

Teil der Nutzlast (s. S. 262) aufheben und beim Niedergang des Korbes den Überschuss des Gegengewichtes durch die Winde hochheben.

Die **Berechnung** der Aufzugmaschine eines Handaufzuges hat in der bei den Handwinden angegebenen Weise zu erfolgen. Bezeichnet also

- Q die zu hebende Nutzlast,
- G das Eigengewicht des Förderkorbes,
- G_x das Gegengewicht,
- P die Betriebskraft,
- a den Haspelrad- oder Kurbelradius,
- R den Lastarm,

so folgt aus Gl. 116a, S. 84, als Übersetzung des Vorgeleges

$$\left(\frac{Z}{z}\right) = (1 + \varphi) \frac{(Q + G - G_x) R}{P \cdot a} \quad 259$$

Der Verlustfaktor $1 + \varphi$ setzt sich wieder als Produkt zusammen aus den entsprechenden Werten des Windwerkes, der Leitrollen, der Führungen des Korbes und Gegengewichtes. Der letztere Wert dürfte im Durchschnitt 1,1 bis 1,15 betragen. Die Betriebskraft P ist möglichst klein zu wählen, damit die Bedienung des Aufzuges nicht zu anstrengend wird, und sollte bei Kurbelantrieb nicht mehr als 10 bis 12, bei Haspelradantrieb nicht mehr als 10 bis 15 kg betragen. Bei fehlendem Vorgelege kann aus der obigen Gleichung mit $\left(\frac{Z}{z}\right) = 1$ der Wert P bestimmt werden.

Ist das Gegengewicht grösser als das Korbgewicht, so ist zum Senken des leeren Korbes eine Betriebskraft

$$P' = (1 + \varphi) \frac{(G_x - G) R}{\left(\frac{Z}{z}\right) a}$$

nötig.

Beispiel.

Wie berechnen sich die Hauptverhältnisse des gemischten Handaufzuges in Fig. 2, Taf. 44? Die Nutzlast desselben beträgt 300 kg.

Schätzen wir das Eigengewicht G des Korbes zu 250 kg, so ist jedes Seil für $300 + 250 = 550$ kg mit 10facher Sicherheit zu berechnen. Nach der Tabelle auf S. 44 würden somit zwei ungeteerte Hanfseile von 29 mm Durchmesser genügen, deren zulässige Belastung je $590 \text{ kg} = \frac{1}{10}$ der Bruchlast ist.

Nach der Ausführung haben die Lastseile $\Delta = 30 \text{ mm}$ Stärke.

Der Radius der Klemmscheiben S sollte nach Gl. 67b, S. 44, für Keilnut

$$R \geq 10 \Delta = 300 \text{ mm}$$

sein, ist aber in der Ausführung nur $R = 270 \text{ mm}$ gewählt. Der Radius der Gegengewichtsscheiben s beträgt $R' = 130 \text{ mm}$.

Zur Berechnung der erforderlichen Übersetzung des Vorgeleges kann die Gl. 259 dienen. Nehmen wir das Gegengewicht G_x um 50 kg kleiner als das Korbgewicht G, damit dessen selbstthätiger Rückgang bei gelüfteter Bremse gesichert wird, so ist $Q + G - G_x = 300 + 50 = 350 \text{ kg}$. Der Verlustfaktor $1 + \varphi$ setzt sich als Produkt zusammen aus

dem Faktor 1,1, der die Reibung in den Führungen des Korbes und Gegengewichtes berücksichtigt,

dem Faktor $1 + \varphi_0$ der beiden Klemmscheiben, der sich nach den Angaben auf S. 24 mit den obigen Werten von Δ , R und R' zu $\sim 1,15$ ermittelt,

dem Faktor $1 + \varphi_v$ für das einfache Vorgelege, der zu $\sim 1,09$ angenommen werden kann.

Es folgt somit

$$1 + \varphi = 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,09 = \sim 1,38,$$

entsprechend einem Wirkungsgrade

$$\eta = \frac{1}{1,38} = \sim 0,725.$$

Die Betriebskraft P am Haspelseil setzen wir gleich 15 kg, den Radius a des Haspelrades wie in der Ausführung $a = 825 \text{ mm}$. Gl. 259 liefert dann den Wert

$$\frac{Z_1}{z_1} = 1,38 \frac{350 \cdot 27}{15 \cdot 82,5} = \sim 10,54.$$

Falls diese Übersetzung noch durch ein einfaches Vorgelege ermöglicht werden soll, muss bei $z_1 = 12$ Zähnen des Ritzels das grosse Zahnrad

$$Z_1 = 10,54 \cdot 12 = \sim 126 \text{ Zähne}$$

erhalten. Nach der Ausführung ist $z_1 = 13$ und Z_1 nur gleich 84. Wie aber aus den Originalzeichnungen, welche dem Verfasser überlassen wurden, zu ersehen war, scheint die Übersetzung des Vorgeleges mit Rücksicht auf eine leichtere Bedienung des Aufzuges auf $z_1 = 12$ und $Z_1 = 130$ vergrössert worden zu sein. Für die in Fig. 2, Taf. 44, angegebenen Zähnezahlen dürfte sich der Aufzug nur für eine entsprechend kleinere Nutzlast empfehlen.

Die Teilung des Vorgeleges berechnet sich aus Gl. 118a, S. 85, mit

$$M_d = 0,92 P \cdot a \text{ und } z = z_1$$

zu

$$t_1 = 0,48 \sqrt[3]{\frac{0,92 \cdot 15 \cdot 82,5}{12}} = \sim 7 \pi,$$

sodass die Teilkreisradien

$$r_1 = \frac{7 \cdot 12}{2} = 42 \text{ mm und } R_1 = \frac{7 \cdot 126}{2} = 441 \text{ mm}$$

werden müssen.

Die Welle der beiden Klemmscheiben S wird durch die Resultierende der Seilspannungen an jeder Scheibe und durch den Zahndruck des Rades Z_1 auf Biegung beansprucht. Beim Heben der Last, wo der Zahndruck nach oben gerichtet ist, wird die Welle durch ihn entlastet. Vernachlässigen wir deshalb der Sicherheit wegen den Zahndruck und nehmen ferner als Resultierende für die Seilspannungen jeder Scheibe $Q + G = 550 \text{ kg}$, so ist bei 16 cm Abstand der Seilscheibenmitten von der nächsten Lagermitte das angreifende Biegemoment

$$M_b = 550 \cdot 16 = 8800 \text{ kgcm.}$$

Das auftretende Drehmoment an der Welle ist

$$M_d = 0,92 P \cdot a \frac{Z_1}{z_1} = 0,92 \cdot 15 \cdot 82,5 \frac{126}{12} = \sim 11955 \text{ kgcm.}$$

Nach Gl. 120, S. 86, muss demnach der Wellendurchmesser für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ (Flussstahl), wie in der Ausführung gemäss

$$\frac{1}{8} \left(3 \cdot 8800 + 5 \sqrt{8800^2 + 11955^2} \right) = 0,1 d^3 \cdot 600$$

$$d = \sim 60 \text{ mm}$$

betragen.

§ 42.

Die allgemeine Bauart und Maschinen der hydraulischen und Dampfauzüge.

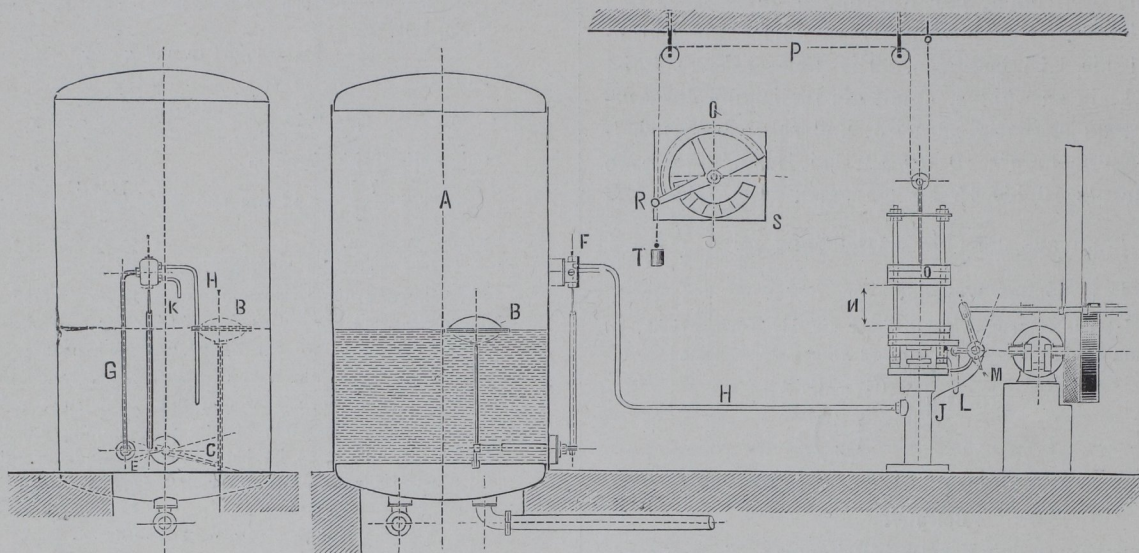
Hydraulische Aufzüge werden sowohl für Lasten- als auch Personförderung in Warenhäusern, Gasthöfen, auf Bahnhöfen, Hafenanlagen usw. verwendet. Ihre Vorteile beruhen in der geräuschlosen, sanften Arbeitsweise, die auch bei grossen Geschwindigkeiten, sowie sorgfältig ausgebildeten Konstruktionen ein sanftes Anhalten und stossfreies Anfahren gestattet, in der Möglichkeit, leichte Lasten schneller als schwere heben zu können, und in der sicheren Stützung des Korbes durch die abgeschlossene Wassersäule. Ihre Nachteile bestehen, abgesehen von

der Gefahr des Einfrierens, in der langsamen Senk-
bewegung durch Drosseln des Abflusswassers und in dem
für alle Lasten gleichen Wasserverbrauch des einfachen
Druckkolbens. Infolge des letzteren Umstandes nament-
lich sind die hydraulischen Aufzüge in neuerer Zeit viel-
fach durch solche mit elektrischem Antriebe verdrängt,
dessen geringe Betriebskosten und leichte Energie-
zuführung auch im Aufzugsbau sehr geschätzt werden.

Das Druckwasser der hydraulischen Aufzüge wird
entweder der städtischen Wasserleitung entnommen oder
durch ein besonderes Pumpwerk in Verbindung mit einem
hochliegenden Reservoir, einem Gewichtsakкумуляtor
oder Druckwindkessel erzeugt. Die Speisung der Auf-
züge mit dem Druckwasser der städtischen Wasserleitung,
die, wenn statthaft, direkt an den Hubcylinder, sonst
bei genügender Höhe an ein Reservoir auf dem Boden
des Gebäudes oder sogar an einen Druckwindkessel

das Wasser für gewöhnlich in einen Druckwindkessel,
in dem ein Druck von 10 bis 15 kg/qcm herrscht. Sobald
dieser Druck seinen zulässig höchsten Wert erreicht, wird
durch eine besondere Vorrichtung die Pumpe bzw. der
Schalthebel des Elektromotors abgestellt, und umgekehrt,
wenn der Druck seine zulässig tiefste Grenze erreicht,
wieder eingerückt. Fig. 202 des Textes zeigt eine dies-
bezügliche Einrichtung nach dem Patent (No. 71752) von
C. Flohr, Maschinenfabrik in Berlin. A ist in der
Figur der Druckwindkessel, von dem die Druckleitungen
zur Pumpe und zu den Aufzügen gehen. In dem Wind-
kessel befindet sich ein Schwimmer B, der mit dem
Wasserspiegel steigt und sinkt und seine Bewegung durch
ein Hebelwerk CE auf einen Muschelschieber im Ge-
häuse F überträgt. Das Gehäuse steht durch die Rohr-
leitung G mit dem Wasserraum des Windkessels in Ver-
bindung, und von den beiden Kanälen des Schieberspiegels

Fig. 202.



angeschlossen wird und der Aufzugsanlage bei grosser
Einfachheit eine stete Bereitschaft sichert, wird wegen
der hohen Betriebskosten jetzt nur noch wenig benutzt.
Weit gebräuchlicher und billiger trotz der höheren
Anlagekosten ist es, ein eigenes Pumpwerk aufzustellen.
Dasselbe ist, wenn Dampf zur Verfügung steht, natür-
lich eine Dampfpumpe, sonst eine gewöhnliche Pumpe mit
Riemen- oder direktem Antrieb von einem Gas-, Benzin-
oder Elektromotor. Die Pumpe drückt, wie oben ange-
geben, das Wasser in ein hochliegendes Reservoir, einen
Gewichtsakкумуляtor oder Druckwindkessel und saugt
es aus einem unten aufgestellten Behälter, in den die
Abflussleitung des Hubcylinders mündet. Eine solche
Aufstellung eines eigenen Pumpwerkes empfiehlt sich stets,
wenn mehrere Aufzüge zu betreiben oder sehr grosse
Lasten zu heben sind.

In solchen Fällen wird jetzt vielfach der Antrieb
des Pumpwerks durch einen Elektromotor gewählt, und
diesbezügliche Anlagen bezeichnet man als hydro-
elektrische Aufzüge. Der Elektromotor treibt dann
eine für alle Aufzüge gemeinsame Pumpe und drückt

im Gehäuse kommuniziert der eine durch die Rohrleitung H
mit dem kleinen Hubcylinder J, der andere durch die
Rohrleitung K mit dem Ablaufwasserreservoir. Je nach
der Stellung des Schiebers kann entweder Druckwasser
in den Cylinder J treten, wodurch dessen Plunger ge-
hoben wird, oder es kann das in J befindliche Wasser
in das Ablaufreservoir strömen, wobei der Plunger in
J sinkt.

Die Kopfplatte des Plungers trägt weiter einen
Mitnehmer L, der in eine Gleitbahn ausläuft. In eine
Ausparung derselben greift bei der tiefsten Lage des
Plungers mit einer Rolle der Hebel M des Riemenaus-
rückers der Pumpe. Ferner hängen über der Kopfplatte
des Plungers in einem der Riemenverschiebung ent-
sprechenden Abstände N die Gewichte O an einem
Schnurzuge P, der mit seinem anderen Ende an einem
Segment Q des Schalthebels R für den Aus- und Ein-
schaltwiderstand S befestigt ist. Das Segment Q trägt
schliesslich das Gewicht T. Da die Gewichte O aber
schwerer als T sind, so ziehen sie beim Freihängen den
Schalthebel R stets bis zum Anschlag nach rechts, bei

welcher Stellung der Motor im Gange ist. In der tiefsten Stellung des Plungers befindet sich auch der Antriebsriemen der Pumpe auf seiner Festscheibe, und es wird also Wasser in den Windkessel gepumpt. Dabei steigt der Schwimmer der Wasserzunahme entsprechend, indem er zugleich den Schieber im Gehäuse F verschiebt. Sobald aber der Schwimmer seinen zulässig höchsten Stand erreicht hat, öffnet der Schieber den Eintrittskanal zur Rohrleitung H. Das Druckwasser tritt dann aus dem Windkessel A in den Hubcylinder J und hebt dessen Plunger. Der Mitnehmer L verschiebt hierbei mittelst des Hebels M den Riemen auf die Leerscheibe, und die Gleitbahn verhindert beim Weitersteigen des Plungers ein Zurückgehen des Ausrückers. Erst wenn der Riemen ganz auf der Losscheibe ist und die Pumpe still steht, beginnt der weitersteigende Plunger die freihängenden Gewichte O zu heben und unter Einwirkung des Gewichtes T den Ausschalthebel R nach links zurückzudrehen, also auch den Motor ausser Betrieb zu setzen.

Wird weiter dem Windkessel durch die Aufzüge Wasser entnommen, so sinkt der Schwimmer und verschiebt den Schieber des Gehäuses F so, dass bei einem gewissen Wasserstande im Windkessel die beiden Kanäle des Schieberspiegels miteinander verbunden werden. Es strömt dann das Wasser des Hubcylinders J durch die Rohrleitung H, den Schieber und die Rohrleitung K in das Ablaufreservoir. Der Plunger beginnt zu sinken und mit ihm die schweren Gewichte O, welche dabei das leichtere T heben, den Ausschalthebel R nach rechts drehen und den Motor wieder in Gang setzen. Aber erst wenn die Gewichte O vollständig frei hängen, verschiebt bei weiterem Sinken der Mitnehmer L den Riemen auf die Festscheibe, wodurch dann auch die Pumpe wieder in Betrieb gesetzt wird.

Der verfügbare Wasservorrat W im Druckwindkessel muss natürlich mindestens gleich der Summe der Cylinderfüllungen aller gleichzeitig im Betriebe befindlichen Aufzüge einer Anlage sein, wird aber gewöhnlich grösser (bis zu dem Doppelten) genommen. Ist dann weiter

- V das Luftvolumen beim höchsten Wasserstande im Kessel, also bei der höchsten Druckspannung,
- V + W das Luftvolumen beim niedrigsten Wasserstande,
- p der höchste Betriebsdruck,
- p' die zulässige Druckabnahme von p beim niedrigsten Wasserstande,

so muss nach dem Mariotteschen Gesetz Anfangsvolumen mal Anfangsdruck der Luft gleich Endvolumen mal Enddruck, also

$$V \cdot p = (V + W) (p - p')$$

oder

$$V = W \left(\frac{p}{p'} - 1 \right)$$

sein. Die Pumpenanlage muss so bemessen werden, dass im Kessel immer genügend Wasser vorhanden ist. Die Rohrleitungen werden in ihrem Querschnitt für Geschwindigkeiten von 1 bis 3 m/Sek. bemessen. Der Druckwindkessel ist mit den nötigen Absperrorganen, einem Manometer, Wasserstand, Sicherheitsventil usw. zu

versehen. Auch ist zwischen dem Windkessel und der Druckleitung für die Aufzüge ein Ventil einzuschalten, das sich schliesst, sobald Luft aus dem Windkessel nach den Aufzugmaschinen übertreten will.

Bei Aufzügen, die von der städtischen Wasserleitung unter Einschaltung eines hochliegenden Reservoirs gespeist werden, macht man den verfügbaren Wasservorrat in dem letzteren gleich dem 3- bis 4fachen Hubvolumen des Druckkolbens. Die Speiseleitung des Reservoirs erhält 30 bis 50 mm lichte Weite und unten ein Absperrventil, oben einen Schwimmkugelhahn.

Bei den **direkt wirkenden** hydraulischen Aufzügen trägt der Druckkolben den Fahrstuhl ohne Zwischenglied auf seinem Kopfe. Der hiermit verbundene Fortfall aller dem Verschleiss unterworfenen Seile und Rollen, sowie der Fangvorrichtung erhöht die Sicherheit des Aufzuges, weshalb diese Anordnung gern für Personenaufzüge der indirekt wirkenden vorgezogen wird. Andererseits macht der Umstand, dass der Druckcylinder und Plunger, deren Länge mit entsprechender Zugabe gleich der Förderhöhe des Korbes ist, unter dem letzteren im Erdreich versenkt werden muss, falls vom Erdgeschoss aus gefördert werden soll, die direkte Anordnung nicht für solche Fälle geeignet, in denen die Herstellung des zur Versenkung nötigen Bohrloches grosse Schwierigkeiten und erhebliche Kosten bereitet. Sind die Verhältnisse aber in dieser Hinsicht günstig, so bevorzugt man direkt wirkende hydraulische Aufzüge stets bei kleinen Hubhöhen (bis zu 6 m), sowie schweren Lasten oder hohem Wasserdruck. Daher findet man die sogenannten Hebebühnen, wie sie vielfach zur Warenbeförderung vom Keller in den Hof, auf Bahnhöfen zur Gepäckbeförderung von und nach dem Bahnsteig usw. verwendet werden, meistens direkt wirkend ausgebildet. Bei grossen Hubhöhen dagegen liefern indirekt wirkende hydraulische Aufzüge mit ihren (im Übersetzungsverhältnis) kürzeren Plungern und freiliegenden Cylindern in der Regel niedrigere Anlagekosten, während die zur Erzielung einer grösseren Fördergeschwindigkeit bei dem indirekten System nötige Vergrösserung des Druckkolbendurchmessers sich nur bei nicht zu schweren Lasten und kleinen Betriebsdrucken vorteilhaft erweist.

Über die Konstruktion und Ausführung der einzelnen Teile eines direkt wirkenden hydraulischen Aufzuges sei hier mit bezug auf die Figuren der Taf. 45, welche eine Hebebühne der Firma W. Örtling & Rothe in Berlin darstellen, das folgende bemerkt.

Der Druckkolben wird bei kleinem Durchmesser stehend und mit verlorenem Kopf in Gusseisen gegossen, sonst aber aus Schmiedeeisenrohren (Fig. 3) hergestellt, die bei grösseren Hubhöhen durch innen liegende Metallmuffen untereinander verbunden werden. Am unteren Ende schliesst ein warm eingezogener Gusseisenboden den Plunger. Die konische Abschrägung dieses Bodens tritt, falls die obere Endausrückung des Aufzuges einmal versagen sollte, in die Stopfbuchse, und das dann austretende Druckwasser verhindert das Heraustreiben des Plungers. Zu gleichem Zwecke lässt man wohl auch die Gegengewichte sich bei zu hoher Lage des Korbes aufsetzen.

Um dem Druckkolben auf seiner ganzen Länge gleichen Durchmesser zu geben, wird er genau auf diesen abgedreht und poliert. Seine Verbindung mit dem Fahrstuhl muss besonders sorgfältig und sicher ausgeführt werden. Gewöhnlich wird sie durch eine starke Blechplatte und einen dem oberen Plungerende warm aufgezogenen und verbohrten L-Eisenring bewirkt, auf denen dann die unteren L-Eisen des Korbbodens befestigt werden. Bei grossen Fahrstühlen treten hierzu noch Streben, Schellen und Notketten. Die in Fig. 3 b angedeutete Schelle mit darüber befindlichem Schrumpfring legt sich, um ein sanfteres Aufsetzen des Korbes zu ermöglichen, bei der tiefsten Stellung desselben auf Gummipuffer in den Hülsen M (Fig. 3). Abgedichtet wird der Plunger durch eine Ledermanschette (Fig. 3 a).

Als Steuerkörper für den Druckcylinder dient der Flachschieber in Fig. 2. Er besteht, ebenso wie seine Gleitfläche am Schiebergehäuse, aus Bronze. Die schräge Kante am Einlasskanal ermöglicht allmähliche Eröffnung des Wassereintrittes. Zum Andrücken des Schiebers sind zwei Federn vorgesehen, die nur ein vorübergehendes Abheben beim plötzlichen Schliessen des Austrittskanals zur Vermeidung von Stössen gestatten. Die Bewegung des Schiebers erfolgt von der Schieberstange aus durch ein Rotgussritzel, das in eine Verzahnung auf dem Schieberücken greift. Die Drehung der Schieberstange wird von der Steuerwelle aus durch die Steuerung des Aufzuges bewirkt. Dieselbe ist aus Fig. 1 u. 4 ersichtlich. Die Steuerwelle w_1 , welche unten durch das Räderpaar z_3, z_4 mit der Schieberstange w_2 in Verbindung steht, geht ausserhalb des Fahrstuhles von oben bis unten durch den Fahr-schacht und ist fast auf ihrer ganzen Länge genutet. In der Nut führt sich mit einer Feder das Ritzel z_2 , das von einem Lagerbock am Fahrstuhl mitgenommen wird und zusammen mit diesem auf- und niedergeht. Der erwähnte Lagerbock trägt auf einem feststehenden Bolzen w drehbar auch das in z_3 eingreifende Ritzel z_1 . An diesem wiederum ist oben ein Flacheisen S befestigt, dessen Kopfstück s von den beiden Enden einer kalibrierten Kette erfasst wird. Die beiden Trume k und k' derselben gehen über R_2 und R_3 nach einer oberen Kettenrolle R_1 , die mit dem Handrade H im Innern des Korbes auf derselben Welle festgekeilt ist. Ferner sitzt an dem Ritzel z_1 ein horizontaler Flacheisenbügel B. Er greift um die Steuerwelle w_1 und hat vor derselben ein nach unten gehendes Flacheisen f mit Gleitrollen am Querstück a. Im Fahrbereich der letzteren befinden sich schliesslich an der Mauer des Fahr-schachtes noch die beiden schrägen Leitschienen F und F_1 .

Hält nun z. B. der Fahrstuhl unten, so nimmt der Steuermechanismus die in Fig. 1, Taf. 45, angedeutete Lage ein. Die beiden Flacheisenarme S und f stehen dann vertikal, und der Schieber schliesst den zum Druckcylinder führenden Kanal, sodass kein Druckwasser eintreten kann. Soll der Korb jetzt hochgehen, so muss der Führer das Handrad H links herumdrehen. Das Kettentrum k' zieht dadurch den Arm S so, dass f ebenfalls nach links geht und die linke Rolle des Quer-

stückes a unter das obere L-Eisen F kommt. Gleichzeitig mit dem Ausschlag von S tritt eine Drehung von z_1 ein, die, durch z_2, w_1, z_3 und z_4 auf w_2 übertragen, eine Eröffnung des Cylinderkanals für das Druckwasser zur Folge hat. Nähert sich aber beim Hochgehen der Fahrstuhl seiner oberen Endstellung, so stösst die linke Rolle a rechtzeitig gegen die Leitschiene F und die schräge Bahn derselben führt den Steuermechanismus allmählich in seine Mittellage, den Schieber in seine Schlusslage zurück.

Das Niedergehen des Korbes wird durch eine Rechtsdrehung des Handrades H eingeleitet. Durch sie wird nämlich einerseits in der oben angegebenen Weise der Schieber so verschoben, dass er dem Wasser unter dem Druckkolben den Austritt aus dem Cylinder freigiebt, andererseits wird der Steuermechanismus in eine solche Lage gebracht, dass nun die rechte Gleitrolle des Querstückes a in die Bahn der unteren Leitschiene F_1 kommt; diese bringt dann wieder selbstthätig den Korb in der unteren Lage zur Ruhe.

Die beiden Gegengewichte des Aufzuges sind mit Ketten am Fahrstuhl aufgehängt (Fig. 1, Taf. 45) und gehen in seitlichen Erweiterungen des Fahr-schachtes auf und nieder. Sie heben das Korb- und Plungergewicht nur so weit (ungefähr zu $\frac{3}{4}$) auf, das die verbleibende

Differenz ($\frac{1}{4}$ des Korb- und Plungergewichtes) die Reibung des Korbes in seinen Führungen, den Stopfbuchswiderstand und den Widerstand des unter dem Kolben austretenden Wassers beim Niedergang des Fahrstuhles überwinden und diesen mit der gewünschten Geschwindigkeit niedergehen lassen. Ausser dem konstanten Gegengewicht liefern die Kettentrume, an denen die Gegengewichte hängen, aber noch ein mit der Höhenlage des Korbes veränderliches Gegengewicht, das bei genügender Schwere den ebenfalls mit der Höhenlage des Korbes veränderlichen Auftrieb des Plungers auszugleichen vermag. Ist

D der Plungerdurchmesser in m,

h die Förderhöhe in m,

q das Eigengewicht aller Gegengewichtsketten zusammen in kg/m,

so sind bei der tiefsten Lage des Fahrstuhles die Kettentrume der Gegengewichte auf der Korbseite um h länger und um $q \cdot h$ schwerer als diejenigen auf der Gegengewichtsseite. Da dieses Gewicht $q \cdot h$ dem Auftriebe $1000D^2 \frac{\pi}{4} h$ des Plungers bei dessen tiefster Lage entgegenwirkt, so ist also bei dieser Lage die nach aufwärts gerichtete Resultierende aus beiden Kräften gleich

$1000D^2 \frac{\pi}{4} h - q \cdot h$. Umgekehrt überragt bei der höchsten

Lage des Fahrstuhles das Gewicht der fraglichen Kettentrume auf der Gegengewichtsseite dasjenige auf der Korbseite um $q \cdot h$; es sucht nun den Korb hochzuziehen. Der Auftrieb des Plungers ist aber bei dessen höchster Lage gleich Null, sodass bei dieser Lage nur

q·h aufwärts wirkt. Da die eine Resultierende stetig in die andere übergeht, so muss, wenn bei jeder Korblage der Plungerauftrieb und das Gewicht der Gegengewichtsketten zusammen dieselbe aufwärts gerichtete Kraft ergeben sollen,

$$1000D^2 \frac{\pi}{4} h - q \cdot h = q \cdot h$$

oder

$$q = 500D^2 \frac{\pi}{4}$$

sein. An Stelle der Gegengewichtsketten werden auch vielfach Drahtgurte verwendet.

Über den Fahrstuhl des Aufzuges (Fig. 1, Taf. 46) s. § 46.

Beim Heben des beladenen Fahrstuhles muss, wenn

- Q die Nutzlast,
- D den Durchmesser des Pungers in cm,
- p den Wasserdruck unter demselben in kg/qcm,
- G das Eigengewicht des Korbes und Plungers,
- G_x das Gegengewicht,
- W die Stopfbuchsreibung des Plungers,
- W₁ die Reibung des Korbes und Gegengewichtes in den Führungen

bezeichnet und der Auftrieb des Plungers für die Beschleunigung der anzuhebenden Massen angenommen wird, der Bedingung

$$D^2 \frac{\pi}{4} p = Q + G - G_x + W + W_1 \quad . \quad . \quad 260$$

genügt werden. Für das Senken des leeren Fahrstuhles gilt, wenn

p_x' die unter dem niedergehenden Plunger herrschende Wasserpressung

ist und nicht sonstige Hindernisse zu überwinden sind, die Beziehung

$$G - G_x \geq W + W_1 + D^2 \frac{\pi}{4} p_x' \quad . \quad . \quad 261$$

p ist natürlich um den Verlust p_x in den Steuerungskanälen und der Rohrleitung kleiner als der vorhandene Betriebsüberdruck p₀ der Wasserleitung, des Reservoirs oder Druckwindkessels. Bei h₀ m Höhe des Reservoirs über dem Plunger nimmt p₀ = $\frac{h_0}{10}$ natürlich mit steigendem

Plunger ab. p_x kann, soweit die Steuerungsverluste in betracht kommen, nach den Angaben auf S. 129 und Gl. 148 berechnet werden. Bei Speisung des Aufzuges aus der Wasserleitung oder einem Reservoir bemisst man die Kanäle so weit, dass p_x oft nur 5 bis 8 Prozent von p₀ wird.

Der Plunger ist auf Zerknicken mit mindestens 10facher Sicherheit zu berechnen.

Die Geschwindigkeit der direkt wirkenden hydraulischen Aufzüge mit gewöhnlichem Förderkorb ist 0,3 bis 0,5 m/Sek.; Hebebühnen bewegen sich aber meistens viel langsamer. Der Wirkungsgrad der vorliegenden Aufzüge

$$\eta = \frac{Q}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}} \quad . \quad . \quad . \quad 262$$

beträgt 0,6 bis 0,75; bei einem Reservoir mit Pumpe

entspricht p₀ in dieser Gleichung dem 10. Teil der Höhe, auf welche die Pumpe das Wasser zu heben hat.

Bei den **indirekt wirkenden** hydraulischen Aufzügen ist die Hubhöhe des Druckkolbens im Übersetzungsverhältnis kleiner als die Förderhöhe des Fahrstuhles. Die hiermit verbundene Steigerung der Geschwindigkeit kann nur durch entsprechende Vergrößerung des Kolbens erkauft werden, der bei n-facher Übersetzung theoretisch auch eine n-mal so grosse Druckfläche als der entsprechende einfach wirkende Plunger erhalten muss. Die indirekte Anordnung kommt, wie schon auf S. 267 angedeutet, stets dann zu Anwendung, wenn die Versenkung des direkt wirkenden Druckzylinders der Bodenverhältnisse wegen unmöglich oder mit grossen Schwierigkeiten verbunden ist. Neben der direkten Anordnung benutzt man die indirekte ferner bei Hubhöhen über 6 m, giebt aber der letzteren gern bei sehr grossen Hubhöhen, mittleren und kleinen Lasten, sowie niedrigen Betriebsdrucken den Vorzug mit Rücksicht auf die meist geringeren Anlagekosten und grösseren Korbgeschwindigkeiten. Die bei indirekt wirkenden Aufzügen erforderlichen Seile, sowie die Fangvorrichtung des Korbes können bei der sorgfältigen Herstellung und vorgeschriebenen häufigen Prüfung dieser Teile kaum noch als ein Nachteil hinsichtlich der Sicherheit angesehen werden. Dagegen ist bei der indirekten Anordnung die Aufzugmaschine in ihrem Aufstellungsort fast völlig unabhängig von der Lage des Fahrschachtes, sie erhält einen der Übersetzung entsprechend kleineren Hub und kann leichter nachgesehen werden.

Die Übersetzung wird bei den vorliegenden Aufzügen entweder durch eine Zahnstange mit Ritzel oder einen umgekehrten Rollen- oder Flaschenzug bewirkt.

Fig. 4 u. 5, Taf. 46, zeigen zunächst eine liegende Aufzugmaschine mit Zahnstange und Ritzel nach den Angaben von A. Weinrich in Hannover. Die Konstruktion wurde mit einigen Abänderungen vielfach von der bekannten Aufzugsfabrik A. Stiegler in Mailand ausgeführt. Der Kolben ist als einfach wirkender Scheibenkolben, die Zahnstange zur Vermeidung eines schnellen Zahnverschleisses und der damit verbundenen Übelstände, die namentlich in einem ungleichmässigen Gange des Triebwerkes bestehen, doppelt mit gegeneinander um die Hälfte versetzter Teilung ausgebildet, sowie beweglich und einstellbar mit dem Kolben verbunden. Dieser wird durch eine Ledermanschette abgedichtet und drückt mittelst eines Kugelzapfens in ausgefräster Pfanne auf das Querstück b aus Stahlguss, das wiederum durch zwei Kugelzapfen c auf die beiden Zahnstangen von U-förmigem Querschnitt einwirkt. Die eingreifenden Ritzel sind in eine Gusstahlwelle W eingearbeitet, welche am vorderen Deckelrande des sonst offenen Cylinders verlagert ist. Zur Führung der Zahnstangen sind hier noch zwei Rollen r angeordnet. Auf der Welle W sitzt ferner die Seiltrommel S, von der das Lastseil über die nötigen Rollen oberhalb des Schachtes zum Fahrstuhl geht. Bei Personenaufzügen wird noch eine zweite Rolle am anderen Ende der Welle aufgekitt. Beim Heben des Korbes tritt das

Druckwasser hinter den Kolben und treibt diesen nach vorne, wobei die Zahnstangen aus dem Cylinder treten. Beim Senken muss das Mehrgewicht des leeren Korbes über das Gegengewicht den Kolben bei austretendem Druckwasser wieder zurückbewegen. In seiner innersten Lage schliesst der Kolbenrand das oben an den Cylinder schliessende Zutrittsrohr für das Druckwasser bis auf einige kleine Öffnungen ab, um die Hubbewegung des Korbes in der untersten Stellung genügend langsam beginnen und endigen zu lassen.

Als Steuerungsorgan wird bei den vorliegenden Maschinen gewöhnlich ein entlasteter Kolbenschieber (Fig. 4a) gewählt. Er besteht aus zwei durch Leder-manschetten abgedichteten Kolben K_1 und K_2 , von denen dieser als Doppelkolben ausgebildet ist. Die gusseisernen Kolbenkörper sind mit achsial gebohrten Löchern und einer Umfangsnut versehen, damit das Druckwasser hinter die Manschetten treten kann. Auf der Stange T sind die Kolben durch Bund und Mutter befestigt. Sie laufen weiter in einem Messingfutter, das dicht in ein gusseisernes Gehäuse G eingesetzt und dort, wo die beiden Stützen für den Anschluss der Druckwasserleitung und des Cylinders sitzen, siebartig durchlöchert ist, um dem Wasser den Durchgang zu gewähren. Fig. 5 zeigt die drei Hauptstellungen des Kolbenschiebers für die Auf-fahrt, den Stillstand und die Niederfahrt des Korbes. Beim Steuern wird die erforderliche Verschiebung des Kolbenschiebers durch die Steuerscheibe s (Fig. 4) ein-geleitet. Das um sie mehrfach geschlungene Steuerseil, das durch den ganzen Fahrschacht geht, dreht bei seinem Anzuge das Ritzel β , wodurch die in dasselbe eingreifende runde Verzahnung β der Stange t in entsprechendem Sinne bewegt wird. Diese wiederum überträgt ihre Be-wegung durch den Hebel h auf die mit T verbundene

Stange p. Die hierdurch bewirkte Übersetzung $\frac{2R}{r}$, wenn

- R der Radius der Steuerscheibe s,
- r der Teilkreisradius des Ritzels β ,
- 2 die Übersetzung des Hebels h

ist, verringert die am Steuerseil nötige Zugkraft zum Steuern auf wenige Kilogramm. Um die Bewegung der Stange t, die sich im Querstück des Hebels h drehen kann, gleichförmig zu gestalten, ist dieselbe mit einem Lederkolben k (Fig. 4a) versehen, der sich in einem Luftbremscylinder bewegt. Zur selbstthätigen Endaus-rückung der Steuerung sind auf der Stange t (Fig. 4) zwei durch Muttern einstellbare Scheiben n angeordnet, gegen die der Arm m der Zahnstange so früh vor Be-endigung des Korbhubes stösst, dass der Korb und die Maschine rechtzeitig in der Endlage zum Stillstand kommen. Der Steuerapparat erhält schliesslich vorteilhaft ein Rückschlag- und Sicherheitsventil zum Schutze gegen Stösse und Brüche in der Druckleitung.

Haben Q , D , p , G , G_x , W und W_1 wieder die bei Gl. 260 angegebene Bedeutung und bezeichnet weiter R den Radius (bis Mitte Seil) der Trommel S auf der Ritzelwelle,

r den Teilkreisradius des Zahnstangenritzels,

$1 + \varphi$ den Verlustfaktor für das Zahnstangengetriebe, die Seiltrommel und Leitrollen,

B den zur Beschleunigung der Massen beim Anheben nötigen Teil des Kolbendruckes,

so gilt für den Anfang der Hubbewegung die Beziehung

$$D^2 \frac{\pi}{4} p = (1 + \varphi) \frac{R}{r} (Q + G - G_x + W_1) + W + B \quad 263$$

Beim Niedergang des Kolbens muss

$$G - G_x \geq W_1 + (1 + \varphi) \frac{r}{R} \left(W + D^2 \frac{\pi}{4} p_x' \right) \quad 264$$

sein, wenn p_x' die Pressung des austretenden Wassers hinter dem Kolben ist. $1 + \varphi$ beträgt 1,2 bis 1,25.

Die Teilung t der Zahnstange folgt bei einer Breite b der Zähne mit Rücksicht auf die zulässige Flächen-pressung q aus

$$D^2 \frac{\pi}{4} p = 2 b \cdot t \cdot q.$$

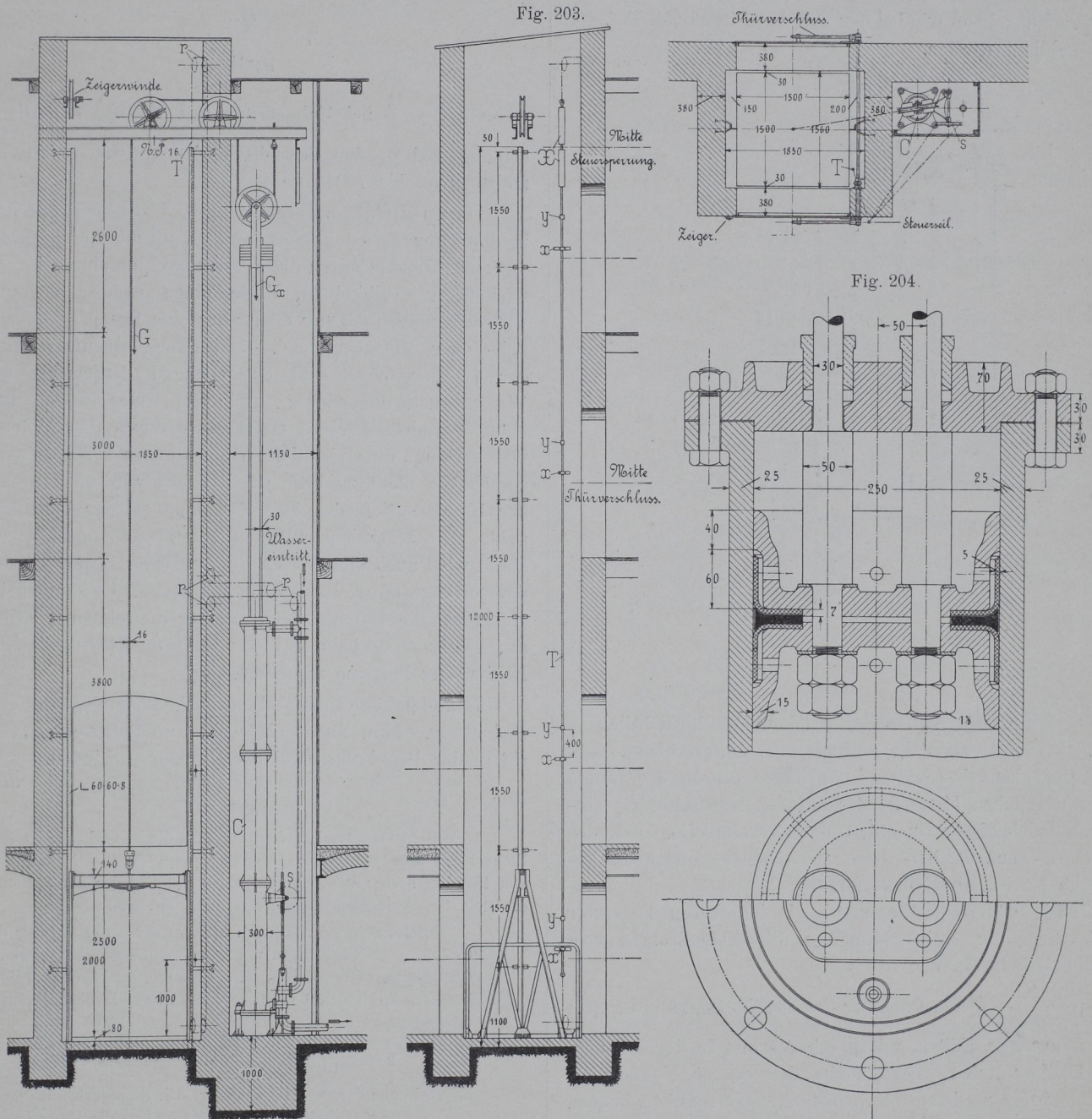
q wird hierin sehr niedrig, oft nur 100 bis 125 kg/qcm gehalten, um den Verschleiss möglichst zu beschränken.

Die Aufzugmaschinen mit Zahnstange und Ritzel bieten den Vorteil, dass ihr Hub, sowie ihre ganze Länge infolge der starken Übersetzung verhältnismässig kurz ausfällt. Sie können deshalb meist liegend im Keller ohne zu grosse Raumbeanspruchung untergebracht und leicht nachgesehen werden. Nicht so günstig in dieser Hinsicht sind die hydraulischen Aufzugmaschinen mit Rollen- und Flaschenzugübersetzung. Sie fallen in der Baulänge gewöhnlich länger aus und müssen namentlich bei kleiner Rollenzahl stehend angeordnet werden, wobei sie meist noch in die oberen Stockwerke übergreifen.

Fig. 203 des Textes zeigt einen indirekt wirkenden hydraulischen Aufzug mit nur einer losen Kraftrolle. Der Druckcylinder C ist hier neben dem Fahrschachte auf-gestellt, er wird aber auch vielfach im Schachte selbst untergebracht, wodurch der für den Fahrstuhl verfügbare Raum indes sehr beschränkt wird. Das Lastseil hängt mit seinem einen Ende an den I-Trägern, welche die Leitrollen über dem Schachte stützen. Der Druckkolben (Fig. 204) ist mit einer doppelten Ledermanschette ab-gedichtet und durch zwei Kolbenstangen mit dem Bügel der Kraftrolle verbunden. Das Gewicht des Kolbens, der Kolbenstangen, der Kraftrolle und des an dem Bügel derselben angebrachten Gegengewichtes G_x muss wiederum soviel unter dem Eigengewicht des Fahrstuhles bleiben, dass dessen selbstthätiger Rückgang mit Berücksichtigung der Übersetzung durch die Kraftrolle gesichert ist. Beim Heben des Korbes kommt das Druckwasser über dem Kolben zur Wirkung; dieser geht dabei abwärts und drückt das Wasser der unteren Kolbenseite in die Abfluss-leitung. Beim Senken des Korbes zieht dagegen dessen Übergewicht den Kolben hoch, wenn durch die Steuerung die obere Kolbenseite mit der unteren bei abgesperrter Abflussleitung verbunden wird und das Wasser von jener Seite auf diese übertreten kann. Durch verschiedene Eröffnung der Steuerungskanäle wird in beiden Fällen die Geschwindigkeit reguliert. Sperrt die Steuerung die untere Kolbenseite vollständig ab, so steht der Fahr-stuhl still.

Als Steuerkörper ist bei dem Aufzug in Fig. 203 wieder ein entlasteter Kolbenschieber vorgesehen, der ebenso wie derjenige der vorigen Aufzugmaschine eingerichtet ist. Fig. 205 auf S. 272 zeigt nochmals die von C. Flohr in Berlin gewählte Ausführung des Cylinders. Der Steuerkörper wird nach den Angaben der Firma durch Ziehen an dem um a geschlungenen Steuerseil mittelst

endlich der Steuerkörper aus der dargestellten Lage nach unten verschoben, so dass b die Stellung von c einnimmt, so sind die Räume über und unter dem Kolben durch e, f, g, h und d miteinander verbunden. Infolgedessen geht der Fahrstuhl hinunter, indem, wie oben angegeben, das über dem Kolben befindliche Wasser unter denselben tritt und ein Ausgleich auf beiden Kolbenseiten statt-



eines Zahnstangentriebes bewegt. In der dargestellten Lage steht der Aufzug still, denn die beiden Scheiben b und c schliessen den Kanal d der unteren Kolbenseite ab. Wird der Steuerkörper aber aufwärts bewegt, so ist dem Wasser der unteren Kolbenseite der Abfluss durch d mehr oder weniger freigegeben, sodass das Druckwasser nun auf die obere Kolbenseite seine Wirkung äussern und den Fahrstuhl hoch ziehen kann. Wird

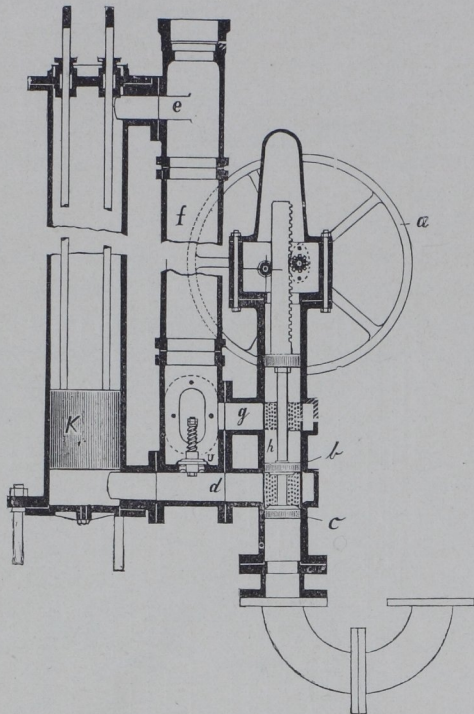
findet. Zur Vermeidung von Stößen beim Anhalten des Aufzuges ist das Rückschlagventil v angeordnet.

Die untere Kolbenseite wirkt während des Kolbenniederganges saugend. Die Druckhöhe ändert sich also nicht mit der Höhenlage des Kolbens, sondern bleibt während dessen Niedergang konstant, nämlich gleich der Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über der freien Mündung des Abflussrohres, vermindert um die

Kolbenhöhe. Damit die Wassersäule unter dem Kolben nicht abreisst, darf sie nicht grösser als die dem äusseren Atmosphärendruck entsprechende Wassersäulenhöhe von 10 m sein.

In Fig. 203 ist noch s die Steuerscheibe und T die Steuerstange, welche oben und unten an ein Seil anschliesst, das durch verschiedene Rollen r geführt wird. Näheres über die Steuerung selbst s. § 44. Die Endausrückung kann wie bei der Maschine in Fig. 4, Taf. 46, ausgebildet werden.

Fig. 205.



Gelten die früheren Bezeichnungen hinsichtlich p, G, G_x, B, W und W₁, nur mit dem Unterschiede, dass G hier einschliesslich des Gewichtes des in der Länge veränderlichen Lastseilendes auf der Korbseite, G_x einschliesslich dieser Enden auf der Cylinderseite, sowie des Kolben- und Rollen- bzw. Flaschenzuggewichtes, gerechnet wird, bezeichnet ferner

h die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über der freien Mündung des Abflussrohres vom Cylinder in m,

$$p = \frac{h}{10} - p_x \text{ die Pressung des Druckwassers in kg/qcm}$$

auf den Kolben mit p_x als Verlust in der Leitung, F die nutzbare Druckfläche der oberen Kolbenseite, also abzüglich der Kolbenstangenquerschnitte, in qcm, 1 + φ den Verlustfaktor des Rollen- oder Flaschenzuges, einschliesslich der übrigen Leitrollen,

n die Übersetzung des Zuges,

so gilt, wenn F auch für die untere Kolbenseite als Druckfläche genommen, dafür aber bei h die Kolbenhöhe vernachlässigt wird, für den Hochgang des Fahrstuhles die Beziehung

$$F \cdot p = (1 + \varphi) n (Q + G + W_1) + W + B - G_x \quad 265$$

Beim Niedergang des Korbes muss, wenn die geringen

Widerstände, welche durch Übertreten des Wassers von der oberen zur unteren Kolbenseite entstehen, vernachlässigt werden, der Beziehung

$$G - W_1 \geq (1 + \varphi) \frac{1}{n} (G_x + W) \quad 266$$

genügt sein.

Der Wirkungsgrad eines indirekt wirkenden hydraulischen Aufzuges berechnet sich aus

$$\eta = \frac{Q \cdot n}{p_0 \cdot D^2 \frac{\pi}{4}} \quad 267$$

wenn n (= $\frac{R}{r}$ bei Zahnstange und Ritzel) die Übersetzung und p₀ der Betriebsüberdruck ist. η beträgt meistens 50 bis 70 Prozent.

Dampfaufzüge werden ebenso wie die hydraulischen in doppelter Anordnung ausgeführt, direkt und indirekt wirkend. Jene erhalten als Aufzugmaschine einen einfach wirkenden Treibkolben, diese einen ebensolchen mit Flaschenzugübersetzung oder aber eine Dampfwinde mit Seil- oder Kettentrommel. Die Druckkolbenmaschinen der Dampfaufzüge sind entsprechend denjenigen für Wasserdruck eingerichtet. Die Steuerung erfolgt von Hand vermittelt eines Handhebels durch den Wärter und verlangt eine ziemliche Übung und Vorsicht, damit der Kolben nicht zu hoch geschleudert wird oder infolge der Kondensation des Dampfes nicht wieder heruntergeht. Mit Rücksicht auf den zuletzt genannten Übelstand wird auch vielfach ein hydraulischer Bremszylinder der verlängerten Kolbenstange aufgesetzt. Er saugt beim Hochgang des Dampfkolbens Wasser aus einem Behälter an, schliesst es beim Stillstand ab und lässt es beim Niedergang langsam austreten.

Dampfaufzüge sind jetzt nur noch von untergeordneter Bedeutung. Man findet sie wohl auf Bergwerken, wo sie in der Regel nur zwei Stockwerke verbinden.

Beispiele.

1. Welche Hauptverhältnisse muss die direkt wirkende hydraulische Hebebühne auf Taf. 45 erhalten, wenn sie ihre Maximallast von 1500 kg noch mit 0,1 m/Sek. heben soll und das zur Speisung dienende Reservoir 25 m über der Kellersohle steht?

Setzen wir den Druckverlust in der Zuflussleitung des Cylinders gleich 0,05, den in der Schiebersteuerung gleich 0,2 kg/qcm, so verbleiben, da die Plungerdruckfläche bei ihrer höchsten Lage sich 1 m unter der Kellersohle befindet, noch mindestens

$$p = \frac{25 + 1}{10} - (0,2 + 0,05) = 2,35 \text{ kg/qcm}$$

als wirksame Pressung im Cylinder. Die Stopfbuchsreibung W sei bei dieser geringen Pressung zu 50 kg, die Reibung W₁ des Korbes in seinen Führungen ebenso gross geschätzt, und der nicht ausgeglichene Teil G - G_x des Korb- und Plungergewichtes zu 250 kg angenommen. Nach Gl. 260, S. 269, folgt dann

$$D^2 \frac{\pi}{4} 2,35 = 1500 + 250 + 50 + 50 = 1850$$

oder ein Plungerdurchmesser von

$$D = \sim 31,7 \text{ cm} = 317 \text{ mm.}$$

Nach der Zeichnung ist der Durchmesser nur 300 mm; in der Ausführung wurde aber D = 315 mm gewählt. Bei der tiefsten

Lage des Plungers ist die Hubkraft um die Förderhöhe und den Auftrieb grösser, sodass die Massen beim Anheben genügend beschleunigt werden dürften.

Die Geschwindigkeit des Druckwassers in dem beim Heben der Maximallast ganz geöffneten Steuerungskanal berechnet sich für $p_x (p_x') = 0,2 \text{ kg/qcm}$ aus Gl. 148, S. 130, mit $\zeta = 4,5$ zu

$$v (v') = 14 \sqrt{\frac{0,2}{4,5}} = \sim 2,95 \text{ m}$$

und hiermit der Kanalquerschnitt für $F = 31,5^2 \frac{\pi}{4} = \sim 780 \text{ qcm}$ und $c (c') = 0,1 \text{ m}$ zu

$$f = \frac{780 \cdot 0,1}{2,95} = \sim 26,4 \text{ qcm.}$$

In der Ausführung sind die Kanäle 2 cm weit und 13 cm breit, ist also $f = 2 \cdot 13 = 26 \text{ qcm}$.

Beim Niedergang des leeren Korbes ist der Kanal ebenfalls ganz geöffnet. Unter dem Kolben würde dann, wenn der Korb ebenfalls mit 0,1 m/Sek. niedergehen soll, wieder eine Pressung von $p_x' = 0,2 \text{ kg/qcm}$ herrschen. Nach Gl. 261, S. 269, muss demnach

$$G - G_x \geq 50 + 50 + 780 \cdot 0,2 = 256 \text{ kg}$$

sein. Nach dem Früheren war $G - G_x$ nur zu 250 kg angenommen. Es dürfte sich deshalb mit Rücksicht auf sonstige Nebenhindernisse empfehlen, $G - G_x = 300 \text{ kg}$ zu nehmen; der berechnete Plungerdurchmesser $D = 315$ dürfte dann wohl auch noch genügen oder wäre um einige Millimeter zu vergrössern.

Der Wirkungsgrad des Aufzuges bestimmt sich nach Gl. 262, S. 269, wenn das Wasser von der Pumpe vielleicht rund 26 m hoch zu heben, p_0 also gleich $2,5 \text{ kg/qcm}$ zu setzen ist, zu

$$\eta = \frac{1500}{2,6 \cdot 780} = 0,74.$$

Der Plunger besitzt bei 5 mm Wandstärke ein Trägheitsmoment

$$J = \frac{31,5^4 - 30,5^4}{20} = \sim 5960 \text{ cm}^4.$$

Seine freie Knicklänge beträgt $L_s = 370 \text{ cm}$. Bei 10facher Sicherheit ist somit seine Tragkraft für einen Elastizitätsmodul $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$

$$P = \frac{\pi^2 2000000 \cdot 5960}{10 \frac{370^2}{370}} = \sim 87100 \text{ kg.}$$

Sie übersteigt die wirkliche Belastung ganz bedeutend.

Die Zufussleitung zum Druckzylinder muss bei 0,1 m/Sek. Korb- und 1,5 m/Sek. Wassergeschwindigkeit einen Querschnitt von

$$\frac{780 \cdot 0,1}{1,5} = 52 \text{ qcm}$$

oder eine lichte Weite von 82 mm erhalten. In der Ausführung ist der Durchmesser 80 mm. Mit steigender Kolbengeschwindigkeit wächst natürlich auch die Wassergeschwindigkeit. Die Abflussleitung des Druckzylinders muss mindestens ebenso gross wie die Zufussleitung, ihr lichter Durchmesser also $\geq 80 \text{ mm}$ sein.

2. Für einen Lastenaufzug von 400 kg Nutzlast ist eine hydraulische Maschine mit Zahnstangenübersetzung nach Fig. 4, Taf. 46, zu berechnen, die im stande ist, bei 4 kg/qcm Betriebsüberdruck am Kolbenschieber die Maximallast mit 0,25 m/Sek. zu heben.

Setzen wir den Druckverlust in den Steuerungskanälen zu $p_x = 0,25 \text{ kg}$ fest, so verbleiben als wirksamer Überdruck hinter dem Druckkolben $p = 4 - 0,25 = 3,75 \text{ kg/qcm}$. Den vom Gegengewicht nicht ausgeglichenen Teil $G - G_x$ des Korbgewichtes nehmen wir ferner zu 130 kg, die Reibung in den Führungen zu $W_1 = 50 \text{ kg}$, die Kolbenreibung zu $W = 75 \text{ kg}$ an. Der Verlustfaktor für das Triebwerk endlich sei zu 1,2 geschätzt. Bei einer Übersetzung $\frac{R}{r} = 10$ würde sich dann unter Vernachlässigung von B aus Gl. 263, S. 270, die Beziehung

$$D^2 \frac{\pi}{4} 3,75 = 1,2 \cdot 10 (400 + 130 + 50) + 75$$

ergeben, der ein Cylinderdurchmesser $D = 48,9 \text{ cm}$ genügt. Nimmt man $D = 50 \text{ cm}$, so würde ein Kolbendruck von

$$B = (50^2 - 48,9^2) \frac{\pi}{4} 3,75 = (1963 - 1878) 3,75 = 318,75 \text{ kg}$$

zur Beschleunigung der Massen beim Anheben verbleiben.

Soll der leere Korb mit derselben Geschwindigkeit niedergehen, mit der die Maximallast gehoben wird, so ist in beiden Fällen bei ganz geöffnetem Steuerungskanal $p_x = p_x' = 0,25 \text{ kg/qcm}$ der Druckverlust im Steuerungsorgan. Nach Gl. 264, S. 270, muss somit

$$G - G_x \geq 50 + 1,2 \frac{1}{10} (75 + 50^2 \frac{\pi}{4} 0,25) = 118 \text{ kg}$$

sein, welche Forderung durch unsere obige Annahme erfüllt ist.

Für die Zahnstangen folgt bei 100 bis 125 kg/qcm Flächenpressung und 10 cm Zahnbreite die Zahnteilung

$$t = D^2 \frac{\pi}{4} p \frac{1}{2 \cdot 10 \cdot 100} \text{ bis } D^2 \frac{\pi}{4} p \frac{1}{2 \cdot 10 \cdot 125},$$

$$t = 3,68 \text{ bis } 2,944 \text{ cm.}$$

Mit $t = 3,3 \text{ cm}$ und $z = 14$ Zähnen müssen die Zahnstangenritzel einen Teilkreisradius

$$r = \frac{14 \cdot 3,3}{2\pi} = \sim 73,5 \text{ mm}$$

erhalten. Der Radius der Seiltrommel müsste dann

$$R = 10 \cdot 73,5 = 735 \text{ mm}$$

sein; in der Ausführung ist $R = 750 \text{ mm}$, die Übersetzung also $\sim 10,2$.

Mit dem angegebenen Druckverlust von $p_x = 0,25 \text{ kg/qcm}$ ergibt sich ferner für $\zeta = 4,5$ aus Gl. 148, S. 130, eine Wassergeschwindigkeit in den Steuerungskanälen von

$$v' = 14 \sqrt{\frac{0,25}{4,5}} = \sim 3,3 \text{ m.}$$

Bei 0,25 m Korbgeschwindigkeit und 10facher Übersetzung bewegt sich der Druckkolben mit 0,025 m/Sek. Der Steuerungskanal muss demnach einen lichten Querschnitt

$$f = \frac{1963 \cdot 0,025}{3,3} = \sim 15 \text{ qcm}$$

erhalten. Nach Fig. 4a, Taf. 46, sind in dem Messingrohr des Steuerkörpers 124 Löcher von 4 mm Durchmesser eingebohrt. Dieselben bieten einen lichten Durchgangsquerschnitt von

$$124 \cdot 0,4^2 \frac{\pi}{4} = 15,58 \text{ qcm.}$$

Die Rohrleitungen erfordern bei 1,75 m Wassergeschwindigkeit einen lichten Querschnitt von

$$\frac{1963 \cdot 0,025}{1,75} = 28 \text{ qcm}$$

oder einen lichten Durchmesser von 60 mm.

Der Aufzug besitzt nach Gl. 267, S. 272, einen Wirkungsgrad von

$$\eta = \frac{400 \cdot 10}{4 \cdot 1963} = \sim 0,51.$$

§ 43.

Die allgemeine Bauart und Maschinen der Transmissions- und elektrischen Aufzüge.

Die Maschinen der Transmissions- und elektrischen Aufzüge sind Trommelwinden mit Zahnräder- oder Schnecken- vorgelege. Von beiden wird der Schnecken-trieb wegen seiner geräuschlosen, sanften Bewegungsübertragung, wegen seiner grossen Übersetzung bei geringer Raumbeanspruchung und vielfach noch wegen seiner Selbsthemmung bei geringen Steigungswinkeln in der Regel vorgezogen, trotzdem auch hier die auf S. 182 hinsichtlich des Wirkungsgrades geäusserten Bedenken ihre Berechtigung haben. Die Ausbildung und Herstellung der Schnecken- vorgelege geschieht allgemein