den letzteren noch eine Anzahl Stützlager anbringen, welche aber nicht fest sein dürfen, da sie den Vorübergang der transversirenden Räder  $a$  und  $b$  nicht hindern dürfen. Man stellte daher diese Stützen durch drehbare Hebel her, welche in ähnlicher Art, wie dies bei dem Laufkrahne, Fig. 154, schon angegeben ist, von dem vorübergehenden Rade zur Seite bewegt wurden, um sich nach dessen Vorübergang wieder aufzurichten.

Diese Uebelstände hat man neuerdings durch die Anwendung eines geeigneten Seilbetriebes zu vermeiden gewußt, über dessen allgemeine Einrichtung ein Näheres bereits in III, 1, §. 58 angeführt worden ist. Im Folgenden möge daher nur noch die Anordnung eines solchen Seilbetriebes für einen Laufkrahne und für einen Kollkrahne angeführt werden, wie er von Ramsbottom \*)

\*) S. hierüber ein Näheres in dem Aufsatze von G. Lenz, Zeitschr. deutsch. Ing. 1868, S. 289.



für die Locomotiv- und Räderwerkstätten in Crewe mit Vortheil zur Anwendung gebracht ist.

Fig. 156 (a. v. S.) zeigt den Laufkrahnen im Grundriß und in der Seitenansicht. Hierin sind  $A$  die aus Holz und Eisen gebildeten Träger der Brücke, welche mit den Laufrollen  $a_1$  auf den Schienen  $a_2$  beweglich ist, während der Windwagen  $B$  mit den Laufrollen  $b$  auf der Brücke rollt. Die Brücke trägt die vier verticalen Spindeln der Seilrollen  $c_1 c_2 c_3 c_4$ , um welche das endlose Seil  $s_1 s_4$  in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung läuft, und man hat sich zu denken, daß dieses Seil an den beiden Enden des betreffenden Raumes über zwei Scheiben von 1,2 m Durchmesser geführt ist, von welchen die eine ihren Antrieb von der Dampfmaschine empfängt, während die andere, horizontal in einer Führung verschiebbar, durch ein Gewicht das endlose Seil stetig in Spannung erhält. Die Seilrollen  $c$  drehen sich daher unausgesetzt, und man benützt die Rolle  $c_1$  zur Verschiebung des Krahnes, indem man mit  $c_1$  die beiden Frictionsscheiben  $d_1 d_2$  verbunden hat, von welchen durch einen Handhebel nach Belieben die obere  $d_1$  oder die untere  $d_2$  mit der Frictionsscheibe  $e$  einer horizontalen Hilfswelle in Berührung gebracht werden kann. Man hat es daher in der Gewalt, die Welle von  $e$  bald links, bald rechts zu drehen, und da dieselbe durch Zahnräder mit der an der Brücke gelagerten Welle  $f$  in Verbindung steht, so wird diese letztere mittelst der auf ihren Enden sitzenden kleinen Zahnräder die entsprechende Umdrehung der Laufrollen  $a_1$  der Brücke und somit deren Verschiebung veranlassen.

Zur Bewegung der Windtrommel  $T$  dient eine Scheibe  $g$  auf der verticalen Spindel  $G$ , welche letztere mittelst einer Schnecke ein Schneckenrad  $t$  auf der Trommelle bewegt. Die Scheibe  $g$  tritt für gewöhnlich mit dem Treibseil  $s$  gar nicht in Berührung, nur wenn man durch die Druckrolle  $g_2$  das Seilstück  $s_2$  oder durch die Druckrolle  $g_3$  das Seil  $s_3$  in die Rinne von  $g$  eindrückt, wird die Welle  $G$  umgedreht, und zwar in den beiden Fällen nach entgegengesetzten Richtungen, da die Bewegungsrichtungen des Seils in  $s_2$  und  $s_3$  einander entgegen sind. Man kann daher dadurch die Last  $Q$  heben oder senken, und zwar hat man der Scheibe  $g$  zwei Rinnen von verschiedenem Durchmesser gegeben, um das Senken mittelst der kleineren Rinne schneller zu bewirken, als das Heben, für welches die größere Rinne benützt wird.

Es ist nun leicht einzusehen, daß die Bewegung des Wagens  $W$  in ähnlicher Art mittelst der verticalen Spindel  $H$  bewirkt werden kann, wenn man entweder das Seil  $s_2$  durch die Druckrolle  $h_2$  oder das Seil  $s_3$  durch  $h_3$  in die Rinne der Seilrolle  $h$  drückt, welche auf der Spindel  $H$  angebracht ist. Die letztere bewegt nämlich durch eine Schraube ein Schneckenrad auf der einen Laufrolle des Wagens  $B$ . Das angewandte Treibseil, ein Baumwollseil von 16 mm Durchmesser, ist einer Spannung durch das Spannungsgewicht von 50 kg unterworfen und läuft mit der großen Geschwindigkeit

von 25 m per Secunde. Um die Biegungswiderstände und den Seilverschleiß möglichst herabzuziehen, haben die Seilrollen etwa die dreißigfache Seilstärke zum Durchmesser (0,455 m) erhalten, wobei ihre Umdrehungszahl in der Minute über 1000 beträgt. Diese große Umdrehungsgeschwindigkeit macht die sorgfältigste Centrirung und Ausbalancirung der Rollen erforderlich und erheischt eine ausgezeichnete Delung der Zapfen. Das Umsetzungsverhältniß der Geschwindigkeit für die Hebevorrichtung ist dabei ebenfalls ein sehr großes und beträgt für die Maximallast von 500 Centnern 1 : 3000, so daß diese Last in der Minute 0,495 m gehoben wird, während für geringere Lasten eine etwa viermal so große Geschwindigkeit (1,96 m) bei einem Umsetzungsverhältnisse von ungefähr 1 : 800 erzielt wird. Die Querbewegung des Wagens und die Längenbewegung der Brücke erfolgen mit 9,14 m Geschwindigkeit per Minute. Angestellte Versuche ergaben, daß bei einer Belastung des Krahns mit 180 Centnern und einem Umsetzungsverhältnisse von 3000 die am Umfange der Treibrolle erforderliche Kraft 17 Pfund betrug. Somit hatte man in diesem Falle, da die theoretische Kraft zu

$$P_0 = \frac{18000}{3000} = 6 \text{ Pfund}$$

sich berechnet, einen Wirkungsgrad

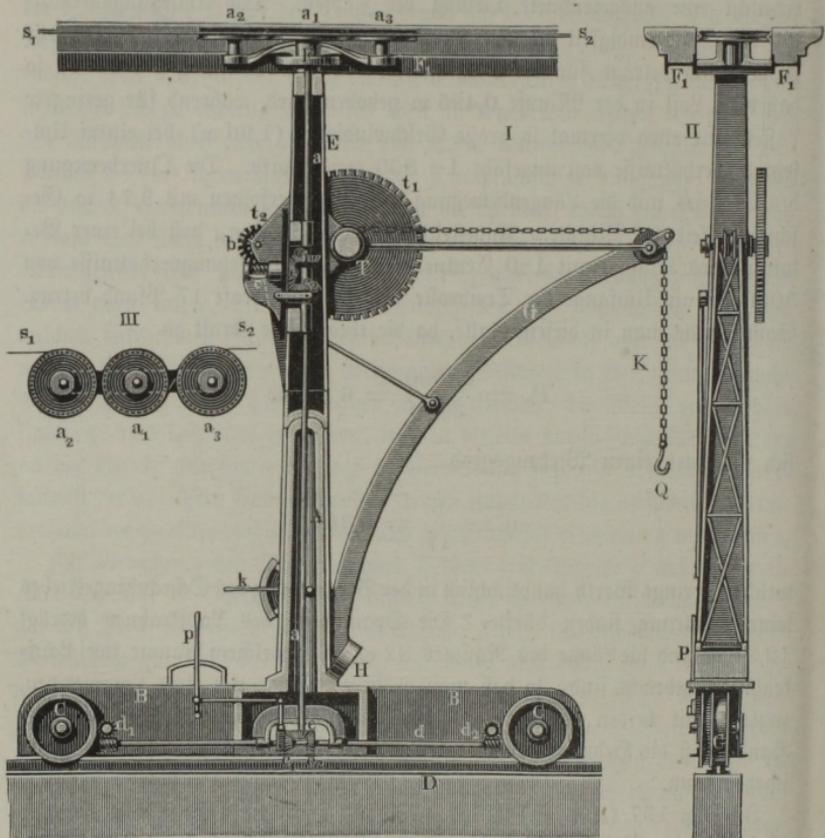
$$\eta = \frac{6}{17} = 0,353,$$

welcher geringe Werth hauptsächlich in der Verwendung des Schraubengetriebes seine Erklärung finden dürfte. Die Spannweite des Laufkrahnes beträgt 12,37 m und die Länge des Raumes 82 m, über welchem Raume zwei Laufkrahne angebracht sind, so daß man größere Lasten, wie etwa Locomotiven, zugleich mit beiden Krähnen anheben kann. Es liegt übrigens auf der Hand, daß die Hebung der Last gleichzeitig mit der Horizontalbewegung geschehen kann.

In Fig. 157 (a. f. S.) ist der gleichfalls durch einen Seilbetrieb bewegte Kollkrahne der Mäderwerkstatt dargestellt. Hier ist die gußeiserne feste Krähnsäule *A* auf einem kastenförmigen, aus Blech gebildeten Fuße *B* angebracht, welcher mit den beiden Laufrädern *C* auf einer durch das ganze Gebäude gehenden Schiene *D* läuft. Auf die Krähnsäule *A* ist eine Blechröhre *E* gesteckt, welche oberhalb mit der Führungsrolle *F* zwischen zwei I-förmigen Schienen *F*<sub>1</sub> am Gebälk geführt wird, und welche den Ausleger *G* trägt, der unten mittelst der Rolle *H* gegen den conischen Ansatz der Krähnsäule *A* sich stützt. Die Lastkette *K* wickelt sich auf die Windtrommel *T*, welche durch die Zahnräder *t*<sub>1</sub> und *t*<sub>2</sub> und das Schneckenrad *b* die Bewegung von der Schraube *c* erhält. Die Bewegung dieser Schraube erfolgt von einer

in der Axe der hohlen Kranssäule angebrachten stehenden Welle  $a$ , welche oberhalb mit einer Seilrolle  $a_1$  versehen ist. Diese Rolle wird nach Fig. 157 III von dem Treibseile  $s_1 s_2$  zur Hälfte umschlungen, zu welchem Zwecke die beiden Leitrollen  $a_2$  und  $a_3$  mit dem oberen Ende der Kranssäule

Fig. 157.



verbunden sind. In Folge dieser Anordnung wird die stehende Welle  $a$  in jeder Stellung des Kranses von dem Treibseile umgedreht, und es handelt sich nur darum, je nach Bedürfnis die Windtrommel  $T$  oder die Laufräder  $C$  in Umdrehung zu setzen. Zur Bewegung der Windtrommel ist die Schraubenwelle mit einem Frictionskegel  $e$  versehen, während die Axe  $a$  den zugehörigen Doppelkegel  $e_1 e_2$  verschiebbar auf einer Feder trägt. Ein Heben oder Senken dieses Doppelkegels durch den Hebel  $k$  veranlaßt daher eine Drehung der Schraube  $c$  in dem einen oder anderen Sinne, so daß dadurch die Last  $Q$  nach Belieben gehoben oder gesenkt werden kann.

In ähnlicher Art wird die Drehung der Laufaxen  $C$  durch die Zwischenwelle  $d$  mittelst der beiden Schneckengetriebe  $d_1$  und  $d_2$  bewirkt, wenn durch den Hebel  $p$  das aus den drei Frictionskegeln  $e$ ,  $e_1$  und  $e_2$  bestehende Wechselgetriebe entsprechend eingerückt wird. Die Umschwenkung des Krahnes um die Krahnssäule geschieht einfach durch eine seitens der Arbeiter ausgeübte Zugkraft. Dieser Krahn hat bei 2,59 m Ausladung eine Längsbewegung von 36 m und eine Tragfähigkeit von 80 Centnern. Die Geschwindigkeit der Hebung beträgt bei einem Umsetzungsverhältnisse von etwa 1 : 1000 in jeder Minute 1,76 m. Das Treibseil hat ebenfalls 16 mm Durchmesser.

Derartige Windwerke werden sich nur für größere Anlagen oder Bauausführungen eignen, wo eine genügende Ausnutzung möglich ist, da der stetige Kraftverbrauch, welchen die leergehenden Seile erfordern, als besonderer Uebelstand um so mehr ins Gewicht fällt, je seltener der Krahn in Thätigkeit kommt.

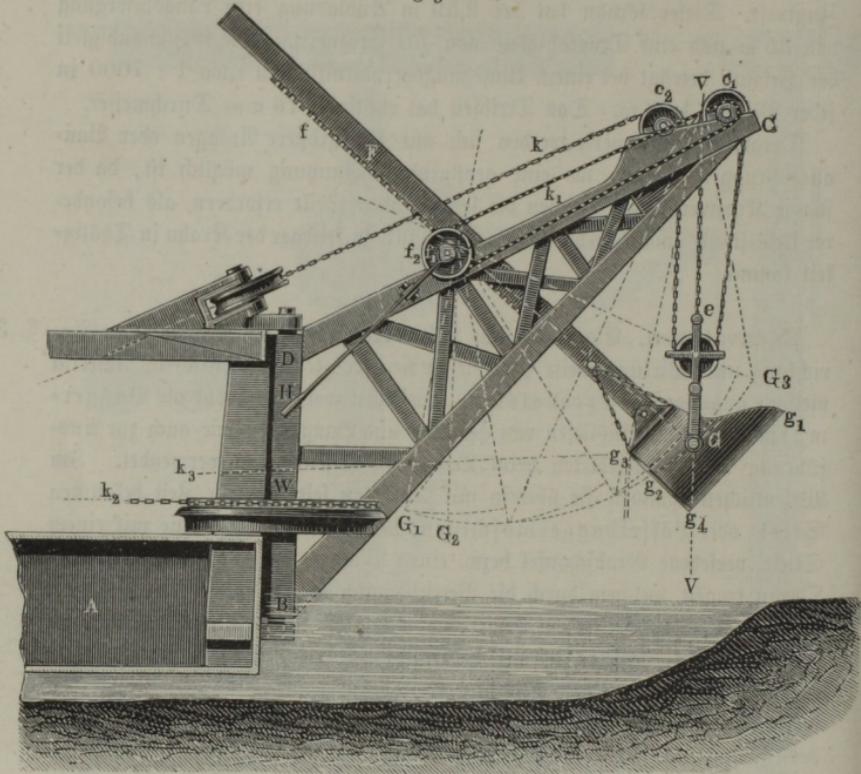
**Excavatoren.** Eigenthümliche Hebevorrichtungen von krahnartiger Ein- §. 39.  
richtung und Wirkungsweise sind die in neuerer Zeit namentlich in Amerika vielfach angewandten Excavatoren. Dieselben werden sowohl als Baggermaschinen zum Austiefen von Canälen und Baugruben wie auch zur Ausführung von Grabarbeiten beim Baue von Eisenbahnen verwendet. Im Wesentlichen kommen sie überein mit den schon seit längerer Zeit bekannten Stiel- oder Löffelbaggermaschinen, indem sie wie diese eine mit einem Stiele versehene Grabschaufel bezw. einen Baggererimer als wirksames Organ tragen, welchem durch die Betriebsmaschine eine solche Bewegung ertheilt wird, daß bei jedem Spiel die Schaufel ein bestimmtes Quantum Grund absticht, dasselbe darauf hebt und dem betreffenden Fahrzeuge überliefert, welches die Masse weiter zu transportiren bestimmt ist. Die Arbeit dieser Maschinen besteht daher nicht nur in einer Hebung der Massen, sondern gleichzeitig in der Arbeit des Grabens oder Abschneidens, zu welchem Zwecke der Grabschaufel die geeignete Form und Bewegung ertheilt werden muß.

Wenn es sich dabei um ein eigentliches Baggern, d. h. um ein Vertiefen der Sohle von Gewässern handelt, so pflegt man den Excavator auf einen Prahm oder ein Schiffsgesäß zu stellen, während man einen auf provisorischen Schienen laufenden Wagen, ähnlich wie bei den Kollkrahnen, anwendet, wenn es sich um die Ausführung von Erdarbeiten handelt. In letzterer Beziehung haben diese Maschinen die großartigste Verwendung beim Baue der Pacificbahn gefunden.

In Fig. 158 (a. f. S.) ist die Einrichtung eines derartigen Stielbagers nach der Construction von Ottis in New-York in den wesentlichen Theilen dargestellt. Der aus Holz oder Eisen gefertigte, im Grundrisse und Quer-

schnitte rechteckige Brahm *A*, welcher die zum Betriebe dienende Dampfmaschine mit ihrem Kötrenkessel trägt, ist an einem Stirnende zur Aufnahme eines drehbaren Krahnauslegers *BCD* eingerichtet, dessen verticale Säule *BD* oben und unten mit Zapfen versehen ist, deren Lager an dem

Fig. 158.



Brahme befestigt sind. Der Schnabel des Auslegers trägt die Rollen  $c_1, c_2$ , über welche die Zugkette  $k$  geführt ist, so daß in der unteren Ketten Schleife die lose Rolle  $e$  hängt, deren Gehänge die Grabschaufel  $G$  trägt. Die letztere besteht aus einem oben offenen Blechcylinder von ovalem Querschnitt, deren oberer Rand  $g_1$  mit einer Stahlschneide versehen ist, während der Boden  $g_2$  um ein Scharnier  $g_3$  sich zurückschlagen läßt, wenn durch eine Schnur ein Haken oder Kiegel bei  $g_4$  zurückgezogen wird. Die Schaufel  $G$  ist an einem längeren Stiele  $F$  befestigt, welcher den aus doppelten Hölzern gabelförmig gebildeten Ausleger durchsetzt, so daß dieser unten mit einer Zahnstange  $f$  versehene Stiel in seiner Richtung verschoben werden kann, wenn die Axt  $f_1$ ,

welche ein Zahnrad für die Zahnstange  $f$  trägt, durch das Kettenrad  $f_2$  und die Kette  $k_1$  gedreht wird. Vermöge dieser Einrichtung kann der Stiel  $F$  außer seiner Verschiebung auch gleichzeitig eine Drehung um die Ase  $f_1$  annehmen. Das Umschwenken des Auslegers in horizontaler Richtung wird durch eine Kettenscheibe  $W$  bewirkt, an deren Umfange die beiden Enden einer Kette  $k_2$  befestigt sind, die um eine auf dem Prahm aufgestellte Windetrommel gewickelt ist. Die Drehung dieser Trommel nach der einen oder anderen Richtung hat daher ein Umdrehen des Auslegers nach links oder rechts zur Folge.

Durch die hier gewählte Anordnung des Betriebes kann der Grabschaufel  $G$  die zum Abstechen des Materials erforderliche Bewegung ertheilt werden, wie sie bei der Grabarbeit aus freier Hand erforderlich ist, wovon man sich durch folgende Betrachtung überzeugt. Denkt man sich durch den Händel  $H$  das Kettenrad ausgerückt, so daß dasselbe lose auf der Ase des Zahnrades  $f_1$  läuft, so werden der Stiel und die Grabschaufel sich so stellen, daß der Schwerpunkt derselben in der verticalen Tangente an die Rolle  $e_1$  liegt und bei einem Nachlassen der Kette  $k$  wird dieser Schwerpunkt in dieser Verticalen  $VV$  sinken, wobei der Stiel  $F$  sich entsprechend nach abwärts verschiebt. Ein Anziehen der Kette  $k$  durch die betreffende Windetrommel wird dagegen ein verticales Steigen des Schwerpunktes mit gleichzeitiger Aufwärtsschiebung des Stieles  $F$  zur Folge haben. Man hat es daher ganz in seiner Gewalt, den besagten Schwerpunkt und somit die Grabschaufel selbst in die zum Baggern erforderliche Höhe zu bringen. Denkt man nunmehr das Kettenrad  $f_2$  durch den Hebel  $H$  eingerückt, so daß dasselbe mit der Ase des Zahnrades  $f_1$  fest verbunden ist, so wird bei einem Nachlassen der Kette  $k$  durch die Linksdrehung der Rolle  $e_1$  und des Kettenrades  $f_2$  ein Aufwärtsschieben des Stieles  $F$  stattfinden, dessen Betrag  $\nu h$  ist, unter  $h$  die Verlängerung des Kettenstückes  $e_1 G$  und unter  $\nu$  das Umsehungsverhältniß zwischen den betreffenden Rädern  $e_1$  und  $f_1$  verstanden. Ebenso wird beim Anziehen der Kette  $k$  eine Abwärtsschiebung des Stieles  $F$  eintreten. In Folge dieses Zusammenhanges wird die Grabschaufel eine gewisse, von dem Umsehungsverhältnisse  $\nu$  abhängige krumme Bahn beschreiben, welche in der Figur für den Punkt  $G$  unter Voraussetzung eines Verhältnisses  $\nu = 1/4$  in  $G_1 G G_3$  gezeichnet ist. Wie eine solche Bewegung, die man, wie schon erwähnt, in beliebiger Höhenlage des Eimers vornehmen kann, eine Grabarbeit sowohl über wie unter Wasser bewirken kann, dürfte aus der Figur ersichtlich sein. Es kann hierbei bemerkt werden, daß, wenn, wie angenommen, das Senken des Stieles durch dessen eigenes Gewicht geschieht, die äußerste Lage des Eimers stattfindet, wenn der Schwerpunkt desselben in der tiefsten Lage, also etwa in  $G_2$ , steht. Soll der Eimer noch weiter nach rückwärts gezogen werden, etwa in die Lage  $G_1$ , so kann dieses dadurch bewirkt

werden, daß von dem hinteren Ende des Eimers eine besondere Kette  $k_2$  nach einer Windetrommel geführt wird, wie man anfänglich bei diesen Baggern eine solche Kette auch in der That anwandte\*). Man kann denselben Erfolg aber auch, wie es bei den Baggern der Dredging Co. in Philadelphia gefunden wird, dadurch erreichen, daß man die Drehung der Axe von  $f_1$  nicht von derjenigen der Rolle  $c_1$  abhängig macht, sondern direct von der Betriebsmaschine bewirken läßt. In diesem Falle ist auch über die tiefste Lage des Eimerschwerpunktes in  $G_2$  noch durch die gleichzeitige Bewegung der Kette  $k$  und des Zahnrades  $f_1$  eine Rückwärtsbewegung der Schaufel bis dicht an das Schiffsgefäß nach  $G_1$  ermöglicht.

Ist in der gedachten Weise durch Anziehen des Eimers in seiner hintersten Lage und gleichzeitiges Abwärtschieben des Stieles  $F$  ein Abstecken der Erde und Füllen der Schaufel bewirkt, und die letztere durch die weitere Bewegung bis zur entsprechenden Höhe gehoben, so erfolgt das Umschwenken des Auslegers durch Einrücken der Winde für die Kette  $k_2$ , worauf ein Zug an der Schnur die Bodenklappe zum Aufschlagen veranlaßt, so daß das Material in den betreffenden Modderprahn, bezw. den Transportkarren herabfällt. Wird der Ausleger zurückgedreht und der Stiel gesenkt, so kann dasselbe Spiel sich wiederholen.

Die Arbeit dieser Maschinen geht sehr schnell von statten, indem zu einem Spiele meist nur etwa eine Minute erforderlich ist, vorausgesetzt, daß der Maschinenführer die nöthige Uebung besitzt. Bei dem für die Drauregulirung angewandten Apparate dieser Art\*\*) betrug der Inhalt des Eimers etwa 0,6 cbm, die Ausladung des Auslegers 7,32 m, die Länge des Baggerschiffes 18,59 m und seine Breite 7,32 m. Bei Verwendung einer 14 pferdigen Dampfmaschine ergab sich eine Leistung von 310 cbm Boden in 10 Stunden, bei einer größten Baggertiefe von 4,88 m unter und einer größten Ablagehöhe von 4,27 m über dem Wasserspiegel.

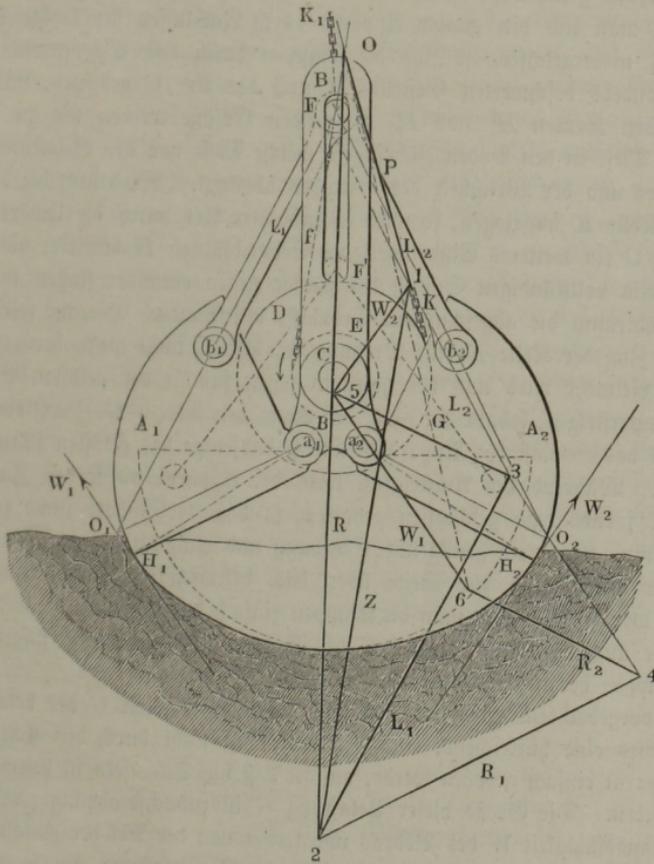
Eine andere Art von Excavatoren zeigt eine solche Einrichtung, vermöge deren das die Masse aufnehmende Gefäß durch eine Winde an Ketten einfach auf den Grund niedergelassen und nach geschener Füllung über Wasser gehoben wird, so daß in der geeigneten Höhe eine Entleerung geschehen kann. Zu dem Ende besteht das Gefäß aus zwei schaufelartigen Theilen, welche durch Scharniere so mit einander verbunden sind, daß sie sich wie die Backen einer Reißzange gegen einander legen oder von einander entfernen können. Aus Fig. 159 ist diese Einrichtung ersichtlich. Die beiden Blechgefäße  $A_1 A_2$  von der Form cylindrischer Quadranten sind bei  $a_1 a_2$  in

\*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1872, S. 269.

\*\*) S. Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch.-Ver. 1871, S. 181.

Scharnieren an ein eisernes Gestell *B* angeschlossen, in welchem die Ase *C* ihre Zapfenlager findet. Auf dieser Ase *C* ist eine größere Ketten­scheibe *D*

Fig. 159.



befestigt, von deren Umfange eine Kette *K* nach oben ausgeht, wo sie nach Passirung einer Leitrolle auf eine Windtrommel geführt ist, welche nach Erforderniß umgedreht werden kann. Außer dieser größeren Kettenrolle *D* sind auf der Ase *C* noch zwei kleinere Rollen *E* angebracht, von deren jeder eine daran befestigte Kette *f* ausgeht, welche oberhalb eine Queraxe *F* ergreift. Die Queraxe *F*, deren Enden in den Schlitzen des Gestelles *B* ihre Führungen finden, wird in Folge dieses Zusammenhanges bei einer durch den Zug der Kette *K* bewirkten Drehung der Ase *C* im Sinne des Pfeiles durch die Ketten *f* der Ase *C* genähert, wobei, wenn *F* nach *F'* gelangt, durch ein Paar Lenkschienen *L*<sub>1</sub> und *L*<sub>2</sub> ein Schließen der Klappen *A*<sub>1</sub> und

$A_2$  erfolgen muß, wie die Punktirung in der Figur andeutet. Der ganze Apparat hängt außerdem an einer zweiten, an der Quere  $F$  angreifenden Kette  $K_1$ , welche nach einer zweiten Windtrommel auf dem betreffenden Baggergerüste geführt ist.

Denkt man sich den ganzen Apparat durch Nachlassen der letztgedachten Kette  $K_1$  niedergelassen, so sind die Klappen durch das Eigengewicht des noch besonders beschwerten Gestelles  $B$  und der Axe  $C$  geöffnet, und die schneidenden Kanten  $H_1$  und  $H_2$  der beiden Gefäße werden bis zu einer gewissen Tiefe in den Boden eindringen, welche Tiefe von der Belastung des Apparates und der Weichheit des Grundes abhängt. Wird nun die bisher schlaffe Kette  $K$  angezogen, so wird in gedachter Art durch die Umdrehung der Axe  $C$  ein weiteres Eindringen der Schneidkanten  $H$  bewirkt, bis dieselben beim vollständigen Schluß der Zange gegen einander stoßen und in ihren Hohlraum die abgeschnittene Erdmasse aufnehmen. Hierauf wird ein fernerer Zug der Kette  $K$  eine Drehung der Axe  $C$  nicht mehr hervorrufen können, vielmehr wird nun der ganze Apparat sammt der gelösten Bodenmasse emporsteigen, sobald der Zug der Kette den Werth  $G + Q$  erreicht, wenn  $G$  das Gewicht des Apparates und  $Q$  dasjenige des gelösten Materials bedeutet. Während des Aufsteigens wird der Apparat durch den Zug der Kette  $K$  fortwährend geschlossen gehalten, so daß der Inhalt nicht zurückfallen kann. Erst nach genügender Erhebung und nachdem der frei hängende Apparat entsprechend zur Seite über das betreffende Transportfahrzeug dirigirt worden ist, öffnet man die Klappen einfach dadurch, daß die Kette  $K_1$  nunmehr angezogen wird, wobei  $K$  schlaff wird und die Masse sofort aus den Klappen herausfällt.

Die vorgedachte Wirkung setzt voraus, daß das Gewicht  $G$  des belasteten Excavators eine hinreichende Größe habe, damit nicht durch den Kettenzug der Apparat einfach gehoben werde, anstatt daß die Schaufeln in den Boden einschneiden. Die Größe dieser Belastung  $G$  ist zunächst abhängig von der Widerstandsfähigkeit  $W$  des Bodens und ferner von der Art der Zusammensetzung des Apparates. Es leuchtet ein, daß die Belastung um so größer sein muß, je größer der Widerstand ist, welchen das Bodenmaterial dem Eindringen der Schaufeln entgegensetzt.

Um über die erforderliche Größe der Belastung sowie die an der Kette  $K$  anzubringende Zugkraft  $P$  ein Urtheil zu gewinnen, kann man am einfachsten sich der folgenden graphischen Untersuchung bedienen. Wirkt an der Kette  $K$  irgend eine Zugkraft  $P$ , so bringt dieselbe an der Kette  $f$  in deren Richtung eine Zugkraft  $Z$  hervor, welche sich mit  $K$  in  $O$  schneiden möge. Diese beiden Kräfte  $P$  und  $Z$  sind im Gleichgewichte mit der von dem Gestelle  $G$  auf die Zapfen von  $C$  ausgeübten Reaktionskraft  $R$ , welche letztere daher die Richtung  $OC$  haben muß. Macht man daher nach irgend einem

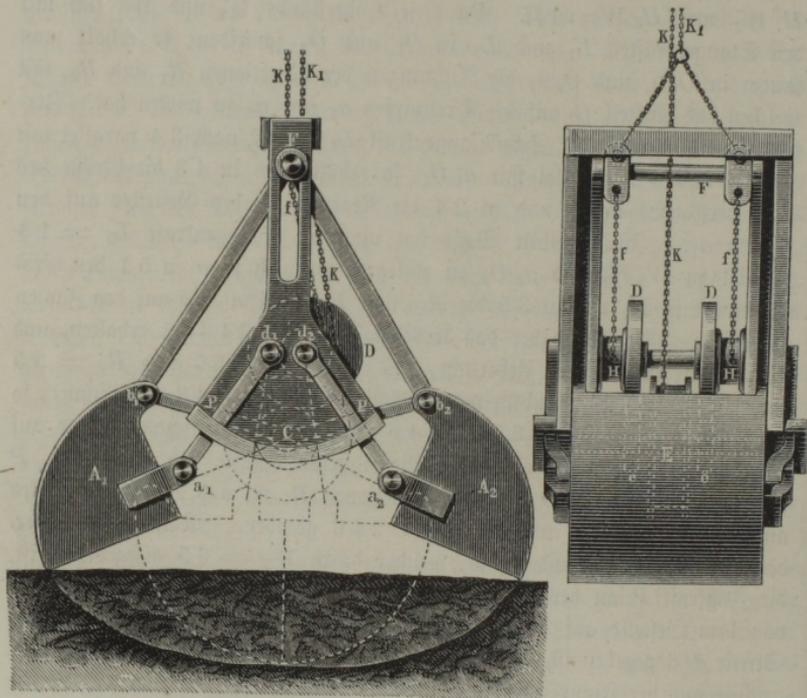
Kräftemaßstabe  $O1$  gleich  $P$ , so erhält man die Zugkraft  $Z$  in  $12$  und die Zapfenreaction  $R$  in  $O2$ , wenn man  $12$  parallel zu der Kette  $f$  zieht. Zerlegt man nun die Zugkraft  $Z = 12$  nach den Richtungen der Schubstangen  $Fb_1$  und  $Fb_2$ , so erhält man die in diesen Schubstangen wirkenden Druckkräfte und zwar  $L_2$  in  $13$  und  $L_1$  in  $32$ . Um nun den Bodewiderstand festzustellen, beachte man, daß die Schneiden  $H_1$  und  $H_2$  sich um  $a_1$  und  $a_2$  zu drehen streben, der Widerstand des Bodens daher senkrecht zu den betreffenden Radien  $H_1a_1$  und  $H_2a_2$  anzunehmen ist, also bezw. in  $H_1W_1$  und  $H_2W_2$  wirkt. Da diese Widerstände  $W_1$  und  $W_2$  sich mit den Stangenkräften  $L_1$  und  $L_2$  in  $O_1$  und  $O_2$  schneiden, so erhält man wieder in  $O_1a_1$  und  $O_2a_2$  die Richtungen der Reactionen  $R_1$  und  $R_2$ , mit welchen das Gestell  $G$  auf die Drehzapfen  $a_1$  und  $a_2$  zu wirken hat. Zerlegt man demgemäß die Schubstangenkraft  $L_1 = 32$  nach  $34$  parallel mit  $W_1H_1$  und  $42$  parallel mit  $a_1O_1$ , so erhält man in  $43$  die Größe des Erdwiderstandes in  $H_1$  und in  $24$  die Reaction  $R_1$  des Gestelles auf den Zapfen  $a_1$ . In derselben Weise hat man die Stangenkraft  $L_2 = 13$  parallel zu  $W_2H_2$  und  $a_2O_2$  zu zerlegen, wodurch man in  $51$  den Erdwiderstand in  $H_2$  und in  $35$  die Reaction  $R_2$  des Gestelles auf den Zapfen  $a_2$  erhält. Man hat daher das Kräftepolygon  $1O24351$  erhalten, und wenn man, zur besseren Uebersicht,  $W_1 = 43$  nach  $65$  und  $R_2 = 35$  nach  $46$  verlegt, d. h. indem man das Parallelogramm  $4356$  zeichnet, so giebt das Kräftepolygon  $651O246$  eine deutliche Anschauung der auf den Apparat wirkenden Kräfte. Die äußeren Kräfte  $W_1$ ,  $W_2$  und  $P$  sind hier durch  $651O$  und die Reactionen  $R$ ,  $R_1$  und  $R_2$  des Gestelles auf die Zapfen  $C$ ,  $a_1$  und  $a_2$  durch  $O246$  gegeben. Man ersieht daher, daß für einen Bodewiderstand, welcher durch  $W_1 = 65$  ausgedrückt ist, die Zugkraft  $P$  an der Kette  $K$  den Betrag  $1O$  haben muß, und daß die von dem Gestelle auf die Zapfen auszuübende Gesamtreaction durch die Strecke  $O6$  gegeben ist, diese Strecke daher die Belastung  $G$  repräsentirt.

Wie aus der Figur ersichtlich, sind die beiden Kräfte  $W_1$  und  $W_2$  in der Figur von verschiedener Größe, wodurch angezeigt ist, daß in der angenommenen Lage des Apparates nur die Kante  $H_1$  eindringen wird, auf welche die größere Kraft wirkt. Dadurch wird aber eine andere Stellung des Geräthes und eine Aenderung in dem Verhältnisse der Kantendrucke  $W_1$  und  $W_2$  herbeigeführt, in Folge dessen auch die andere Kante  $H_2$  zum Schneiden gelangt. Auch dürfte ersichtlich sein, daß der Apparat sich von selbst immer so stellen wird, daß die Gesamtreaction  $O6$  des Gestelles gegen die Zapfen vertical gerichtet ist, da das Gestell nur vermöge seiner Belastung, also nur in verticaler Richtung reagiren kann. In der vorliegenden Untersuchung sind die schädlichen Widerstände des Apparates, wie Zapfenreibungen *cc.*, außer Acht gelassen, wollte man sie berücksichtigen, so ändert sich die Unter-

suchung nicht, und man hat nur die Reactionsrichtungen  $R$ ,  $R_1$  und  $R_2$  anstatt central, tangential an die betreffenden Reibungskreise zu legen, wie oben mehrfach gezeigt worden. (S. Thl. III, 1, Anhang.)

Während bei weichem Boden, welcher dem Eindringen der Schneiden nur wenig Widerstand entgegensetzt, das Eigengewicht des Apparates meist schon genügend ist, um die beabsichtigte Wirkung hervorzubringen, so erfordert schwerer Thonboden eine bedeutende Belastung, welche bei größeren Apparaten

Fig. 160.

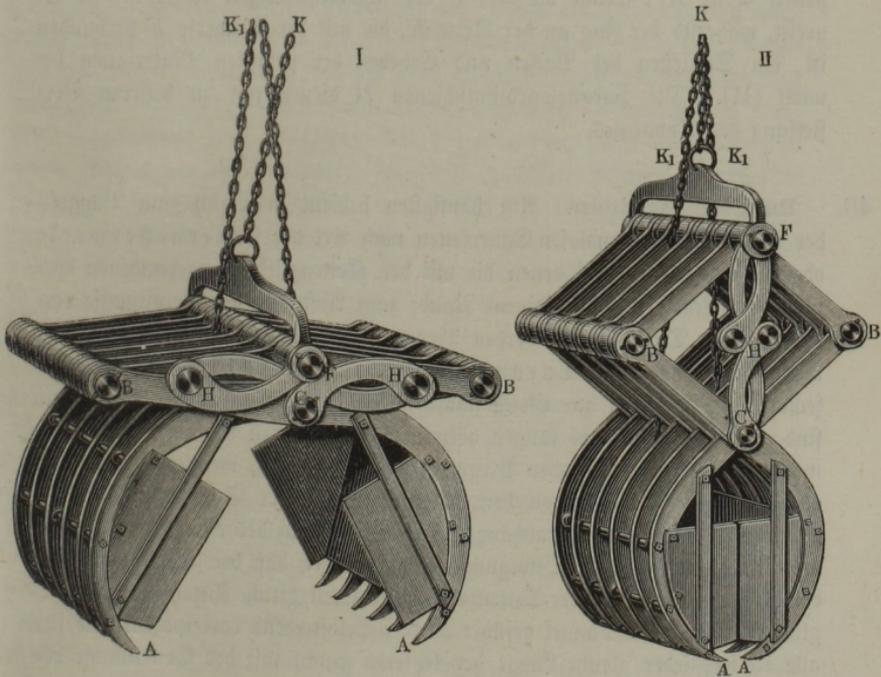


oft mehrere Tonnen betragen kann. Hieraus folgt, daß derartige Hebevorrichtungen in solchem Falle nur einen geringen Wirkungsgrad haben werden. Bezeichnet nämlich  $Q$  das Gewicht der gelösten Masse und  $G$  das Gewicht des belasteten Apparates, so muß die schließliche Zugkraft der Kette gleich  $G + Q$  sein, und man hat daher für die eigentliche Hebung, wenn von allen schädlichen Widerständen im Apparate selbst abgesehen wird, nur einen Wirkungsgrad  $\eta = \frac{Q}{Q + G}$ .

Wenn das Belastungsgewicht  $G$  nicht groß genug ist, so findet eine unvollkommene Wirkung des Excavators in der Art statt, daß die Backen nur so

weit in den Boden einschneiden, bis der an der Kette erforderliche Zug einen Betrag annimmt, welcher gleich dem Gewichte des Apparates ist, vermehrt um den Widerstand, welchen der Boden dem Abreißen der unterschrittenen Erdmasse entgegensetzt. In solchem Falle wird eine vollständige Füllung des Gefäßes nicht erzielt, sondern nur die Förderung zweier Erdklumpen erreicht werden. Um diesem Uebelstande möglichst zu begegnen, hat man dem Apparate mancherlei Anordnungen gegeben, von welchen hier nur die von Both\*) angegebene in Fig. 160 angeführt werden möge. Hierbei sind

Fig. 161.



zur Erzielung eines möglichst constanten Schneidwiderstandes die beiden Gefäßbacken  $A_1$  und  $A_2$  nicht um feste Bolzen des Gestelles drehbar gemacht, sondern auf jeder Seite durch je zwei Lenkschienen  $Cb$  und  $da$  geführt, während die Schließung der Backen ebenfalls durch die Schubstangen  $Fb$  erfolgt. Nur sind die Trommeln  $H$  für die Zugketten  $f$  nicht direct auf der Axe der Kette  $K$ , sondern auf einer Axe  $d_2$  angebracht, und werden von  $C$  durch die beiderseitigen Vorgelegsräder  $ee$  und  $DD$  umgedreht. Zuzolge dieser Anordnung kann man die Bewegung jeder Klappe in jedem Augen-

\*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1874, S. 35.

blicke als eine unendlich kleine Drehung um den derzeitigen Pol  $P$  oder das Momentancentrum ansehen, welches in dem Durchschnittspunkte der zu einander gehörigen Leitschienen  $Cb$  und  $da$  gefunden wird.

Bei steinigem Boden und zum Heben der Steintrümmer nach Felsprengungen unter Wasser giebt man den Zangenbäcken der Excavatoren die entsprechende Form, wie aus der Fig. 161 (a. v. S.) erhellt, welche die von Holroyd angegebene und von der American Dredging Co. viel gebrauchte Klaue vorstellt. Beim Niederlassen dieses Apparates (I) hängt derselbe an der doppelten Kette  $K_1$ , welche die Axe  $C$  der scheerenförmigen Arme  $ACB$  ergreift, während der Zug an der Kette  $K$ , die mit der Traverse  $F$  verbunden ist, ein Schließen der Bäcken und Erheben der gefaßten Materialien bewirkt (II). Die Parallelogrammschienen  $H$  dienen nur zu besserer Versteifung des Apparates.

§. 40. **Baggermaschinen.** Am häufigsten bedient man sich zum Baggern der Maschinen mit endlosen Eimerketten nach Art der Paternosterwerke oder Elevatoren, bei denen die mit den Kettengliedern verbundenen Gefäße oder Eimer mit schneidigem Rande zum Abstechen der Bodenmasse versehen sind. Diese Ketten werden über zwei horizontale prismatische Trommeln, die sogenannten Turas, geführt, welche ein regelmäßiges vier- bis sechsseitiges Polygon zur Grundfläche haben. Die Axen dieser Trommeln sind an den Enden eines langen hölzernen oder eisernen Rahmens, der sogenannten Eimerleiter oder Baggerleiter, gelagert, welcher in verticaler oder schräger Richtung von dem Baggergerüste oder Schiffsgesäße in die auszubaggernde Grube herabhängt. Durch Drehung des oberen Turas wird die Eimerkette in stetige Bewegung versetzt, derart, daß bei jeder Umdrehung der Trommel eine mit der Seitenzahl der letzteren gleiche Anzahl von Kettengliedern über die Trommel geführt wird. Selbstredend correspondirt die für alle Kettenglieder gleiche Länge der letzteren genau mit der Seitenlänge der Trommeln. Diese Baggermaschinen hat man in solche mit verticaler und mit geneigter Eimerleiter zu unterscheiden, und man wendet die ersteren hauptsächlich zum Ausbaggern von Baugruben an, wobei die obere Trommel auf dem festen Baugerüste (Spundwänden) nach Art eines Lauftrahnes verschieblich angebracht ist, während zum Ausbaggern von Canälen, Flüssen und Hafensassins die Bagger mit schrägen Leitern häufiger Verwendung finden. Hierbei wird die ganze Baggermaschine auf einem Schiffsgesäße aufgestellt, durch dessen Bewegung allmählig alle Punkte des Terrains der Wirkung der Baggererimer ausgesetzt werden. Die Bewegung der Baggerkette durch Umdrehung der oberen Trommel, die untere Trommel wird niemals direct bewegt, sondern immer nur durch die Kette mit herumgezogen,

geschieht nur bei kleinen Baggermaschinen und geringer Tiefe durch Menschenkraft, für größere Leistungen und Tiefen wendet man jetzt allgemein Dampfbagger an. Die in früherer Zeit namentlich in Holland zur Anwendung gebrachten Pferdebagger dürften kaum noch Verwendung finden, ebenso wie die auf größeren Strömen ehemals wohl gebrachten Bagger mit Bewegung durch Schiffsmühlenträder, welche von vornherein mit dem Uebelstande verbunden sind, daß das Baggern in der Regel gerade an solchen Stellen nothwendig ist, wo die Strömung nur eine schwache ist. Außer der Bewegung der Baggerkette muß, wie aus dem Vorstehenden ersichtlich ist, gleichzeitig eine fortschreitende Bewegung der ganzen Baggereinrichtung stattfinden, diese Bewegung wird bei Dampfbaggern ebenfalls durch die Dampfmaschine hervorgerufen. Da es bei einer größeren beabsichtigten Vertiefung meist nicht möglich ist, dieselbe mit einem einmaligen Durchgange des Baggers herzustellen, so ist es nöthig, den Baggern eine solche Einrichtung zu geben, daß man die Baggertiefe innerhalb gewisser Grenzen veränderlich machen kann. Bei verticalen Baggern geschieht dies durch entsprechende Verlängerung der Eimerleiter und Eimerkette, während man bei Anwendung einer schrägliegenden Baggerkette in der Veränderung von deren Neigung gegen den Horizont ein Mittel zur Veränderung der Tiefe in der Hand hat.

Die Füllung der Eimer am Grunde der Grube geschieht einfach dadurch, daß dieselben durch den die Bewegung des ganzen Baggers bewirkenden Kettenzug gegen das abzugrabende Terrain gedrückt werden, während die Entleerung der Eimer oberhalb der oberen Turas beim Umwenden von selbst geschieht, oder doch nur bei sehr zähen Thonboden einer Nachhilfe durch leichte Schläge auf die Eimerböden bedarf. Die aus den niedergehenden Eimern herausfallende Masse stürzt auf eine geneigte Schüttrinne, von welcher sie nach den seitlich aufgestellten Transportgefäßen heruntergleitet. Damit letzteres sicher geschehe, muß die Neigung dieser Schüttrinne steiler sein, als die natürliche Böschung der gebaggerten Masse. Man pflegt die Neigung der Schüttrinne gegen den Horizont bei Sand nicht unter  $30^{\circ}$  und bei Thon bis zu  $45^{\circ}$  anzunehmen. Man erkennt hieraus, daß die Baggerkette das Material wesentlich höher heben muß, als die eigentliche Förderhöhe beträgt, und zwar um so höher, je länger die Schüttrinne ist, d. h. je weiter das Aufnahmegefäß von der oberen Kettentrommel entfernt ist. In einzelnen Fällen hat man auch den leichteren Abfluß der Masse auf der schwächer geneigten Rinne durch Zuführung von Wasser zu befördern gesucht, welches gleichzeitig durch die Eimer mit emporgehoben wird, sonst pflegt man die nutzlose Hebung von Wasser gleichzeitig mit dem Bodenmaterial durch einige Abflußlöcher in jedem Eimer zu umgehen. Die großartigste Anwendung des Wassers zum Fortspülen des gehobenen Materials

geschah beim Bau des Suezkanals\*), wo man die aus den Baggereimern herabstürzende Masse in lange Rinnen (Couloirs) von nur geringer Neigung und Längen bis zu 70 m fallen ließ. Durch eine über zwei Rollen an den Enden einer solchen Rinne geführte, endlose, langsam bewegte Kette, deren Glieder mit tellerförmigen Transportscheiben versehen waren, beförderte man unter gleichzeitiger Zuführung von Spülwasser den Abfluß der Masse, so daß ein Gefälle dieser Rinnen von 4 bis 5 Proc. für Sand und 6 bis 8 Proc. für Thon genügte. Die erforderliche Quantität Wasser betrug bei Sand etwa die Hälfte der gebaggerten Masse dem Volumen nach, bei Thon weniger.

Damit die aus den Eimern herabstürzende Masse nicht in die Baugrube zurückfällt, sondern von der Schüttrinne aufgefangen wird, muß letztere bei verticaler Eimerleiter so dicht an die Kette geschoben werden, daß sie der Bewegung der Eimer im Wege stehen würde. Aus diesem Grunde muß die Schüttrinne jedesmal nach Entleerung eines Eimers behufs dessen Passirung zur Seite gezogen und dann wieder vorgeschoben werden, was bei kleineren Baggermaschinen durch einen Arbeiter geschieht. Bei größeren Verticalbaggern hat man diese Bewegung der Maschine übertragen, indem jeder Eimer mittelst eines vorstehenden Stiftes im geeigneten Zeitpunkte auf einen Hebel drückt, durch dessen Bewegung der Modderrinne die gedachte Schwingung ertheilt wird. Bei schräger Eimerleiter ist eine solche Vorkehrung nicht nöthig, da die feste Schüttrinne hierbei dem Vorbeigange der Eimer ein Hinderniß nicht entgegenstellt.

Da die Lösung des Materials auch über Wasser in derselben Art geschehen kann, wie unter Wasser, so hat man sich der Baggermaschinen als sogenannte Trockenbagger in neuerer Zeit mit großem Vortheile zur Ausführung von Erdarbeiten bedient, so namentlich bei der Ausführung des Suezkanals und bei den Donauregulierungsarbeiten in der Nähe von Wien. Einen solchen Trockenbagger, wie sie zuerst von Couvreur beim Suezkanal zur Anwendung gekommen sind, kann man der Hauptsache nach als Dampfrollkrahne bezeichnen, bei welchem die Windtrommel durch den oberen Turm einer schrägen Eimerleiter ersetzt ist, deren unteres Ende mittelst eines Flaschenzuges an den Schnabel des Auslegers gehängt ist.

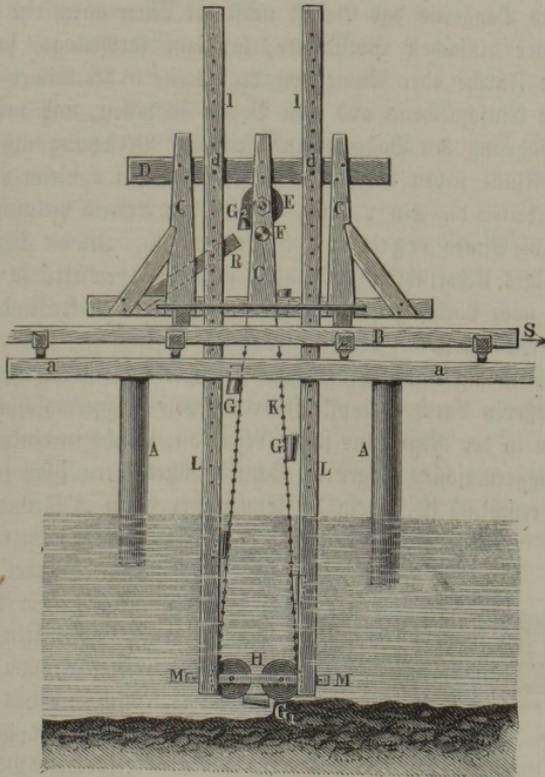
Eine verticale Handbaggermaschine, wie sie zum Ausbaggern von Baugruben, etwa der Brückenpfeiler, angewendet wird, zeigt Fig. 162\*\*). Auf dem die Baugrube umschließenden Pfahlgerüste *A* ist hierbei die Plattform *B* auf den Schienen *a* der Länge der Baugrube nach verschiebbar angebracht.

\*) S. Oppermann, Portefeuille économique 1869, Pl. 15 — 16.

\*\*\*) S. Hagen, Wasserbaukunst. Thl. III, Bd. IV.

Die Plattform *B* trägt die sechs Pfosten *C* mit zwei Querstegen *D*, an welchen der obere Turas *E* gelagert ist, dessen Drehung von einer Kurbel *F* aus mittelst eines Rädervorgeleges bewirkt wird. Ueber die vierseitige Trommel *E* sind zwei endlose Scharnierketten *K* gehängt, welche unten anstatt über

Fig. 162.

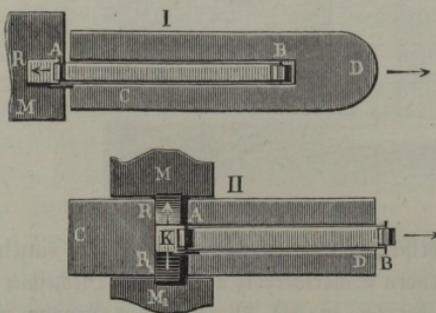


eine Trommel über zwei cylindrische Walzen *H* geführt sind. An einzelnen der die beiden Ketten verbindenden Scharnierbolzen sind die Bleicheimer *G* befestigt, deren obere Ränder bei *G*<sub>1</sub> in das Material des Grundes einschneiden, und bei *G*<sub>2</sub> ihren Inhalt auf die Schüttrinne *R* fallen lassen, welche, wie oben bemerkt wurde, vor jedem ankommenden Eimer so lange zur Seite geschoben wird, bis der Eimer vorüber gegangen ist. Die Eimerkette stets straff und in richtiger Lage zu halten, dient der aus vier Langhölzern *L* bestehende, durch Querhölzer *M* verbundene Rahmen, welcher durch Bolzen *d* mit den Querstegen *D* verbunden, auch sonst in der Plattform durch Führungen am seitlichen Schwanken verhindert ist. Wie man

vermöge der Löcher  $l$  in den Leiterbäumen die Pfosten  $L$  senken, d. h. die Leiter verlängern kann, um aus größerer Tiefe zu baggern, ist an sich klar, natürlich muß mit jeder Verlängerung oder Verkürzung des Rahmens die Einschaltung resp. Herausnahme einer Anzahl von Gliedern der Eimerkette vorgenommen werden. Die Veränderung der Baggertiefe ist daher nicht willkürlich, sondern von der Länge der Kettenglieder abhängig. Denkt man während des Baggers das Gerüst nebst der Leiter durch ein Seil  $S$ , etwa mittelst einer einfachen Spillwinde, langsam fortbewegt, so werden die Eimer eine Furche oder Rinne von der Breite  $b$  der Eimer und von der Tiefe  $t$  des Einschneidens aus dem Boden ausheben, und man kann nun, nach Rückführung des Baggers und seitlicher Versetzung um die Breite  $b$  eine neue Rinne neben der ersten herstellen u. s. f. Beim Rückgange des Baggers arbeiten die Eimer nicht, es wird der Betrieb vielmehr stets so geführt, daß die Eimer gegen den Berg arbeiten. Ist die Vertiefung durch ein einmaliges Ueberführen noch nicht genügend bewirkt, so wird dasselbe Verfahren nach vorheriger Verlängerung der Eimerleiter und Kette so oft als nöthig wiederholt.

Die Anwendung einer schrägliegenden Eimerkette findet sich fast allgemein bei den größeren durch Dampfkraft betriebenen Baggermaschinen, und zwar ordnet man in der Regel eine solche Leiter an, welche in einem Längsschlitz des die Baggermaschine tragenden Schiffsgefäßes ihren Platz findet, wie aus Fig. 163 ersichtlich ist, worin die Eimerleiter durch  $AB$  und das Schiffsgefäß mit  $CD$  bezeichnet

Fig. 163.



ist. Hierbei kann, wie in Fig. I, die Anordnung so getroffen sein, daß die obere Kettentrommel bei  $A$  an dem Ende des Bagger Schiffes angebracht ist, so daß die geförderte Masse direct in der Richtung des Pfeiles auf das vorgelegte Modderschiff  $M$  verstrahlt wird, oder die untere Trommel  $B$  liegt, wie in II, am Schiffsende, und die Verstrahlung der Masse geschieht von  $A$  aus abwechselnd durch eine der Rinnen  $R$  oder  $R_1$  nach dem Modderschiff  $M$  oder  $M_1$ , indem durch eine verstellbare Klappe  $K$  der Masse entweder der eine oder der andere Weg vorgeschrieben werden kann. Vermöge dieser Einrichtung ist der Zeitverlust fast gänzlich vermieden, welcher bei der Anordnung I mit dem Auswechseln eines gefüllten Modderprahms  $M$  durch einen leeren verbunden ist, indem bei der Anordnung II bereits ein leerer

Prahm auf der einen Schiffsseite angelegt werden kann, während der auf der anderen Seite liegende gefüllt wird. Dieser Umstand fällt bei Wellenschlag und unruhiger See besonders ins Gewicht, weil hierbei die Auswechslung bezw. Wendung der Modderprahme oftmals nur mit Schwierigkeiten und größerem Zeitverlust verbunden ist. Ein fernerer Vortheil des Systems II beruht darin, daß man diesen Bagger auch dazu benutzen kann, die für seine Wirksamkeit erforderliche Wassertiefe zuvor herzustellen, indem die Eimerleiter am unteren Ende *B* über das Schiffsende hinaus vorragt, derart, daß eine Vertiefung seichter Ufer und selbst ein Abgraben hervorragender Landzungen, also gewissermaßen ein Trockenbaggern möglich wird, was bei dem Bagger I nicht der Fall ist. Andererseits ist es allerdings ein Nachtheil des Baggersystems Nr. II, daß die geförderte Masse viel höher gehoben werden muß, als bei Nr. I, da sie nach dem Herabfallen von den Eimern noch um die halbe Schiffsbreite nach der Seite gleiten muß, welchen Seitentransport man nur durch eine hinreichend steile Lage der Rinnen *R* und *R*<sub>1</sub> erreichen kann. Aus diesem Grunde ist zum Heben der Baggermasse eine größere mechanische Arbeit erforderlich, doch ist dieser Nachtheil deswegen weniger erheblich, weil der hauptsächlichste Kraftaufwand bei Baggermaschinen überhaupt nicht sowohl zum eigentlichen Heben als vielmehr zum Losgraben der Masse verwendet wird (s. unten).

Man hat auch bei Baggermaschinen die Leiter quer vor den Kopf des Schiffsgefäßes gelegt; so waren insbesondere die früheren Pferdebagger der Dsteehäfen\*) eingerichtet; diese Anordnung kann unter Umständen zum Ausbaggern der Baugruben von Brückenpfeilern sich empfehlen.

Endlich hat man auch Dampfbagger mit zwei Eimerleitern\*\*) ausgeführt, welche, zu beiden Langseiten des Schiffes angeordnet, gleichzeitig zwei Moddergefäße füllen. Diese Anordnung hat sich aber nicht besonders bewährt, jedenfalls ist die Leistung eines zweileitigen Baggers niemals gleich der von zwei einleitigen Baggermaschinen von denselben Verhältnissen. Der Grund dürfte in den häufigeren Betriebsunterbrechungen zu suchen sein, welche hier dadurch veranlaßt werden, daß die beiden Moddergefäße nicht genau zu derselben Zeit gefüllt sind, daher das Auswechslen eines derselben und hiermit die Betriebsunterbrechung der ganzen Maschine öfter nöthig wird. Man ist daher von der Ausführung zweileitiger Baggermaschinen mehr und mehr zurückgekommen.

In Fig. 164 (a. f. S.) ist eine Skizze von dem auf der Ober angewandten einleitigen Dampf bagger „Greif“ nach den Zeichnungen des Hagen'schen

\*) Hagen, Handbuch der Wasserbaukunst. Thl. III, Bd. IV.

\*\*) Zeichnungen eines Doppelbaggers, wie er auf dem Clyde angewendet wird, s. in Institution of Civil Engineers, Proceedings 1864 und daraus in Rühlmann's Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV.

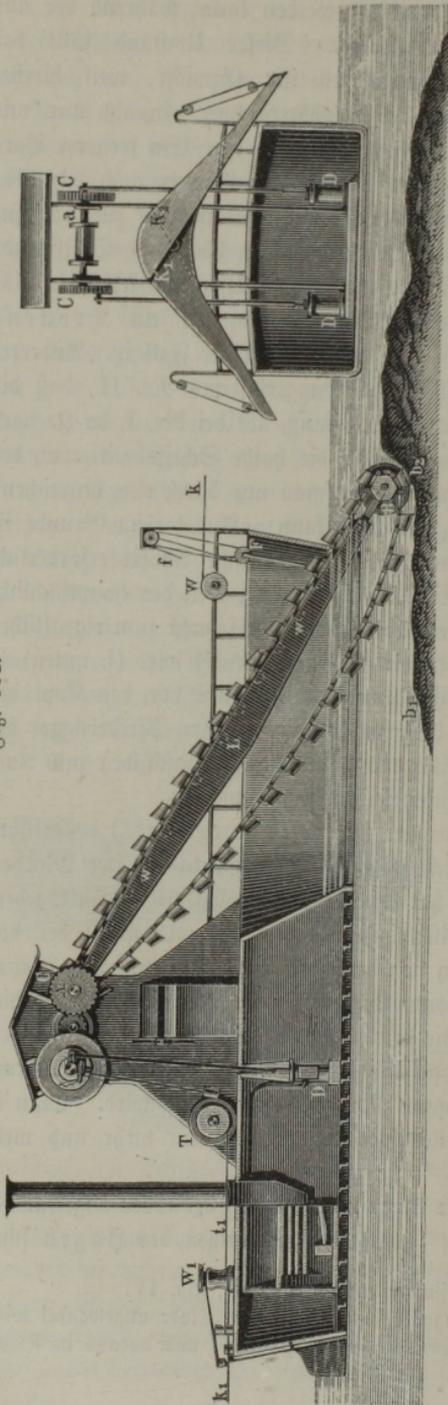
Gefährdung der Kettenglieder durch die aus dem Eigengewichte der Eimerkette hervorgehende Spannung zu befürchten wäre.

Die Bewegung der oberen Kettentrommel *A* geschieht durch die auf deren Ase feststehenden Zahnräder *C*, welche durch andere Zahnräder von der zweicylindrigen stehenden Dampfmaschine *D* bewegt werden. Hierbei sucht man die Anordnung so zu treffen, daß die Verbindung zwischen der Dampfmaschine und oberen Kettentrommel eine nachgiebige ist, sobald der übertragene Druck eine bestimmte Grenze erreicht. Zu dem Ende pflegt man entweder eine Frictionskupplung in diese Verbindung einzuschalten, oder man verbindet die Räder *C* mit ihrer Ase *a* durch hölzerne Keile, deren Abmessungen so gewählt sind, daß bei einer gewissen Grenzbelastung ein Durchscheeren der Keile stattfindet, in Folge dessen diese Räder *C* sich zwar weiter drehen, ohne indessen die Trommel mitzunehmen. Diese Einrichtung ist nöthig, um Brüche der Maschinenteile zu vermeiden, welche bei einer starren nicht nachgiebigen Verbindung der Dampfmaschine mit der Baggerkette eintreten müßten. Denn wenn die Eimer auf einen ausnehmend großen Widerstand, z. B. einen großen Stein, treffen würden, oder wenn sie ein Stück Treibholz erfaßt hätten, das zu lang ist, um quer durch den Schlitz des Baggerschiffes hindurchpassiren zu können u. s. w., so würde durch die lebendige Kraft der Schwungmassen ein Bruch unsehbar herbeigeführt werden.

In welcher Weise durch Drehung der Klappe aus der Lage *K*<sub>1</sub> in diejenige *K*<sub>2</sub> und umgekehrt die aus den Eimern stürzende Masse nach Belieben nach der einen oder anderen Seite geleitet werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Das Heben und Senken der Eimerleiter geschieht ebenfalls durch die Dampfmaschine, indem die Kette *f* des Flaschenzuges nach der Trommel einer Winde geführt ist, deren Umdrehung nach der einen oder anderen Richtung durch ein entsprechendes Wechselgetriebe von der Dampfmaschine aus geschehen kann.

Um das Baggerschiff in gehöriger Weise bewegen zu können, sind noch mehrere Windevorrichtungen über Deck angebracht, deren Wirkung folgende ist. Zunächst steht an dem einen Ende des Schiffes die Winde *W*, von welcher stromaufwärts die Kette *k* von mehreren hundert Metern Länge ausgebracht und dort an einem ausgelegten Hauptanker befestigt ist. Diese Kette wird beim Baggern durch den Widerstand des Bodens gespannt erhalten und durch ein Anholen derselben werden die Eimer zum Eindringen in den Boden veranlaßt. Von einer zweiten Winde *W*<sub>1</sub> auf dem Hintertheil des Schiffes geht nach einem stromabwärts versenkten Anker gleichfalls eine Kette *k*<sub>1</sub>, welche hauptsächlich dazu dient, ein Zurücktreiben des Baggers beim eintretenden Fluthwechsel zu verhindern. Die Bewegung des Baggers

Fig. 164.



Werkes gegeben. Die aus zwei starken, eisernen, unter sich verstreuten Trägern gebildete Eimerleiter *L* ist oben auf die Ase der oberen Trommel *A* drehbar gehängt, so daß durch den Flaschenzug *F*, dessen Kette am unteren Theile der Eimerleiter angehaft ist, der letzteren eine größere oder geringere Neigung ertheilt werden kann, je nach der beabsichtigten Baggertiefe. Die unteren Enden der Leiterbäume nehmen die Lager für die untere Trommel *B* auf, in solcher Art, daß eine dort angebrachte Spannschraube ein entsprechendes Anspannen der Eimerkette gestattet. Die letztere ist nämlich in dem oberen die gefüllten Eimer aufwärts bewegendem Theile durch eine Anzahl von Rollen oder Walzen *w* gestützt, welche zwischen den Leiterbäumen angebracht sind, während das herabgehende leere Kettenstück frei im Bogen herabhängt. Die Anspannung der Kette geschieht daher aus dem Grunde, um ein zu tiefes Durchhängen der Kette zu verhindern, bei welchem die Eimer auf größere Erstreckung auf dem Baggergrunde *b*<sub>1</sub> schleifen würden, bevor sie sich bei *b*<sub>2</sub> mit Bodenmasse füllen würden. Natürlich darf indessen die Pfeilhöhe des unteren Kettenbogens nicht so klein gemacht werden, daß eine

Gefährdung der Kettenglieder durch die aus dem Eigengewichte der Eimerkette hervorgehende Spannung zu befürchten wäre.

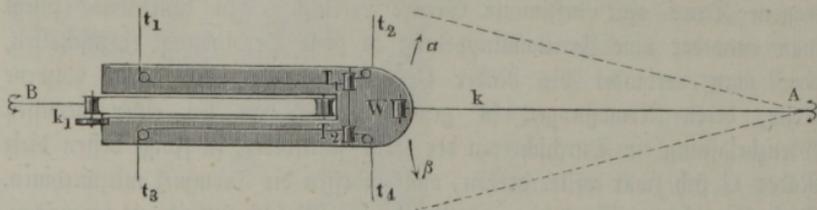
Die Bewegung der oberen Kettentrommel *A* geschieht durch die auf deren Ase feststehenden Zahnräder *C*, welche durch andere Zahnräder von der zweicylindrigen stehenden Dampfmaschine *D* bewegt werden. Hierbei sucht man die Anordnung so zu treffen, daß die Verbindung zwischen der Dampfmaschine und oberen Kettentrommel eine nachgiebige ist, sobald der übertragene Druck eine bestimmte Grenze erreicht. Zu dem Ende pflegt man entweder eine Frictionskupplung in diese Verbindung einzuschalten, oder man verbindet die Räder *C* mit ihrer Ase *a* durch hölzerne Keile, deren Abmessungen so gewählt sind, daß bei einer gewissen Grenzbelastung ein Durchscheeren der Keile stattfindet, in Folge dessen diese Räder *C* sich zwar weiter drehen, ohne indessen die Trommel mitzunehmen. Diese Einrichtung ist nöthig, um Brüche der Maschinenteile zu vermeiden, welche bei einer starren nicht nachgiebigen Verbindung der Dampfmaschine mit der Baggerkette eintreten müßten. Denn wenn die Eimer auf einen ausnehmend großen Widerstand, z. B. einen großen Stein, treffen würden, oder wenn sie ein Stück Treibholz erfaßt hätten, das zu lang ist, um quer durch den Schlitz des Bagger Schiffes hindurchpassiren zu können u. s. w., so würde durch die lebendige Kraft der Schwungmassen ein Bruch unsehbar herbeigeführt werden.

In welcher Weise durch Drehung der Klappe aus der Lage *K*<sub>1</sub> in diejenige *K*<sub>2</sub> und umgekehrt die aus den Eimern stürzende Masse nach Belieben nach der einen oder anderen Seite geleitet werden kann, ist aus der Figur ersichtlich. Das Heben und Senken der Eimerleiter geschieht ebenfalls durch die Dampfmaschine, indem die Kette *f* des Flaschenzuges nach der Trommel einer Winde geführt ist, deren Umdrehung nach der einen oder anderen Richtung durch ein entsprechendes Wechselgetriebe von der Dampfmaschine aus geschehen kann.

Um das Bagger Schiff in gehöriger Weise bewegen zu können, sind noch mehrere Windevorrichtungen über Deck angebracht, deren Wirkung folgende ist. Zunächst steht an dem einen Ende des Schiffes die Winde *W*, von welcher stromaufwärts die Kette *k* von mehreren hundert Metern Länge ausgebracht und dort an einem ausgelegten Hauptanker befestigt ist. Diese Kette wird beim Baggern durch den Widerstand des Bodens gespannt erhalten und durch ein Anholen derselben werden die Eimer zum Eindringen in den Boden veranlaßt. Von einer zweiten Winde *W*<sub>1</sub> auf dem Hintertheil des Schiffes geht nach einem stromabwärts versenkten Anker gleichfalls eine Kette *k*<sub>1</sub>, welche hauptsächlich dazu dient, ein Zurücktreiben des Baggers beim eintretenden Fluthwechsel zu verhindern. Die Bewegung des Baggers

geht hierbei indessen in anderer Art vor sich, als bei dem Verticalbagger Fig. 162, indem nämlich die von den Eimern gebaggerte Rinne hierbei nicht in die Bewegungsebene der Eimerkette hineinfällt, sondern zu dieser Ebene senkrecht steht. Den Vorgang macht Fig. 165 deutlich. Hierin bedeutet  $A$  den Hauptanker, vor welchem das Baggerschiff an der 300 bis 400 m

Fig. 165.



langen Kette  $k$  liegt, die über die Trommel der Winde  $W$  geschlungen ist. Außer der gedachten Winde  $W_1$  für den Fluthanker  $B$  sind auf dem Schiffdecke noch zwei Windtrommeln  $T_1, T_2$  aufgestellt, um welche die Taue  $t$  geschlagen sind, deren Enden an festen Punkten der beiderseitigen Ufer oder an Ankern hängen. Werden nun durch die Dampfmaschine die Winden  $T$  umgedreht, und zwar so, daß die Taue  $t_1$  und  $t_2$  mit gleicher Geschwindigkeit auf  $T_1$  aufgewunden und diejenigen  $t_3$  und  $t_4$  von  $T_2$  abgewickelt werden, so wird das ganze Baggerschiff in der Richtung des Pfeiles  $\alpha$  zur Seite bewegt, indem es einen sehr flachen Kreisbogen zum Mittelpunkte  $A$  beschreibt. Ist der Bagger am Ende des Schlasses angekommen, so wird er nach entsprechendem Anholen der Kette  $k$  und Nachlassen der Kette  $k_1$  durch entgegengesetzte Umdrehung der Winden  $T$  in der Richtung des Pfeiles  $\beta$  zurückgeführt, so daß die Eimer nunmehr eine zweite Rinne dicht neben der ersten und zu dieser concentrisch ausheben. Erst wenn durch wiederholtes Anholen der Kette  $k$  diese letztere auf etwa 150 bis 200 m verkürzt worden ist, wird der Hauptanker  $A$  weiter hinausgelegt. Diese neuerdings meist gebräuchliche Art des Transversal- oder Radialbaggerns gewährt vor dem Longitudinalbaggern, bei welchem die einzelnen Rinnen in der Ebene der Eimerkette durch Anholen der Kette  $k$  ausgeführt werden, manche Vortheile, indem der mit dem leeren Zurückholen des Baggers verbundene Zeitverlust hierbei fortfällt. Auch werden bei der älteren Methode der Herstellung gerader Rinnen in der Richtung der Leiter gar leicht die Eimer durch den nur einseitigen Widerstand zur Seite gedrängt, so daß sie leer in der schon zuvor ausgehobenen Rinne sich bewegen. Will man dies vermeiden, indem man den Bagger kräftig gegen das Terrain zur Seite zieht, so kann leicht der Fall eintreten, daß die folgende Rinne sich nicht direct an

die vorhergehende anschließt, sondern von dieser durch einen stehen gebliebenen Terrainrücken getrennt wird.

Die Neigung der Eimerleiter gegen den Horizont schwankt etwa zwischen  $45^{\circ}$  bei der größten Tiefe, und  $15^{\circ}$ , wenn die Eimer bei einem Transporte des Baggers gar nicht eingreifen sollen. Die Länge der Leiter richtet sich daher ganz nach der Baggertiefe und beträgt z. B. bei dem Bagger, Fig. 164, 18,4 m. Dabei macht die obere Trommel, welche fast immer vierseitig gemacht wird, je nach der Widerstandsfähigkeit des Bodens etwa 5 bis 8 Umdrehungen in der Minute, so daß in dieser Zeit 20 bis 30 Kettenglieder, also halb so viel Eimer passiren, wenn die letzteren um zwei Kettenglieder von einander abstehen. Die Geschwindigkeit der Baggerkette kann man im Durchschnitt etwa zu 0,30 m per Secunde annehmen und voraussetzen, daß der seitliche Transport des Baggers für jeden Eimer etwa 0,10 bis 0,12 m beträgt. Indessen hängt auch diese seitliche Geschwindigkeit wesentlich von der Beschaffenheit des Bodens, sowie von der Tiefe ab, auf welche die Eimer einschneiden. Während diese Tiefe bei festem Thonboden etwa nur 0,5 m beträgt, baggert man bei losem Sande zuweilen in einem Gange gegen einen Berg von 2 m und darüber.

Die Größe der Eimer hängt natürlich von der zu erreichenden Leistung des Baggers bei einer gewissen Geschwindigkeit der Eimerkette ab. Man kann etwa annehmen, daß die Eimer nur bis zu  $\frac{1}{2}$  oder  $\frac{2}{3}$  ihres Inhaltes mit Baggermasse sich füllen. Was die Größe der für eine Baggermaschine erforderlichen Betriebskraft anbetrifft, so würde eine Berechnung derselben, welche sich lediglich auf die Ausübung der erforderlichen Hebearbeit gründet, viel zu geringe Stärken ergeben, selbst wenn man die hier bedeutenden schädlichen Widerstände der Ketten, Rollen, Räder etc. sämmtlich in Betracht ziehen wollte. Der größere Theil der Arbeit dürfte vielmehr zum Lösen der Bodenmasse erforderlich sein, und es ist deutlich, daß dieser Widerstand sich lediglich mit Rücksicht auf Erfahrungsergebnisse schätzen läßt.

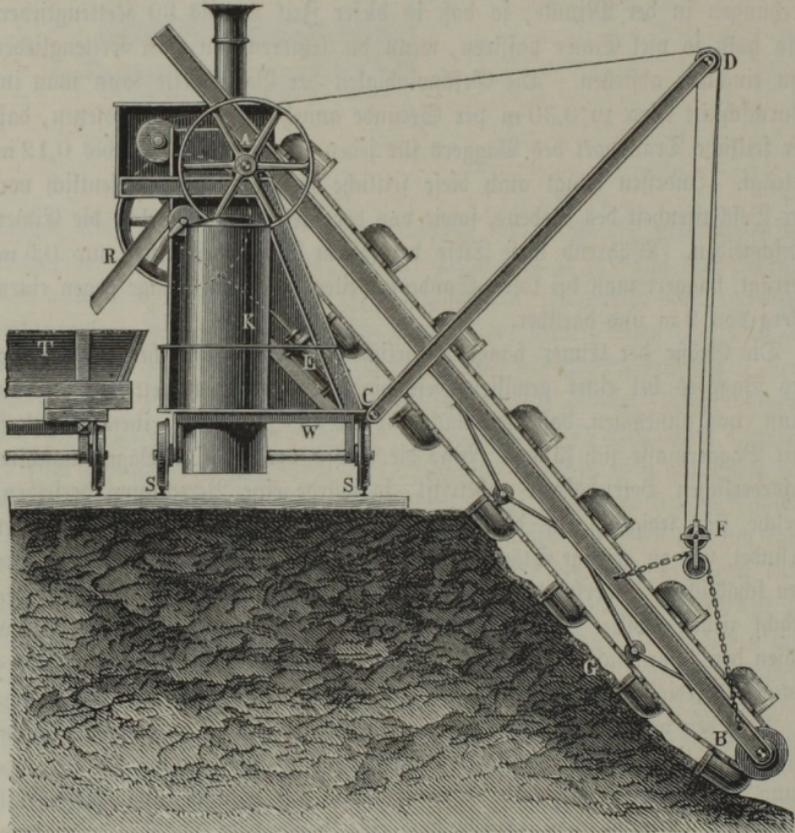
Nach den von Hagen hierüber gemachten Angaben ist bei den vorzüglichsten Dampfbaggern selten eine Leistung erreicht worden, welche die Beförderung von einer Schachtruthe = 4,45 cbm pro Stunde und Pferdekraft übersteigt. Nimmt man hierfür etwa eine Baggertiefe von 6 m unter dem Wasserspiegel und noch 5 m Erhebung über Wasser an, so würde bei einem specifischen Gewichte der gehobenen Masse von 2 die einer solchen Förderung entsprechende mechanische Arbeit pro Secunde sich mit Rücksicht auf die Gewichtsverminderung unter Wasser zu

$$L = 4,45 \frac{2 \cdot 1000 \cdot 5 + (2 - 1) 1000 \cdot 6}{60 \cdot 60} = 19,8 \text{ mkg}$$

$$= 0,264 \text{ Pferdekraft}$$

berechnen, so daß also für Lösung des Bodens und Ueberwindung der Reibungswiderstände in diesem Falle über 73 Procent der Betriebskraft erforderlich sind. Dabei muß bemerkt werden, daß die Leistung der Dampfbagger nach anderen Angaben vielfach beträchtlich hinter der hier zu Grunde gelegten von einer Schachtruthe pro Stunde und Pferdekraft zurückbleibt, in welcher Hinsicht auf die ausführlichen Angaben in Kühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV, verwiesen sein möge.

Fig. 166.



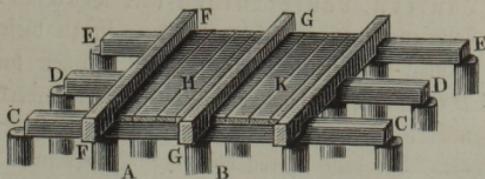
Nach Hagen kann man von der ganzen disponibeln Betriebskraft  $\frac{2}{7}$  für das eigentliche Heben der Masse,  $\frac{1}{3}$  für Nebenhindernisse und den Rest für die Arbeit des Lösens der Bodenmasse bei Sand rechnen. Jedenfalls ergibt sich aus diesen Zahlen, daß eine Vergrößerung der Förderhöhe über den Wasserpiegel behufs einer schnellen und sicheren Verstärkung der Massen nach den Modderprahnen auf den Wirkungsgrad der Baggermaschine nur in geringem Maße von Einfluß sein wird. Es wird sich da-

her empfehlen, diese Höhe in allen Fällen reichlich groß anzunehmen, da die Kosten für die Beseitigung der gebaggerten Massen sehr häufig diejenigen der eigentlichen Baggerung beträchtlich überschreiten. Ueber die Vorrichtungen zur Beförderung der gebaggerten Massen siehe die folgenden Capitel über den Horizontaltransport.

Zum Schluß ist in Fig. 166 ein Trockenbagger dargestellt, wie solche beim Baue des Suezcanals von Couvreux\*) angewendet worden sind. Hier trägt das auf dem Wagen *W* befestigte Gerüst die Axt *A* der oberen Kettentrommel, von welcher die Leiter *AB* herabhängt, deren unteres Ende mittelst des Flaschenzuges *F* von dem Krahnausleger *CD* getragen wird. Auf dem Wagen *W* stehen, wie bei einem Kollkrahne, der verticale Röhrenkessel *K* sowie die Dampfmaschine *E*, von welcher mittelst Zahnradvorgelegen das obere Kettenprisma gedreht wird. In Folge der Bewegung der Eimerfette schneiden die Eimer das Material der Böschung *G* ab, um es oberhalb auszuschütten und durch die geneigte Rinne *R* dem Transportwagen *T* zuzuführen. Wie die ganze Maschine auf den Schienen *S* fortbewegt werden kann und durch den Flaschenzug eine Veränderung der Neigung der Eimerleiter zu bewirken ist, geht aus der Figur hervor. Die tägliche Leistung eines solchen durch eine 20 pferdige Dampfmaschine betriebenen Apparates in 10 Stunden wird zu 1000 cbm angegeben.

**Rammen.** Die Rammen gehören ebenfalls zu den Maschinen, welche §. 41. dazu dienen, eine Last, den *Rammbar*, auf eine gewisse Höhe zu erheben, um durch das darauf folgende Niederfallen dieses Gewichtes Pfähle in die Erde einzutreiben. Die letzteren dienen entweder zur Herstellung eines Pfahlrostes oder einer Spundwand, in welchem letzteren Falle sie

Fig. 167.



dicht neben einander zu stehen kommen, während die Rostpfähle *A*, *B* . . . (Fig. 167) in Entfernungen von  $\frac{1}{2}$  bis 1 m eingeschlagen und nach dem Einschlagen an den Köpfen durch aufgezapfte Längsschwellen *C*, *D*, *E* verbunden werden. Auf diese Schwellen kommen nun noch Zangen oder kürzere Querschwellen *F*, *G* . . . zu liegen, und ebenso die Bohlen *H*, *K* . . ., welche

\*) S. Oppermann, Portef. écon. d. Mach. 1865 u. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

die Zwischenräume zwischen je zwei Zangen ausfüllen und die Grundfläche des zu tragenden Mauerwerkes abgeben. Die Spundpfähle erhalten Ruthen, in welche Federn eingezogen werden, die einen ganz oder nahe wasserdichten Verschuß geben. Man verwendet Pfähle von 4 bis 10 m Länge und 0,2 bis 0,5 m Stärke, und spitzt sie, des leichteren Eindringens wegen am unteren Ende zu oder giebt ihnen wohl auch einen eisernen Schuh.

Der Kammbär, womit die Pfähle eingeschlagen werden, besteht entweder aus dichtem Eichenholze oder aus Gußeisen, und hat ein Gewicht von 5 bis 15 Centnern. Um das Spalten der hölzernen Kammbäre zu verhindern, müssen dieselben mit eisernen Ringen versehen werden. Das Heben des Kammbärs erfolgt entweder aus freier Hand oder mittelst eines über eine Rolle weggeführten Seiles; im ersten Falle hat man es mit der einfachen Handramme zu thun, im zweiten Falle hingegen mit der sogenannten Zugramme. Bei der gewöhnlichen Zugramme läuft das Zugseil in eine Menge Leinen aus, welche von den Arbeitern ergriffen und niedergezogen werden, wenn es darauf ankommt, den Kammbär zu heben. Bei der sogenannten Kunstramme geschieht das Heben des Bärs durch besondere mechanische Vorrichtungen, wie z. B. Käderwerke u. s. w.

Die Handramme ist nur ein unvollkommenes Hilfsmittel zum Einschlagen der Pfähle. Sie besteht in einem Klotze *AB*, Fig. 168, aus Eichenholz,

Fig. 168.



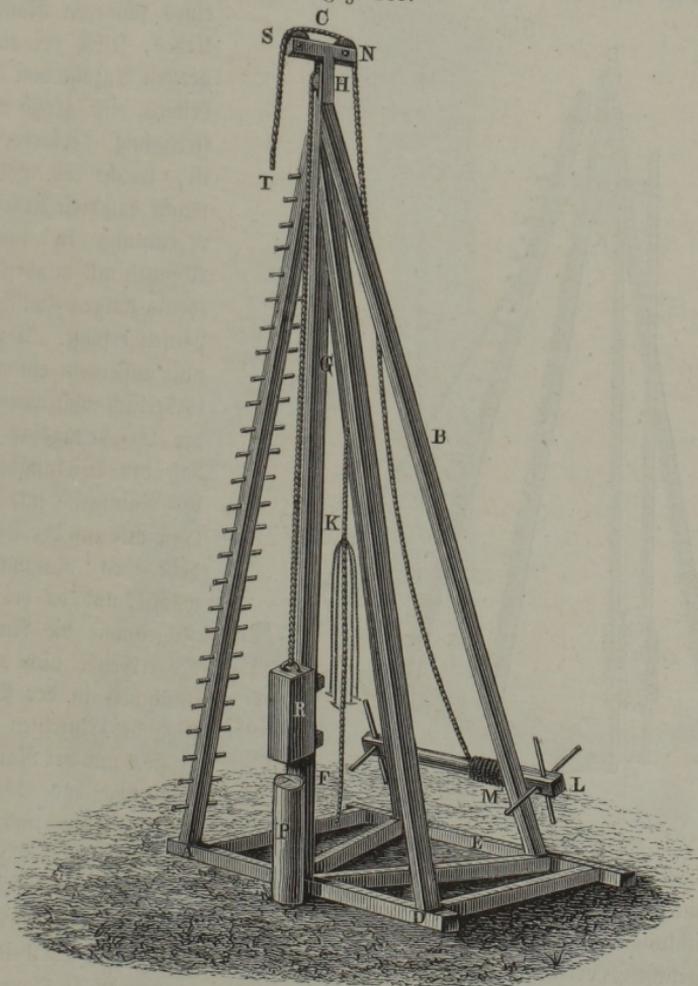
welcher mit vier langen Bügeln ausgerüstet ist, womit er von vier Arbeitern ergriffen und emporgehoben wird. Eine solche Ramme darf, da ein Mensch nicht über 15 kg an ihr auszuüben vermag, nicht mehr als 60 kg wiegen und ist deshalb nur zum Einrammen schwacher Pfähle ausreichend.

Bei den Zugrammen steigt der Kammklotz *R*, Fig. 169, an einer aus einer oder zwei Ruthen, den sogenannten Läufern, Läufer Ruthen oder Mäcklern, bestehenden Führung auf und nieder, und er ist zu diesem Zwecke mit Armen ausgerüstet, welche diese Ruthen umfassen. Das Kammergerüste *ABC* ruht auf einem beweglichen Schwellwerk *ADE*, welches einen Dielenboden für die sogenannte Stube, d. i. den Standpunkt der Arbeiter, erhält. In dem oberen Ende der Läufer Ruthen *FGH* ist die sogenannte Kammscheibe *H* eingelassen, welche das Kammtau *RHK* vom Klotze nach der Stube herabführt. Zum Setzen des Pfahles *P* dient eine an den hinteren Gerüststreben angebrachte Winde *LM*, deren Tau *MNST* über zwei Rollen in dem sogenannten Krahnballen *C* geführt ist, der auf dem oberen Ende der Läufer Ruthen liegt.

Sehr einfach und zweckmäßig ist die in Fig. 170 (a. S. 294) abgebildete holländische Kamme. Es besteht hier die ganze Rüstung aus drei Bäumen *AD*, *BD* und *CD*, welche unten mit eisernen Dornen versehen

sind, womit sie auf zwei über das Kreuz gelegte Pfosten zu stehen kommen und oben durch einen Bolzen mit einander zu einem Scharniere verbunden sind. Der Rammkloß *Q* ist hier mit acht kurzen Armen versehen, welche die dünnen Ruten der sogenannten Scheere *EF* zwischen

Fig. 169.

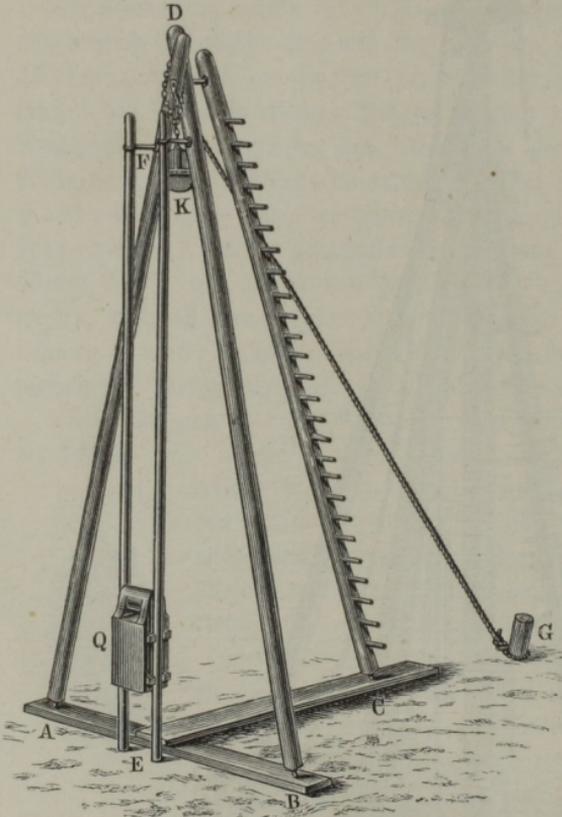


sich fassen. Diese Ruten werden mit ihren eisernen Füßen entweder unmittelbar in das Erdreich gesetzt, oder sie kommen auf besondere Bohlen zu stehen; am Kopfe sind sie dagegen durch eiserne Bügel mit den Rüstbäumen verbunden. Durch das sogenannte Kopfstau *DG*, welches vom Kopfe des Gerüstes nach einem in das Erdreich eingeschlagenen Pfahl *G* herabgeht,

wird der feste Stand des Gerüstes noch besonders begünstigt. Die Ramm-  
scheibe *K* befindet sich in einem Kloben, welcher mittelst einer Kette an den  
Kopf des Gerüstes gehangen ist.

Bei dem Ziehen der Arbeiter an den Leinen des Rammtaues wird das  
menschliche Arbeitsvermögen sehr unvollständig benutzt, zumal da zum Heben

Fig. 170.



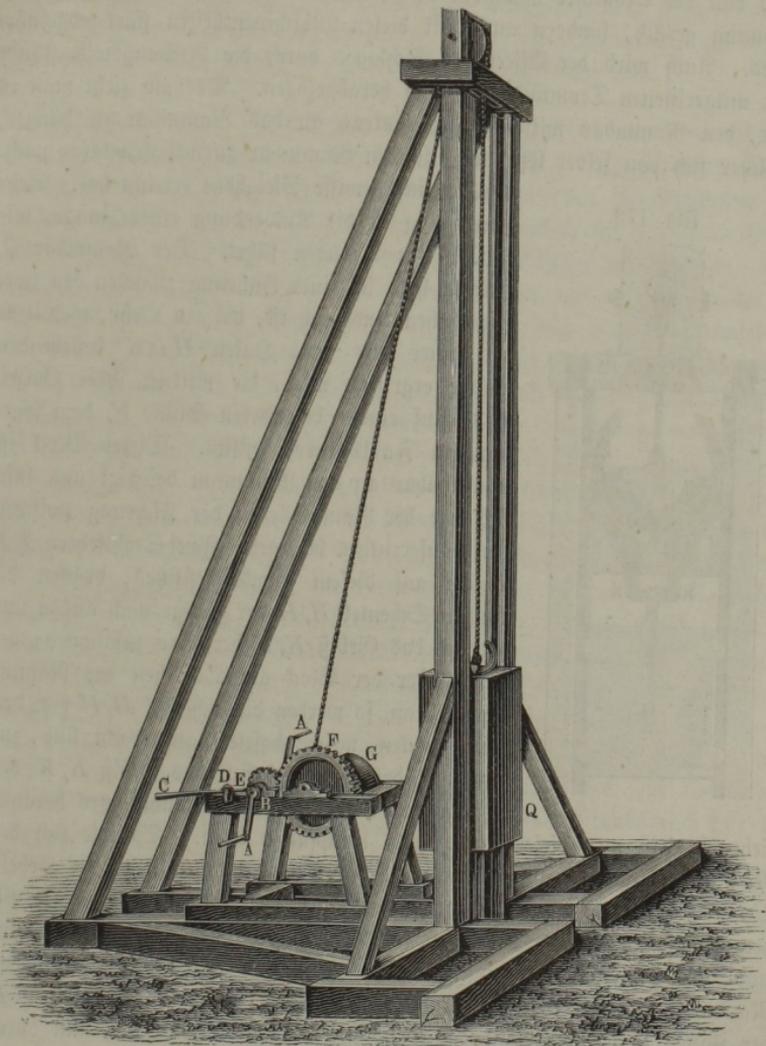
eines schweren Ramm-  
klozes, selbst bei einer  
großen Anzahl von Ar-  
beitern, eine große An-  
strengung erforderlich  
ist, welche es nöthig  
macht, daß diese Arbeits-  
verrichtung in kurzen  
Absätzen mit mindestens  
ebenso langen Zwischen-  
pausen erfolgt. Da es  
nun außerdem ein auch  
theoretisch nachzuweisen-  
der Erfahrungssatz ist,  
daß der Wirkungsgrad  
des Rammens mit dem  
Gewichte und der Steig-  
höhe des Rammbärs  
wächst, und da bei der  
Zugramme die Anzahl  
der Arbeiter nicht ohne  
Nachtheil in der Wir-  
kung des Einzelnen ver-  
größert und der Ramm-  
kloz höchstens  $1\frac{1}{2}$  m  
hoch gehoben und ge-

schleudert werden kann, so ist das Einrammen der Pfähle mittelst der Zug-  
ramme aus doppelten Gründen eine mechanisch unvollkommene Arbeits-  
verrichtung. Diese Unvollkommenheiten lassen sich bei den Kunststrammen  
größtentheils vermeiden, da man hier nicht allein mit mehr Vortheil die  
Arbeiter an einer Radwelle arbeiten lassen, sondern auch durch Vorgelege  
das Gewicht und die Steighöhe des Rammbärs beliebig vergrößern kann.  
Es haben folglich die Kunststrammen einen entschiedenen Vorzug vor den Zug-  
rammen.

Die Einrichtung einer einfachen Kunststramme ist aus Fig. 171 zu er-  
sehen. Die Arbeiter setzen hier mittelst einer doppelten Kurbel *AA* eine

Welle *B* in Umdrehung, welche ihre Bewegung mittelst der Zahnräder *E* und *F* einer Trommel *G* mittheilt, um die sich das eine Ende des Ram-

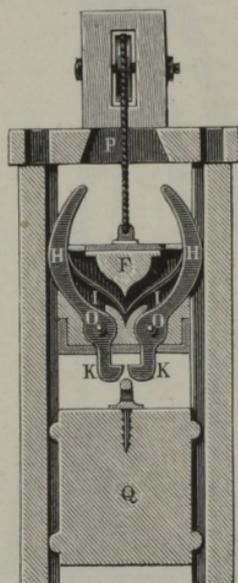
Fig. 171.



taues wickelt. Ist der Rammbär *Q* nach mehrmaligem Umdrehen der Kurbel auf eine gewisse Höhe gestiegen, so verschiebt man die Kurbelwelle *B* mittelst des Hebels *CDE* in ihrer Axenrichtung und bringt dadurch das Zahnrad *E* aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade *F*, so daß nunmehr der

Kammkloß *Q* ungehindert auf den Pfahl *P* herabfallen kann. Diese Einrichtung einer Kunststramme hat aber den Nachtheil, daß sich das Kammtau beim Niederfallen des Kammbärs sehr schnell über die Leitrolle wegziehen und von der Trommel abwickeln muß, wobei es nicht allein leicht in Unordnung geräth, sondern auch mit diesen Maschinentheilen stark abgeführt wird. Auch wird der Effect des Schlages durch die Reibungswiderstände der mitgerissenen Trommel bedeutend herabgezogen. Deshalb zieht man es vor, den Kammbär mittelst eines Hakens an das Kammtau zu hängen, welcher sich von selber löst und also den Kammbär zurückfallen läßt, nach-

Fig. 172.



dem er eine gewisse Steighöhe erreicht hat. Sehr zweckmäßig ist die Anwendung einer Zange, wie Fig. 172 vor Augen führt. Der Kammbär *Q*, welcher hier in einer Führung zwischen den zwei Lauftruthen beweglich ist, hat ein Dehr, womit er von einer aus zwei Haken *HOK* bestehenden Zange ergriffen wird, die mittelst ihrer Bolzen *O, O* auf einem besonderen Stücke *F*, dem sogenannten Fallblocke, fest sitzt. Dieser Block ist unmittelbar an das Kammtau befestigt und läßt sich wie der Kammbär in der Führung zwischen den Läufertruthen bewegen. Zwei Stahlfedern *I, I*, welche auf diesem Blocke fest sitzen, drücken die langen Schenkel *H, H* der Zange nach außen und folglich das Gebiß *K, K* derselben zusammen; gelangt aber der Block am Obertheil des Kammergerüstes an, so werden die Schenkel *H, H* von den Seitenbacken, welche daselbst angebracht sind, zusammengedrückt, wobei sich das Gebiß *K, K* der Zange aus dem Dehre des Kammkloßes heraus-

zieht, so daß nun dieser ungehindert herabfallen kann. So wie sich der Kammkloß aus der Zange ausgehakt hat, bringt man mittelst des Hebels *CDE* (Fig. 171) das Zahnrad auf der Kurbelwelle aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade auf der Trommel, so daß nun auch der Fallblock frei wird und zum Herabfallen gelangt. Beim Aufschlagen dieses Blockes auf den Kammbär öffnet sich dann in Folge seiner besonderen Form das Gebiß *KK* der Zange *HK* und erfaßt das Dehr des Kammbärs, der sich nun durch Umdrehung der Kurbel *AA* von Neuem emporheben läßt.

Mittelst der hier beschriebenen Kunststramme hebt man Kammbäre von 300 bis 800 kg durch drei bis sechs Mann 5 bis 10 m hoch.

Man hat auch Kunststrammen durch Treträder, Hand- und Pferddegöpel, oder durch Wasserräder in Umtrieb gesetzt, und in neuerer Zeit vielfach die

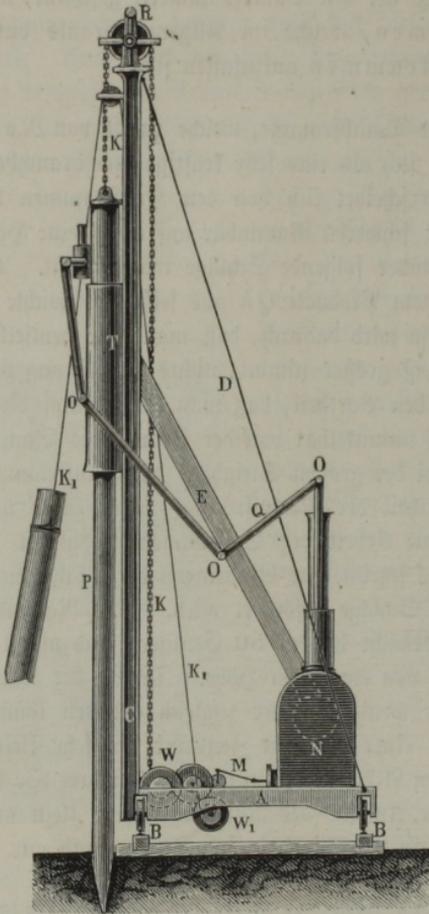
Dampfkrast hierzu in Anwendung gebracht. Die durch Dampfkrast betriebenen Rahmen hat man zu unterscheiden in die eigentlichen Dampfrahmen, bei welchen der Rammbär direct durch den Dampfkolben in derselben Art gehoben wird, wie es bei den Dampfhämmern geschieht, und in die Dampfmaschinenrahmen, welche im Allgemeinen als durch Dampfmaschinen betriebene Kunstrahmen aufzufassen sind.

**Dampfrahmen.** Die directe Dampfrahmen, welche zuerst von *Nasmyth* §. 42. myth ausgeführt worden ist, hat sich als eine sehr kräftige und brauchbare Maschine bewährt. Dieselbe unterscheidet sich von den Kunstrahmen besonders dadurch, daß sie den sehr schweren Rammbär auf eine kleine Höhe hebt und ihn sehr schnell auf einander folgende Schläge machen läßt. Da die Leistung des Rammbärs von dem Producte  $Qh$  aus seinem Gewichte  $Q$  und seiner Steighöhe  $h$  abhängt, so wird dadurch, daß man  $h$  in demselben um so viel vermindert, als man  $Q$  größer nimmt, nichts an Leistung verloren, wohl aber hat man dann den Vortheil, daß man den Dampf direct wirken, d. h. den Rammbär gleich unmittelbar von der Stange des Dampfkolbens heben lassen kann, was bei der großen Steighöhe der Kunstrahmen unmöglich wäre. Ein Hauptvortheil der Dampfrahmen besteht aber noch darin, daß man mit derselben die Arbeit des Einrahmens möglichst beschleunigen kann, zumal da, wie es scheint, das Eindringen der Pfähle durch die schnelle Aufeinanderfolge der Schläge befördert wird. Der Rammbär einer solchen Maschine hat ein Gewicht bis zu 50 Centnern und macht in einer Minute 70 bis 80 Schläge von etwa 1 m Höhe. Da bei der Kunstrahmen mit Kurbelbewegung nur wenig Arbeiter zugleich arbeiten können, folglich deren Arbeitsquantum in einer gewissen Zeit nur ein sehr kleines sein kann, so muß natürlich deren Arbeitsverrichtung sehr langsam vor sich gehen, und daher die Anzahl der Anhübe des Rammbärs sehr klein ausfallen. In der That machen solche Maschinen in der Stunde auch nur 10 bis 40 Schläge.

Die Rahmenstube *A* der *Nasmyth*'schen Dampfrahmen, Fig. 173 (a. f. S.), ist mit vier Laufrollen *B* auf einer Schienenbahn beweglich gemacht. Der Käufer *C* für den Rammbär ist unten mit der Plattform *A* verbolzt und durch die Strebe *E*, sowie durch Zuganker *D* versteift. Der aus dem Rammbär und dem Dampfzylinder bestehende Treibapparat *T* hängt an einer über die Rahmenscheibe *R* gehenden Kette *K* herab, welche Kette mit einer Windetrommel *W* verbunden ist. Der Treibapparat *T* stützt sich mit der unteren conischen Erweiterung seines Gehäuses auf den Kopf des Pfahles *P* und durch entsprechende Umdrehung der Winde *W* wird dafür Sorge getragen, daß der Treibapparat dem Pfahle bei dessen allmählichem Eindringen stetig folgt. Zur Bewegung dieser Winde sowie zur Bewegung

einer zweiten Winde  $W_1$ , deren Kette  $K_1$  die einzurammenden Pfähle heranholt und aufhebt, dient eine besondere kleine Dampfmaschine  $M$ , deren

Fig. 173.



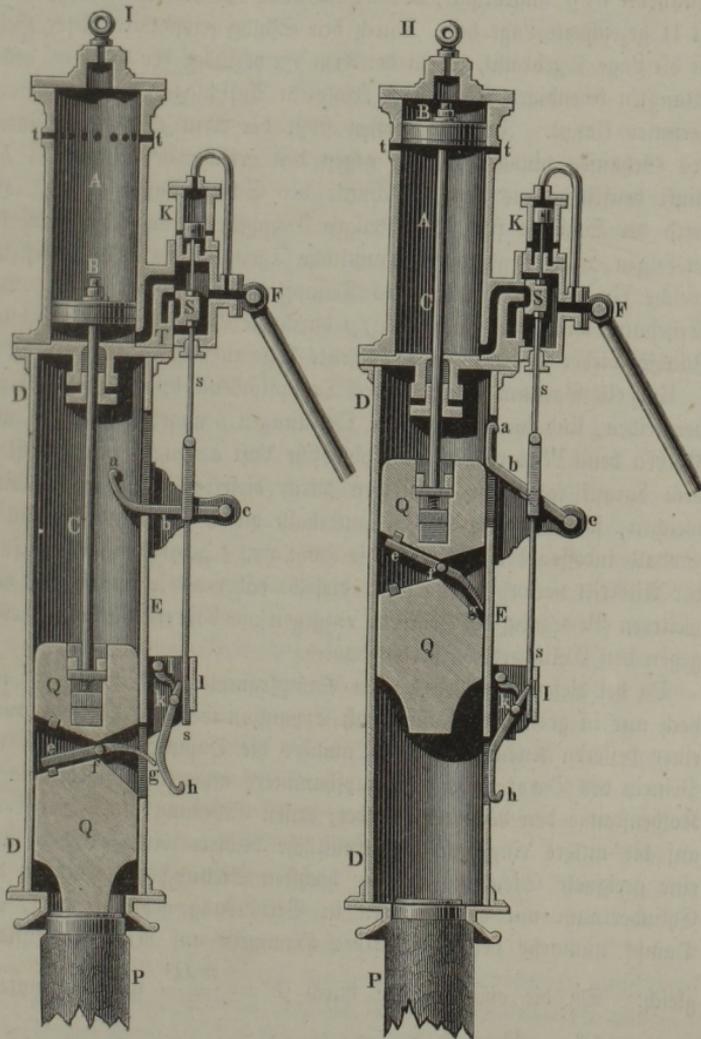
Cylinder horizontal unter dem locomobilen Dampfessel  $N$  gelagert ist. Durch diese Maschine wird seiner Zeit auch das Fortrollen der ganzen Ramme auf der Schienenbahn bewirkt, wenn solches zum Einrammen eines neuen Pfahles nöthig ist. Zur Verbindung des feststehenden Dampfessels mit dem allmählig herabsinkenden Dampfzylinder des Treibapparates ist ein bei  $O$  mit Gelenken versehenes Dampfzuleitungsrohr  $Q$  angebracht.

Der in Fig. 174, I und II, dargestellte Treibapparat des Rammbärs besteht aus dem Dampfzylinder  $A$ , an dessen Kolbenstange  $C$  der etwa 50 Centner schwere Rammbär  $Q$  hängt, und dem schmiedeeisernen Gehäuse  $D$ , in welchem der Rammbär seine Führung findet. Bei  $F$  tritt der durch das erwähnte Gelenkrohr zugeführte Dampf in den Schieberkasten, in welchem ein Muschelschieber  $S$  bekannter Einrichtung die Vertheilung

des Dampfes bewirkt. Da es sich nur um Erheben des Kolbens durch den Dampfdruck handelt, so ist der Dampfzylinder auch nur einfach wirkend gemacht. Bei der in I gezeichneten Stellung tritt Dampf aus dem Schieberkasten unter den Kolben  $B$ , wodurch der letztere den Rammbär  $Q$  emporhebt, bis gegen Ende des Kolbenhubes der Bär gegen den Steuerungshebel  $abc$  trifft und letzteren in die Lage II wirft. Hierdurch ist die Schieberstange  $s$ , in deren Schlitz der Hebel  $ac$  bei  $b$  einwirkt, gehoben, und es wird diese Stange durch eine in einen Einschnitt eingesprungene Sperrklinke  $k$  auch in dieser Lage erhalten, trotzdem daß der Dampf, welcher fortwährend

von oben auf den kleinen Steuerkolben *K* drückt, die Schieberstange nach abwärts zu drücken bestrebt ist. Es ist nun deutlich, daß bei dieser Schieber-

Fig. 174.



stellung in II der Dampf unterhalb des Kolbens *B* durch die Schieber-  
 höhle nach dem bei *T* sich anschließenden Ausblaserohre entweichen, der  
 Rammbär daher niederfallen und auf den Pfahlkopf schlagen kann. Der  
 Pfahl dringt dadurch um eine gewisse Tiefe in den Boden ein, und der

Treibapparat folgt ihm, da die Kette, an welcher er hängt, schlaff ist. Um unmittelbar nach geschehenem Schläge den Kolben von Neuem durch frischen Dampf zu heben, ist in einer Höhlung des Rammbärs der um  $f$  drehbare Fallhebel  $efg$  angebracht, welcher während des Niederfallens des Bärs die in II gezeichnete Lage hat. Durch den Schlag selbst wird dieser Hebel dann in die Lage I gebracht, indem der Arm  $fe$  vermöge der während des Fallens erlangten lebendigen Kraft nach erfolgtem Aufschlagen des Bärs noch weiter herunter klappt. In Folge dessen stößt der Arm  $fg$ , durch einen Schlitz des Gehäuses hindurchtretend, gegen den erwähnten Sperrhebel  $hk$ , und klinkt denselben aus dem Einschnitte der Schieberstange  $s$  aus. Hierdurch wird der Schieber frei, dem stetigen Dampfdrucke auf den Steuerkolben  $K$  zu folgen, und es gelangen sämmtliche Theile in die in I dargestellte Lage, welche ein erneuetes Heben des Dampfkolbens zur Folge hat. Bei dieser Erhebung wird der Fallhebel  $efg$  durch die Lippe des Gehäuseschlitzes selbständig wieder in die in II dargestellte Lage zurückgedrückt.

Um ein Vacuum oberhalb des Dampfkolbens bei dessen Niederfallen zu vermeiden, sind im Cylinder die Oeffnungen  $t$  angebracht, durch welche der Kolben beim Niedergehen atmosphärische Luft ansaugt. Diese Luft kann bei dem darauf folgenden Aufsteigen durch dieselben Oeffnungen wieder entweichen, so lange der Kolben unterhalb dieser Oeffnungen  $t$  sich befindet. Sobald indessen der Kolben in die Höhe von  $t$  gelangt, ist der Luft oberhalb der Austritt verwehrt, und wirkt dieselbe daher wie ein elastisches Rissen der weiteren Bewegung des Kolbens entgegen, so daß ein Anstoßen des letzteren gegen den Cylinderdeckel verhütet wird.

Da bei diesen Nasmyth'schen Dampfhammern der Dampf gar nicht oder doch nur in geringem Maße durch Expansion wirkt, so hat man zum Zwecke einer besseren Ausnutzung des Dampfes die Dampfhammern auch nach dem Princip des Daalen'schen Dampfhammers ausgeführt, wobei die sehr dicke Kolbenstange den Rammbär bildet, dessen Erhebung durch den Dampfdruck auf die untere ringförmige Kolbenfläche bewirkt wird. Indem nun durch eine geeignete Steuerung in der höchsten Stellung des Kolbens der obere Cylinderraum mit dem unteren in Verbindung gebracht wird, wirkt der Dampf nunmehr beim Fallen des Hammers auf beide Kolbenflächen zugleich. Da die obere Fläche durch  $F = \frac{\pi D^2}{4}$  und die untere durch  $f = \pi \frac{D^2 - d^2}{4}$  ausgedrückt ist, wenn  $D$  und  $d$  die Durchmesser des Cylinders und der Kolbenstange bedeuten, so überwiegt der Druck von oben denjenigen auf die untere Kolbenfläche, und der Rammbär wird außer durch die Schwere auch noch durch diesen Dampfüberdruck beschleunigt. Die Schläge können in Folge dessen mit größerer Fallgeschwindigkeit und häufiger

auf einander folgend bewirkt werden. Auch wird hierbei die Dampfkraft besser ausgenutzt, indem bei dem beschriebenen Vorgange der jedesmal unter den Kolben geführte Dampf bei seiner Ueberführung in den oberen Cylinderraum einer Expansion in dem Verhältnisse  $\frac{F}{f} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$  ausgesetzt ist.

Von solcher Art ist die von Schwarzkopf ausgeführte Dampfrahmen\*).

Auch nach dem Condié'schen Dampfhammerhystem hat man Dampfrahmen ausgeführt, indem man den Dampfcyylinder zum Kammbar ausgebildet und auf einer fest aufgehängten Kolbenstange verschieblich gemacht hat, welche hohl ist, so daß durch ihre Höhlung der Dampf eingeführt werden kann. Aus dieser hohlen Stange durch Oeffnungen des Kolbens in den oberen Cylinderraum tretend, hebt der Dampf den schweren Cylinderraum empor, bis ihm ein Ausweg durch die Kolbenstange zurück ermöglicht ist. In diesem Augenblicke fällt der Cylinderraum zurück, wobei die in dem unteren Cylinderraum vorher comprimirt Luft wiederum als elastischer Buffer wirkt, welcher das Fallen beschleunigt. Wegen dieser pneumatischen Wirkung muß hierbei der Führungsrahmen des Cylinders, in welchen die Kolbenstange eingehängt ist, mit dem Pfahlkopfe fest verbunden werden. Eine derartige Einrichtung\*\*) hat die von Riggerbach bei den Bahnhofsbauten in Biel angewandte Dampfrahmen. Eine etwas veränderte Construction, bei welcher, weil von der Wirkung des Luftkissens Abstand genommen ist, der Führungsrahmen nur auf den Pfahlkopf gesetzt zu werden braucht, ohne daran befestigt werden zu müssen, ist von Lewicki\*\*\*) für die Regulirungsarbeiten an der Düna bei Riga ausgeführt worden, worüber im Folgenden ein Näheres angegeben ist. In Fig. 175 (a. f. S.) ist der Treibapparat dargestellt, welcher im Wesentlichen aus dem schweren Bär oder Dampfcyylinder *A* besteht, der sich an der in die Traverse *C* eingehängten hohlen Kolbenstange *B* verschieben kann. Das Führungsgehäuse für den Cylinderraum besteht aus den beiden Traversen *C* und *D*, welche durch zwei schmiedeeiserne Säulenbolzen *E* mit einander vereinigt sind. Dieses Gehäuse führt sich an der doppelten Läuferrolle *F* des gewöhnlichen Rammgerüstes und wird vor dem Beginn des Rammens durch eine Winde mit Kette so weit herabgelassen, daß die untere Traverse *D* sich auf den Kopf des zu rammenden Pfahles *P* setzt. Durch das von einem Röhrenkessel zugeführte biegsame Rohr *a* tritt der Dampf zunächst in den Steuerkasten *G* und von hier bei geeigneter Stellung des Steuerkolbens *H* durch die hohle Kolben-

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1860, S. 224; Mittheilungen d. Hannov. Gewerbe-Vereins 1863, S. 243.

\*\*) Polytechn. Centralbl. 1865, S. 219.

\*\*\*) S. Civil-Ingenieur, Bd. XXI, Heft. 1.



stange  $B$  und die Oeffnungen  $b$  im Kolben in den Raum zwischen diesem und dem oberen Cylinderdeckel. In Folge dessen schiebt sich der Cylinder empor, indem die unterhalb des Kolbens befindliche Luft durch die Oeffnungen  $e$  entweichen kann. Wenn dann in der höchsten Cylinderstellung dem Dampfe durch  $b$  und die Kolbenstange der Ausweg in die Atmosphäre gestattet wird, so fällt der Cylinder auf den Pfahl  $P$  und treibt diesen entsprechend in den Boden ein, welcher Bewegung der ganze Treibapparat durch sein eigenes Gewicht folgt.

Die eigenthümliche Wirkung der Steuerung ist aus Fig. 176, I und II, zu ersehen. Der Dampf tritt, wie erwähnt, durch das Rohr  $a$  in die Steuerkammer  $G$ , in welche ein verticaler Doppeltkolben  $H_1 H_2$  beweglich eingesetzt ist. Die untere Fläche des Kolbens  $H_1$  ist stets dem Dampfdrucke aus  $a$  ausgesetzt, während die obere Fläche des etwas größeren Kolbens  $H_2$  nur dann von dem durch  $a_1$  zuströmenden Dampfe gedrückt wird, wenn der kleinere Kolbenschieber  $J$  in der Stellung II dem Dampfe den Zutritt durch  $i_2$  gestattet. Hat dagegen der Schieber  $J$  die Stellung I, so steht der Raum über  $H_2$  durch die Oeffnung  $i_1$  mit der freien Atmosphäre in Verbindung. Hiernach ist ersichtlich, daß der Vertheilungskolben  $H$  in I seine höchste Stellung durch den Dampfdruck gegen  $H_1$  erhält, so daß nun der Kesseldampf aus  $a$  durch den ringförmigen Canal  $b_1$  und die Kolbenstange  $B$  Zutritt hat und der Rammbär gehoben wird. Wird indessen in der höchsten Lage des letzteren der Steuerschieber  $J$  in die Stellung II gebracht, so wird der Vertheilungskolben  $H$  durch den Dampfüberdruck auf die größere Fläche  $H_2$  abwärts gedrückt, der Dampfzutritt aus  $a$  nach  $B$  ist abgeschnitten, dagegen kann der zur Wirkung gekommene Dampf aus dem Cylinder durch  $B$ ,  $b_1$  und  $b_2$  ins Freie gelangen, der Bär fällt daher. Um somit eine ununterbrochene Wirkung der Ramme zu erlangen, hat man nur für eine selbstthätige Bewegung des Steuerungsschiebers  $J$  in solcher Art Sorge zu tragen, daß dieser Schieber in der tiefsten Lage des Bärs die in I und in der höchsten Lage die in II gezeichnete Stellung einnimmt. Dies wird in einfacher und schöner Weise mittelst eines um  $O$  drehbaren Hebels  $LOM$  erreicht, welcher bei  $L$  die Schieberstange von  $J$  gabelartig umfaßt, während der cylindrische Arm  $OM$  eine Coullisse abgibt für ein mit dem Rammcylinder drehbar verbundenes hülsenförmiges Gleitlager  $N$ . Man erkennt leicht, daß durch die gegen die Verticale etwas geneigte Richtung des Armes  $OM$  eine pendelnde Bewegung des Hebels  $LM$  erzeugt wird, und es ist auch ersichtlich, wie die verstellbaren Muttern  $l_1$  und  $l_2$  auf der Schieberstange von  $J$  eine Regulirung des Zeitpunktes gestatten, in welchem durch Anstoß gegen den Schieber  $J$  die Umsteuerung veranlaßt werden soll. Das kleine Ventil  $v$  im Boden des Cylinders dient zum Auslassen des gebildeten Condensationswassers, indem es sich jedesmal beim

Aufschlagen auf den Pfahl öffnet. Die zwischen den Oeffnungen *e* und dem Cylinderboden abgeschlossene Luft bildet wieder ein elastisches Kissen.

Von sonstigen Rammen mit directer Bewegung des Rammbärs durch einen Kolben kann bemerkt werden, daß man statt des Dampfes auch comprimirt Luft zur Bewegung des Kolbens angewendet hat. Von Clarke und Barley ist ferner beim Bau in den Catharinendocks in London eine atmosphärische Kamme \*) in Anwendung gebracht worden, bei welcher das Rammseil an die Stange eines Kolbens angeschlossen ist, der in einem oben offenen Cylinder spielt, in welchem unterhalb durch eine Luftpumpe eine Luftleere hervorgerufen wird, so daß der Bär durch den Druck der atmosphärischen Luft gehoben wird. Die Schwierigkeit der Dichtung dürfte, wie meistens bei derartigen pneumatischen Maschinen hier ein Hinderniß der größeren Anwendbarkeit sein.

In Amerika hat man (Shaw) in neuerer Zeit (1872) angefangen, die Erhebung des Rammbärs durch die Explosion des Schießpulvers zu bewirken. Hierzu wird auf den Kopf des einzurammenden Pfahles ein gußeisernes mörserförmiges Endstück gesteckt, in welches von dem Rammeister eine Patrone geworfen wird. Der durch eine Winde vor Beginn des Rammens zwischen den Läuferuthen emporgeshobene Rammbär wird durch ein mittelst einer anpreßbaren Schiene gebildetes Klemmgesperre getragen. Wird letzteres durch den Zug einer Schnur ausgelöst, so fällt der Bär herab, tritt mit seinem am unteren Ende befindlichen stempelförmigen Ansätze in die Oeffnung des Mörsers und bewirkt durch die bedeutende Erhitzung, welche mit der Compression der Luft in dem Mörser verbunden ist, eine Entzündung der Pulverpatrone. In Folge der dadurch herbeigeführten Explosion wird der Rammbär wieder emporgeschleudert, während durch den Rückstoß der Gase der Pfahl nach unten um eine gewisse Größe in den Erdboden eingetrieben wird.

Bei schnellem Rammen wirft man während des Steigens des Rammbärs eine neue Patrone in den Rammmörser, welche durch den unmittelbar wieder herabfallenden Bär von Neuem zur Explosion gebracht wird, u. s. f.

Da bei einem solchen Schnellfeuer jedoch der Mörser so heiß wird, daß die Patronen sich vor erfolgtem Fallen des Bärs entzünden, so wird der letztere im höchsten Punkte durch das besagte Klemmgesperre aufgefangen, dessen Auslösung dann ein erneutes Fallen veranlaßt. Ein an dem oberen Verbindungsstücke der Läufer angebrachter, nach unten hervorragender Stempel tritt bei der Aufwärtsbewegung des emporgeschleuderten Rammbärs in eine cylindrische Höhlung desselben und wirkt in dieser Weise als Luftbuffer. Diese Rammen, welche auf der Ausstellung in Philadelphia 1876

\*) Der Ingenieur, Bd. II (erste Reihe).

von der American Dredging Co. ausgestellt waren, scheinen in den Vereinigten Staaten eine größere Anwendung erlangt zu haben. Gerühmt wird an diesen Rammen neben der einfachen Einrichtung und großen Leistungsfähigkeit besonders der Umstand, daß die Pfahlköpfe durchaus nicht durch die Schläge beschädigt werden und keinerlei Versicherung gegen Aufspalten u. bedürfen. Das Gewicht der Patrone wird von Knight\*) zu nur  $\frac{1}{3}$  Unze (9,5 g) für einen Bar von 675 engl. Pfunden (308 kg) angegeben. Einem dem Franklin-Institute erstatteten Berichte vom Ingenieur Prindle zufolge hatte man, um die Explosionswirkung zu prüfen, die Bewegung des Pfahles bei bestimmter Fallhöhe (15' engl.) einmal ohne Verwendung einer Patrone und darauf bei Zuhilfenahme einer solchen notirt. Es zeigte sich, daß in letzterem Falle die Tiefe des Eindringens des Pfahles immer erheblich größer, unter Umständen viermal und selbst achtmal so groß war, als im ersterem Falle, in welchem der Rammbär wie bei einer gewöhnlichen Kunstramme zur Wirkung kam.

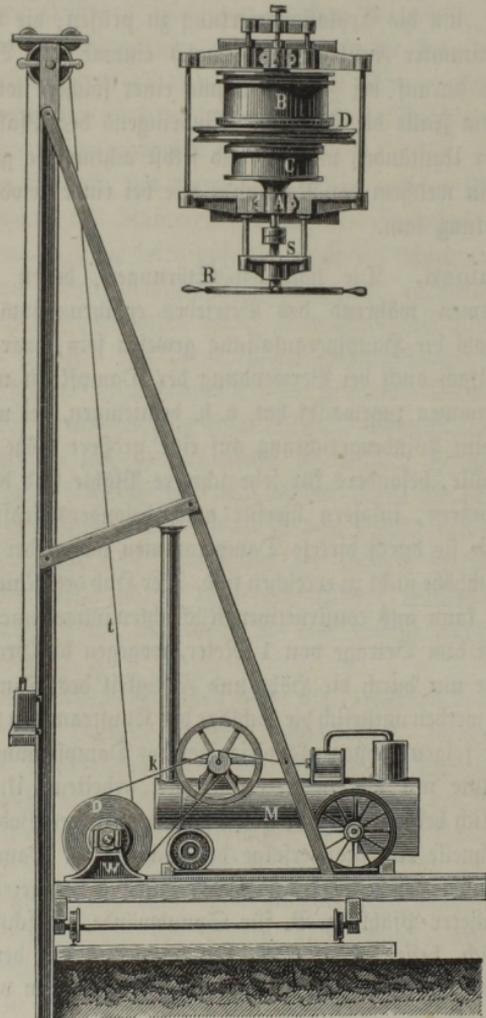
**Dampfmaschinenrammen.** Die häufigen Störungen, denen die §. 43. direct wirkenden Dampfrahmen während des Betriebes erfahrungsmäßig unterworfen sind, dürften wohl die Hauptveranlassung gewesen sein, warum man sich in neuerer Zeit vielfach auch bei Verwendung der Dampfkraft wieder dem System der Kunstrammen zugewandt hat, d. h. demjenigen, bei welchem der Rammbär durch eine Windvorrichtung auf eine größere Höhe erhoben wird. Für gewisse Fälle, besonders für sehr schwere Pfähle sind diese Rammen auch nicht zu entbehren, insofern hierfür ganz besonders kräftige Schläge erforderlich sind, wie sie durch directe Dampfrahmen wegen der bei diesen immer nur geringen Hubhöhe nicht zu erreichen sind. Der Hub des Rammbärs bei den Dampfrahmen kann aus constructiven Rücksichten immer nur gering sein und steigt selten zu dem Betrage von 1 Meter, wogegen die Grenze für den Hub der Kunstramme nur durch die Höhe und Festigkeit des Rammerüstes bedingt ist. Dagegen werden natürlich die Schläge der Kunstrammen viel weniger häufig auf einander folgen können als diejenigen der Dampfrahmen, welche letzteren in der Minute mit bis zu 120 Schlägen arbeiten. Unter gewissen Umständen, namentlich bei einer bestimmten Beschaffenheit des Bodenmaterials, hat gerade die schnelle Aufeinanderfolge der Schläge bei Dampfrahmen sehr zu deren Gunsten gesprochen, und die Erfahrung hat gezeigt, daß zum Einrammen schwächerer Pfähle, z. B. für Spundwände, die schnell schlagende Dampframme sich besser eignet als die Kunstramme, deren effectvollere Schläge dagegen wieder bei langen und schweren Pfählen vortheilhaft zur Wirkung kommen.

Ein fernerer Umstand, welcher der Einführung der durch Dampfmaschinen

\*) American Mechanical Dictionary, p. 1041.

betriebenen Kunstrammen wesentlichen Vorschub geleistet hat, ist die einfache Anordnung einer solchen, insofern es sich dabei nur darum handelt, die zum Heben des Rammbärs dienende Winde zum Betriebe durch eine Dampfmaschine, etwa durch eine zu anderen Bauzwecken ohnehin vorhandene Locomobile, einzurichten. Als Mittel zur Betriebsübertragung zwischen der Dampfmaschine und Bärwinde kann man sich hierbei mit Bequemlichkeit der Riemen oder Ketten bedienen.

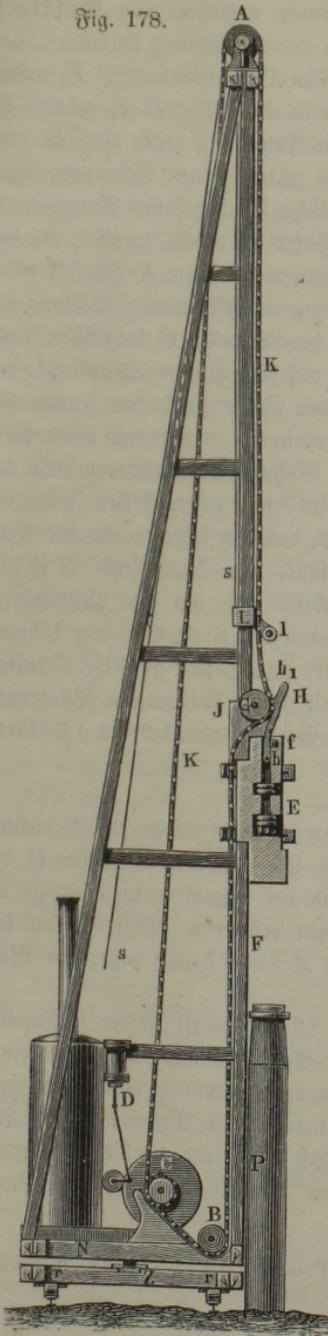
Fig. 177.



In solcher Art ist die Schwarzkopf'sche Dampfmaschinenramme, Fig. 177, eingerichtet. Bei dieser Ramme wird die Bewegung einer locomobilen Dampfmaschine *M* durch eine Cliffo'd'sche Keilkette *k* (siehe Thl. III, 1, §. 65) auf eine Windevorrichtung *W* übertragen, die das Aufziehen des Rammbärs durch das Tau *t* zu bewirken hat. Diese Windevorrichtung setzt sich zusammen aus den beiden auf der Axe *A* lose drehbaren Windetrommeln *B* und *C*, von denen die eine *B* zum Heben des Rammbärs, die andere *C* zum Aufziehen der Pfähle dient. Die beiden Seiltrommeln sitzen lose drehbar auf der Axe *A* und erhalten ihre Umdrehung vermittelt zweier Frictionskupplungen von einer auf *A* befestigten

Triebsscheibe *D*, welche durch die Keilkette von der Locomobile unausgesetzt gedreht wird. Wenn nämlich die Triebsscheibe *D* nebst der Axe durch die

Fig. 178.



Schraube *S* und das Spillrad *R* von dem Rammeister in der einen oder anderen Richtung verschoben wird, entsteht an den conischen Berührungslächen zwischen *D* und der betreffenden Seiltrommel genügende Reibung, um das Seil mit der anhängenden Last aufzuwinden. Ist in solcher Weise der Bär durch Umdrehung der Trommel *B* auf die gewünschte Höhe gehoben, so wird durch kurze Rückdrehung des Handrades *R* die Friction zwischen *D* und *B* aufgehoben, worauf der Rammbär sofort niederfällt, indem er durch sein Gewicht eine Rückwärtsdrehung der Trommel *B* veranlaßt. Wie schon oben bemerkt, ist hiermit immer eine Schwächung des Schlageffectes verbunden.

Um diesen letztgedachten Nachtheil zu vermeiden, und die Ramme automatisch zu machen, so daß sie keiner Steuerung durch die Hand des Rammeisters bedarf, hat man mehrfach eine endlose Gelenkkette angewandt, welche zwischen den Läufer-  
ruthen aufsteigend ununterbrochen in Bewegung gesetzt wird, so daß der Rammbär in seiner tiefsten Lage von einem der Kettenbolzen an einer vorstehenden Klaue erfaßt und so hoch erhoben wird, bis durch eine selbstthätig wirkende Ausstoßvorrichtung die Klaue aus der Kette gelöst wird, um den Rammbär fallen zu lassen. Während des Falles bewegt sich die Kette stetig weiter, und nimmt nach geschehenem Schlage in derselben Weise den Rammbär von Neuem mit in die Höhe. Diese von Sisson und

White angewandte Ramme wurde wesentlich verbessert von Cassie\*), dessen Construction die Fig. 178 (a. v. S.) zur Anschauung bringt.

Die zum Heben des Rammbärs dienende Gall'sche Gliederkette *K*, welche über die Rammscheibe *A*, die Leitrolle *B* und ein Kettenrad *C* geführt ist, erhält von dem letzteren ihre ununterbrochene Bewegung durch die Schwungradwelle der locomobilen Dampfmaschine *D* mittelst eines Rädervorgeleges. Der zwischen den Läuferuthen *F* in gewöhnlicher Weise geführte Rammbär *E* wird von einem Bolzen der Kette an dem Haken *H* erfaßt, welcher, um den Bolzen *h* drehbar, durch die Feder *f* stets gegen die Kette *K* gedrückt wird. Damit hierbei nicht durch einseitigen Kettenzug eine klemmende Wirkung auf den Bär ausgeübt werde, ist durch einen die Leitwalze *G* tragenden Rahmen *J*, welcher die Ruthen *F* umfaßt und auf dem Rammbär aufruht, die Kette so geführt, daß ihre Zugkraft durch den Schwerpunkt des Rammbärs gerichtet ist. Zum Auslösen des Rammbärs in der betreffenden Höhe dient ein zweiter, die Läuferuthen umfangender Rahmen *L*, welcher mittelst der Schnur *s* in bestimmter Höhe gehalten wird, und gegen dessen Frictionswalze *l* das Horn *h*<sub>1</sub> des Hakens *H* anstößt, wodurch letzterer aus der Kette zurückgedrängt wird, so daß der Bär herabfällt. Die Ramnstube *N* ist hier nicht nur auf Rädern *r* verschiebbar, sondern auch um den Mittelzapfen *Z* drehbar gemacht. Bei dieser Ramme wurden mit einem Bär von 1 Tonne Gewicht, dessen Fallhöhe zuletzt 4,27 Meter betrug, sehr günstige Resultate erzielt. Bei einer ähnlichen Ramme\*\*) mit 1000 Kilogramm Bärgewicht machte der Bär in der Minute 9 bis 10 Schläge von 1,2 bis 1,5 Meter Fallhöhe.

§. 44. **Mechanische Arbeit der Rammen.** Der Arbeitsaufwand, welchen das Einrammen der Pfähle erfordert, läßt sich aus dem Gewichte *G* des Rammbärs, der Steighöhe *h* desselben und der Anzahl *n* der Schläge berechnen, welche ein Pfahl zum Einschlagen erfordert. Diese mechanische Arbeit bestimmt sich pro Schlag einfach zu  $A = Gh$  und daher pro Pfahl zu  $nA = nGh$ .

Für die Ausübung dieser Arbeit durch Menschenkraft ist die Zugramme ein sehr unvollkommenes Werkzeug, indem erfahrungsmäßig der Effect eines Arbeiters beim verticalen Abwärtsziehen an dem Rammtau ein viel geringerer ist als derjenige beim Drehen einer Kurbel. Die Anstrengung der Arbeiter ist im ersteren Falle eine so große, daß nach einer 40 bis 60 Sekunden dauernden Hitze von Schlägen oft eine 2 bis 3 Minuten lange Pause

\*) S. Instit. of Mechanical Engineers. Proceedings 1867, p. 255, u. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, Bd. IV, S. 505.

\*\*) Zeitschr. d. hannov. Archit. u. Ingen.-Vereins 1869, S. 279.

zur Erholung nöthig ist. Hierzu kommt, daß bei der großen Anzahl von Arbeitern (25 bis 40), welche gleichzeitig an dem Rammtaue ziehen, die einzelnen Zugleinen von der verticalen Richtung um beträchtliche Winkel  $\alpha$  abweichen, und somit wird von der Zugkraft  $P$  eines Arbeiters nur der Theil  $P \cos \alpha$  zum eigentlichen Heben des Bärs verwendet. Letzteren Uebelstand kann man allerdings dadurch größtentheils umgehen, daß man an das Ende des Rammtaues einen größeren horizontalen Ring hängt, von welchem die Zugleinen der Arbeiter vertical herabhängen.

Die schädlichen Widerstände sind bei der Zugramme verhältnißmäßig geringer als bei der Kunstramme. Sie bestehen bei ersterer hauptsächlich nur in der Seilsteifigkeit des Rammtaues beim Uebergang über die Rammscheibe und in der Zapfenreibung der letzteren, auch kommen, wenn das Rammtau den Bär einseitig von seinem Schwerpunkte erfaßt, gewisse Reibungen in den Führungen der Ruthen vor, welche das Aufziehen erschweren und den Effect des Schlages vermindern. Da das Rammsseil meist nicht unter 50 mm Stärke hat, so wird man diese Widerstände nach §. 7 mindestens zu 5 Proc. der Nettoleistung anzunehmen haben.

Bei der Kunstramme sind die Widerstände der Winde zunächst in Abzug zu bringen. Man wird hierfür, da die Winde mit Kette und fast immer mit nur einem Vorgelege arbeitet, etwa 15 bis 16 Proc. in Abzug zu bringen haben. Da aber außer dem Rammbär vom Gewichte  $G$  immer noch der Fallblock mit dem Schrapper gehoben werden muß, dessen Gewicht etwa zu 8 bis 10 Procent von demjenigen des Rammbärs angenommen werden kann, dieser Fallblock aber die Nutzwirkung des Rammbärs nicht vermehrt, so wird man nicht wesentlich fehlgreifen, wenn man für die Kunstramme einen Wirkungsgrad zwischen 75 und 80 Proc. annimmt.

Nach den von Köpke beim Bau der steuerfreien Niederlage in Harburg gemachten Beobachtungen betrug die durchschnittliche tägliche Leistung per 10 Arbeitsstunden eines Arbeiters an der Zugramme:

$$375\,350 \text{ Fußpsd.} = 51\,423 \text{ mkg}$$

und an der Kunstramme:

$$1\,178\,550 \text{ Fußpsd.} = 161\,461 \text{ mkg.}$$

Lahmeyer giebt die Nettoleistung nach Abzug der schädlichen Widerstände für die Zugramme zu:

$$400\,000 \text{ Fußpsd.} = 54\,800 \text{ mkg,}$$

für die Kunstramme zu:

$$800\,000 \text{ Fußpsd.} = 109\,600 \text{ mkg}$$

an, so daß man die Leistung an der letzteren 2- bis  $2\frac{1}{2}$  mal so groß annehmen darf als an der Zugramme.

Für die Dampfkränne muß die auf den Kolben wirkende Dampfkrast nach Abzug der Kolben- und Stopfbüchsenreibung das Gewicht des Rammbärs überwiegen, um nicht nur die Reibungen des Bärs in den Führungen zu überwinden, sondern auch um dem Rammbär eine solche Beschleunigung zu ertheilen, daß die gewünschte Anzahl von Schlägen in der Minute erreicht wird. In Folge dieser Beschleunigung hat der Bär in dem Augenblicke, in welchem der Dampf ins Freie entlassen wird, eine gewisse Geschwindigkeit  $v$  erlangt, vermöge deren er noch auf eine bestimmte Höhe sich erhebt, bevor er niederfällt. Um diese Verhältnisse zu prüfen, sei  $F$  die Kolbenfläche einer Rasmayth'schen Dampfkränne,  $G$  das Gewicht des Bärs sammt Kolben und Kolbenstange und  $h$  die Länge eines Hubes. Ferner bezeichne  $p$  den im Cylinder wirksamen Dampfdruck pro Flächeneinheit,  $p_0$  den Atmosphären-  
druck und  $f$  den auf die Flächeneinheit reducirten Druck der schädlichen Reibungen am Kolben, in der Stopfbüchse und in der Führung des Bärs. Denkt man nun den Kolben auf dem Wege  $s_1$  durch den Dampf gedrückt, so hat der Dampf die mechanische Arbeit

$$A = F(p - p_0) s_1$$

verrichtet, welche zum Heben des Bärs auf die Höhe  $s$ , zur Ueberwindung der schädlichen Widerstände auf dem gleichen Wege  $s$  und zur Beschleunigung des Bärs vom Gewichte  $G$  verwendet ist. Hat der Bär auf diesem Wege die Geschwindigkeit  $v$  erlangt, so gilt die Gleichung:

$$F(p - p_0 - f) s_1 - G s_1 = G \frac{v^2}{2g} \dots \dots (1)$$

woraus die Geschwindigkeit  $v$  des Rammbärs im Momente des Dampfaustritts zu:

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{2g} \sqrt{\frac{F(p - p_0 - f) - G}{G}} s_1 \\ &= 4,429 \sqrt{\frac{F(p - p_0 - f) - G}{G}} s_1 \dots \dots (2) \end{aligned}$$

folgt. Vermöge dieser Geschwindigkeit  $v$  wird der Rammbär sich noch auf eine Höhe  $s_2$  erheben können, welche aus

$$\begin{aligned} G \frac{v^2}{2g} &= (G + Ff) s_2 \text{ zu} \\ s_2 &= \frac{G}{G + Ff} \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

folgt. Setzt man hierin für  $G \frac{v^2}{2g}$  den Werth aus (1) ein, so erhält man

$$s_2 = \frac{F(p - p_0 - f) - G}{G + Ff} s_1 = k s_1 \dots \dots (4)$$

wenn der Kürze wegen

$$\frac{F(p - p_0 - f) - G}{G + Ff} = k$$

gesetzt wird. Man hat daher die ganze Hubhöhe des Bärs:

$$h = s_1 + s_2 = \frac{G + Ff + F(p - p_0 - f) - G}{G + Ff} s_1 = \frac{F(p - p_0)}{G + Ff} s_1 \quad (5)$$

Soll nun der Kammbar bei gegebener Hubhöhe  $h$  in der Minute  $n$  Schläge machen, so daß die Zeit eines vollen Spieles durch  $t = \frac{60}{n}$  Secunden gegeben ist, so sind die Verhältnisse in folgender Weise festzustellen. Die ganze Zeitdauer  $t$  eines Spieles setzt sich zusammen aus den vier Zeittheilen  $t_1 + t_2 + t_3 + t_4$ , worin  $t_1$  die Zeit bedeutet, während welcher der Kolben vom Dampfe getrieben um die Größe  $s_1$  emporsteigt, während  $t_2$  die Zeit der weiteren Bewegung des Bärs durch seine lebendige Kraft um die Höhe  $s_2$  darstellt; unter  $t_3$  ist die Fallzeit und unter  $t_4$  eine gewisse Pause zu verstehen, wie sie zur Ausübung des Effectes durch den Schlag nothwendig sein wird. Diese letztere Zeit wird man passend anzunehmen haben, während die Größen  $t_1, t_2$  und  $t_3$  sich ermitteln lassen. Die Bewegung des Kolbens während der Zeit  $t_1$  unter Einfluß der constanten Dampfkraft  $F(p - p_0)$  ist eine gleichförmig beschleunigte, welche mit der Beschleunigung:

$$g_1 = \frac{F(p - p_0 - f) - G}{G} g$$

vor sich geht, daher hat man die Zeitdauer der Erhebung um den Weg  $s_1$  gleichzusetzen

$$t_1 = \sqrt{\frac{2s_1}{g_1}} = \sqrt{\frac{2s_1}{g} \frac{G}{F(p - p_0 - f) - G}} \quad (6)$$

Die weitere Bewegung des Kammbars während der Zeit  $t_2$  vermöge der erlangten Geschwindigkeit  $v$  ist eine gleichförmig verzögerte, für welche die Verzögerung  $g_2$ , wie aus der Gleichung (3) zu ersehen ist, zu:

$$g_2 = \frac{G + Ff}{G} g$$

angenommen werden muß; daher hat man die zugehörige Zeit

$$t_2 = \sqrt{\frac{2s_2}{g_2}} = \sqrt{\frac{2s_2}{g} \frac{G}{G + Ff}} \quad (7)$$

Endlich hat man für die gleichförmig beschleunigte Bewegung des Fallens von der Höhe  $h = s_1 + s_2$ , für welche die Beschleunigung zu:

$$g_3 = \frac{G - Ff}{G} g$$

anzunehmen ist, die Fallzeit

$$t_3 = \sqrt{\frac{2h}{g_3}} = \sqrt{\frac{2h}{g} \frac{G}{G - Ff}} \quad \dots \quad (8)$$

Ist nun in einem vorliegenden Falle das Gewicht  $G$  des Rammbärs und die Kolbenfläche  $F$  sowie die Hubhöhe  $h$  gegeben, so kann man durch Annahme des Dampfüberdruckes  $p - p_0$  aus Gleichung (5) die Größe  $s_1$  für den unter directem Dampfdruck zurückgelegten Weg bestimmen. Man hat sich dann aber noch zu überzeugen, ob für die gewählten Verhältnisse die aus den Gleichungen (6), (7) und (8) sich ergebenden Zeiten zusammen noch kleiner sind als die zu einem ganzen Spiele disponibele Zeit  $t = \frac{60}{n}$ , damit der Rammbär immer noch während einer gewissen, wenn auch nur sehr geringen Zeit (0,1 Secunde) mit dem Pfahle in Berührung bleiben kann. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, so wird man etwa durch veränderte Annahme des Dampfüberdruckes  $p - p_0$  den gestellten Anforderungen zu genügen haben.

Bei dieser Untersuchung ist von einer Expansionswirkung des Dampfes sowie von der Compression der Luft beim Verdrängen derselben ganz abgesehen, eine darauf Bezug nehmende Ermittlung hätte nach dem in Thl. II über Dampfmaschinen Gesagten zu geschehen. Es kann hierfür auch die schon oben erwähnte Arbeit von Lewicki\*) angeführt werden. Wenn auch die Verwendung des Dampfes bei den direct wirkenden Dampfrahmen wegen des Wegfalls einer Expansionswirkung an sich nicht besonders ökonomisch ist, so fällt dieser Umstand meist nur wenig ins Gewicht gegenüber dem ganz erheblich größeren Kostenaufwande, welchen das Rammen durch Menschenhand erfordert. Da überhaupt bei Bauten jede durch Störung der Maschine veranlaßte Betriebsunterbrechung mit namhaften Nachtheilen verbunden zu sein pflegt, so empfiehlt es sich, bei den Rahmen, wie überhaupt bei allen Baumaschinen, ein größeres Gewicht auf die Einfachheit der Construction als auf die Größe des Wirkungsgrades zu legen.

Im Vorstehenden war von dem Arbeitsaufwande die Rede, welcher zum Heben des Rammbärs erforderlich ist, und der betreffende Wirkungsgrad kommt der Ramme natürlich nur in so weit zu, als dieselbe als Hebe-  
maschine betrachtet wird. Was die Wirkung des fallenden Bärs auf den Pfahl, das Eintreiben desselben in den Boden und die Comprimirung des letzteren abetrifft, so sind dies transformirende Wirkungen, welche nur durch die Erfahrung festgestellt werden können, in welcher Hin-

\*) Civil-Ingenieur, Bd. XXI, Heft 1.

sicht daher auf die Angaben in den bautechnischen Zeitschriften verwiesen werden muß.

Nur auf einen Umstand mag hier hingewiesen werden, welcher die verhältnißmäßige Wirkung verschiedener Rammsysteme, namentlich auch den Einfluß der Fallhöhe, betrifft. Wenn der auf die Höhe  $h$  gehobene Bär, dessen Gewicht  $G_1$  ist, herunterfällt, so repräsentirt diese Bewegung eine mechanische Arbeit  $A = G_1 h$ , welche, wenn von den Reibungswiderständen während des Fallens abgesehen wird, eine Geschwindigkeit  $v = \sqrt{2gh}$  des Rammbärs im Momente des Aufschlagens erzeugt. Bezeichnet man nun mit  $G_2$  das Gewicht des Pfahls, so findet bei dem Stoße, wenn derselbe als ein unelastischer betrachtet wird, ein Verlust an lebendiger Kraft statt, welcher nach Thl. I, §. 359 zu:

$$A' = \frac{G_1 G_2}{G_1 + G_2} h = A \frac{G_2}{G_1 + G_2}$$

sich ermittelt, während der Rest der Arbeit

$$A'' = A - A' = A \frac{G_1}{G_1 + G_2}$$

in den Pfahl übergeht, und auf Eindringen, d. h. Bewegung desselben wirkt. Der Arbeitsbetrag  $A'$  wird wesentlich auf Molecularwirkungen, z. B. Beschädigung des Pfahls, nicht aber für den beabsichtigten nützlichen Zweck verwendet, und man wird ihn daher so klein als möglich zu machen haben. Man erkennt nun leicht, daß dieser Werth

$$A' = A \frac{G_2}{G_1 + G_2} = A \frac{1}{\frac{G_1}{G_2} + 1}$$

einen um so geringeren Theil von  $A$  ausmacht, je größer das Gewicht des Bärs im Vergleiche mit dem des Pfahles ist. Wollte man  $G_1 = G_2$  machen, so würde der Verlust  $A' = \frac{1}{2} A$  werden, während man in den gewöhnlichen Fällen, wo  $G_1 = 2 G_2$  bis  $2,5 G_2$  gewählt wird, für  $A'$  den Werth von  $0,33 A$  bis  $0,286 A$  erhält. Denkt man sich ferner zur Erzeugung eines Schlags eine bestimmte mechanische Arbeit  $A$  zum Heben des Bärs  $G_1$  auf die Höhe  $h$  angewendet, so folgt ferner hieraus, daß der Stoßverlust einen um so größeren Theil dieser Arbeit verzehren wird, je größer  $h$ , d. h. je kleiner  $G_1$  ist, und daraus geht hervor, daß unter Voraussetzung derselben Größe von  $A$  eine Kunstramme mit beträchtlicherem Stoßverluste arbeiten wird als eine Dampftramme, bei welcher der Hub  $h$  kleiner und daher das Gewicht  $G_1$  größer ist. Damit in Beziehung steht denn auch die vielfach gemachte Erfahrung, daß bei Anwendung von Kunstrammen eine starke Beschädigung der Pfähle einzutreten

pflegt. Wenn nun auch der Stoß des Kammbärs auf den Pfahl kein vollkommen unelastischer ist, jener Betrag von  $A'$  daher auch nicht gänzlich verloren geht, so wird doch immer der Stoßverlust um so größer sein, je kleiner  $G_1$  im Verhältniß zu  $G_2$  ist.

Ueber die Tragfähigkeit der eingerammten Pfähle ist in Thl. I, §. 371 ein Näheres angegeben, es wird sich jedoch in der Praxis mehr empfehlen, die Bestimmung der Tragfähigkeit auf praktische Erfahrungen anstatt auf theoretische Rechnungen zu gründen (siehe Hagen, Handbuch der Wasserbaukunst, Thl. I, S. 628).