

496. Für die Hauptkräfte wird man jedoch den selbständigen Ausgleich durch das Gestell anstreben. Das Gestell wird (Fig. 87 S. 125 und Art. 489) auf Biegung mit dem Moment $aP = 41,5 \cdot 9400 = 390100$ kgcm wechselweise beansprucht, wozu noch eine wechselweise Zug- und Druckbeanspruchung mit einer Kraft von 9400 kg kommt.

Man wähle das Querschnittsprofil des Gestells, berechne sein Widerstandsmoment und seine Querschnittfläche und prüfe, ob die Beanspruchung nicht zu groß wird. Während man bei nicht aufgelagerten Gestellen mit der Beanspruchung meist unter 100 kg/qcm bleibt, findet man bei ganz oder teilweise zwischen Lager und Zylinder aufgelagerten Bajonettgestellen oft Beanspruchungen von 250 kg/qcm bei vorstehender Rechnungsweise, ein Zeichen, daß die Praxis auf die Mitwirkung des Fundaments, auch für die Aufnahme der Hauptkräfte, wenigstens zur Versteifung des Gestells im Interesse der größeren Billigkeit, durchaus nicht verzichtet.

Die Hauptmaße für das Wellenlager im Gestell sind bereits in Art. 142 ermittelt.

Kondensator und Luftpumpe.

497. Als Kondensator werde ein einfacher Einspritzkondensator gewählt, der mit der Luftpumpe zusammengegossen und im oberen Teil derselben angeordnet ist.

Der Dampfverbrauch beim Betrieb mit gesättigtem Dampf beträgt nach Art. 514 bei normaler Belastung 1004 kg, bei maximaler Belastung 1536 kg. Beim Betrieb mit überhitztem Dampf, für welchen die Maschine bestimmt ist, ist der Dampfverbrauch erheblich geringer (Anhang VIII Art. 110). Es werde mit einem Dampfverbrauch von 1000 kg pro Stunde gerechnet und für größere Abdampfmengen ein etwas weniger gutes Vakuum zugelassen.

498. Für jedes Kilogramm Dampf sind, sofern nicht das Gegenstromsystem mit getrennter Luft- und Wasserabführung angewandt wird, 20 bis 35 kg Einspritzwasser erforderlich, je nach der Eintrittstemperatur des Kühlwassers, dem Wärmehalt pro Kilogramm Frischdampf, dem Umsatz von Wärme in Arbeit in der Maschine und dem geforderten Vakuum. (Über die Berechnung der Ausgußwassertemperatur, die erforderliche Kühlwassermenge für gegebene Temperaturverhältnisse, die Fehlerhaftigkeit der üblichen Rechnungsweise vgl. Führer 53, 11 ÷ 14.)

499*) Das vom Kolben zu beschreibende Luftpumpenvolumen macht man bei Einspritzkondensatoren mindestens gleich dem 70fachen Volumen des niedergeschlagenen Dampfes in Wasserform. Rechnet man noch mit einem Lieferungsgrad von $\varphi = 0,7$, so ergibt sich das vom Kolben zu beschreibende Luftpumpenvolumen gleich dem $\frac{70}{0,7} = 100$ fachen des niedergeschlagenen Wassers. Besser ist es im Interesse eines guten Vakuums das 120fache zu nehmen. Für Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren genügt das 45fache.

Näheres vgl. Führer 53, 48; ferner die Begründung des zu wählenden Luftpumpenvolumens Führer 53, 73-77 unter Gegenstrom, wo sich auch eine Tabelle über die Raumbanspruchung von Luftdampfgemischen findet, welche allgemeiner verwertbar ist.

Wenn bei der genaueren Berechnung des Luftpumpenvolumens statt des Kondensatordruckes der Saugdruck in der Luftpumpe eingeführt wird, ist besonders bei der Dreiventilluftpumpe mit einem höheren Lieferungsgrad wie 0,7 zu rechnen.

500.* Das Produkt aus Kolbenfläche und Hub der Luftpumpe in Liter werde mit L bezeichnet; es werden dann von einer doppelt wirkenden Luftpumpe in der Stunde wirksam beschrieben $2n \cdot 60$ L Liter, von einer einfach wirkenden Luftpumpe $n \cdot 60$ L Liter. Mit der Forderung, daß pro 1 kg Dampf 120 Liter beschrieben werden sollen, ist, wenn die der Dampfmaschine stündlich zugeführte Dampfmenge in Kilogramm gleich D ist:

für die doppelt wirkende Luftpumpe:	für die einfach wirkende Luftpumpe:	
$2n \cdot 60 L = 120 D,$	$n \cdot 60 L = 120 D,$	
$L = \frac{D}{n};$	$L = 2 \frac{D}{n}.$	(53)

Berechnung der Ventilquerschnitte.

501. Für die Berechnung der Ventilquerschnitte geht man meist auf die Kolbengeschwindigkeit, welche man vorher annimmt, zurück; dies ist jedoch weder zweckmäßig noch notwendig. Wenn das stündlich vom Kolben beschriebene Volumen $= 120 D$ ist, so ist das in der Sekunde im Durchschnitt beschriebene Volumen der $60 \cdot 60$ ste Teil. Es sollen also im Durchschnitt in der Sekunde

$\frac{120}{60 \cdot 60} D$ Liter eines Gemisches von Wasser, Luft und Dampf durch die Ventile treten. Bezeichnet man mit $v_m \mu$ das Produkt aus

*) Siehe Weisbach, V. Aufl. II, Seite 116

mittlerer Geschwindigkeit in den Ventilen und dem Kontraktionskoeffizient, mit f den freien Querschnitt, so ist

$$v_m \mu f = \frac{120}{60 \cdot 60} D,$$

wenn alles in gleichem Maß eingeführt ist, d. h. wegen D in Litern, v_m in dm, f in qdm. Um auf die üblichen Einheiten (qcm für die Querschnitte, m für die Geschwindigkeiten) zu kommen, hat man zu setzen:

$$\begin{aligned} \frac{120}{60 \cdot 60} D \text{ dm}^3 &= 1000 \frac{120}{60 \cdot 60} D \text{ cm}^3 = 10 \frac{120}{60 \cdot 60} D \text{ cm}^2 \cdot 100 \text{ cm} \\ &= 10 \frac{120}{60 \cdot 60} D \text{ qcm} \cdot \text{m} = \frac{120}{360} D \text{ qcm} \cdot \text{m}; \\ v_m \mu f &= \frac{120}{360} D \text{ qcm} \cdot \text{m}; \quad f = \frac{1}{v_m \mu} \frac{120}{360} D \text{ qcm}, \end{aligned}$$

oder wenn man für die Zahl 120, welche das Vielfache des niedergeschlagenen Dampfgewichtes angibt, dem das vom Luftpumpenkolben beschriebene Volumen gleichzusetzen ist, den allgemeinen Wert a einführt, so ist

$$f = \frac{1}{v_m \mu} \frac{a}{360} D \text{ qcm} \quad (54)$$

für doppelt wirkende Pumpen.

Für einfach wirkende Pumpen steht nur die halbe Zeit zur Verfügung, daher ist

$$f = \frac{2}{v_m \mu} \frac{a}{360} D \text{ qcm}. \quad (55)$$

Die Gesamtquerschnittsfläche ist aber in beiden Fällen die gleiche, weil bei der doppelt wirkenden Pumpe der Querschnitt f auf beiden Seiten anzuordnen ist. Man kann die letzte Formel daher auch für doppelt wirkende Pumpen gelten lassen, wenn man unter f die Summe der Ventilquerschnitte auf beiden Seiten versteht (natürlich in allen Fällen Saug- und Druckventile gesondert gerechnet).

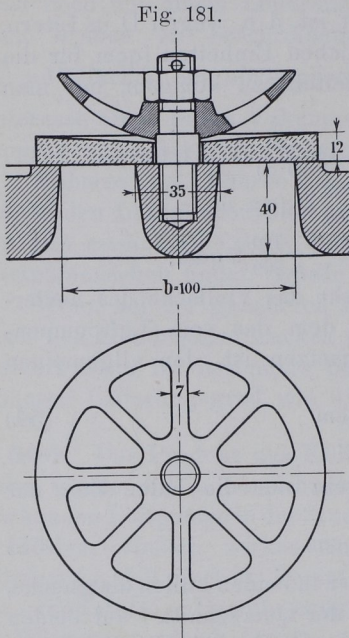
502. Mit $v_m \mu = 1,5$ (vgl. Anhang VI), $D = 1000$ und $a = 120$ wird f für eine doppelt wirkende Pumpe:

$$f = \frac{1}{1,5} \frac{120}{360} 1000 = 222 \text{ qcm}$$

auf jeder Seite und 444 qcm für eine einfach wirkende Pumpe einmalig. Der gleiche Querschnitt ist für die Saug- und Druckventile einzuführen, sofern man nicht $v_m \mu$ für beide Arten verschieden groß wählt.

Man erkennt aus vorstehendem, daß f bestimmt werden kann, ohne daß die Tourenzahl bekannt ist und ohne daß der Kolbenhub angenommen wird. Man behält also vollkommene Freiheit für die Wahl des Hubes, sofern die Ventile nicht in den Kolben eingebaut sind (vgl. Art. 501 und Anhang VI Art. 5).

503. Die Pumpe möge als liegende, doppelt wirkende Pumpe ausgeführt werden. Der erforderliche Querschnitt von 222 qcm möge durch eine Anzahl einfacher runder Gummiklappen gewonnen



werden. Eine einzige große runde Klappe müßte wegen des relativ kleinen Umfanges einen zu großen Hub bekommen und würde verspäteten Ventilschluß ergeben, der Stöße veranlassen könnte. Es mögen wegen des ziemlich flotten Ganges der Maschine Ventile von verhältnismäßig kleinem Durchmesser gewählt werden.

Mit einem leichten Durchmesser von 100 mm kommt man, da die Rippen und die Nabe von Gummiterrventilen je nach Kleinheit 0,35 bis 0,4 der Kreisfläche versperren, mit einer freien Fläche von 0,6 der Kreisfläche auf

$$0,6 \cdot \frac{1}{4} \pi d^2 = 47,1 \text{ qcm.}$$

Es würden also $\frac{222}{47,1} = 4,7$ Ventile erforderlich werden; gewählt werden 5 (eine ungerade Zahl placiert sich bei zweireihiger Anordnung besser wie eine gerade). Jedes Ventil muß dann einen

Querschnitt von $\frac{222}{5} = 44,4$ qcm haben. Dieser Bedingung genügt das nebenstehend dargestellte Ventil. Es sind 2 mal 5 Saugventile und 2 mal 5 Druckventile, im ganzen 20 Ventile erforderlich. Verteilung vgl. Fig. 182.

Berechnung des Hubes und des Kolbenquerschnittes.

504. Wählt man $a = 120$, so ergibt sich das Hubvolumen $F_1 s_1 = L$ der doppelt wirkenden Luftpumpe für 1000 kg Dampf in der Stunde und 130 Umdrehungen pro Minute nach Art. 500 aus der Gleichung:

$$2 \cdot 130 \cdot 60 F_1 s_1 = 120 \cdot 1000; \quad F_1 s_1 = 7,7 \text{ Liter.}$$

Nachdem man die Ventile placiert hat und die dafür erforderliche Länge der Luftpumpe (ohne daß die Luftpumpe und die Ventilsitzplatten eine zu große Breite erhalten) gefunden hat, möge ein Hub von $0,4 \text{ m} = 4 \text{ dm}$ als passend gewählt sein. Der Querschnitt des Zylinders ergibt sich dann:

$$F_1 = \frac{7,7}{4} = 1,925 \text{ qdm} = 192,5 \text{ qcm,}$$

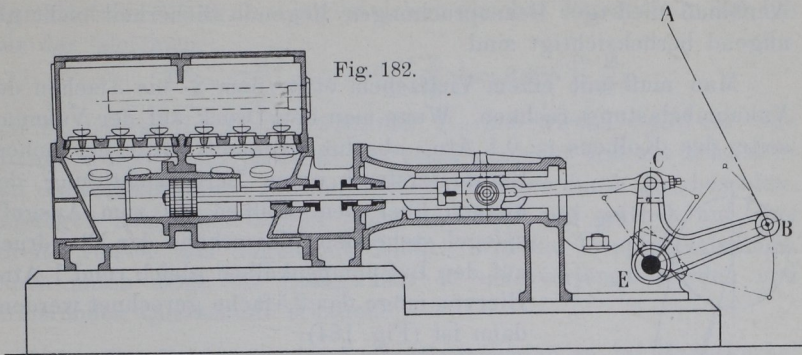


Fig. 182.

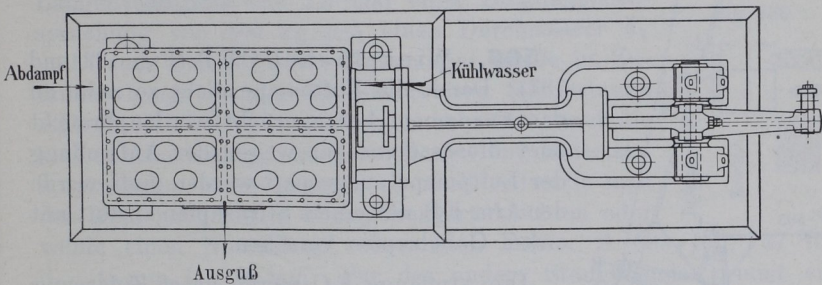
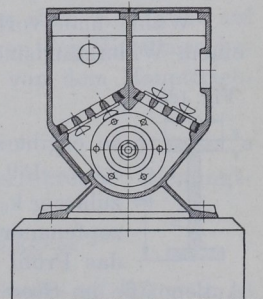


Fig. 183.

entsprechend einem Zylinderdurchmesser von 15,6 cm = gerundet 160 mm. Bei einem Hub von 0,4 wird, wenn der Antrieb von dem verlängerten Kurbelzapfen ohne Gegenkurbel aus erfolgt, eine Hebelübersetzung im Verhältnis $0,6 : 0,4 = 3 : 2$ erforderlich.

Berechnung des Luftpumpentriebwerkes.

505. Setzt man voraus, daß die Luftpumpe das Ausgußwasser nicht hoch zu drücken hat (was tunlichst vermieden werden sollte), so würde bei sehr langsamem Gang lediglich der Überdruck der Luft über das Vakuum den Kolben belasten. Da aber, nachdem die Luft ausgetrieben ist, zu einer Zeit, wo der Luftpumpenkolben schon eine bedeutende Geschwindigkeit erreicht hat, plötzlich statt der Luft Wasser gefördert wird, entstehen nahe der Hubmitte sehr bedeutende Stöße, welche durch die übliche in der

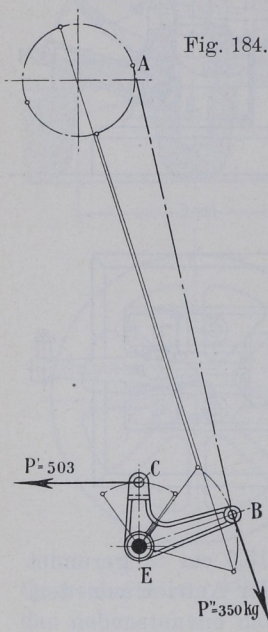


Annahme niedriger Beanspruchungen liegende Sicherheit nicht genügend berücksichtigt sind.

Man muß mit einem Vielfachen, etwa dem 2- bis 3fachen der Vakuumbelastung, rechnen. Wenn man den Druck auf der Vakuumseite des Kolbens = 0,1 Atm. absolut annimmt, wird bei hohem Barometerstand unter Berücksichtigung der kleinen über dem Kolben bis zum Ausgußspiegel stehenden Wasserhöhe der Überdruck auf den Luftpumpenkolben gleich rund 1 Atm. Hiervon möge das 2,5fache gerechnet werden; dann ist (Fig. 184):

$$P' = 2,5 \cdot 1 \cdot \pi/4 \cdot 16^2 = 503 \text{ kg};$$

$$P'' = \frac{2}{3} \cdot 503 = 350 \text{ kg}.$$



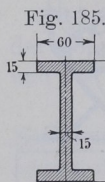
506. Winkelhebel CEB (Fig. 182 und 184). Damit die Luftpumpe nicht so nahe an das Fundament herangerückt werden braucht oder dieses etwa gar wegen der Aufstellung der Luftpumpe ausgespart werden muß, werde der Arm EB mit einem Stirnzapfen anstatt mit einem Gabelzapfen versehen.

Die Armlänge EC werde unter Zulassung eines Ausschlages von etwas mehr wie 60° gewählt = 350 mm; die Armlänge EB ist dann gleich $\frac{3}{2}$ EC zu machen.

$$\text{Biegemoment } M_b = P' l = 503 \cdot 35 = 17\,605 \text{ kgcm.}$$

Wählt man vorläufig das nebenstehende Profil (Fig. 185) mit einem Widerstandsmoment

$$W = \frac{6 \cdot 13^3 - 4,5 \cdot 10^3}{12 \cdot 6,5} = \sim 111 \text{ cm}^3,$$



so ergibt sich die Biegungsspannung aus $17\,605 = 111 \sigma_b$; $\sigma_b = \sim 159 \text{ kg/qcm}$. Bei der wechselnden Belastung ist zulässig $k_b = 150 \text{ kg/qcm}$. Es treten aber wegen der Stirnzapfenanordnung noch Torsionsspannungen auf; damit ist das Profil zu schwach und werde unter Beibehaltung der Außenmaße im Steg und in den Flanschen auf 18 mm verstärkt.

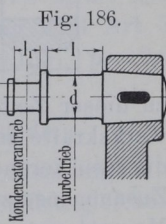
507. Schubstange AB (Fig. 184) von der Kurbel zum Kondensatorhebel 2500 mm lang, auf Knickung beansprucht mit einer

Knicklast von 350 kg.¹⁾ d ergibt sich in gleicher Weise wie in Art. 105 aus der Gleichung:

$$P'' = \pi^2 \frac{EJ}{l^2} \frac{1}{\mathcal{E}} = \pi^2 \frac{\pi d^4}{64} \frac{E}{\mathcal{E}} \frac{1}{l^2} = 0,485 \frac{d^4}{l^2} \frac{E}{\mathcal{E}};$$

mit $l = 250$ cm, $S = 25$, $E = 2\,200\,000$, $P = 350$ wird $d = 4,76$ cm. Die Stange werde in der Mitte 48 mm stark gemacht und mit Rücksicht auf die voraussichtlich starken Beanspruchungen durch Querbeschleunigungen nach dem oberen Ende verstärkt und seitlich auf eine Breite von 50 mm abgeflacht, ähnlich wie die Hauptpleuelstange. Nach unten möge die Stange auf 40 mm verjüngt werden und kreisrunden Querschnitt erhalten.

508. Der Zapfen für den Luftpumpenantrieb an der Hauptkurbel (Fig. 186) erhält rechnermäßig mit einem vorläufig angenommenen Längenverhältnis von 1,3 und einer Biegungsbeanspruchung von 400 kg/qcm einen Durchmesser $d_1 = 2,4$ cm. Ein so kleines Zapfenlager würde im Zusammenhang mit der 50 mm breiten Schubstange schlechte Verhältnisse ergeben; auch würde durch die kleinen Abmessungen an Herstellungs- und Materialkosten kaum etwas gespart. Deshalb entwerfe man den Kopf nach reinen Formgebungsrücksichten oder wähle einen Normalkopf, etwa nach Führer S. 883 Fig. 747 für $d_1 = 45$ mm, $l_1 = 62$ mm. Für das andere Stangenende kommt ein Kopf nach Führer Fig. 751 mit $d_1 = 40$, $l_1 = 55$ in Frage.



509. Nachrechnung des Kurbelzapfens des Haupttriebes auf Mehrbeanspruchung durch den Luftpumpenantrieb. Als Haupttriebwerkskraft werde auch hier aus den in Art. 94 dargelegten Gründen die größte Kolbenkraft von 9400 kg ohne Rücksicht auf die durch die Abweichung der Pleuelstange von der Mittellage bedingte kleine Mehrbelastung eingeführt. Das von dem Haupttriebwerk herrührende Biegemoment ist:

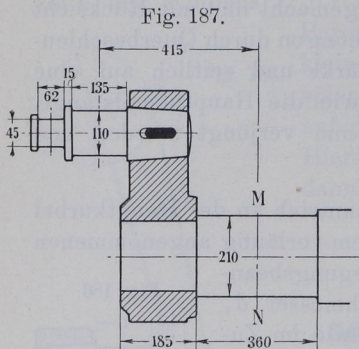
$$M_b = 9400 \cdot 6,75 = 63\,450 \text{ kgcm.}$$

Das von dem Kondensatortriebwerk herrührende Biegemoment (vgl. Fig. 187) ist:

$$M_b'' = 350 (3,1 + 1,5 + 13,5) = 6335 \text{ kgcm.}$$

¹⁾ Wenn die Richtung der Stange AB nicht senkrecht auf EB steht, ist die Stangenkraft größer wie die Tangentialkraft in B. Der Unterschied ist bei mäßiger Abweichung sehr gering. Da der Schlag, welcher Anlaß gab, den 2,5fachen Wert der Vakuumbelastung einzuführen, in der Nähe der Mitte erfolgt, brauchen die stärkeren Abweichungen nicht betrachtet zu werden.

Die größte Kraft von 350 kg tritt auf, wenn der Luftpumpenkolben sich in der Nähe seiner Mittelstellung befindet, wo die Wasseroberflächen auf die Ventillflächen aufstoßen. Bei einem Luftpumpenvolumen gleich dem 120 der niederzuschlagenden Dampfmenge und bei 30facher Einspritzung arbeitet die Luftpumpe mit 0,25 Wasserfüllung. Der Schlag würde also, wenn das Wasser gar keine Blasen enthielte, um 0,25 des Hubes vor der Totlage des Luftpumpenkolbens auftreten. Wegen des Einschlusses von Luftblasen werde angenommen, daß der Schlag 0,35 s vor der Totlage erfolge.



510. Bei der hier gewählten Antriebsanordnung befindet sich die Hauptkurbel in bezug auf das Hauptgetriebe zu dieser Zeit in der Nähe der Totlage, wo auch die Haupttriebskräfte am größten sind. Das resultierende Moment und damit die resultierende Biegungsbeanspruchung erhält man durch graphische Zusammensetzung. Man kann Momente zu einem resultierenden Moment ganz wie Kräfte zusammensetzen. Bei Zusammensetzung der Momente achte man auf die Krafrichtungen. Die Luftpumpenkräfte sind der Bewegung entgegengerichtet. Die Krafrichtungen

sind in die Fig. 188 für die Stoßstellungen 1 und 2 eingetragen. Fig. 189 zeigt den Kräfteplan für Stellung 1, Fig. 190 den Kräfteplan für Stellung 2. Aus den Kräfteplänen geht hervor, daß die Stellung 2 mit einem resultierenden Moment von 66 800 kgem die ungünstigere ist. Für den Zapfen von 110 mm Stärke ergibt sich die Biegungsbeanspruchung σ_b aus

Fig. 188.

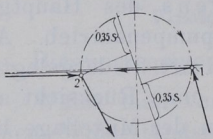


Fig. 189.

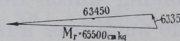
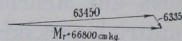


Fig. 190.



sind in die Fig. 188 für die Stoßstellungen 1 und 2 eingetragen. Fig. 189 zeigt den Kräfteplan für Stellung 1, Fig. 190 den Kräfteplan für Stellung 2. Aus den Kräfteplänen geht hervor, daß die Stellung 2 mit einem resultierenden Moment von 66 800 kgem die ungünstigere ist. Für den Zapfen von 110 mm Stärke ergibt sich die Biegungsbeanspruchung σ_b aus

$$66\,800 = \pi/32 \cdot 11^3 \sigma_b; \quad \sigma_b = 511 \text{ kg/qcm,}$$

was noch zulässig ist.

Das Verhältnis der Biegungsbeanspruchung ohne die Kräfte des Luftpumpengestänges zu der Biegungsbeanspruchung mit denselben ist $63\,450 : 66\,800 = 485 : 511$.

Man übersieht ohne weiteres, daß der verhältnismäßige Einfluß der Luftpumpengestängekräfte auf die Beanspruchung des Wellenhalses bei MN viel geringer ist und eine Nachrechnung überflüssig ist, weil das Verhältnis der Hebelarme der Neben- und Hauptkraft, welches für den Kurbelzapfen $= (31 + 15 + 135) : 67,5 = 2,81 : 1$ ist, für den Wellenhals nur $= (31 + 15 + 67,5 + 415) : 415 = 1,27 : 1$ ist.

Dampfverbrauch.

511. Zunächst möge für gesättigten Dampf der sichtbare (auch nutzbare oder indizierte genannte) Dampfverbrauch für die normale Leistung berechnet werden. Es ist (vgl. u. a. Führer 33, 3):

$$C_1' = 27 \frac{(s_1/s + s_o/s) \gamma_1 - (s_4/s + s_o/s) \gamma_2}{p_1}$$

mit $s_1/s = 0,130$ (Art. 2); $s_o/s = 0,04$; $s_4/s = 0,445$ (Art. 17); $s_4/s + s_o/s = 0,485$; γ_1 (zu $p_1 = 7$ gehörig) nach der Tabelle Anhang VIII Art. 5 $= 3,59$; γ_2 (zu $p_3 = 0,21$ gehörig) nach der Tabelle $= 0,135$; $p_1 = 2,6$ (Art. 20) ergibt sich:

$$C_1' = 27 \frac{0,170 \cdot 3,59 - 0,485 \cdot 0,135}{2,6} = 5,66 \text{ kg/PS}_i \text{ Stunde.}$$

In gleicher Weise ergibt sich für die Maximalleistung mit $s_1/s = 0,239$ (Art. 48); $p_1 = 3,758$ (Art. 48) und im übrigen den gleichen Größen wie für normale Leistung:

$$C_1' = 27 \frac{0,279 \cdot 3,59 - 0,485 \cdot 0,135}{3,758} = 6,73 \text{ kg/PS}_i \text{ Stunde.}$$

Mit Hilfe der Tabelle für A S. 20 und des in Art. 48 angewandten Verfahrens kann man auch für andere Leistungen den sichtbaren Dampfverbrauch berechnen und ihn als Funktion der Leistung auftragen.

512. Die Verluste mögen hier vorläufig nach der Hütte (21. Auflage, Bd. II S. 134) gerechnet werden. Danach findet man für ein Längenverhältnis des Zylinders $s/D = 2$ den Abkühlungsverlust C_1'' aus der empirischen Gleichung $C_1'' \sqrt{c} = 4,5$ bis 4,2. Wenn das Längenverhältnis von dem Werte 2 wesentlich abweicht, ist das Ergebnis noch mit einem Faktor zu multiplizieren, der bei dem hier vorliegenden Längenverhältnis ($s/D = 0,6/0,42 = \sim 1,5$) $= 0,91^1$ ist.

Es ist also, wenn von den obigen Werten der kleinere 4,2 eingeführt wird:

$$C_1'' = 0,91 \frac{4,2}{\sqrt{c}} = 0,91 \frac{4,2}{\sqrt{2,6}} = 2,37.$$

¹⁾ Es könnte hiernach scheinen, als ob die Verluste bei kleinem Längenverhältnis kleiner sind wie bei großem; gerade das Umgekehrte ist der Fall, weil bei großem Hube höhere Kolbengeschwindigkeiten zulässig sind. Die Formel von Hrabák in der Hütte bringt aber auch den Einfluß von Hub, Tourenzahl und Kolbengeschwindigkeit auf die Verluste m. E. nicht richtig zum Ausdruck (vgl. Anhang VIII).