Haeder:

Aufgaben, Lösungen, Tafeln

Konstruieren - Rechnen II

3. Auflage

Konstruieren und Rechnen.

II. Band.

Für Ratschläge aus den Kreisen der Fachgenossen betreffs Mitteilung von Unrichtigkeiten und praktischen Beispielen für Neuauflagen wird sich der Verfasser stets erkenntlich zeigen.

Druck von L. Schwann in Düsseldorf.

Konstruieren und Rechnen.

Für Praxis und Schule

bearbeitet von

Herm. Haeder,

Zivilingenieur in Duisburg.

Dritte, neubearbeitete Auflage.

II. BAND.

1300 Hauptaufgaben, 2500 Unteraufgaben, 1000 Abbildungen, 160 Tafeln.

Duisburg 1907.

Selbstverlag. Vertreter für Buchhändler: L. Schwann, Düsseldorf.

Inhaltsverzeichnis nach Abschnitten.

Alphabetisches Sachverzeichnis hierüber im I. Band, Seite XI u. f.

Ausserdem fanden noch Rechnungsbeispiele aus folgenden Gebieten Aufnahme:

Verzeichnis der Zeichnungen.

*Der Ingenieur kann nicht alles wissen,
er soll aber wissen, wo's steht.*

Technisches Rechnen.

Konstruieren und Rechnen lässt sich nicht von einander trennen, denn die sachgemässe Berechnung gilt als Grundlage jeder sorgfältig durchgeführten Konstruktion. Das Berechnen erfolgt bei ganzen Anlagen meist nach einem vorläufigen (jedoch maassstäblich aufgezeichneten) Entwurf.

Vielfach sind auch Teile ausgeführter Maschinen nachzurechnen, um festzustellen, ob dieselben eine grössere Belastung vertragen oder für einen etwas abweichenden Zweck noch genügen, und dergl. mehr.

Bei der Konstruktion von Maschinenteilen empfiehlt es sich, die Berechnung vor dem Aufzeichnen mit Hilfe von Handskizzen durchzuführen und dabei die in jedem Bureau zu findenden Berechnungen ähnlicher Konstruktionen sowie Handbücher als Vorlage zu benutzen. Diese bieten dem jüngeren Konstrukteur eine willkommene Unterlage und gestatten dem erfahrenen sich von vornherein ein klares Bild von der Grössenbestimmung des zu entwerfenden Maschinenteils zu machen.

Bei Berechnungen muss nach verschiedenen Gesichtspunkten vorgegangen werden, durch Übersehen eines solchen kann leicht fehlerhafte, unsachgemässe Konstruktion entstehen. Es ist deshalb unerlässlich, dass der Rechner sich klar wird über Art und Zweck des zu konstruierenden Gegenstandes.

Abrunden der Zahlenwerte.

Bei allen Berechnungen hat man sich klar und kurz auszudrücken und dabei alle unnötigen Zahlen zu vermeiden. Man wird deshalb Dezimalstellen nur soviel anwenden, als dieselben für den betreffenden Zweck von Wichtigkeit sind.

Im allgemeinen kann man ohne Bedenken alle Werte so abrunden, als man am **Rechenschieber** noch ablesen kann, das wäre etwa bis auf 3 Ziffern. Ganze Zahlen dürfen vor dem Komma selbstverständlich nicht abgerundet werden.

Also statt	4587,56 qcm	1,358 kg	0,06487 kg	897,78 ccm
setze	4588 „	1,36 „	0,0649 „	898 „ *)

Bei genauer Ermittelung von Längen, z. B. mit Hülfe der Trigonometrie darf eine Abrundung der Zahlenwerte nicht erfolgen, dagegen ohne Bedenken bei allen **Festigkeits**rechnungen, **Leistungs**rechnungen usw.

*) In der Praxis benutzt man fast allgemein den Rechenschieber; die Abrundung der Zahlenwerte ergibt sich dadurch von selbst.

Entwickelung eines algebraischen Ansatzes.

Beim technischen Rechnen ist es von grosser Wichtigkeit, dass der Konstrukteur bei Entwickelung einer Gleichung oder Anwendung derselben sich klar wird, welchen **Einfluss die einzelnen Grössen** auf das Gesamtresultat haben, also wie durch Änderung einer Grösse das Endresultat beeinflusst wird. Gerade dieser Punkt ist äusserst wichtig, auch der geübte Rechner macht hier zu leicht Fehler.

In den folgenden Beispielen ist auf diesen Umstand besonders Rücksicht genommen, indem einer Anzahl Aufgaben eine *zweite Unterfrage* beigefügt wurde. Aus dem Endresultat kann man den zahlenmässigen Einfluss der Änderung der betr. Grösse erkennen, den eigentlich schon die Form der Gleichung angibt; doch den Anfänger muss man immer wieder auf den Sinn der Gleichung hinweisen.

Man vermeide nach Möglichkeit das Rechnen nach sogen. Formeln.

Die Entwickelung eines jeden algebraischen Ansatzes muss einem klar vor Augen stehen.

Beispiel: Eine Riemscheibe hat $d = 2$ Mtr. Durchmesser und macht in der Minute $n = 85$ Touren. Wie gross ist die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe in Mtr/Sek?

Auflösung: Der Gedankengang ist folgender: Während einer Umdrehung der Scheibe legt ein Punkt des Umfanges einen Weg von $\pi \cdot d$ Meter zurück, also in der Minute $\pi \cdot d \cdot n$ Mtr. und in der Sekunde den 60sten Teil, also:

$$\frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 2 \cdot 85}{60} = 8{,}89 \text{ Mtr.} \sim 8{,}9 \text{ Mtr.}$$

Diese Gedankenschlüsse schreibt man aber nicht auf, sondern nur den mathematischen Ansatz und die Auflösung, also:

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot 85}{60} = \sim \mathbf{8{,}9\ Mtr./Sek.}$$

Hat der Rechner einen derartigen Ansatz selbst entwickelt, so muss er auch die einzelnen Glieder des Ansatzes genau erklären können. Um sich zu überzeugen, ob dieses der Fall ist, legt man dem Rechner entsprechende Fragen vor.

Beispiel: Es sei zu berechnen die Leistung einer Dampfmaschine. Gegeben: $Q = 3000$, $p_m = 2$, $c = 3{,}1$; so ist die Leistung:

$$N_i = {}^1/_{75}\cdot\underbrace{\overbrace{3000\cdot 2}^{1}\cdot 3{,}1}_{2} = 248 \text{ PS.}$$

Man macht ihm erstens das Zeichen $\overbrace{\qquad}^{1}$ und fragt: was ist das? Antwort: das sind kg;

zweitens: was ist das $\underbrace{\qquad\qquad}_{2}$? Antwort muss lauten: das sind mkg/Sek;

drittens: das Ganze? Antwort: das sind indiz. Pferdestärken.

Nichts macht den Schüler munterer als solche Kreuz- und Querfragen. Nicht im Lösen von vielen Aufgaben liegt der Schwerpunkt, sondern im richtigen Verständnis der zu lösenden Aufgaben. Der Rechner soll sich daran gewöhnen, jeden Ansatz bzw. jede Gleichung **durchaus sicher** zu verstehen.

In der Praxis ist man sehr häufig gezwungen, **selbst Gleichungen zu entwickeln.** Man soll deshalb dringend darauf achten, dass auch beim Rechnen der einfachsten Aufgaben vor die Zahlenwerte immer die Buchstabenausdrücke gesetzt werden, der Anfänger somit eine gewisse Gewandheit in der Behandlung der Buchstaben erlangt. Bei der Wahl der Buchstaben schliesse man sich den gebräuchlichen Bezeichnungen (Seite 1) möglichst an, kann aber auch selbstverständlich beliebige Buchstaben wählen.

Einheiten für die Berechnung.

Viele Fehler macht der Anfänger durch Einsetzen der Werte in **falscher Maassgrösse**; damit er hier Sicherheit erlangt, habe ich häufig **mit Absicht** in den Aufgaben die Maasse in den, im Maschinenbau üblichen (sprachlich) mm oder Mtr. gewählt, ob nun in den Gleichungen cm eingesetzt werden müssen, darüber soll er sich selbst stets klar werden.

Auch beim Rechnen mit Geschwindigkeiten, **Zeiten** usw. muss man sich klar sein über die Einheit. So z. B. dürfen wir in Aufg. **76** bei Benützung von **§ 8e**, Gleichung 2 für $s = \frac{v}{2}t$ nicht setzen $s = \frac{38{,}7}{2}\cdot 3 = 58$ Mtr., sondern $s = \frac{38{,}7}{2\cdot 60}\cdot 3$ $= \mathbf{0{,}97}$ **km** oder $s = \frac{38{,}7\cdot 1000}{2\cdot 60}\cdot 3 = \mathbf{970}$ **Mtr.!**

Die Einheit der Geschw. v muss dieselbe sein als diejenige der Zeit t, ebenso die Maasseinheit der Wegstrecke s dieselbe als die der Geschw. v.

Unglaublich viele falsche Rechnungsergebnisse sind schon infolge unrichtigen Einsetzens der Maasseinheiten entstanden. Ein Fehler hierin ist gleichbedeutend mit „Nicht lösen können" der Aufgabe.

Wie schnell soll man rechnen?

Dass das Rechnen auf der Schule etwas langsamer vor sich gehen darf, wollen wir zugeben, doch soll die Schule sich auch nach Möglichkeit den Gepflogenheiten der Praxis anpassen, damit der junge, in die Praxis eintretende Ingenieur nicht erst wieder im Bureau sozusagen als Lehrling behandelt werden muss.

In der Praxis heisst es: „Zeit ist Geld", man soll schnell und richtig rechnen.

Wie soll man die Rechnung zu Papier bringen?

Es ist unerlässlich, die Berechnungen in ein Heft einzutragen, um so stets eine Übersicht zu haben und jederzeit eine früher ausgeführte Berechnung nachsehen zu können, Auch ist es dem Rechner leicht, seinen Ideengang zu kontrollieren. Das Buch muss so angelegt, resp. die Berechnung derart durchgeführt sein, dass jeder dieselbe ohne weiteres übersehen, bzw. sich hineindenken kann. Falls aus Büchern Werte entnommen werden, soll man dieses vermerken, um stets ohne langes Suchen wieder nachsehen zu können. **Das ist sehr wichtig.**

Man findet auch vielfach die Berechnung auf dem Zeichenbogen aufgestellt, doch ist dieses zu verwerfen, denn die Übersichtlichkeit fehlt und nach Fertigstellung der Zeichnung geht die Berechnung verloren. Es ist dadurch unmöglich, die Konstruktion mit der Rechnung zu vergleichen.

Das Aufstellen der einzelnen Gleichungen soll möglichst kurz erfolgen und kleinere nebensächliche Rechnungen auf einem Nebenblatt ausgeführt werden. Die Endresultate hat man der besseren Übersicht wegen zu unterstreichen.

Dann benutze man nach Möglichkeit **Hilfstabellen** für Quadrate, Kuben sowie für $d\pi$, $d^2\frac{\pi}{4}$, mit deren Hilfe der Rechner schneller und sicherer zum Ziel kommt.

Um nun den Unterschied zwischen Rechnen und Rechnen recht deutlich vor Augen zu sehen, wollen wir ein Beispiel anführen.

Zwei Techniker sind im technischen Bureau beschäftigt und wird ihnen vom Oberingenieur folgende Aufgabe gestellt:

Eine Einzylinder-Auspuff-Dampfmaschine hat 500 mm Zylinderdurchmesser, 900 mm Kolbenhub und macht 82 Umdrehungen in der Minute.

Wieviel leistet die Maschine bei 7 Atm. Eintrittsspannung?

Nr. 2 fragt seinen Kollegen zur linken: „Was nimmt man denn da für eine Formel?"

„Sie wollen doch sonst alles wissen und nun fragen Sie wegen einer so einfachen Sache?"

„Ja, das habe ich alles durchgearbeitet, aber meine Kollegienhefte habe ich auf meiner Bude."

Nach zehn Minuten weiterer Unterhaltung wird ihm zur Formel $N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75}$ verholfen und erklärt, dass Q in qcm, p_m in Atm. und c in Mtr/Sek anzusetzen ist. „Aber zur Bestimmung von p_m muss ich den Füllungsgrad haben", sagt er, eilt diensteifrig zum Oberingenieur (welcher gerade mit der Offerte für die betreffende Maschine beschäftigt ist) und fragt: „Welche Füllung soll ich annehmen?" „Natürlich normale" wird ihm nicht gerade freundlich zugerufen!

Jetzt geht wieder die Unterhaltung mit dem Kollegen los und nach einer Viertelstunde ist die normale Füllung gefunden. Die Auflösung der Gleichung

$$p_m = k \cdot p - (p_0 + \sigma)$$

erfordert 10 Minuten und endlich ist das p_m gefunden.

Die beiden Techniker legen nun dem Oberingenieur ihre Berechnungen vor.

Nr. 1 hat folgendes zu Papier gebracht:

$$\underline{\underline{D = 500,\ H = 900,\ n = 82,\ p = 7 + 1 = 8 \text{ Atm. abs.}}}$$

$$Q = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 50^2 = 1920 \text{ qcm};\quad c = \frac{2 \cdot 0{,}9 \cdot 82}{60} = 2{,}46 \text{ Mtr/Sek.}$$

$$N_i = \frac{1920 \cdot 2{,}46 \cdot p_m}{75} = 63 \cdot p_m$$

$$\left.\begin{array}{l} \textbf{normal}\ p_m = 3\ ;\ N_i = 63 \cdot 3 \quad = \underline{\underline{189 \text{ PS.}}} \\ \text{gesteigert}\ p_m = 3{,}8\ ;\ N_i = 63 \cdot 3{,}8 = 239 \text{ PS.} \end{array}\right\} \begin{array}{l} \text{Dampfmaschinen} \\ \text{Seite 35 u. 498.} \end{array}$$

Nr. 2 legt folgende Rechnung vor:

500 mm Zylinderdurchmesser, 900 mm Kolbenhub, 82 Umdrehungen in der Minute, 7 Atm.

```
   0,9                                  0,57 × 8
  × 2                                   --------
  ---                                       4,56
   1,8                                    — 1,5
 × 82                                   --------
 -----                                      3,06 × 4830,210
    36                                      ---------------
   144                                                3060
 -----                                                612
  1476 : 60 = 2,46·1963,5                            9180
   120        -----------                          2448
  ----              1230                          1224
   276               738                          ---------
   240              1476                          14780,44260 : 75 = 197,07257
  ----             2214                            75
    360            246                             ---
                  --------                          728      544
                  4830,210                          675      525
                                                    ---      ---
                                                     530      192
                                                     525      150
                                                     ---      ---
                                                       544     426
                                                               375
                                                               ---
                                                                510
```

Man sieht ohne weiteres: Nr. 1 hat seine Aufgabe mit **wenig Zahlen und übersichtlich** und deutlich zu Papier gebracht, auch die Seitenzahl des Buches vermerkt, nach welcher er das p_m gewählt hat, während bei dem Durcheinander von Nr. 2 nur schwer die Rechnung verfolgt werden kann.

Die folgenden Aufgaben bzw. Rechnungsbeispiele sollen nun einen Ausgleich schaffen helfen, damit der Unterschied in der

praktischen Handhabung der Aufgaben

nicht mehr so scharf hervortritt. Der Studierende soll schon auf der Schule angehalten werden, die Rechnungen und das Ergebnis seiner Rechnungen ohne überflüssige Zahlen und in einer für jeden Fachgenossen **sofort verständlichen Weise** durchzuführen und zu Papier zu bringen, damit er beim

Eintritt in die Praxis *)

sich selbst zu helfen weiss, und das Rechnen ebenso praktisch ausführt, als ein vielleicht viel jüngerer Zeichner mit niederer Schulbildung, aber längerer Bureaupraxis.

---

*) So lange du Semester zählst, hörst du die Englein singen,
Die Zeit, in der du Praxis wählst, wird schon den Dämpfer bringen.

Die Benutzung des II. Bandes.

Die Anordnung der Beispiele wurde so gewählt, dass die Aufgaben stets in den äusseren Spalten, *die Lösungen dagegen stets in den beiden inneren Spalten* stehen. Dadurch ist man in der Lage, bei Übungen die Lösung durch ein Blatt Papier (in beistehenden Figuren mit *A* bezeichnet) zu verdecken, ohne in Versuchung zu geraten, die Lösung unmittelbar abzuschreiben. An der Art des Ergebnisses sollte der Rechner eigentlich schon von selbst erkennen, ob ein grober Rechenfehler vorliegt.

Dem Anfänger mag es gestattet sein, während des Rechnungsganges hin und wieder einen Blick auf die Lösung zu werfen, doch soll er die Aufgabe so oft lösen, bis dieses nicht mehr erforderlich ist.

Später ist dann das Ergebnis der Rechnung mit der gedruckten Lösung zu vergleichen.

Zur Erleichterung der Benutzung der Hilfswerte im I. Band ist auf dieselben über den Aufgaben hingewiesen.

Die Quellenangabe rechts in den Lösungen geben das Buch und die betreffende Seitenzahl nebst Gleichung und Tabellennummer an, die Angaben über den Gegenstand enthalten.

Um die Aufgabensammlung des II. Bandes durch weitere Beispiele ergänzen zu können, sind zwecks Numerierung derselben nach jeder Abteilung einige Aufgabennummern übersprungen.

Kennzeichen für die Quellenhinweise.

ℌ	Ke	D	Ind	St	Kal	Pu	Ga
Hilfswerte in Konstr. u. Rechnen	Kessel	Dampfmaschinen	Indikator	Steuerungen	Kalkulieren	Pumpen	Gasmotoren

So heisst z. B.: ℌ 33 (4) Konstruieren und Rechnen, I. Bd., Hilfswerte 33, Gleich. 4.
D 88 (T 50) Dampfmaschinen, Seite 88, Tab. 50.

Abkürzungen.

Längenmaasse.	**Flächen**maasse	**Raum**maasse.	**Gewichte.**
Millimeter . . . . = *mm*	Quadratmillimeter = *qmm*, mm^2	Kubikmillimeter . = *cmm*, mm^3	Milligramm . . . . = *mg*
Zentimeter . . . . = *cm*	Quadratzentimeter = *qcm*, cm^2	Kubikzentimeter . = *ccm*, cm^3	Gramm . . . . . . = *g*, *gr.*
Dezimeter . . . . = *dm**)	Quadratdezimeter. = *qdm**)	Liter . . . . . . = *l*, *ltr.*	Kilogramm (1000 g) . = *kg*
Meter . . . . . . = *m*, *Mtr.*	Quadratmeter . . = *qm*, m^2	Hektoliter (100 l). = *hl*	Tonne (1000 kg). . . = *t*
Kilometer (1000 m). = *km*	Quadratkilometer. = *qkm*, km^2	Kubikmeter (1000 l) = *cbm*, m^3	

Ausser diesen sind noch **gebräuchlich:**

Atmosphären . . . . = *Atm.*	Tourenzahl in der Min. = *n*	Kalorien (Wärmeeinheit) = *Kal.*	für die Pferdekraft und Stunde = *f. d. PS/Std.*
Celsius . . . . . . = *C*	Meterkilogramm in der Sekunde. . . . . = *mkg/Sek.*	Mark . . . . = *Mk.*	

*) Das Rechnen mit Dezimetern soll man vermeiden und nur bei Gewichtsberechnungen anwenden.

Vor dem Gebrauch

wolle man folgende Berichtigungen eintragen.

Seite		statt	setze
33	Lösung 255, 1.	$=\sqrt{\frac{2\cdot 9.81\cdot 1{,}57}{2}}$	$=\frac{\sqrt{2\cdot 9.81\cdot 1{,}57}}{2}$
41	Aufg. 321, unt. Fig.	$p_0\ t_0$	$p\ t$
41	„ 324, „ „	p_0	p
41	Aufg. 324, 4. Zeile	$p = 5$ Atm.	$p_0 = 5$ Atm.
61	Aufg. 500, 6. „	mkg	cmkg
62	Lös. 511, 1. Zeile	Aufg. 1	Aufg. 510
62	„ 511, 3. „	1,72	$1{,}7^2$
72	6. Zeile von unten	953	593
73	Lös. 597, 3. Zeile	$= 0{,}9\cdot 210 = 190$ mm	$= 0{,}9\cdot 52 = 47$ mm
92	Lös. 723, 13. Zeile v. u.	$M_d = 450\cdot$	$M_d = 420\cdot$
92	Lös. 723 I, 2.	19 : 46	19 : 64
93	Lös. 724, V.	Beachte die im Druckfehlerverzeichnis des ersten Bandes angegebene Berichtigung für Seite 417—423. Die Einsetzung des Wertes 0,7 statt $^5/_8$ ergibt unwesentlich grössere Beanspruchungen.	
94	„ 724, XI.		
115	Aufg. 876.	Unrichtig. Ersatz hierfür nächste Spalte.	
137	Aufg. 1002, 5.	S im	S_2 im
137	Lös. 1002, 5.	$S = 2\cdot 180$	$S_2 = 2\cdot 180$
142	Untere Fig. in 1042	L	$L - l$
146	Fig. unten links	Fig. steht auf dem Kopf	
156	Aufg. 1121, Zeile 2	Last $Q = 15$ kg ist zu streichen	
157	Lös. 1126, 9 u. 11 v. o.	943 mm, 608 mm	943 kg, 608 kg
177	Aufg. 1183, Zeile 3	$R = 20$ cm	$R = 10$ cm
177	„ 1183, „ 9	$R = 40$ cm	$R = 20$ cm
188	Aufg. 1246	Drehstromzentrale	Wechselstromzentrale (einphas. Strom)

Die nächste Spalte ist **loszutrennen** und auf Seite 115 des II. Bandes einzukleben.

Ersatz für die unrichtige Aufgabe und Lösung 876.

876. Arbeitsschnecke. Gegeben $P = P_2 = 180$ kg, $r = 8$ cm, $\alpha \sim 22^0$, $n_1 = 860$, $n_2 = 40$.

Berechne: Normalteilung Nt, Anzahl der Gänge, Radius des Schneckenrades und Wirkungsgrad.

876. Lösung. §

1. Belastungskoeffizient für Grauguss $k = 20$ . . . . . *Tab. 1, 109*

Mit Rücksicht auf die geringe Zahnanlage wählen wir:

$k \sim 20\,\%$ kleiner, also $k = 16$ *120d*

2. Für Krafträder wird, wenn $b : Nt = 2$ *120f*

$$\text{Modul} = 3{,}16\cdot\sqrt{\frac{180}{2\cdot 16\cdot 0{,}927}} \sim 8 \quad (\cos 22^0 = 0{,}927) \qquad \textit{120d (7)}$$

also Teilung $Nt = 8\cdot 3{,}14 = \mathbf{25{,}1}$ mm . . . . *103a (1)*

3. Stirnteilung $St = Nt : \cos\alpha = 25{,}1 : 0{,}927 \sim 27$ mm *120a*

4 Steigung eines Ganges für $\alpha = 22^0$:

$s = \operatorname{tg} 22^0\cdot 2\cdot 80\cdot\pi \sim 200$ mm . . . . . *120a (1)*

5. Erforderl. Gangzahl demnach: $z_1 = 200 : 27 = 7{,}4 \sim \mathbf{7}$ . . . *120a*

Der wirkl. Neigungswinkel rechnet sich mithin:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{7\cdot 27}{2\cdot 80\cdot\pi} = \frac{189}{502} = 0{,}375,\quad \alpha = 20^0\,30' \qquad \textit{120a (1)}$$

6. Übersetzungsverhältnis $i = 860 : 40 = 21{,}5$ *120a*

7. Zähnezahl des Rades $z_2 = z_1\cdot i = 7\cdot 21{,}5 \sim 150$ . . . . . . *120a (2)*

8. Teilkreisradius des Schneckenrades

$$R = {}^1/_2\cdot z_2\cdot\frac{\text{Mod}}{\cos\alpha} = {}^1/_2\cdot 150\cdot\frac{8}{\cos 20^0\,30'} = \mathbf{640{,}34}\ \text{mm} \qquad \textit{120e (13)}$$

9. Die Prüfung auf Heisslaufen ergibt folgendes:

übertragende Leistung $N = \frac{180\cdot 64\cdot 40}{71620} = 6{,}4$ PS . . . . *121 (6)*

Für $\alpha \sim 20^0$: Wirkungsgrad $\eta = 0{,}76$ . . . . . *Tab. 1, 120c*

Reibungsarbeit $A = \frac{75}{2{,}7^2}\cdot\left(\frac{6{,}4}{0{,}76} - 6{,}4\right) = \mathbf{20{,}5}$ mkg/Sek *120d (10)*

Das wäre kaum zulässig, also grössere Teilung nach Gl. 10, § 120d und kleineres z_1 wählen . . . . *Tab. 1, 120d*

Für $\alpha = 44^0$ würde sich bei sonst gleichen Abmessungen Gangzahl der Schnecke $z_1 = 12$ ergeben, doch dürfte eine so hohe Gangzahl kaum ausführbar sein.

Aufgaben und *Lösungen.*

Gebräuchliche Buchstabenbezeichnungen,

welche man der Einfachheit halber gern einführt bei techn. Berechnungen.

Griechische Buchstaben.

α β φ Winkel
γ spez. Gewicht fester und flüss. Körper
γ Gewicht eines cbm gasförmiger Körper
δ Wandstärken
ε Verhältniszahl
ζ Vorzahl bei hydraulischen Widerständen
η Wirkungsgrad bei Motoren
λ Gesamtwärme des Dampfes in Kalorien
μ Reibungskoeffizient
$\pi = 3{,}14$ zur Berechnung von Kreisen
ϱ Radien
σ Spielraum
Σ Summen; z. B. Σc = Summe der einzelnen Zentrifugalkräfte c
φ Beschleunigung, Verzög. in Mtr./Sek.^{2}
ω Winkelgeschwindigkeit.

$A\ \alpha$	$B\ \beta$	$\Gamma\ \gamma$	$\Delta\ \delta$	$E\ \varepsilon$	$Z\ \zeta$	$H\ \eta$	$\Theta\ \vartheta$
Alfa,	Beta,	Gamma,	Delta,	Epsilon,	Zeta,	Eta,	Teta,
$I\ \iota$	$K\ \varkappa$	$\Lambda\ \lambda$	$M\ \mu$	$N\ \nu$	$\Xi\ \xi$	$O\ o$	$\Pi\ \pi$
Jota,	Kappa,	Lambda,	My,	Ny,	Xi,	Omikron,	Pi,
$P\ \varrho$	$\Sigma\ \sigma$	$T\ \tau$	$Y\ \upsilon$	$\Phi\ \varphi$	$X\ \chi$	$\Psi\ \psi$	$\Omega\ \omega$
Ro,	Sigma,	Tau,	Ypsilon,	Fi,	Chi,	Psi,	Omega.

Lateinische Buchstaben.

B, b Breiten
D, d Durchmesser
F, f, Q Querschnitte
G Gewichte in kg
$g = 9{,}81$ Beschleunigung in Mtr./Sek.^{2}
H, h Höhen, Hübe
J Trägheitsmoment in cm^4
k Beanspruchung in kg/qcm
L, l Längen
M Momente meist in kg/qcm
n Umdrehungszahlen i. d. Min.
N_e effektive Pferdestärken
N_i indizierte „
P, p Drücke und Belastungen, p auch Pressung in Atm.
PS Pferdestärken
Q Wassermenge, auch Belastung
R, r Radius
s Wegstrecke in Mtr.
T absolute Temperatur in Grad Celsius
t Temperatur, auch Zeit in Sek.
U, u Umfangsgeschwindigkeiten, meist Mtr/Sek.
v, c Geschwindigkeiten in Mtr./Sek.
W Widerstandsmoment in cm^3

$<$ kleiner als, $>$ grösser als, $\leqq$ gleich oder kleiner als, $\geqq$ gleich oder grösser als, $\sim$ ähnlich, ungefähr, ∞ unendlich.

Der *schrägliegende Teilstrich* zwischen zwei Worten bedeutet „pro“ oder „in der“, beispielsweise Mtr/Sek. = Meter in der Sekunde, cbm/Std. = Kubikmeter in der Stunde usw.

Selbstverständlich lassen sich diese Bezeichnungen nicht durchweg beibehalten, es muss je nach der gestellten Aufgabe häufig davon abgewichen und andere Bezeichnungen eingeführt werden.

Aufgaben und *Lösungen.*

Übungsbeispiele für Benützung der Hilfstabellen. *)

Zur Lösung der nachstehenden Aufgaben 1 bis 14 hat man die **„Mathematische Tabelle“** über n^2, n^3, $\sqrt{n}$, $\sqrt[3]{n}$, $n \cdot \pi$, $\frac{\pi}{4} n^2$, zu benützen. (Der Anfänger möge vorher den Text in § 1 u. 2 durchsehen. Diese Übungsbeispiele sind so oft zu wiederholen, bis Fehler nicht mehr vorkommen.) Die rechts bei den Lösungen vermerkten **Hinweise** 1 b, 1 c, 2 a usw. beziehen sich auf den Abschnitt Hilfswerte im ersten Band.

Einfache Aufgaben (zu § 1)

ohne Umrechnung sofort mittelst der mathem. Tab. zu lösen.

Aufg. Nr.				
1.	Quadrieren	$3{,}4^2$	$29{,}8^2$	95^2
2.	Kubieren	$11{,}4^3$	$32{,}6^3$	78^3
3.	Wurzelziehen	$\sqrt{18}$	$\sqrt{62{,}8}$	$\sqrt[3]{45{,}4}$
4.	Kreisumfang	$\pi \cdot 5$	$\pi \cdot 13{,}2$	$\pi \cdot 46{,}3$
5.	Kreisinhalt	$\frac{\pi}{4} \cdot 16^2$	$\frac{\pi}{4} \cdot 25{,}8^2$	$\frac{\pi}{4} \cdot 43{,}1^2$

Aufgaben (zu § 2)

deren Lösungen aus den math. Tab. nicht unmittelbar abgelesen werden können, sondern ein Umstellen der Zahlen bezw. des Kommas erfordern.

6.	Quadrieren	$0{,}032^2$	$3{,}45^2$	$0{,}107^2$
7.	Kubieren	$0{,}035^3$	$3{,}86^3$	131^3
8.	Wurzelziehen	$\sqrt{0{,}157}$	$\sqrt{0{,}035}$	$\sqrt{160}$
9.	„	$\sqrt{108}$	$\sqrt{569}$	$\sqrt{0{,}3025}$
10.	„	$\sqrt{5698}$	$\sqrt{8340}$	$\sqrt{17655}$
11.	„	$\sqrt[3]{0{,}9872}$	$\sqrt[3]{0{,}003425}$	$\sqrt[3]{6788}$
12.	Kreisumfang	$\pi \cdot 6{,}34$	$\pi \cdot 0{,}035$	$\pi \cdot 609$
13.	Kreisinhalt	$\frac{\pi}{4} \cdot 7{,}35^2$	$\frac{\pi}{4} \cdot 0{,}067^2$	$\frac{\pi}{4} \cdot 793^2$
14.	Durchmesser von	77,85	0,654	7374 Kreisinhalt

*) Da diese Tabellen häufig gebraucht werden, befinden sich dieselben des leichteren Auffindens wegen am Schluss des ersten Bandes. Man nennt dieselben „Math. Tabellen“ zum Unterschied von den trigonometrischen Tabellen.

Lösungen zu Aufg. 1 bis 5.

Aufg. Nr.					*Hülfswerte §*
1.	*Quadrieren*	11,6	888	9025	*1 b*
2.	*Kubieren*	1482	34646	474552	*1 b*
3.	*Wurzelziehen*	4,24	7,92	$3{,}56^{7}$†	*1 c*
4.	*Kreisumfang*	$15{,}7^{1}$†	$41{,}4^{7}$†	145,4	*1 d*
5.	*Kreisinhalt*	201,06†	522,79†	1459	*1 d*

Lösungen der Aufg. 6 bis 14.

6.	*Quadrieren*	0,001024	11,90	0,0114	*2 a*
7.	*Kubieren*	$0{,}0000428^{75}$†	$57{,}5^{12}$†	2248000	*2 b*
8.	*Wurzelziehen*	0,396	0,187	12,6	*2 c*
9.	„	10,4	23,9	0,55	*2 d*
10.	„	75,5	91,3	133	*2 e*
11.	„	$0{,}99^{6}$†	$0{,}15^{1}$	18,9	*2 f*
12.	*Kreisumfang*	$19{,}9^{2}$†	0,11	1913	*2 g*
13.	*Kreisinhalt*	$42{,}4^{29}$†	$0{,}0035^{257}$†	493900	*2 h*
14.	*Durchmesser*	9,96	0,913	96,9	*2 i*

Die mit † versehenen Werte können ohne Bedenken noch etwas **abgerundet** werden bis auf 3 oder 4 Ziffern, also soweit sich dieselben auf dem Rechenschieber ablesen lassen. Bei Ueberschlagsrechnungen ist noch weitere Abrundung zulässig.

Umformen. Aufgaben zu ℌ 3.

Verwandle in einen anderen Ausdruck:

Aufg. Nr.

15. **Potenzen:** $(+8)^3$; $\frac{5^4}{8^4}$; $6^2 \cdot 6^3$; 10^0; 0^4; 0^∞; $3^4 : 3^2$;

15a. „ : $(+4)^5$; $\frac{12^2}{19^2}$; $8^4 \cdot 8^2$; 3^0; 13^6; 13^{12};

16. „ : $(-2)^2$; $\frac{-3^2}{6^2}$; $-6^3 \cdot (-6)^4$; $(-4)^2 : 4^3$;

16a. „ : $(-3)^4$; $\frac{7^4}{3^4}$; $(-4)^2 \cdot -4^3$; $4^3 : (-4)^4$;

17. **Quadrate, Kuben:** $15^2 - 10^2$; $(7-b)^2$; $(3-2c)^3$;

17a. „ „ : $7^2 - (3c-b)^2$; $(3-4b)^2$; $(1+3a)^2$; $(1-b)^3$;

18. **Wurzeln:** $(\sqrt{64})^3$; $\sqrt[3]{227^2}$; $\sqrt[4]{8 \cdot a}$; $\sqrt[3]{\sqrt{46}}$;

18a. „ : $(\sqrt[5]{16})^3$; $\sqrt{28^3}$; $\sqrt{67 \cdot b}$; $\sqrt{7} \cdot \sqrt{7}$;

19. „ : $\sqrt{-1}$; $\sqrt{-4}$; $\sqrt{-27}$; $\sqrt{-2} \cdot \sqrt{8}$;

19a. „ : $\sqrt{-81}$; $\sqrt[3]{-44}$; $\sqrt{3i} \cdot \sqrt{3i}$; $\sqrt{-8} : \sqrt{-2}$

Reihen. Aufgaben zu ℌ 3d.

20. Was versteht man unter einer **arithmetischen** Reihe?

21. **Reihe.** Bestimme das **letzte Glied** einer Reihe, wenn a das Anfangsglied, d die Differenz zweier aufeinanderfolgenden Glieder und n die Anzahl der Glieder ist.

21a. Es sei $a = 12$; $d = 2$; $n = 11$. Bestimme das letzte Glied.

22. **Die Summe** der Glieder einer Reihe ist zu bestimmen, wenn das Anfangsglied $= a$, die Anzahl der Glieder $= n$, und das letzte Glied $= z$ gegeben ist.

22a. Es sei $a = 3$; $n = 16$ und $z = 40$. Bestimme die Summe.

23. Wie lautet die Summenformel, wenn für z der in 21 gefundene Wert eingesetzt wird?

23a. Bestimme die Summe für $a = 5$; $n = 14$; $d = 2$.

24. Wie lautet die Formel Aufg. 23 nach a aufgelöst?

24a. Wie gross ist a, wenn $s = 400$; $n = 10$ und $d = 2$ ist?

25. **Geometrische Reihe.** Was versteht man darunter?

26. Wie gross ist die **Summe** von n aufeinander folgenden Gliedern einer geometrischen Reihe, wenn a das Anfangsglied, n die Anzahl der Glieder und b der Quotient ist?

Lösungen.

Verwandlungen.

Aufg. Nr. — *Hülfswerte ℌ*

15. ***Potenzen:*** $+8^3$; $\left(\frac{5}{8}\right)^4$; 6^{2+3}; 1; 0; 0; 3^{4-2} — *3a*

16. „ : $-2 \cdot -2 = +2^2$; $\frac{+3^2}{6^2} = \left(\frac{3}{6}\right)^2 = \left(\frac{1}{2}\right)^2$;
$-6^3 \cdot (-6)^2 \cdot (-6)^2 = -6^7$; 4^{2-3}

17. „ : $(15+10) \cdot (15-10)$; $7^2 - 2 \cdot 7 \cdot b + b^2$; — *3b*
$3^3 - 3 \cdot 3^2 \cdot 2c + 3 \cdot 3\,(2c)^2 - (2c)^3$;

18. ***Wurzeln:*** 64; $(\sqrt[3]{227})^2 = 227^{\frac{2}{3}}$; $\sqrt[4]{8} \cdot \sqrt[4]{a}$; $\sqrt{\sqrt[3]{46}}$; — *3c*

19. „ Mit i bezeichnet man den imaginären Wert von $\sqrt{-1}$:
i weil $i \cdot i = -1$ ist; $\sqrt{-1} \cdot \sqrt{4} = i\sqrt{4}$;
$\sqrt{-1} \cdot \sqrt{27} = i\sqrt{27}$; $i\sqrt{2 \cdot 8}$

20. Eine arithmetische Reihe ist eine Reihe, in der zwei aufeinander folgende Glieder stets dieselbe Differenz haben.

21. **Reihe.** Das Anfangsglied ist a, das folgende Glied $a + d$, weil $(a + d) - a = d$ sein muss, dass nächstfolgende Glied ist $a + 2d$.

Die Reihe lautet $\overbrace{a}^{1}$, $\overbrace{a + d}^{2}$, $\overbrace{a + 2d}^{3}$, usw.
bis $a + (n-1)d$. Das **letzte Glied** ist $a + (n-1)d$.

22. **Summe der Reihe.** Wir setzen hier:

$$\left.\begin{aligned} s &= a + (a+d) + (a+2a) + \;.\;.\; + (z-d) + z \\ s &= z + (z-d) + (z-2d) + \;.\;.\; + a + d + a \end{aligned}\right\} \text{addiert gibt:}$$

$$2s = (a+z) + (a+z) + (a+z) \;.\;.\; + (a+z) + (a+z)\ ^{*)}$$

$$= n\,(a+z); \text{ also Summe } s = \frac{n}{2}(a+z)$$

23. **Summe** $s = \frac{n}{2}(2a + (n-1)d)$

24. Die Auflösung ergibt: $a = \frac{s}{n} - (n-1)\frac{d}{2}$

25. Eine geometrische Reihe (geometrisch, weil 3 aufeinander folgende Glieder eine stetige Proportion bilden) ist eine Reihe, in der 2 aufeinander folgende Glieder denselben Quotienten haben.

26. Es ist Summe $= a\,\frac{(b^n - 1)}{b - 1}$

*) *Das Endglied setzt man in der zweiten Reihe zuerst, damit d fortfällt.*

Aufgaben zu § 3 d (Forts.).

30. Arithmetische Reihe. Um den Werkführer einer Fabrik zu besonderem Eifer anzuspornen, soll derselbe laut Vertrag für jede fertiggestellte Maschine eine Vergütung bekommen und zwar für die nächste Maschine immer 2 Mark mehr, als für die vorhergehende, also für die erste Maschine 2 Mark, für die zweite 4 Mark, für die dritte 6 usw. Jedes Jahr wird von neuem zu zählen angefangen. Es wurden fertiggestellt im ersten Jahre 24 Maschinen, im zweiten 40 und im dritten 76. Wieviel hat der Werkführer nach drei Jahren zu beanspruchen?

Wir bilden zuerst die Reihe für das erste Jahr, dann für das zweite und dritte Jahr. Die Addition der 3 Summen gibt die Forderung des Werkmeisters.

31. — Der Meister erhalte für die erste Maschine 2 Mark, für die zweite 3 Mark, für die dritte 4 Mark usw.

1. *Welche Reihe ergibt sich dann?*
2. *Wie gross sind dann die Beiträge?*

Der grosse Unterschied in den Endsummen von Aufg. 30 und 31 ist besonders beachtenswert.

32. Reihenbildung für den freien Fall.

Mit Hilfe der Reihenbildung lassen sich auch die Bewegungsverhältnisse eines frei fallenden Körpers verfolgen.

Es sei die **Fallzeit** $t = 12$ Sek. angenommen.

Bestimme:

1. die Beschleunigung des freien Falles in Mtr./Sek.
2. die während der ersten Sekunde zurückgelegte Strecke in Mtr.
3. Entwickle die Reihe zur Feststellung der **Anzahl Meter,** die der Körper nach $t = 12$ Sekunden gefallen ist.

32a. — Es sei $t = 20$ ( ) Sek.

33. Arithmetische Reihe. Welche Anfangsgeschwindigkeit c muss ein freifallender Körper bereits haben, wenn er in $t = 10$ Sek. eine Höhe $H = 501$ Mtr. durchfallen soll?

Wir müssen hier besonders die Geschwindigkeitszunahme beachten, dann ist die Bildung der Reihe einfach.

33a. — Es sei $c = 20$ ( ) Sek., $H = 3000$ ( ) Mtr.

Lösungen zu Aufg. 30—32.

30. Der Werkführer erhält am Ende des ersten Jahres eine Summe in Mark $= 2 + 4 + 6 + 8 \ldots$ bis zum 24. Glied. Dies ist die Summe einer Reihe mit dem Anfangsglied $a = 2$, Differenz $d = 2$ und Anzahl der Glieder (Zahl der Maschinen) $n = 24$.

Die **Summe** der Reihe ist $= \frac{n}{2}\,[2\,a + (n - 1)\,d]$ *3d*

folglich hatte der Werkmeister zu fordern:

für das erste Jahr $\frac{24}{2} \cdot [2 \cdot 2 + (24 - 1) \cdot 2] = \mathbf{600}$ Mark

für das zweite Jahr $\frac{40}{2} \cdot [\ 4 + (40 - 1) \cdot 2] = \mathbf{1640}$ „

für das dritte Jahr $\frac{76}{2} \cdot [\ 4 + (76 - 1) \cdot 2] = \mathbf{5852}$ „

Er hat zu beanspruchen nach 3 Jahren **8092** „

31. — Wir verfahren in derselben Weise wie bei der vorigen Aufgabe. Es ergibt sich als

Endsumme **4186** Mark.

32. ***Reihenbildung für den freien Fall.***

1. Beschleunigung für den freien Fall $g = \mathbf{9{,}81}$ Mtr./Sek.^{2} *8g*
2. Während der ersten Sekunde legt der Körper einen Weg zurück von $\frac{\text{Null} + g}{2} = \frac{g}{2} = \mathbf{4{,}9}$ Mtr.
3. Der Körper legt zurück in der ersten Sek. 4,9 Mtr., in der zweiten $4{,}9 + 9{,}81$, in der dritten $4{,}9 + 2 \cdot 9{,}81$ usw. bis zur zwölften Sekunde. Diese Zusammenstellung bildet aber eine Reihe, worin das Anfangsglied $= \frac{g}{2} = 4{,}9$, Differenz $g = 9{,}81$ und Anzahl der Glieder $t = 12$ ist. Die Summe (wie in voriger Aufgabe):

$$\frac{t}{2}\left[2 \cdot \frac{g}{2} + (t - 1)\,g\right] = H, \text{ also}$$

$$\frac{12}{2}\,[2 \cdot 4{,}9 + (12 - 1) \cdot 9{,}81] = \mathbf{705{,}6} \text{ Mtr.}$$

(Wir können diese Aufgabe und folgende auch rechnen nach § 8 c, wenn wir $\varphi = g$ und $s = H$ setzen. Dann ergibt sich Fallhöhe $H = \frac{9{,}81}{2} \cdot 12^2 = \mathbf{705}{,}6$ Mtr.)

33. Ähnlich wie in der vorhergehenden Aufgabe bilden wir hier die Reihe $c + (c + g) + (c + 2\,g) + \ldots [c + (t - 1)\,g] = H$.

Das gibt ebenfalls $\frac{t}{2}\,[2\,c + (t - 1)\,g] = H$ und hieraus

$$\textbf{Anfangsgeschw. } c = \frac{H}{t} - (t - 1) \cdot \frac{g}{2} = \frac{501}{10} - (10 - 1)\,\frac{9{,}81}{2}$$
$$= \mathbf{6} \text{ Mtr./Sek.}$$

Lösungen zu Aufg. 35—37.

35. Zinsrechnung. §

1. Jährliche Zinsen $= 500 \cdot \frac{5}{100} =$ **25** Mk. . . . . 3e B

2. Nach 15 Jahren $= 500 + 500 \cdot \frac{15 \cdot 5}{100} =$ **875** Mk. 3e

3. „ „ „ $= 500 \cdot \left(\frac{5 + 100}{100}\right)^{15} =$ **1039,75** Mk. . . . „

4. „ „ „ $= 500 \cdot \left(\frac{5 + 200}{200}\right)^{30} =$ **1047** Mk. . . . . „

5. „ „ „ $= 500 \cdot e^{\frac{5 \cdot 15}{100}} = 500 \cdot 2{,}718^{0{,}75} =$ **1055,50** Mk. „

36. Abschreibung. 1. Wir wählen für Gebäude 4 %, für Maschinen 8 % und erhalten Abschreibung pro Jahr 3f Tab.

Gebäude $z = \frac{8100 \cdot 4}{100} =$ **324** Mk., Masch. $z = \frac{17200 \cdot 8}{100} =$ **1376** Mk. 3f (1)

2. Für Gebäude ist $K_n = 8100 - \frac{8100 \cdot 9 \cdot 4}{100} =$ **5184** Mk. . . „

„ Maschinen „ $K_n = 17200 - \frac{17200 \cdot 9 \cdot 8}{100} =$ **4816** Mk. . „

Also **Buchwert** der Anlage $5184 + 4816 =$ **10000** Mk.

37. Entschädigung für Minderwert.

1. Der Verlust beträgt nach 20 Jahren $20 \cdot 3300 =$ **66000** Mk.

2. Wir bezeichnen mit a den Verlust, mit

$d = a \cdot \frac{p}{100} = \frac{3300 \cdot 4}{100} = 132$ Mark jährlichen Zinszuwachs und entwerfen die Reihe

$$a + \left(a + a \cdot \frac{p}{100}\right) + \left(a + 2\,a\,\frac{p}{100}\right) + \ldots \text{ bis zum 20. Glied.}$$

Hierfür ist nach Aufg. 31 die Summe $= \frac{n}{2}\,[2\,a + (n-1)\,d]$.

Demnach Summe $= \frac{20}{2}\,[2 \cdot 3300 + (20 - 1)\,132] =$ **91080** Mk.

3. Wir bestimmen hier zunächst den

Zinsfaktor $q = \frac{p + 100}{100} = \frac{4 + 100}{100} =$ **1,04** und benutzen dann

$$\text{Rentenformel } K \cdot q^n - \frac{r\,(q^n - 1)}{q - 1} = \text{Null},$$

worin K das Anfangskapital, r die jährliche Rate, n die Anzahl der Jahre. Um die Summe zu finden, die sofort auf Zinseszins gelegt, nach n Jahren genau denselben Wert hat, wie die Summe der jährlichen Abzahlungen der Reihe nach auf Zinseszins gelegt, lösen wir die Rentenformel nach K auf und setzen Werte ein, so ist:

$$K = \frac{r \cdot (q^n - 1)}{q^n \cdot (q - 1)} = \frac{3300 \cdot (1{,}04^{20} - 1)}{1{,}04^{20} \cdot (1{,}04 - 1)} = \mathbf{44870} \text{ Mk.}$$

Diese Summe wäre also sofort zahlbar.

Aufgaben zu § 3 e—f.

35. Zinsrechnung. Ein Kapital von 500 Mark sei mit 5 % verzinst. Berechne:

1. die jährlichen Zinsen,
2. Kapital nach 15 Jahren bei jährlichen Zinsen,
3. Kapital bei jährlichen Zinseszinsen nach 15 Jahren,
4. Kapital bei halbjährlichen Zinseszinsen nach 15 Jahren,
5. Bei stetigem Zinseszins nach 15 Jahren.

Der Unterschied der sich ergebenden Endsummen ist besonders beachtenswert.

35a. — Kapital 1430 ( ) Mk., Zinsfuss 4½ ( ) %, 22 ( ) Jahre.

36. Abschreibung. Bei einer Maschinenanlage, Müllerei, betragen die Kosten des Gebäudes 8100 Mark, die der Maschinen 17200 Mark.

1. Wie gross sind die Abschreibungen zu wählen?
2. Wie hoch stehen die Werte nach 9 Jahren zu Buche?

36a. — Gebäude 4100 ( ) Mk., Masch. 2800 ( ) Mk., 27 ( ) Jahre.

In der Praxis kommen häufig Aufgaben vor, bei denen man sich die Reihe selbst entwerfen muss, z. B. beim Kapitalisieren von Renten, jährlichen Verlusten usw.

37. Entschädigung für Minderwert. Eine 1000pferdige Dampfanlage gebraucht bei den Garantieversuchen 0,5 kg Dampf für die Pferdekraftstunde zuviel. Das ergibt für den Empfänger eine jährliche Mehrausgabe von

$$\frac{0{,}5 \cdot 1000 \cdot 10 \cdot 300}{100} \cdot 0{,}22 = \mathbf{3300} \text{ Mk.}$$

(Täglich 10 Stunden, 300 Arbeitstage, 100 kg Dampf = 0,22 Mark), wofür der Lieferant haftbar ist. Bestimme den **Verlust**, der dem Empfänger in 20 Jahren*) erwächst

1. ohne Zinsen,
2. mit jährlichen Zinsen zu 4%.
3. der Lieferant soll aber nach § 364 des Bürgerlichen Gesetzbuchs „**Minderwert**“, d. h. eine sofort zahlbare Abfindungssumme entrichten. Wie gross ist diese mit jährlichem Zinseszins gerechnet?

37a. — Jährliche Mehrausgabe 4300 ( ) Mk., 25 ( ) Jahre, Zinsfuss 3½ ( ) %.

*) Meistens rechnet man in solchen Fällen mit 10 Jahren.

Aufgaben zu § 4 a—i.

Die trigonometrischen Funktionen.

40. Wie lauten die gebräuchlichsten trigonometrischen Funktionen und wie werden sie im rechtwinkligen Dreieck ausgedrückt?

41. Wie kann man sich diese Beziehungen im Dreieck am besten im Gedächtnis einprägen?

Aufsuchen der Funktionen.

A. Winkel kleiner als 90°.

42. Suche **Funktionen** 1. von sin 30°; 25°; 13° 10′; 74°;
„ „ 2. „ cos 45°; 36°; 26° 50′; 86° 20′;
„ „ 3. „ tg 70°; 67°; 85° 30′; 18° 10′;

B. Winkel grösser als 90°.

43. Bestimme **Vorzeichen** von

sin 195°, cos 234° tg 320°; ctg 210°.

43a. Desgleichen von

sin 93°; cos 337°; tg 146°; ctg 344°.

44. Wie gross ist

1. sin 175° 30′; sin 255° 10′; sin 265°;
2. cos 110° 20′; cos 220° 50′; cos 310° 30′;
3. tg 135°; tg 261° 20′; tg 310° 50′.

Übungen für häufig vorkommende Werte.

45. Suche den Winkel α, wenn ist

1. $\sin\alpha = 0{,}067$; $\sin\alpha = 0{,}944$; $\sin\alpha = 1$;
2. $\cos\alpha = 0{,}964$; $\cos\alpha = 0{,}270$; $\cos\alpha = -1$;
3. $\operatorname{tg}\alpha = -0{,}099$; $\operatorname{tang}\alpha = 28{,}64$; $\operatorname{tg}\alpha = \infty$.

46. Bestimme

1. $\frac{1}{2}\sin 32^0$; $\sin^2 80^0$; $(1-\sin 20^0)^2$; $2-\sin^2 33^0$;
2. $\cos \frac{1}{2}\, 48^0$; $\cos^2 10^0$; $(1-\cos 75^0)^2$; $1-\cos^2 75^0$;
3. $2\operatorname{tg}(85^0+12^0)$; $\operatorname{tg}^2 50^0$; $(1-\operatorname{tg} 30^0)^2$; $2-\operatorname{tg}^2 40^0$.

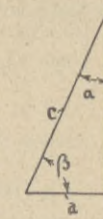
47. Umwandlungen. — Wie kann man noch ausdrücken:

1. $\operatorname{tg}\alpha$; 2. $\cos(\alpha\pm\beta)$; 3. $\sin\alpha-\sin\beta$, 4. $\cos\alpha+\cos\beta$.

Lösungen zu Aufg. 40—47.

40. sinus, cosinus, tangens und cotangens.

$\sin\alpha = \frac{a}{c}$, $\cos\alpha = \frac{b}{c}$, $\operatorname{tg}\alpha = \frac{a}{b}$, $\operatorname{ctg}\alpha = \frac{b}{a}$



41. In Versform, etwa folgendermassen:

Sintemal abends Cicero,	*sin* = $a : c$,
Kosete bei Cerce,	*cos* = $b : c$,
Tante Anna brüllte,	*tang* = $a : b$,
Kotbus braucht Arbeit.	*cotg* = $b : a$.

*42. **Aufsuchen der Funktionen.***

A. Winkel kleiner als 90°.

Wir benutzen hierzu die **trigon. Tabellen** im Anhang des Buches und finden:

1. 0,5;	0,423;	0,228;	0,961	*Trig. Tab.*
2. 0,707;	0,809;	0,892;	0,064	
3. 2,747;	2,356;	12,71;	0,328	

43. Vorzeichen von

sin 195° = —; cos 234° = —; tg 320° = —; ctg 210° = +, *4d*

44. Von diesen Aufgaben sei hier nur die Lösung der ersten Aufgabe wiedergegeben.

1. $\sin 175^0 30' = \sin(180^0 - 4^0 30') = +\sin 4^0 30'$ . . . *4d*
2. $\cos 110^0 20' = \cos(180^0 - 69^0 40') = -\cos 69^0 40'$ . . „
3. $\operatorname{tg}\ 135^0 = \operatorname{tg}(180^0 - 45^0) = -\operatorname{tg} 45^0 = -1$ . . . „

*45. **Uebungen für häufig vorkommende Werte.***

1. $\sin\alpha = 0{,}067$ entspricht einem Winkel $\alpha = 3^0\ 50'$ } *Trig.*
2. $\cos\alpha = 0{,}964$ „ „ „ $\alpha = 15^0\ 25'$ } *Tab.*
3. $\operatorname{tg}\alpha = -0{,}099$ ist ein Winkel von $(180^0 - \alpha)$
$= (180^0 - 5^0 40')$ *4d*

46.

1.	0,265	0,970	0,433	1,703	*Trig. Tab.*
2.	0,914	0,970	0,549	0,933	
3.	— 16,288	1,420	0,1789	1,2961	

Umwandlungen, häufiger angewendet.

47. 1. $\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}$, 2. $\cos(\alpha\pm\beta) = \cos\alpha\cdot\cos\beta \mp \sin\alpha\cdot\sin\beta$ *4 i*

3. $\sin\alpha - \sin\beta = 2\cdot\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cdot\sin\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$ . . . . „

4. $\cos\alpha + \cos\beta = 2\cos\frac{1}{2}(\alpha+\beta)\cdot\cos\frac{1}{2}(\alpha-\beta)$ . . . „

Lösungen zu Aufg. 50—63. ℌ

50. Kennziffer: 2, . . .; 4, . . .; 0, . . . — 2; 0, . . ., 0, . . . — 1 . *5a*

51. *Vierstellige Logarithmentafeln* ergeben . . . . „

Logarithmus: 2,8645; 1,6128; 0,0000 — 2; 0,6021

52. Produkt: 0,8746; 13,94; 188,0

53. Division: 4,492; 0.22415; 487500 (rund)

54. Potenz: 3,732; 5947; Wurzel: 3,023; 1,654

Trigonometr. Tabelle

55. *Dampfverbrauch.* Wir suchen $\log 0{,}15 = 0{,}1761 - 1$ und $\log 12 = 1{,}0792$. Dann ist

$$S_n = \frac{6{,}87 - 0{,}9\,(0{,}1761 - 1)}{1{,}0792 - 0{,}1761 + 1} = 4 \text{ kg f. d. PS/Stunde.}$$

Rechenschieberübungen.

Diese Aufgaben sind so oft durchzurechnen, bis Fehler nicht mehr vorkommen,

56. Multipl. 1. 41,8; 2. 80,1; 3. 1175 . . . *6b*

57. Quadr. 1. 253; 2. 111155,5; 3. 0,505 . . . *6c*

58. Kubieren 1. 17,6; 2. 249000 3. 77,87 . . . „

59. Kreisinhalt 1. 23,6; 2. 0,675: 3. 405 . . . *6f*

60. Verschied. 1. 910; 2. 345.

61. Winkelfunkt. 1. $\sin 25^0 = 0{,}422$, $\operatorname{tg} 30^0 = 0{,}58$ *6l*

62. Winkel. 1. $\alpha \cong 19^0\,50'$; 2. $\alpha = 42^0$ 3. $\alpha = 50^0\,10'$.

63. Gewichtsberechnung.

Wir benutzen hierzu die auf der unteren Schieberskala durch ♦ gekennzeichnete Einritzung (für Schm.-Eisen bei 0,404) und finden: *6h*

1. Gewicht des Stabes = 3,7 kg; 2. Gewicht = 173 kg . „

Nur durch Übung kann man hier Sicherheit erlangen, der Anfänger soll die Ergebnisse des Rechenschiebers noch besonders prüfen.

Aufgaben zu ℌ 5—6.

50. Kennziffer. Suche Kennziffer von:

100; 10000; 0,07; 7; 0,3.

50a. Desgleichen von:

337; 47; 0,9; 0,003.

51. Suche Logarithmus von: 732; 41; 0,01; 4.

51a. Desgl. von: 33; 0,3; 796; 83.

52. Berechne: $437{,}3 \cdot 0{,}002$; $6{,}7 \cdot 2{,}08$; $47 \cdot 0{,}4$.

52a. „ : $0{,}9 \cdot 4{,}734$; $96 \cdot 0{,}3456$; $0{,}023 \cdot 0{,}048$.

53. „ : $3{,}36 : 0{,}748$; $0{,}745 : 3{,}324$; $975 : 0{,}002$.

53a. „ : $1{,}44 : 0{,}02$; $492 : 3{,}829$; $0{,}7 : 0{,}004$.

54. „ : $2^{1{,}9}$; $25^{2{,}7}$; $\sqrt[6]{763}$; $\sqrt[2{,}5]{3{,}52}$.

54a. „ : $35{,}5^6$; $4^{3{,}4}$; $\sqrt[3]{47{,}3}$; $\sqrt[4]{4736}$.

55. Dampfverbrauch. Man rechnet vielfach für den theoretischen Dampfverbrauch einer Maschine

$$S_n = \frac{6{,}87 - 0{,}9 \cdot \log p_0}{\log p - \log p_0} \text{ in kg für die PS/Stunde.}$$

Bestimme S_n für $p = 12$ Atm. abs., $p_0 = 0{,}15$ Atm. abs.

55a. — Es sei $p = 9$ Atm. abs., $p_0 = 1{,}05$ Atm. abs.

Übungen mit Rechenschieber. Berechne:

56. Multipl. 1. $7{,}6 \cdot 5{,}5$; 2. $1{,}03 \cdot 77{,}8$; 3. $125 \cdot 9{,}4$.

57. Quadr. 1. $15{,}9^2$; 2. $333{,}4^2$; 3. $0{,}078^2 \cdot 83$.

58. Kubieren. 1. $2{,}6^3$ 2. 63^3; 3. $0{,}5^3 \cdot 623$.

59. Kreisinh. 1. $\frac{\pi}{4} \cdot 5{,}5^2$; 2. $\frac{\pi}{4} \cdot 0{,}93^2$: 3. $\frac{\pi}{4} \cdot 22{,}7^2$.

60. Verschied. 1. $\frac{\pi}{4} \cdot 13{,}9^2 \cdot 6$; 2. $\frac{\pi}{4} \cdot 8{,}75^2 \cdot 5{,}75$.

61. Winkelfunkt. 1. $\sin 25^0$; 2. $\operatorname{tg} 30^0$.

62. Winkel. Suche den Winkel α zu

1. $\sin \alpha = 0{,}34$; 2. $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}90$; 3. $\cos \alpha = 0{,}64$.

62a. — 1. $\sin \alpha = 0{,}5$; 2. $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}5$; 3. $\cos \alpha = 0{,}24$.

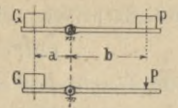
63. Gewicht. Berechne das Gewicht eines schmiedeeisernen Rundeisenstabes von

1. Länge = 1,5 Mtr., Durchm. = 2 cm,
2. „ = 11,3 „ , „ = 5 „ .

63a. — Länge = 5,8 (   ) Mtr., Durchm. = 2,8 (   ) cm.

Aufgaben zu § 7—9.*)

70. Gleichgewicht. Welche Hauptregel gilt für den Gleichgewichtszustand?



71. Es sei $G = 120$ kg, $a = 15$ cm, $b = 30$ cm. Bestimme P.

71a Es sei $G = 31$ ( ) kg; $a = 9$ ( ) cm; $b = 620$ ( ) cm.

Geschwindigkeit und gleichförmige Bewegung.

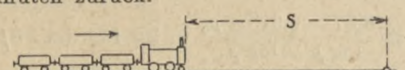
72. Was versteht man unter Geschwindigkeit?
In welcher Maasseinheit wird die Geschw. ausgedrückt, z. B.
1. Bei Eisenbahnzügen?
2. Bei elektrischem Strom im Telegraphendraht?
3. Welche Maasseinheit ist im Maschinenbau üblich?

73. *Was versteht man unter gleichförmiger Bewegung?*

73a Ist der freie Fall eine gleichförmige Bewegung?

73b Ist die Bewegung der Erde um die Sonne gleichförmig?

74. Ein **Güterzug** legt in voller Fahrt den Weg $s = 8{,}4$ km in $t = 13$ Minuten zurück.



Mit welcher Geschwindigkeit in Mtr./Sek. fährt der Zug?
Wieviel Zeit wird der Zug gebrauchen für eine Strecke von $s = 15{,}3$ km?

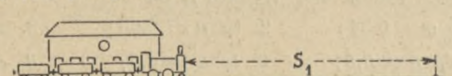
74a Es sei $s = 16{,}8$ ( ) km; $t = 6{,}5$ ( ) Min.; $s = 51$ ( ) km.

Beschleunigung und Verzögerung.

75. Beschleunigung.
1. Was versteht man unter **Beschleunigung?**
2. Welche Maasseinheit gilt für dieselbe?

75a Nenne Beispiele von beschleunigter Bewegung.

76. Der **Güterzug** in Aufg. 74 gebraucht von Abfahrt an der Station bis zur Erreichung der vollen Geschw. (38,7 km/Stunde) die Zeit von $t = 3$ Minuten.



1. Welcher Strecke s_1 entspricht dieses?
2. Wie gross ist die **Beschleunigung?**
3. Der Zug gebrauche die doppelte Zeit, also $t = 6$ Min., die entspr. Strecke und die Beschl. sind ebenfalls zu bestimmen.

*) Berücksichtigung des Körpergewichtes Aufg. 110 u. f.

Lösungen zu Aufg. 70—76. §

70. Gleichgewicht.

Moment nach links = Moment nach rechts. 7b (1)

oder Momente nach links = Momente nach rechts.

71. Die Momentengleichung lautet: $G \cdot a = P \cdot b$;

hieraus $P = \frac{120 \cdot 15}{30} = 60$ kg 7b

Geschwindigkeit und gleichförmige Bewegung.

72. Geschwindigkeit bezeichnet die Wegstrecke, welche ein Punkt oder ein Körper in der Zeiteinheit zurücklegt 8a
1. Bei Eisenbahnzügen ist km in der Stunde gebräuchlich . . 8a
2. Beim elektr. Strom im Leitungsdraht ist km/Sek. gebräuchlich 8a
3. Im allgemeinen ist **Meter i. d. Sek.** (Mtr./Sek.) gebräuchlich. 8a

73. Unter gleichförmiger Bewegung versteht man eine Ortsveränderung, bei der in gleichen Zeitabschnitten gleiche Wegestrecken zurückgelegt werden 8b

74. Güterzug. Die Geschwindigkeit der Eisenbahnzüge kennzeichnet man mit km i. d. Std., also:

Geschwind. $v = \frac{8{,}4 \cdot 60}{13} = 38{,}7$ *km i. d. Stunde* . . 8b (1)

Zeit $t = \frac{15{,}3 \cdot 60}{38{,}7} = 23{,}7$ Min. 8b (2)

Beschleunigung und Verzögerung.

*75. 1. Unter **Beschleunigung** versteht man eine Geschwindigkeitszunahme, um welche eine Geschwindigkeit in jeder Sekunde vergrössert wird* 8a

2. Maasseinheit: Mtr./Sek.^{2} 8c

76. Eisenbahnzug.

1. Strecke $s_1 = \frac{38{,}7}{60 \cdot 2} \cdot 3 = 0{,}97$ km $= 970$ Mtr. 8e (2)

2. Beschleunigung $\varphi = \frac{2 \cdot 970}{180^2} = 0{,}06$ Mtr./Sek.^{2} 8e (1)

3. Strecke $s_1 \sim 1{,}94$ km; Beschleun. $\varphi = 0{,}03$ Mtr./Sek.^{2}

Lösungen zu Aufg. 77—82. ℌ

77. *Unter gleichmässiger Verzögerung versteht man eine Bewegung, die in gleichen Zeitabschnitten um gleiche Geschw. abnimmt* . 8f

78. ***Eisenbahnzug.***

1. Geschw. $= \frac{38700}{60 \cdot 60} = 10{,}8$ Mtr./Sek., hieraus

Zeit $t = \frac{2 \cdot 1000}{10{,}8} = 186$ Sek. 8f (3)

2. Verzög. $\varphi = \frac{2 \cdot 1000}{186^2} = 0{,}058$ Mtr./Sek.^{2} 8f (1)

3. Geschw. $= \frac{10{,}8}{2} = 5{,}4$ Mtr./Sek. oder $\frac{38{,}7}{2} = 19{,}35$ km/Std.

Der freie Fall.

79. *Freier Fall.*

1. Beschleunigung $g = 9{,}81$ Mtr./Sek.^{2} 8g
2. Das Gewicht hat keinen Einfluss auf die Beschleunigung.
3. Das spez. Gewicht hat keinen Einfluss auf die Beschleun.

80. *Freier Fall.*

1. Beschleunigung $g = 9{,}81$ Mtr./Sek.^{2}
2. „ $g = 9{,}81$ „ 8g

81. — *Das Gewicht hat auf den freien Fall keinen Einfluss, wenn man vom Luftwiderstand absieht, demnach*

1. *Fallzeit* $t = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{h}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81}{14}} \sim 1{,}185$ *Sek.* 8g (3)

2. *Endgeschwindigkeit = Beschleunigung mal Zeit*, also

$v = g \cdot t = 9{,}81 \cdot 1{,}185 \sim 11{,}6$ *Mtr.* 8g (2)

3. Wie erwähnt, ist das Gewicht ohne Einfluss, mithin auch hier

Fallzeit $t = 1{,}185$ *Sek.* 8g (3)

82. ***Höhenmessung.***

1. Höhe $h = 9{,}81 \cdot \frac{2{,}4^2}{2} = 28{,}3$ Mtr. 8g (3)

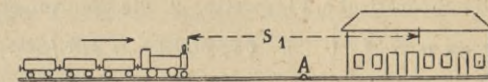
2. Endgeschw. $v = 9{,}81 \cdot 2{,}4 = 23{,}5$ Mtr. 8g (2)

Aufgabe 77—82.

77. Was versteht man unter **gleichmässiger Verzögerung?**

77a Nenne Beispiele von gleichmässiger Verzögerung.

78. Der **Eisenbahnzug** in Aufg. 74 u. 76 (mit 38,7 km/Std.) soll nach einer Strecke von $s_1 = 1000$ Mtr. zum Stillstand kommen.



1. In welcher Zeit legt der Zug die Strecke s_1 zurück?
2. Welche Verzögerung erleidet der Zug?
3. Welche Geschw. hat der Zug in der Mitte von s_1, also bei A?

78a — Bestimme die entspr. Zahlen, wenn $s_1 = 100$ Mtr.

Der freie Fall.

79. **Freier Fall.**

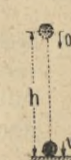
1. Welche Beschleunigung erleidet ein freifallender Körper?
2. Welchen Einfluss hat das Gewicht des Körpers auf die Beschleunigung?
3. Welchen Einfluss hat das spez. Gewicht des Körpers auf die Beschleunigung?

80. — Ein Körper falle von einer Höhe $h = 7{,}4$ Mtr.

1. Wie gross ist die Beschleunigung bei $G = 9$ kg Körpergewicht?
2. „ „ „ „ „ „ $G = 18$ „ „ ?

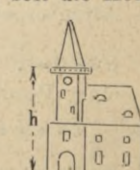
80a —, $h = 14{,}4$ ( ) Mtr.; $G = 9$ ( ) kg.

81. — Eine gusseiserne Kugel von 10 kg Gewicht fällt frei nach unten.



1. In welcher Zeit legt sie den Weg $h = 14$ Mtr. zurück (vom Luftwiderstand abgesehen)?
2. Mit welcher Endgeschw. kommt die Kugel unten an?
3. Eine Kugel sei aus Holz und wiege 1 kg, in welcher Zeit fällt die Kugel nach unten?

82. **Höhenmessung.** Aus der Fallzeit eines Körpers soll die Höhe eines Kirchturmes bestimmt werden. Eine Kugel (rund, damit der Luftwiderstand wenig Einfluss ausübt) gebraucht zum Fallen $t = 2{,}4$ Sek. (Diese Zeit lässt sich mit dem Sekundenzeiger der Taschenuhr feststellen.)

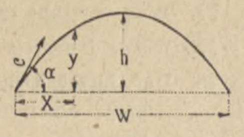


1. Wie berechnet sich hieraus die Höhe h?
2. Mit welcher Geschw. kommt die Kugel unten an?

82a —, $t = 4{,}8$ ( ) Sekunden.

Aufgaben zu § 8 h—i.

85. Geschoss. Ein Geschützrohr sei unter einem Winkel von $\alpha = 30^0$ gegen den Horizont geneigt. Das Geschoss wird mit einer Anfangsgeschw. $c = 400$ Mtr./Sek. weggeschleudert. Berechne:



1. die theoretische Flugweite, 2. die theoretische Wurfhöhe.

85a — Es sei $\alpha = 24^0$ (   ), $c = 500$ (   ) Mtr./Sek.

86. Theoretische Wurfweite für $\alpha = 30^0$ und $c = 100$ Mtr./Sek. nach Tab. § 8 h zu bestimmen.

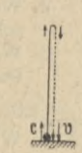
86a — Desgl. für $\alpha = 60^0$ (   ) und $c = 500$ (   ) Mtr./Sek.

87. Steigungswinkel. Ein Geschützführer will ein Haus in der Entfernung $w = 3000$ Mtr. treffen. Er kann das Geschoss mit einer Anfangsgeschw. $c = 300$ Mtr./Sek. absenden. Welchen Steigungswinkel muss er wählen?

87a — Es sei $w = 2000$ (   ) Mtr. $c = 400$ (   ) Mtr./Sek.

88. Senkrechter Wurf. Ein Körper werde senkrecht in die Höhe geworfen mit einer Anfangsgeschw. $c = 20$ Mtr./Sek. Bestimme:

1. die Steighöhe, 2. die Steigzeit, 3. die Fallzeit. 4. Mit welcher Geschw. kommt der Körper wieder unten an?



88a — Es sei $c = 40$ (   ) Mtr./Sek.

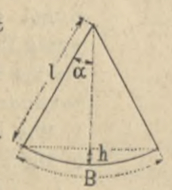
89. Senkrechter Fall und wagerechter Wurf. Führe den mathem. Beweis, dass ein von der Höhe h frei fallender Körper dieselbe Fallzeit hat wie ein mit beliebiger Geschw. wagerecht fortgeschleuderter Körper.

90. — Führe denselben Beweis für den senkrechten und schiefen Wurf, so dass dieselben bei gleicher Steighöhe gleiche Flugzeiten ergeben.

91. Pendel. Welches ist die Schwingungszeit eines Pendels von $l = 3$ Mtr. Länge?

91a — Es sei $l = 2$ (   ) Mtr.

92. Bestimme die Länge des Pendels, das in 2 Sekunden eine Schwingung macht.



92a — Das Pendel braucht für eine Schwingung 3 Sek.

Lösungen zu Aufg. 85—92.

*85. **Geschoss.*** Die theoret. Werte ergeben sich wie folgt: §

1. Wurfweite $w = \frac{\sin 60^0 \cdot 400^2}{9{,}81} = \mathbf{14130}$ Mtr. *8h*

2. Wurfhöhe $h = \frac{400^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot \sin^2 30^0 = \mathbf{2040}$ Mtr. *8h*

Wurfweite w und Wurfhöhe h fallen in Wirklichkeit, des Luftwiderstandes wegen, bedeutend kleiner aus.

*86. **Wurfweite.*** Wir finden in der Tabelle für $\alpha = 60^0$ u. $c = 100$.

Wurfweite $w = \mathbf{883}$ Mtr. *8h*

*87. **Steigungswinkel.*** Hier ist gesetzt:

$\sin 2\alpha = \frac{9{,}81 \cdot 3000}{300^2} = 0{,}327$ *8h* (3)

woraus nach der trigonometrischen Tab. sich ergibt:

Steigungswinkel $\alpha = \mathbf{9^0\ 33'}$

In Wirklichkeit muss das Geschütz, des Luftwiderstandes wegen, höher gerichtet werden.

*88. **Senkrechter Wurf.*** Sehen wir auch hier vom Luftwiderstand ab, so erhalten wir theoretisch:

1. Steighöhe $h = \frac{20^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{20{,}39}$ Mtr. *8i* (7)

2. u. 3. Steigzeit = Fallzeit = $t = \frac{20}{9{,}81} = \mathbf{2{,}04}$ Sek. . . . *8i* (8)

4. Ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes mit $v = c = 20$ Mtr./Sek.

*89. **Senkrechter Fall und wagerechter Wurf.***

Die Zeit für den freien Fall ist $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$ Sek. *8g*

Der wagerechte Wurf benötigt die halbe Zeit des schiefen Wurfes aufwärts, also $\frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{8h}{g}}$, also ebenfalls $\sqrt{\frac{2h}{g}}$ Sek. . *8h*

90. — Die ganze Wurfdauer des senkrechten Wurfes ist gleich Steigzeit + Fallzeit, also gleich $2 \cdot \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{8h}{g}}$ Sek. . . . *8h*

also gleich der Wurfdauer des schiefen Wurfes bei gleicher Wurfhöhe.

*91. **Pendel.*** Für einen Pendel von 3 Mtr. Länge ist:

Schwingungszeit $t = \pi \cdot \sqrt{\frac{3}{9{,}81}} = \mathbf{1{,}737}$ Sek. . . . *8l* (1)

92. — Wir entwickeln aus der Gleich. 2 in 8 i den Wert für l und finden:

Länge $l = \frac{t^2 \cdot g}{\pi^2} = \frac{2^2 \cdot 9{,}81}{3{,}14^2} \sim \mathbf{4}$ Mtr. *8i*

*Rotation.**) *Lösungen zu Aufg. 95—104.*

95. Unter Umfangsgeschw. versteht man die Geschw., die ein Punkt am Umfange eines rotierenden Körpers besitzt.

96. Im Maschinenbau ist üblich Mtr. in der Sek. (Mtr./Sek.)

97. Im Maschinenbau wird fast ausschliesslich mit der Tourenzahl in der Minute gerechnet, auch wenn dies nicht besonders gekennzeichnet ist.

98. Kurbelzapfen.

Die während einer Umdrehung zurückgelegte Strecke ist $2\cdot 0{,}72\cdot\pi$, folglich ℌ

Umfangsgeschw. $u = 2\cdot 0{,}72\cdot 3{,}14\cdot\frac{85}{60} = \mathbf{6{,}4}$ Mtr./Sek. . . . 9a (1)

99. Umdrehung.

Die in einer Minute zurückgelegte Strecke ist $60\cdot 3{,}6$, folglich

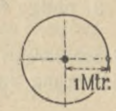
Tourenzahl $n = \frac{60\cdot 3{,}6}{2\cdot 0{,}83\cdot 3{,}14} = \mathbf{41{,}4}$ i. d. Min. 9a (2)

100. Papierhaspel. Wir müssen hier vom mittl. Durchm. ausgehen, so wird für $n = 4130$ Wickelungen:

1. Papierlänge $= \frac{d+D}{2}\cdot\pi\cdot n = 846\,200$ cm $= \mathbf{8462}$ Mtr.

2. Papierlagen $= \frac{2\cdot n}{(D-d)\,10} = \mathbf{12{,}4}$ auf 1 mm.

101. Unter Winkelgeschwindigkeit versteht man die Strecke, welche ein Punkt in 1 Mtr. Entfernung vom Drehpunkt in einer Sekunde zurücklegt 9b



102. Winkelgeschw. rechnet sich nach vorstehender Aufgabe zu $\frac{\text{Umfangsgeschw. in Mtr./Sek.}}{\text{Radius in Mtr.}}$, also:

Winkelgeschw. $w = \frac{u}{R} = \mathbf{6{,}92}$ Mtr./Sek. 9b

103. Rollende Bewegung.

1. *Die Strecke s ist gleich der Strecke, welche ein Punkt des Umfanges der Rolle während des Rollens zurücklegt, demnach:*

   Strecke $s = \frac{3{,}4+5{,}8}{2}\cdot 4 = \mathbf{18{,}4}$ Mtr. 8c (1)

2. Der Umfang der Rolle ist $2\cdot 1{,}8\cdot\pi$, folglich:

   Zahl der Umdrehungen $z = \frac{18{,}4}{2\cdot 1{,}8\cdot 3{,}14} = \mathbf{1{,}63}$ . . . 9d (2)

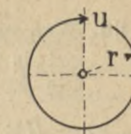
104. — Es ist hier $h = s\cdot\sin\alpha$, demnach:

zurückgelegte Wegstrecke $s = \frac{h}{\sin\alpha} = \frac{5}{0{,}5} = \mathbf{10}$ Mtr. . . 9d (3)

*) Berücksichtigung der Massen vergl. Aufg. 120 u. f.

Rotation. Aufg. zu ℌ 9 a — d.

95. Was versteht man unter **Umfangsgeschwindigkeit?**



96. Welche **Masseinheit** ist für diese üblich?

97. Welche **Zeiteinheit** gilt für die Anzahl der Umdrehungen?

„*a. Nenne Maschinenteile, welche rotieren.*

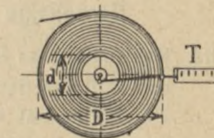
98. Kurbelzapfen K rotiert bei $n = 85$ auf einem Kreise mit $r = 0{,}72$ Mtr. Bestimme die Umfangsgeschw.

„*a. Es sei $r = 1{,}46$ ( ) Mtr.; $n = 170$ ( ).*

99. Umdrehung. Die Umfangsgeschw. einer Scheibe sei $u = 3{,}6$ Mtr. und der Halbmesser $r = 83$ cm. Bestimme die Tourenzahl.

„*a. Es sei $u = 7{,}2$ ( ) Mtr., $r = 166$ ( ) cm.*

100. Papierhaspel. Beim **Aufwickeln** von Papier auf eine Holzrolle von $d = 32$ cm Durchm. zeigt der Tourenzähler T 4130 Wicklungen an. Der äussere Durchm. der Walze wird zu $D = 98{,}5$ cm gemessen.

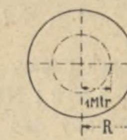


1. Wieviel lfd. Mtr. Papier ist aufgewickelt?
2. Wieviel Papierlagen kommen auf 1 mm Höhe?

„*a. —, $d = 16$ ( ) cm; T zeigt 2065 ( ) an; $D = 49{,}3$ ( ) cm.*

101. Winkelgeschwindigkeit. Was versteht man unter Winkelgeschw.?

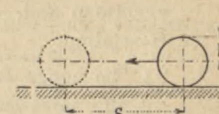
102. — Eine Scheibe von $R = 1{,}2$ Mtr. Radius hat $u = 8{,}3$ Mtr. Umfangsgeschw. pro Sek. Wie gross ist die Winkelgeschw. w?



„*a. —, $R = 2{,}4$ ( ) Mtr.; $u = 16{,}6$ ( ) Mtr./Sek.*

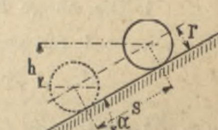
„*b. — Wie verhält sich $w : u$?*

103. Rollende Bewegung. Die Geschw. eines Rades von $r = 1{,}8$ Mtr. Radius soll von 3,4 Mtr. Umfangsgeschw. auf 5,8 Mtr. in $t = 4$ Sek. beschl. werden. Bestimme:



1. Die Strecke s, welche ein Punkt des Umfanges während der Beschl. zurücklegt.
2. Die Zahl der Umdrehungen, welche der Radkranz während der Beschl. vollführt.

104. — Ein Rad von $r = 1{,}8$ Mtr. werde von einer schiefen Ebene von $\alpha = 30^0$ bis zur senkrechten Höhe $h = 5$ Mtr. abwärts gerollt. Wie gross ist die durchlaufene Strecke s?



Aufgaben zu § 10.

110. Was versteht man unter **Masse**?
1. in Worten ausgedrückt,
2. mit üblicher Buchstabenbezeichnung.

„ *a.* — *Hat die atm. Luft auch Masse?*

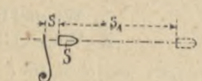
„ *b.* — *Gibt es einen Ort im Weltall, in welchem die Körper keine Masse besitzen?*

111. Masse. Ein Körper aus Gusseisen, spez. Gewicht $= 7{,}3$, wiegt $G = 20{,}4$ kg. Wie gross ist die Masse?

„ *a.* — *spez. Gewicht* $= 14{,}6$ ( ); $G = 40{,}8$ ( ) *kg.*

Geradlinige Massenbewegung. Aufg. zu § 8

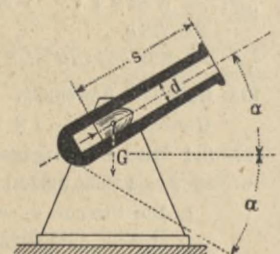
112. Webstuhl. Das Schiffchen eines Webstuhles wiegt $G = 1{,}5$ kg und soll die Strecke $s_1 = 2{,}2$ Mtr. in $t = \frac{1}{2}$ Sek. zurücklegen. Die Feder hat einen Ausschlag von $s = 0{,}21$ Mtr.



1. Wie gross ist die mittlere Geschw. des Schiffchens in Mtr./Sek.?
2. Welche Beschleunigung muss das Schiffchen S erhalten?
3. Wie gross muss die hierzu nötige **Federkraft** sein?

„ *a. Es sei* $s_1 = 4{,}4$ ( ) *Mtr.*, $t = 1$ ( ) *Sek.*, $s = 0{,}4$ ( ) *Mtr.*

113. Geschützrohr. Geschoss wiege $G = 20$ kg, Geschützrohrlänge sei $s = 2{,}1$ Mtr., die Geschw., mit welcher das Geschoss das Rohr verlassen soll, $c = 600$ Mtr./Sek. Bestimme:



1. die nötige Beschleunigung,
2. die aufzuwendende Kraft, wenn das Geschütz um $\alpha = 30^0$ nach oben gerichtet ist, in kg,
3. Desgl., wenn das Geschütz um $\alpha = 30^0$ nach unten gerichtet ist.
4. Die nötige **Pressung** in Atm. bei einem Durchm. $d = 10$ cm,
   I. für Steigungswinkel $\alpha = 30^0$ nach oben,
   II. „ Neigungswinkel $\alpha = 30^0$ nach unten.

„ *a. Es sei* $G = 40$ ( ) *kg*, $s = 3$ ( ) *Mtr.*, $c = 400$ ( ) *Mtr./Sek.*

Lösungen zu Aufg. 110—113.

110. 1. Unter Masse versteht man den Quotienten aus Gewicht in kg und Beschleunigung des freien Falles in Mtr./Sek.² §

2. Masse $M = \frac{G}{g}$ 10a

111. Masse $M = \frac{20{,}4}{9{,}81} = \mathbf{2{,}08}$ 10a

Das spez. Gew. hat auf die Grösse der Masse keinen Einfluss.

Geradlinige Massenbewegung.

112. Webstuhl. Es handelt sich hier um eine gleichmässig beschl. Bewegung.

1. Mittl. Geschw. des Webschiffchens

$$v = \frac{w}{t} = \frac{2{,}2}{0{,}5} = \mathbf{4{,}4} \text{ Mtr./Sek.} \quad \dots \quad 8b$$

2. Das Gewicht $G = 1{,}5$ kg soll auf der Strecke $s = 0{,}21$ Mtr. eine Geschw. von 4,4 Mtr./Sek. erlangen, demnach

$$\text{nötige Beschleunigung } \varphi = \frac{v^2}{2\,s} = \frac{4{,}4^2}{2 \cdot 0{,}21} = \mathbf{46{,}1} \text{ Mtr./Sek.}^2 \quad 8e\ (1)$$

$$\text{3. nötige Federkraft } P = \varphi \cdot \frac{G}{g} = 46{,}1 \cdot \frac{1{,}5}{9{,}81} = 7 \text{ kg} \quad \dots \quad 10c$$

113. Geschützrohr. Wir haben es mit gleichmässig beschleunigter Bewegung zu tun, entspr. den Angaben in § 8 c.

$$\text{1. Beschleunigung } \varphi = \frac{c^2}{2\,s} = \frac{600^2}{2 \cdot 2{,}1} = \mathbf{85\,714} \text{ Mtr./Sek.}^2 \quad . \quad 8c\ (1)$$

2. Aufzuwendende Kraft

$$P = \varphi \cdot \frac{G}{g} + G \cdot \sin\alpha = 85\,714 \cdot \frac{20}{9{,}81} + 20 \cdot 0{,}5 = \mathbf{174\,866} \text{ kg} . \quad 10d\ (6)$$

3. Aufzuwendende Kraft

$$P_1 = \varphi \cdot \frac{G}{g} - G \cdot \sin\alpha = 85\,714 \cdot \frac{20}{9{,}81} - 20 \cdot 0{,}5 = \mathbf{174\,846} \text{ kg} . \quad 10d\ (7)$$

4. I. Für die Richtung 30^0 nach oben ergibt sich:

$$\text{Pressung } p = \frac{174866}{\frac{\pi}{4}\,10^2} = \mathbf{2227{,}6} \text{ Atm.} \quad \dots \quad 10d\ (6)$$

II. Für 30^0 nach unten ist nötig:

$$\text{Pressung } p_1 = \frac{174846}{\frac{\pi}{4}\,10^2} = \mathbf{2227{,}2} \text{ Atm.} \quad \dots \quad 10d\ (7)$$

Wir sehen aus letzterem, dass die nötige Pressung im Geschossraum für das nach oben gerichtete Geschütz nur sehr wenig grösser ist als für das nach unten gerichtete.

Lösungen zu Aufg. 115—118.

115. Geschütz. Hierzu Abbild. in Aufg. 113. §

1. Beschl. $\varphi = \frac{c^2}{2 \cdot s} = \frac{630^2}{2 \cdot 11{,}2} = \mathbf{17800}$ Mtr./Sek.^{2} . . . . *8e (1)*

2. Druck $P = \varphi \cdot \frac{G}{g} + G \cdot \sin \alpha = 17\,800 \cdot \frac{345}{9{,}81} + 345 \cdot 0{,}707$
$= \mathbf{627250}$ kg . . . . *10d (6)*

3. Pressung $p = \frac{627250}{(\pi : 4)\,28^2} = \mathbf{1010}$ Atm. . . . . „

4. Mittlere Geschw. $= \frac{630 + 0{,}65 \cdot 630}{2} = \mathbf{520}$ Mtr./Sek.,
dann wird Wurfweite
$$w = \frac{\sin 2\,\alpha \cdot c^2}{g} = \frac{1 \cdot 520^2}{9{,}81} = 27500 \text{ Mtr.}$$ . . . . *8h (1)*

5. Wurfhöhe $h = \frac{c^2}{2\,g} \cdot \sin^2 \alpha = \frac{520^2}{2 \cdot g} \cdot 0{,}707^2 = \mathbf{6900}$ Mtr. . . *8h (2)*

6. Wurfhöhe für Entfernung $x_1 = {}^1/_4\, w$ 6880 Mtr.
$$y_1 = 6880 \cdot 1 - \frac{9{,}81}{2 \cdot 520^2 \cdot 0{,}5} \cdot 6880^2 = 5166 \text{ Mtr.}$$ . . . *8h (4)*
und für $x_2 = {}^3/_4\, w = 20600$ Mtr.
$$y_2 = 20600 \cdot 1 - \frac{9{,}81}{2 \cdot 520^2 \cdot 0{,}5} \cdot 20600 = 5200 \text{ Mtr.}$$ . . . „

In Wirklichkeit ist die Flugbahn eine verzerrte Parabel, die grösste Wurfhöhe erreicht das Gesch. auf ${}^2/_3$ der Wurfweite w.

Lebendige Kraft. Lösungen zu Aufg. 116—118.

116. Eisenbahnzug. 1. Geschw. $v = \frac{38700}{60 \cdot 60} = 10{,}7$ Mtr./Sek.

2. Lebendige Kraft $= \frac{10 \cdot 13000 + 45000}{9{,}81} \cdot \frac{10{,}7^2}{2} = \mathbf{1030000}$ mkg *10e (1)*

3. Die durch Bremsen zu vernichtende Reibungsarbeit ist gleich der lebendigen Kraft, also:
zu vernichtende Arbeit $E = 1030000$ mkg *10e*

4. Zeit $t = \frac{2 \cdot 400}{10{,}7} = \mathbf{75}$ Sek. . . . . *8f (2)*

117. Radfahrer. Lebendige Kraft $= \frac{100}{9{,}81} \cdot \frac{5{,}5^2}{2} = \mathbf{152}$ mkg . . . *10e*

Fährt der Radfahrer gegen ein Hindernis, z. B. eine Mauer, so wird hierbei diese lebendige Kraft vernichtet.

118. Ozeandampfer. 1. Die Schiffsgeschw. ist auf Mtr./Sek. umzurechnen, also: Geschw. $v = \frac{40000}{60 \cdot 60} = \mathbf{11{,}1}$ Mtr./Sek.

2. Das Gewicht des Schiffes ist gleich dem Gewicht der verdrängten Wassermenge. Das Arbeitsvermögen wächst wieder mit dem Quadrat der Geschw., also:
Lebendige Kraft $= \frac{16000 \cdot 1000}{9{,}81} \cdot \frac{11{,}1^2}{2} = \mathbf{100000000}$ mkg . *10e*

Aufgaben zu § 10—10 d.

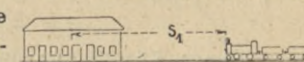
115. Geschütz. Neues Kruppsches Geschütz hat Rohrlänge $s = 11{,}2$ Mtr., Geschossgewicht $G = 345$ kg, Geschossdurchmesser $d = 28$ cm, Austrittsgeschw. $c = 630$ Mtr./Sek. Die Geschossrichtung sei $\alpha = 45^0$ nach oben. Bestimme:

1. Die Beschleunigung φ in Mtr./Sek.^{2}
2. Den Druck auf das Geschoss in kg.
3. Die Spannung im Explosionsraum.
4. Bestimme die Schussweite unter Annahme, dass das Geschoss während des Fluges $35\,^0/_0$ seiner Geschw. verliert.
5. Bestimme die Höhe h der Flugbahn.
6. Zum Aufzeichnen der errechneten Flugbahn, bestimme noch y_1 und y_2 für $x_1 = {}^1/_4\, w$ und $x_2 = {}^3/_4\, w$.

„ *a. Das Geschützrohr sei senkrecht nach oben gerichtet. Es sei $G = 670$ ( ) kg und $c = 315$ ( ) Mtr./Sek., sonst wie Aufg. 115.*

Lebendige Kraft. Aufg. zu § 10 e.

116. Eisenbahnzug (10 Wagen à 13000 kg, Lokomotive 45000 kg Gewicht). Geschw. $v = 38{,}7$ km i. d. Std. soll während der Strecke $S_1 = 0{,}4$ km zur Ruhe gebracht werden durch gleichmässiges Bremsen. Berechne:



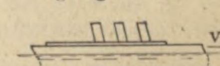
1. Die Geschw. des Zuges in Mtr./Sek.
2. Die lebendige Kraft des Zuges bei der Geschw. von 38,7 km/Std.
3. Die Arbeitsgrösse, welche durch Bremsen vernichtet werden muss.
4. Die Zeit, welche vergeht, bis der Zug die Strecke S_1 zurücklegt.

„ *a. Es sei $w_1 = 0{,}8$ ( ) km; $v = 77{,}4$ ( ) km/Std.*

117. Radfahrer fährt mit Geschw. $v = 5{,}5$ Mtr./Sek. Sein Gewicht mit Rad sei $G = 100$ kg. Berechne: Die lebendige Kraft des Fahrers einschl. Rad.

„ *a. Es sei $G = 75$ ( ) kg; $v = 8$ ( ) Mtr./Sek.*

118. Ozeandampfer mit 16000 Tonnen Wasserverdrängung mit Geschw. $v = 40$ km/Stunde. Bestimme:



1. Die Geschw. des Schiffes in Mtr./Sek.
2. Die lebendige Kraft des Schiffes.

„ *a. Es sei $v = 20$ ( ) km, Wasserverdr. $= 10000$ ( ) Tonnen*

Rotierende Massen. Aufg. zu § 10 f—k.

In den Aufg. 95 bis 104 war das Gewicht des Körpers nicht berücksichtigt.

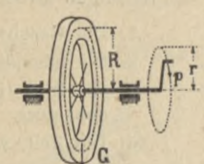
120. Radkranz wiegt 8100 kg. Die Umfangsgeschw. vergrössere sich von u 10 Mtr./Sek. auf U 22 Mtr./Sek. und zwar innerhalb der Zeit $t = 3$ Sek. Berechne:

1. die Beschleunigung φ in Mtr./Sek.^{2}
2. die Anzahl der Pferdestärken, welche dem Rad während der Zeit t zugeführt werden müssen,
3. die Strecke s, welche während der Zeit t ein Punkt des Radumfanges zurücklegt.
4. die Zahl der **Umdrehungen**, die das Rad während der Zeit t vollführt, wenn der Radius $R = 2{,}5$ Mtr. ist.

„*a. Das Gewicht des Radkranzes sei $G = 4500$ ( ) kg, die Geschwindigkeit vergrössere sich von 20 ( ) auf 30 ( ) Mtr./Sek., die Zeit sei $t = 4$ ( ) Sek., der Radius $R = 2$ ( ) Mtr.*

Runde Körper aus der Ruhe in Drehung zu versetzen.

121. Schwungrad vom Gewichte $G = 930$ kg mit dem Radius $R = 1{,}7$ Mtr., soll durch eine Kraft p am Arme $r = 0{,}3$ Mtr. aus der Ruhe auf die Umfangsgeschwindigkeit $U = 4{,}1$ Mtr./Sek. gebracht werden und zwar innerhalb der Zeit $t = 2{,}5$ Sek. Bestimme:



1. die nötige Beschleunigung φ in Mtr./Sek.^{2}
2. die auf R reduzierte Antriebskraft in kg.
3. Wie lautet die Hauptgleichung zur Ermittelung von p?
4. Bestimme die **Antriebskraft** p in kg.
5. Berechne die lebendige Kraft des mit 4,1 Mtr./Sek. Geschwindigkeit rotierenden Rades.

„*a. Es sei $R = 3{,}4$ ( ) Mtr., $r = 0{,}6$ ( ) Mtr., $U = 8{,}2$ ( ) Mtr., $t = 5$ ( ) Sek.*

Lösungen zu Aufg. 120—122.

120. Radkranz. Da die Geschwindigkeit sich erhöht, handelt es sich um eine Beschleunigung der Massen.

§

1. Beschleunigung $\varphi = \frac{U - u}{t} = \frac{22 - 10}{3} = \mathbf{4}$ Mtr./Sek.^{2} . . *10g*

2. Nötige Anzahl Pferdestärken

$$N = \frac{(U + u)\,\varphi}{75} \cdot \frac{G}{g} = \frac{(22 + 10)\cdot 4}{75} \cdot \frac{8100}{9{,}81} = \mathbf{1409{,}28}\ \text{PS} \quad 10g$$

3. Strecke $s = \frac{1}{2}\cdot(U + u)\cdot t = \mathbf{48}$ Mtr. *10g*

4. Anzahl der Umdrehungen $z = \frac{s}{2\,R\cdot\pi} = \frac{48}{2\cdot 2{,}5\cdot 3{,}14} = \mathbf{3{,}05}$ *10g*

Runde Körper aus der Ruhe in Drehung zu versetzen.

121. Schwungrad. Für diese Aufgabe gelten dieselben Gesetze wie in 10f—h, wenn wir Geschwindigkeit u = Null einsetzen.

1. Beschleunigung $\varphi = \frac{U}{t} = \frac{4{,}1}{2{,}5} = \mathbf{1{,}64}$ Mtr./Sek.^{2} . . . *10i*

2. Die reduzierte Antriebskraft ist $J = p\cdot\frac{r}{R}$ *10i*

3. Hauptgleichung $\varphi\cdot\frac{G}{g} = \frac{r}{R}\cdot p$ *10k* (6)

4. Wir benutzen die Hauptgleichung und setzen

$$1{,}64\cdot\frac{930}{9{,}81} = \frac{0{,}3}{1{,}7}\cdot p \quad 10k$$

woraus

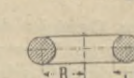
$$\text{Antriebskraft } p = 1{,}64\cdot\frac{930}{9{,}81} : \frac{0{,}3}{1{,}7} = \mathbf{875}\ \text{kg.}$$

5. Die allgemein gebräuchliche Gleichung ist

$$\text{lebendige Kraft } E = \frac{G}{g}\cdot\frac{u^2}{2} \quad 10l\ (15)$$

also für den vorliegenden Fall: $E = \frac{930}{9{,}81}\cdot\frac{4{,}1^2}{2} = 1520$ mkg.

Diese Formel gilt in Wirklichkeit nur dann genau, wenn der Radkranz kreisförmigen Querschnitt besitzt, wie in § 10 l ausdrücklich erklärt.



Lösungen zu Aufg. 125—128.

ℌ

125. Schwungrad. 1. Tangentialkraft $T = \frac{U}{t} \cdot \frac{G}{g} = \frac{4,1}{2,5} \cdot \frac{930}{9,81} = 145,4$ kg *10m*

2. Verzögerung $\varphi = \frac{U}{t} = \frac{4,1}{2,5} = 1,64$ Mtr./Sek.² *10m*

126. 1. *Unter Zentrifugalkraft versteht man eine, bei Rotationsbewegung auftretende, nach aussen wirkende Kraft.* *10n*

2. Senkrecht zur Drehachse bezw. radial nach aussen, 3. in kg „

4. Die Zentrifugalkraft jeder einzelnen Kugel bezw. jedes einzelnen Körpers berechnet sich nach der Grundgleichung: $C = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R}$ in kg . *10n* *(1)*

5a. Die Zentrifugalkraft wirkt senkrecht zur Rotationsachse jeder einzelnen Kugel.

5b. Jedes einzelne Massenteilchen wirkt radial nach aussen. Die Summe dieser einzelnen Kräfte einer **Radhälfte**:

Zentrifugalkraft $\Sigma c = \frac{{}^1\!/_2 G}{g} \cdot \frac{u^2}{R}$.

Diese Summe der Zentrifugalkräfte einer Radhälfte auf **eine** radiale Richtung reduziert, gibt uns die Grösse der Kraft C, also: Kraft $C = \frac{{}^1\!/_2 G}{g} \cdot \frac{u^2}{R} \cdot \frac{2}{\pi} = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R \cdot \pi}$.

127. Kreispendel.

1. Umfangsgeschwindigkeit $u = \frac{1,5 \cdot \pi \cdot 72}{30} = $ **11,3** Mtr./Sek. . *10n*

2. Die Spannung des Fadens setzt sich aus Gewicht und Zentrifugalkraft zusammen. Für die höchste Kugelstellung:

Spannung im Faden $= \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R} - G = \frac{0,5 \cdot 11,3^2}{9,81 \cdot 1,5} - 0,5 = $ **3,845** kg.

3. Für die tiefste Kugelstellung:

Spannung im Faden $= \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R} + G = \frac{0,5 \cdot 11,3^2}{9,81 \cdot 1,5} + 0,5 = $ **4,845** kg.

128. — 1. Die Schwerkraft der Kugel kommt hier nicht in Betracht, da dieselbe von der Scheibe aufgehoben wird. Es ist:

Zentrifugalkraft $C = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R}$ *10n*

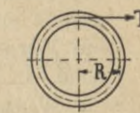
2. Aus vorst. Gleich.: $u^2 = C \cdot \frac{g}{G} \cdot R$, für $C = 40$ kg ergibt:

$u^2 = 40 \cdot \frac{9,81}{5} \cdot 0,45 = 35,5$, woraus $u = \sqrt{35,5} = $ **5,96** Mtr./Sek.

3. Die entspr. Tourenzahl $n = \frac{30 \cdot 5,96}{4,5 \cdot \pi} = $ **126** i. d. Min. . . *10n*

Tangentialkraft. Aufg. zu ℌ 10 m.

125. Schwungrad.



1. Wie gross ist die Tangentialkraft T des Rades von Aufgabe 121, wenn wir das Rad von $u = 4,1$ Mtr./Sek. auf $u =$ Null Mtr./Sek. bringen innerhalb der Zeit $t = 2,5$ Sek.?
2. Wie gross ist die Verzögerung?

„ *a. — Es sei $u = 8,2$ ( ) Mtr., $t = 5$ ( ) Sek.*

Zentrifugalkraft. Aufg. zu ℌ 10 n.

126. 1. Was versteht man unter Zentrifugalkraft?

2. Welche Richtung hat die Zentrifugalkraft?
3. In welcher Maasseinheit wird dieselbe ausgedrückt?
4. Welche Grundgleichung gilt für die Grösse der Zentrifugalkraft?
5. Wie hat man sich die Zentrifugalkraft vorzustellen:
   a) bei einem Schwungkugelregulator *(Fig. 1)*?
   b) bei einem geschlossenen Ring *(Fig. 2)*?

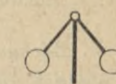


Fig. 1.

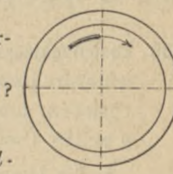
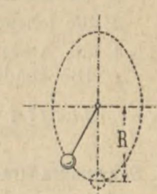


Fig. 1.

„ *a. — Nenne noch andere Maschinenteile, bei welchen Zentrifugalkraft auftritt.*

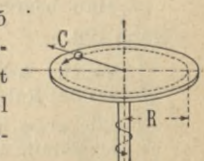
127. Kreispendel. An einem $R = 1,5$ Mtr. langen Faden wird eine Kugel von $G = 0,5$ kg Gewicht in vertikalem Kreise mit $n = 72$ Touren umgeschwungen. Bestimme:



1. Die Umfangsgeschw. der Kugel in Mtr./Sek.
2. Die Spannung im Faden bei höchster Kugelstellung in kg.
3. Die Spannung im Faden bei tiefster Kugelstellung in kg.

„ *a. — Es sei $R = 1$ ( ) Mtr., $G = 1$ ( ) kg, $n = 60$ ( )*

128. — Ein gewichtsloser Faden von $R = 0,45$ Mtr. Länge ist im Mittelpunkte einer wagerechten kreisförmigen Scheibe befestigt und trägt an dem anderen Ende eine Kugel von $G = 5$ kg, die auf der Scheibe in Rotation versetzt wird. Bestimme:

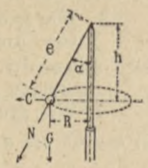


1. Die Gleichung für die Zentrifugalkraft.
2. Die Umfangsgeschwindigkeit, bei welcher der Faden reisst, wenn dieses bei $C = 40$ kg erfolgt.
3. Die entsprechende Tourenzahl.

„ *a. — Es sei $R = 0,75$ ( ) Mtr., $G = 3$ ( ) kg.*

Zentrifugalkraft. Aufg. zu ℌ 10 n.

135. Kegelpendel. An einer lotrechten Achse ist mittels eines $e = 1{,}5$ Mtr. langen Drahtes ein Körper von $G = 75$ kg befestigt und macht in einer Minute $n = 100$ Umdreh.

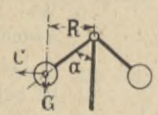


1. Welchen Winkel α bildet der Draht mit der Achse?
2. Welche Spannung in kg erleidet der Draht?
3. Wie gross ist die Höhe h des bei der Rotation entstehenden Kegels?

„ *a.* — *Zeichne für die gerechnete Kugelstellung die Werte massstäblich auf, Kräfteparallelogramm 5 kg = 1 mm.*

„ *b.* — *Es sei* $e = 0{,}75$ ( ) *Mtr.*; $n = 200$ ( ).

136. Zentrifugalregulator. Die 2 Kugeln eines Regulators haben jede $G = 8{,}7$ kg Gewicht und rotieren um den Radius $R = 24$ cm bei $n = 185$ Umdrehungen pro Min. Bestimme:



1. die Geschwindigkeit u der Kugeln in Mtr./Sek.
2. die Zentrifugalkraft C beider Kugeln in kg.
3. die lebendige Kraft der Kugeln bei $n = 185$,
4. die Arbeit, welche nötig war, um den Regulator von Null auf 185 Umdrehungen zu bringen.

„ *a.* —, $G = 17{,}4$ ( ) *kg*, $R = 48$ ( ) *cm*, $n = 92$ ( ).

137. Schwungradkranz. Der Kranz eines Schwungrades hat $R = 1{,}9$ Mtr. Radius, wiegt $G = 3000$ kg und rotiert mit $u = 29$ Mtr. Umfangsgeschwindigkeit.

Man beachte hier die Lösung der Aufgabe 126.

1. Welche Arbeit war nötig, um das Rad aus der Ruhe in diese Geschw. zu bringen?
2. Wie gross ist die Summe der einzelnen radial wirkenden Zentrifugalkräfte in kg?
3. Wie gross ist die Kraft in kg., welche das Rad auseinander reissen will?
4. Wieviel Zugkraft kommt auf jeden der zwei Kranzquerschnitte?

„ *a.* — *Es sei* $R = 3{,}8$ ( ) *Mtr.*, $G = 6000$ ( ) *kg*, $u = 20$ ( ) *Mtr./Sek.*

Zentrifugalkraft. Lösungen zu Aufg. 135—137.

ℌ

135. Kegelpendel. 1. Grösse der Zentrifugalkraft $C = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R}$ . . . *10n* (*1*)

Aus dem Kräfteparallelogramm ergibt sich $C = G \cdot \mathrm{tg}\,\alpha$.

Da nun auch nach Zeichnung $R = e \cdot \sin\alpha$, so erhält man durch Vereinigung obiger Gleichungen:

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{\left(\frac{2 \cdot e \cdot \sin\alpha \cdot \pi \cdot n}{60}\right)^2}{g \cdot e \cdot \sin\alpha} = \frac{\left(\frac{2\,\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot e \cdot \sin\alpha}{g}.$$

Benützen wir die Umwandlung $\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}$, so ist . . . *4i* (*2*)

$$\cos\alpha = \frac{g}{\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot e} = \frac{9{,}81}{\left(\frac{3{,}14 \cdot 100}{30}\right)^2 \cdot 1{,}5} = 0{,}06\,; \quad \alpha = \mathbf{86^0\ 33'}.$$

2. Das Kräfteparallelogramm in der Figur ergibt:

$$\text{Spannung im Draht } N = \frac{G}{\cos\alpha} = \frac{75}{0{,}06} = \mathbf{1250} \text{ kg.}$$

3. Für die Höhe h ergibt die Figur:

$$h = e \cdot \cos\alpha = 1{,}5 \cdot 0{,}06 = 0{,}09 \text{ Mtr.} = \mathbf{9} \text{ cm}$$

oder auch, wenn für $\cos\alpha$ der Wert aus obiger Gleichung eingesetzt wird $h = \frac{e \cdot g}{\left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot e} = \frac{9{,}81}{\left(\frac{3{,}14 \cdot 100}{30}\right)^2} = \mathbf{0{,}09}$ Mtr.

136. Zentrifugalregulator.

1. Umfangsgeschw. $u = \frac{24 \cdot 3{,}14 \cdot 185}{30} = \mathbf{4{,}65}$ Mtr./Sek. . . . *10n*
2. Zentrifugalkraft $C = \frac{8{,}7}{9{,}81} \cdot \frac{4{,}65^2}{0{,}24} \cdot 2 = \mathbf{160}$ kg *10n*
3. Lebendige Kraft $E = \frac{8{,}7}{9{,}81} \cdot \frac{4{,}65^2}{2} \cdot 2 = \mathbf{19{,}2}$ mkg *10e*
4. Arbeit = Leb. Kraft = **19,2** mkg *10e*

137. Schwungradkranz.

1. Arbeit $A = M \cdot \frac{u^2}{2} = \frac{3000}{9{,}81} \cdot \frac{29^2}{2} = \mathbf{128500}$ mkg *10e*

2. Nach der Erklärung in Aufg. 126 wirken die Zentrifugalkräfte der einzelnen Massenteilchen radial nach aussen. Die Summe dieser Kräfte einer Radhälfte ergibt sich zu:

$$\Sigma\,c = \frac{1/_2 \cdot G}{g} \cdot \frac{u^2}{R} = \frac{1/_2 \cdot 3000}{9{,}81} \cdot \frac{29^2}{1{,}9} = 68000 \text{ kg.}$$

3. Diese Summe auf **eine** radiale Richtung reduziert, ergibt nach Aufg. 126:

$$\text{Kraft } C = \Sigma\,c \cdot \frac{2}{\pi} = 68000 \cdot \frac{2}{3{,}14} = \mathbf{43000} \text{ kg.}$$

4. Auf jeden Kranzquerschnitt $0{,}5\,C = \mathbf{21500}$ kg.

Lösungen zu Aufg. 140—147.

140. Kurbeltrieb. Hier gilt als Hauptregel: ℌ

Beschleunigungskraft in kg = Masse $\times$ Beschleunigung . *10i*

Widerstandskraft in kg = Masse $\times$ Verzögerung . . „

folglich wird für die **hintere** Totpunktlage:

1. Beschleunigungskraft $P_1 = \varphi_1 \cdot \frac{G}{g} = 37{,}8 \cdot \frac{670}{9\,81} = \mathbf{2560}$ kg *10p* (2)

Die Widerstandskraft hat dieselbe Grösse *10p*

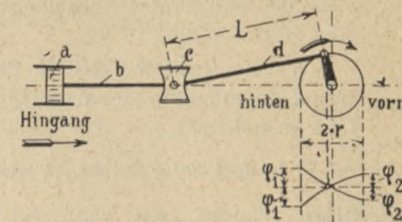
2. Für die **vordere** Totpunktlage wird:

Beschleunigungskraft $P_2 = \varphi_2 \cdot \frac{G}{g} = 25 \cdot \frac{670}{9{,}81} = \mathbf{1700}$ kg . *10p* (3)

Widerstandskraft = Beschleunigungskraft . . . *10p*

Aufgaben zu ℌ 10p.

140. Kurbeltrieb. Es sei:



Beschleunigung hinten $\varphi_1 = 37{,}8$ Mtr./Sek.^{2}, *)
Beschleunigung vorn $\varphi_2 = 25$ Mtr./Sek.^{2} *)
ferner Gew. $G = 670$ kg,
Hub $2\,r = 0{,}8$ Mtr.,
Umdreh. $n = 85$.

Bestimme:

1. die Beschleunigungskraft P_1 und Widerstandskraft für die hintere Totpunktlage,
2. die Beschleunigungskraft P_2 und die Widerstandskraft für die vordere Totpunktlage.

Mechanische Arbeit, Leistung. Beispiele zu ℌ 11 a—c.

145. Arbeit.

1. *Unter mechanischer Arbeit A versteht man das Produkt aus Kraft P und dem in der Kraftrichtung zurückgelegten Weg h, also $A = P \cdot h$* *11a*

2. In der Maschinentechnik gilt als Maasseinheit:
mkg (Meterkilogramm) *11a*

146. Leistung.

1. *Unter Leistung versteht man die in einer Sekunde geleistete Arbeit A, also $L = \frac{P \cdot h}{t}$* *21a* (2)

2. *Maasseinheit: mkg/Sek.* . . . . „

3. Eine Leistung von 75 mkg/Sek. ist eine Pferdestärke . „

147. Arbeit und Leistung.

1. Erforderliche Arbeit $A = 32 \cdot 12 = 384$ mkg . . . . „

2. Anzahl der Gefässe $= \frac{1900}{20} = 95$, mithin sind in der Stunde zu heben $95 \cdot 32 = 3040$ kg, also

Leistung $L = \frac{3040 \cdot 12}{60 \cdot 60} = 10{,}1$ mkg/Sek. $= 0{,}13$ PS. . . *11b*

3. Ein Arbeiter leistet an der Kurbel nach Tabelle etwa 0,1 Pferdestärken. Das Ausschütten des Gefässes und das Herunterlassen der leeren Gefässe erfordert auch Zeit. Ein Arbeiter kann demnach die Arbeit nicht verrichten.

145. Arbeit.

1. Was versteht man unter mechanischer Arbeit?
2. In welcher Maasseinheit wird dieselbe ausgedrückt?

„ *a. Nenne Beispiele, bei welchen Arbeit verrichtet wird?*

146. Leistung.

1. Was versteht man unter Leistung?
2. In welcher Maasseinheit wird dieselbe ausgedrückt?
3. Was versteht man unter „Pferdestärken"?

„ *a. Welches sind die bekanntesten Motoren zur Erzeugung von Arbeit?*

147. Arbeit und Leistung. Ein **Brunnen** habe eine Tiefe $h = 12$ Mtr.' das Gefäss wiege 12 kg, der Wasserinhalt 20 kg, zusammen $Q = 32$ kg.

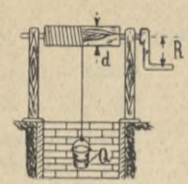
1. Welche Arbeit in mkg erfordert das Hochziehen eines Gefässes?
2. Welche Leistung ist nötig, wenn i. d. Stunde 1900 Liter Wasser gefördert werden sollen?
3. Kann diese Arbeit ein Arbeiter verrichten?

„ *a. — Es sei $h = 24$ (   ) Mtr., $Q = 64$ (   ) kg.*

*) Ausführlicher unter „Kurbeltrieb" in ℌ 61.

Aufgaben zu §11 a—c.

150. Haspel. An einer einfachen Winde von $d = 100$ mm Trommeldurchmesser hängt eine Last von $Q = 15$ kg.

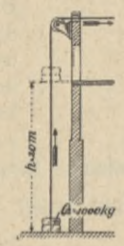


Welche Kraft P muss an dem Hebelarm $R = 400$ mm geäussert werden, um die Last zu heben?

„ *a — Es sei $d = 200$ ( ) mm, $Q = 30$ ( ) kg, $R = 250$ ( ) mm.*

151. Winde. Welche Last kann ein Arbeiter an der Winde in Aufg. 150 heben?

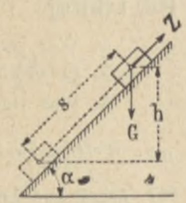
152. Geschwindigkeit und Leistung. Die Last $Q = 1000$ kg soll in 1 Minute $h = 20$ Mtr. hoch gehoben werden.



1. Mit welcher Geschwindigkeit in Mtr./Sek. wird dieselbe gehoben?
2. Welche Leistung ist hierzu erforderlich?
3. Der Motor, welcher das Zugseil antreibt, entwickele eine Leistung von $N = 7$ Pferdestärken, mit welcher Geschw. wird dann die Last aufwärts gehen?

„ *a — Es sei $Q = 1500$ ( ) kg, $h = 30$ ( ) Mtr.*

153. Ein **Wagen** soll auf einer schiefen Ebene hoch gezogen werden. Das Gewicht des Wagens sei $G = 670$ kg. Bestimme:

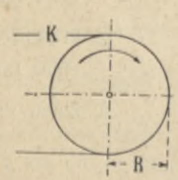


1. die Arbeit, um den Wagen auf die schiefe Ebene, auf die Höhe $h = 3{,}2$ Mtr. zu bringen in mkg.
2. Die **Arbeit,** wenn Winkel $\alpha = 32^0$ und die Strecke $s = 10$ Mtr.

“ *a — Es sei $G = 335$ ( ) kg, $h = 6{,}4$ ( ) Mtr.; $\alpha = 16$ ( )^0.*

154. Umfangskraft. Was versteht man unter Umfangskraft?

155. Riemenscheibe. An einer Scheibe wirkt als Umfangskraft $K = 2800$ kg mit Radius $R = 710$ mm. Die Tourenzahl $n = 105$. Berechne die Anzahl der übertragenden Pferdestärken.



„ *a — Es sei $K = 1400$ ( ) kg, $R = 355$ ( ) mm.*

Lösungen zu Aufg. 150—155. §

150. Haspel. *Moment der Last = Moment der Kraft* *11a*

also $Q \cdot \frac{d}{2} = P \cdot R = 15 \cdot 50 = P \cdot 400$, woraus

$$\textbf{Kraft } P = \frac{15 \cdot 50}{400} \sim \mathbf{1{,}9 \text{ kg.}}$$

151. Winde. Ein Mensch äussert an der Kurbel $p = 10$ kg,

demnach die zu hebende Last $Q = 10 \cdot \frac{400}{50} = \mathbf{80}$ kg . . . *11b*

152. Geschwindigkeit und Leistung.

1. Geschwindigkeiten drückt man in Mtr. i. d. Sek. aus,

demnach **Geschwindigkeit** $v = \frac{20}{60} = \mathbf{0{,}33}$ **Mtr. i. d. Sek.** . . . *8a*

2. Leistung in PS $= \frac{\text{Last in kg} \times \text{Geschw. in Mtr. i d. Sek.}}{75}$ *11a*

folglich **Leistung** $N = \frac{G \cdot v}{75} = \frac{1000 \cdot 0{,}33}{75} = \mathbf{4{,}5 \text{ PS.}}$

3. Die Hauptgleichung ist $75 \cdot N = G \cdot v$ und hieraus

Geschwindigkeit $v = \frac{75 \cdot 7}{1000} = \mathbf{0{,}52}$ Mtr./Sek.

153. Wagen auf schiefer Ebene.

1. Man leistet dieselbe Arbeit, wenn man den Wagen auf direktem Wege (also senkrecht) nach oben bringt. Es ist dann geleistete Arbeit $A = G \cdot h = 670 \cdot 3{,}2 = \mathbf{2144}$ mkg . *11a*
2. Wir bestimmen zuerst die senkrechte Höhe

$$h = \sin \alpha \cdot s = 0{,}53 \cdot 10 = 5{,}3 \text{ Mtr.}$$

Dann ist die **Arbeit** $A = 670 \cdot 5{,}3 = \mathbf{3550}$ mkg *11a*

154. Umfangskraft ist die Kraft, welche eine rotierende Scheibe am Umfange tangential aufnimmt oder abgibt.

155. Riemenscheibe.

Es ist $N = \frac{K \cdot R \cdot u}{716{,}2} = \frac{2800 \cdot 0{,}71 \cdot 105}{716{,}2} = \mathbf{291{,}55}$ PS . . . *11c* *(1)*

Wir konnten auch rechnen:

Umfangsgeschw. $u = \frac{0{,}71 \cdot \pi \cdot 105}{30} = \mathbf{7{,}75}$ Mtr. . . . *9a* *(1)*

und $N = \frac{K \cdot u}{75} = \frac{2800 \cdot 7{,}75}{75} = \mathbf{291{,}5}$ PS . . . *11c* *(4)*

Lösungen zu Aufg. 160—165.

160. Stoss.

1. Das Zusammentreffen zweier Massen.

2. Der Stoss wird gemessen durch die infolge des Stosses vernichtete Arbeit. Maasseinheit: mkg . . . . . . § *12b*

161. Unelastischer Stoss.

1. Endgeschw. $v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 5{,}3} = \mathbf{10{,}2}$ Mtr./Sek. . . . *12c III*

2. Durch den Fall vernichtete Arbeit ist $G \cdot h$. Führen wir aus obiger Gleichung h ein, so ist

$$G \cdot h = G \cdot \frac{v^2}{2\,g} = 30 \cdot \frac{10{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{159} \text{ mkg} \quad . . . . \; 12c$$

Wir können also die Stossgrösse mit der Aufstossgeschw. oder mit der Höhe berechnen.

162. Elastischer Stoss.

Aufstossgeschw. $v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 6} = \mathbf{10{,}5}$ Mtr./Sek. . . . *12c II*

Abprallgeschw. $c = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}1} = \mathbf{6{,}43}$ Mtr./Sek. . . „

$$\text{Stoss} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2 - c^2}{2} = \frac{15}{9{,}81} \cdot \frac{10{,}5^2 - 6{,}43^2}{2} = \mathbf{52{,}5} \text{ mkg} \quad . \; „$$

163. Vollkommen unelastischer Stoss.

1. $\text{Stoss} = \frac{(1{,}6 - 0)^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot \frac{8 \cdot 20}{8 + 20} = \mathbf{0{,}75}$ mkg . . . . *12f (3)*

2. Geschw. nach Stoss $v = \frac{8 \cdot 1{,}6 + 20 \cdot 0}{8 + 20} = \mathbf{0{,}46}$ Mtr./Sek. . . *12f (4)*

164. 1. Wenn sich die Kugeln bewegen, so ist:

$$\text{Stoss} = \frac{(1{,}6 - 0{,}8)^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot \frac{8 \cdot 20}{8 + 20} = \mathbf{0{,}186} \text{ mkg} \quad . . . . \; 12f \; (3)$$

2. Geschw. nach dem Stoss:

$$v = \frac{8 \cdot 1{,}6 + 20 \cdot 0{,}8}{8 + 20} = \mathbf{1{,}03} \text{ Mtr./Sek.} \quad . . . . . \; 12f \; (4)$$

165. Zusammenprallen zweier Körper.

1. Genau können wir rechnen nach Gleich. 3 in 12 f, angegenähert setzen wir in Gl. 5 den Wert $z = 2$ aus Tab. a ein, so wird

$$\text{Stoss} = 2 \cdot 30 \cdot \frac{12{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{477} \text{ mkg} \quad . . . . . . \; 12f \; (5)$$

2. Die Kugeln bilden eine Masse und bewegen sich nicht.

3. Der Stoss ist gleich Null.

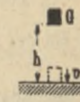
4. Die Bewegungsrichtungen sind entgegengesetzt, die Kugeln entfernen sich voneinander.

Aufgaben zu § 12 b—f.

160. Stoss. 1. Was versteht man unter Stoss zweier Körper?
2. In welcher Maasseinheit wird derselbe ausgedrückt?

„ *a Nenne Beispiele, bei denen Stoss auftritt.*

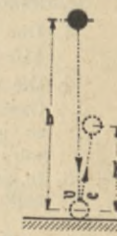
161. Unelastischer Stoss beim freien Fall. Ein Gewicht $G = 30$ kg fällt frei die Fallhöhe $h = 5{,}3$ Mtr. herab.



1. Mit welcher Geschwindigkeit kommt das Gewicht unten an?
2. Wie gross ist der Stoss?

„ *a — Bestimme die Werte für $G = 60$ ( ) kg, $h = 8{,}6$ ( ) Mtr.*

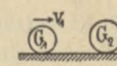
162. Elastischer Stoss des freien Falles. Der Körper $G = 15$ kg fällt von der Höhe $h = 6$ Mtr. und prallt ab bis zur Höhe $h_1 = 2{,}1$ Mtr. Bestimme die Grösse des Stosses.



„ *a — Es sei $G = 30$ ( ) kg, $h = 5$ ( ) Mtr., $h_1 = 1$ ( ) Mtr.*

163. Vollkommen unelastischer Stoss:

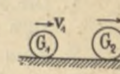
Kugel von $G_1 = 8$ kg bewegt sich mit $v_1 = 1{,}6$ Mtr./Sek. und trifft eine stilliegende Kugel von $G_2 = 20$ kg Gewicht.



1. Wie gross ist der Stoss?
2. Welche Geschw. haben G_1 und G_2 nach dem Stoss?

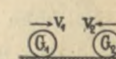
„ *a — Es sei $G_1 = 4$ ( ) kg, $G_2 = 40$ ( ) kg, $v_1 = 2$ ( ) Mtr./Sek.*

164. — Die **Kugel** G_2 in Aufg. 163 bewege sich vor dem Stoss mit $v_2 = 0{,}8$ Mtr./Sek. Geschw.



1. Wie gross ist der Stoss?
2. Welche Geschwindigkeit haben G_1 und G_2 nach dem Stoss?

165. Zusammenprallen zweier Körper. Zwei Kugeln von gleichem Gewicht $G_1 = G_2 = 30$ kg prallen mit einer Geschw. von $v_1 = v_2 = 12{,}5$ Mtr./Sek. aufeinander.

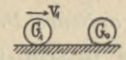


1. Wie gross ist Stoss, wenn beide Kugeln ganz unelastisch sind?
2. In welcher Richtung bewegen sich die Kugeln nach dem Stoss?
3. Wie gross ist der Stoss, wenn die Kugeln ganz elastisch sind?
4. Welche Bewegungsrichtungen haben diese Kugeln nach dem Stoss?

„ *a Es sei $G_1 = G_2 = 60$ ( ) kg, $v_1 = v_2 = 25$ ( ) Mtr./Sek.*

Aufgaben zu § 12 f—13 f.

166. Stoss. Die zweite Kugel der vorherigen Aufgabe sei vor dem Stoss in Ruhe. Bestimme (für unelastische Körper):

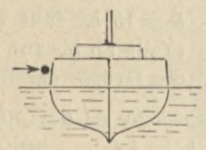


1. die Grösse des Stosses,
2. Die Geschw. und Richtung der Kugeln nach dem Stoss.

„ *a Es sei* $G_1 = G_2 = 15$ ( ) *kg,* $v_1 = 20$ ( ) *Mtr./Sek.*

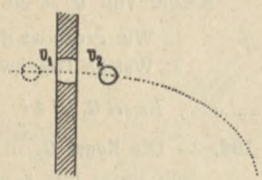
167. Geschoss. Eine Kugel von $G = 38$ kg Gewicht trifft mit einer Geschwindigkeit von $v = 110$ Mtr./Sek. gegen den Panzer eines Schiffskörpers. Bestimme:

1. Die Grösse des Stosses bei $v = 110$ Mtr./Sek.
2. Die Grösse des Stosses, wenn die Geschwindigkeit der Kugel 3 mal so gross, also $v = 330$ Mtr./Sek. wäre?
3. In welcher Potenz der Geschwindigkeit wächst der Stoss?



„ *a Es sei* $G = 7{,}6$ ( ) *kg,* $v = 900$ ( ) *Mtr./Sek.*

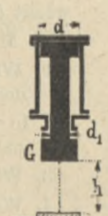
168. Kanonenkugel vom Gewichte $G = 14$ kg trifft die Wand B mit einer Geschwindigkeit von $v_1 = 350$ Mtr./Sek., durchschlägt dieselbe und tritt mit $v_2 = 110$ Mtr./Sek. Geschwindigkeit heraus. Bestimme:



1. Die lebendige Kraft der Kugel kurz vor der Wand B in mkg.
2. Kurz nach der Wand B.
3. Die Grösse des Stosses auf die Wand B.

„ *a Es sei* $v_1 = 700$ ( ) *Mtr./Sek.,* $v_2 = 220$ ( ) *Mtr./Sek.,* $G = 30$ ( ) *kg.*

169. Dampfhammer hat ein Bärgewicht von $G = 520$ kg und arbeitet mit $P = 1250$ kg Kolbendruck. Fallhöhe $h = 800$ mm. Bestimme:



1. Die Beschleunigung φ in Mtr./Sek.²
2. Die Endgeschwindigkeit v in Mtr./Sek.
3. Die Grösse des Stosses.
4. Wie kann man die Grösse des Stosses auch einfacher berechnen?

„ *a — Es sei* $G = 1040$ ( ) *kg,* $P = 2000$ ( ) *kg,* $h = 1200$ ( ) *mm.*

Lösungen zu Aufg. 166—169. §

166. Stoss. Für $v_2 =$ Null ergibt sich Vorzahl $z = \frac{1}{2}$, demnach *12f Tab.*

1. $\textbf{Stoss} = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot \frac{12{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{119}$ mkg *12f* (5)

2. Die gemeinsame Geschw. der Kugeln nach dem Stoss wird in diesem Falle:

$$V = \tfrac{1}{2}\, v_1 = \tfrac{1}{2} \cdot 12{,}5 = \mathbf{6{,}25} \text{ Mtr./Sek.} \quad \text{. . . . } \mathit{12f}\ (4)$$

Richtung beider Kugeln nach rechts.

167. Geschoss. 1. Der Stoss ist gleich der lebendigen Kraft der Kugel, also für $v = 110$ Mtr./Sek. und $G = 38$ kg ergibt sich:

$$\text{Stoss} = 38 \cdot \frac{110^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{23500} \text{ mkg} \quad \text{. . . . . . } \mathit{12f}\ (8)$$

2. Für $v = 330$ Mtr./Sek. wird:

$$\text{Stoss} = \frac{330^2}{110^2} \cdot 23500 = \mathbf{211500} \text{ mkg,}$$

also $3^2 = 9$ mal grösser.

3. Der Stoss wächst mit v^2, also in dem Quadrat der Geschwindigkeit.

168. Kanonenkugel.

Vor der Wand B:

$$\text{Lebendige Kraft} = \frac{14}{9{,}81} \cdot \frac{350^2}{2} = \mathbf{87000} \text{ mkg} \quad \text{. . . } \mathit{13d}\ (14)$$

Nach der Wand B:

$$\text{Lebendige Kraft} = \frac{14}{9{,}81} \cdot \frac{110^2}{2} = \mathbf{8050} \text{ mkg} \quad \text{. . . „}$$

Die Grösse des Stosses ist gleich der Differenz, also

$$\text{Stoss auf die Wand } B = 87000 - 8050 = \mathbf{78950} \text{ mkg} \quad . \ \mathit{13d}$$

169. Dampfhammer.

1. Beschleunigung $\varphi = \frac{1250}{520 : 9{,}81} + 9{,}81 = \mathbf{33{,}41}$ Mtr./Sek.² . *13f Tab.*

2. Endgeschw. $v = \sqrt{2 \cdot 33{,}41 \cdot 0{,}8} = \mathbf{7{,}32}$ Mtr. . . . . „

3. $\text{Stoss} = \frac{520}{9{,}81} \cdot \frac{7{,}32^2}{2} = \mathbf{1410}$ mkg *13f* (1)

4. Wir setzen als treibende Kraft $P + G$, dann ist:

$$\text{Grösse des Stosses} = (P + G) \cdot h = (1250 + 520) \cdot 0{,}8 = 1410 \text{ mkg.}$$

Lösungen zu Aufg. 170—172.

170. Eisenbahnzug. §

1. Lebendige Kraft $E = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = 3670$ mkg *13b*

2. Durch die Pufferwirkung aufgehobene lebendige Kraft*)

$$E' = 2 \times \text{Federdruck} \times \text{Durchbiegung} = 200 \text{ mkg.}$$

3. Der Prellbock erhält nur den Unterschied, also:

Stoss gegen den Prellbock $= E - E' =$ **3470** mkg.

4. Es muss dann sein $E = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = E' = 200$ mkg,

woraus $v = 0{,}59$ Mtr./Sek.

171. Ramme.

1. Die theoretische Grösse des Stosses ist

$210 \cdot 0{,}9 =$ **189** mkg . . . . *13a* *(9)*

2. Der Stossverlust rechnet sich zu:

$210 \cdot 0{,}9 \cdot \left(1 - \frac{210}{210 + 60}\right) =$ **42** mkg . . . . . „

3. Die geleistete Arbeit ist gleich der Differenz zwischen Stossgrösse und Stossverlust, also:

geleistete Arbeit $= 189 - 42 =$ **147** mkg . . . „

4. Wirkungsgrad $\eta = \frac{210}{210 + 60} =$ **0,78** . . . . *13a* *(10)*

5. Der Widerstand, welchen das Erdreich dem eindringenden Pfahl entgegensetzt, ist aus Gleich. 10 entwickelt:

$W = \frac{0{,}78 \cdot 210 \cdot 0{,}9}{0{,}08} =$ **1842** kg . . . . . . „

172. Ramme mit Handbetrieb.

1. Jeder Arbeiter zieht an der Ramme mit einer Kraft

$p =$ **14** kg *11b*

2. Die nötige Anzahl der Arbeiter ist

$$z = \frac{G}{p} = \frac{150}{14} \sim \mathbf{11}.$$

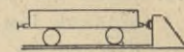
3. Es wird von den Arbeitern in der Sekunde geleistet

Arbeit $A = \frac{G \cdot h \cdot n}{60} = \frac{150 \cdot 0{,}8 \cdot 10}{60} =$ **20** mkg/Sek.

*) Vergl. auch „Berechnung der Pufferfedern“ in Aufg. 523.

Aufgaben zu § 13 a—i.

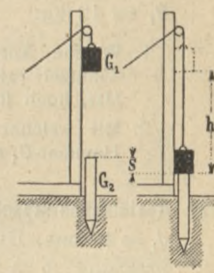
170. Ein **Eisenbahnzug** stösst mit einer Geschwindigkeit von 2,5 Mtr./Sek. gegen einen **Prellbock**. Wagengewicht mit Ladung $G = 11500$ kg. Die 2 Puffer haben je $P = 1000$ kg mittleren Federdruck und $f = 10$ cm Federung. Bestimme:



1. die lebendige Kraft des Wagens in mkg,
2. die lebendige Kraft, welche durch die Pufferwirkung aufgehoben wird,
3. die Grösse des Stosses gegen den Prellbock,
4. die zulässige Wagengeschwindigkeit, wenn die Puffer den ganzen Stoss aufnehmen sollen.

„ *a Es sei $G = 5750$ ( ) kg, $P = 1620$ ( ) kg, $f = 20$ ( ) cm.*

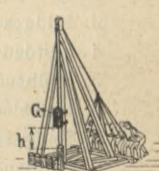
171. Ramme. Gewicht des Bäres $G_1 = 210$ kg, Gewicht des Rammpfahles $G_2 = 60$ kg. Die Eindringungstiefe bei jedem Stoss $s = 0{,}08$ Mtr. Fallhöhe durchschnittlich 0,9 Mtr. Bestimme:



1. die theoret. Grösse des Stosses in mkg,
2. den Stossverlust in mkg,
3. die geleistete Arbeit in mkg,
4. den Wirkungsgrad,
5. den Widerstand des Rammpfahles in kg.

„ *a Es sei $G_1 = 400$ ( ) kg, $G_2 = 100$ ( ) kg, $s = 0{,}04$ ( ) Mtr., $h = 1{,}2$ ( ) Mtr.*

172. Ramme mit Handbetrieb. Das Bärgewicht einer Ramme betrage $G = 3$ Ztr. (150 kg). Die Fallhöhe sei durchschnittlich $h = 0{,}8$ Mtr.

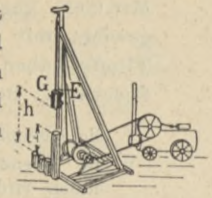


1. Mit welcher Kraft zieht durchschnittlich ein Arbeiter an der Ramme?
2. Wieviel Arbeiter sind nötig?
3. Welche Arbeit A leisten die Arbeiter, wenn i. d. Min. $n = 10$ Schläge gemacht werden?

„ *a Es sei $G = 300$ ( ) kg, $h = 0{,}9$ ( ) Mtr., $n = 15$ ( ) Schläge.*

Aufgaben zu § 13 g.

175. Ramme mit Dampfbetrieb. In der beistehend skizzierten Anordnung löst sich bei E das Bärgewicht $G = 400$ kg vom Seil selbsttätig aus und fällt herunter. Die Pfähle sollen um $l = 1{,}8$ Mtr. eingerammt werden. Es sei $h = 4$ Mtr., dabei Geschw. des Bäres beim Aufgang 0,9 Mtr./Sek.

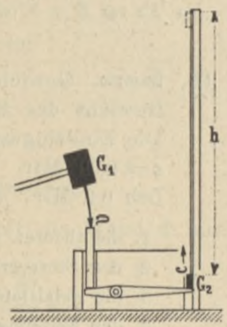


Bestimme:

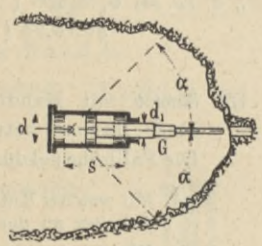
1. die kleinste und grösste Fallhöhe des Bärs in Mtr.,
2. die Grösse der Stösse in mkg,
3. die Zeit, welche zum Hochziehen des Bärs erforderlich ist,
4. die effektive Lokomobilleistung in PS.

176. Schlagkraftmesser. Der Schützel wiegt $G_2 = 1{,}5$ kg, der Schlaghammer $G_1 = 12$ kg.

1. Welche Anfangsgeschw. muss der Schützel erhalten, wenn er $h = 4$ Mtr, hoch fliegen soll?
2. Mit welcher Geschw. v muss der Hammer G_1 den Schlagklotz treffen?



177. Gesteinsbohrmaschine hat $d = 90$ mm, $d_1 = 45$ mm, Hub $s = 230$ mm. Luftpressung $p = 4$ Atm. Überdruck. Gewicht $G = 20$ kg. Zu bestimmen ist die Schlagzahl i. d. Minute für horizontale Lage. Berechne:



1. Kolbendruck P für Hingang,
2. Beschleunigung φ „ „
3. Endgeschw. v „ „
4. Zeitdauer des Hinganges,
5. Kolbendruck P_1 für Rückgang,
6. Beschleunigung φ_1 für Rückgang,
7. Endgeschw. v_1 für Rückgang,
8. Zeitdauer t_1 des Rückganges,
9. Anzahl der Schläge i. d. Minute.

„ *a* *Es sei* $d = 70$ ( ) *mm*, $d_1 = 35$ ( ) *mm*, $s = 190$ ( ) *mm*, $p = 5$ ( ) *Atm.*, $G = 16$ ( ) *kg.*

Lösungen zu Aufg. 175–177.

175. Ramme mit Dampfbetrieb.

1. Kleinste Fallhöhe 2,2 Mtr, grösste $2{,}2 + 1{,}8 = 4$ Mtr.
2. Kleinster Stoss $A = G \cdot (h - l) = 880$ mkg,
   grösster Stoss $A = G \cdot h = 1600$ mkg.
3. Für den grössten Hub ist Zeit $t = \frac{4}{0{,}9} = 4{,}4$ Sek.
4. Lokomobilleistung $N = \frac{0{,}9 \cdot 400}{75}$ oder $= \frac{1600}{4{,}4 \cdot 75} \sim 5$ PS.

176. Schlagkraftmesser. §

1. Anf.-Geschw. $c = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 4} = 8{,}85$ Mtr./Sek. *13i*
2. Wirkungsgrad $\eta = \frac{12}{12 + 1{,}5} = \mathbf{0{,}89}$ *13a* (*10*)

Nach Umwandlung der Gleichung:

$$\frac{G_1}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = (1 - \eta) \cdot \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2} + \frac{G_2}{g} \cdot \frac{c^2}{2} \text{ ergibt sich:}$$

$$\text{Aufschlaggeschw. } v = \sqrt{\frac{G_2 \cdot c^2}{G_1 \cdot \eta}} = \sqrt{\frac{1{,}5 \cdot 8{,}85^2}{12 \cdot 0{,}89}} = \mathbf{3{,}32} \text{ Mtr./Sek.}$$

177. Gesteinsbohrmaschine.

1. Der Kolbendruck für **Hingang** rechnet sich zu:
   $$P = \frac{\pi}{4} \cdot 9^2 \cdot 4 = \mathbf{254} \text{ kg} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ \textit{13g} \ (\textit{17})$$
   und hieraus:
2. Beschleunigung $\varphi = \frac{254}{20 : 9{,}81} = \mathbf{124{,}6}$ Mtr./Sek.^{2} . . . (*21*)
3. Endgeschw. $v = \sqrt{2 \cdot 124{,}6 \cdot 0{,}23} = \mathbf{7{,}57}$ Mtr./Sek. . (*22*)
4. Zeitdauer $t = \frac{2 \cdot 0{,}23}{7{,}57} = \mathbf{0{,}061}$ Sek. . . . . (*23*)
5. Für den **Rückgang** wird:
   Kolbendruck $P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (9^2 - 4{,}5^2) \cdot 4 = \mathbf{190}$ kg . (*24*)
6. Beschleunigung $\varphi_1 = \frac{190 \cdot 9{,}81}{20} = \mathbf{93{,}2}$ Mtr./Sek.^{2}.
7. Endgeschw. $v_1 = \sqrt{2 \cdot 93{,}2 \cdot 0{,}23} = \mathbf{6{,}55}$ Mtr./Sek. . . (*22*)
8. Zeitdauer $t_1 = \frac{2 \cdot 0{,}23}{6{,}55} = \mathbf{0{,}07}$ Sek. . . . . (*23*)
9. Die Anzahl der Schläge bestimmt sich zu:
   $$n = 0{,}9 \cdot \frac{60}{0{,}061 + 0{,}07} = \mathbf{410} \text{ in der Minute} \quad . \ . \ . \ (\textit{26})$$

Lösungen zu Aufg. 180—186.

180. *Geschwindigkeitshöhe ist die Druckhöhe (in Mtr. Wassersäule gedacht), welche durch die Differenz ihres Gewichtes und dem Druck der atmosph. Luft die Ausströmgeschwindigkeit w erzeugen würde* . . . . § *14c*

181. — 1. *Geschwindigkeitshöhe* $h = \frac{w^2}{2g} = \frac{3{,}8^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{0{,}735}$ Mtr. . *14c*

2\. Da 10 Mtr. Wassersäule = 1 Atm., so ergibt sich:

Pressung $p = 0{,}735 : 10 = \mathbf{0{,}0735}$ Atm. *14a* (1)

182. *Arbeitsvermögen* ist die Leistung in mkg/Sek., welche die betr. Stoffmenge hervorrufen kann *14c*

183. — *Das Arbeitsvermögen ist gleich*

Gewicht der Masse × *Geschwindigkeitshöhe,*

also Arbeitsvermögen $= G \cdot \frac{w^2}{2g}$ *14c*

Die Maasseinheit für das Arbeitsvermögen ist mkg/Sek. . . *14c*

184. *Dampfstrahl.* 1. Zur Berechnung des Stosses benötigen wir die ausfliessende Stoffmenge in kg/Sek.

1 cbm Dampf von 7 Atm. abs. wiegt 3,66 kg, demnach *30h*

Gewicht $G = (\pi : 4) \cdot 0{,}02^2 \cdot 400 \cdot 3{,}66 = 0{,}454$ kg, dann ist . *14d* (2)

Stoss des Strahles $P = 400 \cdot \frac{0{,}454}{9{,}81} = \mathbf{18{,}5}$ kg *14e* (3)

2\. Gewicht des in der Sek. ausfliessenden Dampfes

$= \frac{500}{60 \cdot 60} = 0{,}139$ kg,

ergibt Geschw. $w = \frac{G}{F \cdot \gamma} = \frac{0{,}139}{\frac{\pi}{4} \cdot 0{,}02^2 \cdot 3{,}66} = 123$ Mtr./Sek. . *14d* (1)

woraus Stoss $P = 123 \cdot 0{,}139 : 9{,}81 = \mathbf{1{,}74}$ kg . . . *14e* (3)

185. *Flüssigkeitsstrahl.* 1. Bei gleichen Hebellängen wird $Q = P$,

also Gewicht $Q = P = \sin^2 35^0 \cdot 4{,}3 \cdot 12 : 9{,}81 = \mathbf{1{,}72}$ kg . *14e* III

2\. Für $\delta = 70^0$ ergibt sich:

Gewicht $Q = P = \sin^2 70^0 \cdot 4{,}3 \cdot 12 : 9{,}81 = \mathbf{4{,}6}$ kg . . *14e* III

186. *Ventil.*

1\. Gewicht d. austret. Stoffmenge

$G = F \cdot w \cdot \gamma = 0{,}03 \cdot 1{,}8 \cdot 800 \sim 43$ kg *14d* (2)

2\. I bei $\delta = 45^0$ ergibt sich:

Gewicht $P = (1 - \cos 45^0) \cdot 1{,}8 \cdot 43 : 9{,}81 = \mathbf{2{,}3}$ kg . . *14f* (6)

II bei $\delta = 90^0$ wird $1 - \cos \delta^0 = 1$, also

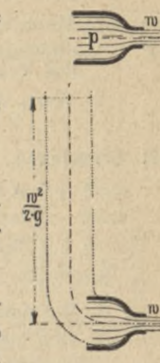
Gewicht $P = 1{,}8 \cdot 43 : 9{,}81 = \mathbf{7{,}9}$ kg *14f* (6)

Wir sehen aus dieser Rechnung, welchen grossen Einfluss der Neigungswinkel eines Ventiles auf die zul. Ventilbelast. hat.

Aufgaben zu § 14 a—f.

180. Geschwindigkeitshöhe. Was versteht man unter Geschwindigkeitshöhe?

181. — Aus einer Öffnung ströme Gas mit $w = 3{,}8$ Mtr./Sek.



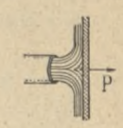
1. Wie gross ist die Geschwindigkeitshöhe?
2. Welche Pressung p in Atm. entspricht dieses an der Mündungsstelle?

„ *a* — *Es sei* $w = 5$ ( ) *Mtr.*

182. Arbeitsvermögen. Was versteht man unter Arbeitsvermögen gasförmiger oder flüssiger Körper?

183. — Nenne die Gleichung für das Arbeitsvermögen, wenn G die in der Sek. ausfliessende Stoffmenge in kg. In welcher Maasseinheit wird dasselbe ausgedrückt?

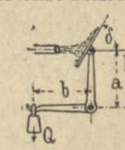
184. Dampfstrahl. Dampf von 7 Atm. abs. strömt ins Freie mit $w = 400$ Mtr./Sek. Geschwindigkeit durch eine Öffnung von $d = 20$ mm Durchmesser.



1. Wie gross ist der Druck bezw. der Stoss des Strahles auf eine zur Strahlrichtung senkrechten ebenen Platte?
2. Durch die Öffnung fliesse pro Stunde 500 kg Dampf. Wie gross ist der Stoss auf die Platte?

„ *a Es sei* $w = 100$ ( ) *Mtr./Sek.,* $d = 30$ ( ) *mm Durchm.*

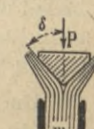
185. Flüssigkeitsstrahl von $G = 12$ kg i. d. Sek. trifft auf eine schräg liegende Platte mit einer Geschwindigkeit $w = 4{,}3$ Mtr./Sek. Welches Gewicht Q kann diesem Druck das Gleichgewicht halten?



1. wenn Winkel $\delta = 35^0$ und $a = b$,
2. „ „ $\delta = 70^0$ „ $a = b$.

„ *a Es sei* $\delta = 45$ ( )^0, $w = 5$ ( ) *Mtr.,* $G = 20$ ( ) *kg,* $a : b = 2$.

186. Ventil. Aus der Öffnung von $F = 0{,}03$ qm trete eine Flüssigkeit mit Geschw. $w = 1{,}8$ Mtr./Sek., Gewicht $\gamma = 800$ kg/cbm. Bestimme:



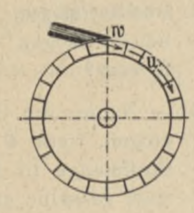
1. Das Gew. der austret. Stoffmenge in kg/Sek.,
2. das Gewicht P des Ventilkörpers, wenn er auf dem Strahl schwimmen soll
   - I. bei $\delta = 45^0$ Neigungswinkel,
   - II. „ $\delta = 90^0$ „

Aufgaben zu § 14 f—h.

190. Ventil. Welchen Einfluss hat der Neigungswinkel eines Ventiles auf die nötige Ventilbelastung?

1. Wenn das Ventil weit ab von der Mündung steht. Skizziere dieses schematisch auf für 0°, 30°, 45°, 60° und 90° Neigung des Ventilkegels.
2. Wenn das Ventil ganz nahe an der Mündung steht.

191. Schaufelrad. Aus der Düse trete i. d. Sek. $G = 24$ kg Flüssigkeit mit $w = 18$ Mtr./Sek. Geschwindigkeit. Die ausweichende Fläche habe $u = 4{,}5$ Mtr. Umfangsgeschwindigkeit. Bestimme die **Leistung** des Rades.

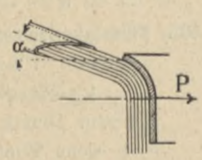


1. Die nutzbare Geschw. in Mtr./Sek.
2. Den nutzbaren Umfangsdruck P, wenn $\eta_0 = 0{,}70$ Wirkungsgrad der Schaufeln ist.
3. **Leistung** des Rades mkg/Sek.

Zu beachten: *In 14 g, Gl. 8, ist der theoretische Schaufeldruck mit* ***P*** *bezeichnet, während in 14 l der wirksame Schaufeldruck (mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades η_0)* ***P*** *bezeichnet.*

„ *a Es sei $w = 30$ (   ) Mtr., $u = 8$ (   ) Mtr.*

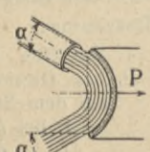
192 Strahldruck. Auf eine gekrümmte Platte stösst unter einem Winkel $\alpha = 22^0$ eine Flüssigkeitsmenge von $G = 32$ kg in der Sek. mit einer Geschwindigkeit $w = 24$ Mtr./Sek.



Bestimme den theoretischen Druck auf die Platte.

„ *a — Es sei $\alpha = 45$ (   )^0, $G = 16$ (   ) kg, $w = 35$ (   ) Mtr.*

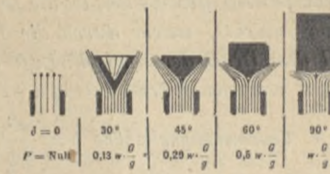
193. Strahldruck und Rückdruck. Die Fläche habe doppelte Krümmung, so dass auch der Austrittwinkel des Strahles $\alpha = 22^0$ ist.



Um wieviel erhöht sich der im vorigen Beispiel gerechnete Druck?

Lösungen zu Aufg. 190—193.

190. ***Ventil.*** 1. *Je kleiner der Neigungswinkel δ, desto kleiner muss das Gewicht der Ventilbelastung sein.* (Dies gilt nur, wenn das Ventil um mindestens Düsenweite von der Mündung entfernt ist.)



§ 14 f

2. In diesem Falle ist der Neigungswinkel ohne Einfluss, da nicht Stoss, sondern nur hydraul. Druck vorhanden ist.

191. ***Schaufelrad.*** *1. Hier kommt die Differenz der Flüssigkeitsgeschw. und der Umfangsgeschw. des Rades in Betracht.*

Es ist also

1. nutzbare Geschwindigkeit $= 18 - 4{,}5 = \mathbf{13{,}5}$ Mtr./Sek. . *14 g*
2. theoretischer Umfangsdruck $P = 13{,}5 \cdot \frac{24}{9{,}81} = \mathbf{33}$ kg . . *14 k* (18)

   nutzbarer Umfangsdruck $P_1 = P \cdot \eta_0 = 33 \cdot 0{,}70 = \mathbf{23{,}1}$ kg.
3. theoretische **Leistung** am Umfang:

$$A = P_1 \cdot (w - u) = 23{,}1 \cdot 13{,}5 \sim \mathbf{312} \text{ mkg/Sek.} \quad . \; . \; . \; 14g \; (8)$$

An der Welle selbst ist die abzugebende Kraft etwas kleiner und zwar um die Reibung der Lagerläufe des Rades und den Luftwiderstand.

192. ***Strahldruck auf gekrümmte Platte.***

Der Druck ist *nur abhängig von dem Gewicht der Flüssigkeit und von der Geschwindigkeit,* mit welcher dieselbe die Platte trifft und zwar wird:

Druck auf die stillstehende Platte:

$$P = w \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} = 23 \cdot 0{,}427^2 \cdot \frac{32}{9{,}81} = \mathbf{67} \text{ kg} \quad . \; . \; . \; 14h \; (12)$$

193. ***Strahldruck und Rückdruck.*** Für den austretenden Strahl kommt der **Rückdruck** in Betracht und zwar ist:

$$\text{Rückdruck} = w \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} = 24 \cdot 0{,}927^2 \cdot \frac{32}{9.81} = \mathbf{67} \text{ kg} \quad . \; . \; 14h \; (13)$$

demnach drückt der Eintrittstrahl genau soviel auf die Platte, wie der Austrittstrahl. Der Gesamtdruck auf die Fläche ist also:

$$P = 67 + 67 = \mathbf{134} \text{ kg.}$$

Lösungen zu Aufg. 195—201.

*195. **Kompressionskoeffizient** ist der Verlust an Volumen, den ein Liter Flüssigkeit erleidet, wenn man den Druck der Flüssigkeit um 1 Atm. erhöht* . . . . § 15a

*196. **Wasser zusammenpressen.*** Nach der Pressung ist:

Wasservolumen $= 1 - 0{,}00005 \cdot 300 = \mathbf{0{,}985}$ cbm . . . 15a

*197. **Pascals Grundsatz** lautet: „Der auf eine Flüssigkeit ausgeübte Druck pflanzt sich in derselben nach allen Richtungen gleichmässig fort* 15b

*198. **Druckunterschied.***

*a) 10 Mtr. Wassersäule ist gleich 1 Atm., also $H = \mathbf{10}$ **Mtr.**,*

*b) Quecksilber hat ein spez. Gewicht von 13,6, ist also 13,6 mal schwerer als Wasser, demnach sind auch 10 Mtr. Wassersäule $= \frac{10}{13{,}6} \sim 0{,}735$ Mtr. Quecksilbersäule, mithin $H = \mathbf{0{,}735}$ **Mtr.**,*

c) spez. Gewicht von Rotguss = 8,7, folglich

$$H = \frac{10}{8{,}7} \sim \mathbf{1{,}15\ Mtr.},$$

d) spez. Gewicht von Gusseisen = 7,3, folglich

$$H = \frac{10}{7{,}3} \sim \mathbf{1{,}37\ Mtr.}$$

*199. **Hydraul. Presse.***

1. Flüssigkeitspressung $= \frac{710}{42} = 17$ Atm. 15c
2. Druck $Q = 310 \cdot 17 = \mathbf{5250}$ kg . . . . „

*200. **Hydraul. Handpresse.***

Druck auf den Presskolben $Q = k \cdot \frac{l}{a} \cdot \frac{D^2}{d^2}$ 15d (5)

woraus Verhältnis $\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{Q \cdot a}{k \cdot l}} = \frac{1000 \cdot 9}{20 \cdot 80} = \mathbf{5{,}6}.$

Demnach Durchm. des grossen Kolbens $D = 5{,}6 \cdot 5 = \mathbf{28}$ cm.

*201. **Akkumulator.***

1. Kolbenquerschnitt $f = \frac{19500}{52} = 375$ qcm, woraus $D = \mathbf{22}$ cm 15d (5)
2. Wassermenge jeder Pressung

   $f \times \text{Hub} = 8000$ ccm $= \mathbf{8}$ Ltr.,

   also Pumpenleistung $= 2 \cdot 8 \cdot 12 = 192$ Liter i. d. Min.
3. Theor. Kraftbedarf $N = \frac{1}{75} \cdot \frac{192}{60} \cdot 10 \cdot p = \mathbf{22}$ PS.

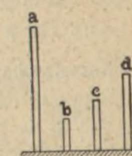
Aufgaben zu § 15 a—d.

195. Kompressionskoeffizient.
Was versteht man unter Kompressionskoeffizient?

196. Wasser pressen. In einem Gefäss von 1 cbm Inhalt wird Wasser von 1 Atm. auf 300 Atm. zusammengepresst. Berechne das Volumen nach der Pressung.

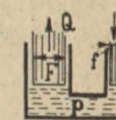
197. Pascals Grundsatz. Wie lautet der wichtige Pascalsche Grundsatz?

198. Druckunterschied. Wie hoch (H in Mtr.) muss eine Säule sein, welche auf ihre Unterlage mit 1 Atm. drückt?



a) aus Wasser, b) aus Quecksilber,
c) „ Rotguss, d) „ Gusseisen?

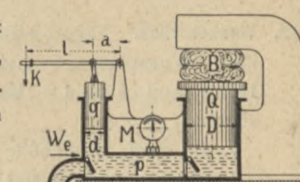
199. Hydraul. Presse. Der kleine Kolben hat $f =$ 42 qcm Querschnitt und wird mit $q = 710$ kg in eine Flüssigkeit gedrückt. Bestimme:



1. Die Pressung p der Flüssigkeit in Atm.
2. Den Druck Q auf den grossen Kolben, wenn $F = 310$ qcm.

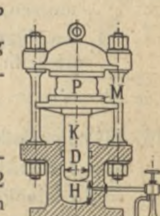
„ *a Es sei $f = 84$ (   ) qcm, $p = 1420$ (   ) kg.*

200. Hydraul. Handpresse. Gegeben sei: $A = 9$ cm, $l = 80$ cm, $K = 20$ kg, $d = 5$ cm. Verlangt: $Q = 1000$ kg. Welchen Durchmesser wird man dem grossen Kolben geben?



„ *a Es sei $a = 12$ (   ) cm, $l = 150$ (   ) cm, $K = 20$ (   ) kg, $d = 6$ (   ) cm, $Q = 2000$ (   ) kg.*

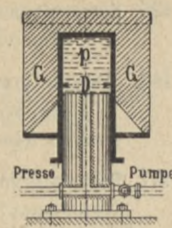
201. Akkumulator. Matrize M soll auf Patrize P mit $Q = 19500$ kg drücken. Der zur Verfügung stehende Wasserdruck im Akkumulator betrage $p = 52$ Atm. Bestimme:



1. Querschn. f und Durchm. D von Kolben K;
2. die Leistung der Pumpe, welche den Akkumulator speist, wenn i. d. Minute $n = 12$ Pressungen mit 21 cm Hub gemacht werden und die Pumpe die Wassermenge in der halben Zeit liefern soll;
3. die zum Antrieb der Pumpe theoretisch nötigen PS.

„ *a Es sei $P = 39000$ (   ) kg, $p = 104$ (   ) Atm., zu 2 sei $n = 24$ (   ), Hub $= 42$ (   ) cm.*

Aufgaben zu ℌ 15 d—16 e.

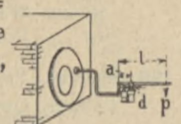


205. Akkumulator. Der für $p = 62$ Atm. Wasserdruck bestimmte Akkumulator habe 1,2 cbm Inhalt. Wieviel PS beansprucht eine Wasserpumpe, wenn die Füllung in 3 Minuten geschehen soll?

206. — Der Akkumulatorkolben in voriger Aufgabe habe $D = 630$ mm Durchmesser.

Wie gross muss die Gewichtsbelastung sein für $p = 62$ Atm. Wasserdruck?

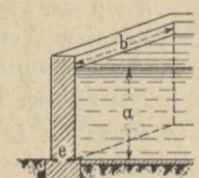
207. Kesselprobe. Ein Dampfkessel sei für 7 Atm. Überdruck bestimmt und soll vorschriftsmässig auf $p = 7 + 5 = 12$ Atm. abgepresst werden. Die Handpumpe hat $d = 40$ mm Durchmesser, Hebellänge $l = 750$, $a = 90$ mm.



1. Mit welcher Kraft p muss am Handhebel gedrückt werden?
2. Kann diese Kraft eine Arbeit äussern?

208. Flüssigkeitspressung. Wie lautet die Hauptregel betreffs „Flüssigkeitspressung“ auf die Bodenwände und Seitenwände offener Gefässe?

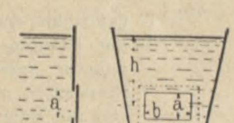
209. Wasserdruck. Gegen eine in Zement aufgeführte Mauer drückt eine Wassermasse von $a = 2{,}4$ Mtr. Höhe und $b = 4{,}2$ Mtr. Breite. Bestimme:



1. die mittl. Druckhöhe h in Mtr.,
2. Druck auf die Wand in kg,
3. den Druckmittelpunkt vom Boden gemessen,
4. das **Kippmoment,** für welches die Mauerstärke bei e berechnet wird, in mkg.

„ *a Es sei $a = 1{,}15$ (   ) Mtr., $b = 2{,}1$ (   ) Mtr.*

210. Flüssigkeitsdruck. In der Seitenwand eines Behälters befindet sich ein Verschlussdeckel. Es sei $a = 0{,}52$ Mtr.; $b = 0{,}41$ Mtr., $h = 3$ Mtr.



Bestimme:

1. die Deckelfläche in qm,
2. den Druck auf den Verschlussdeckel in kg.

„ *a Es sei $a = 1{,}1$ (   ) Mtr., $b = 0{,}82$ (   ) Mtr., $h = 6$ (   ) Mtr.*

Lösungen zu Aufg. 205—210.

205. Akkumulator.

Die zu leistende Arbeit ist dieselbe, als wenn 1200 kg Wasser auf 620 Mtr. hoch zu heben wären, also:

Kraftbedarf der Pumpe $N_e = \dfrac{1200 \cdot 10 \cdot p}{3 \cdot 60 \cdot 75} \sim \mathbf{55}$ PS. ℌ

206. — Gewichtsbelastung $= \frac{\pi}{4} \cdot 63^2 \cdot 62 = \mathbf{193400}$ kg *15e* (6)

207. Kesselprobe.

1. Druck auf den Pumpenkolben $P = \frac{\pi}{4} \cdot 4^2 \cdot 12 = 150$ kg . *15d* (4, 5)

   erforderliche Kraft am Hebelarm der Pumpe

   $$= P \cdot \frac{a}{l} = 150 \cdot \frac{90}{750} = \mathbf{18}\ \text{kg}.$$

2. Ein Arbeiter kann am Hebel bis zu **25** kg äussern . . *11b*

208. Flüssigkeitspressung.

Der Druck auf die einzelnen Flächenteile des unteren Bodens eines Gefässes ist überall gleich. Bei den Seitenwänden dagegen werden die tiefer liegenden Elemente stärker gedrückt *16a*

Die Form oder Neigung der Seitenwände hat auf den Bodendruck keinen Einfluss *16b*

209. Wasserdruck.

1. Mittl. Druckhöhe $h = \frac{1}{2} \cdot 2{,}4 = \mathbf{1{,}2}$ Mtr. *16e* (10)
2. Druck auf die Mauer $= 1000 \cdot 2{,}4 \cdot 4.2 \cdot 1{,}2 = \mathbf{12000}$ kg . *16e* (9)
3. Der Mittelpunkt des Druckes liegt stets tiefer als die mittl. Druckhöhe und zwar ist:

   Druckmittelpunkt von unten $= \frac{1}{3} \cdot a = \frac{1}{3} \cdot 2{,}4 = \mathbf{0{,}8}$ Mtr. . *16e*

4. Aus Moment = Kraft × Hebelarm ergibt sich:

   Kippmoment $= 12000 \cdot 0{,}8 = \mathbf{9600}$ mkg . . . . „

210. Flüssigkeitsdruck.

1. Deckelfläche $= 0{,}52 \cdot 0{,}41 = \mathbf{0{,}215}$ qm.
2. Druck auf den Verschlussdeckel

   $P = 1000 \cdot 0{,}215 \cdot 3 = \mathbf{645}$ kg *16c* (4)

   Diese Kraft wäre bei Berechnung der Deckelschrauben massgebend.

Lösungen zu Aufg. 215—217.

215. *Schütze von Eichenholz.* Die zum Hochziehen des Schützen nötige Kraft ist abhängig von der Reibung des Schützen in der Führung und vom Schützengewicht.

1. Wasserdruckfläche $= 0{,}85 \cdot 2{,}3 = \mathbf{1{,}96}$ qm.

2. Wasserdruck auf den Schützen §

$$P = 1000 \cdot 1{,}96 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}85 = \mathbf{832} \text{ kg} \quad \ldots\ldots \quad \mathit{16f}\ (12)$$

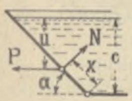
3. Das spez. Gewicht des Holzes (nass) zu 1,2 gesetzt: Gewicht des Schützen $G = 13 \cdot 24 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}2 = \mathbf{187}$ kg,

4. Reibung $R = 832 \cdot 0{,}5 = \mathbf{416}$ kg *33c* (*1*)

mithin die zum Hochziehen des Schützen erforderliche

Kraft $K = 416 + 187 = \mathbf{603}$ kg.

216. *Stützendruck.*



1. Horizontaldruck

$$P = c \cdot b \cdot 0{,}5\, c \cdot \gamma = 1860 \text{ kg} \quad \ldots\ldots \quad \mathit{16h}$$

2. Normaldruck $N = \dfrac{P}{\sin \alpha} = \dfrac{1860}{0{,}707} = \mathbf{2640}$ kg *16 l* (*19*)

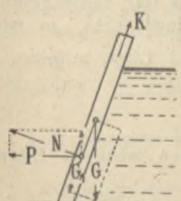
3. Bei 2 Stützen erhält jede 1320 kg Druck.

4. Im Druckmittelpunkt $u = {}^2/_3 \cdot 1{,}3 = 0{,}87$ Mtr. von oben . *16g*

217. *Geneigte Schütze von Eichenholz.* Für die Kraft K zum Hochziehen des Schützen kommt das Eigengewicht und die durch den Normaldruck entstehende Reibung in Betracht.

1. Aus Aufg. 215 Horizontaldruck $P = \mathbf{832}$ kg, folglich:

$$\textbf{Normaldruck } N = \frac{P}{\sin \alpha} = \frac{832}{0{,}94} = \mathbf{885} \text{ kg} \quad \ldots \quad \mathit{16\,l}\ (19)$$



2. Reibung $R = 885 \cdot 0{,}5 \sim 443$ kg . . *33c* (*1*)

3. Eigengewicht

$$G = (13 : 0{,}94) \cdot 24 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}2 \sim 200 \text{ kg.}$$

4. Widerstand durch Eigengewicht:

$$G_1 = G \cdot \sin \alpha = 200 \cdot 0{,}94 = 188 \text{ kg.}$$

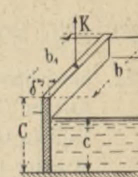
5. Die Kraft zum Hochziehen ist dann:

$$K = R + G_1 = 443 + 188 = \mathbf{631} \text{ kg.}$$

6. Der geneigte Schützen benötigt demnach mehr Kraft zum Hochziehen als der senkrecht angeordnete in Aufg. 215.

Aufgaben zu § 16 f—l.

215. Schütze von Eichenholz. Es sei $C = 1{,}3$ Mtr., $b = 2{,}3$ Mtr., $b_1 = 2{,}4$ Mtr., $\delta = 5$ cm. Das Wasser steht $c = 0{,}85$ Mtr. hoch. Spez. Gew. des Holzes $= 1{,}2$. Bestimme die Kraft zum Hochziehen.

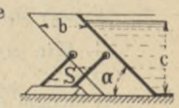


1. die Grösse der Wasserdruckfläche in qm,
2. den Wasserdruck P auf den Schützen in kg,
3. das Gewicht G des Schützen in kg,
4. die zum Hochziehen **nötige Kraft** K, wenn Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}5$ gesetzt wird.

„ *a* — *Es sei* $C = 2{,}5$ ( ) *Mtr.*, $b = 3{,}2$ ( ) *Mtr.*, $b_1 = 3{,}3$ ( ) *Mtr.*, $\delta = 7$ ( ) *cm*, $c = 2$ ( ) *Mtr.*

Für geneigte Anordnung gilt Aufg. 217, man beachte den Unterschied.

216. Stützendruck. Das nebenstehend skizzierte Wassergefäss, $c = 1{,}3$ Mtr. Höhe, $b = 2{,}2$ Mtr. Breite ist aus Eisenblech hergestellt. Die unter $\alpha = 45^0$ geneigte Wand soll unterstützt werden.

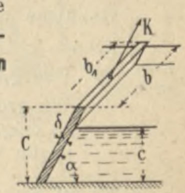


Bestimme:

1. den Horizontaldruck P in kg,
2. den Normaldruck N auf die Wand in kg,
3. den **Druck**, auf welchen die Stützen S zu berechnen sind.
4. An welcher Stelle sind die Stützen zweckmässig anzuordnen?

„ *a* — *Es sei* $c = 0{,}65$ ( ) *Mtr.*, $b = 1{,}1$ ( ) *Mtr.*

217. Geneigte Schütze von Eichenholz. Die Schütze in **Aufg. 215** sei um $\alpha = 70^0$ gegen die horizontale geneigt. Die Kraft zum **Hochziehen** soll bestimmt werden.



Bestimme:

1. den Normaldruck auf die Scheibe in kg,
2. den Reibungswiderstand in kg bei $\mu = 0{,}5$,
3. Eigengewicht des Schützen, wenn das spez. Gewicht des Holzes $= 1{,}2$.
4. Widerstand durch Eigengewicht in der Kraftrichtung,
5. die **Kraft zum Hochziehen.**
6. Vergleiche das Rechnungsergebnis mit dem der Aufg. 215.

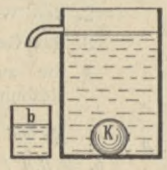
„ — *Dieselben Abmessungen wie 215a mit* $\alpha = 80^0$.

Aufgaben zu § 17 a—c.

220. Spez. Gewicht. Was versteht man unter „spezifisches Gewicht" und wie lautet die Hauptregel?

221. Wie kann man das **spez. Gewicht** eines Körpers bestimmen?

222. Gewichtsbestimmung. In ein bis zum Ausfluss mit Wasser gefülltes Gefäss werde eine Kugel K von $G = 13{,}2$ kg Gewicht eingetaucht. Das überlaufende Wasser (Gefäss b) wiege $G' = 3{,}1$ kg.

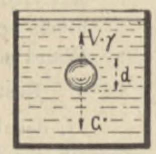


Bestimme das spezifische Gewicht des Körpers.

„ *a* — *Es sei* $G = 26{,}4$ ( ) *kg*, $G' = 6{,}2$ ( ) *kg*.

223. Auftrieb. 1. Was versteht man unter Auftrieb?
2. Welche Grösse hat der Auftrieb?

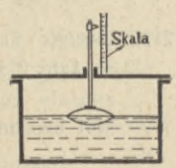
224. — Eine Kugel aus Holz habe bei $G = 0{,}4$ kg Gewicht $d = 12$ cm Durchmesser und sei in Wasser eingetaucht.



1. Wie gross ist der Auftrieb in kg?
2. „ „ „ die Kraft in kg, mit welcher die Kugel nach oben drückt?
3. Wieviel muss der Körper wiegen, damit er unter der Wasseroberfläche bleibt?

„ *a* — *Es sei* $G = 0{,}8$ ( ) *kg*, $d = 24$ ( ) *cm*.

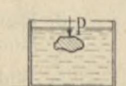
225. Wasserstandszeiger. Ein hohler **Schwimmer,** welcher den jeweiligen Wasserstand in einem Behälter anzeigt, hat $V = 2$ Liter Rauminhalt.



1. Wie gross ist der Auftrieb?
2. Wie gross muss das Gewicht des Schwimmers + Zeigerstange sein, damit der Schwimmer in die Wasserlinie halb eintaucht?

„ *a* *Es sei* $V = 4$ ( ) *Liter*.

226. Untertauchen. Welche Kraft P in kg ist nötig, um einen Körper von $G = 240$ kg Gewicht und $V = 0{,}11$ cbm Inhalt unter Wasser zu halten? Bestimme:



1. den Auftrieb in kg; 2. die Kraft P in kg.

„ *a* *Es sei* $G = 100$ ( ) *kg*, $V = 0{,}15$ ( ) *cbm*.

Lösungen zu Aufg. 220—226.

220. Spez. Gewicht ist das Gewicht eines cdm des betr. Körpers. Die Hauptregel lautet: *Das spez. Gewicht ist gleich dem Gewicht des Körpers dividiert durch das Gewicht einer Wassermenge von demselben Rauminhalt wie der Körper* . § 17c

221. Das ***spez. Gewicht*** *eines Körpers wird bestimmt, indem man sein Gewicht in kg durch sein Volumen in cdm dividiert* . 17c

222. Spez. Gewicht $\gamma = \dfrac{\text{Gewicht des Körpers}}{\text{Gew. d. verdr. Wassers}}$ 17c (4)

ergibt $\gamma = \dfrac{13{,}2}{3{,}1} = \mathbf{4{,}25}$.

223. Auftrieb.

1. *Unter Auftrieb versteht man die Kraft, welche bestrebt ist, den in eine Flüssigkeit getauchten Körper zu heben* 17a
2. Volumen in cdm × spez. Gewicht der Flüssigkeit . . . „ (1)

224. Volumen der Kugel $V = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3 = 0{,}9$ cdm, mithin

1. Auftrieb $= V \cdot \gamma =$ **0,9** kg . . . . „
2. die Kugel nach oben gedrückt mit der

Kraft $= 0{,}9 - 0{,}4 =$ **0,5** kg.

3. Das Gewicht des Körpers muss so gross sein, wie das von ihm verdrängte Wassergewicht, also 0,9 kg.

225. Wasserstandszeiger.

1. Auftrieb $= V \cdot \gamma =$ **2** kg 17a (1)
2. Das Gewicht muss so gross sein, wie das der verdrängten Flüssigkeit, wird der Körper um $^1/_2$ eingetaucht, so ist das verdrängte Wasserquantum $= \frac{2}{2} = 1$ Liter, mithin

Gewicht = **1** kg.

226. Untertauchen eines Körpers. 1. Das Volumen wird in Liter eingesetzt, also:

Auftrieb $= 110 \cdot 1 =$ **110** kg 17a (1)

2. Da das Gewicht des Körpers (240 kg) grösser als der Auftrieb, **sinkt er unter.** Würde der Körper nur 60 kg, wiegen, so müssten wir eine Kraft anwenden von $110 - 60 =$ **50** kg, um ihn unter Wasser zu halten.

Lösungen zu Aufg. 230—233.

230. *Volumen.* Der Auftrieb ist bestrebt, den Körper zu heben mit $G - G'$, also §

1. Auftrieb $= 70 - 30 = 40$ kg 17
2. Auftrieb = Gewicht der verdrängten Flüssigkeit, also

Volumen des Körpers $= 40 : 1 =$ **40** Liter 17a

231. *Fähre.* 1. Die eingetauchte Grundfläche rechnet sich folgendermassen: $L = a + 2x$; da $x : h = e : s$, so wird

$$x = \frac{1{,}3 \cdot 1{,}8}{2{,}5} = 0{,}94 \text{ Mtr.},$$

also Länge $L = 12 + 2 \cdot 0{,}94 = 13{,}88$ Mtr., demnach

eingetauchte Längsfläche $= \frac{13{,}88 + 12}{2} \cdot 1{,}3 =$ **16,82** qm.

2. Verdrängtes Wasser $= 16{,}82 \cdot 5 =$ **84,10** cbm.
3. Für Wasser ist $\gamma = 1$; 1 cbm = 1000 Liter, demnach:

Auftrieb $= 84{,}10 \cdot 1000 \cdot 1 =$ **84100** kg 17a (1)

4. Ladefähigkeit = Auftrieb — Eigengewicht, also:

Ladefähigkeit $= 84100 - 1300 =$ **82800** kg.

232. *Kondenswasserableiter.*

1. *Auftrieb = Gewicht der verdrängten Flüssigkeit,* also

Auftrieb $= V \cdot \gamma = (^4/_3\,\pi \cdot 0{,}4^3 + {}^1/_2 \cdot {}^4/_3\,\pi \cdot 0{,}5^3) \cdot 1 \sim$ **0,8** kg 17a

(Kugelinhalt ist in cdm bezw. Liter einzusetzen.)

2. Das Gewicht der Schwimmerkugeln mit Spindel dürfte also nur 0,8 kg betragen.
3. Bei einer Kugelwandstärke von 1,5 mm und einer Spindelstärke von 8 mm würde das Gewicht der Schwimmerkugeln einschl. Spindel $\sim$ **0,8** kg betragen.

233. *Auftrieb.* 1. Spez. Gewicht der Salzlösung $\gamma =$ **1,155** . . . 29h Tab. 9

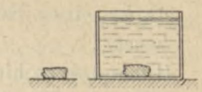
2. Verdrängte Flüssigkeitsmenge $= \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}38^2 \cdot 0{,}9 =$ **0,1** cdm.
3. Gewicht des Körpers = Auftrieb, also 17b

$$\frac{\pi}{4}\,0{,}38^2 \cdot a \cdot 1{,}2 = 0{,}1 \cdot 1{,}155, \text{ woraus}$$

$$\text{Höhe } a = \frac{0{,}1 \cdot 1{,}155}{\frac{\pi}{4}\,0{,}38^2 \cdot 1{,}2} = \frac{0{,}1155}{0{,}11 \cdot 1{,}2} = 0{,}87 \text{ dm} = \mathbf{8{,}7} \text{ cm}.$$

Aufgaben zu § 17 a—b.

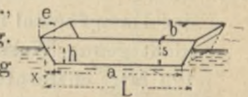
230. Volumen. Ein fester Körper wiegt $G = 70$ kg, im Wasser dagegen nur $G' = 30$ kg. Bestimme:



1. den Auftrieb in kg,
2. das Volumen des Körpers.

„ *a Es sei $G = 150$ (   ) kg, $G' = 15$ (   ) kg.*

231. Fähre hat folgende Abmessungen: $a = 12$ Mtr., $b = 5$ Mtr., $e = 1{,}8$ Mtr., $s = 2{,}5$ Mtr., Eigengewicht $G = 1300$ kg. **Welche Last** kann dieses Fahrzeug tragen bei $h = 1{,}3$ Mtr. Tiefgang?



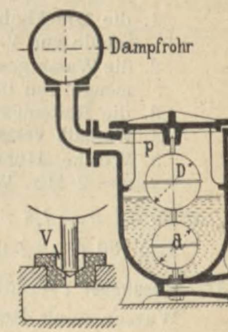
Bestimme:

1. die Grösse der eingetauchten Längsfläche in qm,
2. das vom Fahrzeug verdrängte Wasser in cbm,
3. den Auftrieb in kg,
4. die **Ladefähigkeit** in kg.

„ *a Es sei $a = 20$ (   ) Mtr., $b = 8$ (   ) Mtr., $e = 2$ (   ) Mtr. $s = 3$ (   ) Mtr., $G = 3000$ (   ) kg.*

232. Kondenswasserableiter für Dampfleitungen.

In beistehend skizziertem Dampfschwimmer soll das Ventil V (unten) sich öffnen, wenn die obere Hohlkugel halb in das Wasser eingetaucht ist.



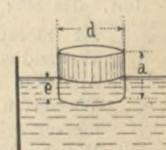
Es sei:

$d = 80$ mm, $D = 100$ mm.

Berechne:

1. den Auftrieb des Schwimmers,
2. das zul. Gewicht der Hohlkugeln,
3. die Wandstärke der Hohlkugeln.

233. Auftrieb. Ein runder Körper aus Holz ($\gamma = 1{,}2$) von $d = 3{,}8$ cm Durchm., soll um $e = 9$ cm in eine Salzlösung von 20 % Salzgehalt eintauchen. Wie hoch muss der Körper sein?



Bestimme:

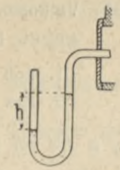
1. Das spez. Gewicht der Salzlösung,
2. die verdrängte Flüssigkeitsmenge in Liter,
2. die **Höhe** a des Körpers in cm.

Aufgaben zu ℌ 18 a–d.

235. Zugmesser. Bei der Feststellung der Zugstärke einer Kesselfeuerung zeigte der Zugmesser:

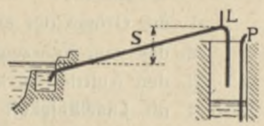
Höhenunterschied d. Wasserstandes $h = 19$ mm.

Welche Zugstärke herrscht im Feuerraum?



„ *a* *Es sei* $h = 23$ ( ) *mm.*

236. Heber. Eine Mühle hatte Schwierigkeiten, das zum Speisen der Dampfkessel nötige Wasser zu beschaffen, da der Brunnen nicht genug Wasser lieferte. Man beschloss, aus dem etwa 125 Mtr. entfernten Hafen mittelst Heber Wasser und zwar $Q = 0{,}75$ cbm/Min. nach dem Brunnen zu leiten und führte die beistehend skizzierte Anlage aus, welche aber versagte. Die Rohrleitung hat $d = 90$ mm Durchmesser und $l = 125$ Mtr. Länge. Der Scheitelpunkt des Hebers liegt $S = 7{,}6$ Mtr. über normalem Wasserstand im Hafen. (Bei L schliesst eine Entlüftungsvorrichtung an.)

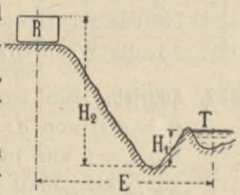


Bestimme:

1. die Druckhöhe, welche zur Überwindung der Reibungswiderstände zur Verfügung steht;
2. die Wassergeschwindigkeit im Heber entsprechend einer Wassermenge von 0,75 cbm/Min.,
3. die Reibungswiderstände in der Leitung,
4. **Weshalb versagte der Heber?**
5. Welche Höhe S dürften wir nehmen, wenn der Heber bei $v = 2$ Mtr. Wassergeschwindigkeit wirken soll?

„ *a* *Es sei* $Q = 1{,}5$ ( ) *cbm,* $L = 62$ ( ) *Mtr.,* $d = 180$ ( ) *mm; rechne zulässiges* H.

237. Stossheber (Widder). Von Teich T soll Wasser nach Behälter R gefördert werden. Es ist: $H_1 = 6$ Mtr., $H_2 = 50$ Mtr.



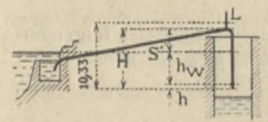
1. Ist hierzu ein hydraulisches Widder verwendbar?
2. Aus dem Teich T fliesse $Q = 13{,}5$ cbm Wasser in der Stunde. Welchen Durchmesser erhält die Leitung?
3. Welche Wassermenge q in cbm/Sek. kommt bei R an, wenn der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}5$?
4. Wo verbleibt die Wassermenge $Q - q$?
5. Wie hat man bei grosser Entfernung $E = 200$ Mtr. zu rechnen?

„ *a* *Es sei* $H_1 = 12$ ( ) *Mtr.,* $H_2 = 65$ ( ) *Mtr.*

Lösungen zu Aufg. 235—237.

235. ***Zugmesser.*** Die Zugstärke in der Feuerung erzeugt ein Vakuum im Zugmesser und wird allgemein **in mm Wassersäule** ausgedrückt. Hier wird also Zugstärke $= \mathbf{19}$ **mm** Wassersäule (in Atm. umgerechnet ergibt: $1 - \frac{0{,}019}{10} = 0{,}9981$ Atm. abs.) ℌ *18a*

236. ***Heber.*** 1. Für normale Verhältnisse kann man (nach ℌ 21 d) mit Berücksichtigung der Wassertemperatur als äusseren Luftdruck ansetzen 10 Mtr., als erreichbare Luftleere (durch Absaugen mittelst Injektor bei **L**) etwa $H = 9$ Mtr., also Druckhöhe, welche zur Überwindung der Reibungswiderstände zur Verfügung steht $= 9 - 7{,}6 = 1{,}4$ Mtr. *18c*



2. Wassergeschw. $v = \dfrac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot 60} \sim 2$ Mtr./Sek. *18c* (3)

3. Widerstandshöhe $h_w = 4{,}3 \cdot \dfrac{l}{100} = \mathbf{5{,}4}$ Mtr. . . . . . *20c* *Tab.*

   Geschwindigkeitshöhe $h = \dfrac{v^2}{2 \cdot g} = \mathbf{0{,}2}$ Mtr. *18c*

4. Der Heber musste also versagen, da nach 1. für $h_w + h$ nur 1,4 Mtr. zur Verfügung stehen.

5. Theoretisch mögliche Höhe $S = 9 - 5.6 = \mathbf{3{,}4}$ Mtr. . *18c* (Bei unreinem Wasser rechne man noch für Saugkorbwiderstand 0,2 bis 0,4 Mtr.) *(1)*

237. ***Stossheber.*** 1. Ja! Denn man verwendet hydraul. Widder bis 8 Mtr. Gefälle und bis **80** Mtr. Förderhöhe . . . *18d*

2. Für die Wassergeschw. in der Rohrleitung 1 Mtr./Sek. gesetzt, ergibt *18d*

   Rohrquerschnitt $\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{13{,}5}{60 \cdot 60 \cdot 1} = 0{,}0038$ qm $= \mathbf{38}$ qcm . *20a* (8)

   und hieraus Rohrdurchmesser $d = \mathbf{7}$ cm.

3. Als Hauptgleichung gilt hier:

$$\eta = Q \cdot H_1 = q \cdot H_2 \text{ und hieraus:}$$

$$q = \eta \cdot Q \cdot \frac{H_1}{H_2} = 0{,}5 \cdot 13{,}5 \cdot \frac{6}{50} = \mathbf{0{,}81} \text{ cbm.}$$

4. Diese wird verbraucht zum Heben der Wassermenge q.

5. Man muss die Widerstandshöhen in den Rohrleitungen mit berücksichtigen nach ℌ 20.

Lösungen zu Aufg. 240—245.

240. 1. **Kontraktionskoeffizient** α. Das Verhältnis des Wasserstrahlquerschnitts zum Querschnitt der Ausflussöffnung.
2. **Geschwindigkeitskoeffizient** φ. Das Verhältnis der wirklichen Wassergeschwindigkeit zur theoretischen.
3. *Durchflusskoeffizient* μ. *Das Verhältnis der wirklichen Wassermenge zur theoretischen.* Es ist $\mu = \alpha \cdot \varphi$.

§ 19 a

241. Hauptgleichungen:

1. Druckhöhe $H = \frac{w^2}{2g}$ in Mtr. . . . . *19 c*
2. Ausflussgeschwindigkeit $w = \sqrt{2g \cdot H}$ in Mtr./Sek. . . . . „
3. Wassermenge meist $Q = 60\,\mu \cdot f \cdot w$ in cbm/Min. . . . „
4. Querschnitt $f = \frac{Q}{60\,\mu \cdot w}$ in qm . . . . „

242. *Ausflussgeschw.* $w = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \mathbf{13{,}5}$ Mtr./Sek. . . . . . „

243. Druckhöhe $H = \frac{w^2}{2 \cdot g} = \mathbf{3{,}5}$ Mtr. . . . . „

Diese Druckhöhe nennt man auch Geschwindigkeitshöhe.

244. Ausflussgeschwindigkeit.

1. Theoret. Ausflussgeschw.

$w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 200} = \mathbf{63}$ Mtr./Sek. . . . . . *19 c (2)*

2. Wirkliche Ausflussgeschw. $= \mathbf{10}$ Mtr./Sek. . . . . . . *19 c Tab.*

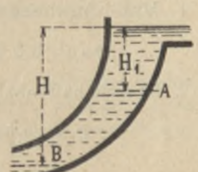
245. Hydraul. Druck.

1. Ausflussgeschw. $w = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = \mathbf{20{,}3}$ Mtr. . . . . . *19 c*

Wassergeschw. im Querschnitt $A = w : 1{,}5 = \mathbf{13{,}5}$ Mtr.

Hydraul. Druckhöhe bei $A = 8 - \frac{13{,}5^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{-1{,}3}$ Mtr.

2. Hydraul. Druckhöhe bei $B = H - \frac{w^2}{2 \cdot g}$ = Null Mtr. Doch trifft dieses nur zu, wenn die Strömungslinie gleichmässig verläuft, wie in beistehender Figur.
3. Der Druck in Atm. auf die Gefässwände bei A ist gleich dem hydrostatischen Druck = 8 Mtr. = 0,8 Atm.



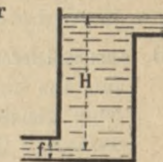
Aufgaben zu § 19 a—c.

240. Koeffizienten für Ausfluss des Wassers.

1. Was versteht man unter Kontraktionskoeffizient α?
2. „ „ „ „ Geschwindigkeitskoeffiz. φ?
3. „ „ „ „ Durchflusskoeffizient μ?

241. Welche **Hauptgleichungen** benützt man in der Praxis für den Ausfluss des Wassers?

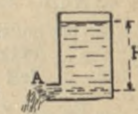
1. Für Druckhöhe H?
2. „ Ausflussgeschw. w?
3. „ Wassermenge Q?
4. „ Durchflussquerschnitt f?



242. Ausflussgeschw.

Die Druckhöhe in einem Gefäss sei $H =$ 9,4 Mtr.

Mit welcher theoret. Geschw. fliesst das Wasser aus der Öffnung?



„ *a* —, $H = 18{,}8$ ( ) *Mtr.*

243. Druckhöhe. Aus der Öffnung in vor. Aufg. soll das Wasser mit $w = 8{,}3$ Mtr. Geschwindigkeit ausströmen, wie gross muss die Druckhöhe H sein?

„ *a* —, $w = 16{,}6$ ( ) *Mtr.*

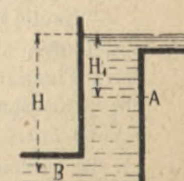
244. Ausflussgeschwindigkeit. Eine senkrechte Rohrleitung mit $H = 200$ Mtr. Druckhöhe hat 100 mm Rohrdurchm. Bestimme:

1. die theoretische Ausflussgeschwindigkeit,
2. Schätze überschlägig die wirkliche Ausflussgeschwindigkeit.

245. Hydraul. Druck. $H = 21$ Mtr. sei die Druckhöhe für die Ausflussöffnung.

Bestimme:

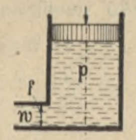
1. Die hydraulische Druckhöhe für Punkt A, wenn $H_1 = 8$ Mtr. und die Querschnitte sich verhalten: $A : B = 1{,}5 : 1$.
2. Desgl. für Punkt B.
3. Den Druck in Atm., welchen die Gefässwand bei A erleidet.



„ *a* —, $H = 42$ ( ) *Mtr.*, $H_1 = 16$ ( ) *Mtr.*

Aufgaben zu § 19 d.

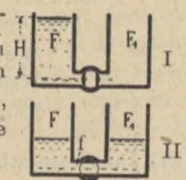
250. Presswasser. In einem Zylinder werde das Wasser durch Kolbendruck auf $p = 90$ Atm. Überdr. gepresst.



Bestimme die Ausflussgeschwindigkeit bei f.

„ *a* *Es sei $p = 60$ (   ) Atm.*

251. Kommunizierende Gefässe. Übertritt der Flüssigkeit aus einem Gefäss ins andere. F und F_1 seien gleich grosse Querschnitte der beiden Gefässe, f Querschnitt des Überganges in qm, H Anfangsdruckhöhe in Mtr., Enddruckhöhe = Null. Entwickele die Gleich. für:



1. die mittl. Wassergeschw. w_m in Mtr./Sek.,
2. „ Wassermenge Q in cbm.
3. „ **Zeit** t in Sek. bis zur Erreichung des Ruhezustandes *(Fig. II)*.

252. — Es sei $f = 38$ qcm, $H = 4{,}3$ Mtr., $F = F_1 = 3{,}8$ qm.
Bestimme w, Q und Zeit t.

253. Abnehmende Druckhöhe.

In *Fig. 1* und *2* soll das Gefäss auslaufen.

In *Fig. 3* und *4* soll das Gefäss gefüllt werden.

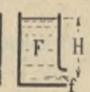


Fig. 1. Fig. 2.

Bestimme für beide Fälle:

1. die Gleich. für die mittl. Wassergeschw. w_m,
2. die Gleich. für die Wassermenge Q in cbm,
3. die Gleich. für die **Zeit** t in Sek.

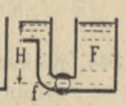
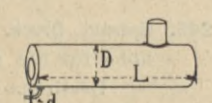


Fig. 3. Fig. 4.

254. Zahlenbeispiel zu 253. Der unter Wasserdruck stehende Einflammrohr-Dampfkessel zeigt Undichtigkeiten und muss entleert werden.

Wieviel Zeit vergeht, bis das Wasser abgelaufen ist, wenn $D = 2{,}2$, $L = 9{,}2$ Mtr., Flammrohr 0,9 Mtr. Durchm. und der Ablasshahn $f = 0{,}002$ qm Querschnitt hat. Bestimme:



1. die mittlere Ausflussgeschwindigkeit in Mtr./Sek.,
2. den Inhalt des Kessels in cbm,
3. die **Zeit** t, wenn $\mu = 0{,}7$ gesetzt wird.

„ *a* *Es sei $D = 1{,}8$ (   ) Mtr., $L = 11$ (   ) Mtr., $d = 40$ (   ) mm, Flammrohrdurchm. $= 0{,}7$ (   ) Mtr.*

Lösungen zu Aufg. 250—254.

250. Presswasser. Ob die Geschwindigkeitshöhe durch Wassersäule oder durch mech. Druck erzeugt wird, ist gleich; es ist immer:

$$\text{Ausflussgeschw. } w = \sqrt{2\,g \cdot H} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 10 \cdot 90} = \mathbf{133} \text{ m/Sek.}$$ § *19 d*

251. Kommunizierende Gefässe.

Da die kleinste Druckhöhe = Null ist, so wird:

1. Mittlere Wassergeschw. $w_m = \dfrac{\sqrt{2\,g \cdot H}}{2}$ Mtr./Sek.
2. **Wassermenge** $Q = {}^1/_2\, H \cdot F = \mu \cdot f \cdot w_m \cdot t$ in cbm.
3. **Zeit** $t = \dfrac{Q}{\mu \cdot f \cdot w_m} = \dfrac{1}{\mu} \cdot \sqrt{\dfrac{H}{2\,g}} \cdot \dfrac{F}{f}$ Sek.

F, F_1 und f in qm, Q in cbm einsetzen.

252. — Die vorstehenden Gleichungen ergeben:

$$w_m = \mathbf{4{,}6} \text{ Mtr./Sek.}, \quad Q = \mathbf{8{,}2} \text{ cbm}, \quad t = \mathbf{470} \text{ Sek.}$$

253. Ausfluss bei abnehmender Druckhöhe.

Der Wasserspiegel sinkt gleichmässig verzögert, demnach

1. mittl. Wassergeschw. $w_m = \dfrac{\sqrt{2\,g \cdot H}}{2}$ Mtr./Sek.
2. **Wassermenge** $Q = F \cdot H = \mu \cdot f \cdot w_m \cdot t$ cbm.
3. **Zeit** $t = \dfrac{Q}{\mu \cdot f \cdot w_m} = \dfrac{1}{\mu} \cdot \sqrt{\dfrac{2\,H}{g}} \cdot \dfrac{F}{f}$ Sek.

μ nach § 19 etwa = 0,7 setzen.

254. Ausfluss bei abnehmender Druckhöhe.

1. Mittl. Ausflussgeschw.

$$w_m = 0{,}5\,\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}2} = \mathbf{3{,}28} \text{ Mtr./Sek.}$$

2. Kesselinhalt abzügl. Raum für Flammrohr

$$Q = (2{,}2^2 - 0{,}9^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 9{,}2 = \mathbf{29{,}2} \text{ cbm.}$$

3. **Zeit** $t = \dfrac{29{,}2}{0{,}7 \cdot 0{,}002 \cdot 3{,}28} = \mathbf{6362}$ Sek. = 1 Std. 46 Min.

Lösungen zu Aufg. 255—258.

255. ***Unterwassersetzung des Munitionsraumes bei einem Kriegsschiff.***

Nach Aufg. 253 setzen wir hier ebenfalls:

1. mittl. Wassergeschw. $w_m = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}57}{2}} \sim \mathbf{2{,}8}$ Mtr./Sek.

2. Rohrquerschnitt $f_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}12^2 = \mathbf{0{,}0113}$ qm.

3. Berücksichtigen wir die Wasserströmung bei dem fahrenden Schiff, so kann man angenähert setzen $\mu = 0{,}4$.

4. Die zum Füllen des Behälters erforderliche **Zeit** ist dann:

$$t = \frac{Q}{\mu \cdot f_1 \cdot w_m} = \frac{38{,}4}{0{,}4 \cdot 0{,}0113 \cdot 2{,}8} = 3000 \text{ Sek.} = \frac{3000}{60} = \mathbf{50} \text{ Min.}$$

256. — Aus der Gleich. $\overbrace{\mu \cdot f_1 \cdot w_m \cdot t}^{\text{Rohr I}} + \overbrace{f_2 \cdot w_2 \cdot t}^{\text{Rohr II}} = Q$

ergibt sich Rohrquerschnitt

$$f_2 = \frac{Q - (\mu \cdot f_1 \cdot w_m \cdot t)}{t \cdot w_2} = \frac{38{,}4 - (0{,}4 \cdot 0{,}0113 \cdot 2{,}8 \cdot 15 \cdot 60)}{15 \cdot 60 \cdot 3{,}5}$$

$$= \mathbf{0{,}0082} \text{ qm,}$$

woraus

Rohrdurchmesser $d = 0{,}105$ Mtr. $= \mathbf{105}$ mm.

257. ***Ausfluss unter Vakuum.*** Wir setzen hier: §

1. Geschwindigkeitshöhe $\frac{w^2}{2g} = 10 - H_s - 10 \cdot p_0$, woraus *19 e (6)*

2. Austrittgeschw. $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot (10 - 4{,}3 - 10 \cdot 0{,}3)}$
$= \mathbf{7{,}3}$ Mtr./Sek. . . . . „

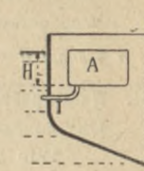
Bei langer Leitung müssen die Leitungswiderstände h berücksichtigt werden (vergl. Gl. 6 in § 19 e und § 19 c).

258. ***Wasserstrahl.*** Ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes würde der Wasserstrahl eine Höhe erreichen, welche genau dem *die Ausflussgeschwindigkeit erzeugenden Wassersäulendruck entspricht,* also

$$H = 11 \text{ Atm.} = 110 \text{ Mtr.}$$

Aufgaben zu § 19 d—e.

255. Unterwassersetzung des Munitionsraumes bei einem Kriegsschiff.

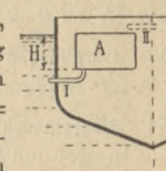


Behälter A hat $Q = 38{,}4$ cbm Inhalt, Druckhöhe unveränderlich $H = 1{,}57$ Mtr. Zulaufrohr I hat $d = 120$ mm Durchmesser. In welcher Zeit wird der Behälter gefüllt sein? Bestimme:

1. die mittl. Wassergeschw. w_m in Mtr./Sek.,
2. den Querschnitt des Zulaufrohres in qm,
3. den Durchflusskoeffizienten μ;
4. die zum Füllen des Bassins **erforderliche Zeit** t.

„ *a Es sei* $Q = 20$ ( ) *cbm,* $H = 2{,}5$ ( ) *Mtr.,* $d = 80$ ( ) *mm.*

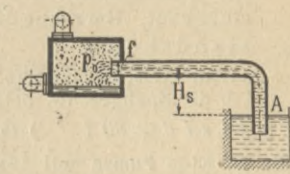
256. — Beim Manöverieren hat sich nun ergeben, dass diese Zeit von 50 Minuten unzulässig ist. Mit Hülfe der vorhandenen Pumpen soll durch Rohrleitung II Wasser mit $w_2 = 3{,}5$ Mtr./Sek. Geschwindigkeit zugeführt werden, so dass die Füllung in $t = 15$ Minuten beendet ist. Bestimme:



den nötigen Durchm. der Rohrleitung II.

„ *a Es sei* $t = 10$ ( ) *Min.*

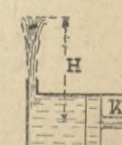
257. Ausfluss unter Vakuum. In einem Raume herrscht Vakuum von $p_0 = 0{,}3$ Atm. abs. Ferner sei Höhe $H_s = 4{,}3$ Mtr., Querschnitt $f = 20$ qcm. Bestimme:



1. die Geschwindigkeitshöhe in Mtr.,
2. die Austrittgeschwindigkeit in Mtr./Sek.

„ *a Es sei* $p_0 = 0{,}7$ ( ) *Atm. abs.,* $H_s = 6$ ( ) *Mtr.*

258. Wasserstrahl. Auf welche Höhe H steigt der Wasserstrahl (theoretisch), wenn vom Kolben K ein Wasserdruck von $p = 11$ Atm. erzeugt wird?



„ *a Es sei* $p = 5$ ( ) *Atm.*

Aufgaben zu § 20 a—g.

260. Wassermenge. Eine Rohrleitung habe $d = 84$ mm Durchmesser und $v = 1{,}8$ Mtr. Wassergeschw. Berechne die durchfliessende Wassermenge.

„ *a Es sei $d = 300$ ( ) mm, $v = 1$ ( ) Mtr./Sek.*

261. Wassergeschwindigkeit. Durch eine Rohrleitung von $d = 4{,}3$ cm Durchmesser fliesse in der Stunde $Q = 6{,}8$ cbm Wasser.

Wie gross ist die Geschwindigkeit in Mtr./Sek.?

„ *a Es sei $d = 8{,}5$ ( ) cm, $Q = 20$ ( ) cbm.*

262. Rohrdurchmesser. Durch eine Rohrleitung soll in der Stunde $Q = 20$ cbm Wasser mit $v = 1{,}5$ Mtr./Sek. Geschwindigkeit fliessen. Bestimme Rohrquerschnitt in qcm und Rohrdurchmesser.

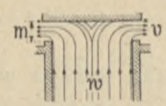
„ *a Es sei $Q = 15$ ( ) cbm/Std., $v = 0{,}8$ ( ) Mtr./Sek.*

263. Hydraulische Widerstände. Wodurch wird besonders die Grösse der Widerstände in einer Rohrleitung beeinflusst?

264. Widerstandshöhe. Gerade Rohrleitung von $d = 100$ mm Durchmesser und $L = 420$ Mtr. Länge, Wassergeschw. $v = 2{,}6$ Mtr./Sek. Berechne die Widerstandshöhe beim Durchfluss.

„ *a Es sei $d = 200$ ( ) mm, $L = 300$ ( ) Mtr., $v = 1{,}5$ ( ) Mtr./Sek.*

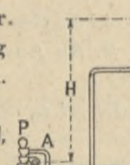
265. — In dieselbe Leitung des vorigen Beispiels sei ein Absperrventil mit $d = 12{,}3$ cm Durchm. eingebaut. Berechne die angenäherte Widerstandshöhe,



1. die Geschw. im Sitz betrage $w = 2{,}2$ Mtr./Sek.
2. die Spaltgeschw. betrage $v' = 4{,}1$ Mtr./Sek.

„ *a Es sei $d = 80$ ( ) mm, $w = 1{,}5$ ( ) Mtr./Sek.*

266. — Eine **Pumpe** soll Wasser in einen Behälter B auf $H = 54$ Mtr. drücken. Die Rohrleitung ist $L = 270$ Mtr. lang, hat 95 mm Durchm. und 6 Normalkrümmer. Bestimme:



1. den Druck in Atm. am Windkessel bei A, während des Stillstandes der Pumpe,
2. die Rohrleitungswiderstände in kg, wenn das Wasser mit einer Geschwindigkeit von $v = 1{,}8$ Mtr./Sek. durch die Rohrleitung fliesst,
3. den Druck bei A während des Ganges der Pumpe.

„ *a — Dieselben Abmessungen, jedoch $v = 0{,}9$ ( ) Mtr./Sek. Wassergeschw.*

Lösungen zu Aufg. 260—266.

260. Wassermenge. §

Rohrquerschnitt $f = \frac{\pi}{4} \cdot 8{,}4^2 = 55$ qcm $= \mathbf{0{,}0055}$ qm . . 20a (7)

Wassermenge $Q = 60 \cdot 0{,}0055 \cdot 1{,}8 \sim \mathbf{0{,}6}$ cbm i. d. Min.

261. Wassergeschwindigkeit.

Rohrquerschnitt $f = \frac{\pi}{4} \cdot 4{,}3^2 = 14{,}5$ qcm $= \mathbf{0{,}00145}$ qm.

Wassergeschwindigkeit $v = \frac{6{,}8}{60 \cdot 60 \cdot 0{,}00145} = \mathbf{1{,}3}$ Mtr./Sek. 20a (9)

262. Rohrdurchmesser.

Rohrquerschnitt $f = \frac{20}{60 \cdot 60 \cdot 1{,}5} = 0{,}0037$ qm $= \mathbf{37}$ qcm . . 20a (8)

Demnach Rohrdurchmesser $\sim \mathbf{7}$ cm.

*263. Die **hydraul. Widerstände** in einem Rohr werden beeinflusst durch Rohrdurchm., Rohrlänge und Wassergeschw.* . 20

264. Widerstandshöhe.

Widerstandshöhe $h = 0{,}02 \cdot \frac{420}{0{,}1} \cdot \frac{2{,}6^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{29}$ Mtr. Wassersäule . 20c (11)

265. — 1. Ventilwiderstand $= 3 \cdot \frac{2{,}2^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{0{,}75}$ Mtr. Wassers. . . 20g (13)

Die Regel gilt nur für ganz geöffnetes Ventil.

2. Ventilwiderstand $= \frac{4{,}1^2}{2 \cdot 9{,}81} = \mathbf{0{,}85}$ Mtr. Wassers. . . 20g (12)

Man kann also nach beiden Rechnungsarten den Widerstand bestimmen.

266. — 1. Wasserdruck $= 54$ Mtr., 10 Mtr. $= \mathbf{1}$ Atm., mithin

Druck im Windkessel bei Pumpenstillstand $= \mathbf{5{,}4}$ Atm.

2. Widerstandshöhe $\left\{ \begin{array}{ll} \text{im geraden Rohr} = 3{,}4 \cdot \frac{L}{100} = 9{,}2 \text{ Mtr. Wassers.} & \text{. 20c} \\ \text{in 6 Krümmern} = 6 \cdot 0{,}03 = 0{,}18 \text{ ,,} \quad \text{,,} & \text{. 20d} \end{array} \right.$

zusammen $= \mathbf{9{,}38}$ Mtr. Wassers.

3. mithin Druck bei A während des Ganges der Pumpe

$$= 5{,}4 + \frac{9{,}38}{10} \sim \mathbf{6{,}34} \text{ Atm.}$$

Lösungen zu Aufg. 270—272.

270. Beschleunigung der Wassermassen. §

1. Notwendige Beschleunigung $\varphi = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \mathbf{96}$ Mtr./Sek.² . *8e* *(1)*

2. Gewicht der Wassermasse $G = \frac{f \cdot L}{10} = \mathbf{14{,}4}$ kg *21b*

3. Grundgleichung: Kraft $= \varphi \cdot$ Masse . . . . „

4. Kolbendruck $P = \varphi \cdot \frac{G}{g} = \mathbf{140}$ kg . . . . „

271. — 1. Zu dem in Aufg. 270 ermittelten Kolbendruck kommt noch das Wassergewicht, mithin Kolbendruck

$$P = 140 + 14{,}4 = \mathbf{154{,}4}\ \text{kg} \quad . . . . . . 21a$$

2. Der Kolbendruck wird um

$$P = 140 - 14{,}4 = \mathbf{125{,}6}\ \text{kg} \quad . . . . . . 21a$$

kleiner, wenn das Rohr nach unten gerichtet ist.

272. Saugwirkung und Beschleunigung.

1. Grösste Beschleunigung $\varphi = \frac{n^2 \cdot r}{75} = \mathbf{40}$ Mtr./Sek.² . . *21d* *(9)*

2. Bei 745 mm Quecksilbersäule Luftdruck und 10⁰ Wassertemperatur ist der zur Verfügung stehende Luftdruck

$$A - a = \mathbf{10}\ \text{Mtr.} \quad . . . . 21d\ (6)$$

mithin Kraft, welche zur Erteilung der Beschleunigung vorhanden ist,

$$P = \frac{A - a}{10} \times \text{Rohrquerschnitt} = 1 \cdot 126 = \mathbf{126}\ \text{kg}.$$

3. Wir können das Gewicht der Wassermassen bestimmen und setzen:

$$\text{Beschleunigung} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}},$$

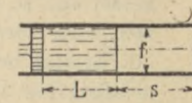
da aber (nach Gl. 1, § 21 a) der Querschnitt F sowohl in der Kraft als auch in der Masse vorkommt, rechnen wir einfach:

grösste Wasserbeschl. $\varphi = \frac{10 - H}{L : g} = \frac{10 - 6{,}3}{13{,}2 : 9{,}81} = \mathbf{2{,}75}$ Mtr./Sek.² *21d* *(8)*

Erforderlich ist jedoch eine Beschleunigung von 40 Mtr./Sek.², die Wassermasse wird also der Kolbenbewegung **nicht** folgen.

Aufgaben zu § 21 a—d.

270. Beschleunigung der Wassermassen. Das Wasser (welches sich in einem horizontalen Rohr befindet) $L = 1{,}2$ Mtr., Rohrquerschnitt $f = 120$ qcm, soll durch den links angedeuteten Kolben in Bewegung versetzt werden und in $t = 0{,}5$ Sek. die Strecke $s = 12$ Mtr. zurücklegen.

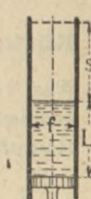


Bestimme:

1. die notwendige Beschleunigung in Mtr./Sek.²,
2. das Gewicht der Wassermasse in kg,
3. die zu benutzende Grundgleichung,
4. den erforderlichen Kolbendruck in kg,

„ *a* — $L = 2{,}4$ ( ) *Mtr.*, $f = 240$ ( ) *qcm*, $t = 1$ ( ) *Sek.*, $s = 24$ ( ) *Mtr.*

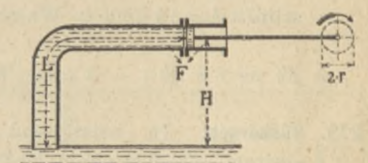
271. — Das Rohr der Aufg. 270 sei lotrecht nach oben gerichtet.



1. Wie gross ist dann der notwendige Kolbendruck in kg?
2. Um wieviel wird demnach der nötige Kolbendruck kleiner, wenn das Rohr nach unten gerichtet, der Kolben also von oben drückt?

„ *a* — *Dieselben Zahlen wie in Aufg. 270 a.*

272. Saugwirkung und Beschleunigung. Eine **Pumpe** hat $2 \cdot r = 700$ mm Kolbenhub und macht $n = 92$ Umdreh./Min. Pumpenquerschnitt = Rohrquerschnitt $= F = 126$ qcm. Saugwindkessel ist nicht vorhanden. Bestimme:



1. die grösste Beschleunigung, welche dem Wasser erteilt werden muss, wenn die Wassersäule nicht abreissen soll,
2. die Kraft, welche uns zur Verfügung steht bei einem Luftdruck von 745 mm Quecksilbersäule und 10⁰ Wassertemperatur und $H =$ Null,
3. Ob die Wassermasse der Kolbenbewegung folgen wird, wenn $L = 13{,}2$ Mtr., $H = 6{,}3$ Mtr.?

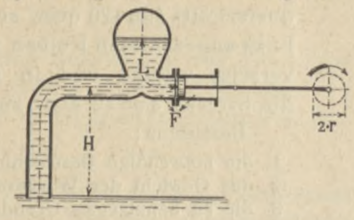
„ *a* — *Dieselbe Pumpe, jedoch* $n = 46$ ( ) *Umdrehungen.*

Aufgaben.

275. Beschleunigung der Wassermassen.

Wir ordnen bei der Pumpe Aufg. 272 einen Saugwindkessel an, so dass $L = 1{,}5$ Mtr. lang wird.

Erfolgt bei dieser Anordnung ein Abreissen der Wassersäule?



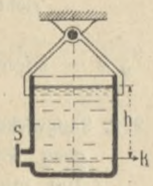
„ *a — Dieselbe Pumpe, jedoch mit $n = 194$ (   ).*

276. — *Welchen Zweck hat demnach das Einbauen eines Saugwindkessels? (In Worten.)*

Rückdruck oder Reaktion. Beispiele zu § 22 b—c.

277. Was versteht man unter Rückdruck (oder Reaktion) eines ausfliessenden Wasserstrahles und wie lautet die entsprechende Hauptformel in Worten?

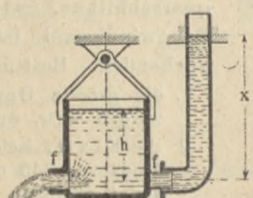
278. Rückdruck. In dem aufgehängten Gefäss wird der Verschluss S plötzlich entfernt. Berechne den Druck R in kg, mit welchem das Gefäss seitlich ausweichen will, wenn der Ausflussquerschnitt $f = 13$ qcm u. Wasserhöhe $h = 1{,}9$ Mtr.



„ *a Es sei $f = 22$ (   ) qcm, $h = 2{,}5$ (   ) Mtr.*

279. Rückdruck. In beistehend skizziertem aufgehangenen Gefäss sei Wasserstand $h = 1{,}3$ Mtr. Die Ausflussöffnung und der in die Stopfbüchse eintauchende Kolben haben $f = 28$ qcm Querschnitt.

Welcher Wassersäule in Mtr. kann der Rückdruck des austretenden Wasserstrahles das Gleichgewicht halten?



„ *a Es sei $h = 2{,}2$ (   ) Mtr., $f = 35$ (   ) qcm.*

Lösungen.

275. Beschleunigung der Wassermassen. §

Grösste Wasserbeschl. $\varphi = \frac{10}{1{,}5 : 9{,}81} = $ **65,5** Mtr./Sek.² . . 21d (8)

Da die Kolbenbeschleunigung (nach Lösung Aufg. 272 unter 1) nur 40 Mtr./Sek.² beträgt, so wird Abreissen der Wassersäule nicht erfolgen.

276. — Die Länge der zu beschleunigenden Wassermassen wird kleiner, demzufolge ist grössere Saughöhe H zulässig.

Rückdruck oder Reaktion.

277. Rückdruck oder Reaktion ist der Druck, den ein aus einem Gefäss austretender Wasserstrahl auf die ihm gegenüberliegende Gefässwand ausübt. Die Hauptformel lautet:

Der Rückdruck ist stets dem austretenden Flüssigkeitsstrahl entgegengesetzt gerichtet und gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche die Ausflussöffnung zur Grundfläche und die doppelte Druckhöhe der Flüssigkeit zur Höhe hat. Also:

Rückdruck $R = 2 \cdot f \cdot h \cdot \gamma$ in kg 22c (1)

278. Rückdruck. Der Rückdruck setzt sich zusammen aus:

Hydrostatischer Druck + Hydraulischer Druck,

$$\left.\begin{aligned} &\textit{Hydrostatischer Druck} = f \cdot h \cdot \gamma \; \ldots\ldots \\ &\textit{Hydraulischer Rückstoss} = f \cdot h \cdot \gamma \; \ldots\ldots \end{aligned}\right\} 22b$$

also Gesamtrückdruck $= 2 \cdot f \cdot h \cdot \gamma$, *woraus:*

Rückdruck $R = 2 \cdot \frac{13}{10000} \cdot 1{,}9 \cdot 1000 \sim$ **5** kg.

f in qm, h in Mtr., γ Gewicht für den cbm einsetzen.

279. Rückdruck. Es gelten hier wieder die Regeln des vorigen Beispieles, also

Höhe $x = \frac{2 \cdot f \cdot h \cdot \gamma}{f \cdot \gamma} = 2\,h$, demnach 22b

Höhe $x = 2 \cdot 1{,}3 = $ **2,6** Mtr.

Lösungen zu Aufg. 280—283.

280. Hauptregeln.

§

Wassergeschw. $w = \dfrac{\text{Zurückgelegter Weg in Mtr.}}{\text{Zeit in Sek.}}$ in Mtr./Sek. . 23a (1)

Die mittl. Wassergeschw. ist kleiner als die so berechnete Geschw. an der Oberfläche (etwa $^2/_3 \cdot w$).

281. Pitotsche Röhre.

Es ergibt sich hier (wenn $\mu = 1$ gesetzt wird)

Wassergeschw. $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}035} =$ **0,83** Mtr./Sek. 23b (2)

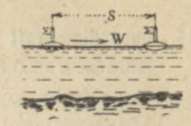
282. Wassermenge.

1. Kanalquerschnitt $F = \frac{2{,}4 + 0{,}9}{2} \cdot 1{,}8 =$ **3** qm 23d (6)
2. durchfl. **Wassermenge** $Q = 3 \cdot 0{,}9 =$ **2,7** cbm/Sek. . . . 23d (4)

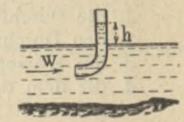
wenn die 0,9 Mtr /Sek. die mittl. Geschw. darstellen.

Aufgaben zu § 23.

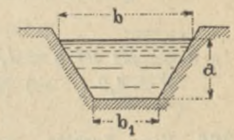
280. Hauptregeln. Welche Beziehungen bestehen zwischen mittl. Wassergeschw. w in Mtr./Sek., Wegstrecke s in Mtr. und Zeit t in Sek.



281. Pitotsche Röhre. Die in das Flussbett eingetauchte Röhre zeigt Höhe $h = 35$ mm. Bestimme die theoretische Wassergeschw. w.



282. Wassermenge. Ein Kanal habe $a = 1{,}8$ Mtr., $b = 2{,}4$ Mtr., $b_1 = 0{,}9$ Mtr.



Bestimme:

1. den Querschnitt des Kanals in qm,
2. die i. d. Sek. durchfliessende **Wassermenge** in cbm, wenn Geschw. $w = 0{,}9$ Mtr./Sek. beträgt.

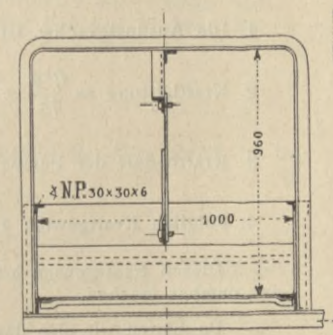
„ *a — Es sei* $a = 0{,}8$ ( ) *Mtr.*, $b = 1{,}2$ ( ) *Mtr.*, $b_1 = 0{,}9$ ( ) *Mtr.*, $w = 1$ ( ) *Mtr.*

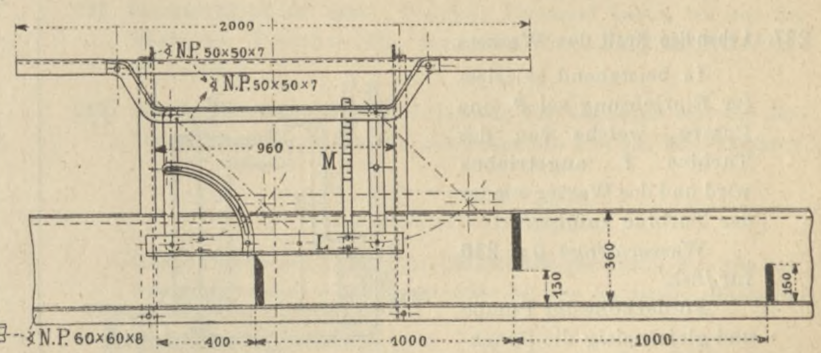
---

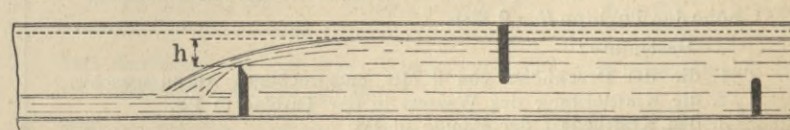
283. Wassermenge. Für möglichst genaue Messungen veränderlicher Wassermengen verwendet man statt des in 23 f und g angegebenen Messverfahrens nachstehende Einrichtung.

Die Latte L ist einstellbar. An der Messlatte M wird die jeweilige Höhe h abgelesen.

Beispiel. Beim Messen des Kondensationswassers einer 1200-pferdigen Dampfmaschine war $b = 1$ Mtr., mittl. Höhe $h = 155$ mm.







Durchflusskoeffizient $\mu = 0{,}6$ 23h

ergibt

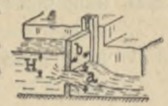
Wassermenge $Q = \mu \cdot b \cdot h \cdot w =$

$0{,}6 \cdot 1 \cdot 0{,}155 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{0{,}155}{2}} = 0{,}116$ cbm/Sek. . . 23h (12. 13)

Man bezeichnet wohl auch den Ausdruck $\mu \cdot \sqrt{^1/_2} = k$ mit **Überfallkoeffizient** und setzt dann $Q = k \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2\,g\,h}$.

Aufgaben zu § 24.

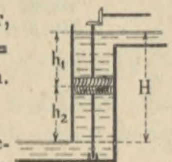
285. Lebendige Kraft des Wassers. Durch eine Wasserschütze $a = 0{,}8$ Mtr., $b = 1{,}4$ Mtr. fliesst Wasser. Druckhöhe von Mitte Öffnung bis Oberkante Wasserspiegel $H = 2{,}1$ Mtr. Bestimme:



1. die Durchflussgeschwindigkeit w in Mtr./Sek.,
2. den Durchflusskoeffizienten μ,
3. die Wassermenge i. d. Sek.,
4. die dem durchfliessenden Wasser innewohnende Kraft in Pferdestärken.
5. Auf welche Weise könnte die lebendige Kraft in Arbeit umgesetzt werden?

„ *a* — *Es sei* $a = 1{,}6$ ( ) *Mtr.*, $b = 2{,}8$ ( ) *Mtr.*, $H = 4{,}2$ ( ) *Mtr.*

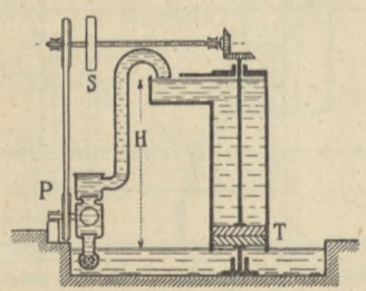
286. Eine **Turbine,** welche mitten in das Fallrohr, also $h_1 = h_2 = 0{,}5 \cdot H$, eingebaut ist, hat $H =$ 12,3 Mtr. Gefälle, Wassermenge $Q = 8{,}4$ cbm/Min.



1. Bestimme die theoretische Leistung.
2. Erkläre, weshalb die unter der Turbine befindliche Höhe h_2 als nutzbare Gefällhöhe mitgerechnet wird.

287. Lebendige Kraft des Wassers.

In beistehend skizzierter Einrichtung sei P eine Pumpe, welche von der Turbine T angetrieben wird und das Wasser wieder der Turbine zuführt.



Wassermenge $Q = 250$ Ltr./Sek.

Förderhöhe der Pumpe und gleichzeitig die Druckhöhe der Turbine $H = 9$ Mtr.

Bestimme:

1. die der Druckhöhe von 9 Mtr. entsprechende Ausflussgeschw.,
2. die Kraftleistung des Wassers in der Turbine in PS,
3. den Kraftbedarf der Pumpe in PS,
4. den Unterschied zwischen 2 und 3 in PS.

„ *a* — *Es sei* $Q = 500$ ( ) *Liter*, $H = 18$ ( ) *Mtr.*

Lösungen zu Aufg. 285—287.

285. Lebendige Kraft des Wassers.

§

1. Ausflussgeschw. $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}1} = \mathbf{6{,}4}$ Mtr./Sek. . . *23g*
2. Durchflusskoeffizient $\mu = 0{,}65$ . . . . „
3. Wassermenge $Q = 0{,}65 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}4 \cdot 6{,}4 = \mathbf{4{,}66}$ cbm/Sek. . „
4. Lebendige Kraft $= \dfrac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} = \mathbf{130}$ PS . . . . . . *24 (1)*
5. Durch Zuleitung des geschlossenen Wasserstrahles zu einem Wasserrad, Turbine oder dergl., so dass das Wasser durch Abgabe der lebendigen Kraft zur Ruhe kommt.

286. Turbine.

1. Theoretische Leistung $N = \dfrac{1}{75} \cdot \dfrac{Q}{60} \cdot 1000 \cdot H = \mathbf{23}$ PS . *24 (1)*
2. Die Druckhöhe h_2 wirkt s a u g e n d auf die Turbine, so dass also die ganze Druckhöhe H in Betracht kommt.

287. Lebendige Kraft des Wassers.

1. Die Ausflussgeschw. ist $v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 9} = 13{,}4$ Mtr./Sek.,
2. Kraftleistung $= \dfrac{Q \cdot c}{75} = \dfrac{250 \cdot 13{,}4}{75} =$ . . 44,5 PS,
3. Kraftbedarf der Pumpe $= \dfrac{Q \cdot H}{75} = \dfrac{250 \cdot 9}{75} = 30$ PS,
4. Folglich Kraftgewinn 44,5 — 30 = . . **14,5** PS.

Diesen Kraftgewinn können wir von der Riemenscheibe S aus nutzbar machen.

Da hätten wir also das P e r p e t u u m m o b i l e entdeckt. Worin liegt **der Fehler** in der Rechnung?

Die Arbeitsleistung des Wassers ist nicht $Q \cdot c$, sondern c wird während der Arbeitszeit immer kleiner bis Null; dann ergibt sich als Arbeitsleistung $\dfrac{Q}{g} \cdot \dfrac{c^2}{2}$, und $c = \sqrt{2\,g \cdot H}$ eingesetzt, ergibt Leistung des ausfliessenden Wassers $= Q \cdot H$.

Da die Pumpe dasselbe leisten muss, so ist der **Kraftgewinn** gleich **Null.**

Lösungen zu Aufg. 290—300. §

290. Die Gesetze Gay-Lussac und Mariotte 25

291. ***Zustandsgleichung*** ist ausführlich erklärt in 25a (1)

292. ***Gaskonstante*** $R = \dfrac{848}{\text{Molekulargewicht}}$ 25a (3)

293. ***Gaskonstante*** für Gichtgas $R = 30$, Gewicht $= 1{,}04$ kg/cbm . 25a Tab.

294. ***Die Hauptregeln*** sind ausführlich angegeben in 25b

295. ***Ausdehnung.*** Das neue Volumen beträgt:

$$V = \frac{p_0}{p} \cdot V_0 = \frac{13}{0{,}95} \cdot 86 = \mathbf{118}\ \text{cbm} \quad . \ . \ . \ . \ . \ 25b$$

296. ***Abkühlung.*** Das Volumen ändert sich im direkten Verhältnis der absol. Temperaturen, also:

$$V = 118 \cdot \frac{273 + 38}{273 + 70} = \mathbf{107}\ \text{cbm} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ 25b$$

297. ***Gasgeschw.*** Die Spannungsdifferenz am Anfang und Ende der Leitung muss in zulässigen Grenzen bleiben. Berechnung nach 25d

298. ***Rohrdurchmesser.***

Wir setzen Druckverlust $h = 0{,}16 \cdot \gamma \cdot (L : d) \cdot w^2 = 30$ . . 25d (8)

und erhalten hieraus (da $L : d = 13{,}6$)

$$\text{Gasgeschw. } w = \sqrt{\frac{h}{0{,}16 \cdot \gamma \cdot 13{,}6}} = \sqrt{\frac{30}{0{,}16 \cdot 1{,}14 \cdot 13{,}6}} \sim \mathbf{3{,}5}\ \text{Mtr/Sek.}$$

299. ***Gasdruck.*** *Als Maasseinheit gilt mm* ***Wassersäule*** *(WS),* beim Messen des Druckes in mm Quecksilbersäule (QS) . . 25d kann aber der Barometerstand in der Berechnung ohne weiteres berücksichtigt werden.

300. 1. ***Leuchtgas*** in den Gasometerglocken **50—60** mm WS . . 25d

2. ***Hochofengas*** hat einen Druck von **20** mm WS. Bei Verwendung zu Kraftzwecken wird dieser Druck durch Ventilatoren **auf 200—300 mm** WS erhöht 25d

Aufgaben zu § 25.

290. Gesetze. Welche Gesetze gelten für vollkommene Gase?

291. Zustandsgleichung. Wie lautet dieselbe für vollkommene Gase?

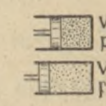
292. Gaskonstante. Was versteht man unter Gaskonstante?

293. — Bestimme die Gaskonstante und das Gewicht für den cbm für Gichtgas von $t = 50^0$.

„ *a Es sei* $t = 20$ ( )^0.

294. Hauptregeln. Wie lauten die beiden Hauptregeln für Gase?

295. Ausdehnung. Eine Gasmenge von $V_0 = 86$ cbm soll von $p_0 = 1{,}3$ Atm. auf $p = 0{,}95$ Atm. abs. Spannung gebracht werden. Bestimme das neue Volumen V in cbm.



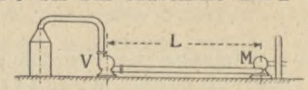
„ *a Es sei* $V_0 = 60$ ( ) *cbm,* $p_0 = 5$ ( ) *Atm. abs.,* $p = 1{,}2$ ( ) *Atm. abs.*

296. Abkühlung. Die Gasmenge (Aufg. 295) werde gleichzeitig von $t_0 = 70^0$ auf $t = 38^0$ abgekühlt. Wie gross ist dann das Volumen?

„ *a Es sei* $t_0 = 150$ ( )^0, $t = 110$ ( )^0.

297. Geschwindigkeit der Gase. Welchen Umstand haben wir bei der Wahl der Geschw. für Gase in der Rohrleitung im Auge zu halten?

298. Rohrdurchmesser. Eine Rohrleitung für Gichtgas sei von dem Druckventilator V bis zur Maschine um $L = 520$ Mtr. entfernt.



Gasgewicht $\gamma = 1{,}14$ kg/cbm. Rohrleitungsdurchm. $d = 380$ mm, Spannungsabfall h soll nicht über 30 mm betragen. Bestimme die zul. Gasgeschw.

„ *a Es sei* $L = 300$ ( ) *Mtr.,* $\gamma = 0{,}9$ ( ); $d = 500$ ( ) *mm,* $h = 20$ ( ) *mm.*

299. Gasdruck. In welcher Maasseinheit wird der Druck in Gasleitungen ausgedrückt?

300. — Welche Grenzen zeigen praktische Ausführungen bezüglich der Höhe des Gasdruckes
1. bei Leuchtgas in den Gasometerglocken,
2. in der Kraftgasleitung des Hochofengases?

„ *a Weshalb hat die Gaskraftleitung höheren Druck nötig?*

Aufgaben zu § 26.

305. Hauptbestandteile. Aus welchen Hauptbestandteilen besteht die Luft und in welchen Volum-Prozenten sind diese Bestandteile vorhanden?

306. Feuchtigkeit der Luft. Was versteht man unter abs. Feuchtigkeit der Luft und welches ist die Maasseinheit hierfür?

307. — Bestimme die **abs. Feuchtigkeit**, wenn 3 cbm Luft 48 Gramm Wasserdampf enthalten.

„ *a Es mögen 20 (   ) cbm 130 (   ) Gramm enthalten.*

308. — Was versteht man unter **relativer Feuchtigkeit** der Luft?

309. — Was nennt man den **Feuchtigkeitsgrad** und wie die Instrumente, mit welchen derselbe bestimmt wird?

310. Luftgewicht. Bestimme die Gewichte in kg/cbm für trockene atm. Luft und für feuchte atm. Luft von $t = 40^0$ Cels.

„ *a Es sei $t = 150$ (   )^0.*

311. Barometerstand. Welchen Druck zeigt der **mittl.** Barometerstand in der Höhe von Null und 500 Mtr. über Meeresspiegel?

312. Ausdehnungskoeffizient. Was versteht man unter Ausdehnungskoeffizient der Luft und wie gross ist derselbe für 1^0 Temperaturerhöhung?

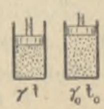
„ *a Bestimme den Volumenzuwachs für 120 (   )^0 Temperaturerhöhung.*

313. Abkühlung. Eine Luftmenge von $V_1 = 120$ cbm habe $t_1 = 48^0$ Cels. und werde auf $t = 4^0$ Cels. abgekühlt, die Spannung p bleibt konstant. Wie gross ist dann das Volumen V.

„ *a Es sei $V_1 = 30$ (   ) cbm, $t_1 = 120$ (   )^0, $t = 0$ (   )^0.*

314. Gay-Lussac'sches Gesetz. Nenne das Gay-Lussacsche Gesetz in Worten.

315. Erwärmung. Eine Luftmenge wiege $\gamma = 28$ kg/cbm und werde von $t = 4^0$ auf $t_0 = 48^0$ erwärmt. Welches Gewicht kg/cbm hat dann die Luftmenge?



„ *a Es sei $\gamma = 130$ (   ) kg/cbm, $t = 2$ (   )^0, $t_0 = 90$ (   )^0.*

Lösungen zu Aufg. 305—315.

305. ***Hauptbestandteile*** der Luft: §

Sauerstoff $\sim$ 21 Volumproz., Stickstoff $\sim$ 79 Volumproz. *26a*

306. *Absolute **Feuchtigkeit der Luft** ist die Gewichtsmenge Wasserdampf in Gramm, die in 1 cbm Luft enthalten ist . . . 26b*

307. — ***Absol. Feuchtigkeit*** der Luft $= \frac{48}{3} = 16$ *26b*

308. — ***Relative Feuchtigkeit** der Luft ist das Verhältnis der in Luft enthaltenen Menge Wasserdampf zu der bei derselben Temperatur in der Luft möglichen Menge Wasserdampf . 26c*

309. — Den hundertfachen Betrag der relativen Feuchtigkeit nennt man den **Feuchtigkeitsgrad** der Luft. Die Instrumente zum Messen der Luftfeuchtigkeit nennt man **Hygrometer** *26c*

310. ***Luftgewicht.*** Trocken atm. Luft wiegt **1,29** kg/cbm . *26d* (2)

Feuchte atm. Luft von $t = 40^0$ Cels. wiegt:

$$G = 1{,}3 - 0{,}004 \cdot 40 = \mathbf{1{,}14} \text{ kg/cbm} \quad \ldots \quad 26d \ (3)$$

311. ***Barometerstand***

bei Null Mtr. über Meeresspiegel $=$ **760** mm QS.
„ 500 „ „ „ $=$ **714** „ „ } . *26e*

312. ***Ausdehnungskoeffizient** α ist die Zahl, welche, mit dem Volumen einer Luftmenge multipliziert, den Volumenzuwachs bei einer Temperaturerhöhung von 1^0 Cels. angibt und beträgt:*

$$\alpha = \frac{1}{273} = \mathbf{0{,}00366} \quad \ldots \ldots \quad 26f$$

313. ***Abkühlung.*** Bei derselben Spannung ergibt sich:

$$V = \frac{V_1}{1 + (t_1 - t)\,\alpha} = \frac{120}{1 + (48 - 4) \cdot 0{,}00366} = \mathbf{103} \text{ cbm} \quad . \ 26f$$

oder auch nach Aufgabe 296 mit absoluten Temperaturen rechnen.

314. ***Gay-Lussac'sches Gesetz.*** *Bei konstanter Spannung sind die Volumen proportional der absoluten Temperatur und umgekehrt proportional den spez. Gewichten 26g*

315. ***Erwärmung.*** Bei gleicher Spannung wie in Aufg. 314 ergibt sich:

$$\text{Gewicht } \gamma_0 = \gamma \cdot \frac{1 + \alpha \cdot t}{1 + \alpha \cdot t_0} = 28 \cdot \frac{1 + 0{,}00366 \cdot 4}{1 + 0{,}00366 \cdot 48} \sim \mathbf{24{,}1} \text{ kg/cbm} \quad 26g \ (5)$$

Lösungen zu Aufg. 320—325.

320. ***Mariotte-Gay-Lussacsches Gesetz.*** *Bei konstantem Volumen ändert sich der Druck wie die absoluten Temperaturen . .* $\mathfrak{H}$ *26h*

321. ***Abkühlung.*** Bei konstantem Volumen ist

Spannung $p = p_0 \cdot \frac{T}{T_0} = 5 \cdot \frac{273+8}{273+68} \sim$ **4,12** Atm. abs. *26h (7)*

322. ***Adiabate.*** Während des Zusammenpressens wird Wärme weder zu- noch abgeführt *27b*

Isotherme. Es wird soviel Wärme entzogen, dass die Temperatur konstant bleibt.

323. ***Zusammenpressen.***

1. Kompressionsverh. $= \frac{p}{p_0} = \frac{9,5}{2,5} = 3,8$ *27c*

Für den **adiabatischen** Zustand (vergl. Aufg. 322) ist:

Vol.-Verhältn. $\frac{V_0}{V} = \sqrt[1,41]{3,8} = \mathbf{2,57}$ . . . . *27d (3)*

2. Absol. Temp. $T = T_0 \cdot \frac{p}{p_0} \cdot \frac{V}{V_0} = (273+31) \cdot 3,8 \cdot \frac{1}{2,57}$

$= \mathbf{450^0}$ . . . . *27d (3)*

woraus Temp. $t = 450 - 273 = \mathbf{177^0}$.

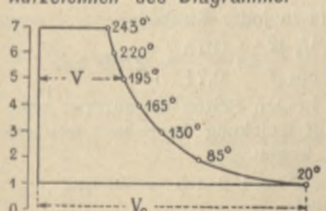
324. — 1. Bei gleicher Temperatur ergibt sich:

Druck $p = p_0 \cdot \frac{V_0}{V} = 5 \cdot \frac{1}{0,5} = \mathbf{10}$ Atm. abs. . . . *27d (3)*

2. Wird beim Pressen Wärme nicht entzogen, so ist:

Druck $p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V}\right)^{1,41} = 5 \cdot 2^{1,41} = \mathbf{13,3}$ Atm. abs. . . . *27d (1)*

325. ***Aufzeichnen des Diagramms.***



Wir wollen hier nur für $p = 5$ Atm. den Punkt des Diagramms feststellen, Für diese ist:

$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{5}{1}\right)^{0,2908} = \mathbf{1,597}$. *27d (2)*

woraus die absol. Temperat.: $T = 1,597 \cdot (273+20) = \mathbf{468^0}$

u. Temp. $t = 468 - 273 = \mathbf{195^0}$.

Volum-Verhältnis $\frac{V_0}{V} = \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} = \frac{293}{468} \cdot \frac{5}{1} = \mathbf{3,12}$ . . . *27d (3)*

Länge des Diagramms = 34 mm gewählt gibt:

Volumenlänge für 5 Atm : $V = \frac{34}{3,12} \sim \mathbf{11}$ mm.

Auf diese Weise werden die anderen Punkte ebenfalls ermittelt.

Aufgaben zu $\mathfrak{H}$ 26 h—27 d.

320. Mariotte-Gay-Lussacsches Gesetz. Wie lautet dasselbe?

321. Abkühlung. Eine Luftmenge von $p_0 = \mathbf{5}$ Atm. abs. werde von $t_0 = 68^0$ auf $t = \mathbf{8^0}$ abgekühlt.

Wie gross ist dann die Spannung p?

„ a Es sei $p_0 = 10$ ( ) Atm. abs., $t_0 = 170$ ( )^0, $t = 160$ ( )^0.

322. Adiabate. Was versteht man unter adiabatischer und was unter isothermischer Zustandsänderung?

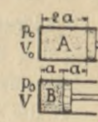
323. Zusammenpressen. $V_0 = \mathbf{21}$ cbm Luft haben eine Spannung $p_0 = 2,5$ Atm. und sollen auf $p = 9,5$ Atm. zusammengepresst werden.

Bestimme:

1. Kompressionsgrad und Volumenverhältnis.
2. Die Temperatur des Anfangsvol. sei $t_0 = 31^0$. Berechne die Temperatur t nach dem Zusammenpressen.

„ a Es sei $V_0 = 1,2$ ( ) cbm, $p_0 = 1,2$ Atm., $p = 6$ ( ) Atm.

324. — Die in dem Raum A befindliche Luft soll durch **Zusammenpressen** auf die Hälfte des anfänglichen Volumens gebracht werden. Die Spannung im Raume A sei $p = 5$ Atm. abs. Bestimme den Druck der Luft im Raume B in Atm. abs.



1. wenn während der Pressung dem Zyl. soviel Wärme entzogen wird, dass die Temperatur konstant bleibt (also isothermisch),
2. wenn während des Pressens Wärme nicht entzogen wird (also adiabatisch).

„ a — Die Luft werde auf $^1/_{10}$ ( ) des Anfangsvolumens zusammengedrückt.

325. Aufzeichnen des Diagramms. Es sei: Angesaugte Luft $p_0 = \mathbf{1}$ Atm. abs., Temperatur $t_0 = \mathbf{20^0}$ Cels.

Berechne das Volumen-Verhältnis von 1 bis 7 Atm. abs. Luftpressung und zeichne das Diagramm auf für adiabatische Zustandsänderung (vergl. Aufg. 322).

Berichtigung: In dem Diagramm in $\mathfrak{H}$ 27 d muss es heissen V statt V' und V_0 statt V.

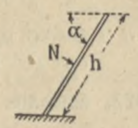
„ a Es sei $p_0 = 3$ ( ) Atm., $t_0 = 40$ ( )^0.

Aufgaben zu § 28.

330. Luftdichte. Was versteht man unter Dichte der Luft und wie gross ist dieselbe für atm. Luft?

331. Windgeschwindigkeit. Welche Windgeschwindigkeit hat mässiger Wind und welche Geschw. hat Orkan?

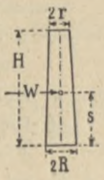
332. Winddruck. Lebhafter Wind treffe eine Fläche von $h = 2$ Mtr. Höhe und $b = 6$ Mtr. Breite, welche unter $\alpha = 30^0$ gegen die Windrichtung geneigt ist. Berechne den **Druck** N in kg senkrecht zur Fläche.



„ *a Es sei* $h = 4$ ( ) *Mtr.,* $b = 3$ ( ) *Mtr.,* $\alpha = 45$ ( )^0.

333. Kamin. Ein runder Kamin habe $H = 35$ Mtr. Kleinster Durchmesser $2r = 1{,}8$ Mtr., grösster Durchm. $2R = 2{,}8$ Mtr. Als Windgeschw. ist zu setzen: $w = 34$ Mtr/Sek. Gesucht das Kippmoment.

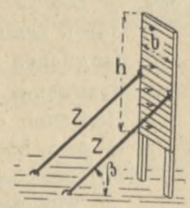
1. Schwerpunktabstand s in Mtr., 2. Flächendruck q in qm, 3. Normaldruck N in kg und 4. Kippmoment in kgm.



„ *a Es sei* $H = 70$ ( ) *Mtr.*

334. Winddruck. Für eine Holzwand, $h = 9$ Mtr. Höhe, $b = 4$ Mtr. Breite, sollen Zugstangen berechnet werden. Bestimme:

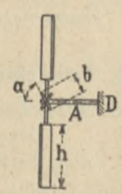
1. die Druckfläche in qm,
2. den Druck auf die Wand bei Sturmwind in kg,
3. den vorteilhaftesten Angriffspunkt der Zugstangen Z,
4. die Zugkraft in jeder Strebe in kg bei $\beta = 45^0$.



„ *a Es sei* $h = 18$ ( ) *Mtr.,* $b = 8$ ( ) *Mtr.*

335. Windmühle. Vier Windmühlenflügel seien um $\alpha = 60^0$ gegen die Windrichtung geneigt und haben je $h = 6$ Mtr. Länge bei $b = 1{,}5$ Mtr. Breite. Der Axialdruck auf Druckplatte D ist zu bestimmen.

1. Die Gesamtoberfläche der Flügel in qm,
2. die Windgeschwindigkeit für die Windstärke „heftig" in Mtr/Sek,
3. Wirkungsgrad der Flächen und Normaldruck,
4. den Druck, mit welchem die Achse A auf die Druckplatte D drückt, in kg.



„ *a Es sei* $\alpha = 45^0$ ( ), $h = 5$ ( ) *Mtr.,* $b = 1{,}2$ ( ) *Mtr.*

Lösungen zu Aufg. 330—335.

330. Luftdichte. Unter Dichte der Luft versteht man das Gewicht von 1 cbm in kg und setzt dieses $\gamma = \mathbf{1{,}29}$ kg/cbm . . . § 28a

331. Windgeschwindigkeit. Mässiger Wind hat **2,5** Mtr/Sek. Geschwindigkeit, Orkan hat **40** Mtr/Sek 28b

332. Winddruck. Wirkungsgrad $\eta_0 = 0{,}93 \cdot \sin 30^0 = \mathbf{0{,}465}$ . . . 28a (Tab I)

Fläche $F = 2 \cdot 6 = 12$ qm, Windgeschw. $w = 7$ Mtr/Sek . 28b

Flächendruck $q = 0{,}465 \cdot (7^2 : 9{,}81) \cdot 1{,}29 = \mathbf{3}$ kg/qm . . 28a (1)

Normaldruck $N = 3 \cdot 12 = \mathbf{36}$ kg 28a (2)

333. Kamin.

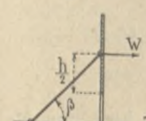
1. Schwerpunktabstand $s = \frac{35}{3} \cdot \frac{1{,}8 + 1{,}4}{0{,}9 + 1{,}4} = \mathbf{16{,}2}$ Mtr. . . . 28a (Tab II)
2. Wirkungsgrad der Fläche $\eta_0 = 0{,}67$ . . . . „

   Flächendruck $q = \eta_0 \cdot \frac{w^2}{g} \cdot \gamma = 0{,}67 \cdot 150 = \mathbf{100}$ kg/qm.
3. Normaldruck $N = q \cdot F = 100 \cdot (0{,}9 + 1{,}4) \cdot 35 = \mathbf{8000}$ kg.
4. Kippmoment $= N \cdot s = 8000 \cdot 16{,}2 = \mathbf{130\,000}$ kgm.

334. Winddruck.

1. Druckfläche $F = b \cdot h = 4 \cdot 9 = \mathbf{36}$ qm.
2. Für Sturm ist $\frac{w^2}{g} \cdot \gamma = \mathbf{118}$ kg/qm 28b

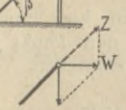
Bei $\frac{h}{b} = 2{,}25$: Wirkungsgrad der Fläche $\eta_0 \sim \mathbf{0{,}93}$ . . . 28a (Tab I)



folglich

Winddruck $W = 0{,}93 \cdot 118 \cdot 36 = \mathbf{3950}$ kg 28a (2)

3. Angriffspunkt der Streben in der Mitte der Wand.
4. Zugkraft in jeder Strebe



$$Z = \frac{\frac{1}{2} W}{\cos \beta} = \frac{1975}{0{,}71} = \mathbf{2780} \text{ kg.}$$

Die Streben müssen nach beiden Seiten angeordnet sein, andernfalls müssen dieselben auf Knickung berechnet werden, der wechselnden Windrichtung wegen.

335. Windmühle. 1. Flügeloberfläche $F = 4 \cdot 6 \cdot 1.5 = 36$ qm,

2. Windgeschw. $w = 15$ Mtr/Sek,

   Winddruck $\frac{w^2}{g} \cdot \gamma = \mathbf{30}$ kg/qm 28b
3. Wirkungsgrad $\eta_0 = 0{,}93 \cdot \sin 60^0 = \mathbf{0{,}80}$ . . . . . . 28a (Tab I)

   Normaldruck $N = 0{,}80 \cdot 30 \cdot 36 = \mathbf{865}$ kg 28a (1, 2)
4. Druck der Achse auf die Druckplatte D:

   $D = N \cdot \sin \alpha = 865 \cdot \sin 60^0 = \mathbf{750}$ kg.

Lösungen zu Aufg. 340—347.

340. Wärmegrade. *Allgemein „Grad Celsius"* mit Ausnahme englisch sprechender Länder . . . . § 29h

341. Wärme. Es sind **35° R** = 35·5/4 = **43 3/4 ° C** 29a

342. Wärme messen. 1. Quecksilberthermometer
2. Alkoholthermometer 29b
3. Pyrometer . . . .

343. Wärmegrade schätzen. In dunkelrotglühendem Zustand hat Eisen eine Temperatur von **700°** Cels. . . . . 29b (Tab 3)

344. Temperatur der Abgase. Wir hängen Metallstücke, z. B. Zinn oder Zink in den betr. Raum, schmilzt das Zinn oder Zink ab, so liegt die Temperatur zwischen **230°—410°** . . . . 29l schmilzt Blei, so handelt es sich um mehr als **330°** usw. (Tab 11)

345. Ausdehnung.

Ausdehnungskoefffzient $\alpha = 0{,}00001468$ . . . . 29c (Tab 4)

Längenausdehnung

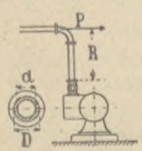
$\lambda = 0{,}00001468 \cdot (70 - 15) \cdot 1{,}8 \cdot 1000 = \mathbf{0{,}15}$ mm . . . 29c (2)

346. Ausdehnung.

1. *Den Längenzuwachs hervorgerufen durch Wärme* . . 29c
2. In Prozenten der Länge des betreffenden Stabes, so dass die Länge im kalten Zustand multipliziert mit dem Ausdehnungskoeffizienten und der Temperatur die Verlängerung durch Wärme angibt 29c

347. Kraftäusserung infolge Ausdehnung.

1. Temperatur des Dampfes = **172°** Cels. . . . . 30h (Tab.)
2. Temperaturzunahme $t = 172 - 15 = \mathbf{157}°$ Cels.



3. Das Moment, welches das Rohr abbrechen will, rechnet sich zu:

$$P \cdot R = \alpha \cdot E \cdot t \cdot F \cdot R \text{ in kgcm} \quad 29c \ (\text{Tab 4}) \ (3)$$

worin für Grauguss: $\alpha \cdot E = 10{,}7$ aus Tab. 4, F Ringquerschnitt des Rohres in qcm, R als Hebelarm wirkende Rohrlänge in cm.

4. Die Ausdehnung ist durch Einfügen elastischer Zwischenstücke oder Stopfbüchsenrohre (sog. Kompensationsrohre) aufzunehmen.

Aufgaben zu § 29a—c.

340. Wärmegrade. Welche Maasseinheit der Wärmemessung gilt für techn. Berechnungen?

341. Wärme. Eine Thermometer zeigt 35° R an, wieviel Grad Celsius entspricht dieses?

„ a — Es sei 20 ( ) ° R, —10 ( ) ° R.

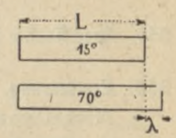
342. Wärme messen. Welche Arten von Thermometer wendet man an

1. für Temperaturen bis —40° C,
2. „ „ unter —40° C,
3. „ „ über 300° C.

343. Wärmegrade schätzen. Welche Temperatur hat Eisen dunkelrotglühend?

344. Temperatur der Abgase einer Feuerung soll bestimmt werden. Ein Pyrometer oder sonstige Vorrichtung ist nicht vorhanden Wie wird man sich helfen?

345. Ausdehnung. Ein Stab aus Schweisseisen von $L = 1{,}8$ Mtr. Länge wird von 15° auf 70° erwärmt. Bestimme die Längenausdehnung in mm.

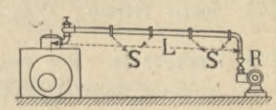


„ a — Es sei $L = 3{,}6$ ( ) Mtr., Erwärm. 15 ( ) ° auf 140 ( ) °.

346. Ausdehnung. 1. Was versteht man unter Ausdehnung eines Körpers?
2. In welcher Maasseinheit wird dieselbe bestimmt?

347. Kraftäusserung infolge Ausdehnung.

Die beistehend skizzierte **Rohrleitung** aus Gusseisen hatte im kalten Zustand (bei $t = 15°$ Lufttemperatur) $L = 92$ Mtr. Länge, war sorgfältig montiert und umhüllt und durch die Stutzen S an der Wand befestigt. Man liess Dampf von $p = 8$ Atm. abs. Spannung eintreten und nach 10 Minuten erfolgte ein Riss in der Leitung bei R. Zur Erklärung des Rohrbruchs bestimme:

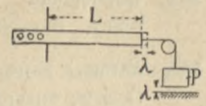


1. die Temperatur des Dampfes von 8 Atm. abs. Spannung,
2. die für die Ausdehnung in Betracht kommende Temperaturdifferenz,
3. das Biegungsmoment, welches den Bruch verursachte,
4. Welche Einrichtung ist zu treffen, um das Brechen der Leitung zu verhindern?

„ a — Es sei $L = 185$ ( ) Mtr., $p = 12$ ( ) Atm. abs.

Aufgaben zu § 29 c—q.

350. Kraftäusserung beim Erkalten. Der Stab (Schweisseisen) in Aufg. 345 habe $F = 24$ qcm Querschnitt. Welche Kraft äussert derselbe beim Erkalten von **70⁰** auf **15⁰**.



351. Ausdehnung. Was weiss man über die **Ausdehnung von Wasser?**

352. — Wie verhält es sich mit der **Ausdehnung** g a s f ö r m i g e r K ö r p e r?
1. Ist dieselbe gleichmässig?
2. Wie gross ist die Ausdehnung?

353. Absolute Temperatur. 1. Wie lautet die Hauptgleichung?
2. Wo liegt der absolute Nullpunkt der Temperatur?

354. Wärmeeinheit. Erkläre den Ausdruck Wärmeeinheit mit Worten.

355. Spezifische Wärme. Was bezeichnet man damit?

356. Erwärmung. 8000 Kal. sollen dazu Verwendung finden, um Nickel von **10⁰** auf **30⁰** C zu erwärmen.
Bestimme:
1. die spezifische Wärme von Nickel,
2. das G e w i c h t der Nickelmenge, welche erwärmt werden kann,

357. — Die aufzuwendende Wärmemenge ist zu bestimmen, um 800 kg Grauguss von 0⁰ auf 160⁰ Cels. zu bringen.

358. Spezif. Wärme. Was bedeutet c_v und c_p?

359. Siedepunkte. Bei welcher Temperatur siedet Alkohol und bei welcher Schwefelsäure?

360. — **Wärmeäquivalent.** Was versteht man unter dem Ausdruck Wärmeäquivalent?

361. Schmelzwärme. Was versteht man darunter?

362. Gefrieren. Bei welcher Temperatur gefriert Quecksilber?

363. Verdampfungswärme. Was versteht man darunter?

364. Arbeitsvermögen des Dampfes. Dampfmenge **250** kg i. d. Stunde. Ein kg Dampf habe **630** Wärmeeinheiten. Bestimme das Arbeitsvermögen des Dampfes.

Lösungen zu Aufg. 350—364.

		§
350.	***Kraftäusserung beim Erkalten.***	
	Wir bestimmen zuerst den Hilfswert $\alpha \cdot E = 29{,}4$	*29c* (Tab 4)
	K r a f t ä u s s e r u n g $P = 29{,}4 \cdot (70 - 15) \cdot 24 = \mathbf{39000}$ kg .	*29c* (3)
351.	***Ausdehnung.*** Erklärt im ersten Band, Abschnitt Wärme . .	*29d*
352.	— 1. Die Ausdehnung gasförmiger Körper ist gleichmässig, 2. Für je 1⁰ Temp.-Erhöhung beträgt dieselbe $^1/_{273}$ des Volumens, sofern die Ausdehnung unter g l e i c h e m Druck erfolgt	*29e*
353.	***Absolute Temperatur.*** 1. Hauptgleichung lautet: Abs. Temperatur $T = 273 + t$	*29g*
	2. Der absolute Nullpunkt der Temperatur liegt bei — 273⁰	*29g*
354.	***Wärmeeinheit oder Kalorien ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um die Temperatur eines Kilogramm Wassers um 1⁰ zu erhöhen***	*29h*
355.	***Spez. Wärme*** ist die Anzahl der Wärmeeinheiten oder Kalorien einer Substanz, welche erforderlich ist, die Temperatur von 1 kg dieser Substanz um 1⁰ C zu erhöhen	*29h*
356.	***Erwärmung.*** 1. Spezif. Wärme von Nickel $c = 0{,}11$ Kal/kg .	*29h* (Tab 7)
	2. Temperaturerhöhung $= 30 - 10 = \mathbf{20}$⁰ Cels., folglich:	
	Gewicht des Nickels $G = \frac{8000}{0{,}11 \cdot 20} = \mathbf{3640}$ kg	*29h* (4)
357.	— Spez. Wärme von Grauguss $c = \mathbf{0{,}13}$ Kal/kg	*29h* (Tab 7)
	Aufzuwendende Wärme $= 800 \cdot 0{,}13 \cdot 160 = \mathbf{16600}$ Kal. . .	*29h* (4)
358.	***Spezif. Wärme.*** c_v = spez. Wärme bei konstantem Volumen; c_p = „ „ „ „ Druck	*29h*
359.	***Siedepunkte.*** Siedetemperatur für Alkohol = **78**⁰ Cels.; „ „ Schwefelsäure = **320**⁰ „	*29i*
360.	***Wärmeäquivalent*** $= \frac{1}{424}$ Kal., d. h. mit **1** kgm Arbeit kann man $\frac{1}{424}$ Kal. Wärme erzeugen und umgekehrt mit einer Kal. 424 kgm Arbeit erzeugen	*29q*
361.	***Schmelzwärme.*** Erklärt in	*29m*
362.	***Gefrieren.*** Quecksilber gefriert bei — 40⁰ Cels.	*29n*
363.	***Verdampfungswärme ist die Anzahl der Kalorien, welche nötig ist, 1 kg einer Flüssigkeit in Dampfform von gleicher Temperatur zu verwandeln***	*29o*
364.	***Arbeitsvermögen des Dampfes.***	
	1. Gesamtkalorien des Dampfes $= 250 \cdot 630 = \mathbf{158000}$ Kal.	
	Arbeitsvermögen $= \frac{158000 \cdot 424}{60 \cdot 60 \cdot 75} = \mathbf{248}$ Pferdestärken . .	*29q*

Lösungen zu Aufg. 365—376.

365. Dampf. §
Wir unterscheiden Sattdampf, Edeldampf, Heissdampf *30a*

366. Atmosphäre. **Alte** Atmosphäre $= 1{,}033$ kg/qcm oder 76 cm QS (Atm. Luftdruck).
Neue Atmosphäre $=$ **1,00** kg/qcm oder **73,3** cm QS (10 Mtr. Wassers.).

367. Vakuum wird gemessen mit Quecksilber-Vakuummeter, wobei die jeweilige Höhe über Meeresspiegel zu berücksichtigen ist (vergl. § 21 d). Umrechnung nach Aufg. 369. *21d*

368. Dampfdruck. 1. *Die Zahl der Atm. abs. ist um 1 grösser als Atm. Überdruck* *30b*

2. Manometer zeigen Atm. Überdruck . *30c*
3. Vakuummeter zeigen meistens cm Quecksilbersäule.

369. 68 cm Quecksilbersäule Vakuum entspr.
$$\left(1 - \frac{68}{76}\right) = \frac{8}{76} \sim 0{,}105 \text{ Atm. abs.}$$ . . . *30c*

370. Techn. Berechnungen. Man rechnet stets mit **Atm. abs.** . . *30c*

371. Dampfwärme. 1. *Die* ***Gesamtwärme*** *gibt die zur Bildung von 1 kg Dampf aus Wasser von 0° benötigte Wärmemenge an* *30e*
2. ***Flüssigkeitswärme*** *ist die zur Temperaturerhöhung der Flüssigkeit von 0° auf die Siedetemperatur aufgewendete Wärmemenge* . . . . *III* *30e*
3. ***Verdampfungswärme,*** *d. i. die latente oder gebundene Wärme, die zur Dampfbildung aus der Flüssigkeit von der Siedetemperatur verwendet wurde* . . . . . . *(I)* *30e* *II*

372. Wärmemenge für Dampferzeugung.
1. Gesamtwärme des Dampfes von 1,5 Atm. abs. $= 640$ Kal. also muss dem Kessel zugeführt werden $= 2{,}3 \cdot 1000 \cdot 640 = \mathbf{1372000}$ Kal. *30h*
2. Gesamtwärme des Dampfes von 12 Atm. abs. $= 663$ Kal. mithin muss zugeführt werden $= 2{,}3 \cdot 1000 \cdot 663 = \mathbf{1525000}$ Kal. „
3. Die Gesamtwärme λ des Wasserdampfes schwankt für die verschiedenen Spannungen nur sehr wenig . . . . . „

373. Ohne merklichen Mehraufwand zur Erzeugung desselben kann er mehr Arbeit abgeben . . . . „

374. Dampfgewicht.
1. 3 cbm von 6 Atm. abs. wiegen $3 \cdot 3{,}16 = 9{,}48$ kg . . *30h*
2. 3 „ „ 1,2 „ „ „ $3 \cdot 0{,}7 = \mathbf{2{,}1}$ „ . . „
3. 3 „ atm. Luft wiegen $3 \cdot 1{,}29 = \mathbf{3{,}87}$ kg . . . . . „

375. — Bei 2,3 Atm. abs. wiegt Dampf so viel als atm. Luft.

376. Gesetz der Expansion *lautet* $p \cdot v^x = konstant$, genügend genau setzt man für Sattdampf $x = 1$, demach $p \cdot v =$ **konstant.** *30k* *(9)*

Aufgaben zu § 30.

365. Dampf. Welche Arten von Wasserdampf unterscheidet man?

366. Atmosphäre. Welche Maasseinheit gilt für die alte und welche für die neue Atmosphäre?

367. Vakuum. Wie misst man Vakuum theoretisch nach?

368. Dampfdruck.
1. Welcher Unterschied besteht zwischen Atm. **abs.** und Atm. Überdruck?
2. Welchen Druck zeigen die Manometer an Dampfkesseln an?
3. „ „ „ „ Vakuummeter an Kondensationen an?

369. Ein Vakuummeter zeigt 68 cm Quecksilbersäule an, wieviel Atm. abs. sind dieses bei 76 cm Barometerstand?

„ *a — Es sei 35 (   ) cm Quecksilbersäule.*

370. Techn. Berechnungen. Welche Arten Atm. sind bei techn. Berechnungen stets anzuführen?

371. Dampfwärme. Erkläre die Ausdrücke
1. Gesamtwärme des gesättigten Dampfes.
2. Flüssigkeitswärme „ „
3. Verdampfungswärme „ „

372. Wärmemenge für Sattdampferzeugung. Dampfkessel A und B haben je $Q = 2{,}3$ cbm Wasserinhalt von $t = 0°$ C. Temperatur. Welche Wärmemenge muss zugeführt werden, um die ganze Wassermenge Q in Dampf zu verwandeln:

1. im Kessel A in Dampf von $p_1 = \mathbf{1{,}5}$ Atm. abs.
2. „ „ B „ „ „ $p_2 = \mathbf{12}$ „ „
3. Wodurch erklärt sich der auffallend geringe Unterschied in der Wärmemenge zur Erzeugung von Dampf von 1,5 und 12 Atm. abs. (in Worten)?

373. — *Worin liegt also der Vorteil hochgespannten Dampfes?*

„ *a — Es sei in Aufg. 372* $Q = 4{,}6$ (   ) *cbm,* $p_1 = 3$ (   ) *Atm. abs.,* $p_2 = 6$ (   ) *Atm. abs.*

374. Dampfgewicht. Bestimme das Gewicht von:
1. 3 cbm gesättigten Wasserdampf von 6 Atm. abs.,
2. 3 „ „ „ „ 1,2 „ „
3. 3 „ atmosphärische Luft.

375. — ***Bei welcher Spannung*** *wiegt der Wasserdampf genau soviel als atm. Luft?*

376. Gesetz der Expansion. Wie lautet das Gesetz, wenn p die Spannung und v das Volumen der Dampfmenge ist?

Aufgaben zu § 30 u. 31.

380. Edeldampf. Wie entsteht Edeldampf?

Beispiel zur Erzeugung von Edeldampf.

381. — Eine Dampfmenge von 1200 kg i. d. Std. bei 6 Atm. Überdruck soll auf 250° C. überhitzt werden. Bestimme:

I. Nötige Kalorien zur Überführung von Sattdampf in Edeldampf.

1. Welche Temperatur hat Sattdampf von $p = 7$ Atm. abs.?
2. Um wieviel Grad ist der Dampf zu überhitzen?
3. Wärmemenge um 1 kg Dampf um 1° C zu überhitzen?
4. Wieviel **Kalorien Gesamtwärme** sind zur Überhitzung der 1200 kg/Stunde erforderlich?

II. Volumenvergrösserung durch Überhitzung.
(6 Atm. Überdruck, 250° C.)

1. Volumen des Dampfes vor der Überhitzung.
2. Wie gross ist die abs. Temperatur des Edeldampfes?
3. Volumen des Dampfes nach der Überhitzung.
4. Wie gross ist die **Volumvergrösserung** nach der Überhitzung?

III. Gewicht des überhitzten Dampfes.

Wieviel wiegt 1 cbm des Edeldampfes (6 Atm. 250° C.)?

IV. Zur Überhitzung nötige Kohlenmenge.

Wieviel kg Kohle i. d. Stunde sind theoretisch für die Überhitzung aufzuwenden, wenn die Kohle 6500 Kal. Heizwert besitzt und der Wirkungsgrad des Kessels 75 % ist?

V. Gesamtwärme des gesättigten und überhitzten Dampfes.

1. Gesamtwärme des gesättigten Dampfes von 7 Atm. abs.?
2. Welche Gesamtwärme ist erforderlich, um 1 kg überhitzten Dampf von 7 Atm. abs. und 250° Temperatur aus Speisewasser von 0° C. zu erzeugen?
3. Wie gross ist die **Gesamtwärme** für 1200 kg?

Lösungen zu Aufg. 380—381.

380. Edeldampf entsteht durch weitere Wärmezufuhr aus Sattdampf, während der Dampf mit der Wasseroberfläche nicht mehr in Berührung ist. § *31a*

381. — Das Durchrechnen der Aufgabe ist besonders wichtig!

I. Nötige Kalorien.

1. Temperatur des Sattdampfes von 7 Atm. abs.
$t = \mathbf{166}^0$ Cels. *30h*
2. Überhitzung $\ddot{u} = 250 - 166 = \mathbf{84}^0$.
3. Überhitzung v. 1 kg Dampf um 1° C. erfordert $c = \mathbf{0{,}48}$ Kal. *31b*
4. Um 1200 kg um 84° C. zu überhitzen, sind also nötig.
Wärmemenge $= 0{,}48 \cdot 1200 \cdot 84 \sim \mathbf{48500}$ Kal. . . . *31b* (3)

II. Volumenvergrösserung.

1. Ein kg Dampf von 7 Atm. abs. hat $\frac{1}{3{,}66}$ cbm Volumen . . *30h*
also $v = \frac{1200}{3{,}66} \sim \mathbf{330}$ cbm.
2. abs. Temperatur des Edeldampfes $T\ddot{u} = 273 + 250 \sim \mathbf{523}^0$ *31b* (1)
3. Nach Überhitzung:
Volumen $V\ddot{u} = \dfrac{0{,}004924 \cdot 523 - 0{,}18536 \cdot \sqrt[4]{7}}{7} \sim \mathbf{0{,}325}$ cbm/kg *31b* (2)
und für 1200 kg $V\ddot{u} = 1200 \cdot 0{,}325 \sim \mathbf{390}$ cbm.
4. Demnach **Volumenvergrösserung** $= \frac{390 - 330}{330} \cdot 100 \sim \mathbf{18}\ \%$.

III. Gewicht.

Gewicht pro cbm $\gamma\ddot{u} = \frac{1200}{390} \sim \mathbf{3{,}07}$ kg (nach II, 3).

IV. Kohlenmenge.

Nach I ist Wärmemenge = 48500 Kal.
Zur Überhitzung demnach erforderlich (theoretisch)
$\frac{48500}{6500} \cdot \frac{100}{75} = \mathbf{10}$ kg Kohle i. d. Stunde.

V. Gesamtwärme.

1. Sattdampf von 7 Atm. abs. hat eine Gesamtwärme
$\lambda = 656$ Kal. *30h*
2. Zur Erzeugnng von 1 kg überhitzten Dampf ist nötig:
Gesamtwärme $W\ddot{u} = 656 + 0{,}48 \cdot 84 = \mathbf{696}$ Kal. . . *31b* (3)
3. Also für 1200 kg:
Gesamtwärme $= 1200 \cdot 696 = \mathbf{835000}$ Kal.

Lösungen zu Aufg. 385—394.

385. Überhitzung. 1. Dampf von 6 Atm. abs. und $t = 260^0$ hat ein Volumen von $V_{\ddot{u}} = \mathbf{0,389}$ cbm/kg . . . . ℌ 31c

2. Gewicht des überhitzten Dampfes $\gamma_{\ddot{u}} = \mathbf{2,57}$ kg/cbm . . „

3. Absolute Temperatur $T_{\ddot{u}} = \mathbf{533}^0$ C. . . . . „

4. Wärmemenge $W_{\ddot{u}} = \mathbf{703}$ Kal. . . . . „

386. Gesetz der Expansion lautet: $p \cdot v^x = p_1 \cdot v_1{}^x$ 31d (5)

worin zu setzen ist für Edeldampf der Exponent $x = \mathbf{1,33}$. 31d (6)

387. Expansionslinie für Edeldampf zeichnet man nach dem Brauerschen Verfahren. Ausführlich erklärt in 31f

388. Heissdampf. Edeldampf über 300^0 C. nennt man Heissdampf 31g

Bewegung des Dampfes.

389. **Geschwindigkeitshöhe** $= \frac{980^2}{2 \cdot 9,81} = \mathbf{48\,500}$ Mtr. 32a

390. Ausströmgeschw. des Dampfes. 1. Wir bestimmen zuerst das Gewicht $\gamma_{\ddot{u}} = 3,38$ kg f. d. cbm Edeldampf . . . . . . 31c und rechnen dann nach Gl. 4

$$\text{Strahlgeschw. } w = 885 \cdot \sqrt{\frac{8}{3,38}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{2}{8}\right)^{0,248}}$$

$\sim \mathbf{740}$ Mtr/Sek 32a (4)

2. Wir ermitteln den ersten Klammerwert (1,54) aus *Fig. 2* . 32b und den zweiten Klammerwert (0,54) aus *Fig. 3*, dann ist:

Strahlgeschw. $w = 885 \cdot 1,54 \cdot 0,54 = \mathbf{740}$ Mtr/Sek . . 32b

391. Arbeitsvermögen. Dampfmenge i. d. Sek. $\frac{280}{3600} = \mathbf{0,078}$ kg.

folglich Arbeitsvermögen $= \frac{0,078 \cdot 48500}{75} = \mathbf{50}$ PS . . 32a

392. Druckverlust in Rohrleitungen. Ursache: Reibung des Dampfes an der Rohrwandung und in sich selbst.

393. — Der Verlust wächst mit der Rohrlänge, der Kleinheit des Durchmessers und im Quadrat der Dampfgeschwindigkeit . . 32d (1)

394. — Hier ist $\frac{L}{d} = \frac{150}{0,13} = 1150$, folglich nach Tab. 32e

Druckverlust $z = 0,056 \cdot \frac{1150}{100} \sim \mathbf{0,65}$ Atm. 32e

Aufgaben zu ℌ 31—32.

385. Überhitzung. Überschlägige Ermittlung. Dampf von 6 Atm. abs. soll auf 260^0 überhitzt werden.

Bestimme schnell:

1. das Volumen in cbm für 1 kg dieses Dampfes,
2. das Gewicht für 1 cbm dieses Dampfes in kg,
3. die absolute Temperatur in Grad Cels.,
4. die Wärmemenge von 1 kg dieses Dampfes in Kal.

386. Gesetz der Expansion des Edeldampfes. Wie lautet hier das Gesetz (entspr. der Aufg. 376 für Sattdampf).

387. Expansionslinie für Edeldampf. Welches Verfahren benutzt man zum Aufzeichnen?

388. Heissdampf. Was ist Heissdampf?

Bewegung des Dampfes.

389. Geschwindigkeitshöhe. Dampf ströme aus einer Düse mit 980 Mtr. Geschwindigkeit i. d. Sek. Wie gross ist die Geschwindigkeitshöhe?

390. Ausströmgeschw. des Dampfes. Dampf von $p = 8$ Atm. abs. soll in einen Raum von $p_0 = 2$ Atm. abs. übergeleitet werden. Berechne die Übertrittgeschw. (Strahlgeschw,) des Dampfes.

1. Bei Edeldampf mit 100^0 Überhitzung.
2. Wie ist diese umständliche Rechnung zu vereinfachen?

391. Arbeitsvermögen. Aus der Düse der Aufg. 389 ströme eine Dampfmenge von 280 kg i. d. Stunde. Berechne die Arbeitsleistung dieses Dampfes.

392. Druckverlust in Rohrleitungen. Nenne die Ursachen des Druckverlustes in Rohrleitungen.

393. — Welche Umstände haben Einfluss auf die Grösse des Spannungsunterschiedes (in Atm.) zwischen Anfang und Ende der Rohrleitung.

394. — Es sei Rohrlänge $L = 150$ Mtr., Rohrdurchm. $d = 13$ cm. Dampfgeschwindigkeit $w = 30$ Mtr/Sek, Dampfdruck $p = 7$ Atm. Bestimme den **Druckverlust** in Atm. für gerade Leitung.

Die **übliche Berechnungsweise** der Reibungswiderstände weist noch Lücken auf, da die Ergebnisse der Berechnung sich nicht immer mit den Versuchsergebnissen decken. Wir müssen aber vorläufig die alte Rechnungsweise beibehalten, bis Klarheit über diese Sache geschaffen ist.

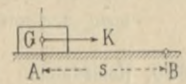
Aufgaben zu § 33—34.

400. Reibung. Welche drei Arten von Reibung haben wir zu unterscheiden?

401. Reibungsarbeit. Wo bleibt die durch Reibung vernichtete Arbeit?

402. Reibungskoeffizient. Was versteht man unter Reibungskoeffizient und in welcher Maasseinheit wird derselbe ausgedrückt?

403. Gleitende Reibung. Ein Gleitschuh habe $G = 130$ kg Gewicht, Gleitfläche glatt. Grauguss auf Grauguss, fettig. Bestimme:



1. den Reibungskoeffizienten μ,
2. die zum Bewegen erforderliche Kraft K in kg,
3. die aufzuwendende Arbeit in mkg, um den Schlitten von A nach B zu bewegen; Weg $s = 5{,}5$ Mtr.,
4. die Leistung in PS, welche erforderlich ist, um den Schlitten mit $v = 3{,}3$ Mtr/Sek vorwärts zu bewegen.

„ a —, $G = 260$ (   ) kg, zu 3: für $s = 11$ (   ) Mtr., zu 4: für $v = 6{,}6$ (   ) Mtr.

404. Reibung mit Massenbeschleunigung. Der Gleitschuh in voriger Aufgabe befindet sich in Ruhe und soll den Weg $s = 5{,}5$ Mtr. in $t = 0{,}5$ Sek. zurücklegen. Berechne die dazu erforderliche Kraft.

1. Beschleunigung φ in Mtr/Sek².
2. Kraft zum Bewegen in kg.

405. Halszapfen. Welche Grössen haben Einfluss

1. auf die Grösse der Reibungsarbeit,
2. auf das Heisslaufen des Zapfens?

406. Reibungsradius für Stirnzapfen. Was versteht man darunter und wie gross ist derselbe für 11 cm Zapfendurchmesser?

407. Umfangsgeschw. des Zapfens. Wie gross ist dieselbe für 21 cm Zapfendurchmesser und $n = 95$ Umdrehungen i. d. Min.?

Lösungen zu Aufg. 400—406.

400. Reibung. Man unterscheidet: §

Gleitende, Zapfen- und rollende Reibung 33b

401. Reibungsarbeit. Die Arbeit wird in Wärme umgesetzt und an die den Körper umgebende Luft, Wasser oder dergl. abgegeben.

402. Unter Reibungskoeffizient versteht man diejenige Zahl, welche, mit dem Druck auf der Reibungsfläche multipliziert, den Reibungswiderstand ergibt. Als Maasseinheit gilt nur bei der rollenden Reibung das cm 33

403. Gleitende Reibung. 1. Gleitschuh ist ein gut geölter Maschinenteil. Wir setzen:

Reibungskoeffizient $\mu = \mathbf{0{,}07}$ 34

2. Kraft $K = G \cdot \mu = 130 \cdot 0{,}07 = \mathbf{9{,}1}$ kg 33c
3. Arbeit $A = K \cdot s = 9{,}1 \cdot 5{,}5 = \mathbf{50}$ mkg 33d
4. Zum Bewegen des Schlittens mit 3,3 Mtr/Sek ist nötig:

Kraft $N = \frac{9{,}1 \cdot 3{,}3}{75} = \mathbf{0{,}4}$ PS 33e

404. Reibung mit Massenbeschleunigung.

1. Beschleunigung $\varphi = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{2 \cdot 5{,}5}{0{,}5^2} = \mathbf{44}$ Mtr/Sek² . . . 8e (1)
2. Die nötige Kraft setzt sich zusammen aus Reibung + Beschleunigungskraft.

Da nun Reibungskoeffizient der Ruhe $\mu = 0{,}1$, so ist 34 l

Kraft $K = 130 \cdot 0{,}1 + 44 \cdot \frac{130}{9{,}81} = \mathbf{593}$ kg 33f (4)

405. Halszapfen. 1. Lagerdruck, Reibungsradius und Umfangsgeschwindigkeit des Zapfens 52c

2. Reibungsgrösse für 1 qcm Lagerfläche 52c

406. Reibungsradius für Stirnzapfen. Im Reibungsradius ist der Einfluss der Druckverteilung berücksichtigt, so dass:

Reibungsradius $y = \frac{4}{\pi} \cdot R = 1{,}27\ R$,

also für $d = 11$ cm Durchm., $y = 1{,}27 \cdot 5{,}5 = \mathbf{7}$ cm . . 34g

407. Umfangsgeschwindigkeit. Berechnet in Aufg. 413 unter 3.

In der Dampfmaschine treten fast alle Arten von Reibungen auf; wir wollen deshalb die

sämtlichen Reibungswiderstände in einer Einzylinder-Dampfmaschine

rechnerisch ermitteln. Gegeben sei: $H = 800$ mm Kolbenhub. Druck bezw. Zug in der Treibstange (bei Totpunktlage) $P = 12100$ kg. Umdrehungen $n = 96$ i. d. Min., Dampfdruck $p = 8$ Atm. abs., indiz. Leistung $N_i = 120$ Pferdestärken.

Als Nebenaufgabe kann gesetzt werden:

$H = 600$ ( ) mm, $P = 7400$ ( ) kg, $n = 125$ ( ), $p = 8$ ( ) Atm., $N_i = 70$ ( ) PS.

Lösungen zu Aufg. 410—411.

410. Geradführung. 1. Es kommt hier in Betracht: Kreuzkopfgew. $= 75$ kg, Kreuzkopfbolzengew. $= 15$ kg, halbes Treibstangengew. $= 66$ kg, halbes Kolbenstangengew. $= 34$ kg, ergibt:

Gesamtgewicht $G \sim$ **190** kg.

2. Zur Berechnung des für die Reibungsarbeit in Betracht kommenden Druckes muss der aus der Leistung resultierende mittlere Druck, welcher den mittleren Gleitbahndruck erzeugt, ermittelt werden; derselbe bestimmt sich zu: §

$P_m = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{75 \cdot 30 \cdot 120}{2 \cdot 0{,}4 \cdot 96} = \mathbf{2750}$ kg *88b* (4)

3. mittl. Schlittendruck $Q = 2750 \cdot \frac{40}{200} + 190 = \mathbf{740}$ kg . . (2)

4. mittl. Schlittengeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 96}{30} = \mathbf{2{,}55}$ Mtr/Sek . . (1)

5. Reibungskoeffizient $\mu = \mathbf{0{,}07}$ . . . . (8)

6. Reibungsarbeit $= Q \cdot \mu \cdot C = 740 \cdot 0{,}07 \cdot 2{,}55 = \mathbf{132}$ mkg/Sek (6)

7. Kraftverbrauch $N_r = \frac{132}{75} = \mathbf{1{,}76}$ PS.

8. **Kraftverlust** $= \frac{1{,}76 \cdot 100}{120} = \mathbf{1{,}46}$ %.

411. Kolben und Kolbenstange.

1. Druck gegen die Zylinderwand:

$P_r = D \cdot \pi \cdot b \cdot q = 40 \cdot 3{,}14 \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}15 = \mathbf{98}$ kg . . . *99* (21)

2. Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}07$, demnach *34l*

Kolbenreibung $R = 98 \cdot 0{,}07 = \mathbf{6{,}9}$ kg *99* (27)

3. Stopfbüchsreibung $R_1 = 2 \cdot 7{,}8 \cdot \pi \cdot 0{,}1 \cdot 7 \sim \mathbf{34}$ kg, worin $\mu = 0{,}1$ nach *34l*

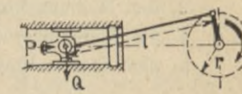
4. Gesamtreibung $K = R + R_1 = 6{,}9 + 34 = 40{,}9$ kg,

5. mittl. Kolbengeschw. $C = 2{,}55$ Mtr/Sek, demnach:

Reibungsarbeit $N_r = \frac{40{,}9 \cdot 2{,}55}{75} = \mathbf{1{,}4}$ PS.

Aufgaben zu § 33—34.

410. Geradführung. Kurbelradius $r = 40$ cm, Treibstangenlänge $l = 200$ cm. (Gusseisen auf Gusseisen, geölt.)

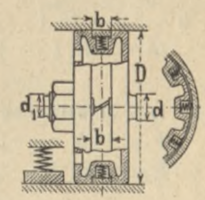


Bestimme:

1. das Gestängegewicht, welches hier in Betracht kommt,
2. den mittleren Gestängedruck P_m,
3. den zur Berechnung der Reibung einzusetzenden Druck Q,
4. die mittlere Schlittengeschwindigkeit c in Mtr/Sek,
5. den Reibungskoeffizienten μ,
6. die Reibungsarbeit A in mkg/Sek,
7. die Reibungsarbeit in PS,
8. den Prozentsatz von der Leistung, welchen die Maschine zum Bewegen des Schlittens verbraucht.

„ a —, Es sei $r = 30$ ( ) cm, $l = 156$ ( ) cm.

411. Kolben und Kolbenstange. Der Dampfkolben habe Kolbenringe von $b = 52$ mm Breite mit radialen Spiralfedern, Durchm. $D = 40$ cm. Der Druck der Ringe gegen die Zylinderwandung betrage $q = 0{,}15$ kg/qcm. Die Kolbenstange habe $d = d_1 = 78$ mm Durchm. und sei vorn und hinten in Stopfbüchsen geführt.



Bestimme:

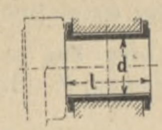
1. den Druck P der Kolbenringe gegen die Zylinderwandung,
2. die Kolbenreibung R in kg,
3. die Stopfbüchsreibung R_1 in kg,
4. die Kraft K, welche zum Bewegen des Kolbens mit Stange nötig ist,
5. Reibungsarbeit N_r in PS.

„ a Es sei $b = 4{,}5$ ( ) cm, $D = 35$ ( ) cm, $d = d_1 = 6{,}2$ ( ) cm

*) Stopfbüchsreibung $R_1 = d \cdot \pi \cdot \mu \cdot p$, worin d Stangendurchmesser $\mu = 0{,}1$ Reibungskoeffizient, p Dampfdruck in Atm. Überdr.

Aufgaben zu § 33—34 und 52c.

412. Das **Hauptlager** hat $d = 21$ cm Durchmesser, $l = 33$ cm Länge, Schwungradgewicht $G = 3400$ kg.

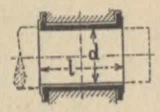


Bestimme:

1. den mittl. Kolbenüberdruck P (wirks. Kolbenfl. $Q = 1560$ qcm, mittl. Kolbenüberdruck $p_m = 2{,}3$ Atm.),
2. den in Rechnung zu ziehenden Lagerdruck P_1 in kg,
3. den Reibungskoeffizienten μ,
4. die Reibungsarbeit A in mkg/Sek,
5. den Kraftverbrauch N_r in PS.

„ *a* —, $d = 16$ ( ) *cm*, $l = 25$ ( ) *cm*, $G = 2000$ ( ) *kg*.

413. Das **hintere Lager** hat $d = 21$ cm Durchmesser, $l = 33$ cm Länge, Schwungradgew. $G = 3400$ kg.

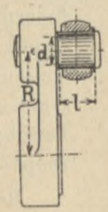


Bestimme:

1. den Lagerdruck in kg,
2. den Reibungskoeffizienten μ,
3. die Reibungsarbeit A in mkg/Sek,
4. den Kraftverbrauch N_r in PS.

„ *a* —, $d = 16$ ( ) *cm*, $l = 25$ ( ) *cm*, $G = 2000$ ( ) *kg*.

414. Der **Kurbelzapfen** hat $d = 11$ cm Durchmesser, $l = 14{,}5$ cm Länge, mittlerer Kolbendruck $P = 3600$ kg.



Bestimme:

1. den Reibungskoeffizienten μ,
2. die Reibungsarbeit A in mkg/Sek,
3. den Kraftverbrauch N_r in PS.

„ *a* —, $d = 8{,}5$ ( ) *cm*, $l = 11{,}5$ ( ) *cm*, $P = 2200$ ( ) *kg*.

415. Schwungrad. Wie gross ist der Kraftverbrauch N_r, welcher zur Überwindung des Luftwiderstandes des Schwungrades von $D = 400$ cm Durchmesser in Betracht zu ziehen ist?

„ *a* —, $D = 320$ ( ) *cm*.

Lösungen zu Aufg. 412—415.

412. ***Hauptlager.*** Beim Kurbelwellenlager müsste man für jeden Punkt des Umfanges den entsprechenden Druck und die Geschwindigkeit ermitteln. Wir setzen hier als Annäherungswert

$$\text{Lagerdruck} = 1{,}2\,P + 0{,}46\,G \quad \ldots\ldots \quad \mathfrak{D}\,88$$

worin P mittl. Kolbenüberdr. in kg, G Schwungradgew. in kg.

1. Mittl. Kolbendruck $P = Q \cdot p_m = 1560 \cdot 2{,}3 = \mathbf{3600}$ kg.
2. Angenähert Lagerdruck
   $P_1 = 1{,}2\,P + 0{,}46\,G = 1{,}2 \cdot 3600 + 0{,}46 \cdot 3400 = \mathbf{5880}$ kg. $\mathfrak{H}$
3. Reibungskoeffizient $\mu = \mathbf{0{,}05}$ . . . . *52c (14)*
4. Geschw. der Reibfläche $v = \frac{21}{100} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 96}{60} = \mathbf{1{,}04}$ Mtr/Sek. *(11)*
   mithin Reibungsarbeit
   $A = 1{,}27 \cdot 5880 \cdot 1{,}04 \cdot 0{,}05 = \mathbf{388}$ mkg/Sek . . . *(12)*
5. **Kraftverbrauch** $N_r = \frac{A}{75} = \frac{388}{75} = \mathbf{5{,}2}$ PS *33e*

413. ***Hinteres Lager.*** 1. Das hintere Lager erleidet ausser dem Schwungradgewicht eine Reaktion von dem Kolbendruck herrührend, wir wollen als Annäherungswert setzen:

$$\text{Lagerdruck} = 0{,}65\,G = 0{,}65 \cdot 3400 = \mathbf{2200}\ \text{kg}.$$

2. Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}05$ . . . . *52c (14)*
3. Geschw. der Reibfläche $v = \frac{21}{100} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 96}{60} = \mathbf{1{,}04}$ Mtr/Sek . *(11)*
   mithin Reibungsarbeit
   $A = 1{,}27 \cdot 2200 \cdot 1{,}04 \cdot 0{,}05 = \mathbf{146}$ mkg/Sek . . . *(12)*
4. **Kraftverbrauch** $N_r = \frac{146}{75} \sim \mathbf{2}$ **PS** *33e*

414. ***Kurbelzapfen.***

1. Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}05$ . . . . *52c (14)*
2. Geschw. der Reibfläche $v = \frac{11}{100} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 96}{60} = \mathbf{0{,}55}$ Mtr. . . *(11)*
   mithin Reibungsarbeit
   $A = 1{,}27 \cdot 3600 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}55 = \mathbf{126}$ mkg/Sek . . . *(12)*
3. **Kraftverbrauch** $N_r = \frac{126}{75} = \mathbf{1{,}68}$ PS *33e*

415. ***Schwungrad.*** Angenähert kann man setzen:

$$\text{Kraftverbrauch } N_r = \frac{N \cdot n^2}{700000} \text{ in PS,}$$

worin N Leistung der Dampfmaschine in PS, n Tourenzahl i. d. Min, also:

$$\textbf{Kraftverbrauch } N_r = \frac{120 \cdot 96^2}{700000} = \mathbf{1{,}54}\ \text{PS}.$$

Lösungen zu Aufg. 416—421.

416. Steuerventile.

1. Der Gesamtweg, welcher von den 4 Steuerventilen während einer Umdrehung zurückgelegt wird, beträgt $w = 4 \cdot 0{,}025 = 0{,}1$ Mtr., mithin pro Umdrehung Arbeit $A' =$ Federdruck $\times\, w = 30 \cdot 0{,}1 = 3$ mkg.
2. Bei 96 Umdrehungen erhalten wir $A = 96 \cdot 3 = 288$ mkg.
3. Mithin Kraftverbrauch $N_r = \frac{288}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}07}$ PS.

417. Äussere Steuerungsteile. Kraftverbrauch $= \frac{N}{100} \cdot 1{,}5 = 1{,}8$ PS.

418. Gesamtreibungswiderstände und effektive Maschinenleistung.

1. Reibungswiderstand	nach Aufg. 410:	Geradführung	1,76 PS.
	„ „ 411:	Kolben u. Stange	1,4 „
	„ „ 412:	Hauptlager	5,2 „
	„ „ 413:	hinteres Lager	2 „
	„ „ 414:	Kurbelzapfen	1,68 „
	„ „ 415:	Schwungrad	1,54 „
	„ „ 416:	Steuerventile	0,07 „
	„ „ 417:	Äuss. Steuerteile	1,8 „
		zusammen =	**15,45** PS.

2. bei 120 Pferdestärken, demnach $\frac{15{,}45}{120} \cdot 100 \sim \mathbf{13}\,\%$.
3. Effektive Maschinenleistung $N_e = 120 - 15{,}45 = 104{,}6$ PS.
4. Nach *D* 35 ist für eine Leistung von 100 bis 200 PS der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}88$, mithin
   effektive Leistung $N_e = N_i \cdot \eta = 105{,}6$ PS.
   Die gerechneten Werte decken sich demnach angenähert mit den Zahlen für η im Buch „Dampfmasch."

Aufgaben zu ℌ 33—35.

416. Der Ventilhub der **Steuerventile** betrage $h = 25$ mm, der Federdruck $P = 30$ kg. Bestimme:

1. die Arbeit A' zum Anheben der Ventile pro Umdrehung in mkg;
2. „ „ A bei der normalen Umdrehungszahl in mkg;
3. „ „ N_r „ „ „ „ „ PS.

„ a —, $h = 20$ ( ) mm, $P = 23$ ( ) kg.

417. Äussere Steuerungsteile. Schätze den Anteil der Steuerwelle, Exzenter, Anhub der Ventile usw. an Reibungswiderständen. (Man kann hierfür 1,5 % der Maschinenleistung ansetzen.)

418. Die gesamten Reibungswiderstände und die effektive Leistung der Dampfmaschine.

1. Mache eine Tabelle über die gefundenen Reibungswiderstände Aufg. 410 bis 417. Bestimme ferner:
2. den diesen entspr. Prozentsatz der Maschinenleistung;
3. die effektive Leistung der Dampfmaschine in PS;
4. „ „ „ „ „ nach der im Dampfmaschinenbau üblichen Rechnungsweise.

„ a —, Desgleichen für Maschine 600 ( ) Hub.

Unterschied zwischen gleitende, rollende und Zapfenreibung.

419. Reibungsunterschied. ℌ

Fall I. 1. Nötige Zugkraft $K = G \cdot \mu = 532 \cdot 0{,}16 = \mathbf{85}$ kg . *33c-d*

2. Reibungsarbeit $A = K \cdot v$.

Fall II. 1. Nötige Zugkraft $K = \frac{G \cdot f}{R} = \frac{532 \cdot 0{,}05}{16} = \mathbf{1{,}66}$ kg . *35a*

2. Reibungsarbeit $A = K \cdot v$.

Fall III. 1. Zugkraft $K = 1{,}27 \cdot G \cdot \mu \cdot \frac{r}{R} + \frac{G \cdot f}{R}$, also

$$K = 1{,}27 \cdot 532 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{3{,}1}{16} + \frac{532 \cdot 0{,}05}{16} = \mathbf{21{,}3}\ \text{kg} \quad \dots \quad 34l$$

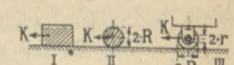
hierin ist $\mu = 0{,}15$ gewählt.

2. Reibungsarbeit $A = K \cdot v$.

420. — Fall III mit Radius $r =$ Null geht in Fall II über.

421. — Je grösser r, desto grössere Zugkraft ist nötig.

419. Zur Erklärung des **Unterschiedes** zwischen gleitende, rollende und Zapfenreibung diene folgende Aufgabe. Ein Körper vom Gewicht G soll mit der Geschw. v Mtr/Sek horizontal fortbewegt werden.



Es sei $G = 532$ kg, Zapfendurchm. $2 \cdot r = 6{,}2$ cm, Rollendurchm. $2 \cdot R = 32$ cm, $\mu = 0{,}15$, $f = 0{,}05$.

Bestimme für die 3 Fälle I, II und III:

1. Zugkraft K in kg.
2. Reibungsarbeit A in Sek/mkg.

420. — *Setze für den Fall III den Radius $r =$ Null.*

421. — *Welchen Einfluss hat demnach der Zapfendurchm. auf die nötige Zugkraft K?*

4*

Fahrzeuge. Aufgaben zu § 35 c—f.

425. Gewöhnlicher Strassenwagen sei mit $G = 5000$ kg belastet. Wieviel Pferde sind zum Fortbewegen (Schrittgeschw., also Geschw. = 4,5 km/Std.) erforderlich?

Bestimme:

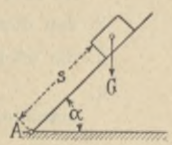
1. den Reibungswiderstand des Fahrzeuges auf gutem Steinpflaster in kg,
2. Zugkraft eines mittelstarken Pferdes in kg,
3. Nötige Anzahl Pferde.

Schiefe Ebene. Aufgaben zu § 36.

426. Reibungswinkel. Was versteht man unter Reibungswinkel und wie bezeichnet man denselben?

427. — Wie lautet die Hauptgleichung für den Gleichgewichtszustand?

428. Schiefe Ebene. Ein Balken von $G = 150$ kg Gewicht befindet sich auf einer schiefen Ebene mit $\alpha = 32^0$ Neigung. Die gleitenden Flächen sind Holzkufen (ungeschmiert).



Bestimme:

1. den Normaldruck senkrecht zur schiefen Ebene in kg,
2. den Druck parallel zur Ebene in kg,
3. den Reibungskoeffizienten μ,
4. den Reibungswiderstand in kg,
5. die Komponente in kg, welche parallel der Neigung der Ebene den Körper nach unten zu ziehen bestrebt ist,
6. die Beschleunigung, welche der Balken erfährt, in Mtr/Sek^2,
7. die Beziehung, welche zwischen Weg s, Zeit t und Beschleunigung φ besteht,
8. die Zeit t in Sek., in welcher der Balken bei A ankommt, wenn Weg $s = 15$ Mtr.,
9. den Neigungswinkel der schiefen Ebene in Grad, bei welchem ein Herabgleiten nicht erfolgt.

„ a —, Es sei $G = 300$ ( ) kg, $\alpha = 64^0$ ( ).
zu 8 sei $s = 30$ ( ) Mtr.

Fahrzeuge. Lösungen zu Aufg. 425—428.

425. Gewöhnlicher Strassenwagen. §

1. Reibungskoeffizient $\mu = 0,02$ 35d

folglich Reibungswiderstand $= 5000 \cdot 0,02 =$ **100** kg . . 35c (1)

2. Zugkraft eines mittelstarken Pferdes = **35** kg 35f

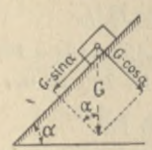
2. Nötige Anzahl Pferde $= \frac{100}{35} \sim$ **3.**

Schiefe Ebene. Lösungen zu Aufg. 426—428.

426. Reibungswinkel ist derjenige Winkel, bis zu welchem eine Ebene gegen die Horizontale geneigt sein darf, ohne dass ein auf derselben ruhender Körper abgleitet. Man bezeichnet denselben mit ϱ 36e

427. — Die Hauptgleichung lautet: $\operatorname{tg} \varrho = \mu$ 36e (6)

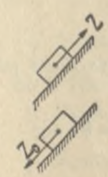
428. Schiefe Ebene.



1. Normaldruck $= 150 \cdot \cos 32^0 =$ **127,2** kg . 36a (1)
2. Hangabtrieb $= 150 \cdot \sin 32^0 =$ **79 5** kg . . „

Normaldruck und Hangabtrieb beziehen sich nur auf reibungslosen Zustand.

3. Reibungskoeffizient $\mu = 0,38$ 34l



4. Reibungswiderstand
$Z = 150 \cdot \cos 32^0 \cdot 0,38 =$ **48,3** kg . 36c (3)
5. Kraft $Z_0 = 79,5 - 48,3 =$ **31 2** kg . . . 36c (4)
6. Beschleunigung

$$\varphi = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{31,2}{150:9,81} = \mathbf{2,05} \text{ Mtr/Sek}^2 \quad 36f$$

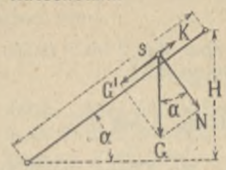
7. Weg $s = \frac{\varphi}{2} \cdot t^2$; Zeit $t = \sqrt{\frac{2\,s}{\varphi}}$; Beschleun. $\varphi = \frac{2\,s}{t^2}$. 8e
8. Zeit $t = \sqrt{\frac{2\,s}{\varphi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 15}{2,05}} =$ **3,83** Sek. 8e
9. Nach Aufg. 427 ist $\operatorname{tg} \varrho = \mu = 0,38$ 36e

folglich

Reibungswinkel $\varrho =$ **20° 50′** 36e

Lösungen zu Aufg. 429.

429. Rutschbahn.



$\mathfrak{H}$

1. Normaldruck

$N = 650 \cdot \cos 35^0 = \mathbf{532}$ kg . *36a*

2. Reibungskoeffizient für rollende Reibung (Eisen auf Eisen):

$f = 0{,}05$ cm . . . *35b*

mithin Reibung $Z = \frac{532 \cdot 0{,}05}{16} = \mathbf{1{,}66}$ kg . . *35a*

3. Reibungskoeffizient für Zapfenreibung $\mu = 0{,}15$ *34l*

mithin Reibung $Z_1 = 1{,}27 \cdot 532 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{3{,}1}{16} = \mathbf{19{,}8}$ kg,

vergl. auch Aufg. 419, Fall III.

4. Hangabtrieb $G' = 650 \cdot \sin 35^0 = \mathbf{372}$ kg *36a*

5. Gesamtreibung $K = Z + Z_1 = 1{,}66 + 19{,}8 \sim \mathbf{21{,}4}$ kg.

6. Auf den Wagen einwirkende Druckkraft

$P =$ Hangabtrieb $- K = 372 - 21{,}4 = \mathbf{350{,}6}$ kg . . . *36c*

7. Beschleunigung $\varphi = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{350{,}6}{650 : 9{,}81} = \mathbf{5{,}3}$ Mtr/Sek^2 *36f*

8. Weglänge $s = \frac{H}{\sin \alpha} = \frac{15}{\sin 35^0} = \mathbf{26{,}2}$ Mtr.

9. Zeit $t = \sqrt{\frac{2\,s}{\varphi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 26{,}2}{5{,}3}} = \mathbf{3{,}15}$ Sek. *8e*

10. Endgeschwindigkeit $v = 5{,}3 \cdot 3{,}15 = \mathbf{16{,}7}$ Mtr/Sek.

11. Lebendige Kraft des Wagens:

$E = \frac{650}{9{,}81} \cdot \frac{16{,}7^2}{2} \sim \mathbf{9220}$ mkg *10e*

12. Verzögerung während der Aufwärtsbewegung:

$$\varphi' = \frac{\text{Widerstand}}{\text{Masse}} = \frac{372 + 21{,}4}{650 : 9{,}81} = \mathbf{5{,}95} \text{ Mtr/Sek}^2.$$

13. Anfangsgeschw. $c = 16{,}7$ Mtr., Endgeschw. $v =$ Null, mithin

Zeit der Aufwärtsbewegung $t = \frac{c}{\varphi'} = \frac{16{,}7}{5{,}95} = \mathbf{2{,}8}$ Sek . . *8f*

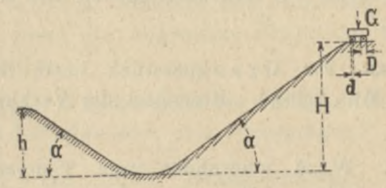
14. Weglänge $s = \frac{c}{2} \cdot t = \frac{16{,}7}{2} \cdot 2{,}8 = \mathbf{23{,}4}$ Mtr. . . . . . . „

woraus **Höhe** $h = s \cdot \sin \alpha = 23{,}4 \cdot \sin 35^0 = \mathbf{13{,}4}$ Mtr.

15. Als hindernd derWinddruck. Wird dem Wagen eine Anfangsgeschwindigkeit von x Mtr/Sek. erteilt, so wird die Endgeschwindigkeit $v = c + x$ und die grösste erreichbare Höhe $= h \cdot \frac{c + x}{c}$ Mtr.

Aufgabe zu $\mathfrak{H}$ 35—36.

429. Für eine **Rutschbahn** soll die Höhe h bestimmt werden. Es sei $H = 15$ Mtr. bei $\alpha = 35^0$ Neigungswinkel. Gewicht des Wagens mit 6 Personen $G = 650$ kg, Durchmesser der vier Wagenräder $D = 2 \cdot R = 32$ cm, der Zapfen der Wagenachsen $d = 2 \cdot r = 6{,}2$ cm.



Bestimme:

Abwärtsgang:

1. Normaldruck des Gewichtes G senkrecht zur schiefen Ebene,
2. Reibung, rollende, der Wagenräder in kg,
3. „ Zapfen der Radachsen in kg,
4. den Druck parallel zur Ebene (Hangabtrieb) in kg,
5. die Grösse der Reibung in kg,
6. die Kraft, welche auf den Wagen einwirkt, in kg,
7. die Beschleunigung, welche der Wagen erfährt, in Mtr/Sek^2,
8. die Weglänge s (Länge der schiefen Ebene für Abfahrt) in Mtr.,
9. die Zeit t, in welcher der Wagen unten ankommt, in Sek.,
10. die Endgeschwindigkeit v, mit welcher der Wagen unten ankommt, in Mtr/Sek,
11. die lebendige Kraft des Wagens in mkg.

Aufwärtsgang:

12. die Verzögerung, welche der Wagen bei der Aufwärtsbewegung erleidet, in Mtr/Sek^2,
13. die Zeit t zur Aufwärtsbewegung in Mtr/Sek,
14. Höhe h, bis zu welcher der Wagen steigen wird, in Mtr.,
15. Welcher Umstand muss noch in Betracht gezogen werden, bezw. welchen Einfluss haben wir in der Rechnung nicht berücksichtigt?

„ *a* — *Alle Maasse wie in Aufg. 429, jedoch Zapfen doppelt so stark, also $2 \cdot r = 12{,}4$ cm.*

„ *b* — *Alle Maasse wie in Aufg. 429; jedoch Zapfen halb so stark, also $2 \cdot r = 3{,}1$ cm.*

Aufgaben zu § 37.

430. Welche **Metalle** finden im Maschinenbau die meiste Anwendung?

431. Grauguss und Stahlguss: Nenne den Hauptunterschied bezügl. der Verwendung dieser Materialien.

432. Grauguss. Nenne den Kohlenstoffgehalt und den Siliziumgehalt in Prozent.

433. Schwindmaass: Ein Graugussstück hatte im flüssigen Zustande 4,3 Mtr. Länge. Berechne die Verkürzung nach dem Erkalten.

434. Temperguss: Wozu verwendet man Temperguss? Wieviel % Siliziumgehalt hat Temperguss?

435 Hartguss: Was ist das charakteristische des Hartguss? Zu welchem Zwecke wird Hartguss angewandt?

436. Stahlguss: Welchen Vorteil bietet Stahlguss?

437. Bei welcher Temperatur schmilzt Stahlguss?

438. Schwindmaass für Stahlguss. Das unter Aufgabe 433 erwähnte Stück von 4,3 Mtr. Länge sei aus Stahlguss hergestellt. Um wieviel würde sich dasselbe beim Erkalten verkürzen?

439. Converter-Stahlguss. Welche besonderen Kennzeichen hat dieser?

440. Temperstahlguss. Wie wird Temperstahlguss hergestellt?

441. — Anwendung. Zu welchen Zwecken wird man Temperstahlguss verwenden?

Lösungen zu Aufg. 430—447.

430. Grauguss, Stahlguss, Flusseisen, Stahl.

431. ***Stahlguss*** hat grössere Festigkeit, kostet aber das 2 bis 3 fache des Grauguss . . . . § *37b*

432. ***Grauguss:*** Kohlenstoff 3 bis 3,5 %, Silizium 1 bis 3 % . . *37b*

433. ***Schwindmaass.*** Grauguss schwindet $^1/_{96}$ der Länge, folglich Verkürzung $4{,}3 \cdot {}^1/_{96} \sim 0{,}045$ Mtr. *37c*

434. ***Temperguss*** findet Verwendung für kleinere Teile, als Ersatz für Schmiedeeisen. Siliziumgehalt 0,45 bis 1,25 % *37d*

435. ***Hartguss:*** Harte Oberfläche, findet Anwendung bei Teilen, welche sonst starker Abnutzung unterworfen sein würden . . *37e*

436. ***Stahlguss*** bietet, wie schon unter Aufg. 431 erwähnt, höhere Festigkeit und ausserdem höhere Dehnung *37f*

437. ***Stahlguss*** erfordert etwa 1800° *37f*

438. ***Schwindmaass für Stahlguss:*** Schwindmaass 1,7 %, folglich $4{,}3 \cdot 0{,}017 = 0{,}073$ Mtr. $= 73$ mm *37g*

439. ***Converter-Stahlguss*** ist bedeutend zäher und lässt sich schweissen *37h*

440. ***Temperstahlguss.*** *Herstellung.* Auf hohe Erwärmung des Stahlgussteiles erfolgt plötzl. Abkühl. von 1000 auf 600° mittelst Luftstrom *37i*

441. Anwendung: Für Teile, welche Stössen ausgesetzt sind, z. B. Lokomotivräder *37i*

Schweisseisen, Schweissstahl, Flusseisen, Flussstahl.

442. Schweisseisen: Wie wird Schweisseisen hergestellt?

443. Welche **3 Arten** Schweisseisen unterscheidet man?

444. Schweissstahl. Ist Schweisseisen härtbar?

445. Flusseisen. Wie wird Flusseisen hergestellt?

446. — Wann ist Flusseisen härtbar?

447. Stab- und Walzeisen: Was versteht man darunter?

442. ***Schweisseisen:*** Herstellung durch Herdfrischen und Puddeln. Verunreinigungen müssen dann durch Hämmern und Walzen ausgepresst werden *37k*

443. Man unterscheidet: *Schweisseisen, Feinkorneisen und Stahl* . *37l*

444. ***Schweissstahl:*** Bei hohem Kohlenstoffgehalt ist Schweisseisen härtbar (Schweissstahl) *37k*

445. ***Flusseisen*** wird in teigig flüss. Zustande gewonnen, ist deshalb schlackenfreier als Schweisseisen *37m*

446. — Beim Kohlenstoffgehalt von 0,6—2,3 % härtbar . . . . „

447. ***Stab- und Walzeisen.*** Stab- und Walzeisen haben auf der ganzen Länge gleichen Querschnitt *37o*

Anwendung aller Arten des Festigkeitsrechnens erfolgt bei den später folgenden Beispielen in ausreichendem Maasse, da sich das Festigkeitsrechnen von dem übrigen im Maschinenbau notwendigen Rechnen kaum trennen lässt. Wir wollen deshalb hier nur einige einfache Beispiele zur Erklärung der Hauptbegriffe wählen, da ja auch schon im textlichen Teil § 37a—42c eine Anzahl Beispiele enthalten sind.

Zug, Druck, Zerknickung.

Lösungen zu Aufg. 450—455.

450. ***Arten.*** Man unterscheidet Zug-, Druck-, Biegung-, Knickung-, Schub- oder Scheer-, Torsion- oder Drehung- und zusammengesetzte Festigkeit . . . . § *38a*

451. ***Die 15 Hauptbegriffe*** sind ausführlich erklärt in *38c-r*

Die Bedeutung folgender Buchstaben hat man sich einzuprägen:

$E, G, T, K, J, J_p, W, W_p, M_b, M_d$ oder $P \cdot R$, σ, k, τ . *38b*

452. ***Zugfestigkeit.***

1. Beanspruchung $= \dfrac{\text{Belastung in kg}}{\text{Stangenquerschnitt in qcm}}$ kg/qcm, demnach:

   Zugbeanspr. $\sigma_z = \dfrac{2000}{\frac{\pi}{4} \cdot 1{,}3^2} = \dfrac{2000}{1{,}33} = \mathbf{1500}$ kg/qcm . *40b (1)*

2. Längenzunahme $\lambda = \dfrac{1500 \cdot 320}{2050000} = \mathbf{0{,}235}$ cm . . . . *40b (5)*

   Elastizitätsmodul $E = 2050000$ nach . . . . . *39 (T 2)*

3. *Die Bruchgrenze* eines schmiedeeis. Stabes liegt bei $K_z = 3600$ kg/qcm Beanspruchung, mithin wird der Stab zerreissen bei $Q = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot K_z = 1{,}33 \cdot 3600 = \mathbf{4800}$ kg „

453. ***Druckfestigkeit.***

1. *Bruchgrenze für Grauguss $K_d = 7500$ kg/qcm* . . . *39 (T 2)*
2. Querschnitt $f = \frac{\pi}{4} \cdot 12^2 - \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 = \mathbf{35}$ qcm, also:

   Bruchbelastung $P = 7500 \cdot 35 \sim \mathbf{260000}$ kg . . *40c*

454. ***Zerknickungsfestigkeit.***

1. Trägheitsmoment $J = \frac{\pi}{64} d^4 \sim 0{,}05 \cdot 5{,}6^4 \sim 50$ cm^4 . . *39 (T 7)*
2. Elastizitätsmodul f. Schmiedeeisen $E = 2050000$ . . *39 (T 2)*
3. Nach Fall II. in § 40 d wird also:

   Tragkraft $P = \dfrac{10 \cdot 50 \cdot 2050000}{5 \cdot 250^2} = \mathbf{3280}$ kg . . . . *40d (II)*

4. Wir setzen hier $m = 1$ und erhalten dann:

   Bruchbelastung $P = \dfrac{10 \cdot 50 \cdot 2050000}{1 \cdot 250^2} = \mathbf{16400}$ kg . *40d*

455. ***Trägheitsmoment.*** Bei Knickung muss man stets das kleinste Trägheitsmoment nehmen, also die kleinere Seite in der 3. Potenz.

Trägheitsmom. $J = \dfrac{h \cdot b^3}{12} = \dfrac{5{,}8 \cdot 2{,}1^3}{12} = \mathbf{4{,}5}$ cm^4 . . . *39 (T 7)*

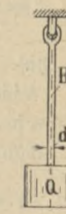
Aufgaben zu § 38a—b.

450. Welche **Arten Festigkeit** unterscheiden wir?

(Bevor wir zum Studium der einzelnen Festigkeitsarten übergehen, muss die allgemeine Erklärung in 38a durchgenommen werden.)

451. Welche sind die **15 Hauptbegriffe** der Festigkeitslehre und welche Buchstaben hat man sich hier einzuprägen?

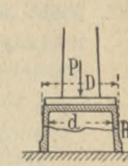
452. Zugfestigkeit. An einer Rundeisenstange von $d = 13$ mm Durchm. hängt eine Last von $Q = 2000$ kg. Bestimme:



1. Die Beanspruchung im Rundeisen in kg/qcm,
2. Die Längenzunahme bei 3,2 Mtr. Stablänge in cm,
3. Bei welcher Belastung Q in kg würde der Stab reissen?

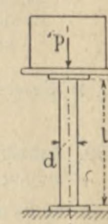
„ *a Es sei $d = 2{,}5$ (   ) cm, $Q = 10000$ (   ) kg.*

453. Druckfestigkeit. Ein Graugussstück, ringförmiger Querschnitt $D = 12$ cm, $d = 10$ cm sei mit P kg belastet. Bestimme:



1. Bruchgrenze des Materials in kg/qcm,
2. Die Belastung P in kg, bei welcher das Gussstück brechen würde.

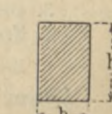
454. Zerknickungsfestigkeit. Eine runde schmiedeeiserne Säule habe $d = 5{,}6$ cm Durchm. und $l = 250$ cm Höhe. Die Tragkraft der Säule ist zu berechnen. Bestimme:



1. Trägheitsmoment in cm^4,
2. Elastizitätsmodul,
3. Tragkraft in kg bei $m = 5$ facher Sicherheit,
4. Bei welcher Belastung P wird die Säule brechen?

„ *a Es sei $d = 11{,}2$ (   ) cm, $l = 500$ (   ) cm.*

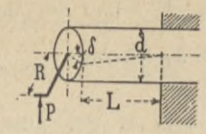
455. Trägheitsmoment. Ein rechteckiger Stab habe $h = 5{,}8$ cm, $b = 2{,}1$ cm. Das Trägheitsmoment für Zerknickung ist zu bestimmen.



„ *a Es sei $h = 11{,}6$ (   ) cm, $b = 1{,}05$ (   ) cm.*

Aufgaben zu § 40a—f.

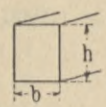
460. Drehungsfestigkeit. An einem Wellenende aus Stahl von $L = 2{,}4$ Mtr. Länge wirke am Hebelarm $R = 72$ cm eine Kraft $P = 3100$ kg. Die Welle hat $d = 190$ mm Durchm. Zu berechnen ist die **Beanspruchung** und der **Verdrehungswinkel.** Bestimme:



1. Drehmom. in cmkg, 2. das pol. Widerstandsm. in cm³, 3. Drehbeanspr. in kg/qcm, 4. pol. Trägheitsmom., 5. Schubelastizitätsmodul, 6. Verdrehungswinkel für 1 lauf. Mtr.

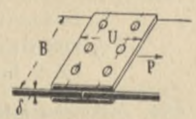
„ *a Es sei $L = 45$ ( ) Mtr., $R = 40$ ( ) cm, $P = 1200$ ( ) kg, $d = 21$ ( ) cm.*

461. pol. Widerstandsmoment. Bestimme das polare Widerstandsmoment eines rechteckigen Querschnittes mit $b = 4{,}1$ cm Seitenbreite, $h = 9{,}8$ cm Höhe.



„ *a Es sei $b = 7$ ( ) cm, $h = 14$ ( ) cm.*

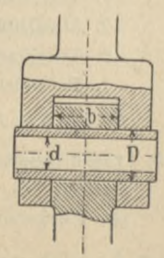
462. Schub- und Scheerfestigkeit. Für beistehend skizzierte Nietverbindung sei Blechstärke $\delta = 1{,}5$ cm, Nietdurchm. $d = 2{,}2$ cm, Anzahl der Niete $z = 3$. Die Zugkraft, welche Bruch veranlasst, ist zu berechnen. Bestimme:



1. Bruchgrenze für Schub des Nietmaterials (Schmiedeeisen),
2. den Querschnitt der Abscheerfläche in qcm,
3. die Kraft P in kg, welche den Bruch veranlasst.

„ *a Es sei $d = 1{,}8$ ( ) cm, $z = 6$ ( ).*

463. Gabelbolzen. Es sei für hohlen Stahlbolzen $D = 8$ cm, $d = 5$ cm. Bei welcher Belastung P wird der Bolzen brechen?



1. Querschnitt der Abscheerfläche in qcm,
2. Koeffizient für Ringquerschnitt,
3. Bruchgrenze für Stahl in kg/qcm,
4. **Bruchbelastung** in kg.

Ist $b > 1{,}5\,D$, so soll man derartige Bolzen auch auf Biegung berechnen, vergl. § 84a und Aufg. 498.

Lösungen zu Aufg. 460—463.

460 Drehungsfestigkeit. §

1. Drehmoment $M_d = 3100 \cdot 72 = \mathbf{223000}$ kgcm 40e
2. pol. Widerstandsm. $W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \sim 0{,}2 \cdot 19^3 = \mathbf{1370}$ cm³ . 39 (T 9)
3. Drehungsbeanspr. $\tau = \frac{223000}{1370} = \mathbf{162}$ kg/qcm 40e (10)
4. pol. Trägheitsmom. $J_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \sim 0{,}1 \cdot 19^4 = \mathbf{13000}$ cm⁴ . 39 (T 9)
5. Schubelastizitätsmodul für Stahl $= \mathbf{850000}$ kg/qcm . . 39 (T 2)
6. Auf die ganze Länge von 2,4 Mtr. wird:

Verdrehungswinkel $\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{223000}{13000} \cdot \frac{240}{850000} = 0{,}275^0 \sim {}^1/_4{}^0$ 40e (13)

also für 1 Mtr. lauf. Länge $\delta = \frac{{}^1/_4{}^0}{2{,}4} \sim \underline{{}^1/_{10}{}^0}$.

Für Schätzungen benutzt man Tab. 2 in 60b

461. Pol. Widerstandsmom. Hier ist wieder darauf zu achten, dass die schmale Seite quadriert wird, also:

pol. Widerst.-Mom. $W_p = \frac{2}{9} \cdot b^2 \cdot h = \frac{2}{9} \cdot 4{,}1^2 \cdot 9{,}8 = \mathbf{36{,}5}$ cm³ 39 (T 9)

462. Schub- und Scheerfestigkeit.

1. *Bruchgrenze (f. Schmiedeeisen) für Schub $K = 2200$ kg* 39 (T 2)
2. Abscheerfläche $F = 2 \cdot 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}2^2 \sim \mathbf{23}$ qcm.
3. Wir setzen für k_s die Bruchgrenze K und erhalten:

Bruchkraft $P = (1 : {}^4/_5) \cdot 23 \cdot 2200 = \mathbf{38000}$ kg . . 40f (14a, 16)

Im allgemeinen ist aber bei einer Nietverbindung (z. B. für Dampfkessel) der Gleitungswiderstand die Hauptsache, vergl. „Nieten“ in 50f

463. Gabelbolzen. 1. Hier kommen 2 Flächen in Betracht, also:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (8^2 - 5^2) \cdot 2 = \mathbf{61} \text{ qcm.}$$

2. Koeffizient für Ringquerschnitt $x = \mathbf{2}$ 40f (14a)
3. Bruchgrenze für Stahl $K = \mathbf{4000}$ kg/qcm . . . . . . 39 (T 2)
4. demnach

Bruchbelastung $P = \frac{61 \cdot 4000}{2} = \mathbf{122000}$ kg 40f (14)

Berechnung dieses Bolzens auf Biegungsfestigkeit ist in Aufg. 498 durchgeführt.

Lösungen zu Aufg. 465—474.

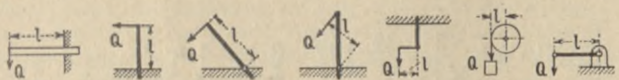
465. *Hauptgrössen* der Biegungsfestigkeit sind: **Biegungsmomente, Auflagerdrücke, Widerstandsmomente.**

§

466. *Moment = Kraft $\times$ Hebelarm* *40g*
Masseinheit: Kraft in kg, Hebelarm in cm, Moment in kgcm.

467. *Hebelarm ist der senkrechte Abstand der Kraftrichtung* vom gefährlichen Querschnitt *40g*

468. *Biegungsmomente.* Entsprechend den Regeln in Aufg. 466—467 zeigen nachstehende Fig. die eingetragenen Werte, so dass



immer **Biegungsmoment** $= Q \cdot l$ *40g*

469. — Moment $= Q \cdot l = 600 \cdot 210 =$ **126000** kgcm . . . . . *40g* *(17)*

470. — 1. Wirken mehrere Kräfte in gleicher Richtung an einem Stab, so ist Biegungsmoment = Summe der Momente der Einzelkräfte, also

$M_b = Q \cdot l + P \cdot r$ . . . . .

2. Wirken die Kräfte entgegengesetzt, so ist Biegungsmom. = Differenz d. Mom. d. Einzelkräfte, also $M_b = Q \cdot l - P \cdot r$ . . . . . *40g* *(18)*

471. *Moment rechts:* Allgemein bezeichnet man hiermit diejenigen Momente, welche *einen rechtsumlaufenden Drehsinn haben* (wie z. B. die Zeiger der Uhr).
Moment links sind Momente mit *linksumlaufendem Drehsinn.*

472. *Gleichgewicht.* Die Hauptregel hierfür lautet:
Moment nach rechts = Moment nach links $M_r = M_l$

473. *Auflagedruck* wird berechnet nach der in Aufg. 472 angegebenen Regel für den Gleichgewichtszustand und zwar wirkt derselbe stets im umgekehrten Drehsinn der Belastung.

474. — Mit Hilfe des Auflagedruckes bestimmt man die Biegungsmomente mehrfach unterstützter Träger, Achsen, Wellen etc. und zwar ist stets:
Biegungsmoment = Auflagedruck $\times$ Hebelarm . . . *40g* *(19)*

Aufgaben zu § 40g.

465. Welche **Begriffe** kommen bei der Biegungsfestigkeit hauptsächlich in Betracht?

466 **Moment.** Was versteht man unter Moment und in welcher Maasseinheit wird dasselbe ausgedrückt?

467. **Hebelarm.** Was bezeichnet man mit Hebelarm?

468. **Biegungsmomente.** In nachstehenden *Fig 2—7* sind Kraft Q und Hebelarm l so einzuschreiben, dass stets Moment nach links $= Q \cdot l$, wie in *Fig. 1* probeweise angedeutet.

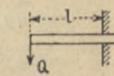


Fig. 1.

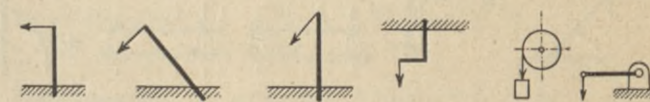


Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5. Fig. 6. Fig. 7.

469. — Es sei in *Fig. 1* Last $Q = 600$ kg, Hebelarm $l = 210$ cm. Wie gross ist das Moment?

„ *a* — *Es sei* $Q = 1200$ (   ) *kg*, $l = 105$ (   ) *cm.*

470. — Wie lautet die **Gleichung** für das Biegungsmoment, wenn mehrere Kräfte (z. B. 2) an einem Stab wirken.
1. in gleicher Richtung,
2. in entgegengesetzter Richtung?

471. **Moment rechts, Moment links.** Was versteht man unter diesen Bezeichnungen?

472. **Gleichgewichtszustand.** Wie lautet die Hauptregel für den Gleichgewichtszustand zweier in verschiedenen Richtungen wirkender Kräfte bezogen auf einen Drehpunkt?

473. **Auflagedruck.** Wie berechnet man den Auflagedruck eines an mehreren (z. B. zwei) Stellen unterstützten Körpers?

474. — Zu welcher Berechnung finden „Auflagedrücke“ Verwendung?

Aufgaben zu § 40.

480. Gleichgewichtslage. Zur Einprägung der in Aufg. 471—473 erklärten Begriffe sind in beistehenden Abb. 9—13a die Buchstaben Q und l sowie P und r so einzutragen, dass immer Moment nach links $= Q\cdot l$, Moment nach rechts $= P\cdot r$ wird. (Vergl. *Fig. 8* und *8a*). Der Drehpunkt des Momentpaares ist in der Zeichnung durch einen kleinen Kreis zu markieren, wie z. B. in *Fig. 10* angegeben.

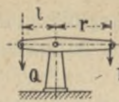
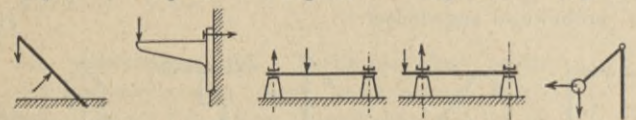


Fig. 8.

Fig. 8a.

Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13.



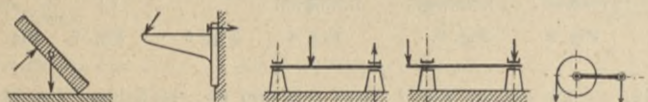


Fig. 9a. Fig. 10a. Fig. 11a. Fig. 12a. Fig. 13a.

481. Die **Platte** in *Fig. 9a* wiege $Q = 300$ kg, die Entfernung des Schwerpunktes von der Kippkante sei $l = 115$ cm, Hebellänge für Angriff der Kraft P sei $r = 200$ cm.

Wie gross ist die Kraft P?

„ *a Es sei* $Q = 600$ ( ) *kg*, $l = 230$ ( ) *cm*, $r = 100$ ( ) *cm.*

482. Regulator. Ein rotierender Zentrifugalregulator befindet sich im Gleichgewichtszustand. Es sei für *Fig. 13* Kugelgewicht $Q = 12$ kg, Kugelmittelentfernung von der vertikalen Regulatorspindel $l = 20$ cm, vom oberen Drehpunkt $r = 22{,}4$ cm.

Wie gross ist die Zentrifugalkraft P?

„ *a Es sei* $Q = 24$ ( ) *kg*, $l = 40$ ( ) *cm*, $r = 11{,}2$ ( ) *cm.*

483. Winde. In der in *Fig. 13a* dargestellten einfachen Trommelwinde sei Last $Q = 210$ kg, Trommelhalbmesser $l = 21{,}5$ cm, Kurbellänge $r = 32$ cm.

Bestimme die zum Aufwinden der Last nötige Kraft P.

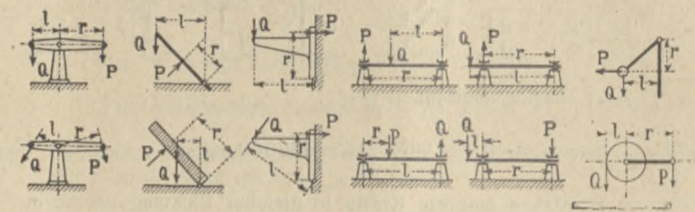
„ *a Es sei* $Q = 420$ ( ) *kg*, $l = 43$ ( ) *cm*, $r = 16$ ( ) *cm.*

Lösungen zu Aufg. 480—483.

480. Gleichgewichtslage. Bezüglich Hebelarm und Kraftrichtung gelten auch hier die Erklärungen in Aufg. 467—471. Für die Gleichgewichtslage (Auflagedrücke, Stützendrücke etc., vergl. auch Aufg. 472) gilt in nachsteh. Abbild.

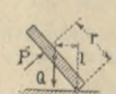
$$M_l = M_r \text{ oder } Q\cdot l = P\cdot r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; 40g$$

Wenn drei Grössen bekannt sind, lässt sich die vierte Grösse bestimmen, beispielsweise $P = \frac{Q\cdot l}{r}$.



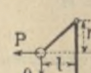
Man soll diese Buchstaben in die Abbildungen der Aufgabe aus dem Gedächtnis eintragen.

481. Platte. Wir bilden die Momentgleichung: $Q\cdot l = P\cdot r$, somit:



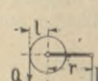
$$\text{Kraft } P = \frac{Q\cdot l}{r} = \frac{300\cdot 115}{200} = 172 \text{ kg} \quad . \; . \quad 40g$$

482. Regulator. Momentgleichung $Q\cdot l = P\cdot r$, demnach:



$$\text{Zentrifugalkraft } P = \frac{Q\cdot l}{r} = \frac{12\cdot 20}{22{,}4} = 10{,}7 \text{ kg} \quad . \quad „$$

483. Winde. Momentgleichung $Q\cdot l = P\cdot r$, hieraus:



$$\text{Kraft } P = \frac{Q\cdot l}{r} = \frac{210\cdot 21{,}5}{32} = 131 \text{ kg} \quad . \; . \quad „$$

Lösungen zu Aufg. 485—492.

485. ***Gleichgewicht.*** Hierfür gilt: § 40h

Summe der Momente nach links = Summe der Momente nach rechts

$$\text{also } Q_2 \cdot l_2 + Q_1 \cdot l_1 = P \cdot r.$$

486. ***Winde.*** Aus der Regel:

Moment nach links = Moment nach rechts ergibt sich:

$$\text{für Welle I: } Q \cdot l = P_2 \cdot r_2,$$

$$\text{„ „ II: } P_2 \cdot r_1 = P \cdot r.$$

487. ***Welle.*** Nach der Erklärung in Aufg. 473 wirkt der Auflagedruck Q stets entgegengesetzt der Kraftrichtung. Wir erhalten demnach aus der Momentengleichung $Q \cdot l = P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2$:

$$\text{Lagerdruck } Q = \frac{5200 \cdot 180 + 2300 \cdot 215}{290} \sim \mathbf{4950} \text{ kg.}$$

488. ***Konsolschrauben.*** Setzen wir $P_1 = P_2 = P$, so ergibt sich aus der Momentengleichung $P \cdot (r_1 + r_2) = Q_2 \cdot l$:

$$P = \frac{3400 \cdot 86}{41 + 6} = \mathbf{6200} \text{ kg,}$$

bei 2 Schrauben in einer Reihe demnach

$$\text{jede Schraube } \frac{6200}{2} = 3100 \text{ kg.}$$

489. ***Biegungsbeanspruchung.*** Die Gleichung lautet:

$$\textit{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = \frac{\textit{Biegungsmoment } M_b}{\textit{Widerstandsmoment } W} \quad \ldots \quad 40i \; (26)$$

Das Widerstandsmoment W.

490. ***Widerstandsmoment.***

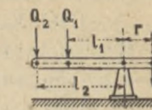
1. *Das Widerstandsmoment einer Fläche ist gleich dem Trägheitsmoment dieser Fläche dividiert durch den Abstand der äussersten Faser von der neutralen Achse.*
2. *Maasseinheit: cm³.*

491. — Bei den Biegungsmomenten zur Ermittlung der Beanspruchung.

492. — *Die Achse für Bestimmung des Widerstandsmomentes muss senkrecht zur Kraftrichtung genommen werden.*

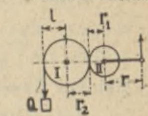
Aufgaben zu § 40.

485. Gleichgewicht. Wie lautet die Momentengleichung für Gleichgewichtszustand bei mehreren Kräften?

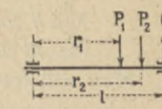


486. Winde. Bestimme die Momentengleichungen

1. für Welle I,
2. für Welle II.

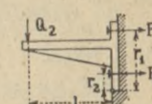


487. Welle. Belastungen: $P_1 = 5200$ kg, $P_2 = 2300$ kg, Entf. $r_1 = 180$ cm, $r_2 = 215$ cm, Lagerentfernung $l = 290$ cm. Gesucht Lagerdruck Q im Lager rechts.



„ *a Es sei $P_1 = 2600$ ( ) kg, $P_2 = 4600$ ( ) kg, $r_1 = 90$ ( ) cm, $r_2 = 150$ ( ) cm.*

488. Konsolschrauben. In nebensteh. Abbild. sei: $Q_2 = 3400$ kg, $l = 86$ cm, $r_1 = 41$ cm, $r_2 = 6$ cm.



Gesucht Zug in den Befestigungsschrauben, so dass $P_1 = P_2$. (Die Schrauben der unteren Reihe sollen demnach den gleichen Durchmesser erhalten wie die der oberen Reihe.)

„ *a Es sei $Q = 6800$ ( ) kg, $l = 43$ ( ) cm, $r_1 = 82$ ( ) cm, $r_2 = 12$ ( ) cm.*

489. Biegungsbeanspruchung. Nach welcher allgemeinen Formel berechnet sich dieselbe?

Das Widerstandsmoment *W* (für Biegungsfestigkeit).

490. — 1. Was versteht man unter Widerstandsmoment und 2. in welcher Maasseinheit wird dasselbe ausgedrückt?

„ *a — Nenne die **Gleichungen für W** vom runden und vom rechteckigen Querschnitt.*

491. — Bei welchen Berechnungen hat man das Widerstandsmoment einzusetzen?

492. — Was haben wir bei Bestimmung der Widerstandsmomente in Bezug auf Kraftrichtung und Lage des Querschnittes besonders zu beachten?

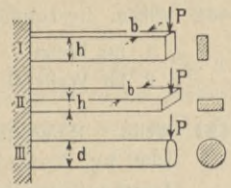
Aufgaben zu ℌ 40 i—n.

495. Widerstandsmoment und Querschnittsform.

Den Einfluss der Lage der Querschnittsform zur Kraftrichtung auf die Grösse des Widerstandsmomentes sollen folgende Aufgaben veranschaulichen.

Die drei Ausleger *(Fig. I—III)* mögen aus gleichem Material bestehen und gleiche Querschnitte, also **gleiches Gewicht** haben, z. B.:

Fig. I habe $b=8$, $h=14$ cm,
Fig. II $b=14$, $h=8$ cm,
Fig. III $d=12$ cm.

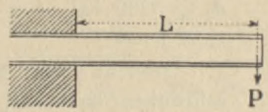


Man soll untersuchen:

1. welcher Querschnitt der vorteilhafteste ist,
2. wie verhalten sich die zulässigen Belastungen für I, II und III?
3. zeichne die 3 Querschnitte massstäblich nebeneinander.

„ *a — Es sei $b=4$ (   ) cm, $h=12$ (   ) cm. Bestimme d und die Widerstandsmomente.*

496. I-Träger. Für eine Last $P=2000$ kg soll ein Ausleger mit $L=3{,}2$ Mtr. freitragender Länge aus I-Eisen hergestellt werden. Welches I-Profil ist zu wählen? Bestimme:

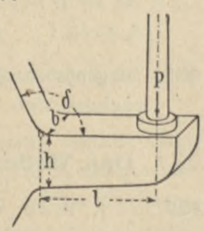


1. Bieg.-Mom., 2. zul. Beanspr., 3. Widerstandsmom., 4. Profil.

„ *a Es sei $Q=1000$ (   ) kg, $L=2$ (   ) Mtr.*

497. Bock aus Grauguss. Es sei $b=8$ cm, $h=15$ cm (nicht hohl), $l=22$ cm, $\delta=120^0$. Berechne die zul. Belastung P.

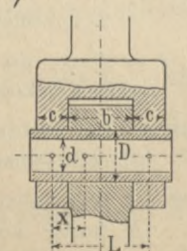
1. Widerstandsm. des Bruchquerschnittes,
2. zul. Beanspruchung in kg/qcm,
3. zul. Belastung P.



„ *a — Es sei $b=16$ (   ) cm, $h=30$ (   ) cm, $l=44$ (   ) cm, $\delta=175^0$ (   ).*

498. Gabelgelenkbolzen. Es sei $D=8$ cm, $d=5$ cm, $b=10$ cm, $c=5$ cm. Berechne die Bruchbelastung für Biegung.

1. Widerstandsmoment des Bolzenquerschnitts,
2. Die Bruchgrenze für Biegung in kg/qcm,
3. Die Bruchbelastung in kg.



Lösungen zu Aufg. 495—498.

495. Widerstandsmoment und Querschnittsform. 1. Wir erhalten: ℌ

Fig. I. Widerstandsmom. $W=\frac{b\cdot h^2}{6}=\frac{8\cdot14^2}{6}=\mathbf{260}$ cm³ 39 (T 7a)

„ *II.* „ $W=\frac{b\cdot h^2}{6}=\frac{14\cdot8^2}{6}=\mathbf{150}$ cm³ „

„ *III.* „ $W=\frac{\pi}{32}\cdot d^3\sim0{,}1\cdot12^3=\mathbf{173}$ cm³ „

Querschnitt *Fig. I* ist demnach der vorteilhafteste.

2. Die zulässigen Belastungen verhalten sich

Fig. I : Fig. II : Fig. III = 1,5 : 0,87 : 1,

da nach der Gleich. $M_b=W\cdot k_b$ mit W die zul. Belastung wächst.

496. Träger. 1. Biegungsmom. $M_b=2000\cdot320=\mathbf{640000}$ kgcm.

2. zul. Beanspr. (für Schmiedeeisen) $k_b=650$ kg/qcm . 39 (T 6)

3. demnach Widerstandsmom. $W=\frac{640000}{650}=\mathbf{985}$ cm³ . . 40l (29)

wofür nach der I-Eisen-Tabelle im Anhang ein

Profil Nr. 36 (also 36 cm Steghöhe) zu wählen ist . . *Tab.*

497. Bock aus Grauguss.

1. Widerstandsmom. $W=\frac{b\cdot h^2}{6}=\frac{8\cdot15^2}{6}=\mathbf{300}$ cm³ . . . 39 (T 7a)

2. Wir wählen $k_b=300$ kg/qcm . . . . Tab 6 (Fig. 1)

und rechnen nach ℌ 39 Gleich. 1, müssen aber den Winkel δ berücksichtigen:

zul Beanspr. $=300\cdot\left(\frac{120}{180}\right)^2=300\cdot0{,}45=\mathbf{135}$ kg/qcm 39 (1)

3. Hieraus rechnet sich nach der Gleich. $P\cdot l=W\cdot k_b$:

zul. Belastung $P=\frac{300\cdot135}{22}=\mathbf{1840}$ kg 40l (30)

498. Gabelgelenkbolzen.

1. Widerstandsmoment $W=\frac{\pi}{32}\cdot\left(\frac{8^4-5^4}{8}\right)=\mathbf{43{,}5}$ cm⁴.

2. Bruchgrenze für Biegung $K_b=6000$ kg . . . . . 79 (T 6)

3. Aus der Formel $W\cdot K_b={}^1/_2\,P\cdot x$ ergibt sich:

Bruchbelastung $P=\frac{43{,}5\cdot6000}{0{,}5\cdot5}=\mathbf{105000}$ kg . . . 84a (15)

worin $x=\frac{L}{2}-\frac{b}{4}=\frac{15}{2}-\frac{10}{4}=\mathbf{5}$ cm 84a

Lösungen zu Aufg. 500—507.

500. ***Welle (Schmiedeeisen).*** §

1. Bieg.-Mom. $M_b = \frac{300 \cdot 200}{4} = \mathbf{15000}$ kgcm 40k (3)
2. Widerstandsmoment $W = \frac{\pi}{32} \cdot 5^3 = \mathbf{12{,}5}$ cm^3 . . . . . 39 (T 7)
3. Bieg.-Beanspr. $\sigma_b = \frac{15000}{12{,}5} = \mathbf{1200}$ kg/qcm 40l
4. Elastizitätsmodul $E = \mathbf{2050000}$ . . . . 39 (T 2)
5. Trägheitsmom. $J = \frac{\pi}{64} \cdot 5^4 \sim \mathbf{31}$ cm^4 . . . . 39 (T 7)
6. Durchbiegung $f = \frac{300 \cdot 200^3}{48 \cdot 2050000 \cdot 31} = \mathbf{0{,}195}$ cm 40k

501. ***Zusammengesetzte Festigkeit.***

1. *Bieg. u. Zug: Gesamt-Beanspr.* $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ *in kg/qcm* 40o (60)
2. *Bieg. u. Dreh. ist* $\sigma = 0{,}35\, \sigma_b + 0{,}65 \cdot \sqrt{\sigma_b^2 + 4 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ 40s (70)
3. *Dreh. u. Zug ist* $\sigma = 0{,}35\, \sigma_z + 0{,}65 \cdot \sqrt{\sigma_z^2 + 4 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ 40t (73)
4. *Schub u. Zug ist* $\sigma = 0{,}35\, \sigma_z + 0{,}65 \cdot \sqrt{\sigma_z^2 + 4 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ 40v (75)
5. α_0 *ist der Anstrengungsfaktor abhängig vom Material nach 40r Tab. 1 und 40s Tab. 2.*

502. ***Polares Trägheitsmoment.*** 1. Ausführlich erklärt in 38m
2. Maasseinheit: cm^4. Man merke sich die Gleichung für den kreisrunden Querschnitt $J_p = 0{,}1 \cdot d^4$ . . . . . . 39 (T 9)

503. ***Dehnungskoeffizient*** $\alpha = \frac{1}{\text{Elastizitätsmodul}}$ = Längenzunahme für 1 kg Belastung bei 1 cm Länge und 1 qcm Querschnitt. 38c

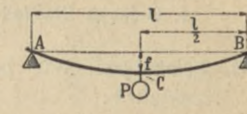
504. ***Ausdehnung.***
Elastizitätsmod. für Schmiedeeisen $E = 2050000$ kg/qcm,
Ausdehnung $= \frac{1}{2050000} \cdot 4{,}2 \cdot 100 = \mathbf{0{,}00025}$ cm . . . 38d

505. ***Elastizitätsgrenze.*** Ausführlich erklärt in 38g

506. ***Belastung für Elastizitätsgrenze.***
Elastizitätsgrenze $T = 3000$ kg/qcm . . . . . 39 (T 2)
folglich Kraft $P = 6{,}4 \cdot 3000 = \mathbf{19200}$ kg 39

507. ***Festigkeitsmodul = Bruchgrenze.*** Ausführlich erklärt in . . 38i
Proportionalitätsgrenze. Ausführlich erklärt in 38h

Aufgaben zu § 40k—x.



500. Welle (Schmiedeeisen). $d = 5$ cm Durchmesser sei in der Mitte durch $P = 300$ kg belastet. Entfernung der Lagerungen $l = 2$ Mtr. Die Beanspruchung und Durchbiegung ist zu berechnen.

1. Das Biegungsmoment M_b in mkg.
2. Das Widerstandsmoment W in cm^3,
3. Die **Beanspruchung** σ_b in kg/qcm,
4. Elastizitätsmodul E,
5. Trägheitsmom. J,
6. **Durchbiegung** in der Mitte.

„ *a Es sei* $d = 10$ ( ) *cm,* $P = 1500$ ( ) *kg,* $l = 2{,}8$ ( ) *Mtr.*

501. Zusammengesetzte Festigkeit. Wie lauten die Formeln zur Vereinigung der Beanspruchungen in kg/qcm von

1. Biegung und Zug?
2. „ „ Drehung?
3. Drehung „ Zug?
4. Schub „ „ ?

} Zahlenbeispiele hierzu in Aufg. der Maschinenelemente (Achse, Welle usw.).

5. Was bedeutet in 2., 3. und 4. der Wert α_0?

502. Polares Trägheitsmoment. 1. Was versteht man darunter?
2. In welcher Maasseinheit wird dasselbe ausgedrückt?

503. Dehnungskoeffizient und Elastizitätsmodul. Erkläre die Ausdrücke.

504. Ausdehnung. Ein Stab von 4,2 qcm Querschnitt aus Schmiedeeisen sei mit 10300 kg belastet. $L = 1$ Mtr. Wie gross ist die Ausdehnung?

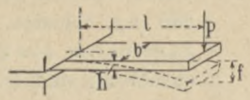
505. Elastizitätsgrenze (Tragmodul). Was versteht man darunter?

506. Belastung für Elastizitätsgrenze. Ein stählerner Stab habe 6,4 qcm Querschnitt. Welche Kraft ist erforderlich, um den Stab bis zur Elastizitätsgrenze zu belasten?

507. Festigkeitsmodul, Proportionalitätsgrenze. Was versteht man darunter?

Aufgaben zu § 41 a.

I. Einfache Blattfedern mit durchweg gleichem Querschnitt.



510. Gleichungen. Wie lautet die Gleich. bezüglich:

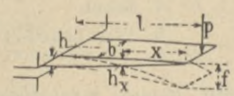
1. Festigkeit,
2. Durchbiegung,
3. Vereinige die Gleichungen und ermittele eine einfache Gleich. für die **Federstärke** h, ferner für die Federbreite b aus der Momentengleichung 1.

511. Zahlenbeispiel zu Aufg. 510. Ausladung $l = 72$ cm, Einbiegung $f = 4{,}5$ cm. Berechne:

1. die **Stärke** der Feder bei $k_b = 5000$ kg Beanspruchung,
2. die **Breite** der Feder in cm bei Belastung $P = 530$ kg.

„ *a Es sei* $l = 120$ (   ) *cm*, $f = 3{,}3$ (   ) *cm*.

II. Einfache kubische Blattfeder.

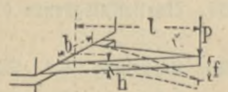


512. Gleichungen. Bestimme die Formeln

1. für einen beliebigen Querschnitt bei h_x,
2. Welche Stärke in cm erhält die Feder in der Mitte?
3. Wie lautet die allgemeine Gleichung für h und b?

513. Zahlenbeispiel zu Aufg. 512. Dieselbe Feder wie Aufg. 511 soll als kubische Blattfeder hergestellt werden. Welche Abmessungen erhält dieselbe?

III. Einfache Dreiecksfeder.



514. Welche Gleichungen finden hier Anwendung für Stärke h und Breite b?

515. Dreiecksfeder. Wie rechnen sich die Abmessungen für die Feder der Aufg. 511?

---

*) Weitere Beispiele siehe auch unter „Kolbenfedern“ Seite 107.

Lösungen zu Aufg. 510—515.

I. Einfache Blattfeder mit durchweg gleichem Querschnitt.

510. Gleichungen.

1. Die Momentengleichung lautet $P \cdot l = W \cdot k_b$.
2. Durchbiegung $f = \dfrac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J}$ in cm.
3. Da $W = \dfrac{b \cdot h^2}{6}$ und $J = \dfrac{b \cdot h^3}{12}$, so wird:

$$\frac{f \cdot 3 \cdot E \cdot b \cdot h^3}{l^2 \cdot 12} = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b, \text{ woraus}$$

Stärke $h = \dfrac{2}{3} \cdot \dfrac{k_b \cdot l^2}{E \cdot f}$ in cm; **Breite** $b = 6\,\dfrac{P}{k_b} \cdot \dfrac{l}{h^2}$ in cm.

511. Flache Feder. 1. Nach der Gleich. in Aufg. 1 wird:

$$\text{Stärke } h = \frac{2}{3} \cdot \frac{5000 \cdot 72^2}{2200000 \cdot 4{,}5} \sim \mathbf{1{,}7} \text{ cm,}$$

$$\text{Breite } b = 6\,\frac{530}{5000} \cdot \frac{72}{1{,}72} \sim \mathbf{16} \text{ cm.}$$

II. Einfache kubische Blattfeder.

512. 1. Jeder Querschnitt soll dieselbe Beanspruchung haben. Aus $P \cdot l = W \cdot k_b$ ergibt sich:

$$\frac{h_x^2}{h^2} = \frac{x}{l}, \text{ also } h_x = \sqrt{\frac{x}{l}} \cdot h \text{ in cm.}$$

2. In der Mitte wird $h_x = 0{,}7\,h$ in cm.
3. Hier verfahren wir wie in Aufg. 510 Unterfrage 3 und erhalten

Stärke $h = \dfrac{k_b \cdot l^2}{E \cdot f}$ in cm; **Breite** $b = 6\,\dfrac{P}{k_b} \cdot \dfrac{l}{h^2}$ in cm.

513. Einfache kubische Feder. Nach den Gl. in Aufg. 512 wird:

$$\text{Stärke } h = \frac{5000 \cdot 72^2}{2200000 \cdot 4{,}5} \sim \mathbf{2{,}6} \text{ cm,}$$

$$\text{Breite } b = \frac{530 \cdot 72 \cdot 6}{5000 \cdot 2{,}6^2} = \mathbf{4{,}3} \text{ cm.}$$

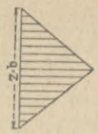
III. Dreiecksfeder.

514. 1. Für diese ist ebenfalls die Beanspruchung in allen Querschnitten dieselbe. Es gelten also auch hier dieselben Gleich. wie für die kubische Feder unter II in Aufg. 514.

515. Dreiecksfeder. Hier gelten dieselben Gleich. wie für die kub. Feder, also Stärke $h = 2{,}6$ cm; Breite $b = 4{,}3$ cm, vergl. Aufg. 513.

Lösungen zu Aufg. 520—524.

IV. Schichtenfedern.



520. Gleichungen. Weil man sich die einzelnen Schichten aneinandergereiht und das ganze als Dreiecksfeder von der Breite $z \cdot b$ auffassen kann.

521. Zweiarmige Schichtenfeder.

1. Jede Feder trägt $\frac{16000}{4} = 4000$ kg, demnach

jede Federhälfte $= 4000 : 2 = 2000$ kg
Zuschlag für Stösse $75\,\% = 1500$ kg } $P = \mathbf{3500}$ kg. §

2. Federdicke $h = \frac{41^2}{440 \cdot 3} = \mathbf{1,3}$ cm . . . . *44a* *(1)*

3. Federbreite (aneinandergereiht gedacht)

$z \cdot b = \frac{3500 \cdot 41}{830 \cdot 1,3^2} \sim \mathbf{100}$ cm . . . . *41a* *(2)*

hieraus Federbreite $b = 100 : 11 \sim \mathbf{9}$ cm.

522. Feder für Eisenbahnwagen.

Wir setzen in § 41 a Gl. 1:

statt l^2 den Wert $l^2 + f \cdot \mathrm{tg}\,\varphi \cdot l$, das ergibt für $\varphi = 45^0$:

Stärke $h = \frac{l^2}{440\,f} + \frac{l}{440}$ und

für obiges Beispiel $h = 1,4$ cm, also nur $\mathbf{7^1/_2}\,\%$ Unterschied.

523. Pufferfeder für Eisenbahnwagen. Man rechne hier mit der Bruchbelastung. Diese beträgt (nach § 39 Tab 6) $K_b = 8500$ kg/qcm.

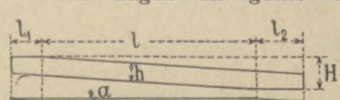
1. Belastung $P = 0,22 \cdot \frac{0,75^2 \cdot 14,5}{8} \cdot 8500 \sim \mathbf{1870}$ kg . . . . *41d* *(16)*
2. Gestreckte Länge $l \sim (8 + 2,5) \cdot \pi \cdot 5 = \mathbf{165}$ cm . . . *(18)*
3. Schubelastizitätsmodul für Stahl $G = 750000$ *41d*
4. $f = 0,4 \cdot 165 \cdot \frac{(2,5^2 + 8^2)}{8} \cdot \frac{0,75^2 + 14,5^2}{0,75 \cdot 14,5^2} \cdot \frac{8500}{750000} = \mathbf{9,5}$ cm . . „ *(17)*

   Berichtigung: In Gl. 17 muss es heissen

   $\frac{r_1^2 + r^2}{r}$ statt $r_1^2 + r^2$.
5. Da für ungespannte Feder $P =$ Null, so ist (angenähert):

   aufzunehmende Arbeit $A = {}^1/_2\,P \cdot f = \frac{1870}{2} \cdot \frac{9,5}{100} = \mathbf{89}$ mkg.

524. — Wir tragen die gestreckte Länge nach beistehender Skizze auf, wobei H die Höhe der ungespannten Feder bedeutet.



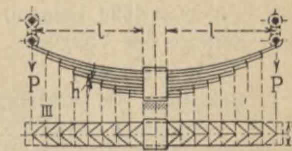
Aufgaben zu § 41 a—d.

IV. Schichtenfedern.

520. Gleichungen. Weshalb gelten für diese Art Federn genau dieselben Gleich. wie bei der einfachen Dreiecksfeder, also Gleich. 1—3 in 41 a?

521. Zweiarmige Schichtenfeder. Ein Eisenbahnwagen Gewicht (einschliessl. Ladung) 16000 kg habe 4 Federn $l = 41$ cm, Federung $f = 3$ cm, Anzahl der Lagen $z = 11$.

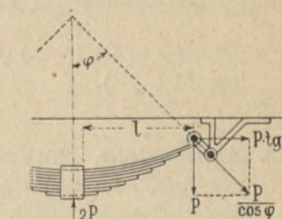
1. Ermittele die Kraft P in kg,
2. die Federdicke in cm,
3. die Breite der Feder in cm.



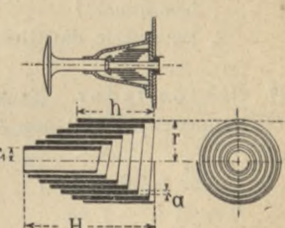
„ *a Es sei Gew.* $= 1000$ ( ) *kg, 4* ( ) *Federn,* $l = 35$ ( ) *cm,* $f = 6,5$ ( ) *cm,* $L = 5$ ( ).

522. Feder für Eisenbahnwagen. Übliche Ausführung mit Kniehebelaufhängung (beistehend skizziert). Meistens Winkel $\varphi = 45^0$.

Ermittele den Einfluss des Winkels φ auf die Stärke der Feder.



523. Pufferfeder für Eisenbahnwagen. Ausführungen solcher Federn zeigen $h = 14,5$ cm, $a = 0,75$ cm, $r_1 = 2,5$ cm, $r = 8$ cm, 5 Windungen. Berechne:



1. die Belastung P in kg bei einer Beanspr. $= \mathbf{8500}$ kg/qcm,
2. die gestreckte Länge der Feder in cm,
3. den Schubelastizitätsmodul für Stahl in kg/qcm,
4. die Federung f in cm,
5. die Arbeit, welche die Feder in sich aufnimmt in mkg.

524 — Wie zeichnet man die Abwickelung dieser Feder? Zuschlag für die nicht federnde spitz auslaufende Entwindung sei:

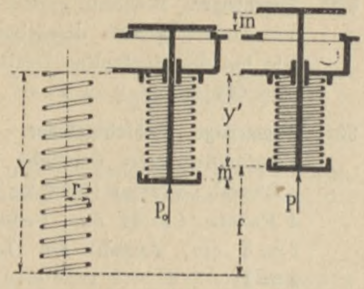
$l_1 = {}^3/_4 \cdot 2\,r_1 \cdot \pi, \; l_2 = {}^3/_4 \cdot 2\,r \cdot \pi.$

Aufgaben zu § 41 b—e.

525. Spiralfeder für Auslassventil eines 60 PS-Gasmotor.

Gegeben:

Radius d. Feder $r = 4{,}5$ cm,
Anzahl d. Windungen $z = 13$,
Zul. Beanspr.
$k_d = 4500$ kg/qcm,
Sollhub des Ventiles
$m = 3{,}6$ cm,
Belastung im gedrückten stande $P = 140$ kg.



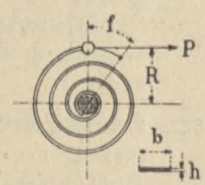
Zu bestimmen:

1. die Drahtstärke s in cm,
2. die Federung f in cm,
3. Höhe y' der Feder im gedrückten Zustand in cm,
4. Höhe „ „ „ gespannten „ „ „
5. Bauhöhe Y im ungespannten „ „ „
6. die Belastung P_0 im gespannten Zustande in kg.

„ *a Es sei* $r = 3{,}5$ ( ) *cm*, $m = 4{,}2$ ( ) *cm*, $P = 150$ ( ) *kg*, $z = 15$ ( ).

526. Schlossfeder. Entwickele die Gleichungen für die Federstärke h, Einbiegung f und Federbreite b ähnlich wie in Aufg. 510.

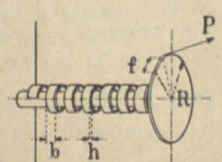
1. Auf welche Festigkeitsart wird die Feder beansprucht?
2. Entwickele die Gleichungen für h, f und b.



527. Schlossfeder. Es sei $R = 9$ cm, $l = 94$ cm (aus Zeichnung gemessen), $f = 8$ cm, $P = 90$ kg.

„ *a — Es sei* $R = 4{,}5$ ( ) *cm*, $l = 47$ ( ) *cm*, $f = 4$ ( ) *cm*, $P = 45$ ( ) *kg*.

528. Gewundene Spiralfeder. Es sei wie in Aufg. 527 ebenfalls Länge $l = 94$ cm, $P = 90$ kg, Federung $f = 8$ cm, Radius $R = 9$ cm. Berechne Federbreite b und Stärke h.



Lösungen zu Aufg. 525—528.

525. Spiralfeder für Auslassventil zum 60 PS-Gasmotor.

1. Für $P \sim 140$ kg und Radius $r = 4{,}5$ cm findet man: §

Drahtstärke $s = \mathbf{0{,}9}$ cm . . . . *41c (T)*

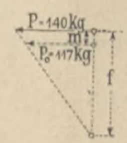
Gleich 7 in 41 b ergibt denselben Wert.

2. Für diese Drahtstärke berechnet sich:

Federung $f = 17 \cdot \frac{13}{10} = \mathbf{22}$ cm . . . . . . *41c (T)*

Gleich. 5 in § 41 b ergibt denselben Wert.

3. Höhe im gedrückten Zustand $y' = 12{,}9 \cdot \frac{13}{10} \sim \mathbf{17}$ cm . . *41c (T)*



4. Höhe im gespannten Zustand:

$y' + m = 17 + 3{,}6 = 20{,}6$ cm.

5. Bauhöhe $Y = y' + f = 17 + 22 = \mathbf{39}$ cm.

6. Die Belastung wächst im direkten Verhältnis mit f, wie beistehendes Schema zeigt, also ist:

$$P_0 = \left(1 - \frac{m}{f}\right) \cdot P = \left(1 - \frac{3{,}6}{22}\right) \cdot 140 \sim \mathbf{117} \text{ kg.}$$

526. Schlossfeder. 1. Die Feder wird auf Biegung beansprucht.

2. Die Vereinigung der Gleich. 19 in 41 e ergibt:

Federstärke $h = 2 \cdot \frac{k_b \cdot l \cdot R}{E \cdot f}$ . . . . *41e (19)*

$k_b = 5000$ *kg/qcm und* $E = 2200000$ *gesetzt*, folgt:

Federstärke $h = \frac{l \cdot R}{220 \cdot f}$ in cm; $f = \frac{l \cdot R}{220 \cdot h}$ in cm . . *41a*

Federbreite $b = \frac{P \cdot R}{830 \cdot h^2}$ in cm.

527. Schlossfeder. Vorstehende Gleichungen ergeben:

Stärke $h = \mathbf{0{,}5}$ cm, Breite $b = \mathbf{4}$ cm,

der gespannten Feder innewohnende Arbeit $= \frac{90}{2} \cdot \frac{8}{100} = \mathbf{3{,}6}$ mkg.

528. Gewundene Spiralfeder. Hier ergibt sich ebenfalls

Breite $b = 4$ cm, Stärke $h = 0{,}5$ cm.

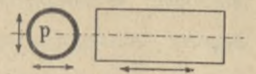
Man sieht, der Durchmesser der Windungen und die Anzahl der Windungen haben keinen Einfluss, sondern nur die gestreckte Länge der Feder $= 2\, r \cdot \pi \times$ Windungszahl.

Lösungen zu Aufg. 530—536.

530. ***Röhren mit innerer Pressung.***

Beanspruchung auf Zug und zwar:

1. in der Querrichtung,
2. in der Längsrichtung.



Quer- Längsbeanspr.

531. ***— Hauptgleichungen.*** §

1. Querrichtung: $d \cdot l \cdot p = 2\,\delta \cdot l \cdot \sigma_z$ 42a (1, 2)
2. Längsrichtung: $\frac{\pi}{4}\,d^2 \cdot p = d \cdot \pi \cdot \delta \cdot \sigma_z$ 42a
3. *Die Beanspruchung in der Querrichtung ist doppelt so gross, man wird also stets nur mit dieser zu rechnen haben.*

532. ***— Beanspruchung.***

Zugbeanspr. $\sigma_z = \frac{d \cdot p}{2 \cdot \delta} = \frac{74 \cdot 8}{2 \cdot 1} = \mathbf{296}$ kg/qcm . . . 42a (4)

533. ***Röhren mit hohem Druck.*** Nein, hier nimmt die Beanspr. von innen nach aussen allmählich ab 42a

534. ***Presszylinder.*** 1. Wir benutzen das Schema und finden für

250 Atm. und $\frac{D}{d} = 1{,}62$: Beanspr. $\sigma_z = 600$ kg/qcm . 42a (Fig. 4)

2. Für Grauguss ist Bruchbelastung $K_z = 1500$ kg . . . 39 (T 2)

Aus dem Schema Fig. 4 ergibt sich dann

Pressung $p = \mathbf{600}$ Atm. . . . . 42a (Fig. 4)

535. ***Aufgeschraubter Boden*** aus Schmiedeeisen.

zul. Beanspruchung $k_b = 650$ *kg/qcm* . . . . 39 (T 6)

nötige Wandstärke $\delta = \frac{70}{2} \cdot \sqrt{\frac{2{,}5}{650}} \sim \mathbf{2{,}2}$ cm . . . 42d (13)

536. ***Gepresster Boden.*** Bei gut abgerundeten Ecken kommt die linke Seite der Tab. 6 in § 39 in Betracht und zwar werden wir die Spalte *b* benutzen. Für diese ist bei Schmiedeeisen:

zul. Beanspruchung $k_b = 650$ *kg/qcm* . . . . 39 (T 6)

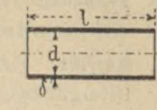
nötige Wandstärke $\delta = \frac{70}{2} \cdot \sqrt{0{,}8 \cdot \frac{2{,}5}{650}} \sim \mathbf{2}$ cm . . . 42c (10)

---

*) Weitere Beispiele unter Behälter, Gefässe.

Aufgaben zu § 42.

530. Röhren mit innerer Pressung. Auf welche Festigkeitsart wird ein solches Rohr beansprucht und in welcher Richtung tritt diese Beanspruchung auf?



531. — Hauptgleichungen. Wie lauten dieselben für die Festigkeit zylindrischer Gefässe:

1. in der Querrichtung (Kraft = Widerstand),
2. in der Längsrichtung (Kraft = Widerstand),
3. Welches ist die grösste Beanspruchung in kg/qcm?

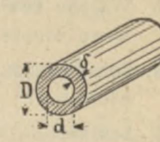
532. — Beanspruchung. Es sei $d = 74$ cm, $l = 120$ cm, innere Pressung $p = 8$ Atm., $\delta = 1$ cm. Wie gross ist die Zugbeanspruchung in kg/qcm?

533. Röhren mit hohem Druck. Gilt vorstehende Rechnungsart auch für starke Wandungen?

534. Presszylinder (Grauguss) habe

$d = 16$ cm, $D = 26$ cm,

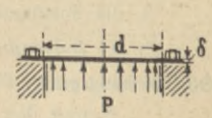
Pressung $p = 250$ Atm.



1. Bestimme die Beanspruch. in kg/qcm,
2. Bei welchem Druck in Atm. wird der Zylinder reissen?

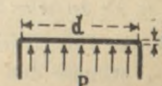
„ *a* *Es sei* $d = 32$ (   ) *cm,* $D = 52$ (   ) *cm.*

535. Aufgeschraubter Boden (aus Schmiedeeisen). Es sei: $d = 70$ cm Durchm., Pressung $p = 2{,}5$ Atm. Bestimme die nötige Wandstärke in cm.



„ *a* *Es sei* $d = 140$ (   ) *cm,* $p = 1{,}3$ (   ) *Atm.*

536. Gepresster Boden. Statt des aufgeschraubten Bodens in Aufg. 535 soll ein eingepresster Boden Verwendung finden. Berechne die nötige Wandstärke in cm, wenn Ecken gut abgerundet. Vergleiche die Aufgaben „Gefässe".



Aufgaben zu § 43.

540. Einteilung. In welche Arten teilt man die Schrauben ein hinsichtlich des Verwendungszweckes?

541. Begriffe. Erkläre die Ausdrücke: Schraubengang, Ganghöhe (Steighöhe), Steigung, Steigungswinkel, Gangdurchm. und Anzahl der Gänge.

542. Rechts- und linksgängig. Was versteht man darunter?

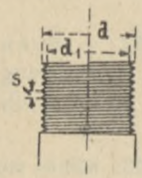
543. Gewinde. Welche Arten finden im Maschinenbau häufig Verwendung?

544. Feines Gewinde.*) Welchen Vorteil bietet feines Gewinde gegenüber Whitworthgewinde?

545. — Ein Bolzen von 30 mm Durchmesser soll mit feinem Gewinde versehen werden.

Wie wäre zu wählen:

1. Anzahl Gänge auf 1" engl.,
2. die Steigung s in mm,
3. der äussere Gewindedurchmesser d in mm,
4. der Kerndurchmesser d_1 in mm.



546. Gasgewinde. Zu welchem Zweck wird Gasgewinde angewandt?

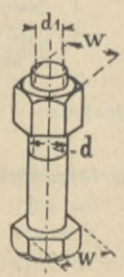
547. Welche **Gewindeart** gilt allgemein für Befestigungsschrauben, wenn nichts Besonderes hierüber angegeben ist?

548. Schaftdurchm. Was hat man bei Bestimmung desselben zu beachten?

549. Schraube. Der Schaft von 20 mm Durchm. soll mit Gewinde versehen werden. Bestimme:

1. den Gewindedurchm. d in mm,
2. den Kerndurchm. d_1 in mm,
3. die Anzahl der Gänge auf 1" engl.,
4. die Schlüsselweite w in mm.

„ *a Es sei Bolzendurchm. 40 (   ) mm.*



550. Wirkungsgrad. Was versteht man darunter?

Nenne die Gleichung für den Wirkungsgrad η, wenn α der Steigungswinkel des abgewickelten Schraubenganges und ϱ der Reibungswinkel bedeutet.

„ *a Es sei* $\alpha = 2^0\,10'$ (   ), $\varrho = 6^0$ (   ).

551. — Der Durchm. eines Whitworthgewindes sei 2" engl. Bestimme den Wirkungsgrad.

„ *a Es sei Gewindedurchm.* $^5/_8$ (   )".

*) Feines Gewinde siehe auch unter „Kolbenstangen" in § 101.

Lösungen zu Aufg. 540—551. §

540. Einleitung. In Befestigungsschrauben und Bewegungsschrauben *43*

541. Begriffe. Ausführlich erklärt in *43a*

***542. Rechts**gängig.* *Links*gängig.

. . . „

543. Gewinde. Whitworthgew., feines Gewinde, Gasgewinde, Trapez- und flaches Gewinde.

544. Feines Gewinde. Die Gefahr des Sichselbstlösens ist geringer, da der Steigungswinkel kleiner ist *43b*

545. — Nach der Feingewindetabelle erhalten wir:

1. Anzahl der Gänge auf 1" engl. = 12 . . . . . . *43b (T 2)*
2. demnach Steigung $s = \frac{25{,}4}{12} \sim 2{,}12$ mm . . . . . „
3. äusserer Durchmesser $d = 28{,}4$ mm . . . . . . „
4. Kerndurchmesser $d_1 = 25{,}7$ mm . . . . . . „

546. Gasgewinde. Anwendung findet dasselbe zum Verbinden von Rohrleitungen aus sogen. Gasrohr.

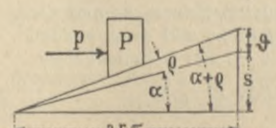
547. Gewinde stets nach Whitworth, bei Ausnahmen ist die Gewindeart besonders anzugeben.

548. Schaftdurchm. ist abzurunden nach . . . . *43b (T 1)*

549. Schraube. Für Whitworthgewinde ist:

1. Gewindedurchm. $d = 19{,}05$ mm . . . . „
2. Kerndurchm. $d_1 = 15{,}74$ mm . . . . „
3. Anzahl der Gänge auf 1" engl. = 10 . . . . . „
4. Schlüsselweite $w = 33$ mm . . . . „

550. Wirkungsgrad ist $= \dfrac{\text{geleistete Arbeit}}{\text{aufgewendete Arbeit}}$ *43c*



also:

Wirkungsgrad $\eta = \dfrac{\text{tg}\,\alpha}{\text{tg}\,(\alpha + \varrho)}$ . . „ *(4)*

oder auch $\eta = \dfrac{s}{s + \vartheta}$.

551. — Den **Wirkungsgrad** können wir rechnen nach 43 c, Gl. 4. Angenähert jedoch ist für 2" Gewinde $\eta = 0{,}20$ . . „ *(T 6)*

Lösungen zu Aufg. 555—558.

555. Für die Beanspruchung einer Schraube kommt der Kerndurchmesser in Betracht.

Nach der Schraubentabelle erhalten wir: §

Kerndurchmesser = 12,9 mm, demnach . . . . . 43b (T 1)

Kernquerschnitt $f = \frac{\pi}{4} \cdot 1{,}29^2 = 1{,}3$ qcm, folglich . T2

Beanspruch. $\sigma_z = \frac{Q}{f} = \frac{1200}{1{,}3} \sim \mathbf{925}$ kg/qcm 43d (7)

556. Mutter anziehen.

1. Theoretisch genau rechne: Steigung $s = 2 \cdot r\,\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha$ . . 43a (2)

   Angenähert setzen wir für $^3/_4$" Schrauben $s = \mathbf{0{,}25}$ cm . 43c (T 6)
2. Wirkungsgrad für $^3/_4$" Schraube $\eta = \mathbf{0{,}24}$ . . . . . „
3. Fugendruck $P = 4{,}7 \cdot K \cdot R \frac{\eta}{s} = 4{,}7 \cdot 15 \cdot 25 \cdot \frac{0{,}24}{0{,}25} = \mathbf{1674}$ kg 43c (5)
4. Nein! Der Fugendruck ist gleichzeitig die Belastung der Schraube. Als Tragkraft einer $^3/_4$" Schraube rechnet man 500 kg . . . . 43b (T 2)

   Die Schraube ist also zu stark angezogen!

557. Schrauben für Deckel.

1. Druckfläche des Deckels $F = 23 \cdot 35 = \mathbf{800}$ qcm.
2. Druck auf den Deckel $P = 800 \cdot 22 = \mathbf{17600}$ kg.
3. Man wählt hier vorläufig die Anzahl der Schrauben nach Tab. *Anh.* Das gibt für $F = 800$ qcm etwa **16** Stück.
4. zul. Beanspr. $k_z \sim \mathbf{500}$ kg/qcm . . . . 43b (T 2)
5. Kernquerschnitt $\frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot 16 = \frac{4}{3} \cdot \frac{17600}{500} = \mathbf{45}$ qcm . . . 43e (12) woraus:
6. Kerndurchmesser $d_1 = \sqrt{\frac{45}{16} \cdot \frac{4}{\pi}} = \mathbf{1{,}9}$ cm.

   entsprechend $d = \mathbf{22}$ mm Durchm. ($^7/_8$" engl.).

558. Zylinderdeckel eines Dampfzylinders.

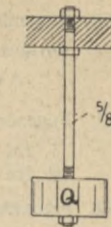
1. Gesamtkernquerschn. d. Schrauben $f = 3{,}56 \cdot 10 = 35{,}6$ qcm 43b (T 2)
2. zul. Beanspruchung $k_z = 550$ kg/qcm . , ... 43f (14)
3. Nach § 43 f, Tab. 8, ergibt sich $\sigma_z = 1{,}6 \cdot \frac{P}{f}$, woraus . (15)

   zul. Deckeldruck $P = \frac{35{,}6 \cdot 550}{1{,}6} = 12250$ kg.
4. Dampfdruck $= \frac{12250}{\frac{\pi}{4} \cdot 45^2} = \mathbf{7{,}6}$ Atm. Überdr.

Aufgaben zu § 43 a—d.

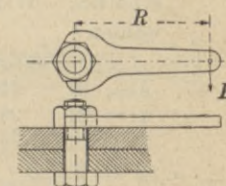
555. Beanspruchung. Eine Schraube von $d = 16$ mm Schaftdurchmesser soll eine Belastung von $Q = 1200$ kg aufnehmen.

Wie gross ist die **Beanspruchung** derselben?



„ *a Es sei $Q = 2400$ (   ) kg, $d = 30$ (   ) mm.*

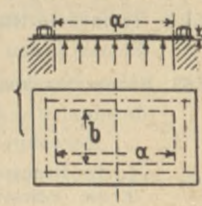
556. Mutter anziehen. Die $^3/_4$" Schraube in Aufg. 549 soll mit einem normalen Schraubenschlüssel von $R = 25$ cm Länge und mit einer Kraft $K = 15$ kg angezogen werden. Bestimme:



1. die Steigung der Schraube in cm,
2. den Wirkungsgrad der Schraube aus Tabelle,
3. den Fugendruck P in kg (den Druck, mit welchem die beiden Platten aufeinander gepresst werden.)
4. Ist diese Belastung zulässig?

„ *a Es sei Schaftdurchm. = 4 (   ) cm, $R = 50$ (   ) cm, $K = 20$ (   ) kg.*

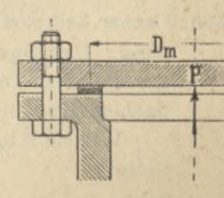
557. Schrauben für Deckel. Ein Gefäss sei durch einen Deckel $a = 23$ cm, $b = 35$ cm verschlossen. Die innere Pressung sei 22 Atm. Bestimme:



1. Druckfläche F des Deckels in qcm,
2. den Druck auf den Deckel in kg,
3. Wähle die Anzahl der Schrauben,
4. die zul. Beanspruchung k_z in kg/qcm.
5. Kernquerschnitt f in qcm,
6. Durchm. der Schrauben in cm.

„ *a Es sei $a = 46$ (   ) cm, $b = 70$ (   ) cm, $p = 44$ (   ) Atm.*

558. Zylinderdeckel eines Dampfzylinders. Dichtung: Asbest. Mittl. Dichtungsdurchm. $D_m = 45$ cm, Schraubendurchm. = **2,6** cm, Anzahl **10**. Bestimme:



1. Gesamtquerschn. der Schrauben in qcm,
2. zul. Beanspr. der Schrauben in kg/qcm,
3. zul. Deckeldruck P in kg,
4. Druck im Zylinder in Atm.

„ *a Es sei $D_m = 90$ (   ) cm, 20 Schrauben 2,6 (   ) cm.*

Aufgaben zu § 43 f—q.

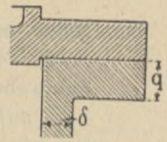
560. Fugendruck. Was versteht man unter Fugendruck und wovon ist derselbe abhängig?

Ausführliche Erklärung in § 43 f.

561. Fugendruck zu Aufg. 558. Wie gross ist der Fugendruck

1. im Ruhezustand ($p =$ Null Atm.),
2. im Betrieb ($p = 7{,}6$ Atm.).

562. Flanschenverbindung. Der beistehend skizzierte Flansch $\delta = 20$ mm soll Schraubenverbindung erhalten. Welche Abmessungen wird man wählen?

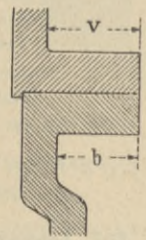


Für Übungsbeisp. wählt man:

$\delta =$	10	15	20	25	30	40	mm.
$q =$	22	28	33	39	45	60	„
$d =$	20	23	26	29	32	39	„

„ a Es sei $\delta = 3$ ( ) cm.

563. Flanschbreite gegeben. Die zwei beistehend skizzierten Flansche sind durch möglichst kräftige Schrauben zu verbinden. Wie ist das auszuführen und welche Maasse sind zu wählen, wenn $b = 85$ mm? Das kleinste zulässige Maass für v ist ebenfalls zu bestimmen.



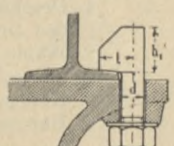
„ a Es sei $b = 110$ ( ) mm.

564. Schraubenarten. Welche Art Schrauben (bezügl. der äusseren Form) finden im Maschinenbau besonders Verwendung?

565. Hakenschrauben für Hängelager. Schraubendurchm. $d = 40$ mm, $l = 8$ cm, $P = 230$ kg.

Berechne:

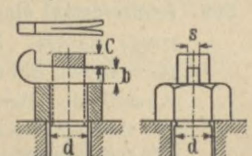
1. die Beanspruchung in kg/qcm,
2. die Belastung, bei welcher die Schraube reisst.



„ a Es sei $P = 860$ ( ) kg, $d = 26$ ( ) mm, $l = 50$ mm.

566. Flacher Keilsplint als Schraubensicherung. Das Ende einer Schraube mit $d = 45$ mm Durchmesser soll mit flachem Keilsplint versehen werden.

Welche Abmessungen erhält der Splint?



„ a Es sei $d = 30$ ( ) mm.

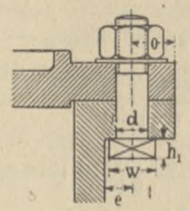
Lösungen zu Aufg. 560—566.

560. Fugendruck ist der Druck zwischen den Dichtungsflächen.

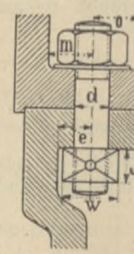
Derselbe ist von den Anstrengungen in den Schrauben, der Dehnung des Schraubenmaterials, Dichtungsmaterials und vom Betriebsdruck P abhängig . . . . § *43f*

561. Fugendruck. Für Asbest gibt Tab. 8 die Vorzahlen 0,6 und 0,17, also:

1. Fugendruck in Ruhe $= 0{,}6 \cdot 12250 = \mathbf{7350}$ kg . . } *43 f*
2. „ im Betrieb $= 0{,}17 \cdot 12250 \sim \mathbf{2100}$ kg . . } *(T 8)*



562. Flanschenverbindung. Wir wählen zweckmässig viereckigen Kopf, damit sich beim Anziehen der Mutter der Schraubenschaft nicht dreht, dann ergibt sich nach vorstehender Tabelle $q = 33$ mm, Schraubendurchm. $d = 26$ mm. Für diese Abmessungen ist: Maass $e = \mathbf{30}$ mm, $o = \mathbf{30}$ mm, $w = \mathbf{42}$ mm, $h_1 = \mathbf{18}$ mm . . . . *43n (T 1)*



563. Flanschbreite gegeben. Die Flanschbreite $b = 85$ mm entspricht dem Maass $o + e$ in Tab. 1 . . . . . *43n*

Wir entnehmen d. Tab.: $o = \mathbf{45}$ mm, $e = \mathbf{40}$ mm, $d = \mathbf{39}$ mm, $m = \mathbf{42}$ mm, Vierkant $w = \mathbf{60}$ mm, Vorsprung $v = m + o = 42 + 45 = \mathbf{87}$ mm. Die untere Vierkantmutter versieht man mit kräftigem Splint von **9** mm Durchmesser nach . . . . *43b (T 3)*

564. Schraubenarten. Ausführlich erklärt in *43n*

565. Hakenschraube für Hängelager

1. Hierfür gibt das Beispiel in § 43 n genügende Anhaltspunkte.
2. Bruchbelastung $K_b = 1000$ kg/qcm und Zugbeanspruchung vorläufig $^1/_{10} \cdot K_b$ . . . . *39 (T 6)*

gibt: $P \cdot l = 0{,}1 \cdot d^3 \cdot 900$ und hieraus . . . . . . *43n (5)*

Bruchbelastung $P = \mathbf{720}$ kg.

566. Flacher Keilsplint als Schraubensicherung.

Wir werden hier wählen:

Keilhöhe $b = 18$ mm, Keilbreite $s = 7$ mm . . . *43q (T 4)*

Lösungen zu Aufg. 570—575.

570. ***Bewegungsschrauben*** sind Schrauben, welche zur Fortleitung einer Kraft (meist hin- und hergehende Bewegung) dienen — § 44

571. — Für Bewegungsschrauben finden hauptsächlich Anwendung: Flaches, Trapez- und Rundes Gewinde.

572. ***Flaches Gewinde.*** Wir entnehmen der Gewindetabelle in . . — 44a (T 6)
Gewindedurchm. $d = 52$ mm, Kerndurchm. $d_1 = 40$ mm,
Anzahl der Gänge auf 1" engl. $= 2^1/_4$.
(Man kann aber auch andere Abmessungen des flachen Gewindes wählen je nach Vorschub u. Tourenzahl der Spindel.)

573. ***Schraubenspindel.***

1. Steigungswinkel $\alpha = 4^0 30'$; Wirkungsgrad $\eta = \mathbf{0{,}40}$. — 44a (T 6)
2. Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 4^2 = \mathbf{12{,}6}$ qcm.
3. zul. Beanspr. $k_z = \mathbf{450}$ kg/qcm . . . . — 39 (T 3)
4. Belastung in der Achsrichtung:
   $P = {}^3/_4 \cdot 12{,}6 \cdot 450 = \mathbf{4250}$ kg . . . . — 44d (8)
5. Auflagefläche eines Gewindeganges:
   $f_1 = \frac{\pi}{4}(5{,}2^2 - 4^2) \sim 7{,}5$ qcm . . . . — 43g
   zul. Beanspruchung für Stahlmutter $k = 90$ kg/qcm . . — 44c
   demnach Anzahl Gänge $z = \frac{425}{7{,}5 \cdot 90} = \mathbf{6{,}3}$.
   Anzahl der Gänge auf 1" $= \mathbf{2{,}25}$, demnach . . . . . — 44a (T 6)
   Mutterhöhe $h = \frac{6{,}3}{2{,}25} \cdot 2{,}54 = \mathbf{7}$ cm . . . . . — 43g (17)

574. — ***Reibungsarbeit bei $n = 120$.***

1. Reibungsradius $r = \frac{d + d_1}{4} = \frac{5{,}2 + 4}{4} = \mathbf{2{,}3}$ cm . . . — 55b (4)
2. Geschw. d. Reibfläche $v = \frac{2{,}3}{100} \cdot \pi \cdot \frac{120}{30} = \mathbf{0{,}29}$ Mtr/Sek . — (3)
3. Für Stahl auf Stahl: Reibungskoeffizient $\mu = \mathbf{0{,}15}$ . . . — 44b (T 8)

   Dann ergibt sich, bezogen auf einen qcm Gleitfläche:
   Reibungsarbeit $A = q \cdot v \cdot \mu = 90 \cdot 0{,}29 \cdot 0{,}15 = \mathbf{3{,}9}$ mkg/Sek — 55b (5)
4. *Nein, zulässig $A = 1$ mkg/Sek.* . . . . , — 55b (6)
   Die Schraube dürfte also nur mit $^1/_4\, n$, also 30 Touren laufen oder der Widerstand P bei derselben Mutterhöhe nur 1000 kg betragen.

575. — ***Kraftbedarf bei $n = 30$.*** 1. Wirkungsgrad $\eta = \mathbf{0{,}4}$ . . — 44a (T 6)

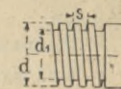
2. Steigung eines Ganges $= \frac{2{,}54}{2{,}25} = 1{,}13$ cm $= \mathbf{0{,}0113}$ Mtr., demnach
   Kraftbedarf $N = \frac{1}{0{,}4} \cdot \frac{4250 \cdot 0{,}0113 \cdot 30}{60 \cdot 75} = \mathbf{0{,}8}$ PS . . . — 44c (6)
3. Arbeitsleistung $= N \cdot \eta = 0{,}8 \cdot 0{,}4 = \mathbf{0\ 32}$ PS.

Aufgaben zu § 44 a—c.

570. Bewegungsschrauben. Was versteht man darunter?

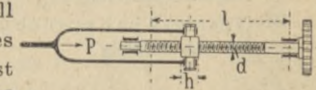
571. — Welche Arten Gewinde kommen hier besonders in Anwendung?

572. Flaches Gewinde. Eine kurze Schraubenspindel *) von 55 mm Durchmesser soll flaches Gewinde (eingängig) erhalten.
Welche Abmessungen wird man wählen?



„ *a Es sei Spindeldurchm. = 85 ( ) mm.*

573. Schraubenspindel in Aufg. 572 soll zur Hin- und Herbewegung eines Gestänges dienen. Wie gross ist die zulässige Belastung P und welche Höhe h muss die Mutter haben?



1. Steigungswinkel der Schraube und Wirkungsgrad;
2. Kernquerschnitt der Spindel in qcm;
3. die zul. Beanspruchung k_z in kg/qcm;
4. übertragbare Kraft P in kg;
5. nötige Mutterhöhe als Stahlmutter in cm.

„ *a Es sei Spindeldurchm. = 85 ( ) mm.*

574. — **Reibungsarbeit.** Für die Schraubenspindel der Aufg. 573 ist die Reibungsarbeit zu bestimmen für $n = 120$ Umdrehungen i. d. Min.

1. Reibungsradius r in Mtr.,
2. Geschwindigkeit v der Reibfläche in Mtr.,
3. Reibungsarbeit bei $q = 90$ kg/qcm Flächendruck, vergl. Aufg. 573 (Spindel und Mutter aus Stahl),
4. Ist diese Reibungsarbeit zulässig oder ist ein Heisslaufen im Gewinde zu befürchten?

575. — **Kraftbedarf.** Die Schraube in Aufg. 572—573 soll bei $P = \mathbf{4250}$ kg mit $n = 30$ Touren laufen. Bestimme den Kraftbedarf zum Bewegen der Spindel.

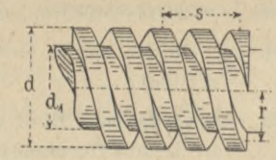
1. Wirkungsgrad (angenähert aus Tab. 6 in § 44 a),
2. Kraftbedarf der Spindel in PS,
3. Arbeitsleistung (abgegebene Leistung) der Spindel in PS.

„ *a Es sei Spindeldurchm. = 85 ( ) mm.*

*) Längere Schraubenspindeln sind nach § 40 d, Fall II, auf Zerknickung mit $m = 10$ zu berechnen.

Aufgaben zu § 44 a—d.

576. Zweigängiges Gewinde. Die Schraube der Aufg. 572—573 habe zweigängiges Gewinde, also $P = 4250$ kg, $s = 2 \cdot 1{,}13 = 2{,}26$ cm, Gangtiefe $= 6$ mm, $d = 5{,}5$ cm.



Bestimme die Beanspruchung.

1. Wirkungsgrad (wenn $\mu = 0{,}12$, also $\varrho = 6^0\,50'$),
2. Drehmoment M_d in kgcm.
3. pol. Widerstandsmoment W_p in cm^3,
4. Drehbeanspr. τ in kg/qcm,
5. Zugbeanspruchung σ_z in kg/qcm,
6. Gesamtbeanspruchung σ in kg/qcm,
7. Ist das zulässig?

„ *a Es sei Spindeldurchm.* $= 85$ ( ) *mm.*

577. — Wie wird bei der Schraubenspindel (Aufg. 576) bestimmt:

1. Wirkungsgrad,
2. Kraftbedarf und Arbeitsleistung in PS,
3. Reibungsarbeit in mkg/Sek. f. d. qcm Gleitfläche und für $n = 30$ Umdreh. i. d. Min.

(Für die Reibung kommt eigentlich der Normaldruck und die durch die Steigung etwas erhöhte Geschw. in Betracht, jedoch heben sich diese beiden Einflüsse auf.)

578. Wirkungsgrad. Entwerfe eine Tabelle für Annäherungswerte des Wirkungsgrades für ein-, zwei-, vier- und zehngängige Schrauben, Abmessungen des Gewindes nach Tab. 6, § 44 a. Die Zahlen können entsprechend abgerundet sein, da man doch auch für den Reibungskoeffizienten μ nur einen Annäherungswert, meist schwankend zwischen 0,1 und 0,15, ansetzen kann.

Die Tabelle soll auch zeigen, ob mehrgängige Gewinde wirtschaftlich vorteilhafter Kräfte übertragen können, als eingängige Schrauben.

Lösungen zu Aufg. 576—578. §

576. Zweigängiges Gewinde. 1. Aus der Gleichung: $s = 2\,r\,\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha$ 44a (2)

ergibt sich: Steigungswinkel $\alpha = 8^0\,55'$, demnach:

Wirkungsgrad $\eta = \dfrac{\operatorname{tg} 8^0\,55'}{\operatorname{tg}(8^0\,55' + 6^0\,50')} = \mathbf{0{,}57}$ . . . 44b (1)

2. Drehmoment $M_d = \dfrac{4250 \cdot 2{,}26}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}57} = \mathbf{2950}$ kgcm 44d (10a)

3. pol. Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 4^3 = \mathbf{12{,}8}$ cm^3 . . . (11)

4. Drehbeanspruchung $\tau = \dfrac{2950}{12{,}8} = \mathbf{230}$ kg/qcm . . . . . (11)

5. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \dfrac{4250}{\frac{\pi}{4} \cdot 4^2} = \mathbf{340}$ kg/qcm . . . . (12)

6. Gesamtbeanspr.
$\sigma = 0{,}35 \cdot 340 + 0{,}65 \cdot \sqrt{340^2 + 4 \cdot 230^2} = \mathbf{490}$ kg/qcm . (13)

7. *Zur Not! da*
Beanspr. $\sigma \sim k_z$, *also* ~ 450 *kg/qcm* . . . . . 39 (T 3)

577. — 1. Aus der Tab. in Aufg. 578 entnehmen wir: $\eta = 0{,}55$.

2. Kraftbedarf und Arbeitsleistung bestimmen sich in derselben Weise wie in Aufg. 575, jedoch ist einzusetzen Steigung $s = 2{,}26$ cm, das ergibt: a) Kraftbedarf $N = \mathbf{1{,}2}$ PS, b) Arbeitsleistung $= \mathbf{0{,}64}$ PS.

3. Reibungsarbeit (nach Aufg. 575):

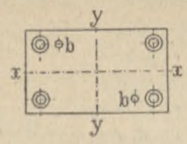
$$A = 3{,}9 \cdot \frac{30}{120} = \mathbf{0{,}97}\ \text{mkg/Sek.}$$

578. Wirkungsgrad. *Gleich. 2 in § 43 a und Gleich. 1 in § 43 b ergeben:*

	Schraubendurchmesser			
	20—35	*40—60*	*65—80*	*über 80 mm*
eingängig $\eta =$	*0,41*	*0,37*	*0,35*	*0,34*
zweigängig $\eta =$	*0,58*	*0,55*	*0,52*	*0,5*
viergängig $\eta =$	*0,7*	*0,68*	*0,67*	*0,66*
zehngängig $\eta =$	*0,8*	*0,79*	*0,78*	*0,78*

Gewindetiefe nach Tab. 6. Für Reibungskoeff. μ *ist ein Mittelwert von 0,1 und 0,15 eingesetzt* . . . . 44b (T 8)

Lösungen zu Aufg. 580—586.



580. Prisonstifte.

Man verwendet stets **zwei** Prisonstifte b, b, da durch einen Prisonstift keine genaue Lage gesichert werden kann. Konizität $c:l = 1:50$ . . . . § 45

Keile.

581. Einseitiger Keil.

1. Strecke $w = e \cdot \operatorname{tg} \alpha = 22 \cdot \frac{1}{12} = 1{,}83$ cm 46a (2)

2. Reibungslos ist $K \cdot e = P \cdot w$, also $\eta = 1$ . . . . (7)

Berichtigung: Gleichung 1 § 46 soll lauten:

für reibungslosen Keil $\eta = P \cdot w : K \cdot e$.

582. Reibungskoeffizient. Man setzt $\mu = 0{,}12 — 0{,}18$, im Mittel **0,14**.
Reibungswinkel $\varrho \sim 8^0$ 46d

583. Reibungswinkel. Man setzt den Reibungskoeffizient $\mu = \operatorname{tg} \varrho$ und nennt ϱ den **Reibungswinkel**.

584. — Es ergibt sich $\operatorname{tg} \varrho = 0{,}125$ und hieraus $\varrho = 7^0\,7'$ . . 36e (6, 7)

585. Wirkungsgrad. Vom Neigungswinkel α und von der Grösse der Reibung der aufeinandergleitenden Flächen, also vom Reibungswinkel ϱ.

586. Keilwirkung. Nach § 46 b—c ermittelt sich:

1. Wirkungsgrad $\eta = \frac{\operatorname{tg} 21^0}{\operatorname{tg}(21^0 + 16^0)} = \mathbf{0{,}508}$ 46c (10)

2. Nötige Schubkraft $K = \frac{390 \cdot \operatorname{tg} 21^0}{0{,}508} = \mathbf{294}$ kg . . . . (12)

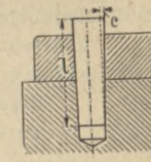
3. Normaldruck $N = \frac{294 \cdot 0{,}508}{0{,}358} \sim \mathbf{412}$ kg . . . . (18)

4. Reibungswiderstand $R = 294 \cdot (1 — 0{,}508) = \mathbf{145}$ kg . . (16)

5. Arbeit zum Heben des Gewichtes:

$$A = \frac{390 \cdot 0{,}025}{0{,}508} = \mathbf{19{,}2} \text{ mkg} \quad . . . . (1, 2)$$

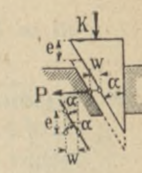
Aufgaben zu § 45—46 d.



580. Prisonstifte. Wieviel Prisonstifte wendet man an und welche Konizität erhalten dieselben?

(Die Prisonstifte dienen zum Fixieren aufeinander geschraubter Flächen, da die Schrauben nie ganz genau in die Schraubenlöcher passen.)

Keile.



581. Einseitiger Keil. Es sei die Neigung $c:l = 1:12$; Kraft $K = 380$ kg. Bestimme:

1. den Weg w, welchen die Kraft P vollführt, während die Kraft K die Strecke $e = 22$ cm zurücklegt,
2. den Wirkungsgrad η, wenn der Keil um die Strecke $e = 22$ cm eingetrieben wird.

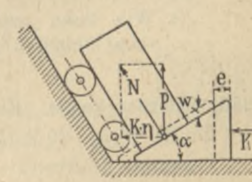
„ a Es sei $c:l = 1:30$ ( ).

582. Reibungskoeffizient. Wie gross wählt man den Reibungskoeffizient μ für gut eingepasste Keile?

583. Reibungswinkel. Wie drückt man den Reibungskoeffizient μ als Funktion eines Winkels aus?

584. — Es sei $\mu = 0{,}125$. Bestimme ϱ.

585. Wirkungsgrad. Von welcher Grösse ist der Wirkungsgrad abhängig?



586. Keilwirkung. Es sei Gewicht $P = 390$ kg, $\alpha = 21^0$, $w = 2{,}5$ cm, $\mu = 0{,}14$.

Bestimme:

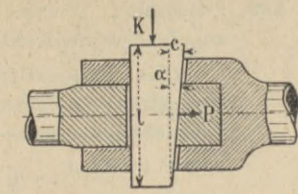
1. Wirkungsgrad η,
2. Grösse von K in kg,
3. Normaldruck N in kg,
4. Reibungswiderstand R in kg,
5. Arbeit zum Heben des Gewichtes P in mkg.

„ a Es sei $P = 780$ ( ) kg, $\alpha = 10^1/_2$ ( )^0, $w = 5$ ( ) cm.

Aufgaben zu § 47.

590. Einseitiger Keil. Zeichne das Kräftepaar, wenn $K = 1520$ kg, $c:l = 1:5$ und $\mu = 0{,}12$ ist.

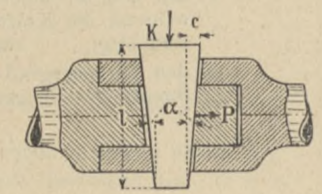
Bestimme:
1. den Winkel α in Grad,
2. „ „ ϱ „ „
3. „ Wirkungsgrad η,
4. Zeichne das Kräfteparallelogramm (1 mm = 200 kg).



„ *a Es sei* $K = 3100$ ( ) *kg*, $c:l = 1:8$, $\mu = 0{,}12$ ( ).

591. Doppelseitiger Keil. Der Keil werde mit $K = 1200$ kg eingetrieben, berechne den Anpressungsdruck P. Es sei $c = 6$ cm, $l = 30$ cm.

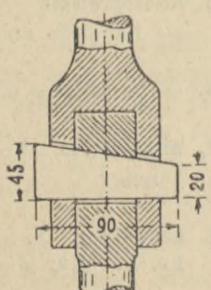
Bestimme:
1. Neigungswinkel α in Grad,
2. Reibungswinkel ϱ in Grad,
3. Wirkungsgrad η,
4. den Anpressungsdruck P in kg.



„ *a Es sei* $K = 24000$ ( ) *kg*, $c = 5$ ( ) *cm*, $l = 28$ ( ) *cm*.

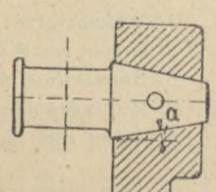
592. Falscher Keil. Die Verbindung wurde während des Betriebes häufig locker.

1. Welche Ursache liegt zugrunde?
2. Wie kann man diesem Übelstand abhelfen?



953. Falscher Konus. Ein Kurbelzapfen mit $\alpha = 20^0$ Neigungswinkel wurde während des Betriebes stets locker.

Welches ist die Ursache?

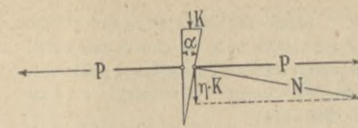


, *a Es sei Winkel* $\alpha = 16$ ($)^0$.

Lösungen zu Aufg. 590—593. §

590. Einseitiger Keil. 1. $\operatorname{tg}\alpha = c:l = {}^1/_5$, hieraus $\alpha = 11^0\,30'$. *43a*

2. für $\mu = 0{,}12 = \operatorname{tg}\varrho$ ist $\varrho = 7^0$,

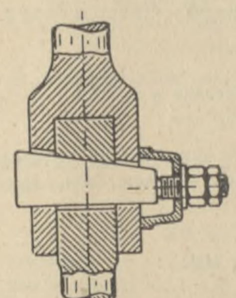


3. Wirkungsgrad
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 11^0\,30'}{\operatorname{tg} 25^0\,30'} = \mathbf{0{,}43}$$ *46a (10*

4. Wir zeichnen die wirks. Kraft = $0{,}43 \cdot 1520 =$ **650** kg senkrecht nach unten, bilden das Kräfteparallelogramm und entnehmen demselben Kraft $P =$ **3250** kg und Normaldruck $N =$ **3300** kg.

591. Doppelseitiger Keil.

1. Neigungswinkel $\operatorname{tg}\alpha = 60:300 = 0{,}2$, hieraus $\alpha = 11^0\,30'$ *46a*
2. Nach Aufg. 582 ist zu setzen $\mu = 0{,}14 = \operatorname{tg}\varrho$, hieraus $\varrho = 8^0$.
3. Wirkungsgrad $\eta = \dfrac{0{,}2}{\operatorname{tg}(11^0\,30' + 8^0)} = \dfrac{0{,}2}{0{,}35} = \mathbf{0{,}57}$ . . . *46c (11)*
4. Druck $P = \dfrac{0{,}57 \cdot 1200}{2 \cdot 0{,}2} = \mathbf{1710}$ kg . . . . *46c (15)*



592. Falscher Keil. *Die Neigung des Keiles* bestimmt sich zu $45 - 20 = 25$ mm auf 90 mm Länge, demnach $\operatorname{tang}\alpha = \frac{25}{90} = 0{,}2781$, also: *Trig.*
Neigungswinkel $\alpha = 15^0\,30'$. *Tab.*
Der Reibungskoeffizient μ sei angesetzt zu 0,15, so wird $\operatorname{tg}\varrho = \mu = 0{,}15$, woraus $\varrho = 8^0\,30'$. „
Die Konizität des Keiles übersteigt den Reibungswinkel um $15^0\,30' - 8^0\,30' = 7^0$, das Lockerwerden ist also erklärlich.

2. Man bringe am dünneren Ende des Keiles eine Schraube an mit Haube, wodurch der Keil gegen Herausfallen gesichert ist.

593. Falscher Konus.

Der Reibungskoeffizient des Kurbelzapfens in der schmiedeeisernen Kurbel sei angesetzt zu $\mu = 0{,}13$, mithin
$\operatorname{tang}\varrho = 0{,}13$, Reibungswinkel $\varrho = \mathbf{7^0\,30'}$ . . . . *Trig. Tab.*
Da die Konizität des Zapfens diesen Winkel ϱ um $20 - 7^0\,30' = 12^0\,30'$ weit übersteigt, so ist das häufige Lockerwerden aus diesem Grunde leicht erklärlich. Der eingebohrte Keilstift bietet für die Dauer nicht genügende Sicherheit.

Lösungen zu Aufg. 595—600.

§

595. Nasenkeil. Keillänge $L = 1{,}3 \cdot 32 = 41{,}5$ cm *47a*

Keilhöhe $h = 24$ mm, Breite $b = 46$ mm . . . . *47d* (T 4)

Nasenlänge $a = 2{,}3 \cdot 24 = 55$ mm
Nasenhöhe $e = 0{,}7 \cdot 24 = 17$ „ *47a*

Anzug des Keiles $c : l = 1 : 100$ . . . . „

596. Federkeil. Für diesen Zweck wählen wir „leichte Keile“ der Tab. 4 in § 47 d, also:

$b = 18$ mm, $h = 10$ mm, $c = 3$ mm, ferner nach § 47 b: $s = 10$ mm, nach 43 n Lochtiefe $e = 20$ mm, Stiftlänge $f = 15$ mm.

597. Flachkeil mit 2 Beilagen. 1. Man wähle:

Dicke $b = 0{,}25 \cdot 60 = 15$ mm, Höhe $h = 3{,}5 \cdot 15 = 52$ mm
$h_1 = h_2 = 0{,}9 \cdot 210 = 190$ mm, $s = 0{,}4 \cdot 52 = 21$ mm . . *48b* (12)
$w = 0{,}5 \cdot 60 = 30$ mm, $u = 0{,}25 \cdot 60 = 15$ mm . . . .

2. Berechnung auf Biegungsfestigkeit (Maasse in **cm**):

Biegungsmoment $M_b = 0{,}5\, P \cdot \left(\frac{d+w}{2} - \frac{d}{4}\right)$ *48b* (6)

Widerstandsmoment $W = \frac{1{,}5 \cdot 5{,}2^2}{6} + 2 \cdot \frac{1{,}5 \cdot 2{,}1^2}{6} \sim 9$ cm³ . *(13)*

Aus diesen beiden Gleichungen wird σ_b entwickelt.

598. Konus für Kreuzkopfnaben. 1. In Rechnung zu stellender axialer Druck $P = 1{,}25 \cdot 12000 = 15000$ kg *48b*

2. Wandstärke $\delta = 0{,}45 \cdot 8{,}3 = 3{,}75$ cm *49a*

3. Konizität des Konus $c : l = 1 : 25$ . . . . *49a* (T 5)

Neigung des Konus $c = \frac{12{,}7}{25} = 0{,}5$ cm.

4. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}29$ *49a* (1)

5. Beanspruchung der Nabe

$\sigma_z = 0{,}16 \cdot 0{,}29 \cdot \frac{15000}{0{,}5 \cdot 3{,}75} \sim 370$ kg/qcm . . . (8)

6. zulässig für Stahlguss = 400 kg/qcm . . . . (9)

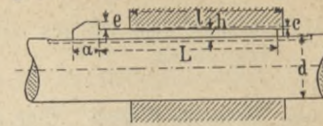
599. Hahnküken. Man wählt vorteilhaft eine Neigung von **1 : 9** . *49a* (T5)

Zu starke Neigung erschwert das Dichthalten, während bei zu schwacher Neigung Gefahr des Festklemmens vorliegt.

600. Konus für Kolbenstangen. Zweckmässig wählt man:

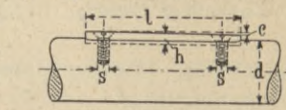
Neigung = 1 : 10 . . . . *49a* (T 5)

Aufgaben zu § 48—49.



595. Nasenkeil. Es sei Nabenlänge $l = 32$ cm, Wellendurchmesser $d = 18$ cm. Bestimme die Abmessungen des Keiles.

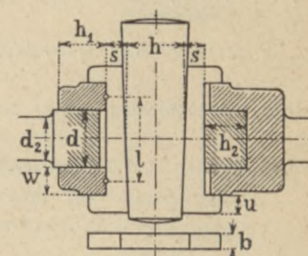
„ *a Es sei $l = 19$ ( ) cm, $d = 9$ ( ) cm.*



596. Federkeil. Das Exzenter zum Antrieb einer kleinen Pumpe soll auf eine Welle von $d = 120$ mm mit Federkeil befestigt werden. Bestimme die Abmessungen.*)

„ *a Es sei $d = 240$ ( ) mm.*

597. Flachkeil mit 2 Beilagen.

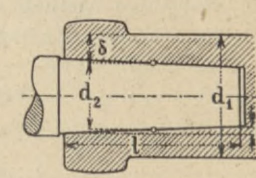


1. Wie wählen wir die vorläufigen Abmessungen einer Keilverbindung mit 2 Beilagen, wenn Maass $d = 60$ mm?
2. Wie wird eine solche Keilverbindung auf Festigkeit berechnet?

„ *a Es sei $d = 110$ ( ) mm.*

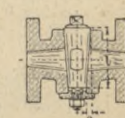
598. Konus für Kreuzkopfnaben (Stahlguss). Betriebsdruck = **12000** kg, Mittl. Konusdurchm. $d_2 = 8{,}3$ cm, Konuslänge $l = 12{,}7$ cm.

Bestimme:



1. den Axialdruck P in kg,
2. die vorläufige Stärke der Nabe in cm,
3. die Neigung des Konus,
4. den Wirkungsgrad,
5. die Beanspruchung der Nabe in kg/qcm.
6. Ist das zulässig?

„ *a Es sei Betriebsdruck = 23000 ( ) kg, $d_2 = 10{,}5$ ( ) cm, $l = 1{,}5\, d_2$.*



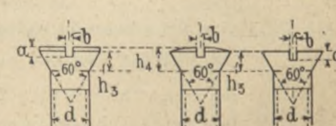
599. Hahnküken. Welche Neigung des Konus erhält das Küken eines Durchlasshahnes?

600. Konus für Kolbenstangen. Welche Neigung nimmt man zur Verbindung der Kolbenstange mit Kolbenkörper?

---

*) **Ergänzung zu § 43 n:** Abmess. versenkter Schrauben:

$a = 0{,}3\, d$; $b = 0{,}2\, d$;
$h_3 = 0{,}5\, d$; $h_4 = 0{,}6\, d$.



Aufgaben zu § 50 a—e.

605. Nietverbindung. Nenne die verschiedenen Arten der Nietverbindungen.

606. Einreihige Nietung. Was versteht man darunter?

607. Zweireihige Nietung. Wodurch ist dieselbe gekennzeichnet?

608. Schnittig. Welcher Unterschied ist zwischen einschnittig und zweischnittig?

609. Überlappungsnietung. Was versteht man darunter?

„ a *Skizziere eine dreireihige Überlappungsnietung.*

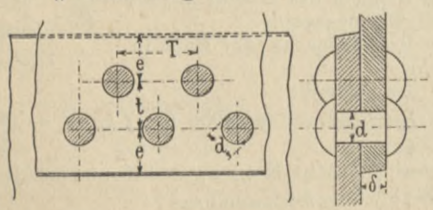
610. Laschennietung. Was bedeutet „Laschennietung"?

611. Parallel- und Zickzacknietung. Wie unterscheidet sich (bei Überlappungsnietung) eine zweireihige Parallelnietung von einer zweireihigen Zickzacknietung?

612. Einschnittig zweireihige Nietung.

Entwickle in derselben Weise wie für die einschnittig einreihige Nietung in § 50 e:

1. Gleichung für Teilung T,
2. „ „ „ t,
3. „ „ Entfernung e.



„ a — *Bestimme das Verhältnis φ des Blechquerschnittes der Nietreihe zum Querschnitt des vollen Bleches.*

613. Zulässige Scherbeanspruchung.

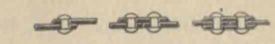
In welcher Grenze schwankt dieselbe:

1. bei einschnittigen Nietungen?
2. bei zweischnittigen Nietungen?

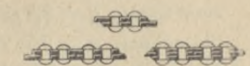
Lösungen zu Aufg. 605—613. §

605. Nietverbindung. Ausführlich erklärt in 50a

606. Einreihige Nietung hat in jedem Blech eine Nietreihe.



607. Zweireihige Nietung hat in jedem Blech zwei Nietreihen. 50a



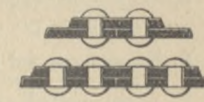
608. Schnittig. Bei einschnittiger Nietung wird der Niet in einem

einschnittig zweischnittig

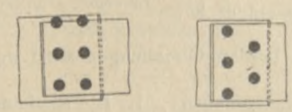
Querschnitt, bei der zweischnittigen Nietung in zwei Querschnitten auf Abscheren beansprucht.

609. Überlappungsnietung. Bei derselben liegen die zu verbindenden Bleche übereinander 50a

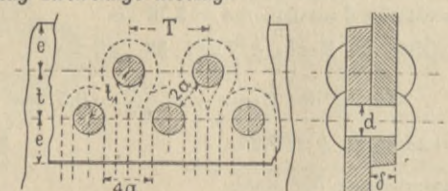
610. Laschennietung. Die Blechkanten stossen stumpf zusammen. Zur Verbindung dienen Laschen.



611. Parallel- und Zickzacknietung: Je nach der Anordnung der Nietreihen.

Parallel  Zickzack

612. Einschnittig zweireihige Nietung.



Unter Berücksichtigung der Gleich. 2 in § 50 e ergibt sich:

$$2 \cdot a = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \delta}; \quad t_1 = 2 \cdot a + d, \text{ folglich}$$

1. Teilung $T = 4\,a + d$.

2. „ $t = \sqrt{t_1^2 - \left(\frac{T}{2}\right)^2}$; 3. $e = d \cdot \left(\frac{\pi \cdot d}{6{,}4 \cdot \delta} + 0{,}5\right)$

613. Zul. Scherbeanspruchung.

1. Bei einschnittigen Nietungen **500**—700 kg/qcm . . . 50c (6, 8)
2. Bei zweischnittigen Nietungen **1000**—1200 kg/qcm . (9, 11)

Lösungen zu Aufg. 615—621.

615. 1. Widerstandszahl ist diejenige Zahl, die mit der Breite des Bleches in cm multipliziert den Widerstand der Nietverbindung in kg angibt . . . . § *50 f*

2. Dieselbe lässt sich rechnen nach 50 f. Einfacher entnehmen wir die Werte den Tab. 1—7 . . . . . . *50 f*

616. Hauptgleichung:

Zugkraft = Widerstandszahl × Blechbreite in cm . . 50 *f*

617. Laschennietung.

1. Widerstandszahl nach Tab.: $w = \mathbf{569}$ . . . . . . *50f* (*T 5*)
2. Zugkraft $P = w \cdot B = 569 \cdot 60 = \mathbf{34140}$ kg . . . . . . (*T 1–7*)
3. Breite der Lasche $U = 2 \cdot e + 2 \cdot e_1 = 6{,}8 + 6 = \mathbf{12{,}8}$ cm (*T 5*)

618. Überlappungsnietung. 1. Wir ermitteln zuerst:

$$\textit{Widerstandszahl}\ w = \frac{P}{B} = \frac{30000}{45} \sim 665 \quad . . . . \quad 50f$$

2. Man sucht nun in den Tab. 2—7 in 50 f, bei welcher Nietverbindung diese Widerstandszahl für 16 mm Blechdicke annähernd erreicht wird. Dieses trifft für unsere Aufgabe zu bei einer einschnittig zweireihigen Nietung . *50 f* (*T 3*)

3. Für diese ist: $d = 24$ mm Nietdurchm., $t = 58$ mm Querteilung und $T = 82$ mm Nietentfernung . . . . „

619. Dampfkessel. Wir berechnen zuerst die

$$\text{Widerstandszahl}\ w = \frac{D \cdot p}{2} = \frac{210 \cdot 8}{2} = \mathbf{840} \quad . . . . \quad 50f\ (17)$$

und finden in Tab. 3 für einschnittig zweireihige Nietung:

Parallelnietung $\delta = \mathbf{17}$ mm, Nietdurchmesser $= \mathbf{26}$ mm . (*T 3*)

620. Anschlussnieten. Wir erhalten aus Tabelle:

für Flacheisen B: 2 Nieten von 20 mm Durchm. . . *50h* (*T 10*)

„ „ *C*: 3 „ „ 20 „ „ . . „

621. Anschlussnieten. Wir entnehmen aus der Tabelle:

für Winkeleisen *A*: 3 Nieten von 26 mm Durchm. *50h*

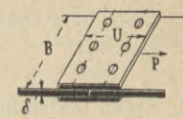
„ Flacheisen *B* u. *C*: 3 „ „ 18 „ „ *T 9*

Aufgaben zu § 50 a—h.

615. Widerstandszahl. 1. Was versteht man unter Widerstandszahl einer Nietverbindung?
2. Woher nehmen wir die Grössen für die Widerstandszahl?

616. Hauptgleichung. Für eine Nietverbindung von der Breite B in cm sei P die Zugkraft. Wie lautet die Hauptgleichung (in Worten)?

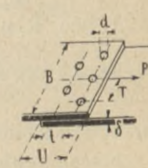
617. Laschennietung. Einreihig zweischnittige Laschennietung habe $\delta = 1{,}4$ cm Blechstärke und $B = 60$ cm Breite. Bestimme die Breite der Lasche.



1. Widerstandszahl für diese Nietverb. in kg,
2. die zul. Zugkraft P in kg,
3. die Breite der Lasche in cm.

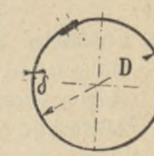
„ *a Es sei* $\delta = 2{,}8$ ( ) *cm,* $B = 30$ ( ) *cm.*

618. Überlappungsnietung. Für 2 Bleche von $B = 45$ cm Breite und $\delta = 1{,}6$ cm Wandstärke, welche einen Zug von $P = 30000$ kg auszuhalten haben, soll bestimmt werden:



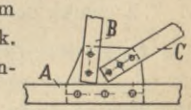
1. die Widerstandszahl,
2. die Art der Nietverbindung,
3. die Abmessungen der Nietverbindung.

619. Ein **Dampfkessel** habe $D = 2{,}1$ Mtr. Durchmesser bei 8 Atm. Dampfdruck. Es soll für die Längsnaht einschnittig zweireihige Nietung gewählt werden.



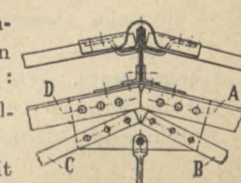
Welche Abmessungen erhält dieselbe?

620. Anschlussnieten. Die Berechnung einer Dachkonstruktion habe ergeben: Flacheisen $B = 65$ mm breit, 6 mm dick. Flacheisen $C = 70$ mm breit, 11 mm dick.



Bestimme Anzahl und Durchm. der Anschlussnieten.

621. Anschlussnieten. Wie gross ist die Anzahl und welchen Durchmesser erhalten die Nieten bei folgenden Anschlüssen:



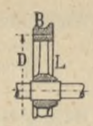
A Winkeleisen 65 mm Schenkellänge bei 7 mm Dicke?

B und *C* Flacheisen 60 mm breit bei 10 mm Dicke?

Aufgaben zu § 51 a—e.

625. Bandage für Laufrad von Eisenbahnwagen.

Auf welche lichte Weite ist die Bandage zu bohren, wenn der Radkörper aussen $D =$ 123 cm Durchmesser besitzt.



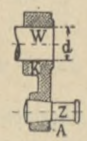
„ *a Es sei* $D = 145{,}2$ ( ) *cm.*

626. Kraftäusserung beim Erkalten.

Welche Spannung hat die Bandage der vorigen Aufgabe nach dem Erkalten, wenn dieselbe $9 \times 4 = 36$ qcm Querschnitt besitzt?

627. Kurbel warm aufziehen. Wellendurchm. $d = 34$ cm. Auf welchen Durchmesser ist die Nab der schmiedeeisernen Kurbel zu bohren?

(Bei Walzenzugmaschinen wählt man Schrumpf 1 : 900, Keil ist dann unnötig.)

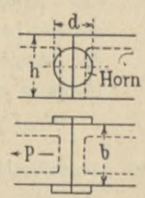


„ *a Es sei für Walzenzugmasch.* $d = 47$ ( ) *cm*

628. Schrumpfmittel. Welche Arten Schrumpfmittel kommen im Maschinenbau zur Anwendung und welche davon sind nicht zu empfehlen?

629. Verbindung. Zwei Rahmenstücke von $h = 26$ cm Höhe sollen mit 2 seitlichen runden Schrumpfringen versehen werden. Betriebsdruck $P =$ 24300 kg.

1. Beanspruchung im Schrumpfring in kg/qcm,
2. Nötiger Querschnitt der Ringe in qcm,
3. Stärke der Ringe in cm.



„ *a Es sei* $P = 18000$ ( ) *kg.*

630. Horn zu Aufg. 629.

Welche Abmessungen erhält das Horn?

631. Schrumpfmaass. Wie bestimmen wir die Grösse des Schrumpfes bei der vorigen Aufg., d. h., um wieviel sind die Ringe im Durchmesser kleiner herzustellen als der Horndurchmesser?

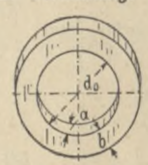
632. — Die Höhe h sei nur 14 cm, was wird dann?

Lösungen zu Aufg. 625—632.

		§
625. Bandage.		
	Wir wählen für Bandage aus Stahl Schrumpf **1 : 1000** .	*51a*
	also Schrumpf $\lambda = {}^{1}/_{1000} \cdot 123 = \mathbf{0{,}123}$ cm.	
	folglich Bohrung des Ringes:	
	$123 - {}^{1}/_{1000} \cdot 123 = \mathbf{122{,}877}$ cm.	
626. Kraftäusserung	beim Erkalten. Für Stahl ist $E = 2200000$.	*39* (*T 2*)
	also Spannung $s = \frac{0{,}123}{123} \cdot 2200000 = \mathbf{2200}$ kg/qcm	*51b* (*1*)
	Zugkraft $Q = 2 \cdot 36 \cdot 2200 = \mathbf{160000}$ kg.	

627. Kurbel aufziehen.	Wir wählen hier als Schrumpf 1 : 1500 .	*51a*
	also Schrumpf $\lambda = {}^{1}/_{1500} \cdot 34 \sim 0{,}0226$ cm.	
	demnach	
	Bohrung der Nabe $= 34 - 0{,}0226 = \mathbf{33{,}97}$ cm.	
628. Schrumpfmittel.	Anwendung finden beistehend skizzierte Arten:	

	Der Schrumpfkeil K ist nicht zu empfehlen	*51a* (*Fig 7*)
629. Verbindung.	1. Wir wählen vorläufig quadratischen Querschnitt und setzen $k_z = \mathbf{600}$ kg/qcm	*51d* (*T 3*)
	2. Fugendruck im Betriebe $=$ $0{,}2 \cdot 24300 = \mathbf{4860}$ kg	*51e*
	Querschnitt der Ringe $f = \frac{1{,}2 \cdot 24300}{600} = \mathbf{48{,}5}$ qcm . .	„ (*21*)
	3. Da 4 Querschnitte in Betracht kommen, so ist für: quadratischen Q u e r s c h n. $a = \sqrt{{}^{1}/_{4} \cdot 48{,}5} \sim \mathbf{3{,}5}$ cm. (Kontrolle gibt Tab. 3 in § 51 e.)	



630. Horn	zu Aufg. 629. Wir müssen hier Gl. 22 beachten, dann ergibt sich Horndurchm. $d = 4{,}5 \cdot 3{,}5 = \mathbf{16}$ cm	*51e* (*23*)
631. Schrumpfmaass.	Rechnerisch (wie in Aufg. 625) kommen wir hier nicht zum Ziele, da das Horn nicht abgedreht, sondern roh etwas bearbeitet wird. Wir wählen etwa auf 100 mm Durchmesser 1 mm Schrumpf, also:	
	Bohrung des Ringes $= 160 - 1{,}6 = \mathbf{158{,}4}$ cm . . .	*51e*
632.	— Wir wenden dann längliches Schrumpfband an und rechnen nach Gleich. 23 bis 25	*51e*

Lösungen zu Aufg. 635—636. §

635. Schrumpfband. Wir benutzen hierzu Tab. 4 . . . . *51e*

Diese ergibt bei Anwendung von 2 Schrumpfbändern:

Maass $a = 5{,}5$ cm, $l = 38$ cm *51e* (*T4*)

Lichte Weite der Bänder $2\,r = {}^1\!/_3\,l = {}^1\!/_3 \cdot 38 \sim$ **12 6** . . (*25*)

636. Schrumpflasche. 1. Die durch den Schrumpf hervorgerufene Beanspruchung ist

$$s = \frac{0{,}035 \cdot 2000000}{30} = \mathbf{2340}\ \text{kg/qcm} \quad . . . . . \quad 51b\ (2)$$

2. Querschnitt der Lasche $f = 16 \cdot 4{,}5 = 72$ qcm ergibt

Zugkraft $S = f \cdot s = 72 \cdot 2340 = \mathbf{168000}$ kg.

3. Querschnitt der Bolzen $F = \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 \sim \mathbf{38{,}5}$ qcm

ergibt eine Scherbeanspruchung von

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{S}{F} = \frac{4}{3} \cdot \frac{168000}{38{,}5} = \mathbf{5800}\ \text{kg/qcm} \quad . . . . \quad 40f\ (14)$$

Bruchgrenze der auf Schub beanspruchten Stahlbolzen

$K = 4000$ *kg/qcm* . . . . 39 (*T 2*)

demnach mussten die Bolzen r e i s s e n.

4. Die 70er Bolzen können eine Belastung ertragen von

$k_s = \mathbf{1080}$ kg/qcm . . . . 39 (*T 3*)

und der ganze Querschnitt

$$P = \frac{3}{4} \cdot 38{,}5 \cdot 1080 = \mathbf{31200}\ \text{kg} \quad . . . . . . \quad 40f\ (14)$$

Der Laschenquerschnitt muss dann gewählt werden zu

$$f = \frac{1{,}2\,P}{k_s} = \frac{1{,}2 \cdot 31200}{1000} = \mathbf{37{,}5}\ \text{qcm} \quad . . . . \quad (13)$$

worin Beanspruch. $k_s = \mathbf{1000}$ kg/qcm nach Tab. 2 . . *51c* (*T 2*)

bei $a = \mathbf{4{,}5}$ cm wird $b = \frac{37{,}5}{4{,}5} = \mathbf{8{,}4}$ cm.

5. Schrumpfmaass

$$\lambda = \frac{k_s}{1700000} \cdot l = \frac{1000}{1700000} \cdot 30 = \mathbf{0{,}0176}\ \text{cm} \quad . . . . \quad 51c\ (T\,1)$$

L o c h e n t f e r n u n g in der Lasche

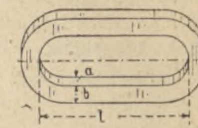
$300 - 0{,}176 = \mathbf{299{,}82}$ mm.

6. Da 2 Laschen vorhanden, so wird:

F u g e n d r u c k $= 2 \cdot f \cdot k_s = 2 \cdot 37{,}5 \cdot 1000 = \mathbf{75000}$ kg.

A u f g a b e n zu § 51 d—e.

635. Schrumpfband. Bestimme schnell als Überschlag die erforderlichen Abmessungen eines Schrumpfbandes für $P = \mathbf{60000}$ kg Betriebsspannung.



636. Schrumpflasche. Bei einem grösseren Zahnrad von 3 Mtr. Durchm. war der Radkranz gebrochen. Man reparierte das Rad durch Bolzen und warm aufgezogene Laschen nach *Fig. 1* u. *2*. Die Laschen wurden mit einem Schrumpf $\lambda = 0{,}035$ cm gebohrt, d. h. die Entfernung der Löcher in der

Fig. 1 u. 2. Erste Ausführung.

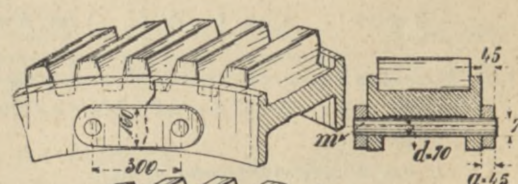
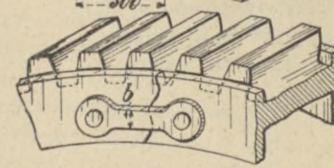


Fig. 3. Zweite (richtige) Ausführung.



Lasche im kalten Zustand war **0,035** cm kleiner als die Entfernung der Bolzen im Radkranz. Das Warmaufziehen ging gut, aber beim Erkalten r i s s e n d i e 70e r B o l z e n a b. Was nun tun?

Ermittle rechnerisch die U r s a c h e des Misserfolges:

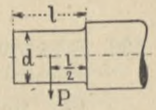
1. die durch den Schrumpf hervorgerufene Beanspruchung in der Lasche in kg/qcm,
2. die dadurch entstehende Zugkraft in kg.
3. Weshalb rissen die Stahlbolzen ab?
4. Welchen Querschnitt mussten die Laschen erhalten, um ein Abreissen der 70er Bolzen zu verhüten?
5. Die Entfernung der Löcher in der Lasche in mm.
6. Wie gross ist der erzeugte Fugendruck in kg?

Aufgaben zu § 52 a—c.

640. Welche Arten Zapfen unterscheidet man?

641. Stirnzapfen. Welche Art der Festigkeit kommt für Stirnzapfen in Betracht?

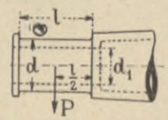
642. Stirnzapfen $d = 7{,}8$ cm Durchm., $l = 12$ cm Länge ist mit $P = 6000$ kg Lagerdruck belastet. Bestimme:



1. das Widerstandsmoment in cm^3,
2. das Biegungsmoment in kgcm,
3. die Beanspruchung in kg/qcm,
4. Ist das zulässig für Stahl?

„ *a* — $d = 16$ (   ) cm, $l = 24$ (   ) cm, $P = 18000$ (   ) kg.

643. Stirnzapfen (Aufg. 642) soll hohl angefertigt werden mit $d_1 = 0{,}67\ d = 0{,}67 \cdot 7{,}8 = 5{,}2$ cm. Bestimme:



1. das Widerstandsmoment in cm^3,
2. die **Beanspruchung** in kg/qcm,
3. Ist das zulässig für Stahl?

„ *a* — $d = 15{,}5$ (   ) cm, $d_1 = 0{,}5$ (   )$\cdot d$.

644. Heisslaufen der Zapfen.

Nenne die Ursachen des Heisslaufens.

645. Lagerreibung. In welcher Maasseinheit wird die Reibungsarbeit ausgedrückt:

1. Zur Beurteilung der Gefahr des Heisslaufens?
2. Als gesamter Reibungswiderstand?

646. Zapfenreibung. Die Reibung in einem Lager erzeugte in der Sekunde 8,31 mkg Arbeit.

Wieviel Kalorien Wärme müssen abgeführt werden, wenn das Lager nicht heisslaufen soll?

„ *a — Es sei in 12 (   ) Sek. die Reibung 21 (   ) mkg.*

647. Abführung der Reibungswärme. In welcher Weise wird nun diese Wärme dem Lager entzogen?

Lösungen zu Aufg. 640—647.

640. Man unterscheidet Stirnzapfen, Kugelzapfen und Halszapfen . . . . § *52a*

641. ***Stirnzapfen*** werden auf Biegung berechnet.

642. ***Stirnzapfen.***

1. Widerstandsmoment $W = \frac{\pi}{32} \cdot 7{,}8^3 = \mathbf{46{,}4}$ cm^3 . . . . *52b* (2)
2. Biegungsmoment $M_b = 6000 \cdot \frac{12}{2} = \mathbf{36000}$ kgcm . . . (*4*)
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{36000}{46{,}4} = \mathbf{775}$ kg/qcm . . . (*5*)
4. *Zulässig ist $k_b = 600$—900 kg/qcm* *52e* (19)

643. ***Hohler Stirnzapfen*** aus Stahl.

1. Widerstandsmoment $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{7{,}8^4 - 5{,}2^4}{7{,}8} = 37{,}3$ cm^3 . . *52b* (3)
2. **Biegungsbeanspruchung** $\sigma_b = \frac{36000}{37{,}3} = \mathbf{960}$ kg/qcm . . . (*5*)
3. *Zulässig ist je nach Art der Belastung*

   $k_b = 450$—900 kg/qcm *39* (*T6*)

644. ***Heisslaufen.*** Infolge Reibung der gleitenden Flächen wird Wärme erzeugt, welche nach aussen abgeführt werden muss, geschieht letzteres nicht, so tritt Heisslaufen und Festbrennen auf.

645. ***Lagerreibung.*** Maasseinheit

1. für das Heisslaufen **mkg/Sek. für den qcm Lagerfläche** . *52c*
2. für die Gesamtarbeit **mkg/Sek.**

646. ***Zapfenreibung.***

Reibungswärme $= \frac{8{,}31}{424} = \mathbf{0{,}02}$ Kal. *52c* (9)

Die Wärmemenge muss dem Lager in jeder Sek. abgeführt werden, sonst läuft das Lager mit der Zeit heiss.

647. ***Ableitung der Wärme.*** Die Wärme teilt sich dem Lagerkörper mit und wird von diesem an die umgebende Luft abgegeben. Bei künstlicher Kühlung, z. B. mit Wasser (vergl. ***Fig. 3*** in 55 a) nimmt das Wasser die Wärme auf.

Lösungen zu Aufg. 650—654.

650. ***Lagerlauf.*** §

1. Flächendruck $q = \frac{9000}{7{,}8 \cdot 12} = \mathbf{96}$ kg/qcm 52c (10)

2. Geschw. d. Reibfl. $v = \frac{7{,}8}{100} \cdot \frac{\pi \cdot 180}{60} = \mathbf{0{,}74}$ Mtr/Sek . . (11)

3. **Reibungsarbeit** für den qcm Lagerfläche ist =

$96 \cdot 0{,}74 \cdot 0{,}05 = \mathbf{3{,}55}$ mkg/Sek. . . . . (15)

4. *Nein! zulässig für Transm. $A = 0{,}5$—$1{,}3$ mkg/Sek.* . T 2

651. ***Zapfen und Lagerschale.***

Abrundungsradius d. Zapfens $r = 4$ mm,

" d. Lagerschale $r = 1{,}1 \cdot 4 \sim 4{,}5$ mm . 52c (T 2)

652. 1. ***Kugelzapfenlager*** finden Anwendung als Kurbelzapfen, wenn die genaue Lage des Zapfens nicht immer mit Bestimmtheit gewahrt werden kann, z. B. bei Sägegattern.

2. $D = 1{,}4 \cdot 7{,}8 = 11$ cm, $d_1 = 0{,}63 \cdot 11 = 7$ cm,

$l_1 = 0{,}5 \cdot 11 = 5{,}5$ cm . . . . (16)

653. ***Druckschrauben*** für vierteiliges Stellager.

1. Kerndurchmesser d. Schrauben $n_1 \sim \mathbf{40{,}4}$ mm . . . . 43b (T 1)

2. Länge des Gewindes $l_1 = 3 \cdot 4{,}8 \sim \mathbf{14}$ cm 53d

3. Das 48er Gewinde hat auf 1" (25,4 mm) **4,5** Gänge, 43b (T 1)

demnach auf 14 cm Länge $\frac{14}{2{,}54} \cdot 4{,}5 = \mathbf{25}$ Gänge.

4. Druckfläche d. Gew. $f = 25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (4{,}8^2 - 4{,}04^2) \sim 130$ qcm 53d (1)

5. Der Lagerdruck P verteilt sich auf beide Druckschrauben und ergibt sich demnach:

Flächendruck $q = \frac{34000}{2 \cdot 130} = \mathbf{130}$ kg/qcm . . . . . (2)

6. *Ja! zulässig für Stahl $q = 100$—250 kg/qcm* . . . (3)

654. ***Lagerkörper.*** Für Mitte Lagerkörper ist:

1. Biegungsmom. $M_b = 4500 \cdot 30 - 4500 \cdot 20 = 45000$ kgcm 53h (1)

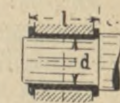
2. Widerstandsmoment $W = \frac{14 \cdot 15^2}{6} = 525$ cm³ 53h

3. **Beanspruchung** $\sigma_b = \frac{45000}{525} = \mathbf{85}$ kg/qcm . . . . . . (3)

4. *Ja! zulässig für Grauguss bis 150 kg/qcm* . . . . (4)

Aufgaben zu § 52c—53h.

650. Lagerlauf. Ein Zapfen habe $d = 7{,}8$ cm, $l = 12$ cm, $P = 9000$ kg, $n = 180$. Bestimme die Reibungsarbeit.

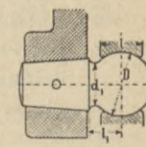


1. Flächendruck in qcm,
2. Geschw. der Reibfläche in Mtr/Sek,
3. Reibungsarbeit in mkg/Sek f. d. qcm Lagerfläche,
4. Ist das zulässig für Transmissionswellen?

" *a* $d = 13$ ( ) cm, $l = 1{,}6\,d$, $P = 21000$ ( ) kg, $n = 90$ ( ).

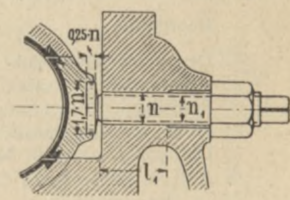
651. Zapfen und Lagerschale. Welchen Abrundungsradius soll der Zapfen der Aufg. 650 und welchen die Lagerschale erhalten?

652. Kugelzapfenlager.



1. Wo finden Kugelzapfenlager Anwendung?
2. Welche Abmessungen erhält ein Kugelzapfenlager das gleichwertig ist dem Stirnzapfen in Aufg. 650?

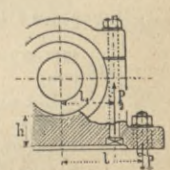
653. Druckschrauben für vierteiliges Stellager. Druck $P = 34000$ kg. Die zwei Druckschrauben haben je $n = 4{,}8$ cm Durchmesser (Whitworth-Gewinde). Ermittele die Beanspruchung im Schraubengewinde.



1. Kerndurchmesser der Schrauben in cm,
2. Länge l_1 des Gewindes in cm,
3. Anzahl der Gewindegänge auf Länge l_1,
4. Druckfläche des Gewindes in qcm,
5. Flächendruck im Gewinde in kg/qcm.
6. Ist das zulässig?

" *a* — *Es sei $P = 68000$ ( ) kg, $n = 6$ ( ) cm.*

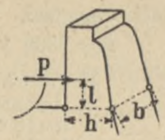
654. Lagerkörper. Der Lagerdruck beträgt $P = 9000$ kg, Länge $l_1 = 20$ cm, $l = 30$ cm, $h = 15$ cm, $b = 14$ cm. Die Beanspruch. des Lagerkörpers in der Mitte ist zu berechnen.



1. Biegungsmom. für Mitte Lager in kgcm,
2. Widerstandsmoment für Mitte Lager in cm³,
3. Beanspruchung in Mitte Lager in kg/qcm,
4. Ist diese zulässig für Grauguss?

Aufgaben zu § 53 h—55 c.

660. Lagerkörper. Der Lagerdruck betrage: $P = 12000$ kg. Die Abmessungen des Lagerkörpers: $b = 22$ cm, $h = 18$ cm, $l = 7{,}5$ cm. Bestimme die Beanspruchung bei h—b.

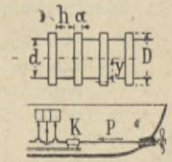


1. Das Biegungsmoment in cmkg,
2. das Widerstandsmoment in cm³,
3. die Beanspruchung im gefährlichen Querschnitt in kg/qcm,
4. Ist diese Beanspruchung zulässig für Grauguss?

„ *a Es sei $P = 24000$ ( ) kg, $b = 25$ ( ), $h = 23$ ( ), $l = 10$ ( ) cm.*

661. Kammlager. Ein grosser Ozeandampfer hat zum Antrieb jeder Schraube **18000** effekt. PS; Tourenzahl d. Schraube $n = 77$.

Steigung der Schraube $S = 900$ cm. Kammlager hat 12 Ringe mit $D = 93$ cm, $d = 60$ cm Durchmesser.



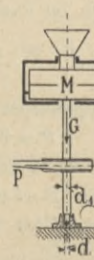
Bestimme:

1. Den achsialen Druck in kg,
2. Grösse der wirksamen Ringauflagefläche in qcm,
3. Spezifischer Flächendruck in kg/qcm,
4. Mittl. Reibungsradius d. Reibfläche in cm,
5. Umfangsgeschw. in Mitte Druckfläche in Mtr/Sek,
6. Reibungsarbeit f. d. qcm Tragfläche in mkg/Sek,
7. Ist das zulässig?
8. Anzahl der Kalorien, welche i. d. Sek. abgeführt werden müssen, um Heisslaufen zu vermeiden.

„ *a Es sei $N = 12000$ ( ) PS, $n = 90$ ( ), $S = 600$ ( ) cm.*

662. Spurlager für Mahlspindel.

Mahlsteine mit Welle wiegt $G = 4000$ kg, $n = 150$ i. d. Min., Spurzapfen $d = 8$ cm. Berechne die Reibungsarbeit.



1. Spurzapfenfläche abzügl. Schmiernuten in qcm,
2. Flächendruck der Spurfläche in kg/qcm,
3. Mittlere Geschw. der Reibfläche in Mtr/Sek,
4. Reibungsarbeit A f. d. **qcm** Zapfenfläche in mkg/Sek,
5. Ist das zulässig?

„ *a Es sei $G = 500$ ( ) kg, $n = 130$ ( ), $d = 7$ ( ) cm.*

Lösungen zu Aufg. 660—662.

660. Lagerkörper. §

1. Biegungsmoment $M_b = 12000 \cdot 7{,}5 = \mathbf{90000}$ kgcm . . . *53h* (2)
2. Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 22 \cdot 18^2 = \mathbf{1180}$ cm³ . . . *53h*
3. Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{90000}{1180} = \mathbf{76}$ kg/qcm (3)
4. *Geht noch zur Not, denn zulässig bis 75 kg/qcm* . . (4)

661. Kammlager.

1. Achsialdruck $P = \frac{60 \cdot 75 \cdot N_e}{n \cdot S} = \frac{60 \cdot 75 \cdot 18000}{77 \cdot 9} = \mathbf{117000}$ kg *55c*
2. Ringauflagefläche $f = 0{,}66 \cdot 12 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (93^2 - 60^2) = \mathbf{31500}$ qcm *55c* (7)
3. Spez. Flächendruck $q = \frac{117000}{31500} = \mathbf{3{,}7}$ kg/qcm *55b* (2)
4. Reibungsradius $y = \frac{93 + 60}{4} = 38{,}25$ cm . . . . . . (4)
5. Umfangsgeschwindigkeit in Mitte Druckfläche:
   $v = \frac{2 \cdot 38{,}25 \cdot \pi \cdot 77}{100 \cdot 60} = \mathbf{3{,}08}$ Mtr/Sek . . . . . (3)
6. Reibungsarbeit pro **qcm** Tragfläche:
   $A = 3{,}7 \cdot 3{,}08 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}57}$ mkg/Sek . . . . . (5)
7. *Ja! zulässig ist pro qcm Tragfläche $A = 1$ mkg/Sek* . *55b* (6)
8. Gesamtreibung =
   $A \cdot f = 31500 \cdot 0{,}57 = \mathbf{17800}$ mkg/Sek = 240 PS.
   In jeder Sek. abzuführende Wärme
   $\frac{17800}{424} = \mathbf{42}$ Kalorien *52c* (9)

662. Spurlager für Mahlspindel.

1. Spurzapfenfläche $= 0{,}8 \cdot \pi \cdot 4^2 = \mathbf{40}$ qcm *54e* (2)
2. Flächendruck $q = \frac{4000}{40} = \mathbf{100}$ kg/qcm . . . . (4)
3. Mittl. Radius d. Reibungsfläche $y = 0{,}5 \cdot 4 = \mathbf{2}$ cm . . (1)
   „ Geschw. d. Reibfläche $v = \frac{2 \cdot \pi \cdot 150}{100 \cdot 30} = \mathbf{0{,}314}$ Mtr/Sek (3)
4. Reibungsarbeit $A = 0{,}05 \cdot 100 \cdot 0{,}314 = \mathbf{1{,}57}$ mkg/Sek . . (6)
5. *Ja! zulässig ist für Mühlspindeln:*
   $\left.\begin{array}{l} q_{max} = 100 \text{ kg/qcm} \\ A = 1{,}2\text{—}1{,}8 \text{ mkg/Sek} \end{array}\right\}$ . . . . *T 2*

Lösungen zu Aufg. 665—668.

665. Oberwasserturbinenzapfen. 1. Für Turbinenwellen rechnet man: §

Flächendruck $q_{max} = \mathbf{150}$ kg/qcm 54e (T2)

2. nötige Spurfläche $f = \frac{4500}{150} = \mathbf{30}$ qcm . . . . (4)

3. Aus der Gleichung: $f = 0{,}8 \cdot \pi \cdot R^2$ . . . . (2a)

$R = \sqrt{\frac{30}{0{,}8 \cdot \pi}} = 3{,}5$ cm, also Durchmesser $= \mathbf{7}$ cm.

4. Geschw. d. Reibfläche $v = \frac{0{,}5 \cdot 3{,}5}{100} \cdot \pi \cdot \frac{250}{30} = \mathbf{0{,}46}$ Mtr/Sek (3)

5. Bei $q = 150$ kg/qcm ergibt sich:

Reibungsarbeit pro qcm $A = 0{,}05 \cdot 150 \cdot 0{,}46 = \mathbf{3{,}5}$ mkg/Sek (6)

6. zulässig ist nach Tab.: $A = 2—3{,}5$ mkg/Sek . . . . (T2)

Bei Ausführung mit doppelten Spurflächen ist 50 % mehr zulässig 54f

Kugellager, Rollenlager.

666. Kugel für Kugellager.

zulässige Belastung $p = 100 \cdot 2{,}5^2 = \mathbf{625}$ kg . . . 56a (1)

doch wird man bei grösserer Tourenzahl viel weniger Belastung zulassen 56d (T2)

667. Kransäule.

Da Kransäulen wenig Touren machen, wählen wir:

$D = 78$ mm, $d_1 = 50$ mm, $d_2 = 52$ mm, $h = 25$ mm, $R = 65$ mm 56a (T2)

Die Lebensdauer der Kugeln hängt wesentlich von der mehr oder weniger sorgfältigen Herstellung ab.

668. Rollenlager.

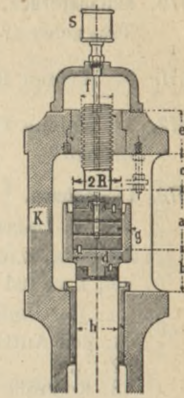
Die grösste zulässige Belastung für Stahlrollen auf Stahl rechnet sich zu:

$P = 50 \cdot 12 \cdot 11 \cdot 3{,}2 = \mathbf{21100}$ kg 57 (1)

Auch hier wählt man zweckmässig P je kleiner, je grössere Umfangsgeschwindigkeit der Zapfen hat.

Aufgaben zu § 54—57.

665. Oberwasserturbinenzapfen. Die Gesamtbelastung des Turbinenzapfens sei $G = 4500$ kg bei $n = 250$ Umdrehungen in der Minute. Die Grösse des Spurzapfens ist zu bestimmen.



1. zulässiger Flächendruck q in kg/qcm,
2. Die nötige Spurfläche in qcm,
3. Zapfendurchmesser.

Prüfung auf Heisslaufen.

4. Geschw. der Reibfläche in Mtr/Sek.
5. Reibungsarbeit in mkg/Sek für den qcm Zapfenfläche,
6. Ist das zulässig?

„ *a Es sei* $G = 9000$ (   ) *kg*, $n = 125$ (   ).

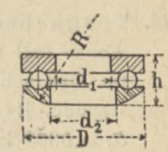
Kugellager, Rollenlager.

666. Kugel für Kugellager. Die Kugel von $d =$ 25 mm Durchmesser sei mit 80 kg belastet. Ist das zulässig?

(Ein anderes Beispiel ist in § 56a angegeben.)

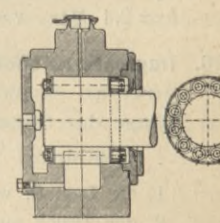
„ *a — Es sei* $d = 20$ (   ) *mm.*

667. Kransäule. Für eine stehende Kransäule soll ein Fischer-Kugellager angewandt werden. Belastung $P = 2500$ kg.



„ *a Es sei* $P = 5000$ (   ) *kg.*

668. Rollenlager. Ein Rollenlager habe $i =$ 12 Rollen mit einem Durchmesser $d = 32$ mm, Rollenlänge $= 110$ mm. Bestimme die zulässige Belastung.



„ *a Es sei* $i = 10$ (   ), $d = 30$ (   ) *cm*, $l = 95$ (   ) *mm.*

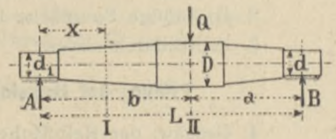
Aufgaben zu § 58—59.

670. Auflagerdruck. Was versteht man unter Auflagerdruck bei Tragachsen?

671. — Welche Richtung hat der Auflagerdruck?

672. — Welche Hauptregel gilt für die Bestimmung der Auflagerdrücke?

673. Tragachsen. Für eine Achse mit 2 Lagerungen sei $Q = 3000$ kg, $a = 52$ cm, $b = 132$ cm, $L = 184$ cm.



Bestimme:

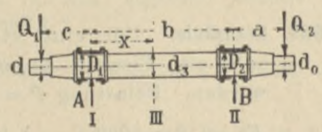
1. den Auflagerdruck A in kg,
2. „ „ B „ „
3. Kontrolle zur Prüfung der Richtigkeit von A und B,
4. das Biegungsmoment im Querschnitt I und II, wenn $x = 38$ cm.
5. Wie ermitteln wir die **Beanspruchung**, wenn der Wellendurchm. bei I = 13 cm, bei II = 19 cm?
6. Ist das zulässig für Schmiedeeisen oder für Stahl?

„ *a* — *Es sei* $Q = 6000$ ( ) *kg*, $a = 65$ ( ) *cm*, $b = 150$ ( ) *cm*, $L = 215$ ( ) *cm*.

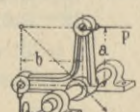
674. Hohle Tragachse. Die Welle der Aufg. 673 sei hohl angefertigt und zwar sei der lichte Durchmesser 0,6·äusseren Durchm. Bestimme für Querschnitt II

1. das in Betracht kommende Widerstandsmoment,
2. die Beanspruchung.

675. Tragachse. Für beistehende Achse soll das Biegungsmom. im Querschnitt III bestimmt werden. Es sei: $Q_1 = 12000$ kg, $Q_2 = 5000$ kg, $a = c = 98$ cm, $b = 2{,}4$ Mtr., $x = 1$ Mtr.



676. Tragachse für Winkelhebel. Die Kraft $P = 4000$ kg wirkt an einem Hebelarm $a = 120$ cm. Die Länge des Gegenhebels beträgt $b = 80$ cm.



Bestimme:

1. die Last Q, welche bewegt werden kann, in kg,
2. den Druck auf die Achse in kg,
3. den Auflagerdruck der Lager, wenn dieselben gleich weit vom Hebel angeordnet sind, in kg.

Lösungen zu Aufg. 670—676.

670. ***Auflagerdruck*** ist der Druck auf die Unterlage bezw. auf die Lagerschale. §

671. — Der Auflagerdruck kann auf den unteren Teil oder auf den oberen Teil der Lagerschale drücken . . . . *58a* (1 u 3)

672. — Regel: Moment nach links = Moment nach rechts . . . *58a*

673. ***Tragachse.***

1. Auflagerdruck $A = \frac{3000 \cdot 52}{184} = \mathbf{850}$ kg . . . . . . *58a* (T 1)
2. „ $B = \frac{3000 \cdot 132}{184} = \mathbf{2150}$ kg . . . . . .
3. *Kontrolle:* $850 + 2150 = 3000$ *kg.*
4. Biegungsmomente
   Querschnitt I: $M_b = 850 \cdot 38 = \mathbf{32300}$ kgcm . . . .
   „ II: $M_b = 850 \cdot 132 = \mathbf{112000}$ kgcm . . . „
5. Wir bestimmen zunächst die Widerstandsmomente:
   Querschnitt I: $W = 0{,}1 \cdot 13^3 = \mathbf{220}$ cm³ *58b* (2)
   „ II: $W = 0{,}1 \cdot 19^3 = \mathbf{685}$ cm³ . . . .
   dann ergibt sich:
   Querschn. I: Beanspr. $\sigma_b = \frac{32300}{220} = \mathbf{147}$ kg/qcm . . . *58b* (1)
   „ II: „ $\sigma_b = \frac{112000}{685} = \mathbf{163}$ kg/qcm . . .
6. *Zulässig je nach Belastungsart*
   für Schmiedeeisen $k_b = 970—650$ *kg/qcm* . . . . *39* (T 6)
   „ *Stahl* $k_b = 1350—900$ „ . . . .

674. ***Hohle Tragachse.***

1. Widerstandsmom. $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{19^4 - (0{,}6 \cdot 19)^4}{19} = \mathbf{595}$ cm³ . *58c* (3)
2. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{112000}{595} = \mathbf{188}$ kg/qcm *58d* (4)

675. Tragachse.

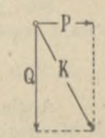
Auflagerdruck $A = \frac{12000 \cdot (240 + 98) - 5000 \cdot 98}{240} = \mathbf{15000}$ kg . *58a* (5)

Biegungsmoment für Querschnitt III:

$M_b = 12000 \cdot (98 + 100) - 15000 \cdot 100 = \mathbf{880000}$ kg . „

676. ***Tragachse für Winkelhebel.***

1. Moment nach rechts = Moment nach links, also:
   Last $Q = \frac{4000 \cdot 120}{80} = 6000$ kg.



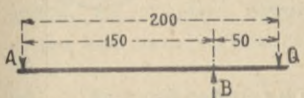
2. Kräfteparallelogramm ergibt
   Lagerdruck $K = \sqrt{4000^2 + 6000^2} \sim \mathbf{7200}$ kg.
3. Der Lagerdruck K greift in Mitte beider Lager an, demnach für jedes Lager
   Auflagerdruck $= \frac{7200}{2} = \mathbf{3600}$ kg *58a*

Lösungen zu Aufg. 680.

680. Tragachse eines Zahnradgetriebes.

Auflagerdrücke:

1. *Hauptgl.:* Moment nach links = Moment nach rechts.



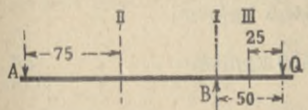
2. Druck im Hauptlager — §

$B = 5800 \cdot \frac{50+150}{150} = \mathbf{7750}$ kg — 58a (3)

3. Reaktionsdruck im hinteren Lager:

$A = 5800 \cdot \frac{50}{150} \sim \mathbf{2000}$ kg — „

4. *Biegungsmomente.*



I. $M_b = 5800 \cdot 50 = \mathbf{290000}$ kgcm — „

II. $M_b = 2000 \cdot 75 = \mathbf{150000}$ „ — „

III. $M_b = 5800 \cdot 25 = \mathbf{145000}$ „ — „

5. *Für Stahl zulässig $k_b = 900$ kg/qcm* 39 (T6)

6. Widerstandsmoment $W = \frac{M_b}{k_b}$, also

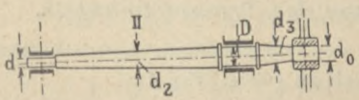
für Querschn. I ist erforderlich: $W = \frac{290000}{900} \sim 320$ cm³ . . 58d (5)

„ „ II „ „ : $W = \frac{150000}{900} \sim \mathbf{176}$ cm³ . . „

„ „ III „ „ : $W = \frac{145000}{900} \sim \mathbf{160}$ cm³ . . „

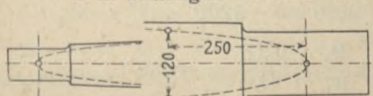
7. *Die einzelnen* **Durchmesser** ergeben sich dann zu:

Querschn. I: für $W = 320$ ist $D = \mathbf{15}$ cm . . .
„ II: „ $W = 176$ ist $d_2 = \mathbf{12}$ cm . . .
„ III: „ $W = 160$ ist $d_3 = \mathbf{12}$ cm . . .
— *aus Tabellen*



8. Durchmesser d_0 wird wie bei den Wellen nach der Anzahl der vom Zahnrad zu übertragenden PS gewählt, obwohl im vorliegenden Falle die Welle nicht auf Verdrehung beansprucht wird 60

9. Den Zapfen d nimmt man vorläufig nach Gefühl an und rechnet nach, ob der Flächendruck q und Reibungsarbeit A in zulässigen Grenzen bleiben 52c



Für d und d_0 sollte man noch den Körper gleicher Festigkeit aufzeichnen — 40l (4)

10. Auch für das Lager bei B muss man den Flächendruck q und Reibungsarbeit ermitteln und gebotenenfalls den Durchmesser grösser machen 52c

(Fortsetzung Spalte rechts unten.)

Aufgaben zu § 58—59.

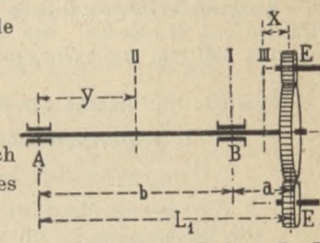
680. Tragachse eines Zahnradgetriebes.

Auf Kopf einer **Achse** mit 2 Lagern, rechts vor der Lagerung B ist freitragend ein Zahnrad aufgekeilt, K ist Kraftzuführung, E Kraftentnahme.

Die Abmessungen der Welle sind:

$L_1 = 200$ cm, $a = 50$ cm, $b = 150$ cm.

Belastung der Achse durch Zahndruck und Eigengewicht des Rades $Q = 5800$ kg.



Es sind die Wellendurchmesser für Querschnitte I, II und III zu bestimmen, $y = 0{,}5 \cdot b = 75$ cm, $x = 0{,}5 \cdot a = 25$ cm.

Reihenfolge für die Berechnung:

1. Allgemeine Momentengleichung,
2. Druck im Hauptlager B in kg,
3. Reaktionsdruck im hinteren Lager A in kg,
4. Biegungsmoment für Querschnitt I in cmkg,
   „ „ „ II „ „,
   „ „ „ III „ „,
5. Zulässige Beanspruchung für Stahl,
6. Widerstandsmoment für Querschnitt I in cm³,
   „ „ „ II „ „,
   „ „ „ III „ „,
7. Nötiger **Durchmesser** „ „ I „ „,
   „ „ „ „ II „ „,
   „ „ „ „ III „ „,
8. Bestimmung des Durchmessers d_0, also Bohrung des Zahnrades,
9. Bestimmung des Durchmessers d, also Zapfen bei A,
10. Was hat man noch betr. des Hauptlagers zu beachten?
11. Wie müssten wir rechnen, wenn die Kraft nicht nach E, sondern links von Lager A abgeführt würde?

(Fortsetzung von Spalte links unten.)

11. Wir müssten bei dem Querschnitt I, II und III die Torsion berücksichtigen und W nach $(M_b)_i$ bestimmen (vergl. Aufg. „Kurbelwellen“, Seite 90 u. f.).

Aufg. 681. Berechnung der Achse einer Sortiertrommel.

Sortiertrommel, dient zum Sieben von Porphyrsand in Korngrössen von 2, 3, 5, 8, 15 und 17 mm. Stündl. Leistung 40 cbm. Umdrehungen in der Minute $n = 9$.

Fortgesetzt erfolgten **Brüche** von Schrauben, Rosetten und Siebbleche. Die Welle hatte sich um etwa **120** mm durchgebogen.

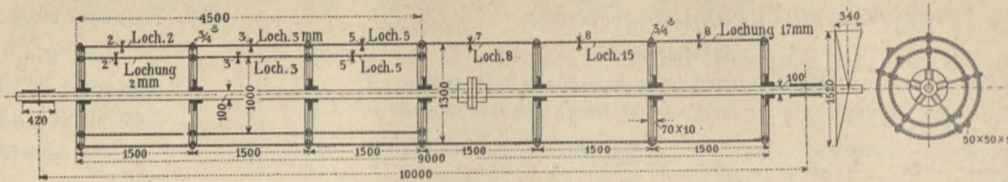


Fig. 1.

$\mathfrak{H}$

Ermittle die **Ursache der Brüche**.

I. Eigengewicht der Sortiertrommel.

Gewichte der einzelnen Siebmäntel.

	Äusserer Mantel.	Innerer Mantel.
1ter Blechschuss	= 70 kg,	60 kg,
2ter „	= 110 „	90 „
3ter „	= 170 „	130 „
4ter „	= 240 „	— „
5ter „	= 260 „	— „
6ter „	= 250 „	— „
	zusammen **1100** kg.	zusammen **280** kg.

Gewicht der Rosetten, bestehend aus: gusseisernen Naben, Sternschrauben und Flacheisenringe:

1te bis einschl. 4te Rosette je 140 kg, zus. 560 kg,
5te „ „ 7te „ „ 120 „ „ 360 „

Summa **920** kg.

Gewicht der Welle $\sim$ **700** kg.

Gesamtgewicht der Sortiertrommel mit Welle:

$$1100 + 280 + 920 + 700 = \mathbf{3000} \text{ kg.}$$

Das Gewicht des in der Trommel lagernden Porphyrs soll mit 850 kg angenommen werden, so dass die Welle insgesamt mit **3850** kg belastet wird.

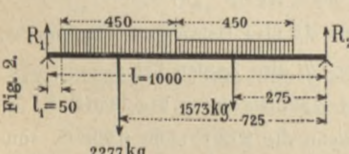


Fig. 2.

Von diesem Gewicht entfällt auf

erste Trommelhälfte $\sim$ 2277 kg,
zweite „ $\sim$ 1573 „.

II. Beanspruchung der Welle an der Rosette links.

Sehen wir die Trommel als freitragend an, so wird nach *Fig. 1* und *2*:

$\mathfrak{H}$

Auflagerdruck $R_1 = \frac{2277 \cdot 725 + 1573 \cdot 275}{1000} = \sim \mathbf{2083}$ kg . . 58a *Fall 2*

Widerstandsmoment $W = \frac{\pi}{32} d^3 \sim 0{,}1 \cdot 10^3 = 100$ cm³ . 58b (2)

somit nach *Fig. 2*:

Beansprach. $\sigma_b = \frac{R_1 \cdot l_1}{W} = \frac{2083 \cdot 50}{100} = \mathbf{1041{,}5}$ kg/qcm,

zulässig ist aber nur **650** kg/qcm 39 (T6)

III. Beanspruchung der Welle in der Mitte.

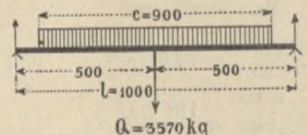


Fig. 3.

Betrachten wir die Trommelwelle als gleichmässig belastet, so ergibt sich (abzügl. innerer Trommelmantel)

$$Q = 3850 - 280 = \mathbf{3570} \text{ kg.}$$

$$M_b = \frac{3570}{2} \cdot \left(\frac{1000}{2} - \frac{900}{4}\right) = \mathbf{492\,000} \text{ kgcm} \quad . \; . \; . \; Anh.$$

somit:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{492000}{100} = \mathbf{4920} \text{ kg/qcm.}$$

IV. Beanspruchung des Trommelmantels.

Das Widerstandsmoment des ringförmigen Querschnitts ergibt sich für ein volles Blech zu (vergl. *Fig. 4*):

$$W_1 = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - d^4}{D}\right) = 0{,}1 \times \left(\frac{131{,}4^4 - 130^4}{131{,}4}\right) = \mathbf{9650} \text{ cm}^3 \quad . \quad 39 \ (T7)$$

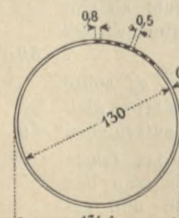


Fig. 4.

und für das gelochte Blech annähernd zu:

$$^1/_3 \times 9650 = \sim \mathbf{3200} \text{ cm}^3, \text{ somit}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_1} = \frac{492000}{3200} = \sim \mathbf{155} \text{ kg/qcm.}$$

Die Beanspruchung des Mantels ist also gering. Die fortwährenden Schraubenbrüche sind nur durch das Verbiegen der Welle veranlasst worden.

Lösung zu Aufg. 681. (Forts.)

In Wirklichkeit darf nun die Trommel nicht als freitragend angenommen werden und eine **genaue Berechnung** der Beanspruchung der Welle ergibt folgendes:

Die Welle ist anzusehen als ein Balken auf zwei Stützen mit sieben Einzellasten, belastet an den Verbindungsstellen der Rosetten und zwar ergeben sich die Einzellasten wie folgt:

a) Eigengewicht der Sortiertrommel.

Die Einzellasten, herrührend aus dem Eigengewicht der Trommel, mögen bezeichnet werden mit p_1, p_2, p_3 bis p_7.

$$p_1 = 140 + \frac{70}{2} + \frac{60}{2} \quad \ldots\ldots = 205 \text{ kg},$$

$$p_2 = 140 + \frac{70}{2} + \frac{60}{2} + \frac{110}{2} + \frac{90}{2} = 305 \text{ „}$$

$$p_3 = 140 + \frac{110}{2} + \frac{90}{2} + \frac{170}{2} + \frac{130}{2} = 390 \text{ „}$$

$$p_4 = 140 + \frac{170}{2} + \frac{130}{2} + \frac{240}{2} \quad \ldots = 410 \text{ „}$$

$$p_5 = 120 + \frac{240}{2} + \frac{260}{2} \quad \ldots\ldots = 370 \text{ „}$$

$$p_6 = 120 + \frac{260}{2} + \frac{250}{2} \quad \ldots\ldots = 375 \text{ „}$$

$$p_7 = 120 + \frac{250}{2} \quad \ldots\ldots\ldots = 245 \text{ „}$$

Lösung zu Aufg. 681. (Forts.)

b) Gewicht der Trommelfüllung.

Die Einzellasten, herrührend aus dem Gewicht der Trommelfüllung, welche zu 850 kg angenommen wurde, mögen bezeichnet werden mit q_1, q_2, q_3 bis q_7.

Das Gewicht der Trommelfüllung verteilt sich auf die einzelnen Trommelschüsse wie folgt:

1ter Schuss	$= \sim 30\,\%$	von 850 kg	$= \sim 255$	kg,
2ter „	$= \sim 25$ „	„ „ „	$= \sim 212$	„
3ter „	$= \sim 20$ „	„ „ „	$= \sim 170$	„
4ter „	$= \sim 14$ „	„ „ „	$= \sim 119$	„
5ter „	$= \sim 7$ „	„ „ „	$= \sim 60$	„
6ter „	$= \sim 4$ „	„ „ „	$= \sim 34$	„

Demnach betragen die Einzelgewichte:

$$q_1 = \frac{255}{2} = 128 \text{ kg}; \quad q_2 = \frac{255}{2} + \frac{212}{2} = 234 \text{ kg};$$

$$q_3 = \frac{212}{2} + \frac{170}{2} = 191 \text{ kg}; \quad q_4 = \frac{170}{2} + \frac{119}{2} = 144 \text{ kg};$$

$$q_5 = \frac{119}{2} + \frac{60}{2} = 89 \text{ kg}; \quad q_6 = \frac{60}{2} + \frac{34}{2} = 47 \text{ kg};$$

$$q_7 = \frac{34}{2} = 17 \text{ kg}.$$

Die Gesamtlasten an den Naben somit:

$$P_1 = 205 + 128 = 333 \text{ kg}; \quad P_2 = 305 + 234 = 539 \text{ kg};$$
$$P_3 = 390 + 191 = 581 \text{ „}; \quad P_4 = 410 + 144 = 554 \text{ „};$$
$$P_5 = 370 + 89 = 459 \text{ „}; \quad P_6 = 375 + 47 = 422 \text{ „};$$
$$P_7 = 245 + 17 = 262 \text{ kg}.$$

Die Kräfte P_1 bis P_7 wurden in beistehendem Kräfteplan *(Fig 6)* aufgetragen und das grösste Biegungsmoment auf graphischem Wege ermittelt, es beträgt bei P_4:

$$M_b = H \cdot 150 \cdot M \cdot 100 = 4 \cdot 150 \cdot 7{,}3 \cdot 100 = 440\,000 \text{ kgcm}$$

und somit die Beanspruchung der Welle (10 cm Durchm.)

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{440000}{0{,}1 \cdot 10^3} = \mathbf{4400} \text{ kg/qcm}.$$

Es hätte also ein **Bruch** der Welle eintreten müssen, wenn nicht der Siebmantel einen Teil der Kräfte aufgenommen hätte.

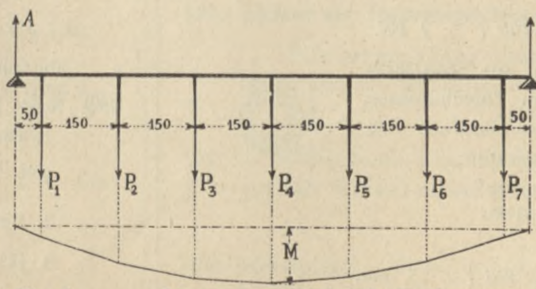


Fig. 5.

Längenmassstab 1 : 150. Kräftemassstab 1 mm = 100 kg.

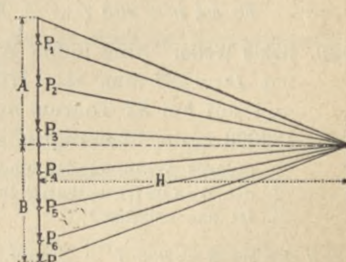


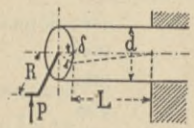
Fig. 6.

Ein späterer Einbau von zwei Tragrollen am äusseren Trommelmantel konnte den vorliegenden Übelständen naturgemäss nicht mehr helfen. Ebenso war auch der nachträgliche Einbau einer Spannvorrichtung auf der Welle zwecklos, da durch das ganz bedeutende Gewicht derselben Welle wie Trommel immer noch stärker belastet wurden.

Aufgaben zu § 60 a—c.

685. Hauptbegriff. 1. Mit welcher Maasseinheit wird das Drehmoment ausgedrückt?
2. Welche Art Widerstandsmoment kommt für Drehungsfestigkeit in Betracht.
3. Wie gross ist das pol. Widerstandsmom. für runden Querschn.?
4. Welche Gleichung gilt für die Drehbeanspruchung?

686. Wellenstück. An beistehend skizziertes Wellenstück wirkt eine Kraft $P = 870$ kg an dem Radius $R = 54$ cm. Bestimme:



1. das Drehmoment in cmkg,
2. „ pol. Widerstandsmom., wenn $d = 12$ cm,
3. die Beanspruchung in kg/qcm.

„ *a — Es sei* $P = 1600$ ( ) *kg*, $R = 40$ ( ) *cm.*

687. Verdrehungswinkel. Für dieselbe Aufgabe sei das Wellenstück $L = 8$ Mtr. lang.
1. Wie gross ist das polare Trägheitsmoment in cm^4?
2. „ „ „ der Verdrehungswinkel in Grad?
3. Ist das zulässig für Schmiedeeisen?

„ *a — Es sei* $L = 20$ ( ) *Mtr.*

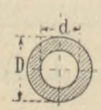
688. Transmission. Eine Transmission soll $N = 60$ PS übertragen bei $n = 80$ Umdrehungen i. d. Min. Welcher Wellendurchm. würde sich eignen?

„ *a — Es sei* $N = 120$ ( ) *PS*, $n = 160$ ( ) *Umdreh.*

689. — Eine Welle soll bei $n = 150$ Touren $N = 85$ PS übertragen. Die Beanspruchung soll etwa 350 kg/qcm betragen. Wie bestimmt man hier schnell den Wellendurchm. in cm?

„ *a — Es sei* $n = 200$ ( ), $N = 150$ ( ) *PS.*

690. Hohle Welle. Eine hohle Welle aus Stahlguss hat $D = 220$ mm, $d = 170$ mm Durchmesser und soll bei 82 Touren ein Drehmoment von 180000 kgcm übertragen. Bestimme:



1. polares Widerstandsmoment in cm^3,
2. die Beanspruchung in kg/qcm.
3. Ist das zulässig?

„ *a Es sei* $D = 300$ ( ) *mm*, $d = 200$ ( ) *mm*, $M_d = 250000$ ( ) *kg.*

Lösungen zu Aufg. 685—690.

685. Hauptbegriffe. 1. Maasseinheit kgcm.
2. Für die Beanspruchung auf Verdrehung kommt das polare Widerstandsmoment in Betracht. §
3. Für runden Querschnitt genau
$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3$, angenähert $W_p = 0{,}2\, d^3$ 60b (8)
4. Drehungsbeanspruchung $= M_d : W_p$ 60b (5)

686. Wellenstück.
1. Auch hier ist stets
Moment = Kraft × Hebelarm, also
Drehungsmoment $M_d = 870 \cdot 54 = \mathbf{47000}$ kgcm . . 60a
2. Polares Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 12^3 = \mathbf{345{,}6}$ cm^3. . 60b (8)
3. Drehungsbeanspruchung $= \frac{47000}{345{,}6} = \mathbf{126}$ kg/qcm . (5)

687. Verdrehungswinkel.
1. Polares Trägheitsmom.
$J_p \sim 0{,}1 \cdot d^4 = 0{,}1 \cdot 12^4 = \mathbf{2080}$ cm^4 . . . . 60b (11)
2. Verdrehungswinkel
$\delta = \frac{180}{3{,}14} \cdot \frac{47000}{2080} \cdot \frac{800}{800000} = \mathbf{1{,}29}^0$ . . . . . (10)
3. *Zulässig* $^1/_4{}^0$ *für das lfd. Meter, also für* $L = 8$ *Mtr.*
zul. Verdrehungswinkel $= {}^1/_4 \cdot 8 = 2^0$ . . . . (13)

688. Transmission. Wir rechnen zuerst
$\frac{N}{n} = \frac{60}{80} = 0{,}75$ ergibt Tabelle $d = 12$ cm . . . . 60b (T 1)

689. Wellendurchm. schnell bestimmen. Wir entnehmen der Gl. 9 in § 60 b den Wert für 350 kg/qcm, dann ist:
Durchmesser $d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{85}{150}} = \mathbf{8{,}25}$ cm 60b (9)
abgerundet auf 85 mm.

690. Hohle Welle.
1. Die Berechnung geschieht entsprechend Aufg. 686, also
pol. Widerstandsmom. $W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{22^4 - 17^4}{22} \sim \mathbf{1300}$ cm^3 . . 39 (T 9)
2. Beanspruchung $\tau = \frac{180000}{1300} = \mathbf{140}$ kg/qcm 60b (5)
3. Ja! zulässig für Stahlguss (je nach Belastungsart)
$k_d = 660 - 220$ kg/qcm . . . . . . 39 (T 3)

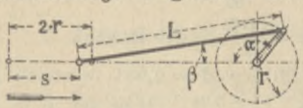
Lösungen zu Aufg. 695—700.

695. Kurbeltrieb. Zu einem Kurbeltrieb gehören:

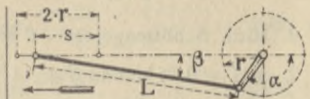
Kurbel, Kurbelfinger (auch Kurbelzapfen genannt), Treibstange, Schlitten. Dann kommen besonders in Betracht:

Kurbelwinkel α, Treibstangenverhältnis $L:r$, Schlittenweg s, Kurbelfingergeschwindigkeit u und Schlittengeschwindigkeit C.

696. Schlittenweg. Angenähert ist:



1. Hingang



2. Rückgang

$$\text{Weg } s = r\cdot(1-\cos\alpha) + \frac{r^2\cdot\sin^2\alpha}{2\,L} \qquad s = r\cdot(1-\cos\alpha) - \frac{r^2\cdot\sin^2\alpha}{2\,L}$$ *61a (4, 4a)*

3. für $\alpha = 90^0$ wird $(1-\cos\alpha) = 1$ und $\sin^2\alpha = 1$,

demnach:

$$\text{Weg } s = r \pm \frac{r^2}{2\,L}\,; \quad + \text{ für Hingang, } - \text{ für Rückgang,}$$

4. für $\alpha = 90^0$ und $L = 5\,r$ wird:

$$\text{Weg } s = r \pm 0{,}1\,r\,; \quad + \text{ für Hingang, } - \text{ für Rückgang,}$$

697. Schlittenweg.

Hingang	Rückgang
1. Weg $s = 0{,}4 + \frac{0{,}4^2}{2\,\infty} = \mathbf{0{,}4}$ Mtr.	Weg $s = 0{,}4 - \frac{0{,}4^2}{2\,\infty} = \mathbf{0{,}4}$ Mtr.
2. Weg $s = 0{,}4 + 0{,}1\cdot 0{,}4 = \mathbf{0{,}44}$ Mtr.	Weg $s = 0{,}4 - 0{,}1\cdot 0{,}4 = \mathbf{0{,}36}$ Mtr.

698. Einfluss der Treibstangenlänge.

Wir verfolgen die Werte der Tab. 2 in *61a*

699. — Hierüber gibt Tab. 2 uns ein lehrreiches Bild . . . . „

700. Kurbelwinkel.

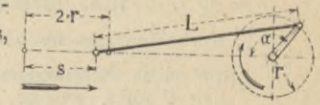
Das Beispiel unter Tab. 2 gibt hierfür die Anweisung . „

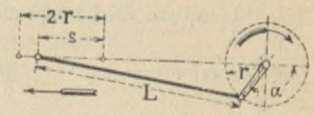
Aufgaben zu § 61 a.

695. Kurbeltrieb. Nenne die Hauptteile eines Kurbeltriebes, sowie die für die Berechnung der Bewegungsverhältnisse hauptsächlich in Betracht kommenden Grössen.

696. Schlittenweg. Wie lautet die Gleichung für den Weg des Schlittens, wenn $\sphericalangle\,\alpha$ gegeben ist:

1. für Hingang,
2. „ Rückgang?
3. Wenn die Kurbel rechtwinklig zu ihrer Totpunktlage steht, also $\sphericalangle\,\alpha = 90^0$?
4. Bei $\sphericalangle\,\alpha = 90^0$ und $L:r = 5$?





697. — Zahlenbeispiel zu Aufg. 696. Es sei $r = 0{,}4$ Mtr. (Skizze Aufg. 696.) Bestimme:

1. den Weg s, wenn Winkel $\alpha = 90^0$ und $L:r = \infty$,
2. den Weg s, wenn Winkel $\alpha = 90^0$ und $L:r = 5$.

„ *a Es sei $r = 0{,}8$ (   ) Mtr., $\beta = 0^0$ (   ).*

698. Einfluss der Treibstangenlänge.

Wie erkennt man bequem den Einfluss der Treibstangenlänge auf den Schlittenweg s?

699. — Wie erkennt man schnell den Einfluss der Treibstangenlänge auf den Kurbelwinkel α bei gegebenem Schlittenweg s?

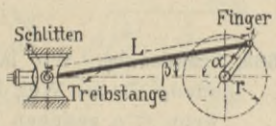
700. Kurbelwinkel. Ermittle zeichnerisch den Kurbelwinkel für $\frac{L}{r} = 6$; $s = 0{,}7\,r$ für Vorwärtsgang.

Aufgaben zu ℌ 61 b—c.

705. Kurbeltrieb. Nenne die allgemeinen Gleichungen für:

1. die Kurbelfingergeschwindigkeit u in Mtr/Sek,
2. die mittlere Schlittengeschwindigkeit C in Mtr/Sek,
3. die grösste Schlittengeschwindigkeit C_{max} in Mtr/Sek.

706. — Zahlenbeispiel zu Aufg. 705. Es sei $r = 0{,}4$ Mtr., Tourenzahl $n = 80$ i. d. Min. Bestimme:



1. Kurbelfingergeschw. u in Mtr/Sek,
2. die mittl. Schlittengeschwindigkeit C für $L : r = \infty$,
3. grösste Schlittengeschw. C_{max} für $L : r = 5$.

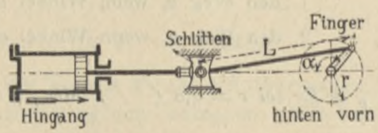
„ a Es sei $r = 0{,}8$ (   ) Mtr., $n = 150$ (   ).

707. Schlittengeschwindigkeit.

Wie bestimmt man die Schlittengeschwindigkeit C_x für eine beliebige Kurbelstellung auf einfache Weise?

708. Beschleunigung im Kurbeltrieb.

1. Welche Gleichungen gelten für die Beschleunigung des Kurbelfingers bei gleichmässiger Drehung der Kurbelwelle?



2. Wie lautet die Gleichung für die Beschleunigung des Kolbens, wenn $\sphericalangle\, \alpha$ der Neigungswinkel der Kurbel gegen die Totlage
   a) für Hingang, b) für Rückgang?
3. In welchen Kurbelstellungen finden die grössten Schlittenbeschleunigungen statt und wie gross sind dieselben angenähert für $L : r = 5$?

709. — Es sei in Aufg. 708: $r = 0{,}4$ Mtr., $L = 5 \cdot r = 2$ Mtr., $n = 85$ i. d. Min. Bestimme:

1. Umfangsgeschwindigkeit u,
2. die Schlittenbeschleunigung in der Kurbelstellung vorn,
3. „ „ „ „ „ hinten.

„ a — Es sei $r = 0{,}8$ (   ) Mtr., $L = 4$ (   ) Mtr., $n = 170$ (   ).

Lösungen zu Aufg. 705—709.

705. Kurbeltrieb. ℌ

1. Kurbelfingergeschw. $u = \frac{2\, r \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{r\, \pi \cdot n}{30}$ in Mtr/Sek   *61 c* (13)
2. Mittl. Schlittengeschw. $C = \frac{2 \cdot 2 r \cdot n}{60} = \frac{2\, r\, n}{30}$ in Mtr/Sek.
3. Grösste Schlittengeschw. $C_{max} \sim u \sim \frac{\pi}{2} \cdot C$ . . . . (T7)

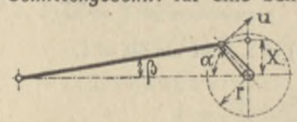
706. — 1. Kurbelfingergeschw. $u = \frac{0{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot 80}{30} = \mathbf{3{,}34}$ Mtr/Sek.

2. Mittl. Schlittengeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 80}{30} = \mathbf{2{,}1}$ Mtr/Sek.

3. tg $\beta = 0{,}2$; hieraus $\beta = 11^0\, 20'$; cos $\beta = 0{,}981$, demnach: grösste Schlittengeschw. $C_{max} = \frac{3{,}34}{0{,}981} = \mathbf{3{,}36}$ Mtr/Sek   *61b* (11)

angenähert ist $C_{max} = \frac{\pi}{2} \cdot 2{,}1 \sim 3{,}3$ Mtr/Sek.

707. Schlittengeschw. für eine beliebige Kurbelstellung.



Man zeichnet den Kurbeltrieb maassstäblich auf, verlängert die Treibstangenrichtung und bestimmt das Maass x, sodann ist:

Schlittengeschw. $C_x = u \cdot \frac{x}{r}$ in Mtr/Sek *61b* (12)

708. Beschleunigung im Kurbeltrieb.

1. Der Kurbelfinger erhält keine Beschleunigung, die Geschwindigkeit ist in jeder Kurbelstellung dieselbe.
2. a) Hingang Schlittenbeschl. $\varphi = \frac{u^2}{r} \cdot \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2\alpha\right)$. *61c* (16)

   b) Rückgang „ $\varphi = \frac{u^2}{r} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{r}{L} \cdot \cos 2\alpha\right)$. (17)
3. Grösste Schlittenbeschleunigung in der vorderen und hinteren Totpunktlage:

   Hingang $\varphi_1 = \frac{u^2}{r} \cdot 1{,}2$ . . . .

   Rückgang $\varphi_2 = \frac{u^2}{r} \cdot 0{,}8$ . . . .   *61 c* (18)

709. — 1. Umfangsgeschw. $u = \frac{0{,}4 \cdot 3{,}14 \cdot 85}{30} = \mathbf{3{,}55}$ Mtr/Sek . . . (13)

2. Schlittenbeschleun. vorn $\varphi_2 = \frac{3{,}55^2}{0{,}4} \cdot 0{,}8 \sim \mathbf{25}$ Mtr/Sek ^{2}

3. „ hinten $\varphi_1 = \frac{3{,}55^2}{0{,}4} \cdot 1{,}2 \sim \mathbf{37{,}8}$ Mtr/Sek ^{2} *61 c* (18)

Die Schlittenbeschleun. hinten ist stets grösser als diejenige der vorderen Seite.

Lösungen zu Aufg. 715—717.

715. *Kraftverhältnisse.* Zu den Gleich. benötigen wir den Winkel β (Neigungswinkel der Treibstange zu der Horizontalen). Dieser bestimmt sich zu: §

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha = \frac{1}{5} \cdot \sin 25^0 = 0{,}085, \text{ also } \beta = 4^0\,50' \,. \quad 61b\ (6)$$

dann ergibt sich: 62

1. Schubstangenkraft angenähert $P = P' = \mathbf{5000}$ kg . . . (T 1)
2. Tangentialkraft $T = 5000 \cdot \dfrac{\sin(25^0 + 4^0\,50')}{\cos 4^0\,50'} = \mathbf{2500}$ kg „
3. Radialkraft $D = 5000 \cdot \dfrac{\cos(25^0 + 4^0\,50')}{\cos 4^0\,50'} = \mathbf{4350}$ kg „

716. — Für $\alpha = 25^0$ und $\dfrac{r}{L} = \dfrac{1}{5}$ ist $\beta = 4^0\,50'$ (Aufg. 715) . . 61b (6)

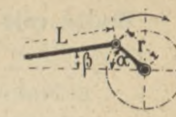
1. Schubstangenkraft angenähert $P = P' = \mathbf{5000}$ kg . . . 62 (T 1)

Nach untenstehender Ergänzung ist für die beiden unteren Quadranten:

2. Tangentialkraft $T = 5000 \cdot \dfrac{\sin(25^0 - 4^0\,50')}{\cos 4^0\,50'} \sim \mathbf{1800}$ kg.
3. Radialkraft $D = 5000 \cdot \dfrac{\cos(25^0 - 4^0\,50')}{\cos 4^0\,50'} \sim \mathbf{4600}$ kg.

717. — $N_{max} = 0{,}2\,P$; $T_{max} = P$; $D_{max} = P$ . . , ... 62 (T 3)

Aufgaben zu § 62.



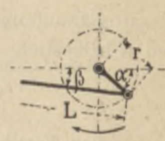
715. **Kraftverhältnisse.** Es sei Kurbelstellung (für **Hingang**) $\sphericalangle\ \alpha = 25^0$, Treibstangenlänge $L = 5\,r$, Kolbendruck $P' = 5000$ kg.

Bestimme:

1. Schubstangenkraft in kg,
2. Tangentialkraft in kg,
3. Radialkraft in kg.

Bei Frage 2 und 3 hat man zu beachten, in welchen Quadranten die Kurbel steht, wie in untenstehender Ergänzung erklärt.*)

„ *a Es sei* $\alpha = 50$ (   )^0, $L = 6$ (   )r, $P = 40000$ (   ) *kg.*



716. — Es sei Kurbelstellung (für **Rückgang**) ebenfalls $\sphericalangle\ \alpha = 25^0$, $L = 5\,r$, $P = 5000$ kg.

Bestimme:

1. Schubstangenkraft in kg,
2. Tangentialdruck in kg,
3. Radialkraft in kg.

„ *a Es sei* $\sphericalangle\ \alpha = 50$ (   )^0, $L = 6$ (   )r, $P = 40000$ (   ) *kg*

717. — Welches sind die Maximalwerte von N, T und D in kg?

*) Berichtigung zu § 62.

In Tab. 1 ist die 3. und 4. Gleichung unrichtig. Es muss heissen:

Tab. I. Genaue Gleichungen.

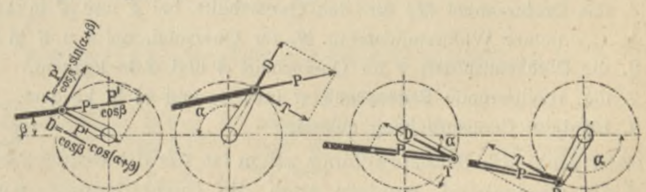
Schubstangenkraft	Normaldruck	Tangentialkraft	Radialkraft
$P = P' : \cos\beta$	$N = P' \cdot \operatorname{tg}\beta$	$T = P' \cdot \dfrac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos\beta}$	$D = \dfrac{P'}{\cos\beta} \cdot \cos(\alpha \mp \beta)$
		$= P \cdot \sin(\alpha \pm \beta)$	$= P \cdot \cos(\alpha \pm \beta)$

In der 3. und 4. Gleich. ist anzuwenden:

Das + Zeichen, wenn Kurbel in den beiden oberen Quadranten,

Das — Zeichen, wenn Kurbel in den beiden unteren Quadranten.

Ob Zug oder Druck für Kraft D zu setzen ist, ergibt sich aus folgender Betrachtung.



Rechts-umlauf	D Druck	D Zug	D Druck	D Zug
	D Zug	*D Druck*	*D Zug*	*D Druck.*
Links-umlauf	D Zug	D Druck	D Zug	D Druck.
	D Druck	*D Zug*	*D Druck*	*D Zug.*

Die oberen Werte gelten bei Kraftäusserung von der Stange aus.

Die unteren Werte gelten bei Kraftäusserung von der Kurbel aus.

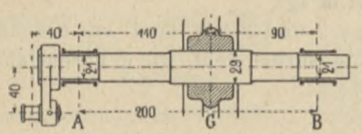
720. Aufgabe zu § 63.

Welle mit einer Stirnkurbel für liegende Maschine.

Es sei:

Kolbendruck $P = 12000$ kg,
Schwungradgewicht $G = 4000$ kg.

Die übrigen Maasse nach beistehenden Skizzen.



Maasse in cm.

Wir werden zuerst die Auflagerdrücke und aus diesen die Biegungsmomente, ferner die Drehmomente aus dem Kolbendruck und schliesslich die Beanspruchungen bestimmen und zwar:

I. Die Auflagerdrücke.

1. den Vertikaldruck A_v im Hauptlager A in kg,
2. „ „ B_v „ hint. Lager B „ „
3. „ Horizontaldr. A_h „ Hauptlager A „ „
4. „ „ B_h „ hint. Lager B „ „
5. „ **resultierenden** Lagerdruck aus A_v und A_h in kg,
6. „ „ „ „ B_v „ B_h „ „
7. Wie kontrolliert man diese Werte auf Richtigkeit?

II. Momente und Beanspruchungen.

1. das Biegungsmoment M_b für den Querschn. bei A u. G in kgcm,
2. „ Widerstandsmom. W „ „ „ „ A „ G „ cm³.
3. die **Biegungsbeanspruch.** σ_b im Lagerhals bei A u. G in kg/qcm.
4. das Drehmoment M_d für den Querschnitt bei A und G in kgcm,
5. „ polare Widerstandsmom. W_p für Querschn. bei A u. G in cm³,
6. die **Drehbeanspruch.** τ im Querschnitt A und G in kg/qcm,
7. die resultierende **Beanspruch.** σ (aus σ_b und τ) in kg/qcm.
8. Ist diese Beanspruchung zulässig?

Doch nicht die Beanspruchung allein ist für die Brauchbarkeit der Welle massgebend, sondern auch die Durchbiegung, wie in Aufg. 722 berechnet.

Welle mit 2 Stirnkurbeln (Zwillingsmaschine)

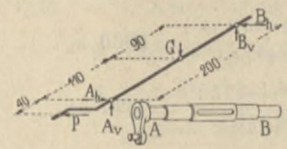
werden in entsprechender Weise berechnet. Wir wollen deshalb für diesen Fall Aufgaben und Lösungen verschmelzen, wie in **Aufg. 721** durchgeführt.

Lösungen zu Aufg. 720.

Welle mit einer Stirnkurbel einer liegenden Maschine.

I. Auflagerdrücke.

Die Ermittlung der Auflagerdrücke ist an sich nicht schwierig, wie in § 63 ausführlich erklärt. Es kommen nur zwei Kraftrichtungen in Frage: Kolbendruck P erzeugt einen Lagerdruck in horizontaler Richtung, Schwungradgewicht G einen solchen nach unten und zwar wird: § 63



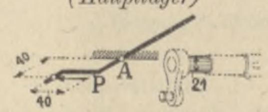
1. $A_v = 4000 \cdot \frac{90}{200} = 1800$ kg . (1)
2. $B_v = 4000 \cdot \frac{110}{200} = 2200$ kg . (2)
3. $A_h = 12000 \cdot \frac{240}{200} = 14400$ kg (3)
4. $B_h = 12000 \cdot \frac{40}{200} = 2400$ kg (4)
5. $A_{res} = \sqrt{1800^2 + 14400^2} = \mathbf{14500}$ kg . . . . (5)
6. $B_{res} = \sqrt{2200^2 + 2400^2} = \mathbf{3250}$ kg . . . . (6)
7. *Kontrolle:*

$G = 1800 + 2200 = 4000$ *kg;* $P = 14400 - 2400 = 12000$ *kg* . (6)

II. Momente und Beanspruchungen.

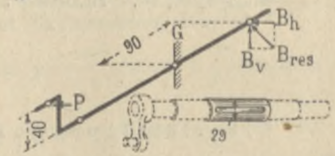
Da zweierlei Momente: Biegungsmoment u. Drehmoment, so müssen wir ausser dem Widerstandsmoment W auch noch das polare Widerstandsmom. W_p einführen.

Querschnitt bei A *(Hauptlager)*



1. $M_b = 12000 \cdot 40 =$ 480000 kgcm
2. $W = 0{,}1 \cdot 21^3 = 925$ cm³
3. $\sigma_b = \frac{480000}{925} = \mathbf{520}$ kg/qcm
4. $M_d = 12000 \cdot 40 =$ 480000 kgcm
5. $W_p = 0{,}2 \cdot 21^3 = 1850$ cm³
6. $\tau = \frac{480000}{1850} = \mathbf{260}$ kg/qcm
7. $\sigma = 0{,}35 \cdot 520 + 0{,}65 \cdot \sqrt{520^2 + 4 \cdot (1 \cdot 260)^2} = \mathbf{660}$
8. *Zulässig f. Stahl 700 kg/qcm*

Querschn. bei G (Wellenmitte)



§ 63

$M_b = 3250 \cdot 90 =$ 292000 kgcm . (12, 14)

$W = 0{,}1 \cdot 29^3 = 2450$ cm³ . (8)

$\sigma_b = \frac{292000}{2450} = \mathbf{120}$ kg/qcm (7)

$M_d = 1200 \cdot 40 =$ 480000 kgcm (13, 15)

$W_p = 0{,}2 \cdot 29^3 = 4900$ cm³ (10)

$\tau = \frac{480000}{4900} = 98$ kg/qcm . (9)

$\sigma = 0{,}35 \cdot 120 + 0{,}65 \cdot \sqrt{120^2 + 4 \cdot (1 \cdot 98)^2} = \mathbf{192}$ (11)

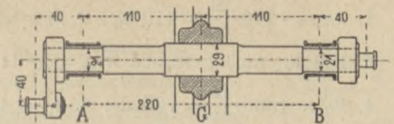
Zulässig f. Stahl 300 kg/qcm 73 b

721. Aufg. mit Lösung zu § 64.

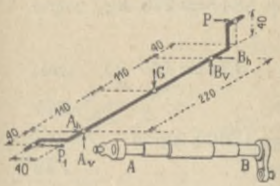
Welle mit 2 Stirnkurbeln (Zwillingsmaschine).

Dieselbe Welle der Aufg. 720 für eine Zwillingsmaschine. An beiden Stirnkurbeln wirke

Kraft $P = P_1 = 12000$ kg.



Maasse in cm.



I. Auflagerdrücke.

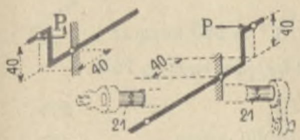
Da Schwungrad ($G = 4000$ kg) in der Mitte sitzt, ergibt sich: § 64b

1. $A_v = B_v = 4000 \cdot \frac{110}{220} = 2000$ kg . *(16)*

2. $A_h = B_h = 12000 \cdot \frac{220+40}{220} + 12000 \cdot \frac{40}{220} = \mathbf{16350}$ kg . *(16, 17)*

3. $A_{res} = B_{res} = \sqrt{2000^2 + 16350^2} = \mathbf{16500}$ kg . . . *(19, 20)*

.($G = 2000 + 2000 = 4000$ kg; $P_1 - P = A_h - B_h = Null$) . *(21)*

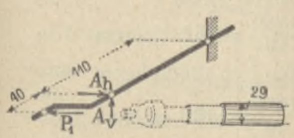


II. Momente und Beanspruchungen.

Querschnitt bei *A* und *B*

(Kurbellager).

Momente auf beiden Lagerseiten gleich, da $P_1 = P$. Die Rechnung ergibt dieselben Werte, wie für Querschnitt *A* in voriger Aufgabe 720.



Querschnitt bei *G* (am Schwungrad)

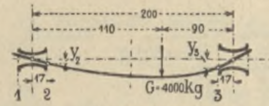
Wellendurchm. i. d. Mitte = 29 cm.

1. Horiz. Biegungsmom. 64c
   $(M_b)_h = 16350 \cdot 110 - 12000 \cdot (100 + 40) = 5000$ kgcm . . *(26)*
2. Vert. Biegungsmom. $(M_b)_v = 2000 \cdot 110 = 220000$ kgcm . . *(27)*
3. **Result.** „ $M_b = \sqrt{5000^2 + 220000^2} = \mathbf{220000}$ kg *(28)*
4. Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 29^3 = 2450$ cm^3 . . . . 73a
5. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{220000}{2450} = \mathbf{90}$ kg/qcm . . . . . . „
6. Drehmoment $M_d = 12000 \cdot 40 = 480000$ kgcm . . . . . 64c *(29)*
7. Pol. Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 29^3 = 4900$ cm^3 . . . . 73a
8. Drehungsbeanspruch. $\tau = \frac{480000}{4900} = \mathbf{98}$ kg/qcm . . . . „
9. *Res.* $\sigma = 0{,}35 \cdot 90 + 0{,}65 \cdot \sqrt{90^2 + 4 \cdot (1 \cdot 98)^2} = 172$ *kg/qcm* . „
10. Zulässig für Stahl $\sigma = 300$ kg/qcm 73b

722. Aufg. mit Lösung zu § 74.

Einbiegung der Welle und Heisslaufen der Lager. Für die in Aufg. **720** berechnete Welle soll die Einbiegung an der Lagerkante *2* berechnet und festgestellt werden, ob Heisslaufen zu befürchten ist.

Welle mit einer Stirnkurbel entspr. Aufg. 720.



Maasse in cm.

Maasse nebenstehend.
Lagerentfernung $L = 200$ cm.
Hauptlagerdurchm. = 21 cm,
Hauptlagerlänge = 34 cm, also
$x = 17 = (17:200) \cdot L = 0{,}085\, L$,
$a = 110 = \frac{110}{200} = 0{,}55\, L$. §

Das ε Schema ergibt hierfür $\varepsilon = 0{,}005$ 74b

Die ***Einbiegung an der Lagerkante 2*** rechnet sich dann zu:

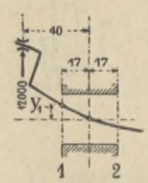
$$y_2 = \frac{4000 \cdot 200^3}{2200000 \cdot 0{,}05 \cdot 21^4} \cdot 0{,}005 = 1{,}5 \cdot 0{,}005 = 0{,}0076 \text{ cm} \quad . \quad . \qquad \text{74b } (1)$$

mit Berücksichtigung der Verstärkung:

Wirkl. Einbiegung $= 0{,}5 \cdot 0{,}0076 = \mathbf{0{,}0038}$ cm . . . . 74b *(3)*

Einbiegung an Lagerkante 1

durch Kolbendruck $P = 12000$ kg.



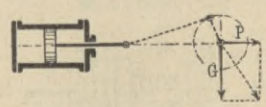
Hier ist $l = 40$ cm, halbe Lagerlänge = 17 cm, also

$x = 17 = (17:40) \cdot l = 0{,}42\, l$,

wofür $\varepsilon_1 = 0{,}08$ . . . . 74c Schema

Hierfür ergibt sich die Einbiegung:

$$y_1 = \frac{12000 \cdot 40^3}{2200000 \cdot 0{,}05 \cdot 21^4} \cdot 0{,}08 = 0{,}036 \cdot 0{,}08 = \mathbf{0{,}003} \text{ cm} \quad . \quad . \qquad \text{74c } (4)$$



Da *P* eine Einbiegung in horizontaler Richtung verursacht und *G* eine solche nach unten, so wird

Resultierende Einbieg.

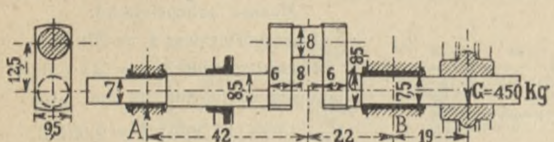
$$y = \sqrt{0{,}003^2 + 0{,}0038^2} = \mathbf{0{,}0047} \text{ cm} \quad . \quad . \quad . \qquad \text{74d } (7)$$

Dieser Betrag ist gering. Eine besondere Berücksichtigung der Einbiegung bei der Montage dürfte nicht ganz erforderlich sein.*) 75g

*) **Berichtigung:** In 75g Spalte links setze 0,005 statt 0,015.

723. Aufgabe zu § 66 u. 67.

Gekröpfte Welle für kleine lieg. Dampfmaschine. Die Welle einer Dampfmaschine 250 mm Hub soll nach den in nachstehender Skizze angegebenen Maassen für $P = 1200$ kg Gestängedruck und $G = 450$ kg Schwungradgewicht auf Festigkeit untersucht werden.

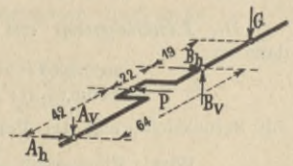


Maasse in cm.

Wir bestimmen zuerst die Auflagerdrücke und benützen zur weiteren Berechnung die ausführliche Anleitung in § 67.

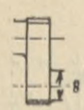
I. Auflagerdrücke.

Ermittle die Auflagerdrücke für A und B entsprechend den Bezeichnungen in nebenstehender Skizze.



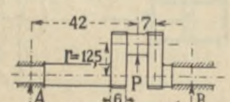
II. Kurbelzapfen.

1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
4. Drehmomente in kgcm,
5. pol. Widerstandsmom. in cm³,
6. Drehbeanspruchung in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspruchung in kgqcm,
8. Ist das zulässig?



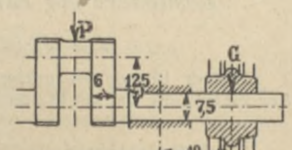
III. Schenkel.

Bestimme: Momente und Beanspruchungen in derselben Reihenfolge wie unter II angegeben.



IV. Hauptlager.

Bestimme auch hier Momente und Beanspruchungen in derselben Reihenfolge wie unter II.



Lösungen zu Aufg. 723.

Gekröpfte Welle. §

I. Auflagerdrücke. 67

1. $A_h = 1200 \cdot \frac{22}{64} = 410$ kg; 2. $A_v = 450 \cdot \frac{19}{46} = 134$ kg . (65, 67)
3. Result. Auflagerdruck $A_{res} = \sqrt{410^2 + 134^2} = \mathbf{420}$ kg (69)
4. $B_h = 1200 \cdot \frac{42}{64} = 790$ kg; 5. $B_v = 450 \cdot \frac{64 \cdot 19}{64} = 584$ kg (66, 68)
6. Result. Auflagerdruck $B_{res} = \sqrt{790^2 + 584^2} = \mathbf{975}$ kg (70)

Kontrolle:
$P = 410 + 790 = 1200$ kg; $G = 584 - 134 = 450$ kg (70a)

II. Kurbelzapfen. 66b

1. Biegungsmom. $M_b = A_{res} \cdot a = 420 \cdot 42 = 17600$ kgcm . (51)
2. Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 8^3 \sim 51$ cm³ 73a
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 17600 : 51 = \mathbf{345}$ kg/qcm . . . „
4. Drehmoment $M_d = A_{res} \cdot R = 420 \cdot 12{,}5 = 5250$ kgcm . . 66b (52)
5. polares Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 8^3 \sim 102$ cm³ . . 73a
6. Drehbeanspruchung $\tau = 5250 : 102 = \mathbf{51}$ kg/qcm . . . „
7. Gesamtbeanspr.
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 345 + 0{,}65 \cdot \sqrt{345^2 + 4 \cdot 51^2} = \mathbf{355}$ kg/qcm . „
8. *Ja! zulässige Beanspruchung = 600 kg/qcm nach § 73b.*

III. Schenkel. 66b

1. Biegungsmoment $M_b = 1200 \cdot 12{,}5 = 15000$ kgcm . . . (53)
2. $W = {}^1/_6 \cdot 6 \cdot 9{,}5^2 = 90$ cm³; 3. $\sigma_b = \frac{15000}{90} = \mathbf{166}$ kg/qcm 73a
4. Drehmoment $M_d = 450 \cdot (42 + 7) - 1200 \cdot 7 = 13600$ kgcm 66b (54)
5. $W_p = {}^2/_9 \cdot 6^2 \cdot 9{,}5 = 76$ cm³; 6. $\tau = \frac{13600}{76} = \mathbf{180}$ kg/qcm 73a
7. Gesamtbeanspr.
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 166 + 0{,}65 \cdot \sqrt{166^2 + 4 \cdot 180^2} = \mathbf{318}$ kg/qcm „
8. *Ja! zulässige Beanspr. = 600 kg/qcm nach § 73b.*

IV. Hauptlager. 67a

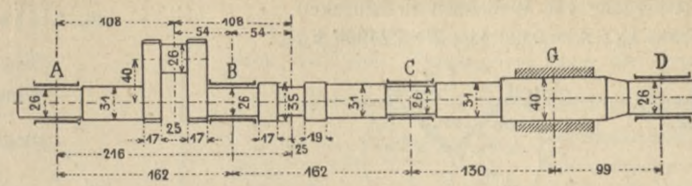
1. Biegungsmom. $M_b = 450 \cdot 19 = 8500$ kgcm . . . . . (71)
2. $W = 0{,}1 \cdot 7{,}5^3 = 42$ cm³; 3. $\sigma_b = \frac{8500}{42} \sim \mathbf{200}$ kg/qcm . 73a
4. Drehmoment $M_d = 1200 \cdot 12{,}5 = 15000$ kgcm 67a (71)
5. $W_p = 0{,}2 \cdot 7{,}5^3 = 84$ cm³; 6. $\tau = \frac{15000}{84} \sim \mathbf{180}$ kg/qcm 73a
7. Gesamtbeanspr.
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 200 + 0{,}65 \cdot \sqrt{200^2 + 4 \cdot 180^2} = \mathbf{335}$ kg/qcm „
8. *Ja! zulässige Beanspr. = 400 kg/qcm nach § 73b.*

724. *Doppeltgekröpfte Kurbelwelle* einer liegenden Compoundmaschine.

Zylinderdurchmesser 560/950 mm,
Kolbenhub **800** mm.

Gegeben: Gestängedruck $P_{max} = \mathbf{18000}$ kg,
Schwungradgewicht $G = \mathbf{20600}$ kg.

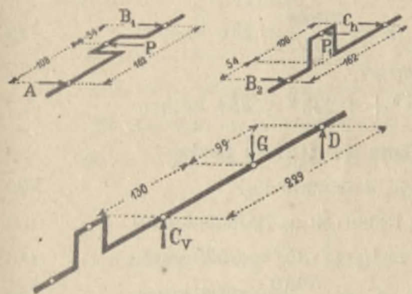
Die Welle ist auf Festigkeit und Einbiegung zu untersuchen.



Maasse in cm.

1. *Auflagerdrücke.*

§ 70a



$$A = \frac{18000 \cdot 54}{162} = \mathbf{6000}\ \text{kg} \qquad (105)$$

$$B_1 = \frac{18000 \cdot 108}{162} = \mathbf{12000}\ „ \qquad (106)$$

$$B_2 = \frac{18000 \cdot 108}{162} = \mathbf{12000}\ „ \qquad (107)$$

$$B = 12000 + 12000 = \mathbf{24000}\ \text{kg} \quad . \; . \; . \qquad (108)$$

$$C_h = \frac{18000 \cdot 54}{162} = \mathbf{6000}\ \text{kg} \qquad (109)$$

$$C_v = \frac{20600 \cdot 99}{229} = \mathbf{8900}\ \text{kg} \qquad (110)$$

$$C = \sqrt{8900^2 + 6000^2} = \mathbf{10700}\ \text{kg} \quad . \qquad (111)$$

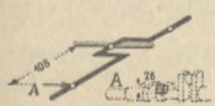
$$D = \frac{20600 \cdot 130}{229} = \mathbf{11700}\ \text{kg} \quad . \; . \; . \; . \qquad (112)$$

Kontrolle: $6000 + 12000 = 18000 = P$;
$12000 + 6000 = 18000 = P$; $\quad 8900 + 11700 = 20600 = G \qquad (113)$

2. *Biegungsmomente, Beanspruchungen.*

I. Kurbellager bei *A*. Hier erleidet die Welle keine Beanspruchungen weder auf Biegung noch auf Drehung 70b (114)

II. Linker Kurbelzapfen.



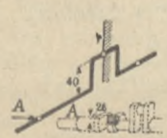
Biegungsmoment

$$M_b = 6000 \cdot 108 = 650000\ \text{kgcm} \quad . \qquad (115)$$

Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 26^3 = 1726\ \text{cm}^3$ 73a

Biegbeanspr. $\sigma_b = \frac{650000}{1726} = \mathbf{375}$ kg/qcm . „

In der mittl. Kurbelstellung ($\alpha = 90^0$) ist: 70b



Drehmom. $M_d = 6000 \cdot 40 = 240000$ kg/qcm (116)

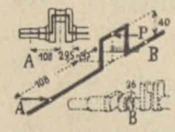
pol. Widerstandsmoment

$$W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = \mathbf{3452}\ \text{cm}^3 \quad . \; . \qquad 73a$$

Drehbeanspr. $\tau = \frac{240000}{3452} = \mathbf{70}$ kg/qcm . . . . „

Gesamtbeanspr. $\sigma = 0{,}35 \cdot 375 + 0{,}65 \cdot \sqrt{375^2 + 4 \cdot 70^2} = \mathbf{390}$ kg/qcm „

III. Kurbelhals bei *B* (Anschluss des Lagerhalses an den Schenkel) §



Biegungsmom. 70b

$$M_b = 6000 \cdot 137{,}5 - 18000 \cdot 29{,}5 = \mathbf{295000}\ \text{kgcm} \quad . \qquad (117)$$

Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 26^3 = \mathbf{1726}\ \text{cm}^3$. 73b

Biegbeanspr. $\sigma_b = \frac{295000}{1726} = \mathbf{170}$ kg/qcm . . . „

Drehmom. $M_d = 18000 \cdot 40 = 720000$ kgcm . . . 70b (118)

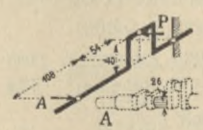
pol. Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3452\ \text{cm}^3$ . . 73a

Drehungsbeanspr. $\tau = \frac{720000}{3452} = \mathbf{208}$ kg/qcm . . . „

Gesamtbeanspr.

$$\sigma = 0{,}35 \cdot 170 + 0{,}65 \sqrt{170^2 + 4 \cdot 208^2} = \mathbf{350}\ \text{kg/qcm} \quad . \qquad „$$

IV. Kurbellager *B* (Zwischenlager). 70b



Biegungsmoment = Null . . . (119)

Drehmom. $M_d = 18000 \cdot 40 = 720000$ kgcm . (120)

pol. Wid.-Mom. $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3452\ \text{cm}^3$ 73a

Drehbeanspr. $\tau = \frac{720000}{3452} = \mathbf{208}$ kg/qcm . . „

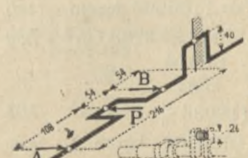
Umrechnung in Biegung einschliessl. Zuschlag 73d

$$\sigma = 1{,}7 \cdot 208 = \mathbf{350}\ \text{kg/qcm} \quad . \; . \qquad (6)$$

V. Rechter Kurbelzapfen (Zapfen der Kröpfung rechts).

Biegungsmom. 70b

$$M_b = 6000 \cdot 216 - 18000 \cdot 108 + 24000 \cdot 54 = 655000\ \text{kgcm} \quad . \qquad (121)$$



Widerstandsm. $W = 0{,}1 \cdot 26^3 = 1726\ \text{cm}^3$. 73a

Biegbeanspr. $\sigma_b = \frac{655000}{1726} = \mathbf{380}$ kg/qcm . „

Drehmom. $M_d = (12000 + {}^5/_8 \cdot 18000)\ 40$ 70b

$$= 930000\ \text{kgcm} \quad . \; . \; . \qquad (122)$$

pol. Wid. Mom $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3452\ \text{cm}^3$. 73a

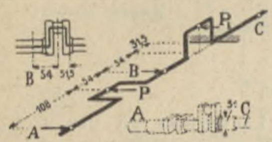
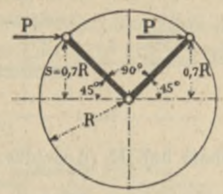
Drehbeanspr. $\tau = \frac{930000}{3452} = \mathbf{270}$ kg/qcm . . . „

Gesamtbeanspr.

$$\sigma = 0{,}35 \cdot 380 + 0{,}65 \sqrt{380^2 + 4 \cdot 270^2} = \mathbf{563}\ \text{kg/qcm} \quad . \; . \qquad „$$

Lösung zu Aufg. 724 (Forts.).

VI. Kurbelhals bei *C* (Übergang von Wellenhals in Schenkel).
Nach I ist $P = 18000$ kg; $A = 6000$ kg; $B = 24000$ kg.

ℌ

Biegmom. $M_b = 6000 \cdot 247{,}5 - 18000 \cdot 139{,}5 + 24000 \cdot 85{,}5$ 70b
$- 18000 \cdot 31{,}5 = 465000$ kgcm . . . . . (124)

Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 31^3 = 2925$ cm³ . . . 73a

Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = 465000 : 2925 = \mathbf{160}$ kg/qcm . „

Drehmoment $M_d = 0{,}7 \cdot 40\,(18000 + 18000) \sim 1000000$ kgcm 70b (123)

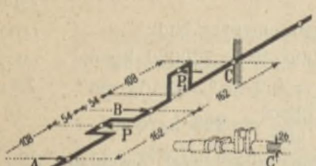
pol. Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 31^3 = 5850$ cm³ . . 73a

Drehungsbeanspr. $\tau = 1000000 : 5850 = \mathbf{170}$ kg/qcm . „

Gesamtbeanspr.

$\sigma = 0{,}35 \cdot 160 + 0{,}65 \cdot \sqrt{160^2 + 4 \cdot 170^2} = \mathbf{300}$ *kg/qcm* . . „

VII. Lagerhals bei *C* (Hauptlager) $P = 18000$ kg. 70b



Biegungsmoment = Null . (125)

Nach Abbild. rechts unter VI ist:

$M_d = 0{,}7 \cdot 40 \cdot (18000 + 18000)$
$= 1000000$ kgcm . (126)

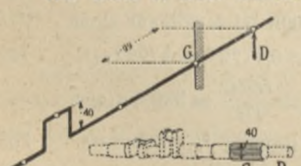
pol. Wid. $W = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3452$ cm³ 73a

$\tau = \frac{1000000}{3452} = \mathbf{290}$ kg/qcm . „

Umrechnung in Biegung einschliesslich Zuschlag 73d

$\sigma = 1{,}7 \cdot 290 = \mathbf{490}$ *kg/qcm* . . . . . . (6)

VIII. Welle in Mitte Schwungrad ($P = 18000$, $D = 11700$ kg)



Biegungsmoment 70b

$M_b = 11700 \cdot 99 = 1160000$ kgcm (127)

Widmom. $W = 0{,}1 \cdot 40^3 = 6283$ cm³ 73a

Biegbeanspr. $\sigma_b = \frac{1160000}{6283} = \mathbf{185}$. „

$M_d = 0{,}7 \cdot 40\,(18000 + 18000)$ 70b
$= 1000000$ kgcm . (128)

pol. Widmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 40^3 = 12566$ cm³ . . . 73a

Drehbeanspr. $\tau = \frac{1000000}{12566} = \mathbf{80}$ kg/qcm . . . . „

Gesamtbeanspr.

$\sigma = 0{,}35 \cdot 185 + 0{,}65 \sqrt{185^2 + 4 \cdot 80^2} = \mathbf{223}$ *kg/qcm* . . „

Lösung zu Aufg. 724 (Forts.).

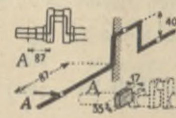
ℌ

IX. Linker Kurbelarm der linken Kurbel ($A = 6000$ kg). 70b

Biegungsmoment $M_b = 6000 \cdot 40 = 240000$ kgcm . . . (129a)

Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ cm³ . . (131)

Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{240000}{3500} = \mathbf{68}$ kg/qcm . . 73a



Dreh-Mom. $M_d = 6000 \cdot 87 = 522000$ kgcm . 73b (130a)

pol. Widerst. $W_p = \frac{2}{9} \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ cm³ . (132)

Drehbeanspr. $\tau = \frac{522000}{2250} = \mathbf{235}$ kg/qcm . . 73a

Gesamtbeanspr.

$\sigma = 0{,}35 \cdot 68 + 0{,}65 \cdot \sqrt{68^2 + 4 \cdot 235^2} = \mathbf{334}$ kg/qcm . . „

X. Rechter Kurbelarm der linken Kurbel
($P = 18000$ kg, $A = 6000$ kg). 70b

Biegungsmoment $M_b = 18000 \cdot 40 = 720000$ kgcm . . . (129)

Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ cm³ . . . (131)

Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{720000}{3500} = \mathbf{205}$ kg/qcm . . 73a

$M_d = 6000 \cdot 129 - 18000 \cdot 21 \sim 400000$ kgcm 70b (130)

pol. Wid. $W_p = \frac{2}{9} \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ cm³ . (132)

Drehbeanspr. $\tau = \frac{400000}{2250} = \mathbf{178}$ kg/qcm . . 73a

Gesamtbeanspr.

$\sigma = 0{,}35 \cdot 205 + 0{,}65 \cdot \sqrt{205^2 + 4 \cdot 178^2} = \mathbf{340}$ *kg/qcm* . . „

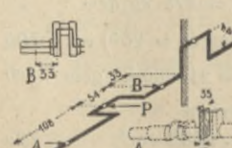
XI. Linker Kurbelarm der rechten Kurbel.

($B_2 = 12000$, $P = 18000$, $A = 6000$, $B = 24000$ kg.) 70b

Biegmom. $M_b = (12000 + \frac{5}{8} \cdot 18000) \cdot 40 = 930000$ kgcm . (134)

Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ cm³ . . . . (137)

Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{930000}{3500} = \mathbf{265}$ kg/qcm 73a



$M_d = 6000 \cdot 195 - 18000 \cdot 87 + 24000 \cdot 33$ 70b
$= 400000$ kgcm . . . . (133)

pol. Wid. $W_p = \frac{2}{9} \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ cm³ . (138)

Drehbeanspr. $\tau = \frac{400000}{2250} = 178$ kg/qcm . 73a

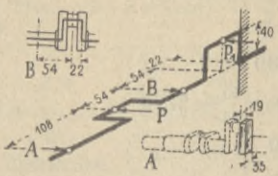
Gesamtbeanspr.

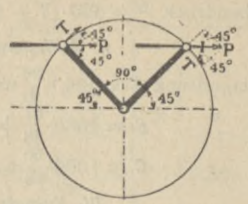
$\sigma = 0{,}35 \cdot 265 + 0{,}65 \cdot \sqrt{265^2 + 4 \cdot 178^2} = \mathbf{373}$ *kg/qcm* . . „

Lösung zu Aufg. 724 (Forts.).

XII. Rechter Kurbelarm der rechten Kurbel. Wie unter 1. gerechnet ist:

$P = 18000, \quad A = 6000, \quad B = 24000$ kg.





§ 70b

Biegmom. M_b 0,7·40 (18000 + 18000) = 1000000 kgcm . . (135)

Wid.-Mom. $W = {}^1/_6 \cdot 19 \cdot 35^2 = 3850$ cm^3 . . . . (137)

Biegbeanspr. $\sigma_b = 1000000 : 3850 = 260$ kg/qcm 73a

$M_b = 6000 \cdot 238 - 18000 \cdot 130 + 24000 \cdot 76 - 18000 \cdot 22 =$ 70b
515000 kgcm . . . . (136)

pol. Widerstandsmom. $W_p = {}^2/_9 \cdot 19^2 \cdot 35 = 2800$ cm^3 . . . (138)

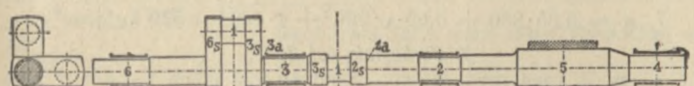
Drehbeanspruchung $\tau = 515000 : 1800 = 184$ kg/qcm . . 73a

Gesamtbeanspr.

$$\sigma = 0{,}35 \cdot 260 + 0{,}65 \cdot \sqrt{260^2 + 4 \cdot 184^2} = \mathbf{385} \text{ kg/qcm} \quad . \; . \; "$$

XIII. Zusammenstellung der gerechn. Beanspruchungen.

Die unter I. bis XII. ermittelten Werte ergeben folgendes:



Querschnitt :	1	2	2 a	2 s	3	3 a	3 s	5
Berechn. unt.	*II, V*	*VII*	*VI*	*XII*	*IV*	*III*	*X, XI*	*VIII*
Beanspruch. σ	*390*)* *560*	*490*	*300*	*385*	*350*	*350*	*340*** *373*	*223*

Vergleichen wir diese rechnerisch bestimmten Beanspruchungen mit den zulässigen Werten nach § 73 b, so erscheint die Welle durchweg ***genügend kräftig*** *ausgeführt und dürfte auch unvorhergesehenen Kräfteeinwirkungen noch genügend Widerstand bieten.*

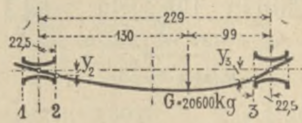
**) 390 kg/qcm f. linken Kurbelzapfen, 560 kg/qcm f. rechten Kurbelzapfen.*
***) 340 kg/qcm rechter Arm linke Kröpfung, 373 kg/qcm linker Arm rechte Kröpfung.*

725. Aufg. und Lösung zu § 74.

Einbiegung der Kurbelwelle zu Aufg. 724.

Die grösste Durchbiegung tritt bei dieser Welle an der Lagerkante bei C auf. Vergl. obere Figur der Aufgabe.

1. Einbiegung durch ***Schwungradgewicht*** *(Lagerkante 2).*



Maasse in cm.

Lagerentfernung $L = 229$ cm,
Schwungradgewicht $G = 20600$ kg,
Lagerdurchmesser $d = 26$ cm,
Lagerlänge $2\,x = 45$ cm,
also:

$x = 22{,}5 = (22{,}5 : 229)\,L \sim 0{,}1\,L$;

$a = 130 = (130 : 229) \cdot L \sim 0{,}57\,L.$ §

Das ε-Schema ergibt hierfür $\varepsilon = 0{,}006$ 74b

Die Einbiegung an Lagerkante 2 rechnet sich dann zu:

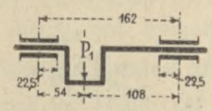
$$y_2 = \frac{20600 \cdot 229^3}{2200000 \cdot 0{,}05 \cdot 26^4} \cdot 0{,}006 = 4{,}9 \cdot 0{,}006 \sim 0{,}03 \text{ cm} \quad . \; . \; . \quad 74b \; (1)$$

mit Berücksichtigung der Verstärkung:

Einbiegung $= 0{,}5 \cdot 0{,}03 = \mathbf{0{,}015}$ cm 74b (3)

2. Einbiegung durch ***Kolbendruck*** *(Lagerkante 1).*

Die Durchbiegung rechnet sich hier ebenso wie unter 1. nur mit dem Unterschied, dass für L die Lagerentfernung $L_0 = 162$ cm gesetzt werden muss. Hier ist also: 74e



Maasse in cm.

$x = 22{,}5 = (22{,}5 : 162) \cdot L_0 \sim 0{,}14\,L_0$

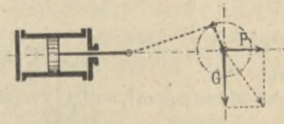
$a = 108 = (108 : 162) \cdot L_0 \sim 0{,}67\,L_0$,

ε-Schema ergibt hierfür $\varepsilon = 0{,}0065$ 74b

Die Einbiegung an der Lagerkante 2 rechnet sich dann zu:

$$y_1 = \frac{P \cdot L_0^3}{E \cdot J} \cdot \varepsilon = \frac{18000 \cdot 162^3}{2200000 \cdot 0{,}05 \cdot 26^4} \cdot 0{,}0065 = 1{,}5 \cdot 0{,}0065$$

$$= \mathbf{0{,}01} \text{ cm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 74b \; (1)$$



Da P eine Einbiegung in horizontaler Richtung verursacht und G eine solche nach unten, so wird

resultierende Einbiegung:

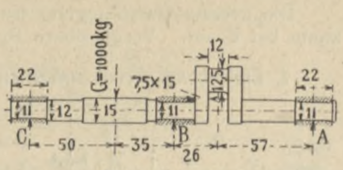
$$y = \sqrt{0{,}015^2 + 0{,}01^2} = \mathbf{0{,}018} \text{ cm} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 74d \; (7)$$

Diese Durchbiegung muss berücksichtigt und der Lagerlauf bei der Montage entsprechend eingeschabt werden 75g

) Berichtigung: In 75 g, Spalte links, setze* ***0,005* *statt 0,015 cm.*

726. Aufgaben zu § 68.

Gekröpfte Kurbelwelle zu einer stehenden Maschine von **300** mm Zyl.-Durchm., **360** mm Hub, $n = 150$ Touren i. d. Min., $p = 7$ Atm. abs. Dampfdruck ist zu berechnen an Hand der nebenstehend angegebenen Abmessungen Schwungradgewicht $G = 1000$ kg.

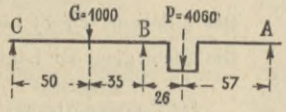


Maasse in cm.

I. Kolbendruck.

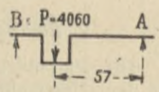
1. Wirksame Kolbenfläche in qcm,
2. Kolbendruck in kg.

II. Auflagerdruck.



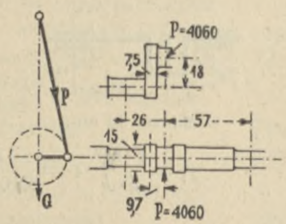
1. Auflagerdruck A,
2. " B,
3. " C,

III. Kurbelzapfen.



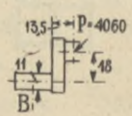
1. Biegungsmom. in kg,
2. Widerstandsmom. in cm^3,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
4. Drehmom. in kgcm,
5. pol. Widerstandsmom. in cm^3,
6. Drehbeanspruchung in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspruchung in kg/qcm.

IV. Schenkel.



1. Biegungsmom. in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm^3,
3. Biegungsbeanspr. in kg/qcm,
4. Drehmoment in kgcm,
5. pol. Widerstandsmom. in cm^3,
6. Drehbeanspruchung in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspr. in kg/qcm.

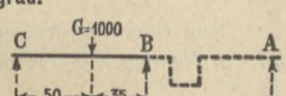
V. Hauptlager.



1. Bieg.-Mom. in kgcm, 2. Widerst.-Mom. in cm^3,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
4. Dreh.-Mom. in kgcm, 5. pol. Widerst.-Mom. in cm^3,
6. Drehbeanspruchung in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspruchung in kg/qcm.

VI. Welle im Schwungrad.

Bestimme die Momente und Beanspruchungen in derselben Reihenfolge wie unter III—V.



Lösungen zu Aufg. 726.

726. Gekröpfte Kurbelwelle zur **stehenden** Maschine **360** Hub.

I. Kolbendruck.

1. Wirks. Kolbenfläche $Q = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 30^2 = 690$ qcm.
2. Kolbendruck $P = 690 \cdot (7 - 1{,}1) = 4060$ kg.

II. Auflagerdrücke. § 68a

1. Auflagedruck $A = 4060 \cdot \frac{26}{83} = \mathbf{1280}$ kg .... (72)
2. " $B = 4060 \cdot \frac{57}{83} + 1000 \cdot \frac{50}{85} = \mathbf{3290}$ kg . . (73-75)
3. " $C = 1000 \cdot \frac{35}{85} = \mathbf{410}$ kg .... (76)

III. Kurbelzapfen.

1. $M_b = 1280 \cdot 57 = 73000$ kgcm; 2. $W = 0{,}1 \cdot 12{,}5^3 = 195$ cm^3 (81)
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{73000}{195} = \mathbf{375}$ kg/qcm.
4. $M_d = 1280 \cdot 18 = 23000$ kgcm; 5. $W_p = 0{,}2 \cdot 12{,}5^3 = 390$ cm^3 (82)
6. Drehbeanspruchung $\tau = \frac{23000}{390} = \mathbf{59}$ kg/qcm.
7. $\sigma = 0{,}35 \cdot 375 + 0{,}65 \cdot \sqrt{375^2 + 4 \cdot 59^2} = \mathbf{386}$ kg/qcm.*)

IV. Schenkel (linker).

1. $M_b = 4060 \cdot 18 = 73000$ kgcm .... (83)
2. $W = {}^1/_6 \cdot 7{,}5 \cdot 15^2 = 280$ cm^3, 3. $\sigma_b = \frac{73000}{280} = 260$ kg/qcm (85)
4. Drehmom.
   $M_d = 1280 \cdot (57 + 9{,}75) - 4060 \cdot 9{,}75 = 45600$ kgcm . (84)
5. pol. Widerstandsmom. $W_p = {}^2/_9 \cdot 7{,}5 \cdot 15^2 = 375$ cm^3 . . (86)
6. Drehbeanspruchung $\tau = \frac{45600}{375} = \mathbf{122}$ kg/qcm.
7. $\sigma = 0{,}35 \cdot 260 + 0{,}65 \cdot \sqrt{260^2 + 4 \cdot 122^2} = \mathbf{320}$ kg/qcm.*)

V. Kurbelhals bei B.

1. $M_b = 1280 \cdot (57 + 13{,}5) - 4060 \cdot 13{,}5 = 35000$ kgcm . (87)
2. $W = 0{,}1 \cdot 11^3 = 133$ cm^3; 3. $\sigma_b = \frac{35000}{133} = \mathbf{263}$ kg/qcm.
4. Drehmoment $M_d = 4060 \cdot 18 = 73000$ kg/qcm . . . . (88)
5. $W_p = 0{,}2 \cdot 11^3 = 266$ cm^3; 6. $\tau = \frac{73000}{266} = \mathbf{275}$ kg/qcm.
7. $\sigma = 0{,}35 \cdot 263 + 0{,}65 \cdot \sqrt{263^2 + 4 \cdot 275^2} = \mathbf{490}$ kg/qcm.*)

VI. Welle im Schwungrad.

1. Biegungsmom $M_b = 410 \cdot 50 = 20500$ kgcm . . . . . (91)
2. $W = 0{,}1 \cdot 15^3 = 338$ cm^3; 3. $\sigma_b = \frac{20500}{338} = \mathbf{61}$ kg/qcm.
4. Drehmoment $M_d = 4060 \cdot 18 = 73000$ kgcm . . . . . (92)
5. $W_p = 0{,}2 \cdot 15^3 = 676$ cm^3; 6. $\tau = \frac{73000}{676} = \mathbf{108}$ kg/qcm.
7. $\sigma = 0{,}35 \cdot 61 + 0{,}65 \cdot \sqrt{61^2 + 4 \cdot 108^2} = \mathbf{168}$ kg/qcm.*)

*) Die Beanspruchungen bleiben in zulässigen Grenzen, wie ein Vergleich nach § 73 (wie in Aufg. 723 unter XIII) ergibt.

Da die Einbiegung der Wellen wesentlichen Einfluss auf die Betriebssicherheit (besonders auf das Heisslaufen der Lager) ausübt, so soll nachstehende Tabelle den Konstrukteuren Anhaltspunkte geben. Die Werte sind ermittelt nach § 74 a—c.

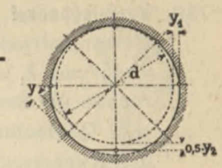
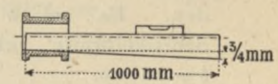


Tabelle über Rechnungsergebnisse ausgeführter Wellen. (Alle zur Berechnung nötigen Maasse sind in **cm** angegeben.)

Nr.	Maschine (cm)			Schwungradgewicht	Welle			an der Lagerkante (cm)									Mitte Schwungrad (cm)			
	Art	Zyl.-dchm.	Kolbenhub	G	L	$\frac{d}{D}$	$\frac{G \cdot L^3}{E \cdot J}$	x	ε	$0{,}5 \cdot y_2$ Einbiegung nach Gl. 3	P	l oder L_0	y_1 Einbieg. nach Gl. 4	y (Gesamt) nach Gl. 6 u. 7	Papierlagen	Neigung $y:x$	a	ε	Einbieg. nach Gl. 3	
1	Mit **Stirnkurbel**	45	80	4000	200	$\frac{21}{29}$	1,5	17	0,005	0,00375	12000	40	0,003	**0,0047**	1	$\frac{1}{3600}$	110	0,021	0,015	
2	**gekröpfte** Welle	$^{56}/_{95}$	80	20600	229	$\frac{26}{40}$	4,9	22,5	0,006	0,015	18000	162	0,01	**0,018**	4	$\frac{1}{1250}$	130	0,02	0,049	—Lager neigen zum Heisslaufen.
3	Walzenzug-**Welle gekr.**	$^{63}/_{95}$	110	50000	302	$\frac{35}{50}$	8,3	30	0,0065	0,0275	25000	156	0,007	**0,028**	$5^1/_2$	$\frac{1}{1070}$	151	0,021	0,087	—Wegen Heisslaufen d. Lager konnte d. Maschine nur mit $^1/_3$ belastet werden.
4	Walzenzug **Welle gekr.**	$^{75}/_{105}$	125	50000	302	$\frac{42}{55}$	4	36	0,0075	0,015	35000	160	0,0055	**0,017**	$3^1/_2$	$\frac{1}{2100}$	151	0,021	0,042	
5	Mit **Stirnkurbel**	100	140	60000	450	$\frac{36}{50}$	29	30	0,0035	0,05	58000	70	0,05	**0,056**	11	$\frac{1}{540}$	300	0,0175	0,26	—Lager lief. heiss, Masch. musste umgeb. werd.
6	Walzenzug **mit Stirnkurbel**	90	160	35000	390	$\frac{40}{57}$	7,4	32	0,005	0,0185	47000	72	0,0185	**0,02**	4	$\frac{1}{1600}$	195	0,021	0,078	—Lager sind nur m. Mühe kalt zu halten.

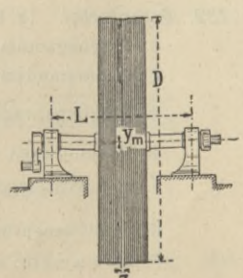
Ein gutes Merkmal für die Grösse der Einbiegung am Lager ist die Anzahl der Papierstärken (16. Spalte der Tab.). Ein mm ∾ 20 Papierlagen.

Man kann bei der Werkstatt-Montage auch schon den Betrag $y:x$ (17. Spalte) berücksichtigen. Ein brauchbarer Mittelwert ist $y:x = 1:1250$, also ein Lineal von 1 Mtr. Länge mit $^3/_4$ mm Neigung.



Noch zwei Fälle aus der Praxis, welche die Unachtsamkeit mancher Konstrukteure zeigen.

Folgen der Einbiegung. Grosse Betriebsdampfmaschine, Seilscheibenschwungrad $D = 6{,}5$ Mtr., 32 Seile aus **2 einzelnen** Schwungrädern zusammengesetzt. Bei der Montage stellte sich heraus, dass infolge Durchbiegung der Welle die 2 Schwungradhälften unten um $z = 12$ mm auseinander klafften. Der Monteur telegraphierte an die Maschinenfabrik „Seilscheiben klaffen 12 mm, was machen?"

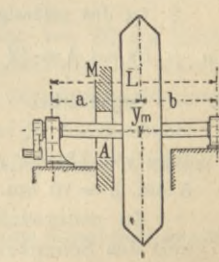


Der sofort an Ort und Stelle gesandte Ingenieur behalf sich folgendermassen:

Beide Schwungradseiten wurden durch Winden hochgehoben und zum Anliegen gebracht, dann die Schraubenverbindungen angezogen. Durch diese Maassnahme **knirschte** nun während des Betriebes das Rad in unangenehmer Weise als Folge der Spannungen, welche durch das Zusammenschrauben entstanden.

(Ein Heisslaufen der Lager trat nicht ein, beim Einschaben derselben hatte man auf die Durchbiegung Rücksicht genommen, nur die Sache mit dem zweiteiligen Schwungrad war übersehen.)

Fünf mm durchgebogen. Die Welle einer grossen Ventilatormaschine bog sich um **5 mm** durch. Man half sich hierbei in der Weise, dass man dicht neben dem Ventilator ein **drittes Lager** A anordnete.

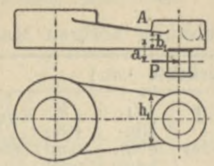


Nicht immer ist das Schwungrad Ursache gebogener Wellen. Durch Einbringung der Keilnuten werden nämlich häufig Kurbelwellen krumm. Man soll deshalb Wellen nach dem Nuten nochmals auf die Drehbank nehmen.

Die Erfahrung hat gezeigt, dass Wellen aus Schweisseisen sich leichter beim Nuten verziehen als solche aus Flussstahl.

Aufgaben zu § 77 b—f.

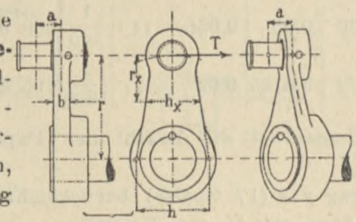
730. **Kurbelschenkel der Stirnkurbel** $r = 60$ cm, Gestängedruck $P = 29300$ kg, Maass $b_1 = 15$ cm, $h_1 = 35$ cm, $a = 18$ cm. Berechne die Beanspruchung im schwächsten Querschnitt für Totpunktlage der Kurbel:



1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
4. Zugbeanspruchung in kg/qcm,
5. Gesamtbeanspruchung in kg/qcm.
6. Ist das zulässig für Schmiedeeisen?

„ *a* — *Es sei* $r = 80$ ( ) *cm*, $P = 38000$ ( ) *kg*, $b = 17$ ( ) *cm*, $h = 42$ ( ) *cm*, $a = 26$ ( ) *cm*.

731. Kurbelschenkel. Für die Kurbel Aufg. 730 soll die **Beanspruchung** für die Kurbelstellung des grössten Drehmomentes berechnet werden. Es sei $h = 48$ cm, Schenkelbreite gleichmässig $b = 15$ cm.

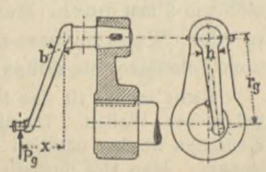


1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspr. in kg/qcm,
4. Drehmoment in kgcm,
5. pol. Widerstandsmom. W_p in cm³,
6. Drehbeanspruch. in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspruch. in kg/qcm.
8. Ist das zulässig?

„ *a* — *Es sei* $h = 52$ ( ) *cm*, $b = 17$ ( ) *cm*.

732. — **Gegenkurbel.** Gegeben sei: Zapfendruck $P_g = 800$ kg, Auslage $x = 18$ cm, $r_g = 46$ cm, $b = 5$ cm, $h = 10$ cm.

Zu untersuchen die Festigkeit des Schenkels bei $b\,h$.



Berechne Momente und Beanspruchungen in derselben Reihenfolge wie in Aufg. 731.

Lösungen zu Aufg. 730—732.

730. Kurbelschenkel. In der Totpunktlage wird der Schenkel auf Biegung und Zug beansprucht. § *77b*

1. Biegungsmom. $M_b = 29300 \cdot 18 = 530000$ kgcm . . . *(1)*
2. Widerstandsmom. $W = {}^1/_6 \cdot 15^2 \cdot 35 = 1300$ cm³ . . . *(2)*
3. Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{530000}{1300} = \mathbf{410}$ kg/qcm . . *(3)*
4. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{29300}{15 \cdot 35} \sim \mathbf{56}$ kg/qcm . . . . *(4)*
5. Gesamtbeanspruchung $= 410 + 56 = \mathbf{466}$ kg/qcm . . *(5)*
6. *Ja! zulässige Beanspr. für Schmiedeeisen* **500** *kg/qcm* *(13)*

731. Kurbelschenkel. Hier kommt Biegung und Drehung in Betracht:

Grösste Tangentialkraft $T = P = 29300$ kg . . . . *62 (12)*

1. Biegungsmoment $M_b = 29300 \cdot 60 = 1760000$ kgcm . . *77c (6)*
2. Als gefährlichen Querschnitt betrachten wir hier Mitte Nabe bei Schenkelhöhe $h = 45$ cm, also:
   Widerstandsmoment $W = {}^1/_6 \cdot 15 \cdot 45^2 \sim 5000$ cm³ . . . *(7)*
3. Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{1760000}{5000} = \mathbf{350}$ kg/qcm . , *(8)*
4. Drehmoment $M_d = 29300 \cdot 18 = 530000$ kgcm . . . . *(9)*
5. pol. Widerstandsmoment $W_p = {}^2/_9 \cdot 15^2 \cdot 45 = 2250$ cm³ . *(10)*
6. Drehbeanspruchung $\tau = \frac{530000}{2250} = \mathbf{235}$ kg/qcm . . . . *(11)*
7. Gesamt-Beanspruchung
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 350 + 0{,}65 \cdot \sqrt{350^2 + 4 \cdot (2 \cdot 235)^2} = \mathbf{772}$ kg/qcm *(12)*
8. *Ja! Will man Zittern der Kurbel vermeiden, so sollte* $\sigma <$ *500 kg/qcm sein* . . . . *(13)*

732. Gegenkurbel. (x Hebelarm für Biegung, r_g für Drehung). *77 f*

1. Biegungsmoment $M_b = 800 \cdot 46 = \mathbf{36800}$ kgcm . . . . *(19)*
2. Widerstandsmom. $W = {}^1/_6 \cdot 5 \cdot 10^2 = 83{,}5$ cm³ . . . . *(20)*
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{36800}{83{,}5} = \mathbf{440}$ kg/qcm . . . . *(21)*
4. Drehmoment $M_d = 800 \cdot 18 = 14400$ kgcm . . . . . *(22)*
5. pol. Widerstandsmom. $W_p = {}^2/_9 \cdot 5^2 \cdot 10 \sim \mathbf{55}$ cm³ . . . *(23)*
6. Drehbeanspruchung $\tau = \frac{14400}{55} = \mathbf{260}$ kg/qcm . . . . *(24)*
7. Gesamtbeanspr.
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 440 + 0{,}65 \cdot \sqrt{440^2 + 4 \cdot (2 \cdot 260)^2} = \mathbf{889}$ kg/qcm *(25)*
8. *Die Beanspruchung ist etwas zu hoch, man wird deshalb b und h etwas stärker ausführen müssen.*

Lösungen zu Aufg. 735—739.

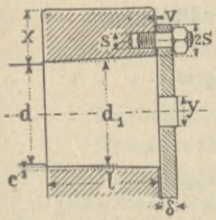
735. Schmierloch für Kurbelzapfen. §

Schmierlochdurchmesser $i = 15$ mm . . . . 79e (T 2)

Vielfach werden die Schmierlöcher zu klein gewählt.

Betr. Ölaustritt beachte 79d

736. Einschrumpfen des Kurbelzapfens.



Einen guten Schrumpf erhält man mit:

1. Vorsprung $e = \mathbf{0{,}2}$ cm . . . 79c (T 2)
2. Durchmesser $d_1 = \mathbf{20{,}6}$ cm . . „
3. Neigung des Konus:

$c = {}^1/_{30}\, l = {}^1/_{30} \cdot 22 = \mathbf{0{,}73}$ cm . . (16)

Der Zapfen wird in das vorher erwärmte Auge eingesetzt 79c

Maasse für die Deckplatte nach . . . . „ (T 2)

737. Kurbelzapfen.

1. Mittl. Gestängedruck $P_m = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4}\, 62^2 \cdot 1{,}8 = 5300$ kg.
2. Flächendruck $q = \frac{5300}{9{,}5 \cdot 12} = 46{,}5$ kg/qcm 79b (12)
3. *Zul. Reibungsarbeit $A = 1{,}3$ mkg/Sek f. d. qcm* . . . (15)
4. Geschw. der Reibfläche $v = \frac{1{,}3}{46{,}5 \cdot 0{,}05} = 0{,}56$ Mtr/Sek . (14)
5. Hieraus ergibt sich:

Tourenzahl $n_{max} = \frac{0{,}56 \cdot 100 \cdot 60}{9{,}5 \cdot 3{,}14} = \mathbf{112}$ i. d. Min. . . (13)

738. — Man rechnet entweder:

$$P_m = \frac{75\,N}{C} = \frac{75 \cdot 30 \cdot N}{2 \cdot r \cdot n} \text{ in kg}$$

oder setzt: $P_m = p_m \cdot Q$ in kg, worin p_m = mittl. Kolbenüberdruck in kg/qcm, Q = Querschnitt des betr. Zylinders in qcm.

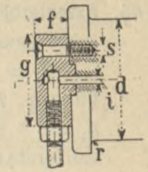
739. Gegengewicht. Für vollständigen Ausgleich müsste sein:

Ausgleichgewicht $= (300 + {}^1/_2 \cdot 800) \cdot \frac{40}{48} = \mathbf{585}$ kg 80a (2)

Meistens begnügt man sich mit 0,7 des gerechn. Wertes 80e

also für das Beispiel $0{,}7 \cdot 585 = \mathbf{410}$ kg.

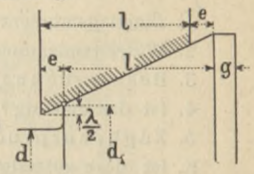
Aufgaben zu § 79 e—80 e.



735. Schmierloch für Kurbelzapfen. Welchen Schmierlochdurchmesser nehmen wir für einen Kurbelzapfen von **25** cm Durchmesser.

736. Einschrumpfen des Kurbelzapfens.

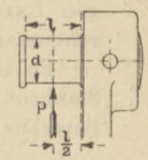
Der Kurbelzapfen hat $d = 20$ cm Durchm., Länge $l = 1{,}1\, d = 22$ cm und soll in das Auge der Kurbel eingeschrumpft werden.



Bestimme:

1. Das Maass e, um welches die Zapfenverstärkung zurückspringt, in cm,
2. den Durchmesser d_1 des Zapfens in cm,
3. die Neigung des Konus.

„ *a — Es sei $d = 32$ ( ) cm, $l = 35$ ( ) cm.*



737. Kurbelzapfen. Eine Compoundmaschine hat: Durchm. des Niederdruckzyl. = 62 cm, Kolbenhub = 80 cm, mittl. Kolbenüberdruck $p_m = 1{,}8$ kg/qcm. Kurbelzapfen $d = 9{,}5$ cm, $l = 12$ cm. Berechne die Tourenzahl bis zu welcher Heisslaufen des Kurbelzapfens nicht zu befürchten ist.

1. Mittl. Gestängedruck in kg,
2. Flächendruck in kg/qcm,
3. zulässige Reibungsarbeit für den qcm Tragfläche in mkg/Sek,
4. Geschw. der Reibfläche in Mtr/Sek,
5. die grösste zulässige Tourenzahl.

738. — Wie bestimmt man den mittleren Druck P_m?

739. Gegengewicht. Für die liegende Maschine von **80** cm Kolbenhub soll zur Erleichterung der Ingangsetzung der Maschine ein Gewicht an den Hebelarm $R = 48$ cm angebracht werden.

Es sei:

Kurbelzapfengewicht plus umschliessendes Auge $G_1 = 300$ kg,

Gewicht der Treibstange $G_2 = 800$ kg.

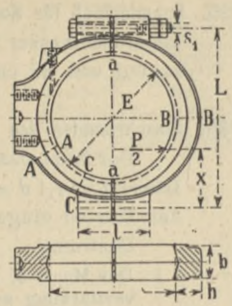
Bestimme die notwendige Grösse des Ausgleichgewichtes.

„ *a Es sei $R = 69$ ( ) cm, $G_1 = 500$ ( ) kg, $G_2 = 1050$ ( ) kg.*

Aufgaben zu § 81 d—f.

745. Exzenterbügel. Ein Exzenter hat folgende Abmessungen:

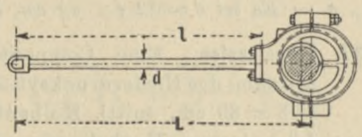
$L = 560$ mm, $E = 470$ mm, $b = 90$ mm, $h = 52$ mm, Schraubendurchm. $s_1 = 1''$ engl. Der Druck in der Exzenterstangenrichtung beträgt $P = 800$ kg. Ermittle die Beanspruchung.



1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm ^{3},
3. Beanspruchung in kg/qcm,
4. Ist das zulässig?
5. Zugbeanspruchung der Schrauben in kg/qcm,
6. Ist diese zulässig?

746. Exzenterstange. Zu dem obigen Exzenter ist die Exzenterstange zu berechnen.

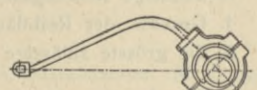
Es ist: $L = 170$ cm, Stangendurchm. $d = 5{,}5$ cm. Berechne die Stange auf:



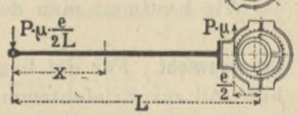
I. Knickung.

1. Trägheitsmoment in cm ^{4},
2. den Sicherheitsgrad gegen Zerknicken.

II. Biegung.



3. Biegungsmom. in kgcm,
4. Widerstandsmom. in cm ^{3},
5. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
6. die Zugbeanspruchung in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspruchung in kg/qcm.
8. Ist das zulässig?



747. Heisslaufen des Exzenters. Die Welle zu dem Exzenter in Aufgabe 745 macht $n = 100$ Touren i. d. Min. Es soll die Reibungsarbeit bestimmt werden.

1. Tragende Fläche in qcm, 2. Flächendruck in kg/qcm,
3. Umfangsgeschw. im Exzenterring in Mtr/Sek,
4. Reibungsarbeit f. d. qcm Ringfläche in mkg/Sek.
5. Ist das zulässig?

Lösungen zu Aufg. 745—747. §

745. Exzenterbügel. Der Rechnungsgang ist folgender: *81d*

1. Biegungsmom. $M_b = \frac{800}{2} \cdot \left(\frac{56}{2} - \frac{47}{4}\right) = \mathbf{6500}$ kgcm . . (2)
2. Widerstandsmoment $W = \frac{9 \cdot 5{,}2^2}{6} = 40{,}5$ cm ^{3} . . . . } (3)
3. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{6500}{40{,}5} = \mathbf{160}$ kg/qcm . . . . . } (3)
4. Zur Not, ja! zulässig ist $k_b = 100 - 150$ kg/qcm . . . (4)
5. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{800}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}13^2} \sim \mathbf{115}$ kg/qcm . . . (5)
6. *Ja! zulässig ist $k_z = 300 - 400$ kg/qcm* . . . . . . (6)

746. Exzenterstange.

I. Knickung.

1. Trägheitsmom. $J = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = 0{,}05 \cdot 5{,}5^4 = 45$ cm ^{4} . . . *39* (T 7)
2. Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen $E = 2\,000\,000$, demnach *81f*

   Sicherheitsgrad $m = \frac{10 \cdot 45 \cdot 2000000}{800 \cdot 170^2} = \mathbf{39}$ *81f* (1)

II. Biegung.

3. Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}15$, demnach für $x = \frac{L}{2}$:

   Biegungsmom. $M_{b_x} = 800 \cdot 0{,}15 \cdot \frac{47}{2 \cdot 170} \cdot 85 = \mathbf{1400}$ kgcm . *81f* (3)
4. Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 5{,}5^3 = 16{,}5$ cm ^{3} . . . . *39* (T 7)
5. Biegungsbeanspruch. $\sigma_b = \frac{1400}{16{,}5} = \mathbf{85}$ kg/qcm *81f* (4)
6. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{800}{\frac{\pi}{4} \cdot 5{,}5^2} = \mathbf{34}$ kg/qcm . . . . (5)
7. Gesamtbeanspruchung $\sigma = 85 + 34 = \mathbf{119}$ kg/qcm . . (6)
8. Mit Rücksicht auf Zittern der Stangen zeigen die meisten Ausführungen sehr geringe Beanspruchung (100 bis 300 kg/qcm).

747. Heisslaufen des Exzenters. *81e*

1. Tragende Fläche $= 0{,}5 \cdot 47 \cdot 9 = 212$ qcm . . . . . . (7)
2. Flächendruck $q = \frac{800}{212} = \mathbf{3{,}8}$ kg/qcm . . . . (8)
3. Umfangsgeschw. $v = \frac{\pi \cdot 47}{100} \cdot \frac{100}{60} = 2{,}45$ Mtr/Sek . . . (9)
4. Reibungsarbeit $A = 3{,}8 \cdot 2{,}45 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}47}$ mkg/Sek . . (10)
5. *zul. ist für Gusseisen auf Gusseisen: $A \leq 0{,}6$ mkg/Sek* (12)
   „ „ „ Weissguss: $A \leq 1$ „ (13)

Lösungen zu Aufg. 750—754.

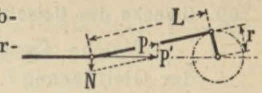
750. Länge der Treibstange. Für normale Verhältnisse wählt man: §

Länge $L = 4\,r - 6\,r$, meistens $L = 5\,r$ *61b*

751. Druck und Zug in der Treibstange. Die Gestängekraft P ist angenähert gleich dem Kolbenstangendruck zu setzen (genauer ist Treibstangendruck $P_{max} \backsim 1{,}02 \times$ Kolbenstangendruck) . *62*

Aufgaben zu § 82 c u. 83 c.

750. Länge der Treibstange. Welche Treibstangenlänge ist gebräuchlich im Verhältnis zum Kurbelradius r?



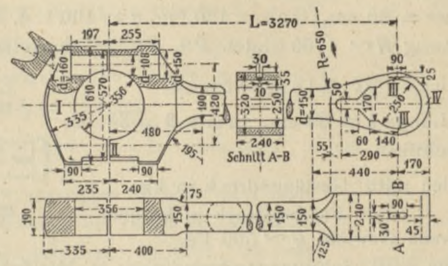
751. Druck und Zug in der Treibstange. Wie wird der Druck P ermittelt, für welchen die Treibstange auf Festigkeit zu prüfen ist?

Aufg. 752—754. Nachrechnung einer ausgeführten Treibstange.

Einzylindermaschine 90/130 cm, 8 Atm. Überdruck, $N = 1000$ PS, Gestängedruck $P = 50000$ kg, $n = 100$.

Kurbelzapfendurchmesser = 27 cm, Zapfenlänge = 27 cm, Kreuzkopfbolzendurchmesser = 19 cm, Bolzenlänge = 27 cm,

Nach zweiwöchentlichem Betrieb **brach** die Treibstange. Ermittle die **gefährlichen Stellen** der Querschnitte I, II, III u. IV.



752. Kurbelseite. *Querschnitt I.* *83c*

1. Biegungsmoment $M_b = \frac{50000}{2} \cdot \left(\frac{42}{2} - \frac{35{,}6}{4}\right) = \mathbf{300000}$ kgcm (*8*)
2. Widerstandsmoment $W = {}^1/_6 \cdot 19 \cdot 15{,}5^2 = \mathbf{760}$ cm³ . . (*8*)
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 300000 : 760 = \mathbf{395}$ kg/qcm . . (*9*)
4. *Ja! zulässig* $k_b = 600$ *kg/qcm* . . . . (*10*)

Querschnitt II (Schrauben).

1. Kernquerschnitt $f = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 9{,}8^2 = \mathbf{150}$ qcm.
2. Zugbeanspruchung $\sigma_z = 50000 : 150 = \mathbf{335}$ kg/qcm . . (*12*)
3. *Ja! zulässig* $k_z \backsim 500$ *kg/qcm* . . . . (*14*)

753. Kreuzkopfseite. *Querschnitt III.* *82c*

1. Querschnitt $f = 2 \times 24 \times 2{,}5 = \mathbf{120}$ qcm . . . . . (*5*)
2. Zugbeanspruchung $\sigma_z = 50000 : 120 = \mathbf{420}$ kg/qcm . . (*5*)
3. *Zur Not! da zulässige Beanspr.* $k_z = 300$—400 *kg/qcm* (*6*)

Querschnitt IV.

Biegungsmom. $M_b = \frac{50000}{2} \cdot \left(\frac{28{,}5}{2} - \frac{25}{4}\right) = \mathbf{200000}$ kgcm . (*2*)

2. Widerstandsmom. $W = {}^1/_6 \cdot 24 \cdot 4{,}5^2 = \mathbf{80}$ cm³ . . . . (*2*)
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 200000 : 80 = \mathbf{2500}$ kg/qcm . . (*3*)
4. *Nein! zulässig* $k_b = 600$ *kg/qcm* . . . . (*4*)

754. Unzweifelhaft im Querschnitt IV der Kreuzkopfseite, da hier die Beanspr. $\sigma_b = \mathbf{2500}$ kg/qcm beträgt, also die Elastizitätsgrenze (1450 kg) schon überschritten ist.

752. Kurbelseite.

Querschnitt I.

1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.
4. Ist das zulässig?

Querschnitt II (Schrauben).

1. Kernquerschnitt der Schrauben in qcm (Kerndurchm. = 98 mm),
2. Zugbeanspruchung in kg/qcm. 3 Ist das zulässig?

753. Kreuzkopfseite.

Querschnitt III.

1. Querschnitt, welcher auf Zug beansprucht wird, in qcm,
2. Zugbeanspruchung in kg/qcm.
3. Ist das zulässig?

Querschnitt IV.

1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.
4. Ist das zulässig?

754. An welcher Stelle wird der oben erwähnte **Bruch** erfolgt sein?

Aufgaben zu § 88 b—90 e.

760. Ursache des Heisslaufens und Fressen der Gleitflächen.

Welche Umstände haben Einfluss auf das Heisslaufen der Gleitflächen?

761. Reibungsarbeit. Woraus ermitteln wir die Reibungsarbeit?

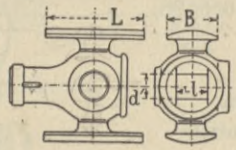
762—764. Kreuzkopf für Walzenzugmaschine. Zyl.-Durchmesser $= 90$ cm, Hub $= 130$ cm, $n = 100$ i. d. Min., $p = 8$ Atm., Leistung $N \sim 1100$ indiz. PS, Treibstangenlänge $= 327$ cm.

762. Kreuzkopf-Gleitschuhe.

Länge $L = 60$ cm, Breite $B = 35$ cm,

Berechne:

1. den mittl. Gestängedruck in kg,
2. „ „ Flächendruck in kg/qcm, wenn Gewicht $G \sim 500$ kg,
3. die mittl. Schlittengeschwindigkeit in Mtr/Sek,
4. die Reibungsarbeit in mkg/Sek f. d. qcm Gleitfläche,
5. Ist das zulässig?



„ *a — Es sei $n = 130$ (   ).*

763. Kreuzkopfbolzen. Bolzendurchm. $d = 19$ cm, Länge der Lagerung $l = 28$ cm. Berechne:

1. Flächendruck f. d. qcm Zapfenfläche in kg,
2. Ist das zulässig?

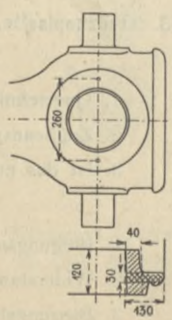
„ *a — Es sei $d = 23$ (   ) cm, $l = 38$ (   ) cm, bestimme zulässiges P.*

764. Kreuzkopfhauptstück.

Die für die Berechnung in Betracht kommenden Abmessungen sind in nebenstehender Skizze angegeben.

Bestimme:

1. Druck, welcher in Betracht kommt, in kg,
2. Biegungsmoment in kgcm,
3. Widerstandsmoment in cm^3,
4. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.
5. Ist das zulässig?



„ *a Bestimme das zulässige P in kg.*

Lösungen zu Aufg. 760—764.

760. Ursache des Heisslaufens ist die Reibung.

Als Maasseinheit gilt mkg/Sek f. d. qcm Gleitfläche . . *52c*
(vorausgesetzt sachgemässe Ausführung der Geradführung).

761. Reibungsarbeit. Aus dem mittl. Gleitbahndruck, welcher aus den übertragbaren Pferdestärken des Kurbeltriebes berechnet werden kann und aus der mittl. Geschwindigkeit der Gleitschuhe. § *88b*

*762—764. **Kreuzkopf*** für Walzenzugmaschine.

762. Kreuzkopf-Gleitschuhe ($N = 1100$, $n = 100$, Hub $= 1{,}3$ Mtr.). *88b*

1. mittl. Gestängedruck $P_m = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{75 \cdot 30 \cdot 1100}{2 \cdot 0{,}65 \cdot 100} = \mathbf{15000}$ kg . (4)
2. „ Gleitbahndruck $= 15000 \cdot \frac{0{,}65}{3{,}27} + 500 = \mathbf{3500}$ kg . (2)

   „ Flächendruck $q = \frac{3500}{60 \cdot 35} = \mathbf{1{,}67}$ kg/qcm . . . . (5)
3. „ Schlittengeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}65 \cdot 100}{30} = \mathbf{4{,}3}$ Mtr/Sek . . (1)
4. Für eingelaufene Flächen ist $\mu = 0{,}07$ . . . . . . (8)

   Reibungsarbeit $A = 1{,}67 \cdot 4{,}3 \cdot 0{,}07 \sim \mathbf{0{,}5}$ mkg/Sek . . (6)
5. *Ja! zulässig $A = 0{,}5 — 0{,}9$ mkg/Sek* . . . . (9)

763. Kreuzkopfbolzen ($D = 90$ cm, $p = 8$ Atm.).

1. Tragfläche des Bolzens $f = 19 \cdot 28 = 532$ qcm, *89a*

   Flächendruck $q = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 90^2 \cdot 8}{532} = \frac{50000}{532} = \mathbf{95}$ kg/qcm . . (1)
2. *Ja! zulässig $q = 80 - 100$ kg/qcm* . . . . (2)

764. Kreuzkopfhauptstück ($D = 90$ cm, $p = 8$ Atm.).

1. Hier kommt der maximale Gestängedruck in Betracht,

   also $P_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot 90^2 \cdot 8 \sim \mathbf{50000}$ kg *90e*
2. Biegungsmom. $M_b = \frac{50000}{2} \cdot \frac{13}{2} = \mathbf{40000}$ kgcm . . . . (4)
3. Widerstandsmom. $W = \frac{3 \cdot 13^2}{6} + \frac{9 \cdot 4^2}{6} = 108$ cm^2 . . . (5)
4. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{40000}{108} = \mathbf{370}$ kg/qcm . . . . . (6)
5. *Ja! zulässig für Stahlguss $k_b = 500—600$ kg/qcm* . . (7)

Lösungen zu Aufg. 770—776.

770. ***Hauptgleichung.*** Auch hier gilt: §

Moment nach rechts = Moment nach links . . . 40g

771. ***Übersetzungsverhältnis*** ist das Verhältnis der Hebellängen

1. bei einfachem Hebel $i = \frac{L}{l}$,
2. „ mehreren Hebelanordnungen $i = \frac{L}{l} \cdot \frac{L_1}{l_1}$ . . usw.

Es ist dann $Q = p \cdot i$; $p = Q : i$.

772. ***Schiebkarre.*** Aus der Momentengleich. $p(l_1 + l_2) = Q \cdot l_1$. 40g ergibt sich:

$$\text{Kraft } p = \frac{58 \cdot 43}{112 + 43} \sim \mathbf{16} \text{ kg.}$$

773. ***Wipphebel.***

1. Druck $Q = {}^1/_2\, G = {}^1/_2 \cdot 250 = 125$ kg.
2. Aus der Momentengleich. $Q \cdot l_2 = p \cdot l_1$ wird 94b

$$\text{Kraft } p = \frac{125 \cdot 31}{150} = \mathbf{26} \text{ kg.}$$

Die Länge $l_1 + l_2$ des Hebels hat keinen Einfluss auf die Kraft.

774. ***Zweiarmiger Hebel.***

1. Aus der Momentengleich. $p \cdot l_1 = Q \cdot l_2$ wird 94b

$$\text{Kraft } p = \frac{280 \cdot 81}{175} = 130 \text{ kg.}$$

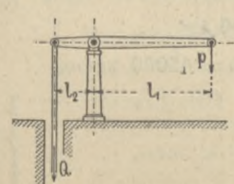
2. Auflagerdruck $A = Q + p = 280 + 130 = \mathbf{410}$ kg . . 40g

775. ***Schnellwage.***

Aus der Momentengleich. $g \cdot l_1 = G \cdot l_2$ ergibt sich . . . 94b

$$\text{Gewicht } G = \frac{5 \cdot 80}{10} = \mathbf{40} \text{ kg.}$$

Die Einkerbungen zum Aufhängen des Gewichtes g sind mit den entsprechenden Gewichtszahlen zu versehen, so dass man dieselben unmittelbar ablesen kann.



776. ***Balancier.*** (*2armiger Hebel.*)

Mom. nach rechts = Mom. nach links 94b

folglich:

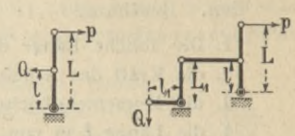
$p \cdot l_1 = Q \cdot l_2$, und hieraus:

$$\text{Kraft } p = Q \cdot \frac{l_2}{l_1} = \frac{6000 \cdot 1}{3} = \mathbf{2000} \text{ kg.}$$

Aufgaben zu § 93—95.

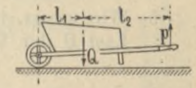
770. Hauptgleichung. Welche Hauptgleichung muss man bei Berechnung der Hebelanordnungen besonders beachten?

771. Übersetzungsverhältnis. Was versteht man darunter?



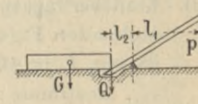
1. bei einfachem Hebel?
2. „ mehreren Hebelanordnungen?

772. Eine Schiebkarre sei mit $Q = 58$ kg beladen. Berechne die Kraft p, wenn $l_1 = 43$ cm, $l_2 = 112$ cm.



„ a — Es sei $Q = 116$ ( ) kg, $l_1 = 86$ ( ) cm, $l_2 = 224$ ( ) cm.

773. Wipphebel (zweiarmiger Hebel). Der Balken in nebenstehender Figur soll mittelst der Kraft p gehoben werden. Es sei $G = 250$ kg, $l_1 = 150$ cm, $l_2 = 31$ cm.

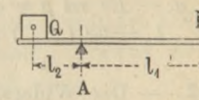


Berechne:

1. den Druck Q auf das Hebelende in kg,
2. die zum Wippen nötige Kraft p in kg.

„ a — Es sei $G = 500$ ( ) kg, $l_1 = 300$ ( ) cm, $l_2 = 62$ ( ) cm.

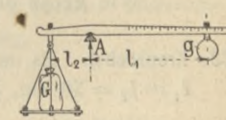
774. Zweiarmiger Hebel. Es sei: $Q = 280$ kg, $l_1 = 175$ cm, $l_2 = 81$ cm.



Berechne:

1. die Kraft p in kg, welche dem Gewicht Q das Gleichgewicht hält,
2. den Auflagerdruck auf den Stützpunkt in kg.

775. Schnellwage. Das Gewicht g ist verschiebbar. Es sei $l_1 = 80$ cm, $l_2 = 10$ cm, $g = 5$ kg. Wieviel wiegt der Gegenstand G?



„ a Es sei $l_1 = 160$ ( ) cm.

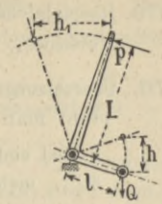
776. Balancier. Der Balancier einer Pumpmaschine trägt an dem einen Hebelarm von $l_2 = 1$ Mtr. eine Last von $Q = 6000$ kg, der andere Hebelarm ist $l_1 = 3$ Mtr. lang.

Wie gross muss die Kraft p sein, welche dem Pumpgestänge das Gleichgewicht hält?

„ a — Es sei $l_2 = 2$ ( ) Mtr., $Q = 3000$ ( ) kg, $l_1 = 6$ ( ) Mtr.

Aufgaben zu § 93a—95b.

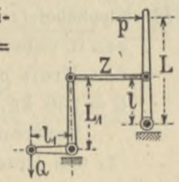
780. Hebel. Mittelst eines kräftigen Handhebels soll eine Last $Q = 140$ kg hochgehoben werden. Bestimme:



1. Die übliche Länge des Handhebels in mm,
2. die Kraft des Arbeiters am Handhebel in kg,
3. die Momentengleichung,
4. die Länge l in mm,
5. Wie gross ist der Ausschlag h_1 des Handhebels, wenn für Last Q der Weg $h = 90$ mm?

„ *a — Es sei* $Q = 280$ ( ) *kg.*

781. Kraftübertragung durch Hebel. Es sei in beistehender Figur: $p = 90$ kg, $L = 85$ cm, $l = 38$ cm, $L_1 = 46$ cm, $l_1 = 22$ cm.



Bestimme:

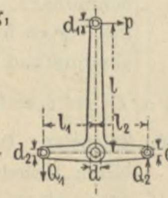
1. die Zugkraft in Stange Z in kg,
2. die Grösse der zu hebenden Last Q,
3. das Übersetzungsverhältnis.

„ *a — Es sei* $p = 45$ ( ) *kg,* $L = 170$ ( ) *cm,* $l = 76$ ( ) *cm,* $L_1 = 52$ ( ) *cm,* $l_1 = 26$ ( ) *cm.*

782. — Der Widerstand Q in voriger Aufgabe sei ein Gewicht, welches in $t = 3$ Sek. auf eine Geschw. von $v = 1{,}4$ Mtr/Sek gebracht werden muss.

Wie gross darf das Gewicht Q sein?

783. Kreuzhebel. Es sei $Q_1 = 600$ kg, $Q_2 = 900$ kg, $l_1 = l_2 = 30$ cm, $l = 90$ cm.



Bestimme:

1. die erforderliche Kraft p in kg,
2. das grösste Biegungsmoment für den Querschnitt an der Nabe in kgcm,
3. den Bolzendurchmesser d_1, d_2 und d_3 in mm,
4. den Wellendurchmesser d in mm.

„ *a — Es sei* $Q_1 = 1200$ ( ) *kg,* $Q_2 = 5000$ ( ) *kg,* $l_1 = 20$ ( ) *cm,* $l_2 = 30$ ( ) *cm,* $l = 120$ ( ) *cm.*

Lösungen zu Aufg. 780—783. §

780. Hebel. 1. Länge des Handhebels $L = 1000$ mm *93a*

2 Ein Arbeiter ist imstande, für kurze Zeit mit einer Kraft $p = 25$ kg an dem Hebel zu wirken *11b*

3. Moment nach links = Moment nach rechts, also:

$$p \cdot L = Q \cdot l.$$

4. Hieraus folgt: Länge $l = \frac{25}{140} \cdot 1000 = \mathbf{180}$ mm.

5. Ausschlag $h_1 = h \cdot \frac{L}{l} = 90 \cdot \frac{1000}{180} = \mathbf{500}$ mm.

781. Kraftübertragung durch Hebel. 1. Hauptgleichung:

Moment nach links = Moment nach rechts, also *40g*

Zugkraft $Z = p \cdot \frac{L}{l} = 90 \cdot \frac{85}{38} = \mathbf{200}$ kg.

2. Last $Q = Z \cdot \frac{L_1}{l_1} = 200 \cdot \frac{46}{22} = \mathbf{420}$ kg.

3. Übersetzungsverhältnis $i = \frac{L}{l} \cdot \frac{L_1}{l_1} = \frac{85}{38} \cdot \frac{46}{22} \sim \mathbf{4{,}7}$.

Es ist auch $Q = i \cdot p = 4{,}7 \cdot 90 = \mathbf{420}$ kg.

782. — Beschleunigung $\varphi = \frac{1{,}4}{3} = \mathbf{0{,}47}$ Mtr/Sek² . . . . . . *8e* *(1)*

Es muss sein: ***Kraft = φ · Masse*** *10c*

Da nun hier Beschleunigungskraft $= (p \cdot i) - Q$ . . . . *10d* *(4)*
so erhalten wir die Gleichung:

$$(p \cdot i) - Q = \varphi \cdot \frac{Q}{g} \text{ und hieraus:}$$

$$Q = \frac{p \cdot i \cdot g}{\varphi + g} = \frac{90 \cdot 4{,}7 \cdot 9{,}81}{0{,}47 + 9{,}81} = \mathbf{400} \text{ kg.}$$

783. Kreuzhebel.

1. Moment $p \cdot l = Q_1 \cdot l_1 + Q_2 \cdot l_2 = 600 \cdot 30 + 900 \cdot 30$
$= \mathbf{45000}$ kgcm . . . . *94c* *(1)*

woraus $p = \frac{45000}{90} = \mathbf{500}$ kg.

2. grösstes Biegungsmom. $M_b = 500 \cdot 90 = \mathbf{45000}$ kgcm,
3. für $p = 500$ kg ergibt sich $d_1 = \mathbf{32}$ mm . . . . .
„ $p = 600$ „ „ „ $d_2 = \mathbf{35}$ „ *95b*
„ $p = 900$ „ „ „ $d_3 = \mathbf{42}$ „ . . . . . *(I 5)*
4. Wellendurchmesser $d = 50$ mm . . . .

Lösungen zu Aufg. 785—791.

785. ***Kolbendruck*** ist der Druck in kg, welcher durch die Spannung im Zylinderraum auf die Kolbenfläche erzeugt wird.

Hauptgleichung:

Kolbendruck in kg = Querschnittsfläche in qcm × Spannung in Atm.

786. ***Wirksame Kolbenfläche*** ist die Querschnittsfläche des Kolbens abzügl. Querschnitt der Kolbenstange, Maasseinheit: qcm.

787. ***Kolbendruck.***

1. Kolbenfläche $= \frac{\pi}{4} 52^2 = \mathbf{2124}$ qcm . . . . (*Math. Tab.*)
2. Last in kg = Kolbendruck in kg, folglich:

   Last $Q = 2124 \cdot 1{,}8 = \mathbf{3823}$ kg.

788. — 1. Kolbenfläche $= \frac{\pi}{4} 40^2 = \mathbf{1526}$ qcm . . . . (*Math. Tab.*)

2. Dampfdruck in Atm. $= \frac{\text{Last } Q \text{ in kg}}{\text{Kolbenfläche in qcm}}$, also:

   Dampfdruck $p = \frac{800}{1256} = \mathbf{0{,}64}$ Atm. Überdruck.

   (Absolute Dampfspannung = 1,64 Atm.)

789. ***Arbeit.***

Arbeit in mkg = Last in kg × Weg in Mtr. . . . § 11a (1)

also Arbeit $A = Q \cdot h = 800 \cdot 0{,}34 \sim \mathbf{270}$ mkg,

(oder $A = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \cdot h = 270$ mkg).

790. ***Leistung.***

Leistung in PS $= \frac{\text{Last in kg} \times \text{Geschw. in Mtr/Sek}}{75}$ . . . . (4)

also Leistung $N = \frac{800 \cdot 1{,}5}{75} = \mathbf{16}$ PS.

791. ***Kolben in Verbindung mit Kurbeltrieb.***

1. Wirksamer Zylinderquerschn. $F = \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 = \mathbf{1080}$qcm
2. Druck auf den Kolben $P = F \cdot p = 1080 \cdot 4{,}4 = \mathbf{4750}$ kg.
3. Während einer Umdrehung der Kurbel macht der Kolben einen Doppelhub, also den Weg $2 \cdot H$, demnach:

   Arbeit $= P \cdot 2\,H = 4750 \cdot 2 \cdot 0{,}6 = \mathbf{5700}$ mkg.

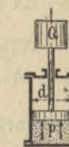
   (Kolbenhub H muss in Mtr. eingesetzt werden.)

Aufgaben zu § 96 – 100.

785 **Kolbendruck.** Was versteht man unter Kolbendruck und wie lautet die Hauptgleichung?

786. **Wirksame Kolbenfläche.** Was versteht man unter diesem Ausdruck und in welcher Maasseinheit wird derselbe ausgedrückt?

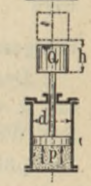
787. **Kolbendruck.** Auf der Kolbenstange eines stehenden Dampfzylinders sei das Gewicht Q angebracht. Es sei Dampfdruck $p = 1{,}8$ Atm. Überdruck, Zylinderdurchmesser $d = 52$ cm.



Bestimme:

1. die wirksame Kolbenfläche in qcm.
2. Welche Last Q kann gehoben werden?

„ *a* — *Es sei* $p = 3{,}6$ (   ) *Atm.*, $d = 26$ (   ) *cm.*



788. — Gegeben: Zylinderdurchm. $d = 40$ cm, zu hebende Last $Q = 800$ kg.

Bestimme:

1. Kolbenfläche in qcm.
2. Wie gross muss der Dampfdruck p sein?

„ *a* — *Es sei* $d = 80$ (   ) *cm*, $Q = 1600$ (   ) *kg.*

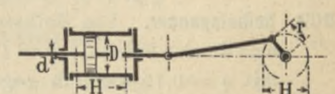
789. **Arbeit.** Die Last $Q = 800$ kg (Aufg. 788) werde durch den Kolbendruck um die Strecke $h = 34$ cm gehoben. Welche Arbeit in mkg hat der Kolben dann verrichtet?

„ *a* — *Es sei* $h = 68$ (   ) *cm.*

790. **Leistung.** Das Gewicht $Q = 800$ kg (Aufg. 788) bewegt sich mit der Geschwindigkeit $C = 1{,}5$ Mtr/Sek vorwärts. Berechne die Leistung des Kolbens in Pferdestärken.

„ *a* — *Es sei* $C = 3$ (   ) *Mtr/Sek.*

791. **Kolben in Verbindung mit Kurbeltrieb.** Es sei: Zylinderdurchm. $D = 38$ cm, Hub $H = 60$ cm, Kolbenstangendurchm. $d = 8$ cm, Spannung $p = 4{,}4$ Atm. Bestimme:



1. den wirksamen Kolbenquerschnitt des Zylinders in qcm,
2. den Kolbendruck in kg,
3. die Arbeit des Kolbens bei einer Umdrehung der Welle in mkg.

Aufgaben zu § 96—100.

795. Leistung des Kolbens. Der Kurbeltrieb der vorigen Aufgabe ($H = 0{,}6$ Mtr., $P = 4750$ kg) mache $n = 100$ Umdrehungen in der Minute. Berechne:

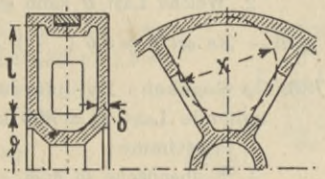
1. die Arbeit des Kolbens in der Minute in mkg,
2. die Leistung des Kolbens in Pferdestärken

„ a — Es sei $n = 90$ (   ).

796. — Wie können wir die Aufgabe 795 noch lösen, wenn wir den Ausdruck Kolbengeschwindigkeit einführen?

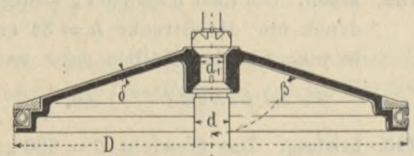
797. Hauptarten. Welche Hauptarten von Kolben unterscheiden wir?

798. Hohlgusskolben aus Grauguss. Der eingezeichnete Kreis hat $x = 32$ cm Durchmesser. Die Wandstärke $\delta = 2{,}5$ cm. Dampfdruck $p = 7$ Atm. Berechne die Beanspruchung.



799. — Der Kolben der vorigen Aufgabe sei ohne Rippen ausgeführt. Es sei $l = x = 35$ cm. Berechne die Wandstärke δ.

800. Haubenkolben aus Stahlguss. Es sei $D = 120$ cm, $\beta = 72^0$, $\delta = 6{,}2$ cm, $p = 8$ Atm. Berechne die Beanspruchung.

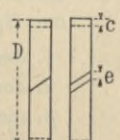


801. — Bestimme die Wandstärke des Haubenkolbens aus Stahlguss für $\delta = 60^0$, $D = 100$ cm und 200 cm, $p = 2$ u. 10 Atm.

802. Selbstspanner. Ein Selbstspanner für $D = 40$ cm Durchmesser, $h = 4$ cm Breite, $c = 1{,}3$ cm Wandstärke soll im Betrieb mit $q = 0{,}15$ kg/qcm gegen die Zylinderwand drücken.

Berechne:

1. die Beanspruchung beim Überstreifen,
2. „ „ „ Betriebszustand,
3. „ Länge des Ausschnittes.
4. Ist das zulässig?



Lösungen zu Aufg. 795—802.

795. Leistung des Kolbens.

1. In der Minute

$$A = P \cdot 2\,H \cdot n = 4750 \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 110 = \mathbf{625000} \text{ mkg},$$

2. das ergibt **Leistung** $= \frac{625000}{60 \cdot 75} = \mathbf{140}$ PS.

796. — Wir rechnen:

mittl. Kolbengeschw. $C = \frac{2 \cdot r \cdot n}{30} = \frac{2 \cdot 0{,}3 \cdot 110}{30} = \mathbf{2{,}2}$ Mtr/Sek   *88b* *(1)*

dann ist:

$$\text{Leistung} = \frac{1}{75} P \cdot C = \frac{1}{75} \cdot 4750 \cdot 2{,}2 = \mathbf{140} \text{ PS}.$$

797. Hauptarten. Man unterscheidet hauptsächlich:

Tauchkolben, Scheibenkolben, durchbrochene Kolben.

798. Hohlgusskolben. §

Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{32^2}{4} \cdot \frac{7}{2{,}5} = \mathbf{285}$ kg/qcm . . . . *98e* *(1)*

zulässig für Grauguss bis 300 kg/qcm . . . . . . *98e* *(2)*

799. — Für $k_b = 250$ kg/qcm wird:

Wandstärke $\delta = \sqrt{\frac{l^2}{2} \cdot \frac{p}{\sigma_b}} = \sqrt{\frac{35^2}{2} \cdot \frac{7}{250}} = \mathbf{4{,}2}$ cm . . . *(4)*

800. Haubenkolben aus Stahlguss.

Angenähert ist:

$\sigma_b = \frac{D^2}{2} \cdot \frac{p}{\left(\frac{90}{\beta} \cdot \delta\right)^2} = \frac{120^2}{2} \cdot \frac{8}{\left(\frac{90}{72} \cdot 6{,}2\right)^2} = \mathbf{960}$ kg/qcm   *98g* *(9)*

zulässig für Stahlguss $k_b = 1000$ kg/qcm.

801. — Für diesen Haubenkolben wird nach 98 g:

$D = \mathbf{100}$ cm.

Für $p = 2$ Atm. $\delta = 1{,}9$ cm; $p = 10$ Atm. $\delta = \mathbf{4{,}3}$ cm.

$D = \mathbf{200}$ cm.

Für $p = 2$ Atm. $\delta = 3{,}7$ cm; $p = 10$ Atm. $\delta = \mathbf{8{,}5}$ cm.

802. Selbstspanner.

1. Beanspr. b. Überstreifen

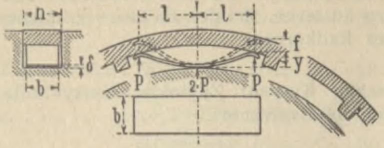
$\sigma_{ba} = 1280000 \left(\frac{1{,}3}{40}\right)^2 = \mathbf{1360}$ kg/qcm . . . . *99a* *(1)*

2. Beanspr. im Betrieb $\sigma_{bi} = 3 \cdot 0{,}15 \cdot \left(\frac{40}{1{,}3}\right)^2 = \mathbf{425}$ kg/qcm . *(2)*
3. Ausschnitt der Ringe $e = 2{,}4 \cdot \frac{40^2}{1{,}3} \cdot \frac{425}{800000} = \mathbf{1{,}57}$ cm . . . *(3)*
4. *zulässig $k_{ba} = 1200$ kg/qcm, $k_{bi} = 1000$ kg/qcm* . . . *(4)*

Der Ring wird beim Überstreifen zu stark beansprucht, wir müssen Stärke c kleiner wählen.

Aufgaben *mit Lösungen* zu § 99 d.

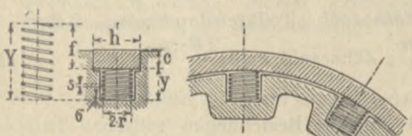
805. Blattfeder für Dampfkolben. Zyl.-Durchm. $D = 60$ cm.



Zur Berechnung wählen wir: §

1. *Ringbreite* $h = 6$ *cm* 99d (T 11)
2. *Anzahl d. Federn* $i \sim {}^1/_{10} \cdot 60 = 6$. (16)
3. *Für* $q = 0{,}20$ *kg/qcm ergibt sich dann* . . . . . . (7)
   Federdruck $P = \frac{60 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 0{,}20}{2 \cdot 6} \sim 19$ *kg* . . . . (14)
4. *Länge der Feder* $l = \frac{60 \cdot \pi}{4 \cdot 6} = 7{,}5$ *cm* . . . . . . (17)
5. *Federbreite* $b \sim 0{,}9 \cdot 6 = 5{,}4$ *cm* . . . . (15)
6. *Für* $k_b = 5000$ *kg/qcm und* $E = 2200000$ *ergibt sich dann:*
   Federdicke $\delta = 0{,}036 \cdot \sqrt{\frac{19 \cdot 7{,}5}{5{,}4}} = 0{,}18$ *cm* . . . (18)
7. *Entsprechend* $k_b = 5000$ *kg/qcm ergibt sich:*
   Einsenkung $f = \frac{7{,}5^2}{660 \cdot 0{,}18} = 0{,}46$ *cm* . . . . . (19)
8. *Im ungespannten Zustand muss also die Bauhöhe um* f *grösser sein, folglich (wenn* $y = 3$ *cm):*
   Bauhöhe $Y = y + f = 3 + 0{,}46 = 3{,}46$ *cm* . . . . (20)

806. Spiralfedern für Dampfkolben. Zyl.-Durchm. $D = 60$ cm.



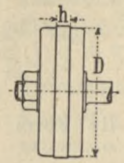
1. *Federradius* $r = 1{,}8$ *cm* .
2. *Bauhöhe (gespannt)* $y = 3{,}8$ *cm* . 99d (T 11)
3. *Ringbreite* $h = 6$ *cm* . .

Die Gleich. 7—13 in § 99 c ergeben dann:

4. *Anzahl der Federn* $i = {}^1/_5 \cdot 60 = 12$.
5. *Druck der Ringe gegen die Zylinderwand*
   $q = 0{,}20$ *kg/qcm* . . . . (7)
6. *Federdruck* $P = \frac{60 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 0{,}20}{12} \sim 19$ *kg* . . . . (8)
7. *Drahtstärke* $s \sim 0{,}1 \cdot \sqrt[3]{P \cdot r} = 0{,}1 \cdot \sqrt[3]{19 \cdot 1{,}8} = 0{,}32$ *cm* . (9)
8. *Für gespannte Feder* $\sigma = 0{,}5\,s = 0{,}5 \cdot 0{,}32 = 0{,}16$ *cm* . (10)
9. *Anzahl der Windungen* $z = \frac{3{,}8}{1{,}5 \cdot 0{,}32} \sim 8$ . . . . . . (11)
10. *Einbiegung* $f = \frac{1{,}8^2 \cdot 8}{13{,}8 \cdot 0{,}32} = 6$ *cm* . . . . (12)
11. *Bauhöhe (ungespannt)* $Y = 3{,}8 + 6 = 9{,}8$ *cm* . . . . (13)

Aufgaben *mit Lösungen* zu § 99 d.

807. Dampfkolbenreibung.



Zylinderdurchmesser $D = 60$ cm,
Hub $= 110$ cm,
$n = 90$ Umdrehungen i. d. Min.

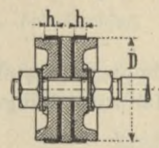
99c

1. *Ringfläche* $f = 60 \cdot \pi \cdot 6 = 1130$ *qcm* . . . . (21)
2. *Für Dampfkolben kann man setzen:*
   Flächendruck $q = 0{,}20$ *kg/qcm* . . . . . (23)
3. *Druck gegen die Zylinderwand:*
   $P_r = 1130 \cdot 0{,}20 \sim 230$ *kg* . . . . . (22)
4. *Reibungskoeffizient (eingelaufen)* $\mu = 0{,}07$ . . . . (29)
5. *Kolbenreibung* $= 230 \cdot 0{,}07 = 16$ *kg* . . . . (27)
6. *mittl. Kolbengeschw.* $C = \frac{2 \cdot 1{,}1 \cdot 90}{60} = 3{,}3$ *Mtr/Sek*
7. ***Reibungsarbeit*** $= 230 \cdot 0{,}07 \cdot 3{,}3 = \mathbf{53}$ *mkg/Sek* . (28)

Das ist ungefähr ${}^1/_5\,\%$ *der Arbeit des Kolbens.*

„ *a. Es sei* $D = 130$ ( ) *cm*, $H = 180$ ( ) *cm*, $n = 70$ ( ).

808. Reibung der Presskolben mit Lederstulp.



Kolbendurchmesser $D = 20$ cm,
Pressung $p = 200$ Atm. Überdruck,
Dichtungsbreite $h = 3$ cm.

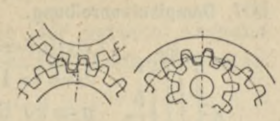
99c

1. *Flächendruck* $q \sim {}^1/_3 \cdot 200 \sim 67$ *kg/qcm* . . . . . (26)
2. *Stulpfläche* $f = 20 \cdot \pi \cdot 3 = 188$ *qcm* . . . . (20)
3. *Druck gegen die Zylinderwand:*
   $P_r = 188 \cdot 67 = \mathbf{12600}$ *kg* . . . . . (22)
4. *Reibungskoeffizient (eingelaufen)* $\mu = 0{,}15$ . . . . (31)
5. *Reibung* $= 12600 \cdot 0{,}15 = \mathbf{1890}$ *kg* . . . . . (27)
6. *Kolbendruck* $P = \frac{\pi}{4} 20^2 \cdot 200 = 63000$ *kg,*
   demnach:
   Kolbenreibung $= \frac{1890 \cdot 100}{63000} = \mathbf{3}\,\%$ *vom Kolbendr.*

„ *a. Es sei* $D = 10$ ( ) *cm*, $p = 400$ ( ) *Atm.*, $h = 4$ ( ) *cm.*

Aufgaben zu § 102—103a.

810. Aussenverzahnung, Innenverzahnung, welcher Unterschied besteht zwischen diesen beiden?



811. Zahnkurven. Welche Art Kurven finden für die Form der Zähne besonders Anwendung?

812. Verzahnungsarten. Nenne die hauptsächlich vorkommenden Verzahnungsarten?

813. Zahnform. Wie ist die allgemeine Form der Zähne der verschiedenen Zahnungsmethoden und welche charakteristischen Unterschiede zeigen dieselben? (Man kann an der Zeichnung oder an den Zähnen eines vorhandenen Rades meist die Art der Verzahnung erkennen.)

814. Zykloidenverzahnung. Welche Art Kurve hat die Kopfflanke des Zahnes und welche die Fussflanke des Zahnes?

815. — Zu einem **vorhandenen Zahnrad** ist die Zahnform eines zugehörigen Rades zu bestimmen.

816. Teilkreis, Teilung und Zähnezahl. Welche Bezeichnungen bestehen unter diesen drei Grössen und wie lauten die Hauptgleichungen?

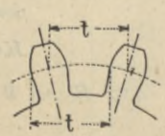
817. Modul. Was versteht man unter Modul und wie lauten seine Beziehungen (die Gleichungen) zur Zähnezahl und zum Teilkreisdurchmesser?

818. Zahlenbeispiel. Es sei Zähnezahl = 38, Modul = 13. Bestimme den Teilkreisdurchmesser.

„ a — Es sei Teilung = 36,5 (   ) mm, bestimme Modul.

„ b — Es sei Modul = 17 1/2 (   ), bestimme Teilung.

819. Teilung. Welche Grösse bezeichnet man mit Teilung?



820. Teilung. In welcher Maasseinheit wird die Teilung ausgedrückt?

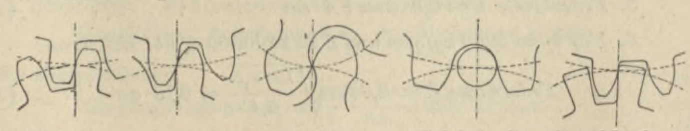
Lösungen zu Aufg. 810—820.

810. Aussenverzahnung, Innenverzahnung. Bei der Aussenverzahnung sitzen die Zähne am äusseren, bei der Innenverzahnung am inneren Umfange des Radkörpers . . . . § *102a*

811. Zahnkurven. Die zyklischen Kurven: Zykloide, Epizykloide, Hypozykloide, ausserdem die Evolvente *102b*

812. Verzahnungsarten. Zykloiden-, Evolventen-, Punkt-, Triebstock-, Gemischte- und Geradflankenverzahnung *102a*

813. Zahnform. Die charakteristischen Unterschiede zeigen nachstehende Figuren:



Zykloide   Evolvente   Punkt   Triebstock   Geradflanken.

814. Zykloidenverzahnung. Bei aussen verzahnten Rädern: Kopfflanke: Epizykloide, Fussflanke: Hypozykloide, bei innen verzahnten Rädern: Kopfflanke: Hypozykloide, Fussflanke: Epizykloide.

815. Die Zahnform wird bestimmt nach *102n*

816. Teilkreis, Teilung und Zähnezahl. Teilkreisdurchmesser $2R = \frac{z \cdot t}{\pi}$, Teilung $t = \frac{2R \cdot \pi}{z}$, Zähnezahl $z = \frac{2R \cdot \pi}{t}$ *103a* (2-3)

817. Modul. Der Modul soll einfache Beziehungen zwischen Teilkreis und Zähnezahl herbeiführen.

Es ist $\text{Modul} = \frac{\text{Teilung in mm}}{\pi}$ *103a*

so dass Teilkreisdurchmesser $2R = z \cdot \text{Modul in mm}$ . . . *103a* (2)

und Zähnezahl $z = \frac{\text{Teilkreisdurchm. in mm}}{\text{Modul}}$ *103a* (3)

818. Zahlenbeispiel. Teilkreisdurchmesser $= 38 \cdot 13 = 494$ mm . „

819. Teilung. Die Entfernung von Mitte bis Mitte Zahnrad oder von Aussenkante bis Aussenkante Zahn im Teilkreis gemessen *102a*

820. Teilung. Auf Festigkeitsrechnen wird t in cm, bei sonstigen Rechnungen vielfach in mm, so z. B. ist:

Teilung in **mm** = Modul $\times$ 3,14 . . . . . *103a* (1)

Lösungen zu Aufg. 825—829.

825. ***Zahnbreite.*** Die Breite b wird auf die Teilung t bezogen und beträgt je nach Art der Räder $b = 2{,}5\,t$ bis $25\,t$ . . . . § *106* *(1-4)*

826. ***Zahnabmess.*** Kopfhöhe $o = 0{,}3 \cdot 90 = 27$ mm . . . . . *103b* *(T 1)*

Fusshöhe $u = 0{,}4 \cdot 90 = 36$ mm . . . . . „

Zahnstärke $a = {}^{19}/_{40} \cdot 90 = 42{,}75$ mm . . . „

827. ***Satzräder.*** Ist die Verzahnungsart so gewählt, dass alle Räder von gleicher Teilung miteinander arbeiten können, so nennt man dieselben Satzräder. Evolventenverzahnung gibt stets Satzräder *106*

828. ***Zahndruck.*** Der Zahndruck ist die Umfangskraft im Teilkreis in kg *106b*

829. ***Übersetzungsverhältnis*** ist das Verhältnis der Tourenzahl des treibenden Rades zu derjenigen des getriebenen Rades. Bei Übersetzung ins Langsame ist i eine ganze Zahl, ins Schnelle ist i ein Bruch.

830. ***Krafträder*** sind Zahnräder für sehr geringe Tourenzahl oder nur kurze Zeit in Betrieb, z. B. bei Winden, Kranen, Aufzügen *106*

831. ***Arbeitsräder*** sind ununterbrochen im Betrieb, z. B. Transmissionen u. dergl. Ausser Festigkeit ist Abnützung und Wärmeerzeugung zu berücksichtigen *106*

Krafträder. Lösungen zu Aufg. 832—836.

832. ***Zähnezahl*** nicht unter 13. Ausnahmefälle vergl. 102 g . . *107* *(14)*

833. ***Übersetzungsverhältnis*** bis 1 : 10 . . . . *107* *(15)*

834. ***Zahnbreite.*** Man setzt als Kraftrad:

Zahnbreite $2{,}5 \times 4{,}5 \sim 11$ cm . . . . . . *107* *(16)*

835. ***Teilung.*** Nötige Teilung (als Kraftrad):

1. für Grauguss $t = 0{,}16\sqrt{670} \sim 4{,}2$ cm . . . . . *107* *(19)*

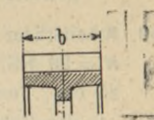
2. für Stahlguss $t = 0{,}11\sqrt{670} \sim 3$ cm . . . . . . *107* *(22)*

836. ***Teilung.*** Wir benutzen die Tabelle in 109 und finden dort:

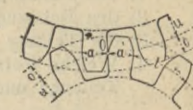
$\left.\begin{array}{l}\text{Nötiger Modul für Grauguss} = 13\\ \text{und für Stahlguss Modul} = 9\end{array}\right\}$ . . . . . . *109* *(T 2)*

Aufgaben zu § 103 a—106 b.

825. Zahnbreite. Welche Breite b erhalten die Zahnräder?



826. Zahnabmessungen. Bestimme Kopfhöhe, Fusshöhe und Zahnstärke für ein unbearbeitetes Rad mit 90 mm Teilung.



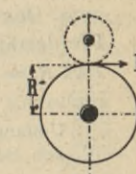
„ *a — Es sei Teilung = 30 (   ) mm.*

827. Satzräder. Was versteht man unter Satzräder? Welche Verzahnungsmethode ergibt Satzräder?

„ *a Können Räder mit Zykloidenverzahnung als Satzräder arbeiten?*

828. Zahndruck. Was versteht man darunter?

829. Übersetzungsverhältnis. Was versteht man darunter?



„ *a — Das treibende Rad mache $n_1 = 58$ (   ) Umdrehungen, das getriebene $n_2 = 16$ (   ). Bestimme die Übersetzung.*

830. Krafträder. Was versteht man unter Krafträder?

831. Arbeitsräder. Welche Räder bezeichnet man mit Arbeitsräder?

„ *a — Sind die Zahnräder eines Pumpenvorgeleges Arbeitsräder oder sind das Krafträder?*

Krafträder. Aufgaben zu § 107.

832. Zähnezahl. Wie gross soll dieselbe mindestens sein für das kleine Rad?

833. Übersetzungsverhältnis. Wie weit kann man hierbei gehen?

834. Zahnbreite. Welches Zahnbreiteverhältnis gibt man einem Kraftrad von 4,5 cm Teilung?

„ *a — Es sei Teilung = 9 (   ) cm.*

835. Teilung für Krafträder. Zahnrad soll eine Umfangskraft von $P = 670$ kg übertragen. Wie gross ist die Teilung zu nehmen?

1. für Grauguss, 2. für Stahlguss.

„ *a — Es sei $P = 1340$ (   ) kg.*

836. Teilung. Wie löst man Aufg. 835 noch schneller?

Arbeitsräder. Aufgaben zu § 108—110b.

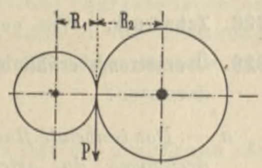
840. Arbeitsräder aus Stahlguss, Zähne unbearbeitet. Gegeben: $N = 90$ PS, $n_1 = 110$, vorläufiger Radius des Getriebes $R_1 = 25$ cm; bestimme:

1. den Zahndruck P in kg,
2. den Belastungskoeffizienten k,
3. die Teilung in cm.
4. Welche Formel ist anzuwenden, wenn ein Modul (und nicht die Teilung) unmittelbar ausgerechnet wird?

841. Arbeitsräder. Es sei für Grauguss $N = 45$ PS, $z_1 = 23$, $n_1 = 85$; bestimme schnell den nötigen Modul.

„ *a — Es sei $N = 180$ ( ) PS, $n_1 = 220$ ( ), $R_1 = 50$ ( ) cm.*

842. Gefrästes Arbeitsräderpaar aus Stahlguss. Gegeben sei: die zu übertragen-Pferdestärken $N = 85$ PS, kleines Rad $R_1 = 25$ cm, $n_1 = 115$. Zur Berechnung der Teilung bestimme:

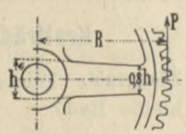


1. Umfangsgeschw. im Teilkreis Mtr/Sek,
2. den Belastungskoeffizienten k,
3. den Wert $\frac{U \cdot k}{N}$, 4. Nötiger Modul.

„ *a — Es sei $N = 130$ ( ) PS, $R_1 = 15$ ( ) cm, $n_1 = 180$ ( ).*

Radkörper. Aufgaben zu § 110—111.

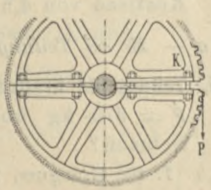
843. Radarme. Fs sei Zahndruck $P = 7900$ kg, Teilkreisradius $R = 140$ cm; bestimme:



1. die Anzahl der Arme,
2. zul. Beanspr. der Arme (bei Grauguss),
3. die Armhöhe h an der Nabe in cm.

„ *a — Es sei $P = 15000$ ( ) kg, $R = 195$ ( ) cm.*

844. Kranzverbindung. Das obige Rad ($P = 7900$ kg, $R = 140$ cm) soll aus zwei Teilen hergestellt werden und am Kranz 4 Schrauben K Verwendung finden. Bestimme:



1. Belastung jeder Schraube in kg,
2. Schraubendurchm., 3. Kernquerschn.,
4. die Beanspr. d. Schrauben in kg/qcm.

„ *a Es sei $P = 1500$ ( ) kg, $R = 195$ ( ) cm.*

Arbeitsräder. Lösungen zu Aufg. 840—842.

840. Arbeitsräder aus Stahlguss. §

1. Zahndruck $P = 716{,}2 \cdot \frac{90}{0{,}25 \cdot 110} = 2344$ kg *106b* (5)
2. Für Stahlguss Belastungskoeffizient $k = 15$ *109* (T1)
3. Nötige Teilung $t = 0{,}7\sqrt{2344 : 15} = 8{,}75$ cm *108a* (34)
4. Nötiger Modul $= 2{,}2\sqrt{2344 : 15} = 27{,}5$ *108a* (35)

Je nachdem nun mit Teilung oder Modul in der betr. Fabrik gerechnet wird, rundet man die Werte ab, $t = 9$ cm oder Modul = 28.

R berechnet sich nun genauer nach *103a*

841. Arbeitsräder. Für Grauguss $n_1 = 85$ ist $k = 12$ . . . . . *109* (T 1)

der Wert $\frac{85 \cdot 23 \cdot 12}{45} = 521$ . . . . . . -

hierfür Modul = 24 . . . . *109* (T 2)

942. Gefrästes Arbeitsräderpaar aus Stahlguss.

1. Umfangsgeschw. $U = \frac{2 \cdot 0{,}25 \cdot \pi \cdot 115}{60} = 3{,}1$ Mtr/Sek . . . *108c* (46)
2. Belastungskoeffizient $k = 24$ *109* (T1)
3. Wert $\frac{U \cdot k}{N} = \frac{3{,}1 \cdot 24}{85} = 0{,}88$ . . . . „
4. Nötiger Modul = 22 oder Teilung = $22 \cdot 3{,}14 = 69$ mm . *109* (T 2)

Radkörper. Lösungen zu Aufg. 843—844.

843. Radarme. 1. Anzahl der Arme $i = {}^1/_7\sqrt{2800} = 7{,}56$ . . . *110b* (2)

wofür 8 Arme gewählt werden.

2. Zul. Beanspruchung für Grauguss = 250 . . . . . . *110b* (T 1)
3. Armhöhe $h = \sqrt[3]{45 \cdot \frac{7900 \cdot 140}{8 \cdot 250}} \sim 29$ cm . . . . „

Stegstärke $^1/_5 \cdot 29 = 6$ cm . . . . „

844. Kranzverbindung.

1. Belastung jeder Schraube $= \frac{7900}{4} \sim 2000$ kg.
2. Für 2000 kg Belastung Schraubendurchm. = 32 mm . . *43b* (T 2)
3. Kernquerschnitt 5,76 qcm . . . . „
4. Beanspruchung

$$\sigma_z = \frac{{}^4/_3 \cdot P}{\text{Kernquerschnitt}} = \frac{{}^4/_3 \cdot 2000}{5{,}76} = 462 \text{ kg/qcm} \quad . . . . \quad 43e \ (10)$$

Lösungen zu Aufg. 846—851.

846. ***Schrumpfring am Kranz.***

1. Da P_s noch nicht bekannt, setzen wir als Zugkraft vorläufig P ein.
2. Bei Anordnung von 2 Ringen handelt es sich um 4 Querschnitte. §
3. Zulässig ist für rohe Räder $k_z = 700$ kg/qcm 111d (4)
4. Nötiger Ringquerschnitt $a \cdot b = \frac{1{,}2 \cdot 7900}{4 \cdot 700} = 3{,}4$ qcm . . 111d (3)

   Das ergibt bei quadratischem Querschnitt $a = 1{,}9$ cm.
5. Durchmesser des Hornes $d = 4{,}5 \sqrt{3{,}4} = 8{,}5$ cm . . . 111d (5)

847. ***Stirnräderpaar mit schrägen Zähnen.***

1. Umfangsgeschw. $U = \frac{2 \cdot 0{,}15 \cdot \pi \cdot 120}{60} = 1{,}88$ Mtr/Sek . . . 109 (T 1)
2. Für $U = 1{,}88$ Mtr/Sek und Graugussräder ergibt sich: Belastungskoeffizient $k \sim 24$ . . . . „
3. Nach 109, Tab. 1, unter C. wird $\frac{U \cdot k}{N} = \frac{1{,}88 \cdot 24}{15} = 3$ . . „

   ergibt: Modul $= 11$, also $Nt = 11 \cdot \pi \sim 34{,}5$ mm . . . 109 (T 2)
4. Wir wählen vorläufig Winkel $\alpha = 10^0$ 112a (2)
5. Stirnteilung $St = \frac{34{,}5}{\cos 10^0} = 35$ mm 112a (4)
6. Zähnezahl $z_1 = \frac{2 \cdot 150 \cdot \pi}{35} = 26{,}9$ 112a (5)

   wofür (mit Rücksicht auf den verhältnismässig klein angenommenen Winkel α) $z_1 = 26$ gewählt sei.
7. Wirkl. Stirnteilung $St = \frac{2 \cdot 150 \cdot \pi}{26} = 36{,}2$ mm 112a (5)
8. demnach $\cos \alpha = \frac{34{,}5}{36{,}2} = 0{,}955$, hieraus $\alpha = 17^0\,10'$ . . 112a (4)
9. die Zahnabmessungen für $\alpha = 17^0\,10'$: Kopfhöhe $o = 0{,}28 \cdot 36{,}2 = 10{,}1$ mm, Fusshöhe $u = 0{,}375 \cdot 36{,}2 = 13{,}6$ mm, Zahnbreite $b = 4 \cdot 36{,}2 = 145$ mm . 113a (T 1) u. (6)
10. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 15}{1{,}88} = 600$ kg 106b (5)
11. Axialdruck $Q = 600 \cdot \mathrm{tg}\, 17^0\,10' = 185$ kg 112a (8)

848. ***Winkelzähne.*** Die Zähne sind widerstandsfähiger gegen Bruch als gerade Zähne, dagegen ist die Reibung infolge Schrägstellung der Zähne grösser 113a

849. ***Winkelzähne.*** Man wählt $\alpha = 26^0$ bis 35^0 . . . . . . 113a (2)

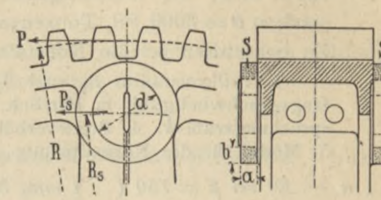
850. ***Winkelzähne.*** Die Neigung des Zahnes bis zum Radmittel . 113a

851. ***Winkelzähne.*** Normalteilung Nt wird senkrecht zur Zahnrichtung, Stirnteilung St wird an der Stirnfläche des Rades gemessen . „

Aufgaben zu § 111—113a.

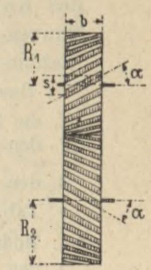
846. Schrumpfring am Kranz. Zahndruck $P = 7900$ kg, $R = 140$ cm. Verbindung mittelst Schrumpfring. Bestimme:

1. Die Kraft P_s, welche den Ring zerreissen will, in kg, 2. die Anzahl Ringquerschnitte, welche in Betracht kommen, in qcm, 3. die zul. Beanspruchung in kg/qcm, 4. der nötige Ringquerschnitt in qcm, 5. den Durchm. des Hornes in cm.



„ *a* *Es sei $P = 1000$ ( ) kg, $R = 180$ ( ) cm.*

847. Stirnräderpaar mit schrägen Zähnen. (Arbeitsrad mit gefrästen Zähnen aus Grauguss.) Gegeben sei: Zu übertragende Pferdestärken $N = 15$ PS, Teilkreisradius $R_1 = 15$ cm, $n_1 = 120$, Zu berechnen ist:

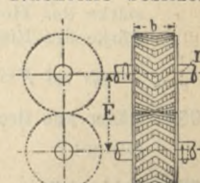


1. Umfangsgeschw. im Teilkreis in Mtr/Sek,
2. Zulässiger Belastungskoeffizient k,
3. die Normalteilung Nt, also die Teilung senkrecht zur Zahnrichtung,
4. den vorläufigen Neigungswinkel α des Zahnes gegen die Achsrichtung,
5. die vorläufige Stirnteilung St in mm,
6. die Zähnezahl z_1 des treibenden Rades,
7. die wirkliche Stirnteilung St in mm,
8. den wirklichen Neigungswinkel α in Grad,
9. die Zahnabmessungen (Kopf- und Fusshöhe, Zahnbreite),
10. die Umfangskraft P in kg,
11. den Axialdruck Q in kg.

Soll dieser Axialdruck nicht auftreten, so sind Winkelzähne nach § 110 anzuordnen.

„ *a* — *Es sei $N = 30$ ( ) PS, $R_1 = 19$ ( ) cm, $n_1 = 180$ ( ).*

848. Winkelzähne. Welche Vorteile und welche Nachteile besitzen dieselben?



849. Winkelzähne. Wie gross wählt man den Neigungswinkel α?

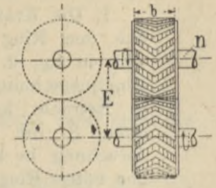
850. Winkelzähne. Was versteht man unter Sprung?

851. Winkelzähne. Was bezeichnet man mit Normalteilung Nt und was mit Stirnteilung St?

Aufgaben zu § 113a—117.

854. Kammräderpaar aus Stahlguss, gefräst für Panzerplattenwalzwerk. Es sei Walzenentfernung $E = 1500$ mm, zu übertragende Pferdestärken $N = 3000$ PS, Tourenzahl $n = 40$. Zu berechnen ist die Normalteilung:

1. Teilkreisradius R_1 und R_2, 2. Umfangsgeschwindigkeit in Mtr/Sek, 3. Beanspruchungszahl k, 4. Breiteverhältnis $b : Nt$, 5. Modul für die Normalteilung.



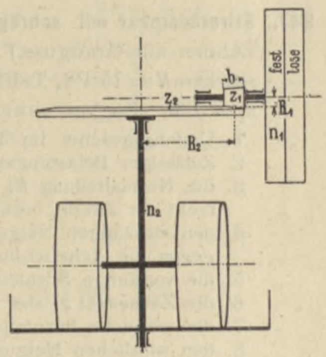
„ *a* — *Es sei* $E = 750$ ( ) *mm*, $N = 1500$ ( ) *PS*, $n = 150$ ( ).

855. Kegelräder. Welche Durchmesser und Umfangskraft sind für die Berechnung der Teilung massgebend?

856. Kegelräderpaar zum Antrieb eines Kollerganges. Kraftbedarf des Kollerganges $N = 28$ PS, Tourenzahlen $\left\{ \begin{array}{l} \text{Triebrad } n_1 = 97 \\ \text{Kollergang } n_2 = 14 \end{array} \right.$

Bestimme:

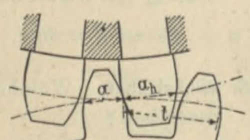
1. die Zähnezahl der Räder,
2. den Belastungskoeffizienten k,
3. den Wert $\frac{n_1 \cdot z_1 \cdot k}{N}$ (nach 109, Tab. 2),
4. **Modul** und Teilung,
5. den Teilkreisradius R_1 in mm,
6. den Teilkreisradius R_2 in mm,
7. die Breite der Zähne in mm.



„ *a* — *Es sei* $N = 14$ ( ) *PS*, $n_1 = 120$ ( ), $n_2 = 20$ ( ).

857. Holzzähne. Ein Räderpaar, Holz auf Grauguss, soll $P = 8900$ kg übertragen. Berechne:

1. die Teilung, 2. die Zahnstärke des Holzzahnes, 3. Zahnstärke des Eisenzahnes.



„ *a* — *Es sei* $P = 4500$ ( ) *kg*.

858. Räder aus Bronze. Wie wird die Teilung dieser Räder bestimmt?

859. Rohhauträder. 1. Zu welchem Zwecke finden Rohhauträder Verwendung? 2. Wie wird die Teilung berechnet?

Lösungen zu Aufg. 854—859.

854. Kammräderpaar. 1. Da die Tourenzahlen der beiden Walzen gleich sind, so ist $R_1 = R_2 = \frac{E}{2} = 750$ mm, demnach: §

2. Umfangsgeschw. $U = \frac{2 \cdot 0{,}75 \cdot \pi \cdot 40}{60} = 3{,}2$ Mtr/Sek . . . . *109 (T 2)*
3. Beanspruchungszahl $k = 44$ . . . . „
4. Verhältnis $b : Nt = 5$ *113a*
5. Modul für Normalteilung $= \sqrt{\frac{750 \cdot 3000}{3{,}2 \cdot 44 \cdot 5}} = 57$ . . . . . *113a (5)*
6. dann ist Normalteilung $Nt = 57 \cdot \pi = 180$ mm und Stirnteilung $St = \frac{180}{\cos 30^0} = \frac{180}{0{,}866} = \mathbf{208}$ mm . . . *113a (4)*

855. Kegelräder. Der m i t t l e r e Teilkreisradius der Zahnneigung und die entsprechende Umfangskraft kommt hier in Betracht.

856. Kegelräderpaar zum Antrieb eines Kollerganges.

1. Wir wählen die kleinste zulässige Zähnezahl $z_1 = 13$ . . *109*
2. Diese Räder sind als Arbeitsräder (ununterbrochener Betrieb) anzusehen und ergibt sich für Grauguss und $n = 97$ Belastungskoeffizient $k = 10$ . . . . *(T 1) 109 (T 1)*
3. Wert $\frac{n_1 \cdot z_1 \cdot k}{N} = \frac{97 \cdot 13 \cdot 10}{28} = 450$ . . . . „
4. Für diese Zahl ergibt Tab. 2: M o d u l $= 25$ . . . . *109* also Teilung $t = 25 \cdot \pi \sim 78{,}5$ mm. *(T 2)*
5. Teilkreisradius $R_1 = 0{,}5 \cdot 25 \cdot 13 = 162{,}5$ mm . . . . . *114 (6)*
6. Teilkreisradius $R_2 = 162{,}5 \cdot \frac{97}{14} = 1126$ mm . . . . . „
7. Zahnbreite $b = 3\,t = 3 \cdot 78{,}5 \sim 235$ mm . . . . . . *114 (4)*

Wir zeichnen nun das Getriebe auf und bestimmen den äusseren Teilkreisradius und die äussere Teilung *114*

857. Holzzähne.

1. Die Teilung wird berechnet wie bei Graugusszähnen, also Teilung $t = 0{,}16\sqrt{P} = 0{,}16\sqrt{8900} = 15{,}1$ cm . . *107 (19)*
   Benutzt man die Tabelle in 109, so erhalten wir für $P = 8900$ kg und Grauguss Modul ~ 48 . . . . *109 (T 2)*
   also Teilung $t = 48 \cdot \pi = 151$ mm . . . . . . *103a (1)*
2. Zahnstärke des Holzzahnes $a_h = 0{,}55 \cdot 15{,}1 = 8{,}3$ cm . *115a (2)*
3. Zahnstärke des Eisenzahnes $a = 0{,}4 \cdot 15{,}1 = 6$ cm . . . *115a (1)*

858. Räder aus Bronze. Berechn. der Teilung nach den Angaben in *109*

859. Rohhauträder. Anwendung: 1. besonders für sehr hohe Geschwindigkeit und zur Erzielung geräuschlosen Ganges . *117*

2. Für Teilung wird derselbe Belastungskoeffizient k genommen wie bei Grauguss

Lösungen zu Aufg. 865—868.

865. ***Lage der Achsen.*** Die Achsen kreuzen sich (in der Projektion) in einem beliebigen Winkel, meist ist $\beta = 90^0$ . . . . § 118

866. ***Anwendung der Schraubenräder.*** Im besondern als Antriebsräder der Steuerung von Ventildampfmaschinen und Gasmotoren, aber auch für die verschiedensten Zwecke 118

867. ***Schraubenräder für Regulatorantrieb einer Dampfmaschine, Übersetzung ins Schnelle.***

1. Um nicht zu grosse Räder zu erhalten, wählen wir Zähnezahl des kleinsten Rades $z_2 = 17$ 109 (T1)

dann wird $z_1 = 17 \cdot \frac{164}{68} = 41$ 118c (16)

z_1 und z_2 muss selbstredend stets eine ganze Zahl ergeben, hierauf hat man schon bei Wahl der Umdrehungen Rücksicht zu nehmen.

2. 75 mkg/Sek Arbeitsvermögen entsprechen

$N = 75 : 75 = 1$ PS.

3. Bei gegebener Tourenzahl ist massgebend 118c (22)

demnach für $n_1 = 68$ und Graugussräder $k = 13$ . . . 109 (T1)

4. Zur Bestimmung der Normalteilung rechnen wir

$$\frac{n_1 \cdot z_1 \cdot k}{N} = \frac{68 \cdot 41 \cdot 13}{1} = 36244$$ 109 (T1)

hierfür Modul = 6 . . . . 118c (T1)

also Normalteilung $Nt = 6 \cdot \pi = 18{,}85$ mm 118c

5. Da hier eine Übersetzung ins Schnelle stattfindet, so wählen wir $\alpha = 45^0$ . . . . (20)

6. Teilkreisradius $R_1 = 41 \cdot 6 \cdot \pi : 2\,\pi \cdot \cos 45^0 = 175$ mm . 118c (10)

7. „ $R_2 = 17 \cdot 6 \cdot \pi : 2\,\pi \cdot \cos 45^0 = 72$ „ . (13)

8. Achsenentfernung $E = 175 + 72 = \mathbf{247}$ mm.

868. ***Schraubenräderpaar für Regulatorantrieb. Übersetzung ins Schnelle.***

1. Ist R_1 gegeben, so wird

$\cos \alpha_1 = 41 \cdot 6\,\pi : 2\,\pi \cdot 180 = 0{,}683$ 118c (10)

und hieraus $\alpha_1 = 46^0 50'$,

demnach $\alpha_2 = 90 - 46^0 50' = 43^0 10'$ . . . . . . (7)

2. Radius des getriebenen Rades

$R_2 = 17 \cdot 6\pi : 2\,\pi \cdot \cos 43^0 10' = 70$ mm . . . . (13)

3. Achsenentfernung $E = 180 + 70 = 250$ mm.

Aufgaben zu § 118 a—c

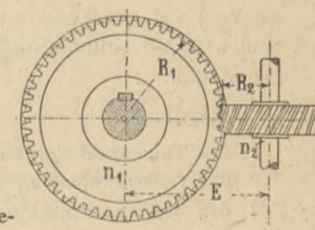
865. Lage der Achsen. Wie müssen die Achsen liegen, wenn Schraubenräder angewandt werden sollen?

866 Anwendung der Schraubenräder. Zu welchen Zwecken finden Schraubenräder besonders Verwendung?

867. Schraubenräderpaar für Regulatorantrieb einer Dampfmaschine, Übersetzung ins Schnelle.

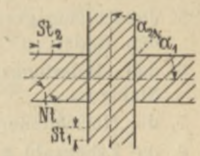
Gegeben sei:

Achswinkel $\beta = 90^0$, Umdrehungen $n_1 = 68$, $n_2 = 164$, Arbeitsvermögen = 75 mkg/Sek,



Bestimme:

1. die Zähnezahlen z_1 und z_2,
2. die zu übertragenden Pferdestärken,
3. den Belastungskoeffizienten k,
4. die Normalteilung Nt,
5. den Steigungswinkel α,
6. den Teilkreisradius R_1,
7. „ „ R_2,
8. die Achsenentfernung E.



„ *a — Es sei $n_1 = 84$ (   ), $n_2 = 176$ (   ), Arbeitsvermögen = 130 (   ) mkg/Sek.*

868. Schraubenräderpaar für Regulatorantrieb. Übersetzung ins Schnelle.

Ausser den in voriger Aufgabe angegebenen Werten sei noch Radius des treibenden Rades $R_1 = 180$ mm.

Bestimme:

1. die Winkel α_1 und α_2,
2. den Radius R_2,
3. die Achsenentfernung E.

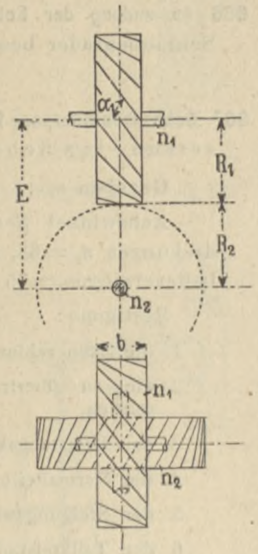
„ *a — Es sei R_1 210 (   ) mm.*

Aufgaben zu § 118 a—c.

871. Schraubenräder zum Antrieb der Steuerwelle eines 60 PS-Gasmotors (Viertakt).

Gegeben ist:

Achsenentfernung $E = 340$ mm, Tourenzahl der Triebwelle $n_1 = 170$ i. d. Min., Übersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n_2} = 2$, der Kraftbedarf der Steuerwelle (also zu übertragende Pferdestärken) sei geschätzt zu **6** PS. Die beiden Räder sollen annähernd gleich gross sein.



Bestimme:

1. Die Tourenzahl des Rades R_2,
2. die Teilkreisradien R_1 und R_2,
3. den Steigungswinkel α_1,
4. das Verhältnis der Zahnbreite b zur Normalteilung Nt,
5. die Umfangsgeschw. U des treibenden Rades,
6. den Belastungskoeffizienten k für Stahlguss,
7. die Normalteilung Nt in mm,
8. die Zähnezahl z_1,
9. den wirklichen Steigungswinkel α_1,
10. die Zähnezahl z_2,
11. den Teilkreisradius R_2 in mm,
12. die sich nun ergebende Achsenentfernung E in mm.

872. Es sei noch folgendes bemerkt: Die Achsenentfernung E hat sich ergeben beim Aufzeichnen der einzelnen Teile des Gasmotors und soll deshalb auch möglichst beibehalten werden, während die Radien R_1 und R_2 nur annähernd gleich gross zu sein brauchen.

Diese Bedingung wurde von der Zahnräderfabrik in der nebenstehend angegebenen Weise gelöst.

„ *a — Es sei:* $E = 510$ ( ), $n_1 = 190$ ( ), $i = 2$ ( ), $N = 10$ ( ) PS.

Lösungen zu Aufg. 871—872.

871. Schraubenräder zum Antrieb der Steuerwelle eines 60 PS-Gasmotors (Viertakt): Übersetzung ins Langsame. §

1. Für das Rad R_2 wird Tourenzahl $n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{170}{2} = 85$. *118c (17)*

2. Wir wählen vorläufig $R_1 = R_2 = \frac{1}{2} \cdot 340 = 170$ mm.

3. Der Steigungswinkel rechnet sich dann zu
$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{n_1}{n_2} = \frac{170}{170} \cdot \frac{170}{85} = 2, \text{ woraus } \alpha_1 = 63^0\,25'$$. *118c (15)*

4. Breitenverhältnis $(b : Nt) = 3$ . . . . *(23)*

5. Umfangsgeschwindigkeit des treibenden Rades:
$$U = \frac{2 \cdot 0{,}17 \cdot \pi \cdot 170}{60} = 3{,}01 \text{ Mtr/Sek.}$$

6. Für Stahlguss und $U = 3{,}01$ Mtr. setzt man Belastungskoeffizient $k = 44$ . . . . . . *109 (T 1)*
wir wählen aber k 50 % kleiner, also $k = 22$ . . . *118c (21)*

7. Für den Wert $\frac{U \cdot k}{N} = \frac{3{,}01 \cdot 22}{6} = 11$ ergibt sich:
Modul ∼ **6**, also Normalteilung $Nt = 6 \cdot \pi = 18{,}85$ mm . *(T 1)*

8. vorläufige Zähnezahl $z_1 = \frac{2\,R_1 \cdot \pi \cdot \cos \alpha_1}{\text{Mod} \cdot \pi}$ . . . . . . *(10)*
woraus $z_1 = \frac{2 \cdot 170 \cdot \cos 63^0\,25'}{6} = 25{,}3$ . . . . . *(10)*

9. Zähnezahl abgerundet auf $z_1 = \mathbf{26}$ gibt:
$$\cos \alpha_1 = \frac{\text{Mod} \cdot \pi \cdot z_1}{2\,R_1 \cdot \pi} = \frac{6 \cdot 26}{2 \cdot 170} = 0{,}458, \text{ woraus } \alpha_1 = \mathbf{62^0\,47'}$$ *(10)*

10. Bei $z_1 = 26$ wird Zähnezahl $z_2 = 2 \cdot 26 = \mathbf{52}$ . . . . *(16)*

11. Radius $R_2 = \frac{z_2 \cdot \text{Mod} \cdot \pi}{2\,\pi \cdot \sin \alpha_1} = \frac{52 \cdot 6 \cdot \pi}{2\,\pi \cdot \sin 62^0\,47'} = \mathbf{176}$ mm . . *(13)*

12. Achsenentfernung $E = R_1 + R_2 = 170 + 176 = \mathbf{346}$ mm.

872. Die Lieferung der obigen Räder wurde einer Spezialfabrik für Zahnräder übergeben mit vorgeschriebener Achsenentfernung $E = 340$ mm; sie wählte folgende Abmessungen:

Treibendes Rad:

$z_1 = 24$, $Nt = 6{,}5\,\pi$, $St = 13{,}57\,\pi$, $2\,R_1 = 323{,}7$, $\alpha_1 = 61^0\,10'$

Getriebenes Rad:

$z_2 = 48$, $Nt = 6{,}5\,\pi$, $St = 7{,}42\,\pi$, $2\,R_2 = 356{,}3$, $\alpha_2 = 28^0\,50'$

Lösungen zu Aufg. 875—878.

875. Schneckenrad. §

1. Umfangskraft $P_1 = \frac{Md_1}{r} = \frac{48 \cdot 16}{8} = 96$ kg 121 (4)
2. Da $\operatorname{tg} \varrho = \mu$, so wird für $\mu = 0{,}1$ 120b

   $\operatorname{tg} \varrho = 0{,}1$, also Reibungswinkel $\varrho \sim 6^0$.
3. Axialdruck $P_2 = \frac{96}{\operatorname{tg}(22^0 + 6^0)} = 180$ kg 121 (2)
4. Der nutzbare Zahndruck ist gleich dem Axialdruck,

   also $P = P_2 = \mathbf{180}$ kg . . . . („)

   (Streng genommen ist P etwas kleiner als P_2 und zwar um die durch den Axialdruck P_2 hervorgerufene Reibung.)

876. Kraftschnecke. 1. Für Krafträder aus Grauguss ist $k = 20$. 109 (T1)

Mit Rücksicht auf die geringe Zahnanlage wählen wir:

$k \sim 20\,\%$ kleiner, also $k = 16$ 120d

2. Für Krafträder ergibt sich wenn $b : Nt = 2$: 120f (14)

Modul $= 3{,}16 \cdot \sqrt{\frac{180}{2 \cdot 16 \cdot 0{,}927}} \sim \mathbf{8}$, also Teilung $Nt = 8 \cdot 3{,}14 = \mathbf{25{,}1}$ mm 120d (7)

3. Zähnezahl $z_2 = z_1 \cdot i = 1 \cdot 150 = \mathbf{150}$ 120a (2)
4. Teilkreisradius des Schneckenrades:

   $R = \frac{1}{2}\, z_2 \cdot \frac{\text{Mod}}{\cos \alpha} = \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot \frac{8}{0{,}927} = \mathbf{647{,}25}$ mm . . . 120e (13)
5. Drehmom. d. Schnecke $M_1 = P_1 \cdot r = 96 \cdot 8 = 768$ kgcm . 121 (4)
6. „ „ Rades $M_2 = P \cdot R = 180 \cdot 64{,}7 = 10600$ kgcm (5)

877. Arbeitsschnecke.

1. Steigungswinkel eines Schneckenganges berechnet sich aus:

   $\operatorname{tg} \alpha = \frac{81{,}7}{2 \cdot 40 \cdot \pi} = 0{,}325$, wofür $\alpha = 18^0$ 120a (1)
2. Für $\alpha = 18^0$ ergibt sich für $\mu = 0{,}1$ (gute Ausführung)

   Wirkungsgrad $\eta = \mathbf{0{,}74}$ 120e (T1)
3. Für gute und reichliche Schmierung der Schnecke kann man setzen $A = 12$ 120d (T1)
4. Aus der Gleichung

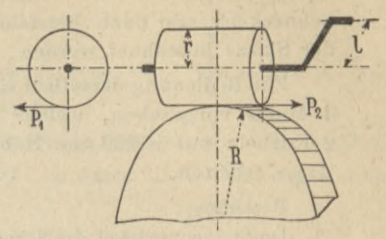
   $\frac{N}{\eta} - N = \frac{St^2 \cdot A}{75}$ 120b (10)

   ergibt sich übertragbare Leistung $N = \mathbf{7{,}6}$ PS.

   Ein Versuch mit dieser Schnecke ergab bei halbstündigem Betrieb $N = 16$. Dies dürfte jedoch der Höchstwert sein. (Vergl. Z. d. V. d. Ing., 1897, Seite 968.)

Aufgaben zu § 119—123.

875. Schneckenrad. An einem Kurbelarm $l = 16$ cm Länge wirkt eine Kraft $p = 48$ kg, Steigungswinkel der Schnecke $\alpha = 22^0$, Teilkreisradius $r = 8$ cm.



Bestimme:

1. die Umfangskraft P_1 in kg,
2. den Reibungswinkel ϱ für $\mu = 0{,}10$,
3. den Axialdruck Q in kg,
4. den **nutzbaren Zahndruck** in kg.

„ a — Es sei $\alpha = 44$ ( )^0.

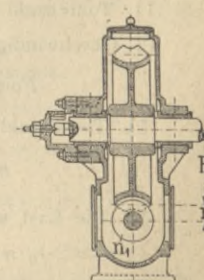
876. Kraftschnecke.

— Für obiges Schneckenrad sei die Teilung (als Kraftschnecke aus Grauguss) zu bestimmen. Berechne:

1. den Belastungskoeffizienten k,
2. den Modul resp. Normalteilung Nt in mm,
3. die Zähnezahl des Schneckenrades für **ein**gängige Schnecke und Uebersetzungsverhältnis $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = 150$,
4. den Teilkreisradius des Schneckenrades,
5. Drehmoment M_1 der Schneckenwelle in kgcm,
6. „ M_2 des Schneckenrades „ „

„ a — Berechne die Werte für $\alpha = 44$ ( )^0.

877. Arbeitsschnecke. Ein zu Versuchszwecken angefertigtes Schneckengetriebe hat folgende Abmessungen:
Teilkreisradius d. Schnecke $r = 40$ mm,
„ d. Rades $R = 195$ „ ,
Schnecke doppelgäng. Teilung $St = 13 \cdot \pi = 40{,}85$ mm, also Steigung $s = 2 \cdot 40{,}85 = 81{,}7$ mm, Tourenzahl der Schnecke $n_1 = 1000$, Zähnezahl des Schneckenrades $z_2 = 30$. Bestimme:

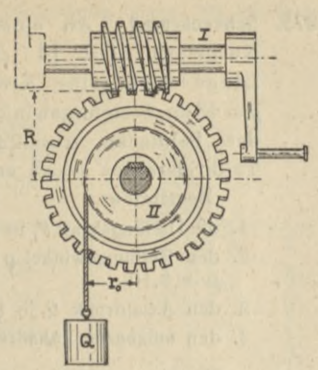


1. den Steigungswinkel α der Schnecke,
2. den Wirkungsgrad,
3. die zulässige Reibungsarbeit A f. d. qcm,
4. die **übertragbare Leistung** in PS.

„ a — Es sei $r = 80$ ( ) mm, Teilung $St = 20 \cdot \pi = 62{,}8$ ( ) mm.

Aufgaben zu § 120 a—121.

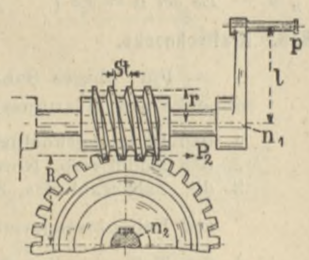
879. Schneckenwinde. Für eine Last $Q = 2000$ kg soll eine einfache Schneckenwinde nach beistehender Skizze berechnet werden.



Zur Bedienung derselben sind 4 Mann vorgesehen, welche an 2 Kurbeln mit je 230 mm Hebellänge arbeiten.

Bestimme:

1. den Steigungswinkel des Schneckenganges, wenn die Schnecke selbsthemmend sein soll,
2. Wirkungsgrad des Schneckengetriebes,
3. Kraft an den Kurbeln und Geschwindigkeit im Kurbelkreis,
4. Drehmoment an der Schnecke,
5. **Teilung** der Schnecke und Breite der Zähne,
6. **Durchmesser** der Schnecke,
7. Zahndruck (Umfangskraft) im Schneckenrad in kg,
8. **Zähnezahl** des Schneckenrades bei $r_0 = 115$ mm,
9. Teilkreis**durchmesser** des Schneckenrades,
10. Tourenzahl der Schnecke,
11. Tourenzahl des Schneckenrades,
12. Geschwindigkeit der Last in Mtr/Min.



Fortsetzung von rechter Spalte unten.

11. Tourenzahl des Schneckenrades: §

$$n_2 = \frac{n_1}{z_2} = \frac{33}{72} \sim 0{,}46 \text{ i. d. Min.} \quad \ldots\ldots \quad 120a\ (2)$$

12. Die Last wird gehoben mit (wenn r_0 in Mtr.):

$$c = 2 \cdot r_0 \cdot \pi \cdot n_2 = 2 \cdot 0{,}115 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}46 = 0{,}33 \text{ Mtr/Min.}$$

Kontrollrechnung:

Es muss sein: Arbeit der Kraft $= \frac{\text{Arbeit der Last}}{\text{Wirkungsgrad}}$, also:

$$4\,p \cdot v = \frac{Q \cdot c}{60} \cdot \frac{1}{\eta}; \text{ also } 4 \cdot 10 \cdot 0{,}8 = 2000 \cdot \frac{0{,}33}{60} \cdot \frac{1}{0{,}36}$$

Lösungen zu Aufg. 879.

879. Schneckenwinde. §

1. Da die Schnecke selbsthemmend sein soll, so muss sein
$$\operatorname{tg} \alpha \leq \mu \quad \ldots\ldots\ldots \quad 120b$$
Wir wählen $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}1$ (entsprechend $\alpha \sim 5^0 50'$).

2. Für $\alpha \sim 6^0$ und $\mu = 0{,}18$ ($\varrho = 10^0$) wird $\eta = 0{,}36$ . . 120c (T1)

3. Ein Mann ist imstande, an einer Kurbel eine Kraft $p =$ 10 kg bei $v = 0{,}8$ Mtr./Sek Geschwindigkeit aufzuwenden 11b

4. Demnach Drehmoment an der Schnecke (bei 4 Mann Bedienung und $l = 23$ cm):
$$M d_1 = 4 \cdot p \cdot l = 4 \cdot 10 \cdot 23 = 920 \text{ cmkg} \quad \ldots\ldots \quad 121$$

5. Belastungskoeffizient für Grauguss $k \sim 20$ 109 (T1)

Wir wählen jedoch k 20 % kleiner, also $k = 16$ . . 120d (9)

Zahnbreitenverhältnis $b : Nt = 2$ 120f (12)

Bei Drehmom. der Schnecke = 920 cm kg und $z_1 = 1$ (eingängig) ergibt sich dann:

$$\textbf{Modul} = 5{,}9 \cdot \sqrt[3]{\frac{920}{1 \cdot 2 \cdot 16} \cdot 0{,}36} \sim \mathbf{13}, \quad \ldots\ldots \quad 120d\ (8)$$

also **Teilung** $Nt = 13 \cdot \pi = \mathbf{40{,}85}$ mm

demnach Zahnbreite $b = 2 \cdot 40{,}85 \sim \mathbf{80}$ mm. . . . 120j (12)

Teilung in d. Achsrichtung $St = \frac{40{,}85}{\cos 5^0 50'} = \mathbf{41{,}06}$ mm . 120a

6. Teilkreisdurchmesser der Schnecke (eingängig):
$$2\,r = \frac{z_1 \cdot St}{\pi \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1 \cdot 41{,}06}{\pi \cdot 0{,}1} = \mathbf{130{,}76} \text{ mm} \quad \ldots\ldots \quad 120a\ (1)$$

7. Wir erhalten nun, da $P_1 = \frac{M d_1}{r} = \frac{920}{6{,}5} = 142$ kg,

demnach Umfangskraft $P_2 = \frac{P_1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{142}{\operatorname{tg} 15^0 50'} = \mathbf{490}$ kg 121 (2)

8. Kraftmoment = Drehmoment, also $P_2 \cdot R = Q \cdot r_0$.

Ausserdem ist: $2\,R = \frac{z_2 \cdot St}{\pi}$ 120e (13)

folglich $P_2 \cdot \frac{z_2 \cdot St}{2 \cdot \pi} = Q \cdot r_0$, woraus (mit cm gerechnet)

$$\textbf{Zähnezahl } z_2 = \frac{Q \cdot r_0 \cdot 2\pi}{P_2 \cdot St} = \frac{2000 \cdot 11{,}5 \cdot 2\pi}{490 \cdot 4{,}106} \sim \mathbf{72}.$$

9. Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades
$$2\,R = \frac{z_2 \cdot St}{\pi} = \frac{72 \cdot 4{,}106}{3{,}14} \sim \mathbf{94} \text{ cm} \quad \ldots\ldots \quad 120e\ (13)$$

10. Tourenzahl der Schnecke
$$n_1 = \frac{60\,v}{2 \cdot l \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0{,}8}{2 \cdot 0{,}23 \cdot 3{,}14} = 33 \text{ i. d. Min.} \quad \ldots \quad 9a\ (2)$$

Fortsetzung: linke Spalte unten.

Lösungen zu Aufg. 881—885.

881. Tourenzahl der Transmissionen. §

1. Für Hauptwellenleitungen $n = 150$ 130a (7)
2. Für Nebenwellenleitungen $n = 200$ . . . . (8)

882. Wellendurchmesser.

1. Wir erhalten für $P \cdot R = 75000$ Wellendurchm. $d = \mathbf{13}$ cm 60b
2. Pferdestärken $= 1{,}05 \cdot n = 1{,}05 \cdot 86 \sim \mathbf{90}$ PS . . . . (T 1)

883. Wellendurchmesser. Den Wellendurchmesser wird man wählen:

1. bei 80 Touren i. d. Min. zu $d = \mathbf{115}$ mm
2. „ 160 „ „ „ „ $d = \mathbf{90}$ „ } 130c

884. Welle. Für Festigkeitsberechnung benütze man § 60.

1. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{60}{80} = 53700$ cmkg 60a

   Polares Widerstandsm. $W_p = 0{,}2 \cdot 11{,}5^3 = 304$ cm^3 . . 60b

   Beanspruchung auf Torsion

   $$\tau = \frac{53700}{304} \sim \mathbf{177} \text{ kg/qcm}$$ 60b

2. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{60}{160} = 26800$ cmkg 60a

   Polares Widerstandsm. $W_p = 0{,}2 \cdot 9^3 = 146$ cm^3 . . . 60b

   Beanspruchung auf Torsion

   $$\tau = \frac{26800}{146} = \mathbf{184} \text{ kg/qcm}$$ 60b

3. Ja! Für Transmissionswellen nimmt man kleine Beanspruchungen, um Zittern und Federn derselben zu vermeiden, auch mit Rücksicht darauf, dass an vielen Stellen Kraftleistungen abgenommen werden und die Achse durch Riemenzug Biegungsbeanspruchungen erleidet . . 60b (T 2)

885. Welle. Lagerentfernung.

1. Die normale Länge einer Welle von 70 mm Durchmesser beträgt 5 Mtr. 131a
2. Je nach Belastung 2 bis 3 Mtr. ansetzen 131b

   Bei Entnahme von grossen Kräften an einer Stelle, besonders bei Zahnrädern, macht man die Lagerentfernung kleiner und ordnet möglichst nahe an der Kraftentnahme ein Lager an 131b

886. Wellenbund. Wir entnehmen der Tab.:

1. Bundbreite $b = \mathbf{18}$ mm
2. Bundhöhe $h = \mathbf{15}$ „ } 132

Aufgaben zu § 129—130.

881. Tourenzahl der Transmissionen. Welche Tourenzahl nimmt man

1. für Hauptwellenleitung,
2. für Nebenwellenleitungen?

882. Wellendurchmesser. Eine Welle soll ein Drehmoment von $P \cdot R = 75000$ cmkg übertragen.

1. Welchen Wellendurchmesser wird man vorläufig wählen?
2. Wieviel Pferdestärken überträgt die Welle bei $n = 86$ Touren/Min.?

„ *a Es sei* $P \cdot R = 150\,000$ *( ) kgcm,* $n = 172$ *( ).*

883. Wellendurchmesser. Eine Transmissionswelle soll 60 Pferdestärken übertragen. Wie stark hat man dieselbe zu wählen:

1. bei 80 Touren i. d. Min.,
2. „ 160 „ „ „ „

„ *a Es sei* $N = 60$ *( ) PS,* $n = 120$ *und 220.*

884. Welle. Beanspruchung. Für die in Aufgabe 883 berechnete Welle ist die Beanspruchung auf Verdrehung zu ermitteln

1. für $N = 60$, $n = 80$, $d = 115$ mm,
2. für $N = 60$, $n = 160$, $d = 90$ „
3. Ist die Beanspruchung zulässig für Stahlwelle?

„ *a Es sei* $N = 600$ *( ) PS,* $n = 120$ *( ),* $d = 390$ *( ) mm.*

885. Welle. Lagerentfernung. Ein Wellenstrang hat 138 Mtr. Länge und 70 mm Durchmesser.

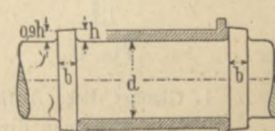
1. Wie lang macht man die einzelnen Wellenenden?
2. Welche Lagerentfernungen wird man wählen?

„ *a Es sei Wellenlänge = 410 ( ) Mtr., Durchm. = 140 ( ) mm.*

886. Wellenbund. Der Lagerhals einer Transmissionswelle soll mit Bunden versehen werden. Es sei:
Wellendurchmesser $d = \mathbf{120}$ mm.

Bestimme:

1. Die Bundbreite b in mm
2. „ Bundhöhe h „ „

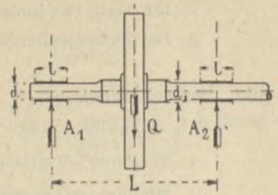


„ *a Es sei* $d = 80$ *( ) mm.*

Aufgaben zu § 131.

890. Hauptantriebsstück für eine Transmission.

Eine Welle von $d_1 = 180$ mm Durchmesser $n = 290$ Umdrehungen/Min. ist in der Mitte mit $Q = 7200$ kg belastet. Lagerentfernung $L = 1600$ mm, Lagerdurchmesser $d = 130$ mm.



Bestimme:

1. Biegungsmoment der Welle in kgcm,
2. **Beanspruchung** „ „ „ kg/qcm,
3. Lagerdruck A_1 und A_2 in kg,
4. **Flächendruck** in den Lagern (bei $l = 260$ mm Lagerlänge),
5. Umfangsgeschw. der Reibfläche in Mtr/Sek.
6. Reibungsarbeit A in mkg/Sek f. d. qcm Lagerfläche.
7. Ist das zulässig?

„ a Es sei $d_1 = 200$ ( ) mm, $n = 145$ ( ), $Q = 3600$ ( ) kg, $L = 1200$ ( ) mm, $d = 130$ ( ) mm.

891. Transmissionsanlage mit Hängelager. In nachstehend skizzierter Transmissionsanlage soll die Scheibe A bei 120 Umdrehungen i. d. Min. 48 Pferdestärken übertragen. Die freie Länge der Träger (Normalprofil Nr. 30), an welchen die Lager befestigt sind, beträgt etwa 6,5 Mtr.

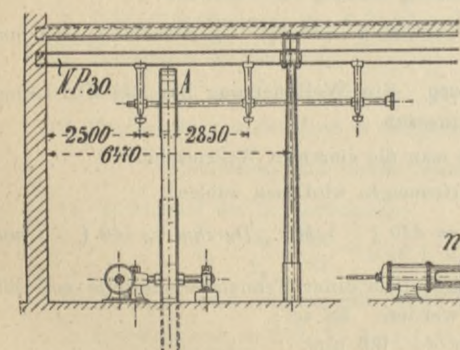


Fig. 1.

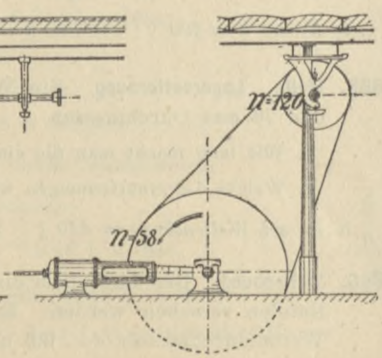


Fig. 2.

1. Genügt diese Aufhängung der Hängelager?
2. Wie wird man die Änderung ausführen?

Lösungen zu Aufg. 890—891.

890. Hauptantriebstück für eine Transmission. §

1. Biegungsmoment $M_b = \frac{Q \cdot L}{4} = \frac{7200 \cdot 160}{4} = 288000$ cmkg *40k* (3)

2. Für 18 cm Durchmesser ist das Widerstandsmoment

$$W = 0,1 \cdot 18^3 = 583 \text{ cm}^3 \quad \ldots\ldots \quad 39 \ (T\,7)$$

mithin

$$\textbf{Beanspruchung } \sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{288000}{583} \sim \mathbf{500} \text{ kg/qcm} \quad .. \quad 40l \ (26)$$

zulässig 900 kg/qcm.

3. Lagerdruck $A_1 = A_2 = \frac{Q}{2} = \frac{7200}{2} = 3600$ kg *40k* (3)

4. **Flächendruck** $q = \frac{A_1}{d \cdot l} = \frac{3600}{13 \cdot 26} = \mathbf{10,6}$ kg/qcm . . . *52c* (10)

5. Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{13}{100} \cdot \frac{\pi \cdot 290}{60} = 1,96$ Mtr/Sek (11)

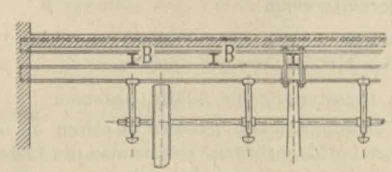
6. Reibungsarbeit $A = 10,6 \cdot 1,96 \cdot 0,05 = \mathbf{1,04}$ mkg/Sek . . (15)

7. Ja! zulässig für Transmissionen $A = 0,5 - 1,3$ mkg/Sek . (T 2)

891. Transmissionsanlage mit Hängelager.

1. Die Spannweite von 6,5 Mtr. für I-Eisen zur Aufhängung von Hängelagern ist zu gross, wenn der Antrieb der Transmission in der Nähe der Mitte erfolgt. Es tritt Zittern ein und die Folge davon ist ein unsicherer Betrieb *131b*

2. Man musste noch Unterlagen schaffen durch Einbauen von I-Eisen *B B (Fig. 3)*, welche man mit dem I-Eisen des



F g. 3.

Deckengewölbes sowie den I-Eisen für die Lageraufhängung durch Schrauben verband. Hiernach wurde der Betrieb zufriedenstellend.

Lösungen zu Aufg. 895—896.

895. Transmission. §

1. Der **Durchm. der Welle** für die Hauptantriebsscheibe ergibt sich für $N = 100$ PS und $n = 100$ Umdrehungen zu

$d_1 =$ **125** mm *130c*

Normallänge einer Welle von 125 mm Durchm. ∾ 6000 mm *131a*

Auf dem ersten Wellenstück von 6 Mtr. sitzt eine Riemenscheibe mit 10 PS Kraftentnahme, folglich sind vom zweiten Wellenstück $100 - 10 = 90$ PS zu übertragen, entspr. einem Wellendurchmesser von $d_2 = \frac{115 + 125}{2}$ $= 120$ mm bei einer Länge von ∾ 6000 mm *130c*

Vom 3. Strang sind $100 - 50 = 50$ PS zu übertragen, entspr. einem Wellendurchm. $d_3 = 105$ mm bei einer Länge von ∾ 6000 mm *130c*

2. Für die Hauptantriebscheibe sind 2 Lager anzuordnen, für jede andere Scheibe ein Lager, wie *Fig. 2* zeigt. Es sind demnach erforderlich:

3 Lager je **125** mm Durchm., 2 Lager je **120** mm Durchm. und 3 Lager je **105** mm Durchm. (***Fig. 2***).

3. Wir haben 3 Wellenstücke aneinander zu kuppeln, demnach sind erforderlich:

1 Kupplung für **125** auf **120** mm Bohrung,
1 „ „ **120** „ **105** „ „

Die Hauptmaasse ergeben sich nach *136a*

4. Kupplungen und Riemenscheiben sollen eigentlich nicht dicht nebeneinander liegen. Man weicht in solchen Fällen von der sog. Normallänge der Wellen ab. Dadurch erwachsen nur geringe Mehrkosten.

Nach der Ausführung unter 4 erhalten wir:

1 Welle 5800 mm Länge
1 „ 6000 „ „
1 „ 6200 „ „

Die sonstigen Details bleiben wie unter 2 und 3 angegeben.

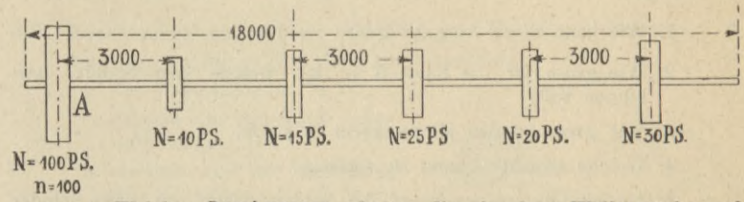
5. Als **kleinste Entfernung** von Mitte Kupplung bis Mitte Lager kann man vorläufig setzen $3{,}5 \cdot d$; von Mitte Lager bis Scheibe ∾ $2 \cdot d$, vergl. auch Figur in 5.

896. Stellring.

Die Hauptmaasse des Stellringes ergeben sich zu:
äusserer Durchm. $D = 70 + 2 \cdot 28 = 126$ mm,
Breite $b = 42$ mm *132*

Aufgaben zu § 130a—132.

895. Transmission. Eine Dampfmaschine gibt (vermittelst der Antriebscheibe *A*) an eine Transmission von 18 Mtr. Länge mit 100 Touren/Min. eine effektive Leistung von 100 PS ab. Auf eine Entfernung von je 3 Mtr. sitzen Riemenscheiben, welche die in nachstehenden Abbildungen eingeschriebenen Leistungen zu übertragen haben.



1. Welchen **Durchmesser** erhalten die einzelnen Wellenstücke und welche Längen wählt man?
2. Wieviel Lager sind anzubringen und welchen Durchmesser erhalten dieselben?
3. Wieviel Kupplungen sind dazu erforderlich und welche Hauptmaasse sind zu wählen?

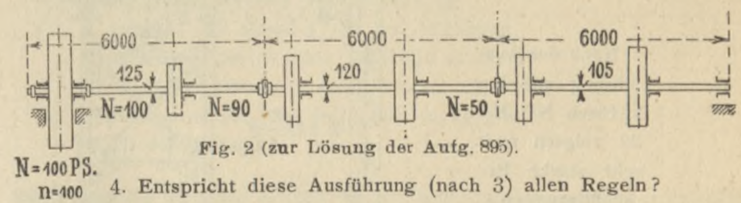
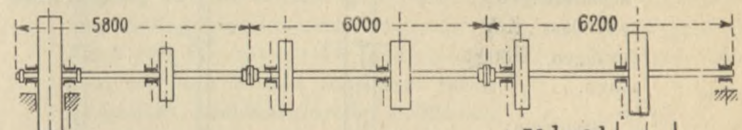
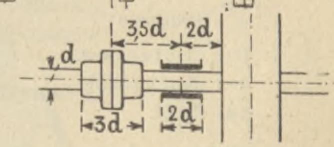


Fig. 2 (zur Lösung der Aufg. 895).

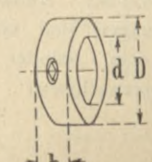
4. Entspricht diese Ausführung (nach 3) allen Regeln?



5 Welches kleinste Maass legt man zugrunde für die Entfernung d. Lager von Riemenscheibe und Kupplung?



896. Stellring. Welche Abmessungen erhält ein Stellring für eine 70er Welle?



Aufgabe zu § 131.

897. Vorgelege im Freien.

Mitten in dem sehr grossen Hofe eines Schlachthauses, $H = 4{,}1$ Mtr. über Fussboden, ist ein Vorgelege für Riemenscheiben anzuordnen. Die Welle soll bei **120** Umdrehungen i. d. Min. und bei **830** mm Scheibendurchmesser **10** PS übertragen.

1. Wie kann diese Aufgabe gelöst werden?
2. Wie gross ist die Kraft Q in kg, welche den Ständer umkippen will?
3. Wie gross ist das Kippmoment in kgcm,
4. Welche Beanspruchung ist zulässig?
5. Nötiges Biegungsmoment der Säulen, wenn wir zwei Ständer aus ⊏-Eisen wählen?
6. **Notwendiges Profil** des ⊏-Eisens?

Nach der Ausführung mit den ⊏-Eisen NP Nr. 30 zeigten sich sehr starke Erschütterungen, so dass Änderungen nötig waren.

Bestimme:

7. **Durchbiegung** bei dem gewählten Profil.
8. Welche Änderungen sind an dem Ständer vorzunehmen?

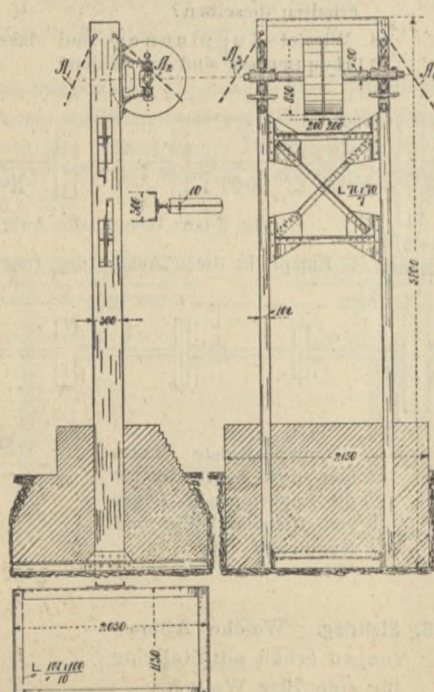


Fig. 1.

Lösungen zu Aufg. 897.

897. Vorgelege im Freien.

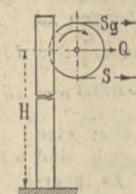


Fig. 2.

1. Die Aufgabe wurde gelöst in der in *Fig. 2* angedeuteten Form.

2. Es ergibt sich als Umfangskraft: §

$$P = \frac{716{,}2 \cdot N}{r \cdot n} = \frac{716{,}2 \cdot 10}{0{,}415 \cdot 120} = 144 \text{ kg} \quad . \; . \; . \quad 129$$

Wir erhalten demnach als Riemenzug:

im ziehenden Riemen $S = 2 \cdot P = 2 \cdot 144 = 288$ kg, *183p*

„ gezogenen „ $S_g = 1 \cdot P = \quad 144$ „ „

folglich Zug $Q = 432$ kg,

wofür wir mit Rücksicht auf den Winddruck $Q = \mathbf{500}$ kg einsetzen.

3. Als Kippmoment bezw. Biegungsmoment für die ⊏-Eisen ergibt sich:

$$M_b = Q \cdot H = 500 \cdot 410 = \mathbf{205000} \text{ cmkg} \quad . \; . \; . \; . \quad 40g$$

4. Als zulässige Beanspruchung wählen wir (Belastungsart *b*):

$$k_b = \mathbf{600} \text{ kg/qcm} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 39 \; (T\,6)$$

5. Demnach erforderliches Widerstandsmoment

$$W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{205000}{600} \sim 342 \text{ cm}^3 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 40i \; (26)$$

und hieraus für jedes ⊏-Eisen: $W = 0{,}5 \cdot 342 = 171$ cm³ „

6. Entsprechend dem Normalprofil von **200 × 75** mm . (*Tab*)

Diese ⊏-Eisen werden jedoch bei der Zugkraft von $Q = 500$ kg und der Hebellänge $H = 4{,}1$ Mtr. stark durchbiegen und zittern. Man wählt deshalb das grösste der gebräuchlichen Profile, **300 × 100** mm . . . . (*Tab*)

7. Für diese berechnet sich die Durchbiegung zu:

$$f = \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J \cdot 3} = \frac{500 \cdot 410^3}{2000000 \cdot 8026 \cdot 3} \sim \mathbf{1{,}43} \text{ cm} \quad . \; . \; . \quad 40k \; (1)$$

8. Das Zittern des Säulengestelles zeigte, dass selbst bei diesem grossen Profil, welches eine Beanspruchung von $\sigma_b = 190$ kg/qcm ergibt, die Ausführung nicht stabil genug ist, und dass man hier nicht mit üblichen Beanspruchungen rechnen darf, sondern Gefühlsmensch sein muss.

Im vorliegenden Falle ordnete man die **Anker** A_1, A_2, A_3 und A_4 (*Fig. 1*) an. Das Gerüst wurde dadurch stabiler und der Betrieb ein sicherer.

Lösungen zu Aufg. 900—902.

900. Kupplung.

Nach § 136 erhalten wir: §

äusserer Durchmesser $D = \mathbf{434}$ mm
Länge . . . . . $l = \mathbf{325}$ „ . . . . 136 (*Ta*)
Breite . . . . . $l_1 = \mathbf{150}$ „

901. Scheibenkupplung.

1. Wellendurchmesser = **105** mm *130c*
2. Wir benutzen hierzu die Tabelle in *138a*
3. Das Aufzeichnen ergibt $R = 13$ cm, $\delta = {}^7/_8$" engl. . . . *138b* (*T*)
4. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{100}{180} = 39789$ kgcm *129* (*5*)
5. Anzahl $z = 5$ Schrauben nach Tabelle in *138a*
6. Belastung jeder Schraube $P_1 = \frac{M_d}{R \cdot z} = \frac{39789}{13 \cdot 5} = 612$ kg . *138* (*1*)
7. Die Zeichnung ergibt $l = 3$ cm.
8. Biegungsmoment $M_b = 612 \cdot {}^3/_4 = 459$ cmkg *138* (*2*)
9. Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 2.3^3 = 1{,}22$ cm^3.
10. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{459}{1{,}22} = \mathbf{376}$ kg/qcm *138* (*3*)
11. Ja! zulässig ist bis 500 kg/qcm *138* (*4*)

902. Kupplung.

1. Umfangsgeschwindigkeit im Schraubenlochkreis

$$u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} = \frac{0{,}197 \cdot \pi \cdot 68}{30} = 1{,}405 \text{ Mtr/Sek} \quad \dots \quad 129\ (1)$$

2. Umfangskraft im Schraubenlochkreis:

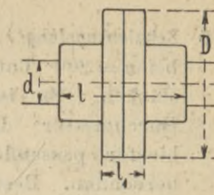
$$P = \frac{75 \cdot N}{u} = \frac{75 \cdot 580}{1{,}405} = 31000 \text{ kg} \quad \dots \quad 129\ (4)$$

3. Scherbeanspruchung $\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{31000}{\left(6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 6^2\right)} = \mathbf{245}$ kg/qcm . *40f* (*14*)
4. Biegungskraft für einen Bolzen $P_1 = \frac{31000}{6} = \mathbf{5170}$ kg.
5. Biegungsm. $M_b = \frac{P_1 \cdot l}{4} = \frac{5170 \cdot 9}{4} = 11600$ kgcm . . . *138d* (*2*)
6. Widerstandsm. $W = 0{,}1 \cdot \delta^3 = 0{,}1 \cdot 6^3 = 21{,}6$ cm^3 . . . (*3*)
7. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{11600}{21{,}6} \sim \mathbf{540}$ kg/qcm . . (*3*)

Da zur Entlastung der Bolzen, wie in der Figur angedeutet, Ringe eingesetzt sind, kann diese noch als zulässig gelten.

Aufgaben zu § 138.

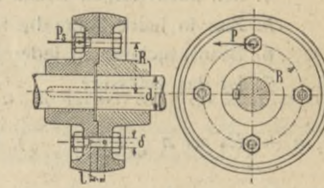
900. Kupplung. In der Zeichnung für eine Transmission von 110 mm Wellendurchmesser sind Scheibenkupplungen anzudeuten.



Welche äusseren Maasse erhält die Kupplung?

901. Scheibenkupplung für $N = 100$ PS, $n = 180$ Umdrehungen i. d. Min. ist zu entwerfen und zu berechnen:

1. der Wellendurchm. in cm,
2. zeichne die Kupplung massstäblich auf,
3. ermittle aus der Zeichnung den Lochkreisradius R in cm und die Schraubenstärke δ in cm,
4. berechne das Drehmoment in cmkg,



5. die Anzahl der Schrauben,
6. Belastung P_1 jeder Schraube in kg,
7. ermittle das Maass l aus der Zeichnung,
8. Biegungsmoment einer Schraube in cmkg,
9. Widerstandsmoment einer Schraube in cm^3,
10. Beanspruchung der Schrauben in kg/qcm
11. Ist das zulässig?

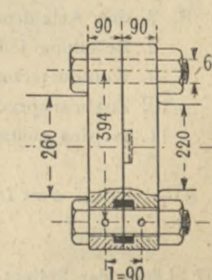
902. Kupplung für die Kurbelwelle einer Tandemmaschine, 620/960 mm Zylinderdurchmesser, 1200 mm Hub. Zu übertragende Kraft 580 PS bei $n = 68$ Umdrehungen/Min. Die Flanschen sind mit den Wellen in einem Stück hergestellt. Lochkreisdurchm. = **394** mm, Anzahl der Schrauben = **6**. Bestimme:

Auf **Abscherung** berechnet:

1. Umfangsgeschwindigkeit im Schraubenlochkreis,
2. Umfangskraft im Schraubenlochkreis,
3. Scherbeanspruchung in kg/qcm.

Auf **Biegung** berechnet:

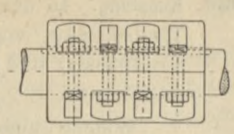
4. Biegungskraft für einen Bolzen,
5. Biegungsmoment für einen Bolzen,
6. Widerstandsmoment eines Bolzens,
7. Biegungsbeanspruchung.



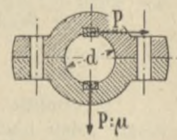
Anzahl der Bolzen: 6.

Aufgabe zu § 139—140.

905. Schalenkupplung. Eine Welle übertrage bei $n = 200$ Touren $N = 150$ Pferdestärken. Es ist zu bestimmen der Durchmesser der Welle und die hierfür passende Schalenkupplung zu berechnen. Bestimme:

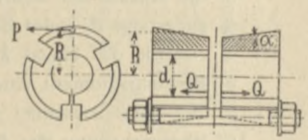


1. Wellendurchmesser in mm,
2. die hierzu passende Schalenkupplung,
3. Kraft am Wellenumfang in kg,
4. den notwendigen Druck $P:\mu$ in kg,
5. Zug in jeder Schraube in kg,
6. Beanspruchung in jeder Schraube in kg/qcm.
7. Ist das zulässig?



„ *a* — *Es sei* $n = 100$ ( ), $N = 300$ ( ) *PS.*

906. Sellers-Kupplung ist für eine Welle von $d = 140$ mm Durchm. und $n = 150$ Umdrehungen i. d. Min. zu entwerfen und zu berechnen.



1. Zeichne die Kupplung massstäblich auf.
2. Ermittle die Anzahl der übertragbaren Pferdestärken,
3. Das Drehmoment der Welle in kgcm,
4. bestimme aus der Zeichnung die Maasse R, δ, c_1 u. g (§ 140 a und b).
5. den Neigungswinkel α des Konus,
6. Umfangskraft P_1 in kg,
7. den Axialdruck Q in kg,
8. Belastung jeder Schraube in kg,
9. Kernquerschnitt der Schrauben in qcm.
10. Zugbeanspruchung der Schrauben.
11. Ist das zulässig?

„ *a* — *Es sei* $d = 100$ ( ) *mm*, $n = 200$ ( ).

907. Lösen der Sellers-Kupplung. Die in voriger Aufgabe berechnete Sellers-Kupplung soll von der Welle gelöst werden. Wie wird man dieses bewerkstelligen?

Lösungen zu Aufg. 905—907.

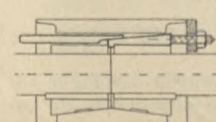
905. Schalenkupplung. §

1. Für $N = 150$, $n = 200$ ist Wellendurchm. $d = 115$ mm. . 130c
2. Wir wählen die Abmessungen nach Tabelle in . . . . 139b für $d = 120$ mm und erhalten:
3. Kraft am Wellenumfang:
   $$P = 71620 \cdot \frac{150}{0{,}5 \cdot 11{,}5 \cdot 200} \sim \mathbf{9400}\ \text{kg} \quad \text{139a (1)}$$
4. Notwendiger Druck $\frac{P}{\mu} = 4 \cdot 9400 = \mathbf{37600}$ kg . . . . (2)
5. In jeder Schraube Zug $P_1 = \frac{37600}{2 \cdot 3} \sim \mathbf{6290}$ kg . . . . (3)
6. Beanspruchung $\sigma_z = \frac{6290}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} = \frac{6290}{\frac{\pi}{4} \cdot 2{,}39^2} = \mathbf{1400}$ kg/qcm.
7. Das ist zu hoch! Die Schalenkupplung eignet sich also für den vorliegenden Zweck nicht.

906. Sellers-Kupplung.

1. Wir benutzen hierzu die Tabelle in 140a
2. Die Welle überträgt etwa **240** PS nach 130c
3. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{240}{150} = 114590$ kg cm 129 (5)
4. Aus der Zeichnung gemessen ist $R = 11{,}3$ cm, $\delta = 1^1/_2$", $c_1 = 2{,}2$ cm und $g = 15{,}6$ cm . . . . 140a (T)
5. Aus $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2{,}2}{15{,}6} = 0{,}141$ ergibt sich Neigungswinkel $\alpha = 8^0$.
6. Umfangskraft $P_1 = \frac{114590}{11{,}3} = 10141$ kg 140b (2)
7. Axialdruck $Q = 10141 \cdot \frac{\sin 8^0 + 0{,}15 \cdot \cos 8^0}{0{,}15} = 19343$ kg 140b (3)
8. Belastung jeder Schraube $= \frac{19343}{3} = 6448$ kg.
9. $1^1/_2$" Schraube hat Kernquerschnitt $= 8{,}39$ qcm . . . 43b (T 2)
10. Zugbeanspruchung $\sigma_z = 6448 : 8{,}39 = \mathbf{770}$ kg/qcm . . 43e (10)
11. Zur Not! da μ meist grösser ausfällt, als oben angenommen.

907.



Lösen der Sellers-Kupplung.

Man entfernt die Schrauben und zieht mit Hakenschrauben und Widerlager die Konuse heraus.

Lösungen zu Aufg. 911—912.

911. ***Kegelreibungskupplung*** §

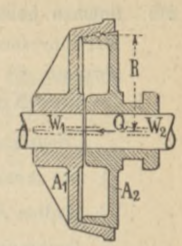
1. Wellendurchmesser $d \sim$ **80** mm nach Wellentabelle in . 60*b* (*T 1*)
2. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{28}{150} = 13500$ kgcm 149*b* (*1*)
3. Reibungsradius $R = 3{,}25 \cdot 80 = 260$ mm . . . . . . (*3*)
4. Umfangskraft $P = \frac{M_d}{R} = \frac{13500}{26} =$ **520** kg . . . . . . (*2*)
5. Wir wählen die fettgedruckten Werte der Tabelle, also $\alpha = 8^0\,30'$ . . . . 140*c* und erhalten
6. Anpressungsdruck $Q_0 = 2 \cdot P = 2 \cdot 520 =$ **1040** kg . . . 140*c*

912. ***Ausrückvorrichtung.***

1. Für 80 mm Wellendurchmesser wählen wir Ausrücker mit Spindel und Handrad 159*a*
2. Das Übersetzungsverhältnis richtet sich je nach den örtlichen Verhältnissen Wir wählen Übersetzungsverh. = 1 : 3 159*a*
3. Kraft $K = 1040 \cdot {}^1/_3 =$ **347** kg 159*d* (*1*)
4. Für diesen Druck genügt die Schraubenspindel mit $d = 26$ mm Durchmesser 159*d*
5. Für 80 mm Wellendurchmesser ergibt die Tabelle: Höhe $h = 80$ mm, Breite $b = 25$ mm . . . . 159*c* Vorläufige Hebellänge $l_1 \sim 1{,}25 \cdot R = 1{,}25 \cdot 260 \sim 320$ mm (*T*) bei Übersetzung 1 : 3 wird also $l_2 = 3 \cdot 320 = 960$ mm.
6. Biegungsmoment $M_b = 347 \cdot (96 - 32) = 22200$ kgcm . 159*d* (*2*)
7. Widerstandsmoment $W = 2 \cdot {}^1/_6 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2 = 53{,}5$ cm³ . . (*3*)
8. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{22200}{53{,}5} =$ **415** kg/qcm . . . (*4*)
9. Ja! zulässig $k_b = 600$ kg/qcm . . . . (*5*)
10. **Bolzen**durchmesser $g = 40$ mm, $l = 28$ mm . . . . . 159*c* (*T*)
11. Biegungsmoment $M_b = \frac{1040}{2} \cdot \frac{2{,}8}{2} = 728$ kgcm 159*d* (*6*)
12. Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 4^3 = 6{,}4$ cm³ . . . . . (*7*)
13. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{728}{6{,}4} =$ **114** kg/qcm . . . . . (*8*)
14. Reaktionsdruck $K_1 = 1040 \cdot \frac{64}{96} = 695$ kg . . . . . . (*10*)
15. Abmessungen $g_1 = 0.7 \cdot 40 \sim 30$ mm, $y = 0{,}8 \cdot 40 = 32$ mm 159*c* (*T*)
16. Biegungsmom. $M_b = \frac{695}{2} \cdot \left(\frac{2{,}5}{2} + \frac{3{,}2}{4}\right) = 715$ kgcm . 84 (*15*)
17. Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot g_1^3 = 0{,}1 \cdot 3^3 = 2{,}7$ cm³ . . (*16*)
18. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{715}{2{,}7} =$ **265** kg/qcm . . . . („)
19. Ja! zulässig $k_b = 600$ kg/qcm.

Aufgaben zu § 149 u. 159.

911. Kegelreibungskupplung.

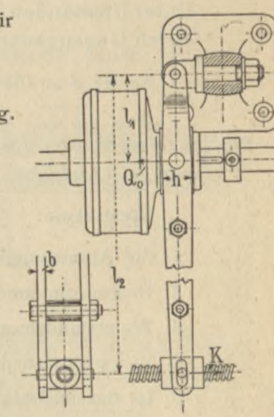


Die Kupplung soll übertragen $N =$ 28 PS bei $n = 150$ Umdrehungen i. d Min. Bestimme:

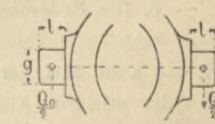
1. den theoretischen Wellendurchmesser in mm,
2. Drehmoment in kgcm,
3. Reibungsradius R in cm,
4. Umfangskraft in kg,
5. Neigungswinkel in Grad, wenn die Kupplung selbsthemmend sein soll,
6. Anpressungsdruck in kg,

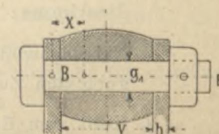
„ a — Es sei $N = 56$ ( ) PS, $n = 100$ ( ).

912. Ausrückvorrichtung. Für die Reibungskupplung der vorigen Aufgabe ist die Ausrückvorrichtung zu bestimmen.



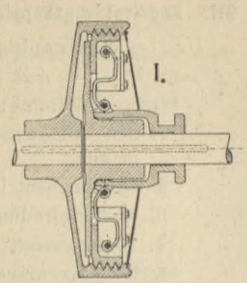
1. Welche Ausrückvorrichtung werden wir wählen?
2. Übersetzungsverhältnis des Hebels.
3. Kraft K in der Schraubenspindel in kg.
4. Abmessungen der Schraubenspindel.
5. „ des Hebels.
6. Biegungsmoment M_b in kgcm
7. Widerstandsmoment W in cm³,
8. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.
9. Ist das zulässig?
10. Abmessungen des **Bolzens** g,
11. Biegungsmom. M_b in kgcm,
12. Widerstandsmom. W in cm³,
13. Biegungsbeanspruch. σ_b in kg/qcm,
14. Reaktionsdruck im Bolzen B in kg,
15. Abmessungen des Bolzens,
16. Biegungsmoment in kgcm,
17. Widerstandsmoment in cm³,
18. Biegungsbeanspruch. σ_b in kg/qcm,
19. Ist das zulässig?





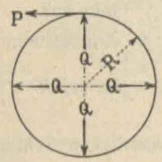
Aufgaben zu § 150—152.

915. Dohmen-Leblanc-Kupplung. Für Wellendurchmesser $d = 120$ mm und $n = 150$ Touren i. d. Min. ist eine Dohmen-Leblanc-Kupplung zu berechnen.



Bestimme:

1. die Anzahl der übertragbaren PS,
2. Radius R der Reibfläche in mm,
3. Drehmoment M_d in kgcm,
4. Umfangskraft P in kg,
5. Anpressungsdruck Q in kg,
6. Abmessungen der Keilrillen,
7. Anzahl der Keilrillen.



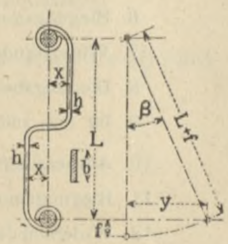
Unter Umständen ist es vorteilhaft, das Gewicht der Gleitklötze durch Gegengewichte auszubalancieren; vergl. *150b*

„ *a* — *Es sei* $d = 150$ ( ) *mm*, $n = 120$ ( ).

916. — Federn zum Anpressen der Backen für die Kupplung der vorigen Aufgabe.

Bestimme:

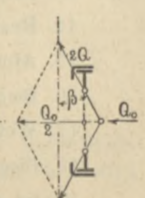
1. die Abmessungen der Feder in cm,
2. Biegungsmoment M_b in kgcm,
3. Widerstandsmoment in cm³,
4. Biegungsbeanspruchung σ_b in kg/qcm,
5. Ist das zulässig?
6. Die Federung f in cm.



917. — Kraft zum Einrücken der Kupplung der vorigen Aufgabe.

Bestimme:

1. Neigungswinkel der Feder im ausgerückten Zustand,
2. Kraft zum Einrücken in kg.



Lösungen zu Aufg. 915—917.

915. Dohmen-Leblanc-Kupplung. §

1. Für $d = 120$ ergibt sich $\frac{N}{n} = 0{,}79$ . . . . *60b* (*T 1*)

demnach für $n = 150$ übertragbare Leistung: $N = 0{,}79 \cdot 150$ $= \mathbf{118}$ **PS** . . . . „

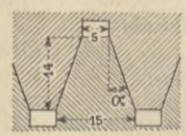
2. Für $d = 120$ mm ist Radius $R = 700$ mm *150d*

3. Drehmoment $M_d = 71620 \cdot \frac{118}{150} = 56500$ kgcm *151a* (*1*)

4. Umfangskraft $P = \frac{M_d}{R} = \frac{56500}{70} \sim 800$ kg . . . . . (*3*)

5. Für $\mu = 0{,}1$ und $\sphericalangle\, \alpha \sim 20^0$ wird

Anpressungsdruck $Q = 1{,}1\, P = 1{,}1 \cdot 800 = \mathbf{880}$ kg . . (*6*)



6. Wir wählen für die Keilrillen nebenstehendes Normalprofil mit Winkel

$\alpha = 19^0\, 40'$ *151b* (*12*)

7. Anzahl der Keilrillen:

$z = \frac{Q}{120} = \frac{880}{120} \sim \mathbf{7}$ *151b* (*12a*)

916. — Federn. 1. Abmessungen:

$L = 45{,}2$ cm, $h = 0{,}8$ cm, $b = 14{,}5$ cm, $x = 4{,}4$ cm . *151d*

2. Biegungsmoment $M_b = 2 \cdot 880 \cdot 4{,}4 = 7750$ kgcm . . . *151c* (*13*)

3. Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 14{,}5 \cdot 0{,}8^2 = 1{,}5$ cm³ . . (*14*)

4. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{7750}{1{,}5} = \mathbf{5200}$ kg/qcm . . . (*15*)

5. Zur Not! da zulässig $k_b = 5000$ kg/qcm (Federstahl) . (*16*)

6. Federung $f = \frac{1}{55} \cdot \frac{4{,}4}{0{,}8} \cdot \left(\frac{4{,}4}{3} + \frac{45{,}2}{4}\right) \sim \mathbf{1{,}3}$ cm . . . . (*19*)

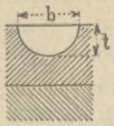
917. — Kraft zum Einrücken.

1. Neigungswinkel $\beta = 13^0$ . . . . *151c* (*T*)

2. Horizontaldruck $Q_0 \sim 2 \cdot 880 = \mathbf{1760}$ kg *152* (*1*)

Lösungen zu Aufg. 920—923.

920. *Lager.* Um ein Verstopfen des Schmierloches zu verhüten, ist zu wählen: §



Durchmesser $s = 10$ mm . . . . *53f (T 3)*

die Breite der Schmiernuten $b = 6$ mm . . . „

„ Tiefe „ „ $t = 3$ „ . . . . „

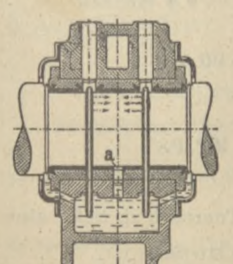
Die Schmiernuten sollen um das Maass e = 10 mm von der äussern Lagerkante abstehen.

921. — 1. Wir wählen eine Lageranordnung, welche eine seitliche Verschiebung nicht zulässt, z. B. Wellenbund, Kammlager, Spurlager oder Stellringe. Letztere sind aber unzuverlässig.

2. Das Bestreben der Welle, sich in der Achsrichtung zu verschieben, wird um so stärker sein, je ungenauer die Zahnform und das Zusammenarbeiten der beiden Räder ist. Arbeitet nicht genau Teilkreis auf Teilkreis, so wird die Erscheinung besonders stark hervortreten.

922. *Ringschmierlager.* Zunächst glaubte man durch Einlaufen würden die Mängel verschwinden, was jedoch nicht der Fall war. Nachschaben der Schmiernuten, Erneuern der Ringe usw. hatten ebenfalls ein negatives Ergebnis. Man baute deshalb die Lager aus und fand, dass die Öffnungen *Ö*, welche die Ölkammern verbinden, infolge eines Gussfehlers nur ganz geringen Querschnitt hatten. Das Öl, was in die äusseren Kammern gelangt, konnte nicht zurücktreten und lief infolgedessen aus.

923.

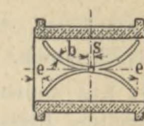


— Da äusserlich keine Unregelmässigkeiten festgestellt werden konnten, wurde das Lager ausgebaut und fand man, dass der Lagerlauf zwischen den Schmierringen gefressen hatte!

Ursache: Der nach innen gedrängte Teil des Öles kann wie in nebenstehender Abbildung angedeutet innen nicht entweichen und sich demnach nicht erneuern. Nach Einbohren der Öffnung *a* trat Heisslaufen nicht mehr ein.

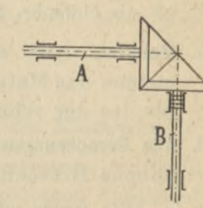
Aufgaben zu § 160—169.

920. **Lager.** Ein Lager von $d = 120$ mm Durchmesser zeigte stets Neigung zum Heisslaufen. Eine Untersuchung ergab, dass das Schmierloch nur $s = 3$ mm Durchmesser hatte. Wie gross müsste der Durchmesser sein und wie breit und tief hat man die Schmiernuten zu wählen?



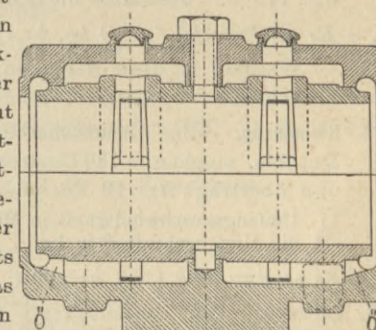
„ *a* — *Es sei* $d = 80$ ( ) *mm.*

921. — Von der Haupttransmission A soll Nebentransmission B durch Kegelräder angetrieben werdeu.



1. In welcher Weise ist Welle B zu lagern?
2. Wie gross ist der Axialdruck?

922. **Ringschmierlager.** Eine Spezialfirma lieferte einen längeren Transmissionsstrang mit etwa 14 Ringschmierlagern nebenstehender Konstruktion. Bis auf 3 Lager liefen sämtliche Lager gut und entsprechen hinsichtlich Ölverbrauch und Nichttropfens den gestellten Bedingungen. Die 3 Lager dagegen mussten stets nachgefüllt werden, da das Öl ständig an den Seiten herauslief. Man konnte sich den Übelstand nicht erklären, da sämtliche Lager nach demselben Modell ausgeführt waren.



923. — Ein anderes Ringschmierlager zeigte häufig Neigung zum Heisslaufen trotz reichlicher Abmessung des Lagerlaufes (also geringem Flächendruck) und reichlicher Schmierung. Auch kam ein gutes Öl zur Verwendung.

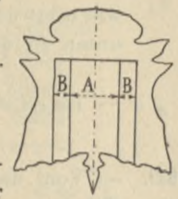
Was ist die Ursache des Heisslaufens?

Aufgaben zu § 178—180.

925. Material der Treibriemen. Aus welchen Materialien werden Treibriemen hauptsächlich gefertigt?

926. Lederriemen. Welcher Teil der Haut eignet sich am besten zu Treibriemen.

927. — Aus welchen Teilen der Haut wird man breitere Riemen schneiden?



928. Riemendicke. Welche Dicke haben gute Kernledertreibriemen
1. als einfache, 2. als Doppelriemen.

929. Material. Aus welchem Grunde ist im allgemeinen das Material der breiten Riemen besser als das der schmalen Riemen?

930. Alte Berechnungsweise. Wie lautet die Hauptgleichung für die übliche Berechnungsweise?

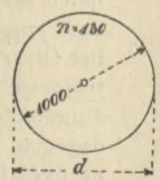
931. — Wie gross wählt man die zulässige Beanspruchung k_z bei dieser Rechnungsweise?

932. Riemenstärke. Es sei Umfangskraft $P = 240$ kg, Riemenbreite $b = 14$ cm. Bestimme die Riemenstärke.

„ *a* *Es sei* $P = 120$ ( ) *kg*, $b = 28$ ( ) *cm.*

933. — Weshalb ist diese Berechnungsweise (Aufg. 930—932) nicht brauchbar?

934. Riemenzug. Eine Riemscheibe $d = 1000$ mm Durchm. macht $n = 130$ Umdrehungen i. d. Min. und überträgt $N = 10$ PS. Bestimme:
1. Umfangsgeschwindigkeit in Mtr/Sek,
2. die Umfangskraft P in kg.

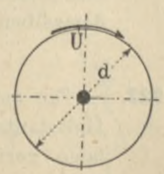


„ *a* *Es sei* $d = 2000$ ( ), $n = 65$ ( ), $N = 20$ ( ).

935. Leistung. Die Umfangskraft sei $P = 320$ kg, die Riemengeschwindigkeit $U = 24$ Mtr/Sek.
Wieviel Pferdestärken überträgt der Riemen?

„ *a* *Es sei* $P = 160$ ( ) *kg*, $U = 12$ ( ) *Mtr/Sek.*

936. Riemscheibe hat Durchmesser $d = 850$ mm und macht $n = 165$ Umdrehungen i. d. Min.
Die Umfangskraft der Riemscheibe betrage $P = 430$ kg. Wieviel Pferdestärken N überträgt dieselbe?



„ *a* $d = 1700$ ( ) *mm*, $n = 130$ ( ), $P = 600$ ( ) *kg.*

Lösungen zu Aufg. 925—936.

925. Material. Man unterscheidet: Gewebte Riemen und Riemen aus Leder. Gewebte Riemen (Baumwoll-, Balata- und Gummiriemen) werden aus Baumwolle in Verbindung mit anderen Materialien gewebt . . . . *178a* §

Lederriemen werden hergestellt aus Ochsen-, Stier- und Büffelleder *178b*

926. Lederriemen. Die besten Riemen werden aus dem Rückenstück einer Haut geschnitten *180c*

927. — Mit Rücksicht auf vorteilhafte Herstellung wählt man für breite Riemen Rückenstücke (*A*), die Seitenstücke (*B*) finden dann noch für schmälere Riemen Verwendung *180c*

928. Riemendicke. Ochsenleder gibt das beste Material, einfache Riemen $5^1/_2$ bis $6^1/_2$ mm, als Doppelriemen 10 bis 13 mm . *178b*

929. Material. Da für schmale Riemen nicht das Rückenstück der Ochsenhaut, sondern die minderwertigeren Seitenstücke der Haut genommen werden *180c*

930. Alte Berechnungsweise. Man setzt wie beim Festigkeitsrechnen:

$$\delta \cdot b \cdot k_z = P \quad \ldots\ldots\ 179\ (2)$$

worin $\delta \cdot b$ der Riemenquerschnitt in qcm.

931. — Man setzt als zulässig $k_z = 10—12$ kg *179* (3)

932. Riemenstärke. Zul. Beanspr. $k_z = 10$ kg, folglich:

$$\text{Riemenstärke} = \frac{240}{14 \cdot 10} \sim 1{,}7 \text{ cm.}$$

933. — Weil Riemensteifigkeit, Riemengeschwindigkeit und Herstellungsweise des Riemens nicht beachtet sind.

934. Riemenzug.

1. Umfangsgeschw. $U = \frac{1000}{1000} \cdot \frac{\pi \cdot 130}{60} = 6{,}8$ Mtr/Sek . . *180c* (6)

2. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot N}{U} = \frac{75 \cdot 10}{6{,}8} = 110$ kg . . . . . (5)

935. Leistung.

Leistung $N = \frac{P \cdot U}{75} = \frac{320 \cdot 24}{75} = 102$ PS *180c* 105

936. Riemscheibe.

Umfangsgeschwindigkeit = Umfang × Touren i. d. Sek., also

$U = \frac{0{,}85 \cdot \pi \cdot 165}{60} = 7{,}3$ Mtr/Sek *180b* (6)

folglich

übertragbare Pferdestärken $N = \frac{P \cdot U}{75} = \frac{430 \cdot 7{,}3}{75} = 42$ PS . *180b* (5)

Lösungen zu Aufg. 940—947.

940\. ***Neue Berechnung.*** Die Hauptgleichung lautet: §

$k \cdot b = P$ in kg . . . . *180b* *(4)*

worin k ein Belastungskoeffizient f. d. cm Riemenbreite.

941\. ***Belastungskoeffizient.***

Wir entnehmen den Wert k der Tabelle in . . . . . *180c* und finden:

1, für einfache Riemen $k = \mathbf{11}$ *180c*

2\. „ Doppelriemen $k = \mathbf{14}$ *180c*

942\. ***Riemenbreite.*** Für $U = 23{,}5$ Mtr/Sek und Scheibendurchm. $= 0{,}75$ Mtr. ergibt sich Belastungskoeffizient $k = 11$ . . . *180c*

demnach Riemenbreite $b = \frac{920}{11} = \mathbf{83{,}5}$ cm . . . . *180b* *(4)*

943\. ***Riemenbreite.*** Für Überschlagsrechnungen kann man sich die Berechnung mit dem Belastungskoeffizient sparen, indem man die Tab. 181 a—c benutzt, wie folgende Beispiele zeigen.

944\. — 1. $d = 700$ mm und $n = 220$ ergibt sich:

übertragbare Leistung für 10 cm Breite $= \frac{6{,}8 + 11}{2} = 8{,}9$ PS *181a* *(T)*

2\. also Riemenbreite $b = \frac{40}{8{,}9} \cdot 10 \sim \mathbf{45}$ cm.

945\. — 1. Für $d = 1800$ mm und $n = 160$ Umdrehungen i. d. Min. ergibt sich für 10 cm Riemenbreite:

übertragbare Leistung = 40 PS . . . . . *181b* *(T)*

2\. also Riemenbreite $\frac{170}{40} \cdot 10 = \mathbf{42{,}5}$ cm.

946\. — 1. Für $d = 500$ mm und $n = 600$ Touren ergibt sich:

übertragbare Leistung für 10 cm Breite = 23 PS . . . *181b* *(T)*

2\. also Riemenbreite $b = \frac{120}{23} \cdot 10 = \mathbf{52}$ cm.

947\. ***Achsendruck.*** Zur Bestimmung des Lagerdruckes setzt man

$$\left.\begin{array}{lll} \text{im ziehenden Trum} & S = 2 \cdot P = 2 \cdot 210 = & 420 \text{ kg} \\ \text{„ gezogenen „} & Sg = P = & 210 \text{ „} \\ \hline \textbf{Achsendruck } Q = & 3P = & \mathbf{630} \text{ kg} \end{array}\right\} \quad 183p$$

Aufgaben zu § 180—183.

940. Neue Berechnung. Wie lautet die Hauptgleichung der richtigen Riemenberechnung?

941. Belastungskoeffizient. Es sei Umfangsgeschw. $U = 23{,}5$ Mtr/Sek, Durchmesser der kleineren Scheibe $d = 0{,}75$ Mtr. Wie gross ist k zu wählen

1\. für einfache Riemen, 2. für Doppelriemen?

„ a Es sei $U = 31$ ( ) Mtr/Sek, $d = 1{,}5$ ( ) Mtr.

942. Riemenbreite. Für den Riemen in vorstehendem Beispiel sei die Umfangskraft $P = 920$ kg. Bestimme die erforderliche Riemenbreite b für einfachen Riemen.

„ a Es sei $P = 460$ ( ) kg.

943. Riemenbreite. Wie ermittelt man schnell die Riemenbreite?

944. — Eine Transmission soll $N = 40$ PS übertragen, die Tourenzahl sei $n = 220$ i. d. Min. Durch die örtlichen Verhältnisse ist ein kleinster Scheibendurchmesser von $d = 700$ mm bedingt. Bestimme:

1\. die übertragbare Leistung für 10 cm Riemenbreite,
2\. die erforderliche Riemenbreite.

„ a — Es sei $N = 80$ ( ) PS, $n = 110$ ( ), $d = 1400$ ( ) mm.

945. — Bei einer Transmission macht die kleine Scheibe $n = 160$ Umdrehungen und hat bei Durchmesser $d = 1800$ mm $N = 170$ PS zu übertragen. Bestimme:

1\. die übertragbare Leistung für 10 cm Riemenbreite,
2\. die Riemenbreite in cm.

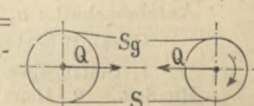
„ a — Es sei $n = 120$ ( ), $d = 1200$ ( ) mm, $N = 120$ ( ) PS

946. — Ein 120 PS Elektromotor, dessen Scheibe $d = 500$ mm Durchmesser hat und $n = 600$ Touren i. d. Min. macht, soll vermittelst Riemen seine Leistung übertragen. Bestimme:

1\. die übertragbare Leistung in PS für 10 cm Riemenbreite,
2\. die Riemenbreite in cm.

„ a — Es sei $N = 90$ ( ) PS, $d = 400$ ( ) mm, $n = 1200$ ( ).

947. Achsendruck. Es sei Umfangskraft $P = 210$ kg. Wie gross ist der Achsendruck anzunehmen?



treibend.

„ a Es sei $P = 420$ ( ) kg.

Aufgaben zu § 183 a—p.

950. Wellenabstand. Welchen Wellenabstand soll man nehmen für Riemen über $b = 30$ cm Breite?

„ *a Es sei $b = 15$ (   ) cm.*

951. Einsenkung der Riemen. Welche Einsenkung wird sich ergeben für $E = 12$ Mtr. Achsenentfernung

1. für das gezogene Riemenstück,
2. „ „ ziehende „

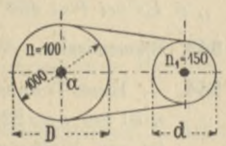
„ *a Es sei $E = 15$ (   ) Mtr.*

952. Riemengeschwindigkeit. Welche Riemengeschwindigkeit wählt man vorteilhaft?

953. Scheibendurchmesser. Treibende Welle a macht $n = 100$ Umdrehungen i. d. Min., Scheibendurchmesser $D = 1000$ mm.

Die getriebene Welle soll $n_1 = 150$ Umdrehungen machen.

Wie gross wird Durchmesser d der Scheibe?



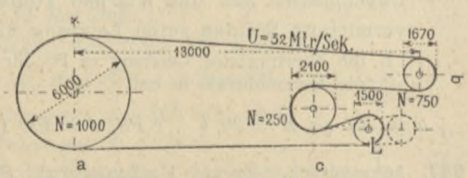
„ *a Es sei $D = 700$ (   ) mm, $n_1 = 600$ (   ), $n = 200$ (   ).*

954. Gleitverlust. Für den Antrieb eines Dynamos war gegeben: $d = 750$ mm, $n = 600$ i. d. Min. Die Transmission, welche den Dynamo antreiben sollte, machte $n = 100$ Umdrehungen i. d. Min. Es wurde direkte Übersetzung vorgesehen und auf die Transmissionswelle eine Scheibe von 4400 mm aufgesetzt. Nach Fertigstellung des Dynamos ergab die Spannung anstatt 120 Volt nur 112 Volt. Die darauf vorgenommene Tourenzählung zeigte nur 575 Touren.

Welches ist die Ursache?

955. Riementrieb zum Antrieb eines Walzwerkes.

Von a aus sollen b und c angetrieben werden, Leitrolle L dient zur Umführung des Riemens auf Antriebscheibe a.



Gesamtübertragung 1000 PS. Bestimme:

1. Umfangsgeschw der Scheibe a bezw Riemengeschw. U in Mtr/Sek., 2. Umfangskraft P in kg, 3. Belastungskoeffizient k, 4. Riemenbreite b in cm.

Lösungen zu Aufg. 950—955. §

950. Wellenabstand möglichst 8 bis 10 Mtr. . . . . *183 e*
doch muss man sich häufig mit kürzerem Abstand begnügen.

951. Einsenkung.

1. gezog. Riemenstück: Einsenkung $= {}^1/_{50} \cdot 12 = \mathbf{0{,}24}$ Mtr. } *183 f*
2. ziehendes „ „ $= {}^1/_{100} \cdot 12 = \mathbf{0{,}12}$ „ }

952. Riemengeschwindigkeit.

Riemengeschwindigkeit vorteilhaft **15** bis **30** Mtr/Sek . . *183m*

953. Scheibendurchmesser.

Mit Berücksichtigung des Geschwindigkeitsverlustes von 2 % wird

$$d = 0{,}98 \cdot 1000 \cdot \frac{100}{150} = \mathbf{652}\ \text{mm} \quad \ldots\ldots \quad \textit{183n}$$

954. Gleitverlust. Die Umfangsgeschw. bestimmen sich wie folgt:

Riemenscheibe des Dynamos $U = \frac{0{,}75 \cdot \pi \cdot 600}{60} = 23{,}5$ Mtr. *180b*

„ der Transmission $U = \frac{4{,}4 \cdot \pi \cdot 100}{60} = 23$ „

Die grössere Scheibe war demnach zu klein, der Durchmesser müsste betragen:

$$D = 1{,}02 \cdot 750 \cdot \frac{600}{100} = \mathbf{4590}\ \text{mm} \quad \ldots\ldots \quad \textit{183n}$$

Die Ursache war folgende:

Der Konstrukteur hatte die Gleich. in 183n unrichtig angewandt, d. h. die treibende Scheibe anstatt grösser wie theoretisch kleiner vorgeschrieben, so dass der Gesamtunterschied ∾ 4 % betrug.

955. Riementrieb zum Antrieb eines Walzwerkes.

1. Umfangsgeschw. $U = \frac{6 \cdot \pi \cdot 100}{60} = 31{,}4$ Mtr/Sek *180b* (6)
2. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 1000}{31{,}4} = 2400$ kg . . . . (5)
3. Die Scheibe b kommt hier in Betracht, für 1,67 Mtr. Durchmesser und $U = 31{,}4$ Mtr/Sek ist für Doppelriemen Belastungskoeffizient $k = 22$. *180c*
4. Riemenbreite $b = 2400 : 22 = \mathbf{109}$ cm . . . . (4)

(Ausgeführt ist dieser Doppelriemen aus Leder in einer Breite von 120 cm.)

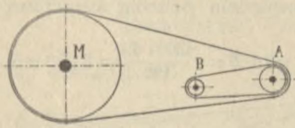
Lösungen zu Aufg. 960—963.

960. *Riementrieb zum Antrieb einer Dynamo.* §

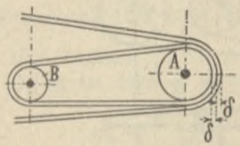
1. Umfangsgeschw. $U = \frac{0{,}75 \cdot \pi \cdot 600}{60} = 23{,}5$ Mtr/Sek *180b* (6)
2. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 130}{23{,}5} = 415$ kg . . . . (5)
3. Für 0,75 Mtr. Durchm. und $U = 23{,}5$ Mtr/Sek wird für einfachen Riemen Belastungskoeffizient $k = 11$, Tab. in *180c*
4. Riemenbreite $b = 415 : 11 =$ **37,5** cm . . . . . (4)

(*Verwendung fand ein Balata-Riemen von 40 cm Breite.*)

961. *Riementrieb zum Antrieb zweier Dynamos.*



1. Der Antrieb erfolgte in der beistehend skizzierten Anordnung. Das Schwungrad treibt die Welle A, von der aus die Welle B ihren Antrieb erhält.
2. Scheibendurchm. Welle A $= \frac{2100 \cdot 240}{900} \cdot 0{,}98 =$ **548** mm . *183n*



Scheibendurchm. auf Welle B $= \frac{548 \cdot 900}{1400} \cdot 0{,}98 =$ **345** mm.

(Um die genaue Tourenzahl zu erhalten, müsste δ berücksichtigt werden.)

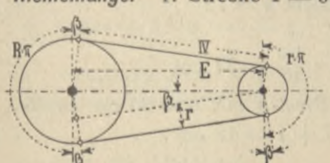
962. — 1. Umfangsgeschw. $U = \frac{2{,}1 \cdot \pi \cdot 240}{60} = 26{,}3$ Mtr/Sek . . . *180b* (6)

2. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 31}{26{,}3} = 88$ kg . . . . (5)
3. Für 0,548 Mtr. Durchm. und $U = 26{,}3$ Mtr/Sek wird für einfachen Riemen Belastungskoeffizient $k = 11$, Tab. in *180c*
4. Riemenbreite $b = 88 : 11 = 8$ cm *180b* (4)

Zuschlag 30 % ergibt $b = 8 \cdot 1{,}3 \sim$ **10,5** cm . . . (7)

(*Ausgeführt ist dieser Riemen mit 16 cm Breite.*)

963. *Riemenlänge.* 1. Strecke I $= 500 \cdot \pi = 1570$ mm.



2. $\sin \beta = \frac{500 - 150}{2200} = 0{,}16$ *187* (2)

woraus $\sphericalangle \beta = 9^0\,15'$ $(9{,}25^0)$

3. Strecke II $= \frac{R \cdot \pi \cdot \beta}{180^0} = \frac{500 \cdot \pi \cdot 9{,}25^0}{180^0} = 80{,}5$ mm.

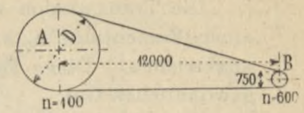
4. $\mathrm{III} = r \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot \beta}{180}\right) = 150 \cdot \pi \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 9{,}25^0}{180}\right) = 422{,}5.$

5. $\mathrm{IV} = \sqrt{E^2 - (R - r)^2} = \sqrt{2200^2 - (500 - 150)^2} = 2180.$

6. Gesamtlänge:
$L = 1570 + 2 \cdot 80{,}5 + 422{,}5 + 2 \cdot 2180 =$ **6513,5** mm.

Aufgaben zu § 179—183.

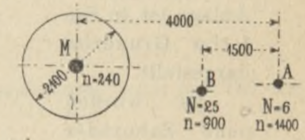
960. Riementrieb zum Antrieb einer Dynamo.



Dynamo B soll von Haupttransmission A, welche $n = 100$ Umdreh. i. d. Min. macht, angetrieben werden. Dynamoriemenscheibe 750 mm, 600 Umdreh. i. d. Min., Kraftbedarf 130 PS. Bestimme:

1. Umfangsgeschw. U der Dynamo-Riemenscheibe in Mtr/Sek,
2. Umfangskraft P in kg,
3. Belastungskoeffizient k,
4. Riemenbreite b in cm.

961. Riementrieb zum Antrieb zweier Dynamos.



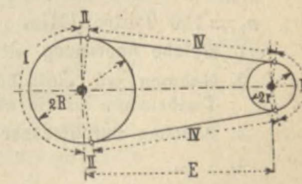
Von der Motorwelle M, die 31 PS äussert und ein Riemenscheibenschwungrad von 2100 mm Durchm. trägt, sollen die beiden Dynamos A und B angetrieben werden.

1. Wie kann man dieses am besten bewerkstelligen, ohne ein Vorgelege anzuordnen?
2. Bestimme die Durchmesser der Riemenscheiben A und B.

962. — Riemenbreite. Für den Riementrieb der vorigen Aufg. ist die Riemenbreite zu bestimmen und zwar:

1. Umfangsgeschw. U in Mtr/Sek,
2. Umfangskraft P in kg,
3. Belastungskoeffizient k,
4. Riemenbreite b in cm.

963. Riemenlänge. Die Länge des Riemens für einen Trieb mit folgenden Abmessungen ist zu berechnen.



Scheiben-Entfernung $E = 2200$ mm

„ -Durchm. $2R = 1000$ „

„ „ $2r = 300$ „

Die Riemenlänge setzt sich zusammen aus den Strecken I, II, III und IV.

Bestimme:

1. Strecke I, 2. Winkel β nach § 187, Gleich. 2, 3. Strecke II, 4. Strecke III, 5. Strecke IV, 6. Gesamtlänge des Riemens. 7. Prüfe, ob sich das gerechnete Resultat deckt mit Gleich. 4 links in § 187.

„ *a* *Es sei* $E = 4400$ ( ) *mm*, $2R = 2000$ ( ) *mm*, $2r = 600$ ( ) *mm*.

Aufgaben zu § 180 u. 196.

965. Übereinanderlaufende Riemen.

Die Transmission von 6 Stück stehenden Kugelmühlen in einer Zementmühle wurde durch **Zahnräder** mit < Zähnen angetrieben. Diese Zahnräder verursachten aber ein ungewöhnliches Geräusch u. mussten schon nach einem Jahre durch neue Räder ersetzt werden, da die Zähne verschlissen waren. Die Anlage ist in *Fig. 1* im Grundriss dargestellt.

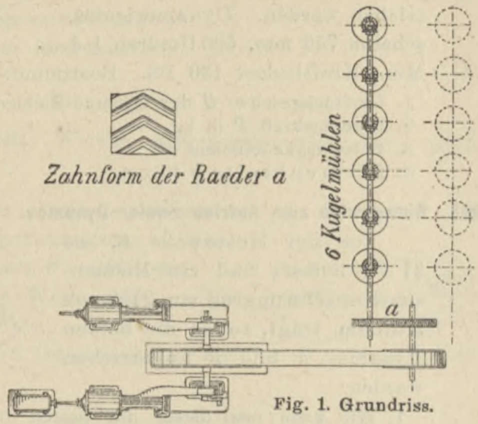


Fig. 1. Grundriss.

Es wurden neue Zahnräder mit geraden Zähnen, Holz auf Eisen, gewählt. Letztere arbeiten etwas besser, aber nicht zufriedenstellend. Die Erweiterung des Fabrikbetriebes machte die Aufstellung von 6 neuen Kugelmühlen, wie in *Fig. 1* punktiert angedeutet, notwendig.

Infolge der schlechten Erfahrungen mit dem Zahnräderantrieb entschloss man sich, die beiden Wellenstränge durch **Riemen** anzutreiben. *Fig. 2* zeigt die Lage der Achsen. Maschine A macht $n = 70$, Welle W_1 macht $n_1 = 150$ Touren/Min.

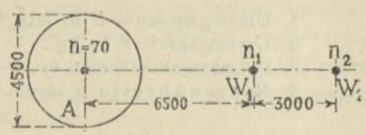


Fig. 2. Lage der Achsen.

1. **Welche Anordnung** wird man wählen?
2. Nehmen wir einfache oder Doppelriemen? (Der vorhandene Treibriemen ist ein einfacher, 650 mm breit, 7 mm dick.)
3. Welchen **Durchmesser** erhält die Scheibe auf Welle W_1?
4. „ „ „ „ „ „ „ W_2?
5. Welche **Breite** erhält der Treibriemen für W_2 zur Übertragung von 105 PS?
6. Wie breit wird die Riemscheibe?
7. Werden wir die Scheibe gerade oder gewölbt ausführen?
8. Wird sich ein derartiger Riemenbetrieb auch bewähren?

Lösungen zu Aufg. 965.

965. Übereinanderlaufende Riemen.

1. Am einfachsten gestaltet sich die Anordnung, wenn wir übereinanderlaufende Riemen anwenden, wie solche in Amerika für die verschiedensten Zwecke schon seit Jahren ausgeführt sind . . . . § *188c*
2. Für den Antrieb der Welle W_1 verwenden wir den vorhandenen Riemen von 650 mm Breite.
   Für Welle W_2 wählen wir vorläufig einfachen Riemen.
3. Für die 6 vorhandenen Kugelmühlen musste die Tourenzahl 150 beibehalten, bei den 6 neuen noch zu bestellenden Mühlen kann der Antrieb (konische Räder vergl. *Fig. 1*) der stehenden Mühlenspindeln beliebig ausgeführt werden.
   Durchm. der Scheibe für W_1 wird $D = \frac{4500 \cdot 70}{150} = 2100$ mm.

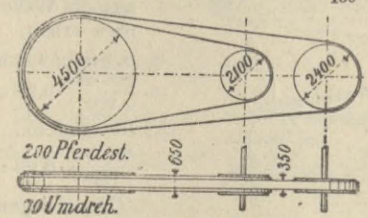


Fig. 3.

4. Scheibe für W_2 machen wir etwas grösser, damit die Riemen nicht aneinander schlagen, z. B. 2400 mm (vergl. *Fig. 3*), so wird für Welle W_2:
   Tourenzahl $n_2 = \frac{4500 \cdot 70}{2400} = 130$.
5. Umfangskraft $P = \frac{71620}{120} \cdot \frac{105}{130} \sim$ **480** kg . . . . *129* (5 u. 6)
   Umfangsgeschw. $U = \frac{2{,}4 \cdot \pi \cdot 130}{60} = 16{,}3$ Mtr/Sek . . *180b* (6)
   Für $D_2 = 2{,}4$ Mtr. und $U = 16{,}3$ ist für einfachen Riemen
   Belastungskoeffizient $k = 13$ *180c*
   so dass nötige
   Riemenbreite $b = \frac{480}{13} =$ **37** cm . . . . . „
   ausgeführt ist der obere Riemen mit $b = 35$ cm Breite.
6. Scheibenbreite $B = 1{,}1 \cdot 37 + 1 = 42$ cm *196a* (1)
7. Da es sich um getriebene Scheiben handelt, wählen wir:
   Wölbung $W = {}^1/_{15} \cdot \sqrt{B} = {}^1/_{15} \cdot \sqrt{42} = 0{,}43$ cm . . . (2)
8. Im vorliegenden Falle hat sich die Ausführung sehr gut bewährt. Nach dem Umbau sind 10 Jahre verflossen ohne die geringsten Betriebsstörungen, auch bleibt der obere Riemen schön auf der Mitte des unteren.

Lösungen zu Aufg. 970—972.

970. Riemscheibe. ℌ

1. Scheibenbreite $B = 1{,}1 \cdot 26{,}5 + 1 \sim$ **30** cm *196a* (*1*)
2. Umfangsgeschw. $U = \frac{1{,}5 \cdot \pi \cdot 190}{60} \sim$ **15** Mtr/Sek.

Für $U = 15$ Mtr/Sek und $D = 1{,}5$ Mtr. ergibt sich:
Belastungskoeffizient für Doppelriemen
$k = 19$ f. d. cm Riemenbreite *180c*

3. Demnach für 26,5 cm Breite
Umfangskraft $P = 19 \cdot 26{,}5 \sim$ **500** kg *180b* (*4*)
4. Anzahl $i = 6$ . . . . Tab. in *196a*
5. Biegungsmoment $M_b = P \cdot R = 500 \cdot 75 = 37500$ cmkg . *110b* (*1*)

Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot b \cdot h^2 = 0{,}1 \cdot 7 \cdot 14^2 = 138$ cm³ (*T 1*)

Man rechnet $^1/_3$ der Arme als tragend, mithin Beanspruchung im unteren Armquerschnitt

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot 3}{i \cdot W} = \frac{37500 \cdot 3}{6 \cdot 138} \sim \mathbf{136} \text{ kg/qcm} \quad . \; . \; . \; . \; 110b \; (1)$$

6. Ja! zulässig Beanspruchung $k_b = 250$ kg/qcm . Tab. in *110b*

971. Riemscheibe aus Schmiedeeisen.

1. Anzahl der Arme = 16 in jeder Reihe . . Tab. a in *197*
2. Über 20 cm Breite wählen wir Doppelarmsystem, also
Gesamtarmzahl $A = 2 \cdot 16 = 32$ *197a*
3. Biegungsmoment $M_b = 37500$ cmkg (s. oben) . . . . „
4. Armstärke $\delta = 0{,}26 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{A}} = 0{,}26 \cdot \sqrt[3]{\frac{37500}{32}} = \mathbf{2{,}8}$ cm („)

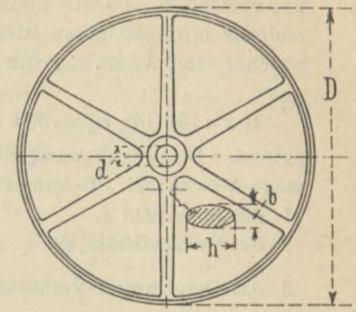
Sämtliche Arme sind hier als tragend angenommen, also nicht wie bei gusseisernen Armen nur $^1/_3$ der Armzahl.

972. — Arme aus Flacheisen.

1. Anzahl der Arme in jeder Reihe = 16, also $A = 32$ . . *197* (*Ta*)
2. Armhöhe $h = 0{,}34 \sqrt[3]{\frac{37500}{32}} = \mathbf{3{,}6}$ cm *197a*
3. Armstärke $b = 0{,}25 \cdot 3{,}6 = \mathbf{0{,}9}$ cm . . . . „

Aufgaben zu ℌ 196 a—197 a.

970. Riemscheibe.

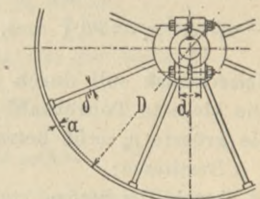


Riemenscheibe $D = 1{,}5$ Mtr. Durchm. soll bei $n = 190$ Touren/Min. für einen Doppelriemen von 26,5 cm Breite ausgeführt werden. Bestimme:

1. Breite der Riemenscheibe in cm,
2. Umfangsgeschwindigk. in Mtr/Sek,
3. Umfangskraft, welche für Berechnung der Arme einzuführen ist, in kg,
4. **Anzahl** der Arme,
5. **Beanspruchung** im unteren Armquerschnitt, wenn $h = 140$ und $b = 70$ mm gewählt wird.
6. Ist diese Beanspruchung zulässig?

„ *a — Es sei $D = 3000$ ( ) Mtr., $n = 150$ ( ), Riemenbreite $= 13{,}5$ ( ) cm, Arme $h = 12$ ( ) cm, $b = 6$ ( ) cm.*

971. Riemscheibe aus Schmiedeeisen.

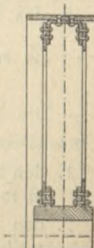


Die Scheibe der vorigen Aufgabe $D = 1{,}5$ Mtr., Breite 30 cm, $P = 500$ kg soll runde schmiedeeiserne Arme erhalten. Bestimme:

1. Anzahl der Arme,
2. Stärke der Arme in cm,
3. Biegungsmoment in cmkg,
4. Armstärke in cm.

„ *a — Bestimme die Werte für Aufg. 970 a.*

972. — Arme aus Flacheisen. Die Arme zu der Scheibe in Aufg. 970 sollen aus **Flacheisen** nach nebenstehender Abbildung hergestellt werden. Berechne Stärke und Höhe der flacheisernen Arme. Bestimme:



1. Anzahl der Arme,
2. Höhe der Arme in cm,
3. Stärke der Arme in cm,

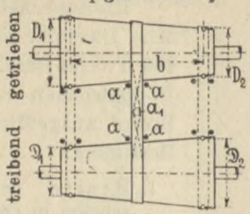
„ *a — Bestimme die Abmessungen für Aufg. 970 a.*

Aufgaben zu § 199—200 b.

975. Kegelscheiben. Zum Antrieb einer Papiermaschine soll ein konisches Trommelpaar mit gekreuzten Riemen dienen, welches eine Änderung der Tourenzahl von

$n_1 = 150$ bis $n_2 = 300$ i. d. Min.

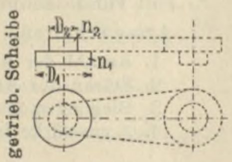
zulässt. Die zu übertragende Kraft beträgt $N = 35$ PS. Bestimme:



1. die Stufenzahl x,
2. die Verhältniszahl φ,
3. das Durchmesser-Verhältnis $\frac{D_1}{D_2}$,
4. den grössten Durchmesser D_1, wenn $D_2 = 90$ cm,
5. die kleinste auftretende Umfangsgeschw. U in Mtr/Sek,
6. „ grösste „ Umfangskraft P in kg,
7. den Belastungskoeffizient k,
8. die Riemenbreite in cm,
9. die Neigung des Konus,
10. die Breite b der Scheibe in cm,
11. Tourenzahl der treibenden Trommel.
12. Durchmesser $\mathfrak{D}_1$ und $\mathfrak{D}_2$ der treibenden Trommel.

„ *a — Es sei $n_1 = 90$ ( ), $n_2 = 200$ ( ), $N = 25$ (PS.*

976. Holzdrehbank soll durch Stufenscheiben angetrieben werden. Die kleinste Tourenzahl soll $n_1 = 30$, die grösste $n_2 = 56$ betragen.

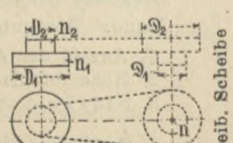


Bestimme:

1. Anzahl der Stufen,
2. die Verhältniszahl φ.
3. die Stufenzahl x,
4. das Verhältnis $D_1 : D_2$.

„ *a — Es sei $n_1 = 60$ ( ), $n_2 = 90$ ( ).*

977. — Die kleinste Scheibe des vorigen Beispiels soll $D_2 = 300$ mm Durchmesser erhalten. Bestimme:



1. den Durchmesser D_1 der grössten Scheibe in mm,
2. den Durchmesser der Scheiben auf der treibenden Welle.

„ *a — Es sei $D_2 = 400$ ( ) mm.*

Lösungen zu Aufg. 975—977.

975. Kegelscheiben.

1. Dieselben werden stets als zweistufige Scheiben berechnet, wenn die kleinste und grösste Tourenzahl gegeben ist. Wir berechnen die in beistehender Figur mit lateinischen Buchstaben bezeichnete Trommel. §
2. Verhältnis $\varphi = \frac{n_2}{n_1} = \frac{300}{150} = 2$ *199* (1)
3. Durchmesserverhältnis $\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{2} = 1.41$ . . . . . . (1)
4. Durchmesser $D_1 = D_2 \cdot 1{,}41 = 90 \cdot 1{,}41 = 127$ cm . . . (1)
5. Umfangsgeschw. $U = \frac{1{,}27 \cdot \pi \cdot 150}{60} = 10$ Mtr. *129* (1)
6. Umfangskraft $P = \frac{75\,N}{U} = \frac{75 \cdot 35}{10} = 265$ kg *129* (3)
7. Für $D_{min} = 900$ mm und $U = 10$ Mtr. ergibt sich: Belastungskoeffizient $k = 9$ *180c*
8. Riemenbreite $= \frac{P}{k} = \frac{265}{9} \sim$ **30** cm . . . . „
9. Wir wählen Neigung 1 : 15 . . . . *199*
10. Demnach Scheibenbreite $b = \frac{D_1 - D_2}{2} \cdot 15 =$ **270** cm.
11. Tourenzahl der treibenden Trommel $= \frac{D_1 \cdot n_1}{\mathfrak{D}_1} = \frac{126 \cdot 150}{90} =$ **212**.
12. Es muss sein $\mathfrak{D}_1 = D_2$ und $\mathfrak{D}_2 = D_1$ (da Riemenlänge gleichbleibt).

976. Holzdrehbank. 1. Anzahl der Stufen = 2, da nur zwei verschiedene Umdrehungen verlangt werden.

2. Verhältniszahl $\varphi = \sqrt[2-1]{\frac{56}{30}} = \frac{56}{30} = 1{,}866$ *200a* (3)
3. Stufenzahl $x = 1 + \frac{\log \frac{56}{30}}{\log 1{,}866} = 2$ . . . . (6)
   Dieses ist nur eine Bestätigung der von Haus aus angenommenen 2 Stufen.
4. Das Verhältnis zweier benachbarter Scheibendurchm. ist:
   $\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{1{,}866^{2-1}} = \sqrt{1{,}866} =$ **1,36** *200b* (7)

977. — 1. Aus dem Verhältnis $\frac{D_1}{D_2} = 1{,}36$ ergibt sich:

$D_1 = 1{,}36 \cdot 300 =$ **408** mm.

2. Die Bedingung, dass die Riemenlänge beim Wechsel der Scheiben gleich bleiben muss, ergibt:
   $D_1 = \mathfrak{D}_2$ und $D_2 = \mathfrak{D}_1$.

Lösungen zu Aufg. 980.

980. Stufenscheibe mit Rädervorgelege. ℌ

1. Wir wählen für mittl. Abstufung $\varphi = 1{,}5$ *200a* (4)

2. Stufenzahl $x = 1 + \frac{\log {}^{80}/_{6}}{\log 1{,}5} = 7{,}38$ . . . . (6)

   Da die Zahl der Stufen bei Vorgelege eine runde durch 2 teilbare Zahl sein muss, so wählen wir $x = 8$.

3. Hieraus ergibt sich:

   Verhältniszahl $\varphi = \sqrt[8-1]{\frac{80}{6}} = \sqrt[7]{13{,}33} = 1{,}4478$. (3)

4. Hierfür erhalten wir:

   $\frac{D_1}{D_4} = \sqrt{\varphi^{\frac{8}{2}-1}} = \sqrt{1{,}4478^3} = 1{,}745$ *200b* (10)

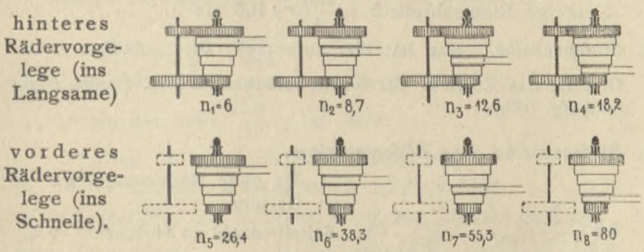
   $\frac{D_2}{D_3} = \sqrt{\varphi^{\frac{8}{2}-3}} = \sqrt{1{,}4478} = 1{,}202$ *200b* (11)

5. Die Umdrehungszahlen der Drehbankspindel W bestimmen sich für $\varphi = 1{,}4478$ zu:

n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8	
6	8,7	12,6	18,2	26,4	38,3	55,3	80	*200a* (1)

6. Radienverhältnis $\frac{r_1}{r_2} = \sqrt{\frac{1}{1{,}4478^4}} = \mathbf{0{,}477}$ *200b* (13)

7. Schematische Darstellung der Tourenübersetzung:



8. Aus den Verhältniszahlen der Durchmesser (vergl. unter 4.) ergibt sich:

   Durchmesser $D_1 = 1{,}745 \cdot 300 = \mathbf{523{,}5}$ mm,
   Summe $D_1 + D_4 = 300 + 523{,}5 = 823{,}5$ mm,

   ferner ist $\frac{D_2}{D_3} = 1{,}202$ und $D_2 + D_3 = 823{,}5$ *)

   woraus

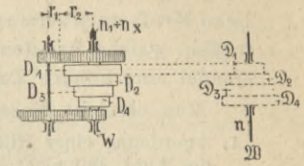
   $D_2 = \mathbf{449{,}5}$ mm, $D_3 = \mathbf{374}$ mm.

Fortsetzung rechte Spalte unten.

*) Bedingung, da Riemenlänge gleich bleibt, vergl. unter 9.

Aufgaben zu ℌ 200 a—b.

980. Stufenscheibe mit Rädervorgelege. Für die Spindel W einer Plandrehbank soll sein:
kleinste Tourenz. $n_1 = 6$ in d. Min.,
grösste „ $n_x = 80$ in d. Min.
Die Durchmesser der Scheiben und Vorgelegeräder sind so zu bestimmen, dass die Zwischenwerte der Tourenzahlen eine geometrische Reihe bilden. Bestimme:



1. Die vorläufige Verhältniszahl φ für mittlere Abstufungen in der Tourenzahl,
2. die Stufenzahl x,
3. die genaue Verhältniszahl,
4. Verhältnis der Scheibendurchmesser der getriebenen Welle,
5. die Umdrehungszahlen der Drehbankspindel (W) i. d. Min.,
6. das Radienverhältnis der Zahnräder,
7. Skizziere ein Schema, aus dem die Übertragung auf die Arbeitswelle klar zu ersehen ist.

   Man skizziert dabei vorteilhaft den 8 verschiedenen Umdrehungen entsprechend 8 verschiedene Abbildungen.

8. Der kleinste Durchmesser der Stufenscheibe sei $D_4 = 300$ mm. Bestimme die Durchmesser D_1, D_2 und D_3.
9. Die Durchmesser $\mathfrak{D}_1$, $\mathfrak{D}_2$, $\mathfrak{D}_3$ und $\mathfrak{D}_4$ der treibenden Scheibe.
10. Die Tourenzahl des Vorgeleges, also der Welle $\mathfrak{W}$.

„ *a — Es sei* $n_1 = 12$ ( ), $n_2 = 160$ ( ).

Fortsetzung von linker Spalte unten.

9. Die Bedingung, dass die Riemenlänge beim Wechsel der Scheiben stets dieselbe bleiben muss, erfordert gleiche Abmessungen der beiden Scheiben und zwar arbeitet die grösste der getriebenen Scheibe mit der kleinsten der treibenden Scheibe zusammen.

   Es ist also (vergl. obige Abbildung):

   $\mathfrak{D}_1 = D_4 = \mathbf{300}$ mm, $\mathfrak{D}_2 = D_3 = \mathbf{374}$ mm,
   $\mathfrak{D}_3 = D_2 = \mathbf{449{,}5}$ mm, $\mathfrak{D}_4 = D_1 = \mathbf{523{,}5}$ mm.

   Die genauen Riemenlängen für je zwei zusammen arbeitende Scheiben werden nun nach ℌ 187 bestimmt und bei etwaigen grösseren Differenzen die mittleren Scheiben entsprechend korrigiert.

ℌ

10. Tourenzahl $n = 1{,}745 \cdot 6 \cdot \left(\frac{1}{0{,}477}\right)^2 = \mathbf{46}$ *200b* (17)

Aufgaben zu § 200 a—b.

981. Ergänzung der vorigen Aufgabe. Die berechnete Tourenzahl des Vorgeleges ($n = 46$) ist zu gering, um mit Riemen die erforderliche Kraft zu übertragen. Es ist also eine Vorrichtung zu treffen, welche bei den angegebenen Touren der Drehbankspindel eine höhere Tourenzahl des Vorgeleges ergibt.

Man erreicht dieses durch:

1. Anordnung einer Hilfswelle, so dass der ganze Rechnungsgang der Aufg. 980 nicht beeinträchtigt wird (Lösung hierzu nebenstehend).
2. Anordnung eines Vorgeleges, durch welches man gleichzeitig eine höhere Stufenzahl (also grösseres x) erreicht. (Hierzu ist ein vollständig neuer Rechnungsgang einzuschlagen, welcher aber als Übungsbeispiel zu schwierig ist.)

982. Riemenbreite. Für Aufg. 980 ist die Riemenbreite zu berechnen. Kraftbedarf der Drehbankspindel W sei $N = 1{,}2$ PS.

Bestimme:

1. mittl. Scheibendurchmesser der Stufenscheibe in mm,
2. mittl. Riemengeschwindigkeit in Mtr/Sek,
3. Umfangskraft in kg,
4. Belastungskoeffizient k,
5. nötige Riemenbreite in cm.

„ *a — Es sei $N = 1{,}5$ (   ) PS.*

Zur Vermeidung von Missverständnissen sollen noch folgende Aufgaben dienen.

983. Stufenscheibe. Was bedeutet der Ausdruck $D_{\frac{x}{2}-2}$, wenn $x = 6$.

„ *a Es sei Stufenzahl $x = 8$ (   ).*

984. Stufenscheibe ohne Rädervorgelege.

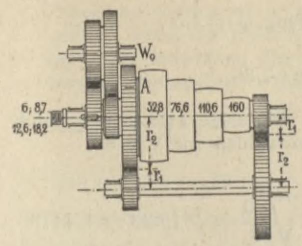
1. Skizziere eine solche auf für $x = 4$.
2. Welche Beziehungen bestehen zwischen den mit lateinischen und den mit deutschen Buchstaben bezeichneten Scheiben?

985. Stufenscheibe mit Rädervorgelege.

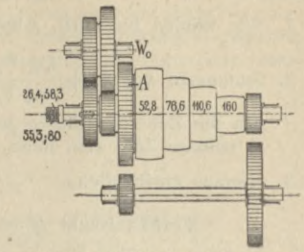
Skizziere eine solche für Stufenzahl $x = 8$. Die Scheiben für das Vorgelege, also die treibende Welle, ist punktiert anzudeuten.

Lösungen zu Aufg. 981—985.

981. Ergänzung der vorigen Aufgabe. Man ordnet noch eine



Verbindung A gelöst, Rädervorgelege eingerückt.



Stufenscheibe A mit Zahnrad fest verbunden, Rädervorgelege ausgerückt.

Hilfswelle W_0 an mit einer Räderübersetzung (etwa 2 : 1), so dass die Tourenzahl der Vorgelegewelle nicht 46, sondern $2 \cdot 46 = 92$ i. d. Min. beträgt.

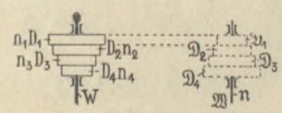
982. Riemenbreite. §

1. mittl. Scheibendurchm. $= \frac{300 + 523{,}5}{2} \sim 412$ mm.
2. „ Riemengeschw. $U = \frac{0{,}412 \cdot \pi \cdot 93}{60} = 1{,}98$ Mtr/Sek . . *180b* *(6)*
3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 1{,}2}{1{,}98} = 45{,}5$ kg . . . . *180c* *(5)*
4. Belastungskoeffizient $k = 4$ *180c*
5. nötige Riemenbreite $b = \frac{45{,}5}{4} \sim$ **11,5** cm *180c*

983. Stufenscheibe. Man hat hier zu setzen: $D_{\frac{6}{2}-2} = D_1$.

Dies ist das Zeichen für einen Scheibendurchm. (vergl. Figur in Aufg. 985).

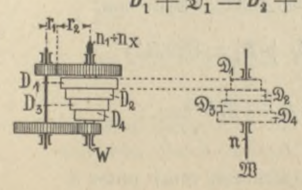
984. Stufenscheibe ohne Rädervorgelege.



1. Da ohne Rädervorgelege, so ist hier Scheibenzahl = Stufenzahl = 4 . *200a*
2. Die Summe zweier zusammenarbeitender Scheiben muss stets gleich sein, also:

$D_1 + \mathfrak{D}_1 = D_2 + \mathfrak{D}_2 = D_3 + \mathfrak{D}_3$ usw. *200b*

985.



Stufenscheibe mit Rädervorgelege.

Anzahl der Abstufungen in der Tourenzahl $x = 8$ ergibt:

Scheibenzahl $= {}^1/_2 \cdot x = {}^1/_2 \cdot 8 = 4$ . . *200b*

Lösungen zu Aufg. 986—991.

986. *Materialien.* Italienischer Hanf, badischer Hanf, Manilahanf, Baumwolle und Jute . . . . ℌ *201a*

987. *Hauptarten und Querschnittsform.* Man unterscheidet im allgemeinen: Rundseile (3 Litzen), Vierkantseile (4 Litzen) und Dreikantseile (3 Litzen) *201a*

988. *Hanfseil.* Die übertragbare Kraft ist abhängig von dem Verhältnis Scheibendurchmesser : Seildurchmesser *202a*

Wir erhalten für $D = 1000$ mm, also $D : \mathfrak{d} = 20$,

übertragbare Kraft $p = 2{,}5 \cdot \mathfrak{d}^2 = 2{,}5 \cdot 5^2 =$ **62,5** kg . . *202a* (7)

989. *Seiltrieb zum Antrieb einer Weberei.*

1. Durchm. der Scheibe $b = \frac{75}{215} \cdot 6500 = 2260$ mm.
2. Die Seilgeschwindigkeit $U = \frac{6{,}5 \cdot \pi \cdot 75}{60} = 25{,}5$ Mtr/Sek . *202a* (1)
3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 565}{25{,}5} = 1682$ kg . . . . (4)
4. Umfangskraft p für ein Seil $= 0{,}125 \cdot 226 \cdot 5 = 141$ kg . (6)
5. Anzahl der Seile $\frac{1682}{141} = \sim$ **12** Seile . . . . (5)

(*Ausgeführt mit 11 Seilen à 50 mm.*)

990. *Seiltrieb zum Antrieb einer Weberei.*

1. Umdrehungen $n = \frac{6500}{2860} \cdot 75 = 170$ i. d. Min.
2. Seilgeschwindigkeit $= \frac{6{,}5 \cdot \pi \cdot 75}{60} = 25{,}5$ Mtr/Sek *202a* (1)
3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 390}{25{,}5} = 1143$ kg . . . . (4)
4. Umfangskraft für ein Seil $p = 0{,}125 \cdot 286 \cdot 5 = 178$ kg . (6)
5. Anzahl der Seile $\frac{1143}{178} \sim 6{,}5$ Seile . . . . (5)

Zuschlag für schrägen Trieb 20 %, also

Anzahl der Seile $= 6{,}5 \cdot 1{,}2 \sim$ **8** Seile . . . . (8)

(*Ausgeführt mit 7 Seilen à 50 mm Durchmesser.*)

991. *Hanfseiltransmission zum Antrieb eines Silospeichers.*

1. Umfangsgeschw. $U = \frac{2{,}3 \cdot \pi \cdot 120}{60} = 14{,}5$ Mtr/Sek *202a* (1)
2. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 65}{14{,}5} = 336$ kg . . . . (4)
3. Umfangskraft für ein Seil $p = 0{,}125 \cdot 230 \cdot 4{,}5 = 129$ kg . (6)
4. Anzahl der Seile $= \frac{336}{129} \sim 2{,}6$ Seile . . . . (5)

Zuschlag für senkrechten Trieb 100 %, also

Anzahl der Seile $= 2 \cdot 2{,}6 \sim$ **5** *202b* (9)

(*Ausgeführt mit 6 Seilen à 45 mm Durchmesser.*)

Aufgaben zu ℌ 201 a—202 a.

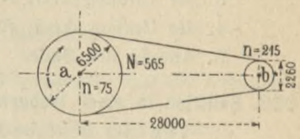
986. Material. Aus welchen Materialien werden Hanfseile geflochten?

987. Hauptarten, Querschnittsform. Welche 3 Seilarten unterscheidet man im allgemeinen und welche Querschnittsformen haben dieselben?

988. Hanfseil. Ein Hanfseil habe $\mathfrak{d} = 50$ mm Durchmesser. Wie gross ist die übertragbare Umfangskraft p in kg?

„ *a — Es sei* $\mathfrak{d} = 40$ ( ) *mm.*

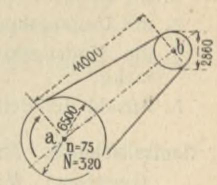
989. Seiltrieb zum Antrieb einer Weberei. Die Transmission a mit $n = 75$ Umdrehungen i. d. Min. soll durch 50 mm starke Hanfseile die Welle b antreiben, wobei letztere $n = 215$ Touren machen soll, zu übertragende Leistung $N = 565$ PS.



Bestimme:

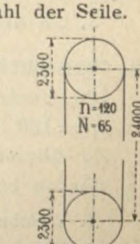
1. den Durchmesser der Scheibe b in mm,
2. die Umfangs- bezw. Seilgeschw. der Scheibe a in Mtr/Sek,
3. die Umfangskraft P in kg,
4. die Umfangskraft für 1 Seil in kg,
5. Anzahl der Seile.

990. Seiltrieb zum Antrieb einer Weberei. Die Transmission a soll mit $n = 75$ Umdrehungen i. d. Min. durch ein 50 mm starke Hanfseile die Welle b antreiben, letztere hat einen Durchmesser von 2860 mm, zu übertragende Leistung $N = 390$ PS. Bestimme:



1. Anzahl der Umdrehungen i. d. Min. der Scheibe b,
2. die Seilgeschw. in Mtr/Sek, 3. die Umfangskraft P in kg,
4. die Umfangskraft für ein Seil in kg, 5. Anzahl der Seile.

991. Hanfseiltransmission zum Antrieb eines Silospeichers. Gegeben $D = d = 2300$ mm, $n = 120$ i. d. Min., Seildurchm. $\mathfrak{d} = 45$ mm, $N = 65$ PS.



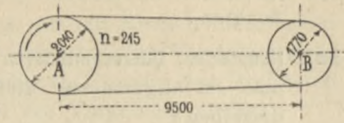
Bestimme:

1. die Seilgeschw. in Mtr/Sek,
2. die Umfangskraft P in kg,
3. die Umfangskraft für ein Seil in kg,
4. Anzahl der Seile.

Aufgaben zu ℌ 202 a—205 o.

995. Seiltrieb in einer Weberei.

Von der Scheibe A mit $n = 215$ soll Welle B angetrieben werden. Es gelangen Rundseile von 50 mm Durchmesser zur Anwendung, $N = 295$ PS.

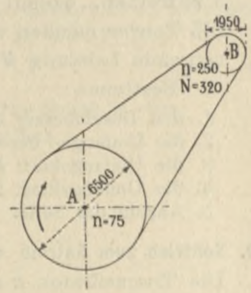


Bestimme:

1. die Umdrehungen der Scheibe B i. d. Min.
2. die Seilgeschwindigkeit in Mtr/Sek,
3. die Umfangskraft P in kg,
4. die Umfangskraft für ein Seil in kg,
5. Anzahl der Seile.

996. Seiltrieb in einer Weberei.

Von der Scheibe A soll Welle B angetrieben werden, letztere soll $n = 250$ Umdrehungen i. d. Min. machen. Es gelangen Rundseile von 50 mm Durchmesser zur Anwendung. Bestimme:



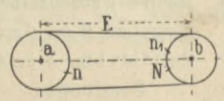
1. den Durchmesser der Scheibe B,
2. die Seilgeschwindigk. in Mtr/Sek,
3. die Umfangskraft P in kg.
4. die Umfangskraft für ein Seil in kg,
5. Anzahl der Seile.

997. Hanfseilscheibe. Ermittlung der Armabmessungen.

Gegeben: $N = 110$ PS, $n = 160$, Bohrung $= 200$ mm, $R = 1000$ mm. Bestimme:

1. den theoretischen Wellendurchmesser in cm,
2. die Anzahl der Arme,
3. die Armhöhe h an der Nabe in cm.

998. Hanfseiltrieb. Welle a macht $n = 100$ Umdrehungen, Welle b soll $n_1 = 120$ Umdrehungen machen. Zu übertragen sind 20 Pferdestärken bei einer Achsenentfernung von $L = 18$ Mtr.



1. Welche Stärke ist für das Hanfseil zu wählen?
2. Welchen Durchmesser erhält die Hanfseilscheibe auf Welle a?

Lösungen zu Aufg. 995—998.

995. Seiltrieb einer Weberei.

1. Umdrehungen der Scheibe $B = \frac{2010}{1770} \cdot 215 = 243$ Umdreh. ℌ
2. Seilgeschwindigkeit $U = \frac{1{,}770\,\pi \cdot 243}{60} = 22{,}5$ Mtr/Sek . . . 202a (1)
3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 295}{22{,}5} = 980$ kg . . . . (4)
4. Umfangskraft für ein Seil $p = 0{,}125 \cdot 177 \cdot 5 = 110$ kg . (6)
5. Anzahl der Seile $= \frac{980}{110} \sim$ **9** Seile . . . . (5)

(*Ausgeführt mit 8 Seilen à 50 mm Durchmesser.*)

996. Seiltrieb in einer Weberei.

1. Durchmesser der Scheibe $B = \frac{75}{250} \cdot 6500 = 1950$ mm.
2. Seilgeschwindigkeit $U = \frac{6{,}5 \cdot \pi \cdot 75}{60} = 25{,}5$ Mtr/Sek . . . 202a (1)
3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 320}{25{,}5} = 940$ kg . . . . (4)
4. Umfangskraft für ein Seil $0{,}125 \cdot 195 \cdot 5 = 121$ kg . . . (6)
5. Anzahl der Seile $= \frac{940}{121} \sim 7{,}8$ Seile . . . . (5)

Zuschlag für schrägen Trieb 20 %, also

Anzahl der Seile $= 1{,}2 \cdot 7{,}8 = \sim$ **10** Seile . . . . (8)

(*Ausgeführt mit 7 Seilen à 50 mm Durchmesser.*)

997. Hanfseilscheibe,

1. Für $\frac{N}{n} = \frac{110}{160} = 0{,}69$ ergibt sich:
   theoretischer Wellendurchmesser $d \sim$ **11,5** cm, Tab. in 60b
2. Für $D = 2\,R = 2000$ mm wird:
   Anzahl der Arme $= 7$ . . . . Tab. in 196a
3. Armhöhe $h = 1{,}1 \cdot 11{,}5 =$ **12,6** cm . . . . . Tab. in 196a

998. Hanfseiltrieb. 1. Für $n_1 = 120$ Umdrehungen i. d. Min. und $N = 20$ PS ist zu wählen ein Hanfseil von $\mathfrak{d} = 45$ mm bei einem Scheibendurchmesser $d = 2250$ mm 202b

2. Durchmesser der Scheibe auf Welle a

$$D = 2250 \cdot \frac{120}{100} = \mathbf{2700} \text{ mm.}$$

Lösungen zu Aufg. 1000—1004.

1000. Material. Drahtseile zu Transmissionszwecken sind fast ausschliesslich aus Eisen- oder Stahldrähten angefertigt . . . § *209a*

1001. Verwendung finden Drahtseile hauptsächlich zur Übertragung von Kräften auf grössere Entfernungen *209b*

1002. Seilspannung.

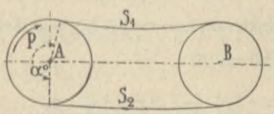
1. Übertragbare Kraft für ein Seil $N = 30$ PS *210d*

2. Umfangsgeschw. $U = \frac{2{,}4 \cdot \pi \cdot 100}{60} = 12{,}5$ Mtr/Sek . . . *180c* *(6)*

3. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 30}{12{,}5} = 180$ kg . . . . *(5)*

4. Als Mittelwert gilt $\alpha = 2{,}8$, $n = 0{,}25$ *210a*

   (α ist auch erklärt in § 60 b, Fussnote.)



Hierfür ist angenähert:

5. Spannung im ziehenden Trum:
   $S = 2 \cdot 180 =$ **360** kg . *210a* *(5)*

6. Spannung im gezogenen Trum:
   $S_1 = 1 \cdot 180 =$ **180** kg . *210a* *(6)*

1003. Durchsenkung.

Wir erhalten während des Betriebes:

1. im treibenden Trum
   Durchsenkung $h_1 =$ **0,7** Mtr *211e*

2. im getriebenen Trum:
   Durchsenkung $h_2 =$ **1,4** Mtr. . . . . „

3. Im Ruhezustand ist die Einsenkung auf beiden Seiten gleich und zwar wird $h_0 =$ **0,9** Mtr. . . . . „

1004. Drahtseiltrieb.

1. Für 120 Touren und 20 PS ist zu wählen ein Drahtseil von 12 mm Durchmesser bei einem Scheibendurchmesser $d = 2400$ mm *210d*

2. Die Durchmesser der Scheiben verhalten sich umgekehrt wie ihre Tourenzahlen, also $D : d = n_1 : n$, demnach Durchmesser der Scheibe auf Welle A

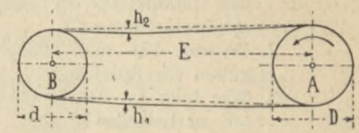
$$D = \frac{d \cdot n_1}{n} = \frac{2400 \cdot 120}{100} = \mathbf{2880} \text{ mm.}$$

Aufgaben zu § 209—211.

1000. Material. Aus welchem Material bestehen die Drahtseile?

1001. Verwendung. Wo finden Drahtseile hauptsächlich Verwendung?

1002. Seilspannung. Ein Drahtseiltrieb mit $\mathfrak{d} = 16$ mm Seildurchmesser habe $D = 3{,}3$ Mtr., $d = 2{,}4$ Mtr. Durchmesser, Tourenzahl der kleinen Scheibe $n = 100$.

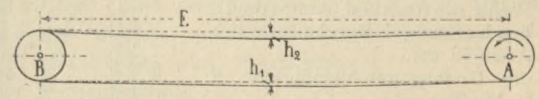


Bestimme:

1. die übertragbare Kraft in PS,
2. die Umfangsgeschwindigkeit U in Mtr/Sek,
3. die Umfangskraft P in kg,
4. den Umschlingungswinkel α im Bogenmaass und den Reibungskoeffizienten μ,
5. die Spannung S im ziehenden Trum in kg (angenähert),
6. „ „ S_1 „ gezogenen „ „ „ „

„ *a Es ist* $\mathfrak{d} = 14$ ( ) *mm,* $D = 2{,}5$ ( ) *Mtr.,* $d = 2$ ( ) *Mtr.,* $n = 120$ ( ).

1003. Durchsenkung. Eine Drahtseilanlage habe $E = 50$ Mtr. Achsenentfernung. A sei die treibende Scheibe.



Wie gross ist die Durchsenkung des Seiles in Mtr.:

1. im treibenden Trum,
2. im getriebenen Trum,
3. im Ruhezustand?

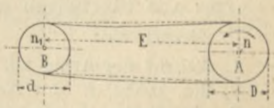
„ *a Es sei* $E = 30$ ( ) *Mtr.*

1004. Drahtseiltrieb. Von Welle A bis Welle B ist ein Drahtseiltrieb anzuordnen.

A macht $n = 100$ Umdrehungen.

B soll $n_1 = 120$ Umdrehungen machen.

Zu übertragen sind $N = 20$ Pferdestärken bei einer Achsenentfernung von $E = 18$ Mtr. Bestimme:



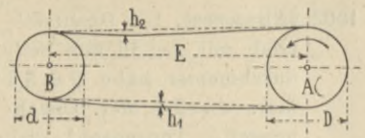
1. Stärke des Drahtseiles in mm,
2. Durchmesser der Drahtseilscheibe auf Welle in mm.

„ *a Es sei* $n = 200$ ( ), $n_1 = 240$ ( ), $N = 40$ ( ) *PS,* $E = 36$ ( ) *Mtr.*

Aufgaben zu § 210—213.

1006. Eine **Drahtseiltransmission** von $d = 1400$ und $D = 1900$ mm Scheibendurchmesser hat $E = 30$ Mtr. Achsenentfernung.

1. Wie gross ist die Länge des Drahtseiles in gespleistem Zustand?
2. Wieviel hat man zuzugeben für Spleisen?
3. Wie lang ist das Drahtseil zu bestellen?



„ *a Es sei* $d = 1000$ ( ) *mm*, $D = 1200$ ( ) *mm*, $E = 60$ ( ) *Mtr.*

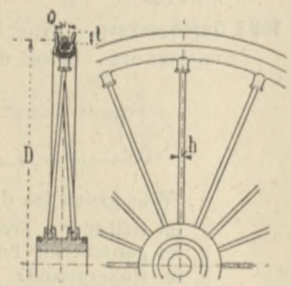
1007. Drahtseil. In einem Drahtseiltrieb habe die kleinere Scheibe $d = 3200$ mm Durchm. und mache $n = 100$ Touren i. d. Min.

1. Wie dick wählt man das Seil?
2. Wieviel **Pferdestärken** kann man mit dem Seil übertragen?

„ *a — Es sei* $d = 1600$ ( ) *mm*, $n = 150$ ( ),

1008. Drahtseilscheibe. Für eine Drahtseilscheibe (einrillig) von $D = 2{,}5$ Mtr. Durchmesser, Umdrehungszahl $n = 100$, sind die A r m e a u s R u n d e i s e n zu berechnen. Bestimme:

1. den günstigst. Seildurchm. in mm,
2. die übertragbare Kraft N für ein Seil in PS.
3. Wähle die Anzahl d. Arme (rund),
4. den vorläufigen Durchmesser der Arme in cm,
5. die Umfangsgeschwindigkeit U in Mtr/Sek,
6. die Umfangskraft P in kg,
7. das Biegungsmoment in kgcm,
8. Widerstandsmoment eines Radarmquerschnitts in cm³,
9. Beanspruchung der Arme in kg/qcm.
10. Ist das zulässig?
11. Wie tief ist die Seilrille zu wählen, um ein Abspringen des Seiles zu vermeiden?

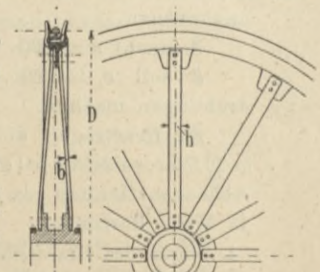


„ *a Es sei* $D = 2$( ) *Mtr.*, $n = 125$( ).

1009. — Für vorstehendes Rad seien Arme aus Flacheisen gewählt.

Bestimme:

1. Anzahl der Arme auf einer Seite,
2. die Höhe h der Arme in cm,
3. die Breite b der Arme in cm,
4. Widerstandsm. der Arme in cm³,
5. Beanspruchung in kg/qcm.
6. Ist das zulässig?



„ *a — Bestimme die Werte für 1008 a.*

Lösungen zu Aufg. 1006—1009.

1006. Drahtseiltransmission.

1. Länge des Drahtseiles in gespleistem Zustand (Durchsenkung wird nicht berücksichtigt) §
$$\frac{1{,}9 \cdot \pi}{2} + \frac{1{,}4 \cdot \pi}{2} + 2 \cdot 30 \sim \mathbf{65} \text{ Mtr.} \quad \ldots \quad 18k \; (5)$$
2. Zum Spleisen sind für jedes Seilende erforderlich 1,5 Mtr. *2117*
3. Mithin muss das Drahtseil bestellt werden in einer **Länge** von
$$L = 65 + 2 \cdot 1.5 = \mathbf{68} \text{ Mtr.}$$

1007. Drahtseil.

1. Für 3200 mm Scheibendurchmesser wählt man ein Seil von 16 mm Durchmesser *210d*
2. Übertragbare **Pferdestärken** = 57 . . . . „

1008. Drahtseilscheibe.

1. Günstigster Seildurchm. für $D = 2500$ mm ist $\mathfrak{d} = 14$ mm *210d*
2. Für $n = 100$: übertragbare Pferdestärken ~ 30 PS pro Seil „
3. Anzahl der Arme $A = 0{,}08 \cdot 250 = 20$ . . . . *213c* *(1)*
4. Vorl. Durchmesser der Arme $= 1{,}4 + 1{,}2 = 2{,}6$ cm . . *(2)*
5. Umfangsgeschw. $U = \frac{2{,}5 \cdot \pi \cdot 100}{60} = 13$ Mtr/Sek . . . . *202* *(1)*
6. Umfangskraft $P = \frac{75 \cdot 30}{13} = 173$ kg . . . . *(4)*
7. Biegungsmoment $M_b = 173 \cdot 125 = 22000$ kgcm.
8. Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 2{,}6^3 = 1{,}76$ cm³ . . . . *39* *(T 7)*
9. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{22000}{20 \cdot 1{,}76} = \mathbf{625}$ kg/qcm . . . . . *39* *(T 6)*
10. Zur Not! zulässig für Schmiedeeisen bis $k_b = 600$ kg/qcm.
11. Die Tiefe der Seilrille wähle man:
$$t = 3 \times \mathfrak{d} = 3 \cdot 1{,}4 = \mathbf{4{,}2} \text{ cm} \quad \ldots \quad 212b$$

1009. — 1. Anzahl der Arme in einer Reihe $A = 0{,}05 \cdot 250 \sim 12$. *213c* *(1)*

2. Armhöhe $h = 0{,}34 \cdot \sqrt[3]{\frac{175 \cdot 125}{12}} = \sim \mathbf{4{,}2}$ cm . . . . . *(3)*
3. Armbreite $b = 0{,}20 \cdot 4{,}2 \sim 0{,}85$ cm . . . . *(3)*
4. Widerstandsmoment $W = 2 \cdot \frac{0{,}85 \cdot 4{,}2^2}{6} \cdot 12 = 57$ cm³ . . *(T 7a)*
5. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{175 \cdot 125}{57} = \mathbf{385}$ kg/qcm . . . . . *213c* *(3a)*
6. Ja! zulässig k_b bis 600 kg/qcm . . . . . Tab. 6 in *39*

Lösungen zu Aufg. 1010—1016.

1010. *Rohrleitung* (Dampf). §

1. Querschnitt der Rohrl. $F = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}15^2 = 0{,}0177$ qm . . 214 (1)
2. Dampfmenge i. d. Min. $Q = \frac{200}{60} = 33$ cbm, demnach

Dampfgeschw. $v = \frac{Q}{60\,F} = \frac{0{,}33}{60 \cdot 0{,}0177} = \mathbf{31}$ Mtr/Sek . . (3)

1011. Rohrleitung für Wasser.

1. Rohrquerschnitt $F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}085^2 = 0{,}0058$ qm . 214 (1)
2. die durchfliessende Wassermenge ist dann:
   $Q = 60\,F \cdot v = 60 \cdot 0{,}0058 \cdot 2 \sim \mathbf{0{,}7}$ cbm i. d. Min. . (2)

1012. Rohrleitung für Pressluft.

1. Rohrquerschnitt $F = \frac{31}{60 \cdot 8{,}4} = 0{,}062$ qm 214 (3)
2. Hieraus ergibt sich:

Durchmesser $d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}062}{3{,}14}} = \mathbf{0{,}28}$ Mtr. . . (1)

1013. — Dampf.

1. Hauptgleichung: Dampfmenge in cbm/Sek = Rohrquerschnitt in qm $\times$ Dampfgeschw. in Mtr/Sek.
2. Stündliche Dampfmenge $= H \cdot D = 75 \cdot 20 = \mathbf{1500}$ kg.
3. Demnach i. d. Min. $\frac{1500}{60} = 25$ kg Dampf.
4. 1 kg Dampf von 8 Atm. erfordert einen Raum von
   $\frac{1}{4{,}14} = 0{,}242$ cbm 30h
5. Demnach durchströmende Dampfmenge
   $Q = 25 \cdot 0{,}242 \sim 6$ cbm i. d. Min.
6. Rohrquerschnitt $F = \frac{6}{60 \cdot 25} = 0{,}004$ qm 214 (3)
7. Entsprechend Rohrdurchmesser $d \sim \mathbf{72}$ mm . . Tab. in 214

1014. — Wassergeschwindigkeit.

1. Theor. Ausflussgeschw. $w = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 100} = \mathbf{44{,}4}$ Mtr/Sek 19c (2)
2. Für $H = 100$ Mtr., $d = 200$ mm ergibt sich:
   wirkliche Wassergeschw. $w = \mathbf{14}$ Mtr/Sek . Tab. in 19c

1015. Rohrarten. Schläuche aus Hanf und Gummi, Röhren aus Holz, Blei, Kupfer, Messing und Grauguss.

1016. Hochdruckschlauch.

Schläuche bis 10 mm Durchm. für 100 Atm. }
„ „ 100 „ „ „ 35 „ } 215a

Aufgaben zu § 214—215.

1010. Rohrleitungen (Dampf). Durch eine Rohrleitung von $d = 150$ mm Durchmesser sollen **2000** cbm Dampf i. d. Std. strömen.
Bestimme:

1. den Rohrquerschnitt in qm,
2. die Dampfgeschwindigkeit in Mtr/Sek.

„ *a Es sei $d = 100$ (   ) mm, Dampfmenge 4000 (   ) cbm.*

1011. — (Wasser.) Durch eine Rohrleitung von $d = 85$ mm Durchm. fliesst Wasser mit $v = 2$ Mtr/Sek Geschwindigkeit.
Bestimme:

1. den Rohrquerschnitt in qm,
2. die durchfliessende Wassermenge in cbm/Min.

„ *a Es sei $d = 170$ (   ) mm, $v = 1{,}5$ (   ) Mtr/Sek.*

1012. — (Pressluft.) Es soll eine Luftmenge von $Q = 31$ cbm i. d. Min. durch eine Rohrleitung mit $v = 8{,}4$ Mtr/Sek Geschwindigkeit strömen. Bestimme:

1. den Rohrquerschnitt in qm,
2. den Rohrdurchmesser in Mtr.

„ *a Es sei $Q = 20$ (   ) cbm, $v = 12$ (   ) Mtr/Sek.*

1013. — (Dampf.) Ein Dampfkessel von $H = 75$ qm Heizfläche liefere pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche $D = 20$ kg Dampf von 8 Atm. abs. Bestimme:

1. die Hauptgleichung,
2. Dampfmenge in kg i. d. Std.,
3. „ „ „ „ „ Min.,
4. Raumbedarf in cbm für 1 kg Dampf von 8 Atm.,
5. durchströmende Dampfmenge in cbm/Min.,
6. den Rohrquerschnitt in qm bei Dampfgeschw. $v = 25$ Mtr/Sek,
7. Rohrdurchmesser d in mm.

„ *a Es sei $H = 100$ (   ) qm, $D = 16$ (   ) kg, $v = 30$ (   ) Mtr.*

1014. — Wassergeschwindigkeit. Es sei Druckhöhe $H = \mathbf{100}$ Mtr, Rohrdurchmesser $d = \mathbf{200}$ mm. Bestimme:

1. die theoretische Ausflussgeschw. in Mtr/Sek,
2. die wirkliche „ „ „

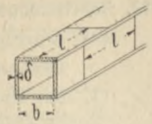
„ *a — Es sei $H = 50$ (   ) Mtr, $d = 100$ (   ) mm.*

1015. Rohrarten. Welche Materialien kommen für Rohrleitungen hauptsächlich zur Verwendung?

1016. Hochdruckschlauch. Bis zu welchem Durchmesser und zu welchem Druck findet man Schläuche ausgeführt?

Aufgaben zu § 216a—220a.

1020. Rohrleitungen aus Holz. Für eine Exhaustorleitung (innerer Druck 0,05 Mtr. Wassersäule) sei $b = 300$ mm, Querschnitt quadratisch. Leitungslänge $L = 30$ Mtr. Die hierzu nötigen Bretter sollen in Bestellung gegeben werden.



„ *a* — *Es sei $b = 200$ (   ) mm, $L = 20$ (   ) Mtr.*

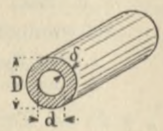
1021. Bleirohre. Kann bei einem inneren Druck von $p = 12$ Atm. ein Bleirohr von $d = 30$ mm Durchm. angewandt werden?

„ *a Es sei $p = 20$ (   ) Atm., $d = 20$ (   ) mm.*

1022 Bleirohr. Welche Vorteile und welche Nachteile haben Bleirohre und zu welchen Zwecken finden dieselben Verwendung?

1023. Kupferrohre. Was rechnet man im allgemeinen als zulässige Beanspruchung für Kupferrohre?

1024. Kupferrohr. Es sei innerer Druck $p = 22$ Atm., Rohrdurchmesser $d = 9{,}5$ cm. Berechne die Wandstärke.



„ *a Es sei $p = 11$ (   ) Atm., $d = 19$ (   ) cm.*

1025. Kupferrohre. Bestimme schnell die Wandstärke für eine Leitung aus Kupfer für $p = 15$ Atm. Dampfdruck und $d = 225$ mm Rohrdurchmesser.

„ *a — Es sei $p = 30$ (   ) Atm., $d = 150$ (   ) mm.*

1026. Graugussrohre. Welche Beanspruchung liegt im allgemeinen den normalen Gusseisenrohren zugrunde?

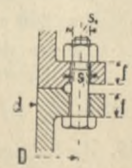
1027. Graugussrohr. Eine Wasserleitung habe $d = 9$ cm Durchmesser, Wandstärke $\delta = 1{,}3$ cm. Bei welchem Druck wird die Beanspruchung von $k_z = 250$ kg/qcm erreicht?

„ *a — Es sei $d = 18$ (   ) cm, $\delta = 1{,}5$ (   ) cm.*

1028. Graugussrohr. Bestimme die Wandstärke für ein Rohr aus Grauguss von $d = 22$ cm Durchmesser und $p = 12$ Atm. Druck.

„ *a — Es sei $d = 11$ (   ) cm, $p = 24$ (   ) Atm.*

029. Flanschenrohr aus Grauguss. Zu vorstehendem Beispiel soll Flanschstärke, Schraubenstärke und Lochkreisdurchmesser bestimmt werden.



1030. Muffenrohr aus Grauguss. Für eine Kanalisation sind Muffenrohre zu verwenden von $d = 250$ mm Durchmesser. Welche Abmessungen erhält die Muffe?

„ *a — Es sei $d = 125$ (   ) mm.*

Lösungen zu Aufg. 1020—1030. §

1020. Rohrleitung aus Holz. Stärke der Bretter = 20 mm . . . *216a*
Breite der Bretter = 340 mm resp. 300 mm . . . . . . „
übliche Brettlänge = 5 Mtr. . . . . „

demnach sind nötig:

$$\frac{30}{5}\cdot 2 = 12 \text{ Bretter à } 340 \text{ mm breit,}$$

$$\frac{30}{5}\cdot 2 = 12 \quad „ \quad „\ 300\ „ \quad „$$

1021. Bleirohr. Weichbleirohre von 30 mm Durchmesser sind erhältlich bis 10 Atm. innerem Druck bei 6 mm Wandstärke . *217a*
Für Hartbleirohre ist zulässig $2\cdot 10 = 20$ Atm. . . . *217b*

1022. Bleirohr. Vorteil: Grosse Schmiegsamkeit . . . . } *217*
Nachteil: Geringe Widerstandsfähigkeit . . }
Verwendungsgebiet: Besonders für Wasserleitungen }

1023. Kupferrohre. Man setzt:
zul. Beanspr. $k_z = 200$ kg/qcm . . . . . *219* *(4)*

1024. Kupferrohr. Wir erhalten:
nötige Wandstärke $\delta = \frac{9{,}5\cdot 22}{2\cdot 200} + 0{,}15 \sim \mathbf{0{,}7}$ cm . . . *219* *(1)*

1025. Kupferrohre. Wir benutzen hier die Tabelle und finden:
Wandstärke $\delta = 8$ mm . . . Tab. b in *219*

1026. Graugussrohre. Die Wandstärken sind meist mit $k_z = 250$ kg/qcm bestimmt . . . . *220a* *(3)*

1027. — Spannung $p = \frac{2\cdot\delta\cdot k_z}{d} = \frac{2\cdot 1{,}3\cdot 250}{9} = \mathbf{72}$ Atm. . . . . *42a* *(4)*

Der Zuschlag von 0,8 cm (§ 220, Gl. 1) ist im Interesse der bequemeren Herstellung gewählt.

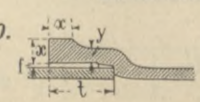
1028. — Wir können hier rechnen nach der Gleichung:

$$\delta = \frac{12\cdot 22}{2\cdot 250} + 0{,}8 = 1{,}33 \text{ cm} \quad . . . . . \quad 219\ (1)$$

Rohrtabelle für hohen Druck im II. Bd. ergibt
Wandstärke $\delta = 1{,}4$ mm . . . . *II. Bd*

1029. Flanschenrohre. Nach der Rohrtab. im II. Bd. wird:
Schraubenstärke $s = {}^3/_4{}'' = 20$ mm . . . . . } *Rohrt. II. Bd.*
Flanschstärke $f = 23$ mm . . . . }
Lochkreisdurchmesser $D = 320$ mm . . . . . }

1030.



Muffenrohr. Nach der Rohrtab. wird:
Maass $t = 103$ mm, $f = 8{,}5$ mm } „
$x = 7 + 2\,\delta$, $y = 1{,}2\,\delta$ }

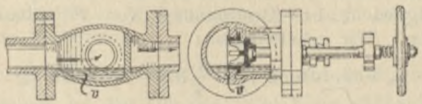
Lösungen zu Aufg. 1035—1038.

1035. Ventilhub. Nach Angaben in § 227 k wird:

grösster Ventilhub $m = 0{,}25 \cdot 9{,}5 = 2{,}4$ cm.

Bei Ventilen mit langen Rippen ist die Verengung des Querschnitts durch diese zu berücksichtigen, und zwar ist dann angenähert $m = 0{,}2\ d_0$.

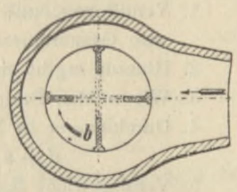
1036. Wassersäcke vermeidet man, indem man das Ventil nicht in verti-



kaler, sondern in horizontaler Richtung in die Leitung montiert.

1037. Absperrventil. Die Ursache des Verschleisses wird nur in schneller Rotation des Ventilkegels liegen.

Nehmen wir an, der eine Flügel b des Ventilkegels habe durch ungenaue Ausführung eine etwas grössere Fläche, denken wir uns ferner den Dampf zuerst in Ruhe (dies tritt ein, wenn der Dampfzylinder keinen Dampf verschluckt, also während der Expansions- und Austrittsperiode), so wird in dem Moment, in welchem die Maschine das Einlassorgan öffnet, der Ventilkegel nach der Pfeilrichtung hin in Drehung versetzt.



Befindet sich nun zufällig beim nächsten Dampfeintritt der grösste Flügel b des Kegels wieder in der gezeichneten Lage, so wird die Umdrehung desselben eine noch grössere und der Zufall kann es wollen, dass der Ventilkegel auf diese Weise in eine rasende Geschwindigkeit versetzt wird.

Sind die Rippen des Kegels erst etwas verschlissen, so wird eine pendelnde Bewegung eintreten und der Verschleiss noch grösser werden.

Dieses ist aber nur denkbar bei einem Dampfabsperrventil an der Dampfmaschine, wo also der Dampf stossweise eintritt.

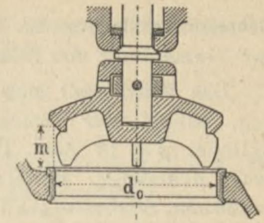
Strömt ununterbrochen Dampf durch das Ventil (also nicht stossweise), so kann selbst bei ungleicher Grösse der Ventilflügel diese Drehung des Kegels nicht eintreten.

1038. Reduzierventil. Wir schalten in die Leitung für Maschine M_5 ein Reduzierventil R_5 nach § 232 ein, durch welches der Dampf von 10 auf 5 Atm. gedrosselt wird.

Für die Heizung H_2 ist zwischen Reduzierventil R_5 und den Heizrohren noch ein Reduzierventil R_2 anzuordnen, welches den Druck von 5 auf 2 Atm. drosselt.

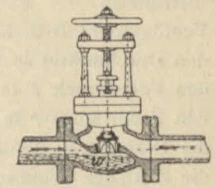
Aufgaben zu § 226—230.

1035. Ventilhub. Ein Ventil $d_0 = 9{,}5$ cm Bohrung im Sitz. Berechne den Ventilhub so, dass die Geschwindigkeit im Sitz genau so gross ist wie am Umfang des Ventiles.

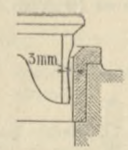


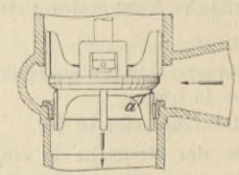
„ *a — Es sei $d_0 = 12$ (   ) cm.*

1036. Wassersäcke. Wie kann man die in beistehender Abbildung angedeuteten Wasseransammlungen bei Dampfleitungen verhindern?



1037 Absperrventil. Die Rippen des Kegels eines 150er Absperrventiles — dicht vor der Dampfmaschine angeordnet — brachen nach kaum 1 monatigem Betrieb und mussten stets erneuert werden. Die Rippen waren meist an der in bei-

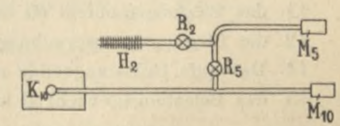




stehender Skizze mit a bezeichneten Stelle gebrochen. Ferner zeigte sich die auffallende Erscheinung, dass die Rippen an einigen Stellen um etwa 3 mm verschlissen waren.

Wie ist die Sache zu erklären?

1038. Reduzierventil. Ein Dampfkessel K ist auf 10 Atm. Druck konzessioniert und liefert den Dampf für eine Maschine M_{10}, welche für 10 Atm., eine solche M_5, welche für 5 Atm., und eine Heizung H_2, welche für 2 Atm. konstruiert ist.

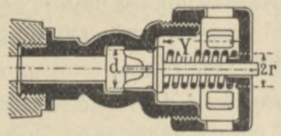


Welche Vorrichtung ist hier zu treffen?

Aufgaben zu § 231 a—c.

1041. Sicherheitsventile für die beiden Enden eines Dampfzylinders zur Vermeidung von Wasserschlägen.

Das Ventil soll sich öffnen, sobald der Druck im Zylinder $p = 10$ Atm. Überdruck übersteigt. Es sei: $d = 30$ mm, Sitzbreite $s = 3$ mm.



Bestimme:

1. Ventilgewicht G in kg;
2. den Durchmesser in Mitte Sitzfläche in cm,
3. den Federdruck P in kg,
4. den Federradius r in cm,
5. die Drahtstärke der Feder in cm,
6. die Zahl der Windungen, wenn

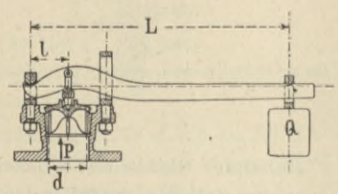
$$\text{Federung } f = \text{Ventilhub} = \frac{d}{4} = 0{,}75 \text{ cm.}$$

„ *a — Es sei $p = 15$ ( ) Atm, $d = 40$ ( ) mm, $s = 4$ ( ) mm.*

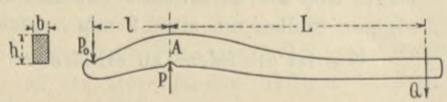
1042. Sicherheitsventil für Dampfkessel. Ein Dampfkessel habe $H = 40$ qm Heizfläche, konzessionierter Druck $p = 10$ Atm.

Bestimme:

1. Ventilquerschnitt pro qm Heizfläche in qmm,
2. Ventildurchmesser in cm,
3. Breite der Sitzfläche in cm,
4. den Durchmesser in Mitte Sitzfläche in cm.



5. Ventilgewicht in kg,
6. den Druck P gegen den Hebel in kg,
7. wähle Hebelverhältnis $L : l$,



8. den Druck P_0 für den Gegenhalter in kg,
9. die Schraubenstärke s in cm,
10. die Maasse l, b und h des Hebels,
11. das Biegungsmoment M_b in kgcm für den Hebel,
12. die Biegungsbeanspruchung in kg/qcm, 13. Ist das zulässig?
14. Das aufs Belastungsende reduzierte Gewicht des Hebels in kg,
15. das Belastungsgewicht Q in kg.

„ *a Es sei $H = 80$ ( ) qm, $p = 12$ ( ) Atm.*

Lösungen zu Aufg. 1041—1042.

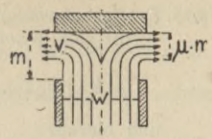
1041. Sicherheitsventile für die beiden Enden eines Dampfzylinders zur Vermeidung von Wasserschlägen. §

1. Angenähert kann man setzen:
   $G = 0{,}04\, d^2 = 0{,}04 \cdot 3^2 = 0{,}36$ . . . . . *231* *(1)*
2. Durchmesser in Mitte Sitzfläche:
   $d + s = 3 + 0{,}3 = 3{,}3$ cm *231a*
3. Da das Ventil sich in horizontaler Richtung öffnet, kann Ventilgewicht bei Bestimmung von P unberücksichtigt bleiben. Wir erhalten also:
   Federdruck $P = \frac{\pi}{4} 3{,}3^2 \cdot 10 = \mathbf{85}$ kg . . . . „ *(2)*
4. Man kann setzen: Federradius $r = 0{,}3\, d = 0{,}3 \cdot 3 = 0{,}9$ cm
5. Für $P = 85$ kg und $r = 0{,}9$ cm ergibt sich:
   Drahtstärke $= 0{,}45$ cm *41c*
6. Windungen $z = 13{,}3 \cdot \frac{0{,}75 \cdot 0{,}45}{0{,}9^2} \sim \mathbf{5{,}5}$ . . . . „
   (Ausführung hat 8 Windungen.)

1042. Sicherheitsventil für Dampfkessel.

1. Ventilquerschnitt f. d. qm Heizfläche $= 100$ qmm . . . *231b*
   also Gesamtquerschnitt $f = 40 \cdot 100 = 4000$ qmm . . . „
2. Hieraus ergibt sich Durchmesser $d \sim 70$ mm $= 7$ cm . „
3. Wir wählen Breite der Sitzfläche $s = \mathbf{0{,}4}$ cm *231a*
4. Durchmesser in Mitte Sitzfläche:
   $d + s = 7 + 0{,}4 = 7{,}4$ mm . . . . . . „
5. Ventilgewicht $G = 0{,}04 \cdot 7^2 \sim 2$ kg . . . . *(1)*
6. Druck $P = \frac{\pi}{4} \cdot 7{,}4^2 \cdot 10 - 2 = 428$ kg . . . . *(2)*
7. Wir wählen Hebelverhältnis $L : l = 8$ *231b*
8. Druck $P_0 = {}^7/_8 \cdot 428 = \mathbf{375}$ kg . . . . *(7)*
9. Für $d = 70$ ist eine $^3/_4$" Schraube zu wählen *231c*
10. Aus der Tabelle ergibt sich:
    Hebellänge $l = 75$ mm, $b = 20$ mm, $h = 40$ mm . . „
11. Biegungsmoment $M_b = 375 \cdot 7{,}5 \sim 2800$ kgcm . . . . *231b* *(8)*
12. Widerstandsmoment $W = {}^1/_6 \cdot b \cdot h^2 = {}^1/_6 \cdot 2 \cdot 4^2 = 5{,}3$ cm³ *(9)*
    Beanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{2800}{5{,}3} \sim \mathbf{520}$ kg/qcm . . . *(10)*
13. Zur Not zulässig ist $k_b = 500$ kg/qcm *231b*
14. Hebelgewicht $G_1 = 1{,}5$ kg . . . . Tab. in *231c*
15. Belastungsgewicht $Q = 428 \cdot \frac{7{,}5}{60} - 1{,}5 = \mathbf{52}$ kg . . . *231b* *(12)*

Lösungen zu Aufg. 1045—1051.



1045. Spaltgeschwindigkeit. w bezeichnet die Wassergeschwindigkeit im Sitz, also unter dem Ventilteller.

Spaltgeschwindigkeit v bezeichnet die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser seitlich austritt.

1046. Maasseinheit. Wassergeschwindigkeiten werden stets in Mtr/Sek ausgedrückt.

1047. Wassergeschwindigkeit. Die Pumpenventile sind mit der Spaltgeschw. v zu berechnen.

1048. Zusammenhang zwischen Ventilbelastung und Spaltgeschw.

1. Spaltgeschw. ist nur von der Druckhöhe abhängig, §

Spaltgeschw. $v = \sqrt{2\,g\,H} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}94} = \mathbf{4{,}3}$ Mtr. 19 (2)

2. u. 3. Für Anhub ist in beiden Fällen: Koeffiz. $\alpha = 0{,}5$ } 238g 239d

demnach Flächendruck $p = 0{,}5\,\frac{v^2}{100} = 0{,}5 \cdot \frac{4{,}3^2}{100} = 0{,}092$ kg/qcm 238f (13)

Für ein einfaches Gewichtsventil (ohne Feder) wird:

Ventilgewicht $G = 0{,}092 \cdot \frac{\pi}{4}\,5^2 = \mathbf{1{,}8}$ **kg** 238f (20)

1049. — 1. Bei $m : d = 1{,}25 : 5 = 0{,}25$ ist für Kegelventil: Koeffizient $\alpha = 0{,}36$ 239d

also

Flächendruck $p = 0{,}36 \cdot \frac{v^2}{100} = 0{,}36 \cdot \frac{4{,}3^2}{100} = 0{,}066$ kg/qcm 239c

folglich Ventilgewicht $G = 0{,}066 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 5^2 = 1{,}3$ kg.

2. Bei ebener Sitzfläche und $m : d = 0{,}25$ ist Koeffiz. $\alpha = 0{,}64$ 238g

Flächendruck $p = 0{,}64 \cdot \frac{v^2}{100} = 0{,}64 \cdot \frac{4{,}3^2}{100} = \mathbf{0{,}118}$ kg/qcm . 238f (13)

folglich Ventilgewicht $G = 0{,}118 \cdot \frac{\pi}{4}\,5^2 = \mathbf{2{,}3}$ kg.

Die Aufgaben 1048 und 1049 sollen zeigen, dass bei einem Ventil mit kegelförmiger Sitzfläche die Ventilbelastung kleiner ist als bei ebener Sitzfläche und wie bei gleicher Höhe H jede Ventilstellung eine andere Ventilbelastung erfordert. Umgekehrt muss sich dann bei gleicher Ventilbelastung veränderliche Spaltgeschwindigkeit ergeben (vergl. Buch „Pumpen").

1050. Ventilbelastung.

Es ist hier $\frac{m}{d} = \frac{0{,}9}{4{,}5} = 0{,}2$. Für diesen Wert wird:

$\frac{\alpha \text{ für Tellerventil}}{\alpha \text{ für Kegelventil}} = \frac{0{,}62}{0{,}37} = \mathbf{1{,}7}$ . . . . . } 238g 239e

Bei gleichem Ventilhub müsste also das Tellerventil **1,7** mal schwerer belastet werden.

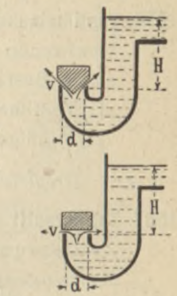
Aufgaben zu § 238—239.

1045. Spaltgeschwindigkeit. Was versteht man unter Wassergeschwindigkeit w und Spaltgeschwindigkeit v?

1046. Maasseinheit. Welche Maasseinheit gilt für die Wassergeschwindigkeit?

1047. Wassergeschwindigkeit. Welche Geschwindigkeit ist für die Berechnung der Pumpenventile zu benutzen?

1048. Zusammenhang zwischen Ventilbelastung und Spaltgeschwindigkeit.



Man denke sich einen Versuchsapparat mit der Druckhöhe H und dem Ventildurchmesser d. Es sei:
Druckhöhe $H = 0{,}94$ Mtr., Durchm. $d = 50$ mm.

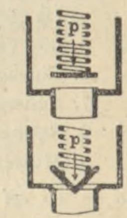
1. Wie gross ist die Spaltgeschwindigkeit v? Wie schwer muss das Ventil sein, wenn kein Wasser ausfliessen soll?
2. bei kegelförmiger Sitzfläche des Ventiles?
3. „ ebener „ „ „

„ a — Es sei $G = 1{,}88$ (   ) Mtr., $d = 100$ (   ) mm.

1049. — Das Ventil der Aufgabe 1048 soll sich um $\frac{d}{4} = \frac{5}{4} = 1{,}25$ cm heben. Berechne die Ventilbelastung

1. bei kegelförmiger Sitzfläche des Ventiles.
2. „ ebener „ „ „

„ a — Desgl. für Aufgabe 1048 a.



1050. Ventilbelastung. Wieviel mal müsste ein Tellerventil mit ebener Sitzfläche **mehr belastet** werden als ein Kegelventil, wenn der Ventilhub m bei beiden Ventilen $m = 0{,}9$ cm und der Ventildurchmesser $d = 45$ mm beträgt?

„ a — Es sei $m = 1{,}2$ (   ) cm, $d = 40$ (   ) mm.

1051. Ventilhub. Welchen **Ventilhub** erhält ein Kegelventil bei derselben Ventilbelastung wie das Tellerventil, wenn Ventilhub des Tellerventiles $m = 0{,}9$ cm und $\frac{m}{d} = 0{,}2$ ist?

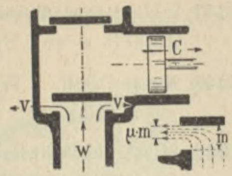
Lösung zu Aufg. 1051.

1051. Ventilhub. Nach Tabelle ist bei $\frac{m}{d} = 0{,}2$.

Hub Kegelventil $= 0{,}7$ Hub Tellerventil,
demnach Hub Kegelventil $= 0{,}7 \cdot 0{,}9 = \mathbf{0{,}63}$ cm 239

Aufgaben zu § 238—239.

1055. Spaltgeschwindigkeit. (Vorhandene Pumpe.) Es sei Kolbengeschw. $C = 1,9$ Mtr/Sek, Kolbenfläche $F = 33$ qcm, Ventildurchm. $d = 11$ cm. Ausführung nach III, § 238 d. Ventilhub $m = 2$ cm. Berechne die Spaltgeschwindigkeit.



„ a — Es sei $C = 1,2$ ( ) Mtr/Sek, $F = 40$ ( ) qcm, $d = 10$ ( ) cm.

1056. Ventilbelastung. Zu voriger Aufgabe sei die **Ventilbelastung** zu bestimmen, wenn eine Ventilfeder nicht angewandt werden soll. Bestimme:

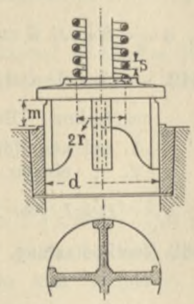
1. Ventilbelastung p für den qcm Sitzquerschnitt in kg,
2. Ventilgewicht G in kg.

„ a — Desgleichen für 1055 a.

1057. Tellerventil für neue Pumpe. Für eine Wasserpumpe mit Zylinderquerschnitt $F = 33$ qcm, mittl. Kolbengeschw. $C = 1,9$ Mtr/Sek soll ein Saugventil berechnet werden.

Bestimme:

1. Spaltgeschwindigkeit v in Mtr/Sek,
2. den Koeffizient x,
3. den Ventilquerschnitt f in qcm,
4. den Durchmesser, wenn Ausführung III (§ 238 d) gewählt wird,
5. die Ventilbelastung p in kg/qcm,
6. Eigengewicht des Ventiles in kg,
7. Federdruck P in kg,
8. Stärke der Feder bei $r = 3$ cm Windungsradius.
9. Müssen wir die Tourenzahl der Pumpe berücksichtigen?

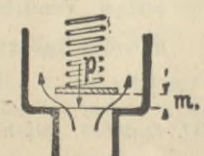


„ a — Es sei $F = 40$ ( ) qcm, $C = 1,2$ ( ) Mtr/Sek.

1058. Spaltgeschwindigkeit. Ein Tellerventil hat $d = 80$ mm Durchm., $G = 1,2$ kg Eigengewicht und $P = 5$ kg Federdruck, der Ventilhub sei 8 mm.

Bestimme:

1. die Ventilbelastung p in kg/qcm,
2. die **Spaltgeschwindigkeit** in Mtr/Sek,
3. den Spalt**koeffizient** μ,
4. die **Höhe** des Spaltstrahles in mm.



„ a —, $d = 40$ ( ) mm, $G = 2,4$ ( ) kg, $P = 10$ ( ) kg.

Lösungen zu Aufg. 1055—1058.

1055. Spaltgeschwindigkeit. Für das Verhältnis $m : d = 2 : 11 \sim 0.2$ § ergibt sich Koeffizient $x = 3,7$ . . . . Tab. in 238g

Ventilquerschnitt $f = 0,8\,\frac{\pi}{4}\,11^2 = 76$ qcm 238d (9)

und hieraus:

Spaltgeschw. $v = 3,7\cdot\frac{33}{76}\cdot 1,6 = 2,55$ Mtr/Sek . . . 238f (12)

1056. Ventilbelastung.

1. Für $m : d \sim 0,2$ ergibt sich: Koeffizient $\alpha = 0.62$ . . . 238g
   Nötige Ventilbelastung $p = 0,62\cdot\frac{2,55^2}{100} = 0,04$ kg/qcm . 238f (13)
2. Demnach muss sein:
   Ventilgewicht $G = 0,04\cdot 76 = 3,05$ kg . . . . (20)

1057. Tellerventil für neue Pumpe. Wir wählen:

1. Spaltgeschwindigkeit $v = 2,5$ Mtr/Sek 238b (6)
2. Für normalen Ventilhub $m : d = 0,25$ wird:
   Koeffizient $x = 3,2$ 238g
3. Ventilquerschnitt $f = 3,2\cdot 33\cdot\frac{1,9}{2,5} = 80$ qcm 238f (12)
4. Für § 238 d, Fig. III ermittelt sich:
   $d \perp \sqrt{\frac{4}{\pi}\cdot f\cdot\frac{1}{0,8}} = 1,26\cdot\sqrt{80} \sim 11,5$ cm 238d (9)
5. Für $m : d = 0,25$ wird $\alpha = 0,64$ 238g
   demnach
   Flächendruck $p = 0,64\cdot\frac{v^2}{100} = 0,64\cdot\frac{2,5^2}{100} = 0,04$ kg/qcm . 238f (13)
6. Eigengewicht $G = 0,015\cdot 80 = 1,2$ kg 238d (8)
7. Federdruck $P = 0,04\cdot 100 - 1,2 = 2,8$ kg 238f (20)
8. Federstärke $s = 1,72\cdot\sqrt[3]{\frac{P\cdot r}{kd}} = 1,72\cdot\sqrt[3]{\frac{2,8\cdot 3}{4500}} \sim 0,2$ cm . 41b (7)
9. Bei schnellaufenden Pumpen ist noch zu prüfen, ob das Ventil rechtzeitig schliesst, wie im Buch „Pumpen" ausführlich erklärt.

1058. Spaltgeschwindigkeit.

1. Es ist $p = \frac{1,2 + 5}{\frac{\pi}{4}\cdot 8^2} = \frac{6,2}{50,26} = 0,123$ kg/qcm 238f (20)
2. Dann wird nach Tab. 238 g bei $\frac{m}{d} = \frac{8}{80} = 0,1$:
   Koeffizient $\alpha = 0.56$ 238g
   Spaltgeschwindigkeit $v = 10\cdot\sqrt{\frac{p}{\alpha}} = 10\cdot\sqrt{\frac{0,123}{0,56}} = 4,7$ Mtr/Sek . 238f (16)
3. Nach Tab. 238 g wird der Spaltkoeffizient $\mu = 0,6$ . . 238g
4. Dann ist die Höhe des Spaltstrahles $= \mu\cdot m = 0,6\cdot 8 = 4,8$ mm 238a

Lösungen zu Aufg. 1060 – 1062.

1060. Spaltgeschwindigkeit.

1. Ventilbelastung (Lösung Aufg. 1058) $p = 0{,}123$ kg/qcm. §
2. Nach Tabelle wird für $\frac{m}{d} = 0{,}1$: Koeffizient $\alpha = 0{,}39$. *239d*

   Spaltgeschw. $v = 10 \cdot \sqrt{\frac{0{,}123}{0{,}39}} =$ **5,6** Mtr/Sek . . . *239c (33)*
3. Nach Tab. 239 d wird der Spaltkoeffizient $\mu =$ **0,89** . . *239d*
4. Dann wird nach § 239:

   Höhe des Spaltstrahles $= 0{,}89 \cdot 0{,}7 \cdot 8 =$ **5** mm . . . *239*

Ringventile.

1061. Spaltgeschwindigkeit.

Bei 7 kg Ventilbelastung und $f = 88$ qcm wird

Ventilbelastung $p = \frac{7}{88} = 0{,}08$ kg/qcm,

Die Spaltgeschw. rechnet sich zu:

$v = 12{,}5 \cdot \sqrt{0{,}08} =$ **3,5** Mtr/Sek . . . . . *241d (47)*

1062. Ringventil.

1. Plungerquerschnitt $F = \frac{\pi}{4} \cdot 20^2 =$ **314** qcm,
2. mittl. Plungergeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}5 \cdot 60}{60} = 1$ Mtr/Sek,
3. Wir wählen Spaltgeschwindigkeit $v = 3$ Mtr/Sek . . . *238b (2)*
4. Koeffizient $\varkappa = 2{,}8$ *241e*
5. Hierfür ergibt sich:

   Ventilquerschnitt $f = 2{,}8 \cdot 314 \cdot \frac{1}{3} =$ **290** qcm . . . *241d (45)*
6. Für diesen Querschnitt wäre ein Ventil mit 3 Ringen u. $b = 1{,}6$ cm Ringbreite ($f = 242$ qcm) am geeignetsten } *Pu*) 104*
7. Wir erhalten: 1. Ring $d_1 = 110$ mm Durchmesser
   2. „ $d_2 = 188$ „ „
   3. „ $d_3 = 266$ „ „ } *Pu*) 104*

Gehäusedurchmesser $D = 360$ mm.

1063. Abdichtung des Ventilsitzes.

Die Maasse entnehmen wir dem Buch Pumpen und erhalten für ein Ventil mit 3 Ringen:

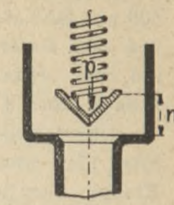
$a = 60$ mm, $c = 28$ mm, $e = 20$ mm, $h = 7$ mm } *Pu*) 125*

*) *Pu* bedeutet Haeder, „Pumpen", II. Aufl.

Aufgaben zu § 239—241.

1060. *Spaltgeschwindigkeit.*

Dasselbe Ventil (also dieselbe Ventilbelastung) der vorigen Aufgabe habe **kegelförmigen Sitz.**

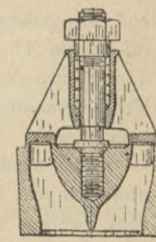


Bestimme:

1. die Ventilbelastung in kg/qcm,
2. die Spaltgeschwindigkeit in Mtr/Sek,
3. den Spaltkoeffizient,
4. die Höhe des Spaltstrahles in mm.

„ *a Desgleichen für 1058 a.*

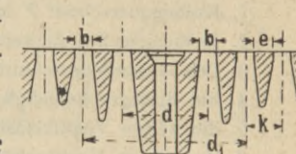
Ringventile.



1061. Spaltgeschwindigkeit. Ein Ringventil hat $f = 88$ qcm Querschnitt im Sitz und eine Ventilbelastung von $P + G = 7$ kg. Es soll schnell annähernd die Spaltgeschwindigkeit bestimmt werden.

„ *a* — $f = 140$ ( ) *qcm*, $P = 14$ ( ) *kg.*

1062. Ringventil. Für eine Pumpe $d = 20$ cm **Plungerdurchmesser Hub** $H = 50$ cm, Umdrehungen $n = 60$ i. d. Min. soll ein Druckringventil konstruiert werden.

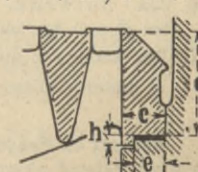


Bestimme:

1. Plungerquerschnitt F in qcm,
2. mittl. Plungergeschwindigkeit C in Mtr/Sek,
3. Spaltgeschwindigkeit v in Mtr/Sek,
4. Koeffizient $\varkappa$ für normalen Ventilhub ($m = 0{,}65\, b$),
5. Ventilquerschnitt in qcm,
6. die Abmessungen des Ventiles,
7. die Ringdurchmesser in mm.

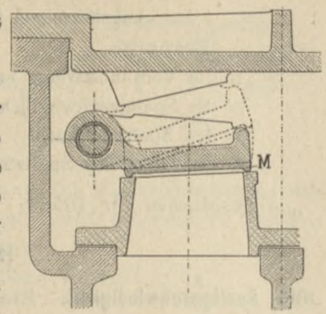
„ *a — Es sei* $d = 15$ ( ) *cm*, $H = 30$ ( ) *cm*, $n = 80$ ( )

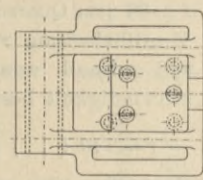
1063. Abdichtung des Ventilsitzes. Für das stehende Ringventil sollen die Maasse für die Abdichtungsfläche des Sitzes bestimmt werden.



Aufgaben zu § 245 a—d.

1065. Eine doppeltwirkende Kolbenpumpe mit 350 mm Zyl.-Durchmesser, 600 mm Hub, $n = 35$ Umdrehungen i. d. Min. liefert **190** cbm Wasser i. d. Std. Jede Zylinderseite hat 4 Saug- und 4 Druckklappen.





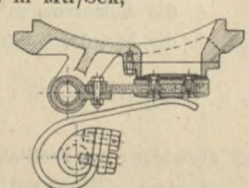
Querschnitt jeder Klappe im Sitz 171 qcm, Gewicht jeder Klappe $G = 5$ kg. Bei $n = 35$ Umdrehungen arbeitete die Pumpe noch gut. Die Tourenzahl sollte zwecks Erhöhung der Leistung auf 50 gebracht werden, aber schon bei 40 Touren s c h l u g e n d i e K l a p p e n heftig gegen die Hubbegrenzung. Wie hilft man sich hier?

Man wird eine Feder anordnen, um die Klappe frühzeitiger zum Schluss zu bringen. Zuerst sei berechnet die nötige Ventilbelastung bei $n = 35$.

1. Kolbenquerschnitt F in qcm,
2. Kolbengeschwindigkeit C in Mtr/Sek,
3. den Gesamtquerschnitt der Ventile für eine Kolbenseite in qcm,
4. die Spaltgeschwindigkeit v in Mtr/Sek,
5. die nötige Ventilbelastung p in kg/qcm,
6. das nötige Ventilgewicht in kg.

Zur Bestimmung des Federdruckes rechnen wir nun mit der erhöhten Tourenzahl $n = 50$ i. d. Min.

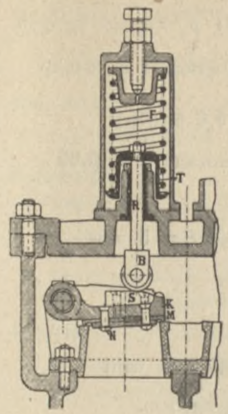
7. Kolbengeschwindigkeit (für $n = 50$) in Mtr/Sek,
8. die entspr. Spaltgeschwind. v in Mtr/Sek,
9. die Ventilbelastung in kg/qcm,
10. den n o t w e n d. F e d e r d r u c k bei $G = 5$ kg und $l_2 = 1{,}2\, l_1$.
11. Wie kann man die Klappenfedern in anderer Weise anordnen?

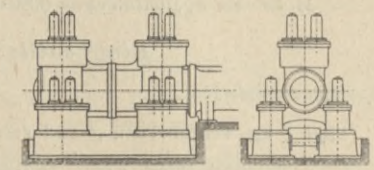


Antwort zu Frage 11. Man wählt eine Blattfeder wie z. B. bei dem vorstehend skizzierten gesteuerten Klappenventil nach Riedler.

Lösungen zu Aufg. 1065.

1065. Doppeltwirkende Kolbenpumpe. Für die Tourenzahl $n = 50$ war die Klappe zu leicht. Man hilft dem Übelstand ab, indem man die Klappe schwerer macht, besser aber durch Anlegung von Federn für die 16 Klappen. Im vorliegenden Fall wurde jede Klappe mit der in nebenstehender Abbild. dargestellten Feder versehen. Die Pumpe hatte dann das Aussehen der nachstehenden Abbildung.

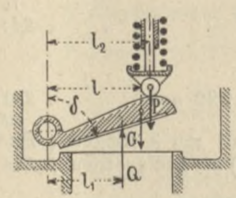




1. Kolbenquerschnitt $F = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 35^2 \sim 940$ qcm.
2. Kolbengeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 35}{60} = 0{,}7$ Mtr/Sek.
3. Gesamtquerschnitt der vier Klappen $f = 4 \cdot 171 = 684$ qcm.
4. Für normalen Ventilhub wird: §

Spaltgeschw. $v = 2{,}3 \cdot \frac{F}{f} \cdot C = 2{,}3 \cdot \frac{940}{684} \cdot 0{,}7 = \mathbf{2{,}2}$ Mtr/Sek . *245 c (5)*

5. Ventilbelastung $p = 0{,}6 \cdot \frac{2{,}2^2}{10 \cdot 9{,}81} = 0{,}029$ kg/qcm . . . *245 c (6)*



6. Druck unter die Klappe
$Q = 171 \cdot 0{,}029 = 5$ kg.

Da angenähert Hebelarm $l = l_1$, so wird $G = Q = \mathbf{5}$ kg.

Das vorhandene Klappengewicht stimmt mit demjenigen der Rechnung überein, ein Beweis, dass obige Rechnungsweise richtig ist, da bei $n = 35$ der Klappenhub normal ist.

7. Kolbengeschw. $C = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 50}{60} = 1$ Mtr/Sek.
8. Spaltgeschw. $v = 2{,}3 \cdot \frac{940}{684} \cdot 1 = 3{,}15$ Mtr/Sek. . . . . *245 c (5)*
9. Ventilbelastung $p = 0{,}6 \cdot \frac{3{,}15^2}{10 \cdot g} \sim 0{,}06$ kg/qcm . . . . *245 c (6)*
10. Druck unter die Klappe $Q = 171 \cdot 0{,}06 = \mathbf{10{,}3}$ kg . . . *245 d (11)*
Da $G = 5$ kg, Länge $l = l_1$. $l_2 \sim 1{,}2\, l_1$, so ist:
notw. Federdruck $P = \frac{10{,}3 - 5}{1{,}2} = \mathbf{4{,}4}$ kg . . . . „

(Ausgeführt wurde diese Feder mit Rücksicht auf späteres Nachlassen der Feder für $P = 15$ kg.)

Vorteilhaft benutzt man zu derartigen Aufgaben das Buch Haeder, „Pumpen“, II. Aufl.

Lösungen zu Aufg. 1070—1071.

1070. Rechteckiger Wasserbehälter. 1. Für $Q = 80$ cbm wird: $\mathfrak{H}$
Länge $L = 8{,}1$ Mtr., Breite $B = 4$ Mtr., Höhe $h = 2{,}4$ Mtr. *250h*

2. Wir wählen bei 2,4 Mtr. Höhe 2 Versteifungsreihen . . *250c*
3. Wandstärke oben $\delta_1 = 0{,}4$ cm, unten $\delta = 0{,}65$ „ *250c*
4. Bodenstärke $\delta_u = 0{,}65 + 0{,}1 =$ **0,75** cm . . . . . . *250c (5)*
5. Bei 2 Versteifungsreihen wird:
$$b = \frac{h}{2+1} = \frac{2{,}4}{3} = 0{,}8 \text{ Mtr.}$$
6. Um annähernd quadratische Felder zu erhalten, wählen wir $a = 1$ Mtr.
7. Zugkraft $P = 80 \cdot 100 \cdot 0{,}1 \cdot (2{,}4 - 0{,}8) = 1300$ kg . . . *250d (6)*
8. $P = 1300$ kg erfordert einen $^7/_8{}''$ Zuganker *250d*
9. Abmessungen entnehme der Tabelle in *250d*
10. Wähle eine Verbindung nach $\mathfrak{H}$ 250e und zwar Ausführung II durch Winkeleisenstücke *250e*
11. Für $\delta = 0{,}65$ cm ergibt sich:
Winkeleisen 55×7 . . . . *250f*
12. Nietdurchmesser $d = 15$ mm, Teilung $T = 40$ mm, Randentfernung $e = 20$ mm . „

1071. Kupferner Kessel mit äusserem Druck.

1. Nach der Gleichung für aussen gedrückte Kugel ist:
$$\sigma = \frac{r}{2} \cdot \frac{p}{\delta} = \frac{156}{2} \cdot \frac{1}{0{,}7} \sim \mathbf{110} \text{ kg/qcm}$$ . . . . . *256c (2)*
2. Für einen aussen gedrückten Hohlzylinder ist:
$$\sigma = \frac{d}{2} \cdot \frac{p}{\delta} = \frac{130}{2} \cdot \frac{1}{0{,}7} = \mathbf{94} \text{ kg/qcm}$$ . . . . . *256b (1)*

Die Beanspruchung ist in beiden Fällen gering, so dass bei theoretisch richtiger Wölbung eine Einbeulung nicht eintreten dürfte.

Nehmen wir aber an, dass durch ungenaue Bearbeitung an den Stellen *A A* eine Abflachung von 50 cm Durchmesser entstand, so rechnet sich die Beanspruchung:

3. $\sigma_b = {}^1/_4 \cdot 50^2 \cdot \frac{1}{0{,}7^2} = \mathbf{1275}$ kg/qcm!

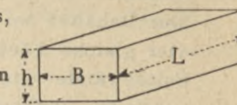
Bei dieser Beanspruchung ist die Einbeulung schon eher erklärlich.

4. Für den Mantel ebenfalls eine Abflachung von 20 cm Breite angenommen ergibt für $\frac{b}{a} = \frac{20}{160} = 0{,}13$.

Koeffizient $x = 1{,}2$ *42e*
$$\sigma = \frac{20^2}{4} \cdot 1{,}2^2 \cdot \frac{1}{0{,}5^2} \sim \mathbf{580} \text{ kg/qcm.}$$

Aufgaben zu $\mathfrak{H}$ 250h—f.

1070. Rechteckiger Wasserbehälter für $Q = 80$ cbm Inhalt soll schnell entworfen werden. Bestimme:

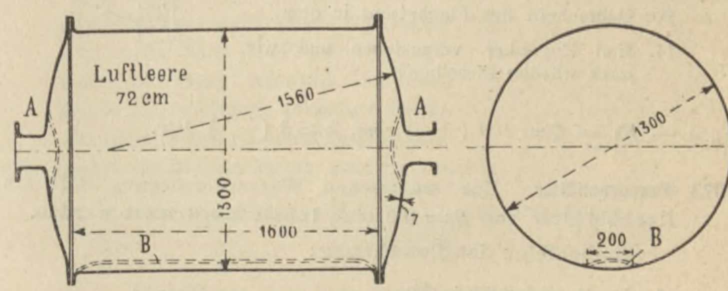


1. Höhe, Breite und Länge des Behälters,
2. Anzahl der Versteifungsreihen,
3. Wandstärke oben und Wandstärke unten in cm,
4. Bodenstärke in cm,
5. die vertikale Entfernung der Verstrebungen in cm,
6. die Entfernung a der Streben in der Längsrichtung,
7. die Zugkraft in einer Strebe der untersten Reihe in kg,
8. die Stärke des Stehbolzens in Zoll engl.,
9. Abmessungen der Stehbolzenverankerung,
10. Art der Eckverbindungen,
11. Abmessungen der Winkeleisenstücke,
12. Nietverbindung.

„ *a — Es sei* $Q = 160$ ( ) *cbm.*

1071. Kupferner Kessel mit äusserem Druck für Zuckerfabrik.

In beistehend dargestelltem kupfernen Kessel herrschte eine Luftleere von 72 cm, also äusserer Druck $p \sim 1$ Atm.



Durch den äusseren Druck wurden die 7 mm dicken Böden bei *A A* und der 5 mm dicke Mantel bei *B* eingedrückt. Die Ursache ist rechnerisch zu ermitteln.

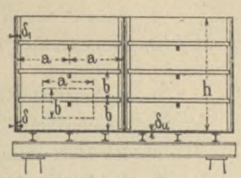
Bestimme:

1. die theoret. Beanspruchung des Bodenmaterials in kg/qcm,
2. „ „ „ „ Mantels „ „
3. „ wahrscheinl. „ „ Bodens „ „
4. „ „ „ „ Mantels „ „

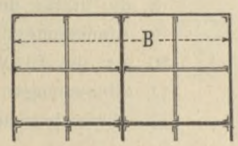
„ *a — Es sei* $p = 0{,}5$ ( ) *Atm.*

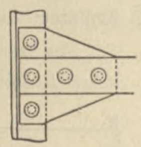
Aufgaben zu § 250 a—255.

1072. Behälter. Ein Wasserbehälter von $Q = 225$ cbm Inhalt soll quadratische Grundfläche und $h = 4$ Mtr. Höhe erhalten. Der Behälter sei durch volle Bleche in vier gleiche Fächer geteilt und deren Seitenwände durch Flacheisenstangen versteift. Reihenfolge:



1. Länge und Breite des Behälters in Mtr.,
2. Anzahl der Versteifungsreihen (der Höhe h entsprechend),
3. vertikaler Abstand derselben in Mtr.,
4. Anzahl der vertikalen Versteifungsreihen,
5. Abstand a in Mtr.,
6. die unterste Wandstärke des Behälters in cm,
7. Wandstärke oben in cm,
8. die Stärke des Bodens in cm,
9. die Zugkraft in kg einer Strebe der untersten Reihe,
10. Querschnitt des Flacheisens in qcm.
11. Sind Zuganker vorzuziehen und wie stark würden dieselben?

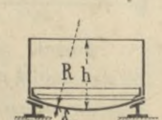




„ *a* — *Es sei* $Q = 100$ ( ) *cbm,* $h = 3$ ( ) *Mtr.*

1073. Wasserbehälter. Zur städtischen Wasserversorgung soll ein Hochbehälter von $Q = 400$ cbm Inhalt konstruiert werden.

Reihenfolge der Berechnung:



1. der Durchmesser in Mtr.,
2. die Höhe des Behälters in Mtr.,
3. die Anzahl der Blechschüsse auf die Höhe h in Mtr.,
4. die Stärke der einzelnen Blechschüsse in cm,
5. der Radius des einfach gewölbten Bodens in Mtr.,
6. die Stärke „ „ „ „ „ cm.

„ *a* — *Es sei* $Q = 800$ ( ) *cbm.*

Lösungen zu Aufg. 1072—1073.

1072. Behälter. 1. Länge = Breite $= \sqrt{\frac{225}{4}} = 7{,}5$ Mtr. §

2. Für $h = 5$ Mtr. wählt man 3 Versteifungsreihen . . . *250 c*

3. Gleichmässig auf Höhe h verteilt ergibt sich:

$$\text{Abstand } b = \frac{4}{3+1} = 1 \text{ Mtr.}$$

4. Wählen wir für jede Seitenwand eines Behälterviertels eine vertikale Versteifungsreihe, so wird:

5. Abstand $a = \frac{7{,}5}{4} = 1{,}85$ Mtr.

6. Für $b : a = 1 : 1{,}85 \sim 0{,}55$ wird $x \sim 1{,}1$ . . . . . . *250a* *(3)*

also Wandstärke $\delta = \frac{100}{2} \cdot 1{,}1 \sqrt{\frac{0{,}1 \cdot 4}{1000}} = 1{,}1$ cm . . . *(1)*

7. Wandstärke $\delta_1 = \frac{100}{2} \cdot 1{,}1 \sqrt{\frac{0{,}1 \cdot 1}{1000}} = 0{,}55$ cm . . . . *(1)*

8. Stärke des Bodens $\delta_u = 1{,}1 + 0{,}1 = 1{,}2$ cm . . . . *250 c* *(5)*

9. Zugkraft in einer Strebe:

$$P = 100 \cdot 185 \cdot 0{,}1 \cdot (4 - 1) = 5500 \text{ kg} \quad . \; . \; . \; . \quad 250d \; (6)$$

10. Querschnitt des Flacheisens $f = \frac{P}{1000} = \frac{5500}{1000} = \mathbf{5{,}5}$ qcm *250 d* *(7)*

entsprechende Abmessungen $= 5{,}5 \times 1$ cm.

11. Bei hohen Gefässen wie das vorliegende sind angenietete Flacheisenverstrebungen vorteilhaft, weil die runden Zuganker schwieriger dicht zu halten sind.

Für $P = 5500$ kg wäre ein $1^1/_2$" Zuganker zu wählen *250d*

(Ausgeführt ist dieser Behälter als Ölbehälter für eine Ölfabrik mit unterster Blechstärke $\delta = 10$ mm, oben 5 mm, Verstrebungen aus Flacheisen 50×10 mm.)

1073. Wasserbehälter. Für $Q = 400$ cbm Inhalt wird:

1. Durchmesser $D \sim 1{,}1 \cdot \sqrt[3]{400} = 8$ Mtr. . . . . *255* *(10)*

2. Höhe $h = \frac{400}{\frac{\pi}{4} 8^2} = \mathbf{8}$ Mtr.

3. Wählen wir die Breite eines Schusses = 1,6 Mtr. . . . *255*

so erhalten wir $\frac{8}{1{,}6} = 5$ Schüsse.

4. Blechstärken für $D = 8$ Mtr. Durchmesser:

I. Schuss: $h_1 = 1{,}6$, $\delta = 5{,}5$ mm, II. Schuss: $h_2 = 3{,}2$, $\delta = 6{,}5$ mm, III. Schuss: $h_3 = 4{,}8$, $\delta = 8$ mm, IV. Schuss: $h_4 = 6{,}4$, $\delta = 9$ mm, V. Schuss: $h_5 = 8$, $\delta = 10$ mm } *252b*

5. Bodenradius $R = 1{,}4 \cdot 8 \sim 11$ Mtr. . . . . *253a* *(2)*

6. Bodenstärke $\delta_u = \frac{1100}{2} \cdot \frac{0{,}1 \cdot 8}{400} = 1{,}1$ cm . . . . . . *(1)*

Lösungen zu Aufg. 1075—1078.

1075. Boden eines runden Behälters.

1. Gekrempter ebener Boden:

Für $r : d = 5 : 200 = 0{,}025$ würde §

Wandstärke $\delta \sim 0{,}4 \cdot 200 \cdot \sqrt{\frac{10}{900}} \sim \mathbf{8}$ cm! . . . *257a* (*1*)

2. Gewölbter Boden. Für $R = d$ wird:

Wandstärke $\delta = \frac{200}{2} \cdot \frac{10}{900} = \mathbf{1{,}1}$ cm! *257a* (*4*)

Hieraus geht hervor, dass man für Kessel von diesen Grössen keine geraden Böden anwenden kann.

1076. Deckel eines runden Gefässes.

Betrachtet man den gewölbten Teil des Bodens als Kugelabschnitt und berechnet den Boden als Kugel mit innerem Druck unter Zugrundelegung folgender Werte:

Kugeldurchmesser $2R = 7200$ mm,

Wandstärke $\delta = 23$ mm,

Bruchbelastung auf Zug für Grauguss $K_z = 1200$ kg/qcm,

so ergibt sich als Bruchspannung

$$p = \frac{4 \cdot \delta \cdot K_z}{2R} = \frac{4 \cdot 2{,}3 \cdot 1200}{720} = \mathbf{15{,}3} \text{ Atm.}$$

Die Wandstärke der Wölbung ist demnach ausreichend kräftig, aber zweifellos sind durch das Anziehen der Schrauben in dem Deckel unkontrollierbare Spannungen aufgetreten, die den Bruch schon bei $^1/_2$ Atm. Dampfdruck herbeiführten. — Jedenfalls sollte der Flansch stärker sein und der Übergang zur Bodenwandung allmählich erfolgen.

Auch sollten die **Schrauben näher am Zylinder** angeordnet und die Packungsbreite = der Flanschbreite sein.

1077. Deckel für Schieberkasten usw.

Verhältnis $\frac{b}{a} = \frac{18{,}5}{70} = \mathbf{0{,}26}$; hierfür wird:

Koeffizient $x \sim 1{,}35$ *258b*

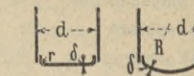
zul. Beanspruchung für Grauguss (Belastung *b*) $k_b = 300$ kg *259*

Wandstärke $\delta = \frac{18{,}5}{2} \cdot 1{,}35 \cdot \sqrt{\frac{7}{300}} = \mathbf{1{,}9}$ cm . . . *258b* (*7*)

1078. — Für die Berechnung der Wandstärke benutzt man die Gleichung für gusseiserne Rohre, demnach *258c*

Wandstärke $\delta = \frac{2 \cdot 18{,}5}{2} \cdot \frac{7}{250} + 0{,}8 \sim \mathbf{1{,}3}$ cm . . . *220a* (*1*)

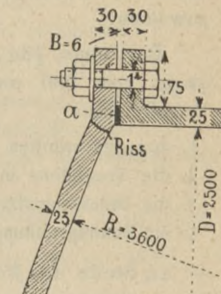
Aufgaben zu § 257a—258c.



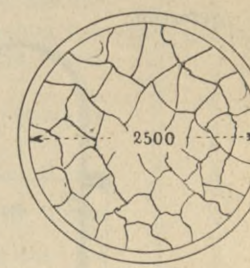
1075 Boden eines runden Behälters. Für Eisenblech $d = \mathbf{200}$ cm Durchm., $p = 10$ Atm. innerer Pressung (ruh. Belast.) soll die Bodenstärke bestimmt werden.

1. Gekrempter ebener Boden ($r = 5$ cm),
2. Gewölbter Boden ($R = d$).

„ *a — Es sei $d = 100$ ( ) cm, $p = 20$.*

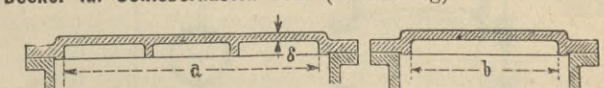


1076. Deckel eines runden Gefässes. In einer Rohrzuckerfabrik stand ein neuer Verdampfapparat. Bei der Inbetriebnahme zeigte sich die Asbestpackung bei *a* etwas undicht, bei einem Druck im Saftraum von etwa $^1/_2$ **Atm.** Überdruck. Diese Undichtigkeit sollte nun durch Anziehen der Schrauben beseitigt werden. Kaum hatte man eine Schraube um etwa ein Sechstel gedreht, als ein fürchterlicher Knall ertönte und das ganze Fabrikgebäude sich mit Dampf füllte.



Die Besichtigung ergab, dass der ganze Boden zertrümmert und ringsum in der Nähe des Flansches abgerissen war (vergl. Abbild.). Das Eisen zeigte keine einzige schlechte Stelle, war gleichmässig dick und gut körnig.

1077. Deckel für Schieberkasten usw. (rechteckig).

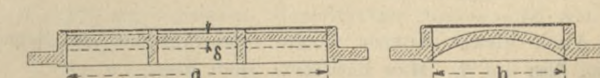


$a = 70$ cm, $b = 18{,}5$ cm, Pressung $p = 7$ Atm.

Berechne die Wandstärke des Deckels (Grauguss).

„ *a — Es sei $a = 100$ ( ) cm, $b = 50$ ( ) cm, $p = 10$ ( ) Atm.*

1078. — Derselbe Deckel sei zylindrisch gewölbt mit Radius $r = b$.

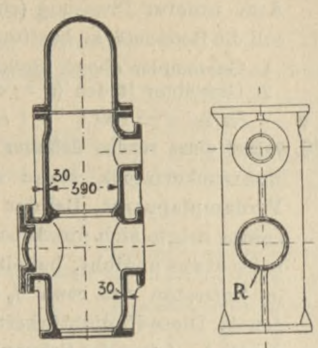


Welche Wandstärke erhält dann derselbe?

„ *a Desgleichen für 1077a.*

Aufgaben zu § 263 a—e.

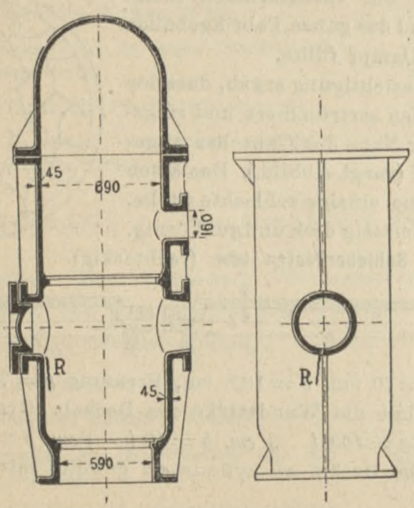
1080. Pumpenkörper. Der beistehend skizzierte Pumpenkörper aus **Gusseisen** gehört zu einer Presspumpe für $p = 43$ Atm. Wasserdruck. Nach 3 wöchigem Betriebe zeigte derselbe bei *R* einen Riss. Die **Ursache der Risse** ist rechnerisch nachzuweisen.



Bestimme für den Übergang von 260 auf 390 mm Durchmesser:

1. den gefährlichen Querschnitt,
2. die Tragfläche in qcm,
3. die Belastungsfläche in qcm,
4. die **Beanspruchung** in kg/qcm.

1081. — An Stelle des Pumpenkörpers (Aufg. 1080) wurde ein neuer Pumpenkörper mit grösserem Durchmesser aus **Stahlguss** angefertigt.

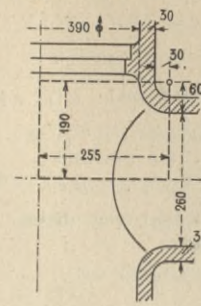


Auch dieser Körper zeigte nach 3 monatigem Betriebe einen **Riss** bei *R*. Man bestimme auch hier:

1. den gefährlichen Querschnitt,
2. die Tragfläche in qcm,
3. die Belastungsfläche in qcm,
4. die **Beanspruchung** in kg/qcm.

Lösungen zu Aufg. 1080—1081.

1080. Pumpenkörper.



1. Der gefährliche Querschnitt liegt bei der seitlichen Abzweigung, also bei *R*. Wir betrachten das in nebenstehender *Figur* punktierte Rechteck und haben nach Riedler:

2. Tragfläche: §

$$f_1 = \frac{\pi}{4}\cdot 6^2 - \frac{\pi}{4}\cdot 3^2 = 21 \text{ qcm} \quad . \; 263d \; (11)$$

3. Nach nebenstehender *Figur* wird:

$$a = \frac{260}{2} + 60 = 190 \text{ mm}$$

$$b = \frac{390}{2} + 60 = 255 \;\text{„}$$

demnach Belastungsfläche:

$$f_2 = 19\cdot 25{,}5 - \frac{\pi}{4}\cdot 6^2 = 457 \text{ qcm} \quad \ldots\ldots \; 263d \; (12)$$

4. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{457\cdot 43}{21} = \mathbf{930}$ kg/qcm 263d (13)

Zulässig sind aber für Gusseisen nur $k_z = 200$ kg/qcm, da schon bei 1200 kg/qcm der Bruch eintritt*) 263b (6)

1081. — 1. Der gefährliche Querschnitt liegt auch hier wieder bei der seitlichen Abzweigung, also bei *R*. Wir ermitteln (wie in Lösung Aufg. 1080) die Beanspruchung in den Übergängen.

2. Tragfläche $f_1 = \frac{\pi}{4}\cdot 9^2 - \frac{\pi}{4}\cdot 4{,}5^2 = 47{,}6$ qcm 263d (11)

3. Nach den Abmessungen ergibt sich:

$$a = \frac{260}{2} + 90 = 220 \text{ mm,}$$

$$b = \frac{690}{2} + 90 = 435 \;\text{„}$$

demnach Belastungsfläche

$$f_2 = 22\cdot 43{,}5 - \frac{\pi}{4}\cdot 9^2 = 895 \text{ qcm} \quad \ldots\ldots \; 263d \; (12)$$

4. Zugbeanspruchung:

$$\sigma_z = \frac{895\cdot 43}{47{,}6} = \mathbf{810} \text{ kg/qcm} \quad \ldots\ldots \; 263d \; (13)$$

Zulässig ist aber an dieser Stelle nur

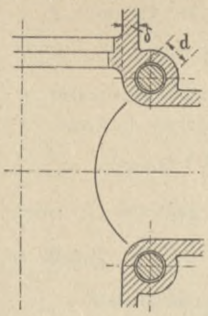
$$k_z = 300 \text{ kg/qcm*)} \quad \ldots\ldots\ldots \; 263b \; (7)$$

---

*) Im vorliegenden Fall wird wohl zu dem in Rechnung gezogenen Druck von 43 Atm. noch eine besondere Druckerhöhung durch Wasserschläge oder zu enge Ventile stattgefunden haben, wodurch die Bruchgrenze des Materials überschritten wurde.

Lösungen zu Aufg. 1082—1086.

1082. Pumpenkörper.



1. Es müssen 2 Spannanker angeordnet werden.
2. Zugkraft in jedem Anker bei $f_2 =$ 457 qcm Belastungsfläche: §
   $P = 457 \cdot 43 \sim 19600$ kg . *263e* *(15)*
3. Zulässige Beanspruchung für gutes Material:
   $k_z = 1000$ kg/qcm . . . *263e* *(17)*
4. Demnach nötiger Kernquerschnitt der Anker:
   $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{P}{k_z} = \frac{19600}{1000} = 19{,}6$ qcm . *263e* *(16)*

entsprechend einem Kerndurchmesser von 50 mm, also wäre zu wählen:

$2\,{}^1/_4{}''$ Schrauben mit **58 mm äusserem Durchmesser** . . *43b* *(T I)*

1083. Presszylinder.

1. Verhältnis $D:d = 500:330 = 1{,}5$.
2. Für $D:d = 1{,}5$ und $p = 350$ wird $k_z = 1000$ kg/qcm . *264a*

1084. — 1. Für Stahlguss ist zulässig $k_z = 1000$ kg/qcm . . . . *264* *(2)*

2. Für $p = 250$ Atm. und $k_z = 1000$ kg/qcm wird:
   Verhältnis $D:d = 1{,}3$, woraus *nach Schema in 264a*
   äusserer Durchmesser $D = 1{,}3 \cdot 330 = 430$ mm,
3. entspr. Wandstärke $\delta = \frac{430 - 330}{2} = \mathbf{50}$ mm.
   (ausgeführt mit $\delta = 55$ mm).

1085. — 1. Verhältnis $\frac{360}{240} = 1{,}5$.

2. Zul. Beanspruchung für Stahlguss $k_z = 1000$ kg/qcm . . *264* *(2)*
3. Für $D:d = 1{,}5$ und $k_z = 1000$ kg/qcm wird
   zulässige Pressung $p = \mathbf{350}$ Atm. *264a*
   (Ausgeführt für $p = 300$ Atm.)

1086. — 1. Verhältnis $D:d = 170 \,.\, 128 = 1{,}33$.

2. Hierfür wird bei $p = 50$ Atm. innerer Spannung:
   Beanspruchung $k_z = \mathbf{200}$ kg/qcm *264a*
3. Nach der Gleichung für gewöhnliche Zylinder ist:
   $$\sigma_z = \frac{d}{2} \cdot \frac{p}{\delta} = \frac{12{,}8}{2} \cdot \frac{50}{2{,}1} = \mathbf{150} \text{ kg/qcm} \quad . . . . . \quad 42a$$

Aufgaben zu § 263—264.

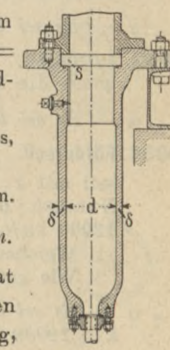
1082. Pumpenkörper. Aus Aufg. 1080 und 1081 sehen wir, dass die Erweiterung und Verstärkung nichts genutzt hat. Es ist nun zu bestimmen für Ausführung Aufg. 1080 (also lichter Durchmesser 390 mm):

1. auf welche Weise der Pumpenkörper auszuführen ist,
2. die Zugkraft in den Spannankern in kg,
3. Wähle die zulässige Beanspruchung k_z in kg/qcm,
4. Bestimme den **Durchmesser** der Anker in mm.

1083. Presszylinder. Zylinderdurchmesser innen $d = \mathbf{330}$ mm,
„ aussen $D = \mathbf{500}$ „
Wasserdruck $p = \mathbf{350}$ Atm. Bestimme die Beanspruchung.

1. Das Verhältnis $D:d$.
2. Die Beanspruchung des Zylindermaterials in kg/qcm.

„ *a — Es sei $d = 165$ ( ) mm, $D = 250$ ( ) mm, $p = 600$ ( ) Atm.*



1084. — Ein anderer Presszylinder von $d = \mathbf{330}$ mm innerem Durchmesser soll einer Pressung $p = \mathbf{250}$ Atm. widerstehen. Bestimme die Wandstärke.

1. Die zul. Beanspruchung in kg/qcm für Stahlguss,
2. Das Verhältnis $D:d$.
3. Die Wandstärke des Presszylinders in mm.

„ *a — Es sei $d = 165$ ( ) mm, $p = 500$ ( ) Atm.*

1085. — Presszylinder aus Stahlguss hat $d = \mathbf{240}$ mm inneren und $D = \mathbf{360}$ mm äusseren Durchmesser. Bestimme die zulässige Pressung,

1. Das Verhältnis $D:d$.
2. Die zulässige Beanspruchung k_z für Stahlguss in kg/qcm,
3. Die zulässige Pressung p in Atm.

„ *a — Es sei $d = 120$ ( ) mm, $D = 250$ ( ) mm.*

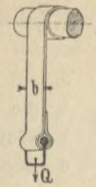
1086. — Gusseiserner Presszylinder hat $d = \mathbf{128}$ mm inneren, $D = \mathbf{170}$ mm äusseren Durchmesser und $p = \mathbf{50}$ Atm. innere Pressung. Bestimme:

1. Das Verhältnis $D:d$.
2. Die Beanspruchung k_z in kg/qcm.
3. „ „ nach der theoretischen Zylindergleichung.

„ *a — Es sei $d =$ ( ) mm, $D = 340$ ( ) mm, $p = 100$ ( ) Atm.*

Aufgaben zu § 265a—269.

1090. Hanfgurt. Für eine Belastung von $Q = 600$ kg soll ein Hanfgurt verwendet werden. Bestimme die Abmessungen derselben.



a) Doppelt gewebt,
1. Belastungskoeffizient in kg/cm,
2. Gurtbreite in cm,

b) sechsfach gewebt,
1. Belastungskoeffizient in kg/cm,
2. Gurtbreite in cm.

„ *a — Es sei* $Q = 300$ *( ) kg.*

1091. Hanfseil zum Lastheben. Ein Hanfseil von $\mathfrak{d} = 26$ mm Durchmesser soll zum Heben von Lasten Verwendung finden.

Bestimme: 1. die zulässige Belastung in kg,
2. die Bruchbelastung in kg.

„ *a — Es sei* $\mathfrak{d} = 20$ *( ) mm.*

1092. Aufzugseil. Das Drahtseil eines Aufzuges für $G = 1800$ kg Last soll über eine Rolle von $D = 420$ mm geleitet werden. Welche Abmessungen erhält das Seil?

„ *a — Es sei* $G = 3600$ *( ) kg,* $D = 500$ *( ) mm.*

1093. Aufzugseil. Welche Abmessungen erhält das Seil (Aufg. 1092), wenn die Rolle $D = 700$ mm Durchm. besitzt?

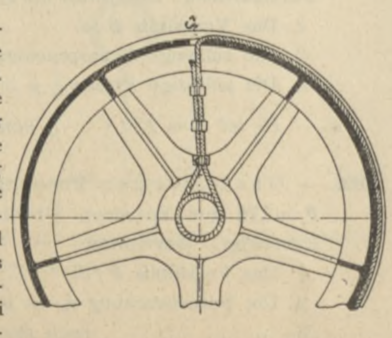
„ *a — Es sei* $D = 1000$ *( ) mm.*

1094. Förderseil. Für eine Teufe von $t = 800$ Mtr. sei ein Förderseil mit $z = 5$ facher Sicherheit zu bestimmen. Nutzlast $G = 2000$ kg, Bruchfestigkeit $K = 12000$ kg/qcm.

1. Welchen Durchmesser erhält das Seil?
2. Wie gross muss der Rollendurchmesser sein?

„ *a — Es sei* $t = 500$ *( ) Mtr.,* $z = 6$ *( ),* $G = 3000$ *( ) kg,* $K = 12000$ *( ) kg.*

1095. Seiltrommel. Die Fördertrommel einer Schachtanlage war aus einem Stück gegossen. Das Mittelstück, worauf die Bremse wirkt, war etwas kleiner im Durchmesser gehalten. Die Förderung war doppelseitig und zwar hatte jede Schale ein besonderes Seil. In nebensteh. Abbild. ist die Trommel abgebildet. Das Ende des Seiles wurde durch die Wandung gesteckt, wodurch bei a eine scharfe Biegung entstand, welche ein häufiges Brechen der Seile an dieser Stelle veranlasste. Wie ist dem Übelstande abzuhelfen?



Lösungen zu Aufg. 1090—1095.

1090. Hanfgurt.

a) doppelt gewebt: §
1. Belastungskoeffizient $k = 30$ kg/cm *265b*
2. Gurtbreite $b = \frac{600}{30} = \mathbf{20}$ cm . . . . *265a (1)*

b) sechsfach gewebt:
1. Belastungskoeffizient $k = 66$ kg/cm *265b*
2. Gurtbreite $b = \frac{600}{66} = \mathbf{9}$ cm . . . . *265a (1)*

1091. Hanfseil zum Lastheben.

1. Zulässige Belastung $Q = \mathbf{600}$ kg
2. Bruchbelastung $= \mathbf{4800}$ kg } . . . *Tabelle in 266b*

1092. Aufzugseil. Wir wählen 5fache Sicherheit *269c*
Bruchbelastung des Seiles $= 5 \cdot 1800 = 9000$ kg und hierfür passend ein Seil von 18 mm Durchmesser, 0,9 mm Drahtstärke und 73 kg Gewicht für 100 lfd. Mtr *269a*

1093. Aufzugseil. Es wäre zu nehmen ein Seil von 14 mm Durchm., 1,1 mm Drahtstärke und 71 kg Gewicht für 100 lfd. Mtr. . „

1094. Förderseil. 1. Gesamtbelastung des Seiles ist Nutzlast plus Eigengewicht.

Seilgew. pro lfd. Mtr. $m = \frac{G}{\frac{K}{z} - t} = \frac{2000}{\frac{12000}{5} - 800} = 1{,}25$ kg *267b (3)*

Diesem Gewicht entspr. ein **rundes Seil von 20 mm Durchm.** *269d*

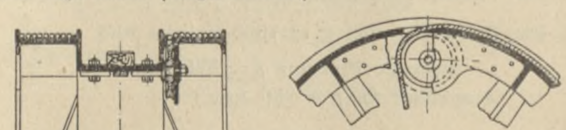
Für diese Verhältnisse ergibt sich als Sicherheit:

$$z = \frac{14000}{2000 + 800 \cdot 1{,}2} \sim 4{,}7, \text{ worin}$$

14000 = Bruchbelastung des 20er Seiles *269c*

2. **Rollendurchmesser** $D \geq 100 \cdot 20 \sim \mathbf{2000}$ mm . . . . . *272b (4)*

1095. Seiltrommel. Um die starke Biegung zu beseitigen, wurde das Loch für die Durchführung etwas verlängert und eine Rolle angebracht (vergl. Abbild.).



Nachdem das Seil durchgezogen, über die Rolle gelegt und um die Welle geschlungen sowie mit den erwähnten Schellen befestigt war, wurde ein gusseisernes Schild vor die Rolle geschraubt. Um keinen einseitigen Schwerpunkt durch den Einbau der Rollen und Backen zu bekommen, sind die beiden Befestigungen genau durch die Mitte gegenüber angebracht.

Lösungen zu Aufg. 1100—1105.

1100. Kette. §

1. Kettenstärke für 7000 kg Belastung $d = 26$ mm . . . *274e (T)*
2. Bruchbeanspr. für Zug (Schweisseisen) $K_z = 3500$ kg/qcm *39 (T 2)*
3. Bruchbelastung $= 2 \times$ Kettenquerschnitt $\times$ Bruchbeanspr.. demnach Bruch der Kette bei:

$$Q_{max} = f \cdot K_z = 2 \cdot \frac{\pi}{4} 2{,}6^2 \cdot 3500 = \mathbf{37000} \text{ kg.}$$

1101. Kette. 1. Auf Zug berechnet ergibt sich nach

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

Beanspruchung $\sigma_z = \frac{Q}{f} = \frac{2000}{4} = \mathbf{500}$ kg/qcm . . *40b (1)*

2. zulässig je nach Verwendungsart $k_z = 320$—635 kg/qcm *274d (1—3)*

1102. Stegkette. Tragfähigkeit einer gewöhnlichen Kette:

$$Q = 1000 \cdot 2^2 = 4000 \text{ kg}$$ . . . . *274d (1)*

mithin zulässige Tragfähigkeit einer Stegkette

$$Q = 1{,}2 \cdot 4000 = \mathbf{4800} \text{ kg}$$ . . . . . . *274d (5)*

1103. Kette. Ausser der Last muss das oberste Glied auch das Eigengewicht der Kette aufnehmen. Wir erhalten:

1. Eigengewicht der Kette $G_1 = 100 \cdot 2{,}25 \cdot d^2$ *274c*

   zul. Belastung der Kette $Q = 1000\, d^2$, demnach: . . *274d (1)*

$$Q = G + G_1 = 2000 + 100 \cdot 2{,}25 \cdot d^2 = 1000\, d^2, \text{ woraus:}$$

$$d^2 = \frac{2000}{775}; \text{ Kettenstärke } d = \sqrt{\frac{2000}{775}} = \mathbf{1{,}6} \text{ cm.}$$

2. Eigengewicht der Kette $G_1 = 100 \cdot 2{,}25 \cdot 1{,}6^2 = \mathbf{585}$ kg . *274c*

   Auf Zug beansprucht ergibt sich:

$$\sigma_z = \frac{G + G_1}{2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{2000 + 585}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 1{.}6^2} \sim \mathbf{650} \text{ kg/qcm.}$$

1104. Kettentrommel.

Kleinster Durchmesser $D = 20 \cdot 18 = \mathbf{360}$ mm . . . . *278a (1)*

1105. Kettentrommel. Für $d = 22$ mm Kettenstärke wird:

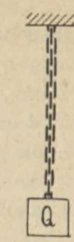
1. Trommeldurchmesser $D \sim 35 \cdot 22 = \mathbf{770}$ mm . . . . . *278a (2)*
2. Kettenbreite $b = 77$ mm . . . . *Tab. in 278c*
3. Spielraum $\sigma = 4$ mm . . . . „ „ „
4. Entfernung $s = 0{,}71 \cdot b + \sigma = 0{.}71 \cdot 77 + 4 = \mathbf{59}$ mm . „

Aufgaben zu § 274—278.

1100. Kette. Eine Last von $Q = 7000$ kg soll an einer Kette aufgehangen werden. Bestimme:

1. die Stärke der Kette in mm,
2. die Bruchbeanspruchung auf Zug in kg/qcm,
3. die Last Q_{max}, bei welcher die Kette reisst, in kg.

„ *a Es sei $Q = 3500$ ( ) kg.*



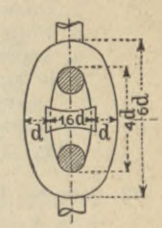
1101. Kette. Eine **16er Kette** soll mit $Q = 2000$ kg belastet werden. Berechne:

1. die Beanspruchung in kg/qcm.
5. Ist das zulässig?

„ *a — Es sei $d = 32$ ( ) mm, $Q = 6000$ ( ) kg.*

1102. Stegkette. Wie gross ist die zulässige Tragfähigkeit einer wenig angestrengten Stegkette von $d = 20$ mm Kettenstärke?

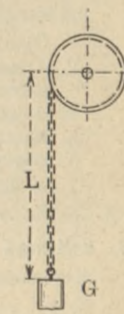
„ *a — Es sei $d = 30$ ( ) mm.*



1103. Kette. An einer kurzgliedrigen Kette von $L = 100$ Mtr. hängt eine Last $G = 2000$ kg. Bestimme mit Berücksichtigung des Eigengewichtes:

1. die notwendige Stärke der Kette in cm,
2. die Zugbeanspruchung in kg/qcm.

„ *a — Es sei $L = 50$ ( ) Mtr., $G = 4000$ ( ) kg.*



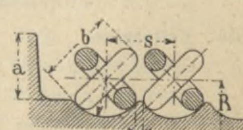
1104. Kettentrommel. Welcher Durchmesser ist der kleinste zulässige für eine Kettentrommel bei $d = 18$ mm Ketteneisenstärke (Handbetrieb)?

„ *a — Es sei $d = 30$ ( ) mm.*

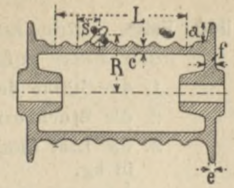
1105. Kettentrommel. Welche Abmessungen für D, σ und s erhält eine Trommel für $d = 22$ mm Kettenstärke?

1. Trommeldurchmesser für masch. Betrieb in mm,
2. äussere Kettenbreite b in mm,
3. Spielraum σ in mm,
4. Entfernung s in mm.

„ *a — Es sei $d = 30$ ( ) mm.*



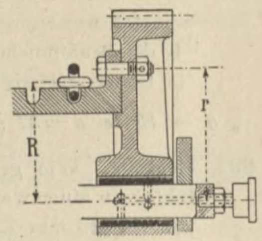
Aufgaben zu § 276—278.



1110. Kettentrommel. Auf die Trommel der vorigen Aufgabe ($D = 770$ mm, $d = 22$ mm, $s = 59$ mm) sei eine Kette von $l = 12$ Mtr. Länge aufzuwickeln.

1. die Anzahl der Windungen,
2. die Länge der Kettentrommel,
3. die Wandstärke der Trommel bei 16 mm Kettenstärke.

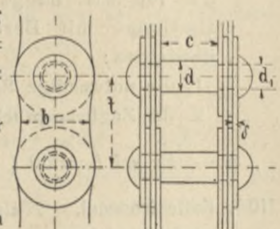
„ *a* — *Es sei $l = 24$ ( ) Mtr.*



1111. — Die Kettentrommel der vorigen Aufgabe sei durch Schrauben mit dem treibenden Zahnrad verbunden. Radienverhältnis $R : r = 0{,}95$.

1. die zulässige Belastung Q der Kette ($d = 22$ mm) in kg.
2. Umfangskraft im Lochkreis in kg,
3. Nötiger Anpressungsdruck P_s in kg.
4. Anpressungsdruck P_0 einer Schraube in kg, wenn 16 Schrauben angenommen werden.
5. Schraubendurchm. in Zoll engl.

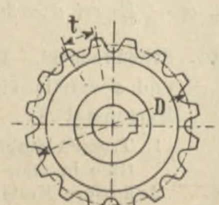
„ *a* — *Es sei $Q = 6000$ ( ) kg.*



1112. Gallsche Gelenkkette zur Übertragung von $N = 12$ Pferdestärken mit $v = 0{,}8$ Mtr/Sek Kettengeschw. Bestimme:

1. Übertragbare Kraft in kg,
2. Anzahl, Stärke und Breite der Kettenglieder,
3. Bolzendurchm. in mm,
4. Baulänge in mm,
5. Zugspannung in den Kettengliedern in kg/qcm.

„ *a* — *Es sei $N = 24$ ( ) PS, $v = 1{,}6$ ( ) Mtr.*



1113. Kettenrad für Gallsche Gelenkkette. Das Kettenrad für eine Gallsche Gelenkkette von $t = 3{,}2$ cm Teilung soll $z = 24$ Zähne erhalten. Wie gross ist der Teilkreisdurchmesser D?

1114. Kettennuss. Für eine kurzgliedrige Kette von $d = 20$ mm ist eine Kettennuss mit $z = 6$ Zähnen zu bestimmen.

1. Teilung t der Kette in cm,
2. Teilkreisdurchm. der Kettennuss in cm.

Lösungen zu Aufg. 1110—1114.

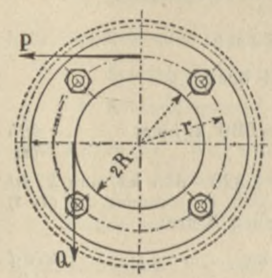
1110. Kettentrommel. 1. Für $R = {}^1/_2\, D = 0{,}385$ Mtr. ergibt sich: §

Anzahl der Windungen $i = \dfrac{12}{2 \cdot 0{,}385 \cdot \pi} = \mathbf{5}$ *278d* (3)

2. Hierfür ergibt sich:
Trommellänge $L = (i + 2) \cdot s = (5 + 2) \cdot 59 = \mathbf{415}$ mm . *278d* (4)

3. Wandstärke $c = 22$ mm . . . . *Tab. in 278c*

1111. — 1. Zulässige Belastung $Q = \mathbf{5000}$ kg . . . . *Tab. in 274e*



2. Umfangskraft im Lochkreis:
$P = 5000 \cdot 0{,}95 = 4750$ kg . *278i* (5)

3. Für Grauguss auf Grauguss wird:
Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}15$. *278i* (7)

demnach Anpressungsdruck
$P_s = \dfrac{4750}{0{,}15} = \mathbf{31600}$ kg . . . *278i* (6)

4. Anpressungsdruck einer Schraube
$P_0 = \dfrac{P_s}{{}^2/_3 \cdot z} = \dfrac{31600}{{}^2/_3 \cdot 16} = \mathbf{3000}$ kg . *278i* (8)

5. Schraubendurchmesser $= 1^1/_2$ Zoll engl. . . *Tab. 2 in 43b*
Der Sicherheit wegen ist die Schraube noch auf Biegung zu berechnen . . . . *278i* (8—12)

1112. Gallsche Gelenkkette.

1. Übertragbare **Kraft** $P = \dfrac{75 \cdot N}{v} = \dfrac{75 \cdot 12}{0{,}8} = \mathbf{1125}$ kg . . . *129* (4)

Wir wählen Ausführungen nach § 276e und finden dort für eine zulässige Belastung von 1125 kg:

2. Kettenlasch.: Anz. $= 4$, Stärke $\delta = 4$ mm, Breite $b = 40$ mm *276e* (T)
3. Bolzendurchmesser $d = 28$ mm, $d_1 = 22$ mm . . . . „
4. Baulänge $c = 45$ mm, Teilung $t = 55$ mm . . . . . „
5. Querschn. einer Lasche $= 4 \cdot 0{,}4 \cdot 4 \cdot 2 \sim 12{,}8$ qcm, mithin

Zugspannung $\sigma_z = \dfrac{1125}{12{,}8} \sim \mathbf{88}$ kg/qcm *40b* (1)

1113. Kettenrad für Gallsche Gelenkkette.

Teilkreisdurchmesser

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^0}{z}} = \frac{3{,}2}{\sin \frac{180^0}{24}} = \frac{3{,}2}{\sin 7^1/_2} = \frac{3{,}2}{0{,}131} \sim \mathbf{24{,}5}\ \text{cm} \quad . \ . \ \textit{281b}\ (1)$$

Derartige Rechnungen müssen sehr genau durchgeführt werden.

1114. Kettennuss.

1. Teilung der Kette $t = 2{,}6 \cdot d = 2{,}6 \cdot 20 = 52$ mm . . . *274c*
2. Teilkreisdurchmesser $D = \mathbf{20{,}18}$ cm *280c* (1)

Lösungen zu Aufg. 1116—1119. §

1116. Öse. 1. Biegungsmom. $M_b = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{1500 \cdot 4}{8} = 750$ kgcm . *284d* *(27)*

2. Widerstandsmom. $W = 0{,}1\ b \cdot h^2 = 0{,}1 \cdot 1{,}5 \cdot 3^2 = 1{,}35$ cm³ *282d* *(T)*

3. Beanspruchung $\sigma_b = M_b : W = 750 : 1{,}35 = 555$ kg/qcm . *284d* *(28)*

1117. — 1. Bruchgrenze $K_b = 3300$ kg/qcm für Schmiedeeisen, *Tab. 6 in* *39*

2. Biegungsm $M_b = W \cdot K_b = 1{,}35 \cdot 3300 = 4450$ kgcm, mithin

Bruchbelastung $= \frac{M_b \cdot 8}{l} = \frac{4450 \cdot 8}{4} = 9900$ kg . . . *284c*

1118. Haken. 1. Vorläufige Maasse,

$h = 0{,}14\sqrt{Q} = 0{,}14\sqrt{5000} = 10$ cm . . . . *282a* *(1)*

$c = 0{,}4 \cdot h = 0{,}4 \cdot 10 = 4$ cm . . . . *(2)*

$b = 0{,}7 \cdot h = 0{,}7 \cdot 10 = 7$ cm, $b_1 = 0{,}3 \cdot b = 0{,}3 \cdot 7 = 2{,}1$ cm *(3)*

$a = h = 10$ cm, $l = 0{,}5\ a + 0{,}41\ h = 0{,}5 \cdot 10 + 0{,}41 \cdot 10 = 9{,}1$ cm *(4, 5)*

2. Biegungsmom. $M_b = Q \cdot l = 5000 \cdot 9{,}1 = 45500$ kgcm . . *(6)*

3. Widerstandsm. $W = 0{,}09 \cdot b \cdot h^2 = 0{,}09 \cdot 7 \cdot 10^2 = 63$ cm³ *282c*

4. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = M_b : W = 45500 : 63 = 720$ kg/qcm *282a* *(6)*

5. Hakenquerschn. $F = 0{,}64\ b \cdot h = 0{,}64 \cdot 7 \cdot 10 = 44{,}8$ qcm . *282c*

6. Zugbeanspruchung $\sigma_z = 5000 : 44{,}8 = 112$ kg/qcm . . *282a* *(7)*

7. Gesamtbeanspruchung $\sigma = 720 + 112 = 832$ kg/qcm . *(8)*

8. Ja! zulässig für Schmiedeeisen 900 kg/qcm . . . . . *(9)*

9. Kerndurchm. $s = 0{,}05\sqrt{Q} = 0{,}05\sqrt{5000} = 3{,}54$ cm . . *282d* *(12)*

10. entspr. Gewinde $s_1 = 1^5/_8$" engl. $= 41{,}27$ mm, *Tab. 1 in* *43b*

11. Zapfendurchm. $d = 45$ mm *282d*

1119. Lastbügel.

1. Biegungsmom. $M_b = \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{16000 \cdot 42}{8} = 84000$ kgcm . *284b* *(22)*

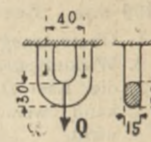
2. Widerstandsmoment
$W = {}^1/_6\ b \cdot h^2 = {}^1/_6 \cdot 10 \cdot 8{,}5^2 = 120$ cm³ . *Tab. 7a in* *39*

3. Biegungsbeanspruchung
$\sigma_b = M_b : W = 84000 : 120 = \mathbf{700}$ kg/qcm . . . . *284a* *(23)*

4 Ja! zulässig für Schmiedeeisen 900 kg/qcm . . . . . *(26)*

Aufgaben zu § 282—284.

1116. Öse. Beistehend skizzierte schmiedeeiserne Öse soll mit $Q = 1500$ kg belastet werden.



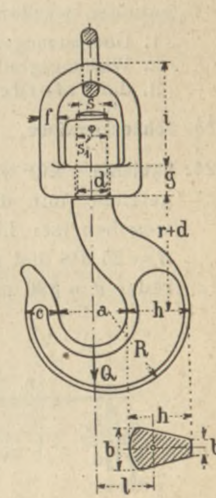
Bestimme die Beanspruchung:

1. Biegungsmoment M_b in kgcm,
2. Widerstandsmoment W in cm³,
3. Beanspruchung σ_b in kg/qcm.

1117. — Bei welcher Belastung wird die Öse der vorstehenden Aufgabe brechen?

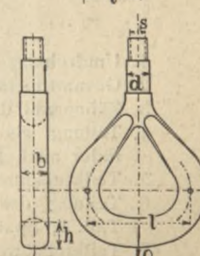
1. Bruchgrenze K_b in kg/qcm für Schmiedeeisen.
2. Bruchbelastung in kg.

1118. Haken. Für einen Haken mit $Q = 5000$ kg Belastung ist zu bestimmen:



1. die vorläufigen Ausführungsmaasse,
2. das Biegungsmoment M_b in kgcm,
3. das Widerstandsmoment W in cm³,
4. die Biegungsbeanspr. σ_b in kg/qcm,
5. den Hakenquerschnitt F in qcm,
6. die Zugbeanspr. σ_z in kg/qcm,
7. Gesamtbeanspr. σ in kg/qcm.
8. Ist das zulässig?
9. den Kerndurchm. s des Gewindes in cm,
10. das entspr. Gewinde in Zoll engl.,
11. Zapfendurchmesser d in mm.

1119. Lastbügel. Gegeben: Belastung $Q = 16000$ kg, $b = 10$ cm, $h = 8{,}5$ cm, $l = 42$ cm,

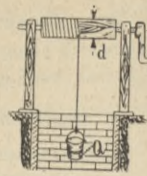


Ist der Bügel kräftig genug?

1. das Biegungsmoment M_b in kgcm,
2. das Widerstandsmoment W in cm³,
3. die Beanspruchung σ_b in kg/qcm.
4. Ist das zulässig?

Aufgaben 1121—1124.

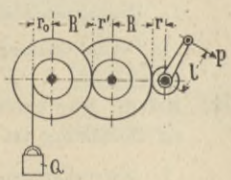
1121. Einfache Winde. Trommeldurchm. $d =$ 90 mm, Last $Q = 15$ kg, Hebelarm $R =$ 400 mm. Bestimme:



1. Übersetzung i
2. Wirkungsgrad η,
3. die Last Q, welche gehoben werden kann, wenn 1 Mann am Hebelarm R wirkt,
4. die Geschwindigkeit v_2 der Last Q in Mtr/Sek,
5. die geleistete Arbeit in mkg/Sek.

„ *a* — *Es sei* $d = 120$ ( ) *mm*, $Q = 30$ ( ) *kg*, $R = 300$ ( ) *mm*.

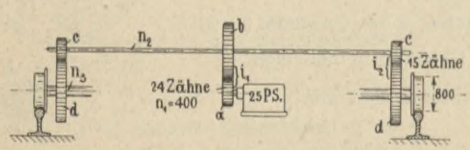
1122. Winde mit doppelter Räderübersetzung. Vorläufige Abmess.: $R = 350$, $r = 90$, $R' = 350$, $r' = 100$, $r_0 = 125$ mm, Kurbelarm $l = 300$ mm. Es sollen $Q = 700$ kg gehoben werden. Bestimme:

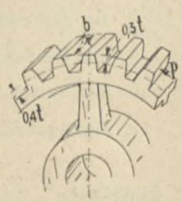


1. Übersetzungsverhältnis i,
2. Wirkungsgrad η,
3. die erforderliche Kraft p in kg.

1123. Schneckenwinde. Wie ist hier der Rechnungsgang?

1124. Laufkran. Für einen 25 Tonnen-Laufkran sei das Fahrwerksgetriebe mit doppelter Zahnradübersetzung zu berechnen. Gegeben ist: Längsbewegung $v = 70$ Mtr/Sek, Motorleistung $N = 25$ PS bei $n_1 = 400$ Umdr./Min., Durchmesser der Laufräder $d = 800$ mm. Die Zahnräder sind zu berechnen.





1. Umdrehung der Laufräder i. d. Min.,
2. Gesamtübersetzung und Einzelübersetzung i_1 und i_2,
3. Zähnezahl der Räderpaare $a\,b$ und $c\,d$,
4. Teilung als Modul des Räderpaares $a\,b$ (als gefräste Arbeitsräder nach § 109, Tab. 1, Spalte C),
5. Teilkreisdurchmesser der Räder a und b in mm,
6. Teilung des Räderpaares $c\,d$ (als Arbeitsräder nach § 109, Tab. 1, Spalte B),
7. Teilkreisdurchmesser der Räder c und d in mm.

Lösungen zu Aufg. 1121—1124.

1121. Einfache Winde. §

1. Übersetzung $i = \frac{R}{0{,}5\,d} = \frac{400}{0{,}5 \cdot 90} = 8{,}9$ . . . . *288a* *(10)*
2. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}9$ . . . . *(11)*
3. Ein Mann kann an einer Winde für kurze Zeit $p = 20$ kg leisten . . . . *Fussnote zu 11b*
   demnach Last $Q = 20 \cdot 8{,}9 \cdot 0{,}9 = 160$ kg.
4. Man kann setzen: Geschw. d. Kraft $v_1 = 0{,}8$ Mtr/Sek . *11b*
   dann ist $v_2 = 0{,}8 : 8{,}9 = 0{,}09$ Mtr/Sek . . . . . . *285* *(3)*
5. Geleistete Arbeit $A = 160 \cdot 0{,}09 = 14{,}4$ mkg/Sek . . . *(4)*

1122. Winde mit doppelter Räderübersetzung.

1. Übersetzung $i = \frac{300}{125} \cdot \frac{350}{90} \cdot \frac{350}{100} = 2{,}4 \cdot 3{,}9 \cdot 3{,}5 = \mathbf{32{,}5}$. . . *288 c* *(10)*
2. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}8$ . . . . *(11)*
3. Erforderliche Kraft $p = \frac{700}{32{,}5 \cdot 0{,}8} = \mathbf{27}$ kg . . . . . . *285* *(1)*

Die Halbmesser der Zahnräder sind nur vorläufige Werte; nach Ermittelung des Zahndruckes, der Teilung und Zähnezahl (als Krafträder) nach § 109 sind die genauen Abmessungen zu berechnen.

1123. Schneckenwinde vergl. Aufg. 879.

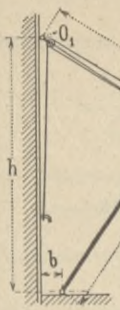
1124. Laufkran.

1. Touren der Laufräder $n_3 = \frac{v}{d \cdot \pi} = \frac{70}{0{,}8 \cdot \pi} = 28$ i. d. Min.
2. Gesamtübersetzung $i = n_1 : n_3 = 400 : 28 = 14{,}3$.
   Wählen wir $i_1 = \mathbf{3{,}2}$, so wird $i_2 = 14{,}3 : 3{,}2 = \mathbf{4{,}5}$.
3. Wir wählen:
   Rad $a = 24$ Zähne, Rad $b = 24 \cdot 3{,}2 = 77$ Zähne,
   „ $c = 15$ „ , „ $d = 15 \cdot 4{,}5 = 68$ „
4. Durchm. des Getriebes vorläufig geschätzt zu 250 gibt Umf.-Geschw. $U \sim 4$ Mtr/Sek, hierf. Koeff. $k = 20$ *Tab. 1 in 109*
   Wert $U \cdot k : N = 4 \cdot 20 : 25 = 3{,}2$ / entsprechend Modul $= 11$ . . . *Tab. 2 in 109*
5. Teilkreisdurchmesser $=$ Modul $\cdot z_1$, demnach Durchm. (kl. Rad) $= 11 \cdot 24 = 264$, gr. Rad $11 \cdot 77 = 847$ mm *103a* *(2)*
6. Gegeben ist Zähnezahl 15 u. 68, Tourenzahl 126 u. 28.
   Für $n = 126$ ist zu setzen; Koeff. $k = 9$ . . *Tab. 1 in 109*
   Wert $n \cdot z \cdot k : N = 126 \cdot 15 \cdot 9 : 25 = 680$ / entsprechend Modul $\sim \mathbf{22}$. *Tab. 2 in 109*
7. Teilkreisdurchm. $= 22 \cdot 15 = \mathbf{330}$ u. $22 \cdot 68 = \mathbf{1496}$ mm . *103a* *(2)*

Lösungen zu Aufg. 1126.

1126. Schwenkkran mit Handbetrieb.

I. Auftretende Kräfte.



1. u. 2. Die auftretenden Kräfte ermittelt man zweckmässig graphisch. Damit ergibt sich:

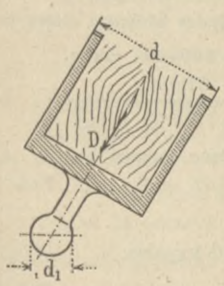
für	l = 2000	2500	3000	mm,
Druck im Ausleger	D = **950**	945	943	mm,
Zug im Flaschenzug	Z = 370	490	**608**	mm.

II. Ausleger.

1. Der Ausleger $L = 400$ cm wird auf Zerknickung beansprucht und zwar ist für $m = 15$ fache Sicherheit ℌ

Trägheitsmom. $J = \frac{D \cdot m \cdot L^2}{10 \cdot E} = \frac{950 \cdot 15 \cdot 400^2}{10 \cdot 175000} = 1300 \text{ cm}^4$. *40d* *11*

woraus Durchmesser $d = 13$ cm . . . *Tab. im Anhang*



III. Kugelzapfen.

1. Zul. Druckbeanspr. für Grauguss $k = 300$ kg/qcm.
2. Auflagefläche
$\frac{1}{4} \pi \cdot d_1^2 = 950 : 300 = 3{,}17$ qcm *40c*
woraus $d_1 = 2$ cm, erhöht auf **4** cm.

IV. Hanfseil.

1. Grösste Belast. des Seiles $= \frac{1}{2} Z$
$= \frac{1}{2} \cdot 608 = 304$ kg.
Seildurchm. $\mathfrak{d} = 18$ mm . . *266b*

V. Öse O_1, Schraube S und Öse O_2.

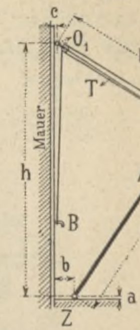
1. Biegungsmoment $M_b = 608 \cdot 6 : 8 = 456$ kgcm.
2. Zul. Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm.
3. Widerstandsmoment $W = 456 : 500 = 0{,}91$ cm³,
4. woraus für kreisförmigen Querschnitt $\delta = 2$ cm.
5. Schraube S gewählt zu 1″ engl. Kernquerschn. = 3,56 qcm *43b* *(T 2)*
6. Zugbeanspr. $\sigma_z = 608 : 3{,}56 = \mathbf{170}$ kg/qcm *40b*
7. Öse O_2 erhält dieselben Abmessungen wie Öse O_1.

VI. Öse O_3.

1. Biegungsmoment $M_b = 1125 \cdot 7 : 8 = 985$ kgcm.
2. Zulässige Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm,
3. Erforderl. Widerstandsmom. $W = 985 : 500 = 1{,}97$ cm³,
4. woraus für kreisrunden Querschnitt $\mathfrak{d} = \mathbf{2{,}7}$ cm.

Aufgabe 1126.

1126. Schwenkkran mit Handbetrieb zum Heben von Lasten von einem Geleise auf das danebenliegende. Sobald mit dem Tauflaschenzug T die Last Q genügend gehoben ist, wird das Tauende an einem in der Wand befestigten Haken B festgebunden. Das Schwenken geschieht dann von Hand. Gegeben ist: Last $Q = 1125$ kg, Länge $L = 4000$ mm, Höhe $h = 5000$ mm, Maass $a = 60$ mm, $b = 400$ mm, $c = 50$ mm. Für versch. Stellungen $l = 2000$, 2500 u. 3000 mm.



I. Auftretende Kräfte.

1. Belastung des Auslegers A bei $l = 2000$, 2500 und 3000 mm.
2. „ „ Tauflaschenzuges bei der verschiedenen Länge l.

II. Ausleger.

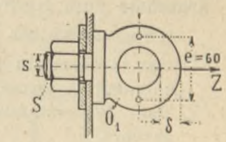
1. den Durchmesser des Auslegers aus Buchenholz.

III. Kugelzapfen.

1. Zul. Beanspruchung (Druck) in kg/qcm für den Kugelzapfen.
2. Durchmesser des Kugelzapfens in cm.

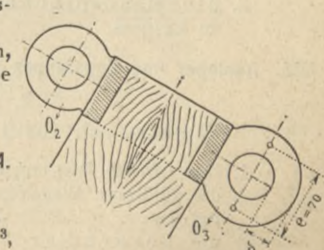
IV. Hanfseil.

1. Durchmesser des Hanfseiles für den Tauflaschenzug. Derselbe hat 4 Rollen und sei mittels Öse O_1 an einem [-Eisen NP 14 befestigt.



V. Öse O_1, Schraube S und Öse O_2.

1. Biegungsmom. M_b in kgcm,
2. zul. Beanspruch. k_b in kg/qcm,
3. erforderliches Widerstandsmom. W in cm³,
4. Oesenstärke δ in cm bei kreisförmigem Querschnitt,
5. Kernquerschn. d. Schraube in qcm,
7. Zugbeanspruchung der Schraube in kg/qcm,
7. Abmessungen der Öse O_2.



VI. Öse O_3 sitzt auf Kopf der Säule A.

1. Biegungsmom. M_b in kgcm,
2. zul. Beanspruch. k_b in kg/qcm,
3. erford. Widerstandsm. W in cm³,
4. Oesenstärke $\mathfrak{d}$ bei rund. Querschn.

Aufgaben 1130—1132.

Hydraulischer Hüttenkran.

Gegeben: Last $Q = 2000$ kg, Hub $= 2{,}2$ Mtr., grösste Ausladung $= 7$ Mtr., Wasserdruck $= 20$ Atm.

Der Kran ist auf die Hälfte des Lastmomentes auszubalanzieren.

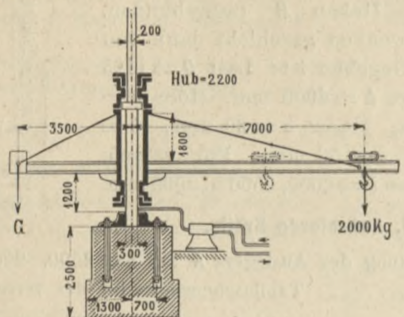


Fig. 1. Disposition.

Nach vorhandenen Ausführungen ähnlicher Grössen sei vorläufig angenommen:

Durchmesser der Kransäule unten 30 cm, oben 20 cm, sowie die in obenstehender Figur eingetragenen Baumaasse.

1130. Gegengewicht zum hydraulischen Hüttenkran.

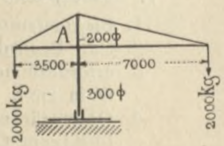
Es ist zu ermitteln:

1. die Momentengleichung,
2. das notwendige Gegengewicht in kg.

1131. Kransäule zum hydraul. Hüttenkran.

(Maassstäblich zu skizzieren 1 : 20.) Bestimme:

1. das in Betracht zu ziehende Biegungsmoment in kgcm,
2. das Widerstandsmoment der Säule in cm³,
3. die Beanspruchung der Säule in kg/qcm.

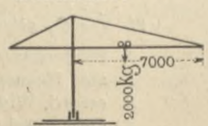


1132. Ausleger und Zugstangen zum hydraul. Hüttenkran.

I. Ausleger.

Derselbe soll aus 2 IEisen bestehen. Bestimme:

1. Das grösste Biegungsmoment in kgcm,
2. die zulässige Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
3. die notwendige Profilhöhe des IEisens in cm,



Lösungen zu Aufg. 1130—1132.

Hydraulischer Hüttenkran.

1130. Gegengewicht zum hydraul. Hüttenkran.

Da nur die Hälfte des grössten Lastmomentes ausbalanziert werden soll, setzen wir:

1. Moment nach links $= \dfrac{\text{Moment nach rechts}}{2} =$ *40h*

$$M_r = 2000 \cdot 700 = 1400000 \text{ cmkg},$$

$$M_l = \frac{M_r}{2} = \frac{1400000}{2} = 700000 \text{ cmkg},$$

somit

2. **Gegengewicht** $G = \dfrac{700000}{350} = 2000$ kg.

1131. Kransäule zum hydraul. Hüttenkran.

Gefährlicher Querschnitt bei *A*. Material: Stahl.

Wir denken uns den Kran in höchster Stellung, dann ist:

1. Moment rechts $M_r = 2000 \cdot 700 = 1400000$ cmkg,
   - links $M_l = 2000 \cdot 350 = 700000$ „

   Biegungsmom. $M_b = M_r - M_l = 700000$ cmkg.

2. Widerstandsmoment von *20* cm Durchmesser ist

   $W = (\pi : 32)\, d^3 = 0{,}1 \cdot 20^3 = 785 \text{ cm}^3$ . . *Tab. 7 in 39*

   mithin:

3. **Beanspruchung** $\sigma_b = \frac{700000}{785} \sim 900$ kg/qcm *40i* (26)

   zulässig bis *1350* kg/qcm . . . . *Tab. 6 in 39*

1132. Ausleger und Zugstangen zum hydraul. Hüttenkran.

I. Ausleger.

1. Das grösste Biegungsmoment tritt ein, wenn die Laufkatze sich in der Mitte des Auslegers befindet. Hier ist:

$$M_b = \frac{Q \cdot l}{4} = \frac{2000 \cdot 700}{4} = 350000 \text{ cmkg} \quad . . . . \quad 40k$$

Dieses Biegungsmoment wird aufgenommen von 2 IEisen, also von jedem IEisen $\frac{350000}{2} = 175000$ cmkg.

1. Bei $k_b = 650$ kg/qcm . . . . *Tab. 6 in 39*

   ist nötig $W = \frac{175000}{650} = 270 \text{ cm}^3$.

2. Dem entspricht ein **IEisen** NP Nr. *22*, also *22* cm hoch. (*Anh.*)

Lösungen zu Aufg. 1133.

II. Zugstangen zum Hüttenkran.

Zugkraft P bestimmen wir aus:

	Stange (links)	Stange (rechts)	
1. Winkel	$\alpha = 28^0$	$\alpha_1 = 14^0$	ℌ
2. $P = \frac{Q}{\sin\alpha} =$	$\frac{2000}{0,47} = 4200$ kg	$\frac{2000}{0,24} = 8400$ kg	
3. zul. f. Schmiedeeisen $k_z = 800$ kg/qcm, ergibt			. *Tab 3 in 39*
4. Stangenquerschnitt:	$\frac{4200}{800} = 5,1$ qcm	$\frac{8400}{800} = 10,5$ qcm	. *40b*
Stangendurchm, $d \sim$	*2,6*	*3,7* cm.	

1133. Fundamentanker zum hydraul. Hüttenkran.

I. Fundamentanker.

P sei die in jeder Schraube auftretende Zugspannung in kg.

Wir betrachten A als Drehachse und setzen:

1. Moment nach links = Moment nach rechts, also:

$$G \cdot 420 + G_1 \cdot 70 + 2\,P \cdot 140 + 2\,P \cdot 70 = 630 \cdot Q.$$

$G = 2000,\ G_1 = 2500,\ Q = 2000$ eingesetzt ergibt:

2. $P = \frac{630 \cdot 2000 - 2000 \cdot 420 - 2500 \cdot 70}{420} = \frac{245000}{420} = 580$ kg.

3. Entsprechend **einer Schraube** von $^7/_8$" engl. . *Tab. 2 in 43b*

Derartige Kranen sind jedoch Erschütterungen ausgesetzt, wir wählen deshalb als Schraubendurchmesser $1\,^1/_4$" engl.

II. Fundament (mittl. Durchm. *2,2* Mtr.).

1 cbm Mauerwerk wiegt *1700* kg.

1. Fundamentgewicht $G_f = \frac{\pi}{4}\, 2{,}2^2 \cdot 2{,}5 \cdot 1700 = 16000$ kg.

2. Moment rechts $M_r = 570 \cdot 2000 = 1140000$ cmkg,
   „ links $M_l = 480 \cdot 2000 = 960000$ „

   Kippmoment = *180000* cmkg.

3. Erforderl. Fundamentgewicht, um Kippen zu vermeiden:

$$G_0 = \frac{180000}{130} \sim 1400 \text{ kg.}$$

4. *Die Bedingungen der Standfestigkeit* $G_f > G_0$ *ist also gewahrt.*

III. Erddruck des Fundamentes.

1. Gesamtdruck = Belastung + Gegengew. + Eigengew. + Fundamentgew., also:

$$2000 + 2000 + 5000 + 16000 \sim 25000 \text{ kg.}$$

2. Bodenfläche $= \frac{\pi}{4} \cdot 260^2 = 52500$ qcm.

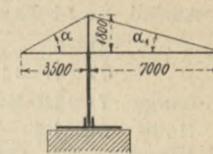
3. Mithin **Flächendruck** $= \frac{25000}{52500} \sim 0{,}48$ kg/qcm *40c*

5. *Ja! zulässig ist bis 2,5 kg/qcm* . . . . . *Tab. 5 in 39*

Aufgaben 1133.

II. Zugstangen zum Hüttenkran.

Bestimme:



1. Die in Betracht kommenden Neigungswinkel α und α_1, gerechnet oder aus der Zeichnung gemessen,
2. die Zugkraft in den Stangen in kg,
3. die zul. Beanspr. in kg/qcm,
4. den Durchmesser der Stangen.

1133. Fundament zum hydraul. Hüttenkran.

I. Fundamentanker.

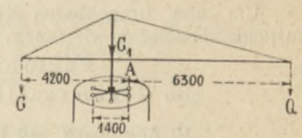
Es seien 6 Anker angenommen.

Entfernung von Mitte Säule (empirisch):

$$\frac{(L - l) + Q}{8} = \frac{(7000 - 3500) + 2000}{8} \sim \mathbf{700} \text{ mm.}$$

Eigengewicht der Säule und der Platte (ohne G und Q) empirisch:

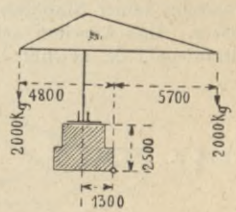
$$G_1 = \frac{L + Q}{3{,}5} = \frac{7000 + 2000}{3{,}5} \sim \mathbf{2500} \text{ kg.}$$



1. Die Momentengleichung,
2. die Zugkraft in einer Ankerschraube in kg,
3. Durchmesser der Ankerschrauben,

II. Fundament z. Hüttenkran.

Höhe des Fundamentes angenommen nach ***Fig. 1*** zu 2,5 Mtr. Sohle 2,6 Mtr. Durchmesser.



1. Gewicht des Fundamentes in kg,
2. das Kippmoment für die angenommene Fundamentgrösse in kgcm,
3. Erforderliches Fundamentgewicht in kg.
4. Ist Standfestigkeit gewahrt?

III. Erddruck des Fundamentes.

Zu prüfen ist der Flächendruck, mit dem das Fundament auf die Bodenfläche drückt:

1. Gesamtdruck auf den Boden in kg,
2. die in Betracht kommende Bodenfläche in qcm,
3. der **Flächendruck** in kg/qcm,
4. Genügt die Fundamentgrösse?

Aufgabe mit *Lösung.*

1135. Schwimmender Drehkran für 4000 kg. Gegeben ist:

Nutzb. Auslad. $a = 4$ Mtr.,
Höhe . . . $H = 5$ „
Last . . . $Q = 4\,t = 4000$ kg,
Ponton-Länge $l = 10$ Mtr.,
„ -Höhe $h = 1{,}5$ „
ferner als Erfahrungswerte:
Eigengewicht des Kranes
$G \sim {}^1/_2\, Q = 2\,t$,
Eigengewicht des Pontons
$G_1 \sim 4{,}5\, Q = 18\,t$.

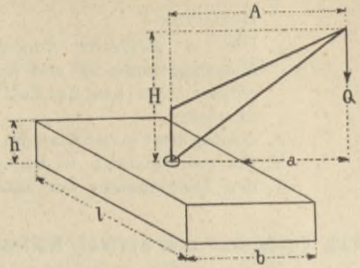


Fig. 1.

Es soll die nötige Breite des Pontons und der Tiefgang bestimmt, sowie Stabilitätsberechnung durchgeführt werden, also auch die geneigte Lage des Kranes in belastetem und in unbelastetem Zustand.

Maasseinheit für die Berechnung sei Tonnen ($t = 1000$ kg) u. Mtr.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Nötige Breite b des Pontons in Mtr.

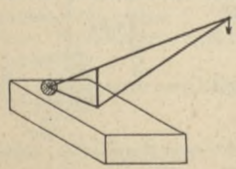
Um einen brauchbaren Kran der genannten Tragkraft von $4\,t$ herzustellen, benötigen wir (nach überschläglicher Berechnung)

Pontonbreite $b = 5{,}6$ Mtr.

also Gesamtausladung $A = 4 + 2{,}8 = 6{,}8$ Mtr.

II. Anordnung und Berechnung des Gegengewichtes.

Die Anordnung eines verschiebbaren Gegengewichtes (Fig. 3) am Kran zur Erhaltung seiner Stabilität ist für die gegebenen Abmessungen unzweckmässig. Das Arbeiten mit einem solchen Kran wird umständlich und zeitraubend, da sowohl beim Absetzen wie Aufnehmen einer Last das

Fig. 2.


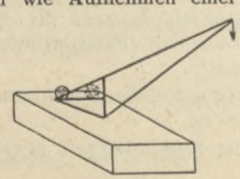


Fig. 3.

Gegengewicht ganz verschoben werden muss. Ausserdem würde im Fall unrichtiger Bewegung des Gegengewichts sowie beim Bruch einer Anschlagkette oder sonstigem Abfallen der Last der Kran gleichzeitig umkippen.

Das fest angeordnete Gegengewicht (Fig. 2) bemessen wir annähernd derart, dass das (linksdrehende) Moment bei unbelastetem Kran gleich dem (rechtsdrehenden) Moment des belasteten Kranes wird. Es ergibt dieses die günstigsten Verhältnisse für die Kransäule, deren Biegungsbeanspruchung durch diese Wahl so günstig wie möglich ausfällt.

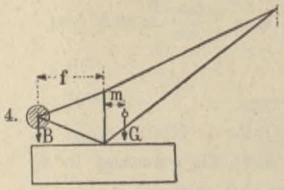
Lösung der Aufg. 1135.

Es kann auch die Bedingung gestellt werden, dass die Neigung des Pontons in den genannten äussersten Belastungsfällen gleich sein soll, jedoch sehen wir hiervon ab, da die grösste Last nur als ein selten vorkommender Fall zu betrachten ist, dagegen das Ponton bei leeren Haken öfter begangen werden muss, also womöglich eine kleinere Neigung haben soll.

Schwerpunktabstand (Erfahrungswert) $m = 0{,}8$ Mtr.

Ausladung des Gegengewichtes angenommen zu $f = 2{,}5$ Mtr.

Damit erhalten wir:

Fig. 4.


Unbelasteter Kran.

Linksdrehendes Moment

$M_l = B \cdot f - G \cdot m$

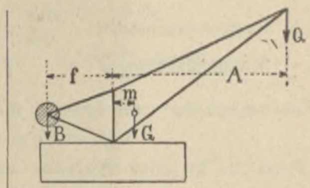


Fig. 5

Belasteter Kran.

Rechtsdrehendes Moment

$M_r = Q \cdot A + G \cdot m - B \cdot f$

Diese Momente gleich gesetzt ergibt

$$M_r = M_l = Q\,A + G \cdot m - B \cdot f = B \cdot f - G \cdot m,$$

woraus

$$B = \frac{Q \cdot A + 2 \cdot G \cdot m}{2 \cdot f} = \frac{4 \cdot 6{,}8 + 2 \cdot 2 \cdot 0{,}8}{2 \cdot 2{,}5} = 6{,}08\ t.$$

wofür wir wählen Gegengewicht $B = 6{,}5\ t$.

III. Ermittlung des Gesamtschwerpunktes.

Nunmehr ist der Gesamtschwerpunkt des ganzen Systems (Kran und Ponton) aufzusuchen und zwar für belasteten und unbelasteten Kran. Zu beachten ist, dass die Last an der Kette stets so in Rechnung gesetzt werden muss, als ob sie in Höhe der Auslegerrolle angebracht wäre. Nichtbeachtung dieser aus hydraulischen Gründen sich ergebenden Regel kann zu sehr unerwarteten Verhältnissen am fertigen Schwimmkran führen. Mit Rücksicht auf *Fig 6* haben wir nun:

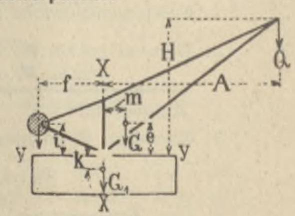


Fig. 6.

Last $Q = 4\,t$, $A = 6{,}8$ Mtr., $H = 5$ Mtr.,

Eigengewicht des Kranes $G = 2\,t$, $m = 0{,}8$ Mtr., $e = 1$ Mtr.,

Gegengewicht $B = 6{,}5\,t$, $f = 2{,}5$ Mtr., $i = 1$ Mtr.,

Ponton: Eigengewicht $G_1 = 18\,t$, $k = 0{,}7$ Mtr.

Die Gewichte und Abmessungen sind an Hand der Zeichnungen zu prüfen. (Fortsetzung nächste Seite linke Spalte.)

Lösung der Aufg. 1135.

1. Kran belastet (Fig. 7).

Gesamtgewicht

$\Sigma G = G + Q + B + G_1$ in t, also

$\Sigma G = 2 + 4 + 6{,}5 + 18 = 30{,}5$ t.

Aus der Momentengleichung:

$Q \cdot A + G \cdot m - B \cdot f = \Sigma G \cdot x_2$

erhalten wir, bezogen auf die X-Achse *Fig. 6*:

$$x_2 = \frac{Q \cdot A + G \cdot m - B \cdot f}{\Sigma G} \text{ in Mtr.}$$

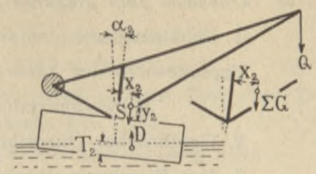


Fig. 7. **Kran belastet.**

und nach Einsetzung der entsprechenden Grössen:

$$x_2 = \frac{4 \cdot 6{,}8 + 2 \cdot 0{,}8 - 6{,}5 \cdot 2{,}5}{30{,}5} = 0{,}412 \text{ Mtr., vergl. auch } \textit{Fig. 7:}$$

Aus der Momentengleichung

$$B \cdot i + G \cdot e + Q \cdot H - G_1 \cdot k = y_2 \, \Sigma G$$

erhalten wir bezogen auf die Y-Achse (*Fig. 6*):

$$y_2 = \frac{B \cdot i + G \cdot e + Q \cdot H - G_1 \cdot k}{\Sigma G} \text{ in Mtr.}$$

also $y_2 = \frac{6{,}5 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 4 \cdot 5 - 18 \cdot 0{,}7}{30{,}5} = 0{,}52$ Mtr. (vergl. auch *Fig. 7*).

2. Kran unbelastet (Fig. 8).

Gesamtgewicht $\Sigma G = G + B + G_1$ in t,

also $\Sigma G = 2 + 6{,}5 + 18 = 26{,}5$ t

Aus der Momentengleichung

$G \cdot m - B \cdot f = \Sigma G \cdot x_1$

erhalten wir, bezogen auf die X-Achse (*Fig. 6*)

$$x_1 = \frac{G \cdot m - B \cdot f}{\Sigma G} =$$

$$\frac{2 \cdot 0{,}8 - 6{,}5 \cdot 2{,}5}{26{,}5} = -0{,}55 \text{ Mtr.}$$

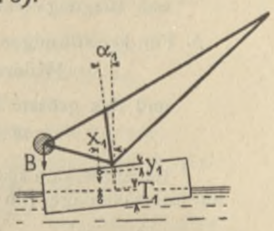


Fig. 8. **Kran unbelastet.**

ferner $G \cdot e + B \cdot i - G_1 \cdot k = y_1 \cdot \Sigma G$, woraus bezogen auf die Y-Achse (*Fig. 6*):

$$y_1 = \frac{G \cdot e + B \cdot i - G_1 \cdot k}{\Sigma G} = \frac{2 \cdot 1 + 6{,}5 \cdot 1 - 18 \cdot 0{,}7}{26{,}5} = -0{,}155 \text{ Mtr.}$$

Die exzentrische Lage des Gesamtschwerpunktes, dessen Entfernungen vorstehend berechnet wurden, hat zur Folge, dass das Ponton bei belastetem Kran nach der Auslegerseite, bei unbelastetem Kran nach der Gegengewicht-(Ballast-)Seite sich neigt.

Der Gleichgewichtszustand wird erreicht, wenn der Schwerpunkt der verdrängten Wassermenge lotrecht unter dem Gesamtschwerpunkt der

Lösung der Aufg. 1135.

Einzellasten sich befindet. Hierbei neigt sich das Ponton um eine Linie, welche durch den Schnitt der senkrechten Symmetrieebene des Pontons mit dem Wasserspiegel gebildet wird. Bei nicht genau rechteckigem Querschnitt und Grundriss des Pontons muss der Neigungswinkel durch Versuche festgestellt werden, im anderen Fall kann er auch durch Rechnung gefunden werden.

Es zeigt sich aus dem Verhalten des Gesamtschwerpunktes beim Steigen des Pontons, dass es zweckmässig ist, alle Gewichte so tief als möglich unterzubringen. (Also in erster Linie Windwerk und Gegengewicht.)

Bei querstehendem Ausleger ergibt sich:

Neigung des belasteten Krans (*Fig. 7*) $\alpha_2 = 6^0\,50' \sim 7^0$,

„ „ unbelasteten „ (*Fig. 8*) $\alpha_1 = 4^0\,50' \sim 5^0$.

Diese Werte dürfen wohl kaum überschritten werden, da sonst auf dem schiefen Deck nur sehr unbequem gearbeitet werden könnte.

Zur Verringerung dieser Werte α_2 und α_1 könnte jetzt das Gegengewicht noch innerhalb gewisser Grenzen verschiebbar gemacht werden.

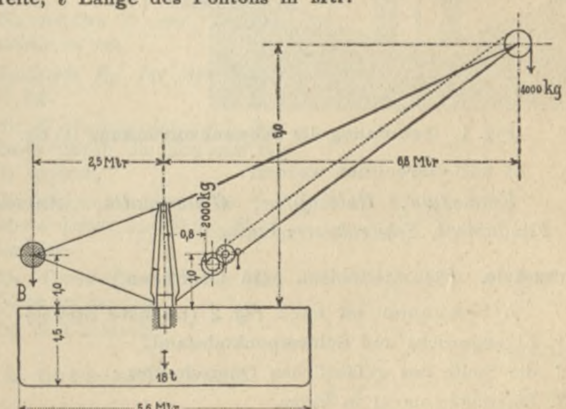
IV. Tiefgang (vergl. auch Fig. 7 u. 8).

Das Gewicht der verdrängten Wassermenge muss gleich sein der Gesamtbelastung (§ 17 a), also

Kran belastet (*Fig. 7*) Tiefgang $T_2 = \frac{\Sigma G}{b \cdot l} = \frac{30{,}5}{5{,}6 \cdot 10} = 0{,}545$ Mtr.

„ unbelastet (*Fig 8*) „ $T_1 = \frac{\Sigma G}{b \cdot l} = \frac{26{,}5}{5{,}6 \cdot 10} = 0{,}473$ Mtr.

worin b Breite, l Länge des Pontons in Mtr.



Der Kran wurde mit den in vorstehender Figur eingetragenen Hauptmaassen ausgeführt und hat sich gut bewährt, doch ist es vorteilhafter, das Kranwindwerk auf die Gegenseite zu verlegen, wodurch an totem Gewicht gespart wird.

Aufgabe 1141.

Drehkran. Säule feststehend. Aufg. 1141—1144.

Maximallast $Q = 5000$ kg, Ausladung $L = 4$ Mtr.
Höhe der Säule (empirisch) $h \sim 0{,}56 \cdot L \sim 2{,}25$ Mtr.,
Höhe des Auslegers über der Sohlplatte $H = 3{,}9$ Mtr.

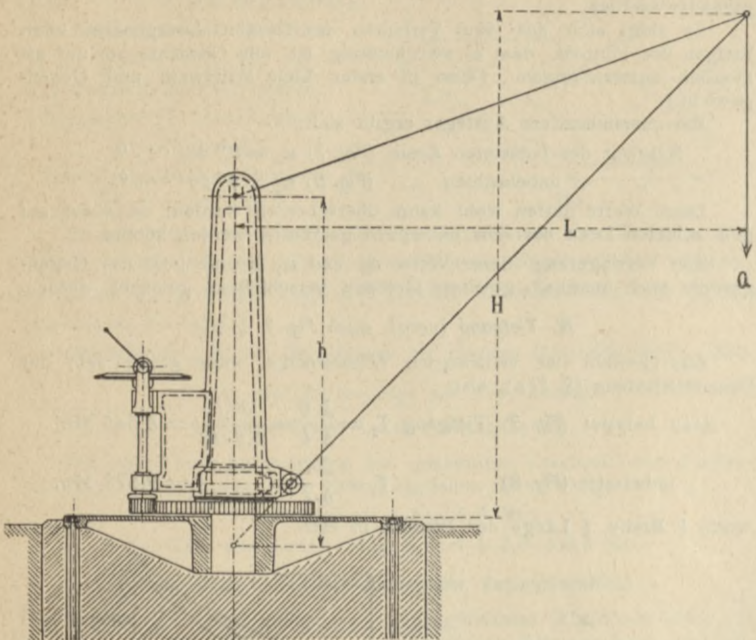


Fig. 1. Anordnung der Schwenkvorrichtung (1 : 60).

Es soll berechnet werden:

Kransäule, Halszapfen, Grundplatte, Ankerschrauben, Fundament, Schwenkvorrichtung.

1141. Kransäule. (Schmiedeeisen zum Drehkran.)

Zu bestimmen ist nach *Fig. 2* (nächste Spalte):

1. Eigengewicht und Schwerpunktabstand,
2. die Stelle des gefährlichen Querschnittes,
3. Biegungsmoment in kgcm,
4. zulässige Beanspruchung für Kransäule in kg/qcm,
5. Durchmesser der Kransäule in cm,
6. Beanspruchung der Kransäule mit Berücksichtigung der durch das Gewicht $Q + G$ hervorgerufenen Druckbeanspr. in kg/qcm.

Lösungen zu Aufg. 1141.

Drehkran.

1141. Kransäule zum Drehkran.

1. Schätzungsweise setzen wir:

Eigengewicht des Kranes (ohne Säule) $G = Q = 5000$ kg.

Schwerpunktabstand $a = 0{,}3 \cdot L \sim 125$ cm.

2. Gefährlicher Querschnitt liegt bei A.

3. Das Biegungsmoment für den Punkt A ergibt sich aus dem Lastmoment $Q \cdot L$ plus Eigengewicht $\times$ Abstand a

$$M = Q \cdot L + G \cdot a, \text{ also}$$

$$M = 5000 \cdot 400 + 5000 \cdot 125 = 2625000 \text{ cmkg.}$$

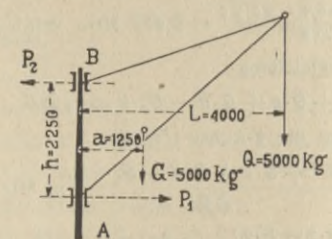


Fig. 2.

4. Für die schmiedeeiserne Kransäule sei:

zul. Biegungsbeanspruchung $k_b = 600$ kg/qcm . *Tab. 6 in 39*

5. Für kreisförmigen Querschnitt:

Widerstandsmoment $W = 0{,}1\, d^3$ . . „ 7 „ 39

und das grösste Biegungsmoment für denselben:

$M = W \cdot k_b = 0{,}1 \cdot d^3 \cdot k_b$ 40l (30)

Es ergibt sich also hieraus der **Durchmesser der Kransäule** am Laufrollenlager (im Punkt A der gefährlichste Querschnitt) zu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0{,}1 \cdot k_b}} = \sqrt[3]{\frac{2625000}{0{,}1 \cdot 600}} = \sqrt[3]{43750} = 35{,}2 \sim 36 \text{ cm.}$$

6. Das Gewicht $Q + G$ wirkt senkrecht auf den Querschnitt der Kransäule, also:

$$Q + G = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_d, \text{ woraus:}$$

Druck $\sigma = \dfrac{Q + G}{\frac{\pi}{4} d^2} = \dfrac{5000 + 5000}{\frac{\pi}{4} 36^2} = \dfrac{10000}{1020} = 10$ kg/qcm . . 40c

Auf der Druckseite herrscht also dann eine Gesamtspannung von $600 + 10 = 610$ kg/qcm, auf der Zugseite ist die Zugspannung auf $600 - 10 = 590$ kg/qcm vermindert.

Lösungen zu Aufg. 1142—1143.

***1142. Halszapfen** (Stahl) zum Drehkran.*

1. Aus der Momentengleichung (*Fig. 2*, Seite 162):

$P_1\cdot h = P_2\cdot h = Q\cdot L + G\cdot a$ ergibt sich der Reaktionsdruck zu

$P_2 = M : h = 2625000 : 225 = 11700 \sim 12000$ kg. $\mathfrak{H}$

2. zul. Biegungsbeanspr. für Stahl $k_b = 800$ kg/qcm, *Tab. 6 in 39*
3. Die Zapfenlänge macht man meistens $l = 1{,}5\,d$.
4. Angenommen der Druck P_2 verteilt sich gleichmässig über die Zapfenlänge, so erhalten wir:

Biegungsmom. $M = {}^1/_2\, P_2\cdot 1{,}5\,d = W\cdot k_b = 0{,}1\,d^3\cdot k_b$, woraus

5. **Durchmesser** $d = \sqrt{\frac{P_2\cdot 1{,}5}{2\cdot 0{,}1\cdot k_b}} = \sqrt{\frac{12000\cdot 1{,}5}{2\cdot 0{,}1\cdot 800}} = 10{,}6 \sim 11$ cm.
6. Also **Länge des Zapfens** $l = 1{,}5\,d = 1{,}5\cdot 11 = 16{,}5$ cm.
7. Auf den Spurzapfen lastet ein Gewicht $= Q + G$. Es ergibt sich demnach ein Flächendruck von:

$$q = \frac{5000 + 5000}{\frac{\pi}{4}\cdot 11^2} = \frac{10000}{95} = 106 \text{ kg/qcm} \quad . \; . \; . \; . \quad 54e \; (4)$$

1143. Grundplatte, Ankerschrauben, Fundament.

I. Grundplatte.

1. Wir wählen Nabenhöhe $b = 1{,}25\,D = 1{,}25\cdot 36 = 45$ cm.

   ,, ,, Nabenstärke $s = D : 3 = 35 : 3 \sim 12$ cm.

2. Wir haben zu setzen: wenn $h_1 = 210$ cm und $P_2 = 12000$ nach Aufg. 1142:

   Moment $M = P_2\cdot h_1 = 12000\cdot 210 \sim 2500000$ kgcm,

   $P_n = M : {}^1/_2\, b = 2500000 : 0{,}5\cdot 45 = 111000$ kg,

3. Nabenquerschnitt $f = 2\cdot 12\cdot 45 = 1080$ qcm,

   demnach $\sigma_z = P_n : f = 111000 : 1080 = 103$ kg/qcm.

4. Hierzu kommt noch die durch das Gewicht $Q + G$ hervorgerufene Biegungsspannung und zwar wird:

Bieg.-Mom. $M = \frac{Q + G\cdot(D + s)}{4} = \frac{10000\cdot 48}{4} = 120000$ cmkg.

Widerstandsm. $W = 2\cdot\frac{12\cdot 45^2}{6} = 8000$ cm³, folglich . *Tab. 7 in 39*

Biegungsbeanspr. $\sigma_b = M : W = 120000 : 8000 = 15$ kg/qcm . *40i*

5. demnach **Gesamtbeanspruchung** $\sigma = \sigma_z + \sigma_b = 103 + 15$

   $= 118$ kg/qcm *40o*

6. Ja! zulässig *200* kg/qcm . . . . *Tab. 3 in 39*

II. Ankerschrauben.

Für *1—3* benutzen wir empirische Werte und zwar:

1. Säulengewicht + Plattengewicht

   $G_1 = {}^1/_7\,(Q + L) = {}^1/_7\,(5000 + 4000) = 1300$ kg,

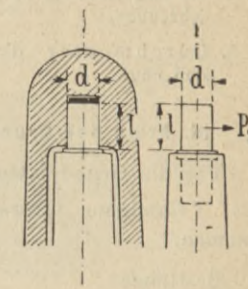
2. Schraubenkreis-Halbmesser $R = {}^1/_7\,(Q + L) = 1250$ mm,
3. Anzahl der Ankerschrauben $= (Q + L) : 1500 = 6$ Stück.

Aufgaben 1142—1143.

1142. Halszapfen (Material Stahl) **zum Drehkran.**

Wir müssen hier ermitteln:

1. den Reaktionsdruck P_2 für den Halszapfen in kg,
2. zulässige Biegungs - Beanspruchung für den Halszapfen in kg/qcm,
3. Verhältnis der Halszapfenlänge zum Durchmesser,
4. Biegungsmoment für den Zapfen in kgcm,
5. Durchmesser des Spurzapfens in cm,
6. Länge des Zapfens in cm,
7. Flächendruck auf den Spurzapfen (oben) in kg/qcm.

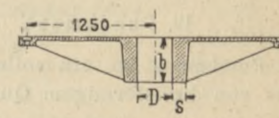


1143. Grundplatte, Ankerschrauben, Fundament zum Drehkran.

I. Grundplatte.

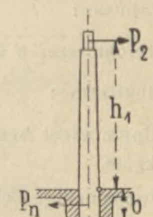
Material: Gusseisen.

Die Kransäule sitzt fest in der Grundplatte.



Bestimme:

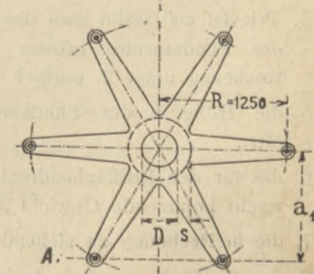
1. Nabenhöhe b und Nabenstärke in cm,
2. Zugkraft P_n für die Nabe in kg,
3. die Zugbeanspruchung in der Nabe durch die Zugkraft P_n in kg/qcm,
4. die Biegungsbeanspr. in der Nabe durch die Kraft P_n in kg/qcm,
5. die Gesamtbeanspr. in der Nabe in kg/qcm.
6. Ist dies zulässig?



II. Ankerschrauben.

Zu schätzen:

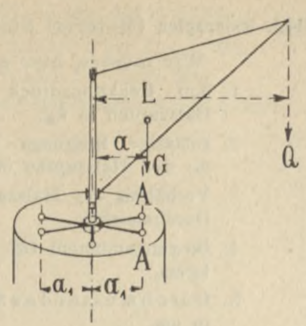
1. das Gewicht der Säule mit Platte in kg,
2. die Ankerentfernung R in mm,
3. die Zahl der Ankerschrauben.



Aufgabe 1143.

Bestimme:

4. die Zugspannung P_s in den Ankerschrauben,
5. Durchmesser der Anker in Zoll engl.

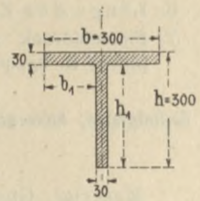


III. Arme der Grundplatte.

Für die Grundplatte sind 6 Arme mit T förmigem Querschnitt angenommen.

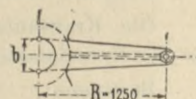
Bestimme:

1. das Biegungsmoment in kgcm,
2. das Widerstandsmoment des Querschnittes in cm³,
3. Beanspruchung σ_b in kg/qcm.



IV. Fundament.

Das Fundament ist ein voller Mauerklotz von kreisförmigem Querschnitt.

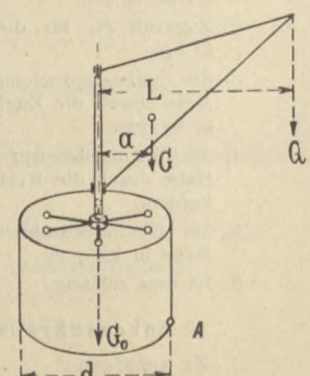


Schätze:

1. den Durchmesser d in mm.

Bestimme:

2. das Kippmoment bezogen auf Kante A in kgcm,
3. das Fundamentgewicht in kg, um Kippen zu vermeiden,
4. Wieviel mal wählt man das Gewicht des Fundamentes grösser als die Rechnung unter 2. ergibt?
5. die Höhe h des Fundamentes in Mtr.,
6. das für den Erdflächendruck in Betracht kommende Gewicht in kg,
7. die in Rechnung zu ziehende Fläche in qcm,
8. den Erdflächendruck in kg/qcm.



Lösungen zu Aufg. 1143.

4. Nimmt man an, dass die Säule um 2 Arme bezw. um die Gerade $A - A$ kippt, so besteht die Momentengleichung
$$G_1 \cdot a_1 + 2\,P_s \cdot a_1 + 2\,P_s \cdot 2\,a_1 = Q \cdot (L - a_1) + G \cdot (a - a_1),$$
woraus folgt Zugkraft
$$P_s = \frac{5000\cdot(400-110) + 5000\cdot(125-110) - 1300\cdot 110}{6\cdot 110} = 2100 \text{ kg.}$$
5. Für eine Belastung von 2100 kg ergibt sich nach der Schraubentabelle eine Schraube von $1^1/_2$" äusserem **Durchm.** . *Tab. 2 in 43b*

III. Arme der Grundplatte.

1. Zugkraft in einer Ankerschraube oben ermittelt zu $P_s = 2100$ kg, demnach:
$$\text{Biegungsmoment } M = P_s \cdot R = 2100 \cdot 125 \sim 262000 \text{ cmkg,}$$
2. Man bestimmt zuerst das Trägheitsmoment 39 (5)
dann das Widerstandsmoment $W = 682$ cm³ . . . . (8)
3. Da $M = W \cdot k_b$, so wird:
Beanspruchung $\sigma_b = M : W = 262000 : 682 = 384$ kg/qcm . 40i (26)
Für Grauguss zulässig 450 kg/qcm . . *Tab. 3 in 39*

IV. Fundament.

1. Den Durchm. des Fundamentes ermitteln wir empirisch und setzen:
$$d = {}^1/_3\,(Q + L) = {}^1/_3\,(5000 + 4000) = 3000 \text{ mm.}$$
2. Das Kippmoment bezogen auf Kante A ist:
$$G_0 \cdot 0{,}5\,d = Q\,(L - 0{,}5\,d) + G \cdot (a - 0{,}5\,d).$$
3. Folglich Gegengewicht:
$$G_0 = \frac{5000\cdot(400-150) + 5000\cdot(125-150)}{150} = 7500 \text{ kg,}$$
hiervon ab: Gewicht der Säule mit Platte = 1300 „
ergibt: Gewicht des Fundamentes = **6200** kg,
4. Der Sicherheit halber nimmt man das Gewicht im Mittel 5 mal grösser als die Rechnung ergibt; also
$$\text{Fundamentgewicht } G_0 = 5 \cdot 6200 = 31000 \text{ kg.}$$
5. 1 cbm Mauerwerk wiegt 1700 kg, folglich ist;
$$\textbf{Höhe des Fundamentes } h = \frac{G_0}{\frac{\pi}{4}\,d^2 \cdot \gamma} = \frac{31000}{\frac{\pi}{4}\,3^2 \cdot 1700} \sim 2{,}6 \text{ Mtr.}$$
6. Auf der unteren Flächensohle des Fundamentes lastet ein Gewicht von
$$Q + G + G_1 + G_0 = 5000 + 5000 + 1300 + 31000 = 42300 \text{ kg.}$$
7. Auflagequerschnitt des Fundamentes:
$$f = \frac{\pi}{4}\,d^2 = \frac{\pi}{4}\,300^2 = 70000 \text{ qcm,}$$
8. demnach
Erdflächendruck $q = 42300 : 70000 = 0{,}6$ kg/qcm . . 40c

Lösungen zu Aufg. 1144.

1144. Schwenkvorrichtung zum Drehkran.

I. Reibungsmomente.

1. Druck auf je eine Rolle rechnet sich aus:

$$Q_0 = \frac{P_1}{2 \cdot \cos\alpha} = \frac{12000}{2 \cdot \cos 45^0} = 8572 \text{ kg.}$$

2. Der **Durchmesser des Laufrollenzapfens** ergibt sich zu:

$$2\,r = 0{,}056 \cdot \sqrt{Q_0} = 0{,}056 \cdot \sqrt{8572} = 5{,}2 \sim 5{,}5 \text{ cm,}$$
$$r = 2{,}75 \text{ cm.}$$

3. Den Radius der Laufrollen wählen wir zu: $R_1 = 2\,r = 2 \cdot 2{,}75 = 5{,}5$ cm; Durchmesser *11* cm.*)

4. Die Höhe der Laufrollen bestimmt sich zu: 𝔥
Höhe $h = Q_0 : 50 \cdot 2\,R_1 = 8572 : 50 \cdot 11 = 15$ cm . . . 57 (1)

5. Reibungskoeffizient der rollenden Reibung $f = 0{,}06$ cm . 35b

6. „ „ Zapfenreibung $\mu = 0{,}05$ . . . 34l

7. Zapfenreibung $Z_1 = (P_1 : \cos\alpha) \cdot \mu \cdot 1{,}27\,(r : R_1)$ nach Aufgabe *419*, Fall III.

demnach $Z_1 = \frac{12000}{0{,}71} \cdot 0{,}05 \cdot 1{,}27\,\frac{2{,}75}{5{,}5} =$ . . 535 kg

8. Roll. Reibung $Z = \frac{P_1}{\cos\alpha} \cdot \frac{f}{R_1} = \frac{12000}{0{,}71} \cdot \frac{0{,}06}{5{,}5} = 185$ kg . . 35a

9. Gesamtreibung $K = Z_1 + Z =$ . . . . . 720 kg.

10. Reibungsmoment $M_1 = K \cdot R = 720 \cdot 18 = 13000$ kgcm.

11. Moment seitlich am Halszapfen $M_2 = P_2 \cdot f_2 \cdot R_1$.
Reibungskoeffizient $f_2 = 0{,}18$ angenommen 34l
R_1 ist ermittelt unter *3.* zu *5,5* cm, mithin
$M_2 = 12000 \cdot 0{,}18 \cdot 5{,}5 \sim 15100$ cmkg 34k

12. Durch das Gewicht $Q + G$ wird noch ein Moment auf der Spurfläche des Zapfens hervorgerufen und zwar:
$M_3 = 0{,}5\,\mu \cdot (Q + G) \cdot R$ 34a-c

13. Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}05$ angenommen 34l

14. Somit das Reibungsmoment:
$$M_3 = 0{,}5 \cdot 0{,}05 \cdot (5000 + 5000) \cdot 5{,}5 \sim 1400 \text{ cmkg.}$$

15. Das der Drehung des Kranes entgegenwirkende **Reibungsmoment** ist also:
$$M_1 + M_2 + M_3 = 13000 + 15100 + 1400 = 29500 \text{ cmkg.}$$

Zuschlag für Beschleunigung der Massen beim Ankurbeln *75* bis *100* %. Wir setzen als in Rechnung zu ziehendes

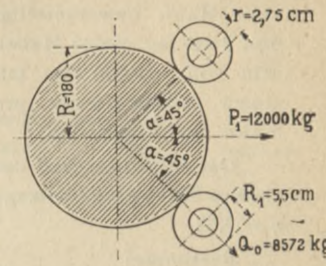
Reibungsmoment $M_0 = 1{,}9 \cdot 29500 = 56000$ kgcm.

*) Man findet auch Ausführungen mit $R_1 = 4$ bis $5\,r$.

Aufgabe 1144.

1144. Schwenkvorrichtung zum Drehkran (vergl. Abbild. Seite 158).

I. Reibungsmomente.

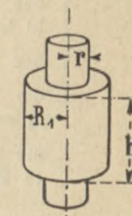


Die Momente, welche der Drehung des Kranes entgegen wirken, treten auf:

1. in den Laufrollenlagern,
2. seitlich am Halszapfen,
3. auf der Spurfläche des Halszapfens.

Wir müssen diese Grössen einzeln ermitteln und dann auf die Zahnräder und Handkurbeln der Schwenkvorrichtung reduzieren.

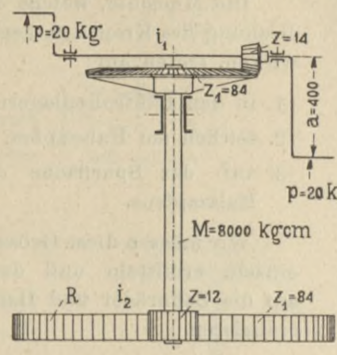
1. Druck Q_0 auf die Laufrollen in kg,
2. Durchmesser des Laufrollenzapfens nach der empirischen Formel
$$2\,r = 0{,}056 \cdot \sqrt{Q_0} \text{ in cm.}$$
3. Die Durchmesser der Laufrollen in cm.
4. Höhe der Laufrollen in cm.
5. Reibungskoeffizient f in cm der rollenden Reibung.
6. Reibungskoeffizient der Zapfenreibung.
7. Zapfenreibung Z_1 in kg (Laufrollenlager),
8. Rollende Reibung Z in kg „
9. Gesamtreibung K „ „ „
10. Reibungsmoment M_1 in kgcm „
11. Reibungsmoment seitlich am Halszapfen in cmkg.
12. Formel für das Reibungsmoment des Spurzapfens.
13. Reibungskoeffizient des Spurzapfens.
14. Reibungsmoment der Spurfläche des Zapfens in kgcm,
15. Gesamt-Reibungsmoment in kgcm.



Aufgaben 1144—1145.

II. Zahnräder zur Schwenkvorrichtung.

Der Antrieb der Schwenkvorrichtung soll durch doppelte Übersetzung erfolgen. Die Drehung des Kranes wird von zwei Mann bewerkstelligt und zwar an einem Hebelarm von $a = 400$ mm mit einem Kraftaufwand pro Mann von $p = 20$ kg.



Der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerks betrage $\eta = 0{,}84$.

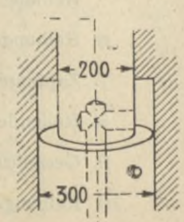
Bestimme:

1. Gesamtübersetzung i,
2. die Einzelübersetzungen i_1 und i_2,
3. das Verhältnis von Zahnbreite zur Teilung: a) bei Stirnrädern, b) bei Kegelrädern für Krane,
4. den zulässigen Belastungskoeffizienten k für Kranräder,
5. die Teilung der Stirnräder, wenn das Rad R auf der Kransäule $z_1 = 12 \cdot 7 = 84$ Zähne erhält,
6. die Zahnteilung für die Kegelräder, wenn das Antriebsrad $z = 14$ Zähne erhält.

1145. Wasserdruck für hydraulischen Drehkran.

Der auf Seite 158 gezeichnete hydraulische Hüttenkran erhält:

Kransäulendurchmesser unten 300 mm,
„ oben 200 „



Bestimme:

1. die wirksame Kolbenfläche in qcm,
2. die Gesamtwiderstände,
3. den zur Überwindung der Gesamtwiderstände **erforderlichen Wasserdruck** in Atm.

Wir setzen nach Seite 158 Last $Q = 2000$ kg, Gegengewicht $G = 2000$ kg, Eigengewicht der beweglichen Teile des Kranes nach Seite 159, Aufg. 1133, 2500 kg, für Reibung schätzungsweise 10 %.

Lösungen zu Aufg. 1144—1145.

II. Zahnräder zur Schwenkvorrichtung.

1. *Gesamtübersetzung* $= \dfrac{\textit{Moment der Last}}{\textit{Moment der Kraft} \times \textit{Wirkungsgrad}}$

Moment der Kraft $= 2 \cdot p \cdot a = 2 \cdot 20 \cdot 40 = 1600$ cmkg,

Moment der Last = Gesamtreibungsmoment = 56000 cmkg, unter Aufg. *1144 I*, Pos. *15* ermittelt, demnach:

Gesamtübersetzung $i = \dfrac{56000}{1600 \cdot \eta} = \dfrac{56000}{1600 \cdot 0{,}84} = 42.$

2. Die Einzelübersetzungen werden der Gesamtübersetzung entsprechend angenommen zu *6* und *7*, also:

$i = i_1 \cdot i_2 = 6 \cdot 7 = 42.$

3. Für Kranräder wird meistens:

bei Stirnrädern Zahnbreite $b = 2 \cdot t$ . . . . . . *107* *(16)*

„ Kegelrädern „ $b = 2 \cdot t$ . . . . *114a* *(3)*

4. Für Krafträder (Grauguss) ist zu setzen $k = 20$, *Tab. 1 in 109*

5. mithin Teilung $t = 0{,}54 \sqrt[3]{56000 : 84} = 4{,}7$ cm . . . . *107* *(24)*

oder Modul $= 10 \cdot t : \pi = 10 \cdot 4{,}7 : \pi = 15.$

6. das grosse Kegelrad erhält *84* Zähne (vergl. Figur), das Treibrad *14* Zähne. Das zu übertragende Moment ist

$M = M_0 : i_2 = 56000 : 7 \sim 8000$ cmkg, demnach

mittl. Teilung $t = 0{,}54 \sqrt[3]{8000 : 84} = 2{,}47$ cm . . . *107* *(24)*

1145. Wasserdruck für den hydr. Drehkran.

1. Fläche $\frac{\pi}{4} 30^2 - \frac{\pi}{4} 20^2 = 706{,}8 - 314{,}1 = 392{,}7$ qcm.

2. Widerstand = Eigengew. + Last + Gegengew. + Reibung

also $W = 2500 + 2000 + 2000 + 10\,\% \sim 7200$ kg.

3. **Nötiger Wasserdruck** $= \dfrac{7200}{392{,}7} = 18{,}3$ Atm.

Der zur Verfügung stehende Druck von *20* Atm. genügt also.

Lösungen zu Aufg. 1146—1149.

1146. Seilspannung.

1. Zugkraft im Seil bei a ist $= \frac{1}{2}\,Q = \mathbf{110}$ kg.
2. „ „ Halter H ist $= Q = \mathbf{220}$ kg.
3. „ „ „ N „ $= \frac{1}{2}\,Q = \mathbf{110}$ kg.

Kontrolle: Es muss sein $H + N = Q + p$.

1147. Flaschenzug. Für eine lose Welle wird: ℌ

1. Übersetzungsverhältnis $i = \mathbf{2}$ 286b (6)
2. Angenähert ist Wirkungsgrad $\eta = 0{,}9$ . . . . (7)
3. Last $Q = i \cdot p \cdot \eta = 2 \cdot 100 \cdot 0{,}9 = \mathbf{180}$ kg 285 (1)
4. Das Geschwindigkeitsverhältnis ist gleich dem Übersetzungsverhältnis $i = 2$, also wird:

Geschw. der Kraft $v_1 = 2 \times$ Geschw. der Last v_2 . . 285 (3)

1148. Potenzflaschenzug.

Hier gilt die Regel: Die durch eine Kraft p zu hebende Last Q ist gleich der Kraft multipliziert so oft mit 2, als lose Rollen vorhanden sind, also

1. Übersetzung $i = 2^n = 2^4 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = \mathbf{16}$ 286d (8)
2. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}8$ 286d (9)
3. Kraft $p = \frac{Q}{i \cdot \eta} = \frac{600}{16 \cdot 0{,}8} = \mathbf{47}$ kg 285 (1)
4. Weg $s_1 = s_2 \cdot i = 0{,}6 \cdot 16 = \mathbf{9{,}6}$ Mtr. 285 (2)

1149. I. Faktorenflaschenzug.

1. Übersetzung $i = 2 \cdot 3 = 6$
2. Wirkungsgrad $\eta = \mathbf{0{,}8}$
3. Kraft $p = \frac{600}{6 \cdot 0{,}8} = \mathbf{125}$ kg
4. Weg $s_1 = 6 \cdot 0{,}6 = 3{,}6$ Mtr.
5. Arbeit
   $A = 0{,}6 \cdot 600 = \mathbf{360}$ mkg aufgew.
   $A = 3{,}6 \cdot 125 = \mathbf{450}$ mkg

II. Differentialflaschenzug.

1. $i = \frac{2 \cdot 110}{110 - 100} = \mathbf{22}$ . . . 287 (8)
2. $\eta = \mathbf{0{,}5}$ . . . . (9)
3. $p = \frac{600}{22 \cdot 0{,}5} \sim \mathbf{55}$ kg . . 285 (1)
4. $s_1 = 22 \cdot 0{,}6 = 13{,}2$ Mtr. . (2)
5. $A = 0{,}6 \cdot 600 = 360$ mkg aufgew.
   $A = 13{,}2 \cdot 55 = \mathbf{720}$ mkg (4)

Aufgaben zu ℌ 285—286.

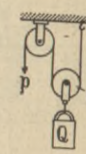
1146. Seilspannung.

Es sei $Q = 220$ kg. Bestimme:

1. Zugkraft im Seil bei a in kg,
2. „ „ Halter H in kg,
3. „ „ „ N „ „

„ *a — Es sei $Q = 110$ (   ) kg.*

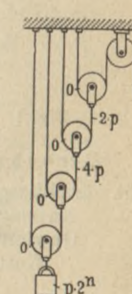
1147. Flaschenzug. An einem Flaschenzug mit einer festen und einer losen Rolle wirkt eine Kraft $p = \mathbf{100}$ kg. Bestimme:



1. das Übersetzungsverhältnis i,
2. den Wirkungsgrad η,
3. die zu hebende Last Q in kg.
4. das Geschwindigkeitsverhältnis $v_1 : v_2$.

„ *a — Es sei Kraft $p = 50$ (   ) kg.*

1148. Potenzflaschenzug.



Es sei $n = 4$ lose Rollen, Last $Q = 600$ kg.

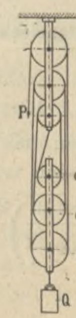
Bestimme:

1. Übersetzung,
2. den Wirkungsgrad (zu schätzen),
3. die nötige Kraft p in kg,
4. den Weg s_1 für die Kraft p, wenn Last $Q = 0{,}6$ Mtr. gehoben wird.

„ *a — Es sei $Q = 1200$ (   ) kg.*

1149. I. Faktorenflaschenzug.

$n = \mathbf{3}$ lose Wellen, Last $Q = 600$ kg.



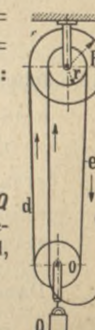
Bestimme:

1. Übersetzung,
2. Wirkungsgrad,
3. Kraft p in kg,
4. Weg s_1 der Kraft p, wenn $Q = 0{,}6$ Mtr. gehoben werden soll, in Mtr.,
5. Arbeit in mkg.

„ *a — Es sei $n = 4$ ( ), $Q = 1200$ (   ) kg.*

II. Differentialflaschenzug.

$R = \mathbf{110}$ mm, $r = \mathbf{100}$ mm, Last $Q = \mathbf{600}$ kg. Bestimme:



1. Übersetzung,
2. Wirkungsgrad,
3. Kraft p in kg,
4. Weg s_1, wenn $Q = 0{,}6$ Mtr. gehoben werden soll,
5. Arbeit in mkg.

$R = 120$ (   ), $r = 110$ (   ) mm.

Aufgaben u. *Lösungen* 1150—1153.

1150 bis 1155. Flaschenzug von 3000 kg Tragfähigkeit mit Lastregler und Lastdruckbremse ist zu berechnen.

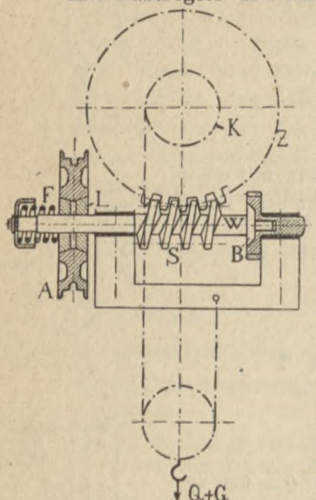


Fig. 1. Entwurf.

Wirkungsweise. Das gezahnte Haspelrad *A* wird von einer endlosen Handkette in Drehung versetzt und dieses Drehmoment durch Lastregler *L* auf Schneckenwelle *w* übertragen. Durch Schnecke *S* erfolgt die weitere Übertragung auf Schneckenrad *Z* und damit auf die Kettennuss *K*.

Der Lastregler *L* soll eine Überschreitung der zul. Tragkraft des Flaschenzuges verhindern und zwar schleift dann das Haspelrad auf dem Regler. Die Feder *F* bewirkt den Reibungsschluss von Lastregler *L* und Haspelrad *A* und ist der zu hebenden Last von 3000 kg entspr. zu berechnen.

Die Lastdruckbremse *B* hält die Last in jeder Lage und verhindert auf diese Weise das unbeabsichtigte Senken der Last.

Berechnung des Flaschenzuges Aufg. 1151—1154.

1151. Ermittlung der Kettenstärke zum Flaschenzug.

Nutzlast . . . . $Q = 3000$ kg
Gewicht der Unterflasche und eines Kettentrums mittl. Länge . . . . $G = 100$ „

zusammen $Q + G = 3100$ kg.

also Zug in jedem Kettenstrang

$$= \frac{Q+G}{2} = \frac{3100}{2} = 1550 \text{ kg, wofür} \qquad \mathfrak{H}^*)$$

Durchmesser des **Ketteneisens** $=$ **13** mm *244e*

1152. Kettennuss zum Flaschenzug.

Kettenteilung $t = 2{,}6 \cdot 13 = 33{,}8$ mm *274c*

Wir wählen eine Kettennuss mit $z = 5$ Zähnen, deren Teilkreisdurchmesser sich ergibt zu

$$D = \sqrt{\left(\frac{3{,}38}{\sin\frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{1{,}3}{\cos\frac{90}{z}}\right)^2} = \mathbf{11{,}02} \text{ cm} \quad . \; . \; . \; . \quad 280c \; (1)$$

Damit wird Lastmoment

$$M = \frac{Q+G}{2} \cdot \frac{D}{2} = 1550 \cdot 5{,}51 = \mathbf{8500} \text{ kgcm.}$$

1153. Schnecke und Schneckenrad zum Flaschenzug.

Nach einer überschläglichen Versuchsrechnung wählen wir folgende Werte, welche allen zu stellenden Anforderungen hinsichtlich zulässiger Beanspruchung, mässiger Grösse des am Haspelrad auszuübenden Zuges und tunlichst gedrängter Abmessungen des ganzen Getriebes Genüge leisten.

Schnecke aus Stahl geschnitten, eingängiges Rechtsgewinde, **Stirnteilung** $St = 1^1/_4$ **Zoll engl.** $=$ **3,175 cm**, Kerndurchm. $d_1 = 32$ mm, Aussendurchm. $d_2 = 76$ mm, **Teilkreisradius** $r = \mathbf{2{,}9}$ **cm.**

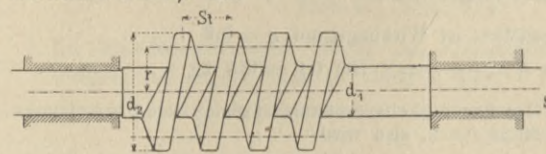


Fig. 2. Schnecke.

Da hier die Steigung $s =$ der Stirnteilung St, so ergibt sich:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{St}{2\, r \cdot \pi} = \frac{3{,}175}{2 \cdot 2{,}9 \cdot \pi} = 0{,}174 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 120a \; (1)$$

woraus Neigungswinkel der Schnecke $\alpha = \mathbf{9^0\,54'}$.

Schneckenrad aus Grauguss, Zähne aus dem Vollen gefräst; Zähnezahl $z_2 = 30$, Breite $b = 6{,}5$ cm. $\mathfrak{H}$

$$\text{Teilkreisradius } R = \frac{z_2 \cdot St}{2 \cdot \pi} = \frac{30 \cdot 3{,}175}{2 \cdot \pi} = \mathbf{15{,}2} \text{ cm} \quad . \; . \; . \; . \quad 120e \; (13)$$

Reibungskoeffizient zwischen Schnecke u. Schneckenrad

$$\mu = 0{,}1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad 120b \; (2)$$

da $\operatorname{tg} \varrho = \mu = 0{,}1$, so wird Reibungswinkel $\varrho = 5^0\,44$. *120b (1)*

Wirkungsgrad der Schnecke

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 9^0\,54'}{\operatorname{tg}(9^0\,54' + 5^0\,44')} = \mathbf{0{,}62} \quad . \; . \quad 120c \; (6)$$

Die Reibungsverluste in den Lagern der Kettennusswelle sowie beim Lauf der Kette über die Nuss schätzen wir mit Wirkungsgrad $\eta_1 = \mathbf{0{,}90}$, mithin beträgt das zum Aufwinden der Last erforderliche Moment am Schneckenrad

$$M_{d_2} = M : \eta_1 = 8500 : 0{,}9 = 9450 \text{ kgcm.}$$

Damit erhalten wir im Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades:

Umfangskraft $=$ Axialdruck $P =$

$$M_{d_2} : R = 9450 : 15{,}2 = 622 \text{ kg} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 121 \; (5)$$

(Fortsetzung nächste Spalte links.)

Aufgaben und *Lösungen* 1153—1154.

Normalteilung $\mathfrak{H}$

$Nt = St \cdot \cos\alpha = 3{,}175 \cdot \cos \cdot 9^0\,54' = 3{,}13$ cm . . . *120a*

Modul $= 10 \cdot Nt : \pi = 10 \cdot 3{,}13 : \pi \sim 10$ *120d* (7)

Koeffizient $k =$

$$3{,}16^2 \cdot \frac{P}{(b : Nt) \cdot \mathrm{Mod}^2 \cdot \cos\alpha} = 10 \cdot \frac{622}{(6{,}5 : 3{,}13) \cdot 100 \cdot \cos \cdot 9^0 54'} = 30{,}5 \qquad (8)$$

welcher Wert sich der oberen zulässigen Grenze nähert (vergl. Tab. 1 in $\mathfrak{H}$ 109 und $\mathfrak{H}$ 120 d, Gl. 9) für Handbetrieb und mit Rücksicht auf möglichst gedrängte Bauart aber noch zulässig ist.

Das an der Schneckenwelle aufzuwendende Drehmoment ergibt sich (ohne Berücksichtigung der Lagerreibung) zu

$$M_{d_1} = \frac{P \cdot St \cdot z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{622 \cdot 3{,}175 \cdot 1}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{1}{0{,}62} = 510 \text{ kgcm} \quad . \quad . \quad 121d \; (4)$$

Wird das Haspelrad mit einem Teilkreisdurchmesser von 30 cm ausgeführt, so ist die an der Handkette auszuübende Kraft

$$K = M_{d_1} : 15 = 510 : 15 = \mathbf{34} \text{ kg},$$

wofür **2 Arbeiter** in Aussicht genommen wurden.

Die Beanspruchung der Schneckenwelle.

Die Umfangskraft am Schneckenrad = dem Axialdruck in Richtung der Schneckenwelle erzeugt am Hebelarm r in der Schneckenwelle ein Biegungsmoment.

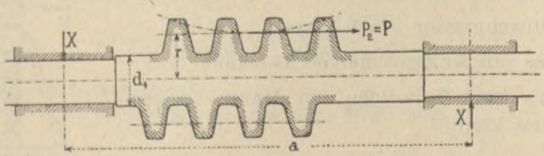


Fig. 3.

Es ist $x \cdot a = P \cdot r$; $M_{b_1} = x \cdot \frac{a}{2} = 0{,}5 \cdot P \cdot r = 0{,}5 \cdot 622 \cdot 2{,}9 = 900$ kgcm, für den Kerndurchmesser $d_1 = 3{,}2$ cm wird Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 3{,}2^3 = 3{,}28$ cm³, mithin Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_{b1} = M_{b_1} : W = 900 : 3{,}28 = 275 \text{ kg/qcm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 40i \; (26)$$

Wie ersichtlich, ist diese Beanspruchung in der Welle unabhängig von der Lagerentfernung a.

Dagegen ist die Biegungsbeanspruchung der Schnecken durch die senkrecht zur Wellenmitte stehende Komponente der Umfangskraft P im Teilkreisdurchm. des Schneckenrades abhängig von der Lagerentfernung a. Wir schätzen, vorbehaltlich einer Korrektur beim Entwurf des Flaschenzuges, $0{,}5\,a = 13$ cm.

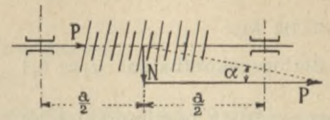


Fig. 4.

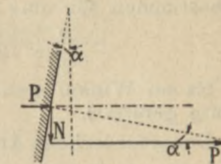


Fig. 4a.

Aus dem Kräfteplan *Fig. 4* ergibt sich:

Komponente $N = P \cdot \mathrm{tg}\,\alpha = 622 \cdot \mathrm{tg}\, 9^0\, 54' = 109$ kg.

($\sphericalangle\, \alpha$ ist Neigungswinkel der Schraube nach 120a.)

Biegungsmom. $M_{b_2} = 0{,}5\, N \cdot 0{,}5\, a = 54{,}5 \cdot 13 = 710$ kgcm.

Widerstandsmoment wie vor $W = 3{,}28$ cm³,

Biegungsbeanspr. $\sigma_{b2} = 710 : 3{,}28 = 216$ kg/qcm.

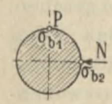


Fig. 5.

σ_{b1} und σ_{b2} treten nicht in derselben Faser des Wellenquerschnittes auf, sondern in 2 um 90⁰ versetzten Fasern (vergl. *Fig 5*). Die resultierende Beanspruch. ergibt sich zu

$$\sigma_b = \sqrt{275^2 + 216^2} = 350 \text{ kg/qcm}.$$

Zu dieser Beanspruchung ist noch die Drehungsbeanspruchung zu addieren.

Drehmoment der Schneckenwelle $M_{d_1} = 510$ kgcm,

pol. Widerstandsmoment für 3,2 cm Kerndurchm.

$$W_p = 0{,}2 \cdot 3{,}2^3 = 6{,}55 \text{ cm}^3. \qquad \mathfrak{H}$$

Drehungsbeanspr. $\tau = 510 : 6{,}56 = 78$ kg/qcm *40e* (10)

Gesamtbeanspr.

$$\sigma = 0{,}35 \cdot 350 + 0{,}65 \sqrt{350^2 + 4 \cdot 1 \cdot 78^2} = \mathbf{372} \text{ kg/qcm} \quad 40o \; (70)$$

1154. Lastregler zum Flaschenzug.

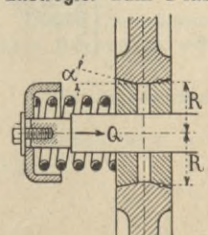


Fig. 6.

Das durch Reibungsschluss der Haspelradnabe auf den beiden Konussen zu übertragende Moment beträgt nach Aufg. 1153:

$$M_{d_1} = 510 \text{ kgcm}.$$

Nehmen wir $R = 4$ cm, so beträgt der zu erreichende Bremswiderstand, gemessen auf dem mittleren Radius R,

$$P = M_{d_1} : R = 510 : 4 = 127 \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 286 \; (2)$$

Aufgaben und *Lösungen* 1154—1155.

Derselbe verteilt sich gleichmässig auf beide Konusse, demnach ist der Anpressungsdruck eines jeden Konus zu bestimmen für eine Umfangskraft von

$$\frac{P}{2} = 127:2 = 64 \text{ kg}.$$

Es sei Winkel $\alpha = 12^0$, Reibungskoeffizient $\mu_1 = 0{,}1$ (wenig gefettet).

Der erforderliche Anpressungsdruck bestimmt sich zu $\mathfrak{H}$

$$Q = \frac{P}{2}\,\frac{\sin\alpha + \mu_1\cdot\cos\alpha}{\mu_1} = 64\cdot\frac{\sin 12^0 + 0{,}1\cdot\cos 12^0}{0{,}1} = \mathbf{191} \text{ kg}$$ *288b* (*1*)

Für diesen Druck ist die Feder zu berechnen nach *41b*

1155. Kegelbremse. (Gegeben nach Aufg. 1153 $\eta_1 = 0{,}9$, $M = 8500$, $R = 15{,}2$).

Um das Zurückgehen der Last zu verhindern, wird eine Kegelbremse (Beckersche Drucklagerbremse) vorgesehen.

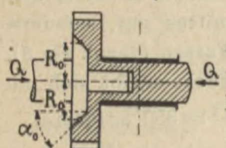


Fig. 7.

Diese Bremse hat das Lastmoment a b z ü g l i c h der Reibungsverluste in Kettennuss, Nusswellenlager und Schneckentrieb aufzunehmen, damit die Last in der Schwebe gehalten wird. Der Umfangsdruck am Schneckenrad ist bei Berücksichtigung der Reibungsverluste

$$Q = \eta_1\cdot M\cdot R = 0{,}9\cdot 8500 : 15{,}2 = 505 \text{ kg}.$$

Der in der Konusbremse erzeugte, die Drehung der Schnecke hindernde Reibungswiderstand sei P am Radius R_0 wirkend.

Dann muss sein:

$$P\cdot R_0 \geqq Q\cdot r\cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) = 505\cdot 2{,}9\cdot \operatorname{tg}(9^0\,54' - 5^0\,44') = 107 \text{ kgcm}.$$ $\mathfrak{H}$

Ferner ist $Q = P\cdot\dfrac{\sin\alpha_0 + \mu_1\cdot\cos\alpha_0}{\mu_1}$ in kg *288b* (*1*)

woraus $P = \dfrac{\mu_1\cdot Q}{\sin\alpha_0 + \mu_1\cdot\cos\alpha_0}$ in kg.

Mit $\alpha_0 = 45^0$ und $\mu_1 = 0{,}1$ wird

$$P = \frac{0{,}1\cdot 505}{\sin 45^0 + 0{,}1\cdot\cos 45^0} = 65 \text{ kg}.$$

$R_0 = 3$ cm angenommen, ergibt $P\cdot R_0 = 65\cdot 3 = 195$ kgcm, d. h., um die Last von 3000 kg zu senken, muss am Haspelrad noch ein Moment ausgeübt werden von $195 - 107 = \mathbf{88}$ kgcm.

1156. Zahnstangenwinde.

Zu hebende Last $Q = 800$ kg

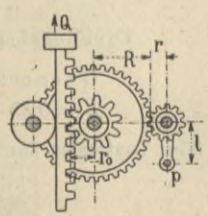
Teilkreisdurchmesser $r_0 = 5{,}5$ cm

Rad R habe $Z = 62$ Zähne

„ r „ $z = 14$ „

Kurbelarm $l = 30$ cm nach $\mathfrak{H}$ 77 a.

Zu berechnen: die notwendige Kraft p an der Kurbel.



Lösung und Reihenfolge der Berechnung. $\mathfrak{H}$

Übersetzung $i = \dfrac{l}{r_0}\cdot\dfrac{Z}{z} = \dfrac{30}{5{,}5}\cdot\dfrac{62}{14} = 24{,}3$ *289b*

Wirkungsgrad der Winde $\eta \sim 0{,}7$ . . . . „

Nötige Kraft an der Kurbel $p = \dfrac{Q}{i\cdot\eta} = \dfrac{800}{24{,}3\cdot 0{,}7} = \mathbf{47}$ kg . . *285* (*1*)

Dazu sind zwei Mann erforderlich *77a*

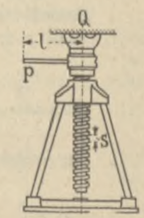
1157. Schraubenwinde.

Hebellänge $l = 60$ cm

Spindeldurchmesser $d = 6{,}5$ cm

Normales eingängiges flaches Gewinde

Berechne Last Q, welche ein Mann bequem heben kann.

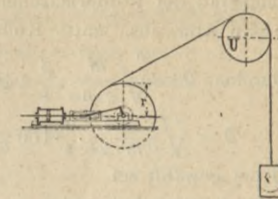


Lösung und Reihenfolge der Berechnung. $\mathfrak{H}$

1. Steigung des Gewindes $s = 1{,}27$ cm . . . *Tab. 6 in 44a*
2. Übersetzungsverhältnis $i = \dfrac{2\cdot l\cdot\pi}{s} = \dfrac{2\cdot 60\cdot\pi}{1{,}27} = 297$ . . *289c* (*12*)
3. Wirkungsgrad $\eta \sim 0{,}25$ *289c* (*13*)
4. Kraft eines Arbeiters $p = 30$ kg *77a*
5. Last $Q = p\cdot i\cdot\eta = 30\cdot 297\cdot 0{,}25 = \mathbf{2230}$ kg *285* (*1*)

Für $p = 60$ kg, $l = 120$ cm ist $Q = \mathbf{8920}$ kg.

1160. Fördermaschine. Gegeben sei: Teufe $t = 500$ Mtr., Nutzlast $Q = 1000$ kg, Schalen- und Wagengewicht (leer) $g = 800$ kg. der zur Verfügung stehende Dampfdruck 6 Atm. abs. Die Förderschale hat $A = 2{,}5$ qm Grundfläche. Ferner sei vorgeschrieben eine $z = 7$—8fache Sicherheit im Förderseil (Rundseil).



Es soll ermittelt werden:

I. der Durchmesser des Förderseiles und der Fördertrommel,

II. die statischen Momente zur Bestimmung der Dampfmaschinengrösse,

III. Zylinderdurchmesser und Kolbenhub der Dampfmaschine.

Die Berechnung ist durchzuführen einmal mit zylindrischer, sodann mit konischer Fördertrommel. Lösung in Aufg. 1161 u. 1162.

1161. Förderanlage mit zylindrischer Trommel
entsprechend der Aufg. 1160.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.)*

I. Der Durchmesser des Förderseiles und der Trommel.

(Gegeben ist nach Aufg. 1160: $Q = 1000$, $g = 800$ kg, $t = 500$ Mtr.)

1. Belastung des Seiles $G = Q + g = 1000 + 800 = 1800$ kg. 𝔇
2. Bruchbelastung für Stahldraht $K = 12000$ kg . . . . . *Tab. 224*
3. Seilgewicht für den laufenden Mtr. Länge:

$$m = \frac{G}{(K:z) - t} = \frac{1800}{(12000:8) - 500} = \mathbf{1{,}8} \text{ kg} \quad . . . \quad (4)$$

4. Seildurchmesser $\mathfrak{d} = 26$ mm für $m = 2$ . . . . . . *Tab. 238*
5. Bruchbelastung des Seiles $K = 24000$ kg . . . . . . „ „
6. wirkl. Sicherheitsgrad

$$z = \frac{K}{G + t \cdot m} = \frac{24000}{1800 + 500 \cdot 2} = \mathbf{8{,}6} \quad . . . . \quad (5)$$

7. Trommeldurchmesser

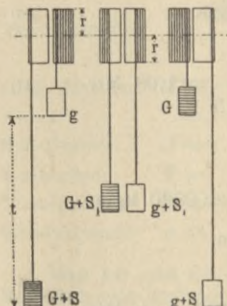
$$2\,r = 100\,\mathfrak{d} = 100 \cdot 26 = \mathbf{2600} \text{ mm} \quad . . . . \quad \textit{Tab. 237}$$

II. Statische Momente.

(Gegeben nach Aufg. 1160: $t = 500$ Mtr., $Q = 1000$, $g = 800$ kg. Nach I ist: $m = 2$ kg, $r = 1{,}3$ Mtr.)

Die übliche Umführrolle U (vergl. *Fig. 1* in Aufg. 1160) kann man bei dieser Rechnung als nicht vorhanden, also das Seil unmittelbar an der Trommel nach unten hängend ansehen.

*) Die Hinweise rechts beziehen sich auf den Abschnitt Fördermaschinen, Seite 552 u. f., im Buch „Dampfmaschinen", 8. Aufl., und zwar bedeutet: Tab. 224 die Tabelle 224 in Dampfmaschinen, (5) Gl. 5 in Abschnitt Fördermaschinen.



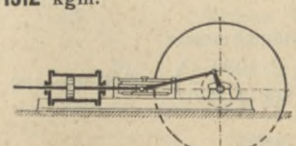
𝔇

1. Seilgew. $S = t \cdot m = 500 \cdot 2 = 1000$ kg . (6)
2. Moment bei gleicher Schalenhöhe:
$$M_0 = (G - g) \cdot r = (1800 - 800) \cdot 1{,}3 = 1300 \text{ kgm} \quad . . . . \quad (7)$$
3. Moment belad. Schale unten:
$$M_1 = (G + S) \cdot r - g \cdot r = (1800 + 1000) \cdot 1{,}3 - 800 \cdot 1{,}3 = 2600 \text{ kgm} \quad (8)$$
4. Moment belad. Schale oben:
$$M_2 = (G - g - S) \cdot r = (1800 - 800 - 1000) \cdot 1{,}3 = \text{Null} \quad . \quad (9)$$
5. Moment der leeren Schale unten aufsitzend:
$$M_3 = (G - S) \cdot r = (1800 - 1000) \cdot 1{,}3 = 1040 \text{ kgm} \quad . . \quad (10)$$
6. Fördergeschwindigkeit $v = 8$ Mtr/Sek . . . . (44)
7. Mittl. Moment der auftretenden Widerstände:
$$M_4 = 0{,}04 \cdot (G + g + S) \cdot \varrho + 0{,}122 \cdot A \cdot v^2 \cdot \varrho = 0{,}04 \cdot (1800 + 800 + 1000) \cdot 1{,}3 + 0{,}122 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2 \cdot 1{,}3 = \mathbf{212} \text{ kgm} \quad (28)$$
8. Moment zur Berechnung der Dampfmaschine:
$$M = M_0 + M_4 = 1300 + 212 = \mathbf{1512} \text{ kgm} \quad . . . . \quad (31)$$

Dieses Drehmoment von 1512 kgm muss von der Dampfmaschine überwunden werden.

III. Zylinderdurchmesser und Kolbenhub der Maschine.

Gegeben (nach Aufg. 1160) $p = \mathbf{6}$ Atm. Nach II ist: $M = \mathbf{1512}$ kgm.



1. Gewählt sei wie üblich Zwillingsmaschine.
2. Vorläufiges Verhältnis
Kolbenhub : Zylinderdurchmesser $= \varepsilon = 2$ . . . . (36)

$\mathfrak{D}$

3. Wirkungsgrad der Fördermaschine $\eta = 0{,}75$ . . . . (*38*)
4. Für $p = 6$ Atm. abs., mittl. Kolbenüberdruck $p_m = 2{,}5$ Atm. . (*37*)
5. Zyl.-Durchm. $D = \sqrt[3]{\frac{M}{\eta \cdot p_m} \cdot \frac{2}{\varepsilon}} \cdot 100$ in cm, also

$$D = \sqrt[3]{\frac{1512}{0{,}75 \cdot 2{,}5} \cdot \frac{2}{2} \cdot 100} = \sqrt[3]{80500} = 43{,}2 \text{ cm} \quad . . . \quad (35)$$

wofür **45** cm gewählt sei.

6. Dampfdruck beim Anheben $p_a = p - 1{,}6 = 6 - 1{,}6 = \mathbf{4{,}4}$ Mtr. (*39*)
7. Grösstes Moment (nach II) $M_1 = \mathbf{2600}$ kgm.
8. Grösstes Moment f. d. statischen Verhältnisse;

$$M_1 + M_4 = 2600 + 212 = 2812 \text{ kgm} \quad . . . . . \quad (40)$$

9. Hieraus ergibt sich:

$$\text{Kolbenhub } H = \frac{(M_1 + M_4) \cdot 2}{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_a \cdot \eta} = \frac{2812 \cdot 2}{\frac{\pi}{4} \cdot 45^2 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}75} = 1{,}08 \text{ Mtr.} \quad . \quad (41)$$

wofür $H = \mathbf{1{,}1}$ Mtr. gewählt sei.

Kontrolle:

Moment der Maschine $= \frac{\pi}{4} 45^2 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}55 = 2880$ kgm,

„ des Widerst. $= M_1 + M_4 = 2812$ kgm.

Demnach genügen die Abmessungen der Maschine.

10. Tourenz. d. Masch. $n = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot r \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 8}{2 \cdot 1{,}3 \cdot \pi} = 58{,}5$ i. d. Min. . (*43*)
11. Windungszahl $u = \frac{t}{2\,\pi \cdot r} = \frac{500}{2 \cdot \pi \cdot 1{,}3} = 61{,}2$ . . . . . . (*18*)
12. Trommelbreite $l = u \cdot b = 61{,}2 \cdot 0{,}026 \sim \mathbf{1{,}60}$ Mtr.

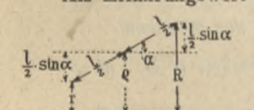
***1162. Förderanlage mit* konischer Trommel*)** entsprech. der Aufg. 1160.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Durchmesser des Seiles und der Trommel.

Gegeben ist nach Aufg. 1160: $t = 500$ Mtr., $g = 800$ kg. Nach 1161 I ist $G = 1800$, Seildurchm. 26 mm. Nach II in 1161 ist $S = 1000$ kg.

Als Erfahrungswert setzen wir für 26 mm Seildurchm.:



1. Kleinster Trommeldurchmesser

$$2\,r = 85 \cdot 26 = 2200 \text{ mm} \quad . \quad \textit{Tab. 237}$$

Soll das ganze Seilgewicht ausgeglichen werden, so wird

2. Grösster Trommeldurchmesser

$$2\,R = 2 \cdot r \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot S}{G + g}\right) = 2 \cdot 1{,}1 \left(1 + \frac{2 \cdot 1000}{1800 + 800}\right) = \mathbf{3{,}9} \text{ Mtr.} \quad (15)$$

*) Beachte Fussnote auf Seite 171, linke Spalte.

$\mathfrak{D}$

3. Mittlerer Trommelradius

$$\varrho = {}^1\!/_2 \cdot (R + r) = {}^1\!/_2 \cdot (1{,}95 + 1{,}1) = \mathbf{1{,}525} \sim 1{,}5 \text{ Mtr.} \quad . . \quad (17)$$

4. Anzahl der Windungen

$$u = \frac{t}{2 \cdot \varrho \cdot \pi} = \frac{500}{2 \cdot 1{,}5\pi} = 53{,}5 \quad . . . . . . \quad (18)$$

5. Seitenlänge der Trommel $l = u \cdot b = 53{,}5 \cdot 0{,}026 = 1{,}4$ Mtr. . - (*19*)

Hieraus ergibt sich:

6. Neigungswinkel der Trommelwalze:

$$\sin\alpha = (R - r) : l = (1{,}95 - 1{,}1) : 1{,}4 = 0{,}61\,; \quad \alpha = \mathbf{37^0\,30'} \quad . \quad (20)$$

7. Zulässig ist aber nur Neigungswinkel $\alpha = 30^0$ . . . . (*22*)

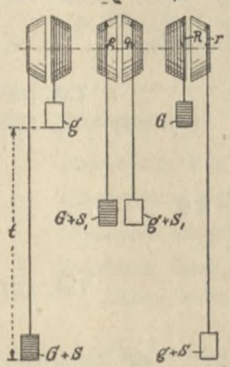
Wir müssen uns deshalb mit einem weniger vollkommenen Seilgewichtsausgleich begnügen. Dann ist für $\alpha = 30^0$:

8. Mittlerer Trommelradius $\varrho = 1{,}5$ Mtr. beibehalten:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{kl. Trommelradius} & r = \varrho - \frac{l}{2} \cdot \sin\alpha = 1{,}5 - \frac{1{,}4}{2} \cdot 0{,}5 = 1{,}15 \text{ Mtr.} \\ \text{grösst.} \quad „ & R = \varrho + \frac{l}{2} \cdot \sin\alpha = 1{,}5 + \frac{1{,}4}{2} \cdot 0{,}5 = 1{,}85 \quad „ \end{array}\right\} (21)$$

II. Statische Momente.

Gegeben nach Aufg. 1160: $t = 500$ Mtr., $Q = 1000$, $g = 800$ kg. Schon ermittelt in Aufg. 1161 ist $S = 1000$ kg, $G = 1800$ kg und nach I ist $\varrho = 1{,}5$ Mtr., $R = 1{,}85$ Mtr., $r = 1{,}15$ Mtr.



1. Moment bei gleicher Schalenhöhe:

$$M_0 = (G - g) \cdot \varrho = (1800 - 800) \cdot 1{,}5$$
$$= \mathbf{1500} \text{ kgm} \quad . . . . \quad (11)$$

2. Moment bei beladener Schale unten:

$$M_1 = (G + S) \cdot r - g \cdot R =$$
$$(1800 + 1000) \cdot 1{,}15 - 800 \cdot 1{,}85 = \mathbf{1740} \text{ kgm} \quad (12)$$

3. Moment bei beladener Schale oben:

$$M_2 = G \cdot R - (g + S) \cdot r =$$
$$1800 \cdot 1{,}85 - (800 + 1000) \cdot 1{,}15 = \mathbf{1260} \text{ kgm} \quad (13)$$

4. Moment bei leerer Schale unten aufsitzend:

$$M_3 = G \cdot R - S \cdot r = 1800 \cdot 1{,}85 - 1000 \cdot 1{,}15 = \mathbf{1180} \text{ kgm.}$$

5. Fördergeschwindigkeit $v = 8$ Mtr/Sek . . . . (*44*)
6. Moment der auftretenden Widerstände;

$$M_4 = 0{,}04\,(G + g + S) \cdot \varrho + 0{,}122 \cdot A \cdot v^2 \cdot \varrho =$$
$$0{,}04 \cdot (1800 + 800 + 1000) \cdot 1{,}5 + 0{,}122 \cdot 2{,}5 \cdot 8^2 \cdot 1{,}5 = \mathbf{245} \text{ kgm} \quad (28)$$

7. Moment zur Berechnung der Dampfmaschine:

$$M = M_0 + M_4 = 1500 + 245 = \mathbf{1745} \text{ kgm} \quad . . . \quad (31)$$

III. Zylinderdurchmesser und Kolbenhub der Maschine.

Gegeben nach Aufg. 1160: Dampfdruck $= 6$ Atm. abs. Nach II war Moment $M = 1745$ kgm.

1. Gewählt sei auch hier eine Zwillingsmaschine.

𝔇

2. Vorläufiges Verhältnis:

   Kolbenhub : Zylinderdurchmesser $= \varepsilon = 2$ . . . . (36)
3. Wirkungsgrad der Fördermaschine $\eta = 0{,}75$ . . . . (38)
4. Mittlerer Kolbenüberdruck $p_m = 2{,}5$ Atm. . . . . (37)
5. Dampfzylinderdurchmesser:

   $$D = \sqrt[3]{\frac{M}{\eta \cdot p_m} \cdot \frac{2}{\varepsilon} \cdot 100} = \sqrt[3]{\frac{1745}{0{,}75 \cdot 2{,}5} \cdot \frac{2}{2} \cdot 100} = 45{,}3 \text{ cm} \quad . \quad (35)$$

   wofür wir 45 cm einsetzen.
6. Mit Berücksichtigung der Verluste durch Drosselung und Gegendruck:

   Dampfdruck beim Anhub $p_a = p - 1{,}6 = 6 - 1{,}6 = \mathbf{4{,}4}$ Mtr. (39)
7. Grösstes Moment (nach II) $M_1 = 1740$ kgm.
8. Grösstes Moment für die statischen Verhältnisse:

   $M_1 + M_4 = 1740 + 245 = \mathbf{1985}$ kgm, demnach . . . (40)
9. Notwendiger Kolbenhub:

   $$H = \frac{(M_1 + M_4) \cdot 2}{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot p_a \cdot \eta} = \frac{1985 \cdot 2}{\frac{\pi}{4} 45^2 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}75} = \mathbf{0{,}76} \text{ Mtr} \quad . \ . \quad (41)$$

   wofür wir $H = \mathbf{0{,}8}$ Mtr. wählen.

Kontrolle:

Moment der Maschine $= \frac{\pi}{4}\, 45^2 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}4 = 2100$ kgm,

„ des Widerstands $= M_1 + M_4 = 1985$ kgm.

Demnach genügen die Abmessungen für den Anhub.

𝔇

10. Tourenzahl $n = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot \varrho} = \frac{60 \cdot 8}{2\pi \cdot 1{,}5} = \mathbf{51}$ . . . . (42)

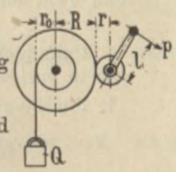
1163. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse der Lösung 1161 und 1162 ergibt folgendes:

		gerade Trommel	konische Trommel
Trommelradius		$r = \mathbf{1{,}3}$ Mtr.	$r = 1{,}15$ Mtr., $R = 1{,}85$ Mtr. mittl. $\varrho = \mathbf{1{,}5}$ Mtr.
mittl. Moment	$M =$	1512 kgm	1745 kgm
Anhub- „	$=$	2812 „	1985 „
Zyl.-Durchm.	$D =$	450 mm	450 mm
Kolbenhub	$H =$	1100 „	800 „
Tourenzahl	$n =$	58,5 i. d. Min.	51 i. d. Min.
Windungszahl	$u =$	61,2	53,5

Man hat nun die Indikatordiagramme für verschiedene Förderkorbstellungen aufzuzeichnen, die zugehörigen Momente zu ermitteln und, je nachdem mehr Wert auf Dampfausnutzung als auf Billigkeit der Anlage gelegt wird, diese Maschinenabmessungen entsprechend zu ändern.

---

164. Bockwinde mit einfacher Räderübersetzung.



Gegeben Last $Q = 800$ kg, zur Bedienung sind zwei Arbeiter erforderlich.

Die Zahnräder, Kette und Trommel sind zu berechnen.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung. ℌ

1. Länge des Kurbelarmes = 37 cm 77a
2. Kraft der zwei Arbeiter an der Kurbel $p = 40$ kg . . . „
3. Kraftmoment $M_I = 40 \cdot 37 = 1480$ kgcm
4. Zähnezahl des Getriebes $z = \mathbf{13}$ 107 (14)
5. Teilung (als Kraftrad) $t = 0{,}54 \cdot \sqrt[3]{1480 : 13} = 2{,}62$ cm 107 (24)

   Modul $= \frac{10 \cdot 2{,}62}{\pi} = 8{,}35$, wofür wir 9 setzen 107 (23)

ℌ

6. Kettenstärke $d = 0{,}9$ cm 274e
7. Trommelradius $r_0 = 10 \cdot d = 10 \cdot 0{,}9 = \mathbf{9}$ cm 278 (1)
8. Lastmoment $M_{II} = 9 \cdot 800 = 7200$ kgcm
9. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$ 288b
10. Nötige Räderübersetzung $i_r = \frac{M_{II}}{M_I \cdot \eta} = \frac{7200}{1480 \cdot 0{,}85} = 5{,}7$
11. Zähnezahl, grosses Rad $Z = i_r \cdot z = 5{,}7 \cdot 13 = \mathbf{74}$
12. Durchm., grosses Rad $2R = Z \cdot \text{Mod.} = 74 \cdot 9 = \mathbf{666}$ mm 103a (2)
13. „ kleines Rad $2r = z \cdot \text{Mod.} = 13 \cdot 9 = \mathbf{117}$ „ „

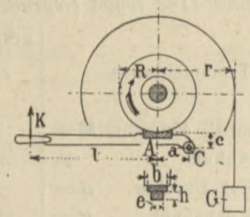
Wir haben also: Kette $d = 9$ mm, Trommelrad. $r_0 = 90$ mm, $Z = 74$, $z = 13$, $R = 333$, $r = 58{,}5$ mm, Teilung $t = 9 \cdot \pi = 28{,}26$ mm. (Hierzu Tafel 150.)

Aufgaben zu § 293 a—h.

1170. Reibungskoeffizient. Wie wählt man denselben:
1. für Backenbremsen, Holz auf Eisen,
2. für Bandbremse, holzarmiertes Eisenband auf eiserner Scheibe,
3. „ „ , Eisenband auf Eisenscheibe.

1171. — Welche **Arten von Bremsen** unterscheidet man
1. hinsichtlich der Wirkungsweise,
2. „ „ Ausführung?

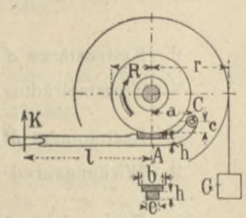
1172. Backenbremse. Die Last $G = 200$ kg, am Hebelarm $r = 20$ cm angreifend, soll vermittels einer Backenbremse mit Holzbacken in jeder Lage gehalten werden können. Die Abmessungen sind $R = 15$ cm, $a = 7$ cm, $c = 3$ cm, $l = 60$ cm. Bestimme:



1. das Lastmoment in kgcm,
2. die Kraft am Umfang der Bremsscheibe in kg,
3. den Reibungskoeffizient μ,
4. die Kraft K am Bremshebel in kg (Drehrichtung nach Pfeil),
5. „ „ K „ „ „ „ , wenn Drehrichtung umgekehrt.

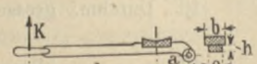
„ *a* — *Es sei $G = 400$ ( ) kg, $r = 40$ ( ) cm.*

1173. — Für die Bremse der vorigen Aufgabe sei der Bremshebel-Drehpunkt nach innen verlegt.
Bestimme:



1. die Kraft K am Bremshebel für die gezeichnete Drehrichtung,
2. desgl. für die entgegengesetzte Drehrichtung.

1174. Hebel und Drehbolzen für vorige Aufgabe (also $K = 164$ kg, $a = 7$ cm, $l = 60$ cm).



1. Biegungsmoment für den Hebel in kgcm,
2. Ermittlung der Beanspruchung σ_b im Hebel,
3. Auflagerdruck bei A in kg für den Drehbolzen.
4. Art der Berechnung.

„ *a* — *Desgleichen für 1127 a.*

Lösungen zu Aufg. 1170—1174.

1170. Reibungskoeffizient. Für wenig fettige Reibfläche wird für: §
1. Holz auf Eisen $\mu = 0{,}18$ *293h* (9)
2. holzarmiertes Eisenband auf eiserne Scheibe $\mu = 0{,}18$. *296a* (5)
2. Eisenband auf Eisenscheibe $\mu = 0{,}12$ *296a* (3)

1171. Arten der Bremsen.
1. Lastbremsen und zwar zum Senken von Lasten und Haltebremsen sowie Fahrwerksbremsen *292*
2. Backen-, Kegel- und Bandbremsen.

1172. Bremse.
1. Lastmoment $= G \cdot r = 200 \cdot 20 = 4000$ kgcm *7b*
2. Umfangskraft an der Bremsscheibe $P = 4000 : 15 = 267$ kg „
3. Reibungskoeffizient für Holz auf Grauguss (wenig fett) $\mu = 0{,}18$ *293h* (9)
4. Kraft am Bremshebel
$$K = 267 \frac{7}{60+7}\left(\frac{1}{0{,}18} + \frac{3}{7}\right) = 267 \frac{7}{67}(5{,}55 + 0{,}43)$$
$$= 267 \cdot 0{,}105 \cdot 5{,}98 = \mathbf{164}\ \text{kg}$$ *293b* (5)
5. für entgegengesetzte Drehrichtung wird:
$$K = 267 \cdot \frac{7}{67}\left(\frac{1}{0{,}18} - \frac{3}{7}\right) = 267 \cdot 0{,}105 \cdot 5{,}12 = \mathbf{143}\ \text{kg}$$ . . *293b* (5)

Bei entgegengesetzter Drehrichtung wird also K kleiner und zwar um 21 kg.

1173. — Umfangskraft $P = 267$ kg, Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}18$ wie in voriger Aufgabe.
1. Für die gezeichnete Drehrichtung wird Kraft im Bremshebel
$$K = 267 \cdot \frac{7}{60+7}\left(\frac{1}{0{,}18} - \frac{3}{7}\right) = 267 \cdot 0{,}105 \cdot 5{,}12 = \mathbf{143}\ \text{kg}$$. *293c* (6)
2. Für die entgegengesetzte Drehrichtung wird:
$$K = 267 \cdot \frac{7}{60+7}\left(\frac{1}{0{,}18} + \frac{3}{7}\right) = 267 \cdot 0{,}105 \cdot 5{,}98 = \mathbf{164}\ \text{kg}$$. *293c* (6)

1174. Hebel und Drehbolzen für vorige Aufgabe.
1. Biegungsm. f. d. Hebel $M_b = K \cdot l = 164 \cdot 60 = 9840$ kgcm *40g* (17)
2. Wir wählen vorläufig $e = 4$ cm, $h = 6$ cm, so wird Widerstandsm. $W = {}^1/_6 \cdot e \cdot h^2 = {}^1/_6 \cdot 4 \cdot 6^2 = 24$ cm³, Tab. 7 a in *39*
Beanspr. $\sigma_b = M_b : W = 9840 : 24 = 410$ kg/qcm . . . *40i* (26)
3. Auflagerdruck bei $A = K \cdot l : a = 164 \cdot 60 : 7 = \mathbf{1400}$ kg . *40h*
4. Berechnung des Bolzens nach *84a*

Lösungen zu Aufg. 1175—1177.

1175. Unter **Umschlingungswinkel α im Bogenmaass gemessen** versteht man die in dem Winkel α^0 (α^0 in Grad) fallende Bogenlänge eines mit dem Radius R geschlagenen Kreises.

Verhältnis des umspannten Bogens und Winkel α.

1.	2.	§
$R = 84$ cm, $\alpha^0 = 75^0$, $\mu = 0{,}12$,	$R = 42$ cm, $\alpha^0 = 75^0$, $\mu = 0{,}12$	
Verhältn. $= 75^0 : 360 = 0{,}208$	Verhältn. $= 75^0 : 360 = 0{,}208$	
$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot 0{,}208 = 1{,}31$	$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot 0{,}208 = 1{,}31$	296a
$\lambda = 2{,}718^{0{,}12 \cdot 1{,}31} = 1{,}1$	$\lambda = 2{,}718^{0{,}12 \cdot 1{,}31} = 1{,}1$	296a (6)

Dieses Beispiel soll zeigen, dass λ unabhängig ist von der Grösse der Bremsscheibe.

1176. ***Bremsbandspannung.***

1. Grösste Bandspannung S_2 im auflaufenden, 2. kleinste Bandspannung S_1 im ablaufenden Trum *296a*

1177. ***Schwungradbremse.***

Wir haben es hier mit einer einfachen Bandbremse zu tun.

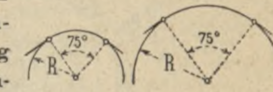
1. Verzögerung $\varphi = 15{,}8 : 6 = 2{,}63$ Mtr/Sek^2 . . . . . *10i* *(4)*
2. Verzögerungskraft = nutzbare Bremskraft, $P = \varphi \cdot G : g = 2{,}63 \cdot 1830 : 9{,}81 = 490$ kg . . . . *(5)*
3. Der vom Bremsband eingeschlossene Winkel auf der Bremsscheibe beträgt nach Zeichnung $\alpha^0 = 90^0$.
4. Reibungskoeffizient für eiserne Bänder auf eisernen Scheiben $\mu = 0{,}12$ . . . . *296a* *(3)*
5. Für $\alpha^0 = 90^0$ und $\mu = 0{,}12$ wird $\lambda = \frac{1{,}2 + 1{,}3}{2} = 1{,}25$. *296b* *(T)*
6. Grösste Bremsbandspannung $S_2 = \frac{P}{\lambda - 1} + P = \frac{490}{1{,}25 - 1} + 490 = 2450$ kg . . . . *296a* *(9)*
7. Kraft am Bremshebel $K = S_2 \times$ Hebelübersetzung $= 2450 \cdot 15 : 150 = 245$ kg . *297a* *(6)*
8. Für Stahlband zul. Beanspruchung $k_z = 300$ kg/qcm . . *300d* *(4)*
9. Bremsbandquerschn. $b \cdot \delta = S_2 : k_z = 2450 : 300 = 8{,}1$ qcm *(8)*
10. Stärke des Bremsbandes $\delta = 0{,}3$ cm . . . . *300a* *(1)*
11. Breite „ „ $b = 8{,}1 : 0{,}3 = 27$ cm.
12. Grösste Breite $= 8$ cm, mithin sind nötig 4 Bänder von je 6,75 cm Breite *300a*

*Ausgeführt ist diese Bremse mit **3** Bändern von je **7** cm Breite und **0,3** cm Dicke (vergl. Tafel 151 im II. Band).*

Aufgaben zu § 296—300 h.

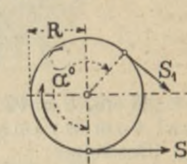
1175. Wert λ und Umschlingungswinkel α im Bogenmaass gemessen. Was versteht man hierunter?

Das Verhältnis des umspannten Bogens und Winkel α im Bogenmaass gemessen. Zur Erklärung dieser beiden Begriffe diene nachstehendes:

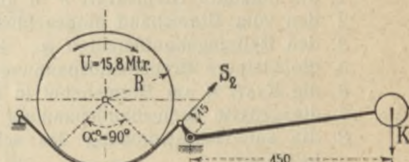


1. Radius der Bremsscheibe $R = 84$ cm, $\alpha^0 = 75^0$ } $\mu = 0{,}12$.
2. „ „ „ $R = 42$ cm, $\alpha^0 = 75^0$ }

1176. Bremsbandspannung. 1. In welchem Trum tritt die grösste und 2. in welchem die kleinste Bremsbandspannung auf?



1177. Schwungradbremse, Vermittels einer automatischen Bremse soll bei Unglücksfällen d. Schwungrad einer Dampfmaschine in 6 Sek. zum Stillstand kommen. Das Einwirken der Bremse und Schliessen des Dampfabsperrventiles erfolgt gleichzeitig. Gegeben ist: Kranzgewicht $G = 1830$ kg, Umfangsgeschw. im Schwerpunktkreis $U = 15{,}8$ Mtr/Sek. Bestimme:

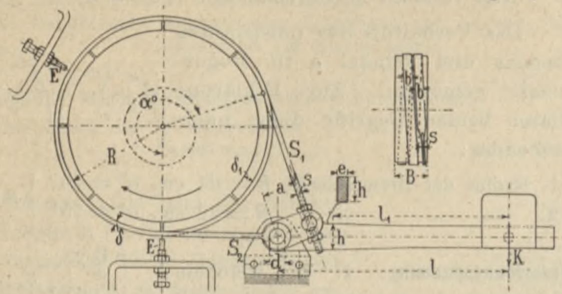


1. Verzögerung φ in Mtr/Sek^2,
2. Verzögerungskraft (nutzbare Bremskraft) P in kg,
3. Umschlingungswinkel α^0 in Grad,
4. Reibungskoeffizient μ,
5. Wert $\lambda = e^{\mu\alpha}$,
6. grösste Bremsbandspannung S_2 in kg,
7. Kraft K am Bremshebel in kg (Hebelübersetzung $15 : 150$),
8. zulässige Beanspruchung k_z für Stahlband in kg/qcm,
9. Bremsbandquerschnitt in qcm,
10. Stärke δ des Bremsbandes in cm,
11. Breite b des Bremsbandes in cm,
12. bis zu welcher Breite sind Bremsbänder zulässig und wieviel Bänder sind demnach erforderlich?

„ a — $G = 3600$ ( ) kg, $U = 31$ ( ) Mtr/Sek.

Aufgaben zu § 296a—300h.

1178. Bandbremse. Für die holzarmierte Bandbremse eines Laufkranes ist gegeben: Drehmoment $M_d = 8400$ kgcm, Radius



$R = 28$ cm, $a = 15$ cm, $l = 60$ cm. Die Bremscheibe ist zweimal vom Bremsband umschlungen (vergl. Abbildung).

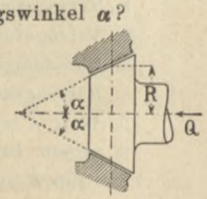
Bestimme:
1. die nutzbare Bremskraft P in kg,
2. den vom Bremsband eingeschlossenen Winkel α^0 in Grad,
3. den Reibungskoeffizienten μ, 4. den Wert $\lambda = e^{\mu\alpha}$,
5. die kleinere Bremsbandspannung S_1 in kg,
6. die Kraft K am Bremshebel in kg,
7. die grösste Bremsbandspannung S_2 in kg,
8. die zul. Beanspruchung des schmiedeeisernen Bremsbandes in kg/qcm,
9. die Breite b des Bremsbandes in cm,
10. den Bremsbandquerschnitt in qcm,
11. die Bremsbanddicke δ in cm.

„ *a* — *Es sei* $M_d = 16800$ ( ) *kgcm*, $R = 56$ ( ) *cm*

1179. Kegelbremse.

Welche Grösse gibt man dem Neigungswinkel α?

1180. Kegelbremse. In einem kleineren Windwerk soll die Last in jeder Lage gehalten werden. Gegeben ist: Drehmoment, reduziert auf die Bremswelle $M_d = 510$ kgcm, mittl. Radius $R = 4$ cm, Winkel $\alpha = 12^0$. Bestimme:



1. den Bremswiderstand P am Umfang des Konus in kg,
2. den Reibungskoeffizienten μ für Eisen auf Eisen,
3. den Anpressungsdruck Q in kg
4. Löst sich die Bremse, sobald der Anpressungsdruck aufgehoben wird?

„ *a* — *Es sei* $M_d = 1010$ ( ) *kgcm*, $R = 8$ ( ) *cm.*

Lösungen zu Aufg. 1178—1180.

1178. Bandbremse. §

1. Nutzbare Bremskraft $P = M_d : R = 8400 : 28 = 300$ kg . 296a (2)
2. Die Zeichnung ergibt eingeschlossener Winkel $\alpha^0 = 640^0$.
3. Reibungskoeffizient für Holz auf Eisen $\mu = 0{,}18$ . . . 296a (5)
4. Für $\alpha^0 = 640^0$ und $\mu = 0{,}18$ wird $\lambda = 7$ . . Tab. in 296b
5. Kleine Bremsbandspannung $S_1 = \dfrac{P}{\lambda - 1} = \dfrac{300}{7-1} = 50$ kg 297a (1)
6. Kraft am Bremshebel $K' = S_1 \cdot a : l = 50 \cdot 15 : 60 = 12{,}5$ kg 297a (4)

   Für mehrfach umschlungene Bremsbänder ist zum rechnungsmässig ermittelten Belastungsgewicht ein Zuschlag zu machen, womit sich ergibt:

   Belastungsgewicht $K = 1{,}5 \cdot K' = 1{,}5 \cdot 12{,}5 = 18{,}7$ kg . . 300i (8)
7. Grösste Bremsbandspannung
   $$S_2 = \frac{P}{\lambda - 1} + P = \frac{300}{7-1} + 300 = 350 \text{ kg} \quad . . . \ 296a \ (9)$$
8. Für Schmiedeeisen zul. Beanspruchung $k_z = 200$ kg/qcm 300d (4)
9. Bandbreite für mehrfach umschlungene Bremsbänder
   $b = 25$ mm 300a (2)
10. Bremsbandquerschnitt $b \cdot \delta = \dfrac{S_2}{k_z} = 350 : 200 = 1{,}75$ qcm 300d (8)
11. Bremsbandstärke $\delta = b \cdot \delta : b = 1{,}75 : 2{,}5 = \mathbf{0{,}7}$ cm.

Ausgeführt ist das Bremsband mit $\delta = 1{,}3$ cm Stärke und $b = 2{,}6$ cm Breite.

1179. Kegelbremse.

Winkel α soll grösser sein als der entspr. Reibungswinkel ϱ 36e

Man wählt meist $\alpha = \mathbf{15}$ bis $\mathbf{20^0}$ 295b (3)

1180. Kegelbremse.

1. Bremswiderstand $P = M_d : R = 510 : 4 = 127{,}5$ kg . . . 296a (1)
2. Für Eisen auf Eisen Reibungskoeffizient $\mu = 0{,}12$ . . . 293h (8)
3. Anpressungsdruck $Q = P \cdot \dfrac{\sin\alpha + \mu \cdot \cos\alpha}{\mu} =$
   $$127{,}5 \cdot \frac{\sin 12^0 + 0{,}12 \cdot \cos 12^0}{0{,}12} = \mathbf{173{,}5} \text{ kg} \quad . . . . \ 295b \ (1)$$
4. Da Winkel $\alpha >$ Reibungswinkel ϱ ($\operatorname{tg} \varrho = \mu = 0{,}12$, $\varrho = 6^0 50'$), so tritt nach Aufhebung des Anpressungsdruckes Lösen der Bremse ein.

Lösungen zu Aufg. 1181—1184.

1181. *Sperrrad für Bockwinde.* §

1. Drehmoment $Md = Q \cdot R = 800 \cdot 9 = 7200$ kgcm *129* (*5*)
2. Umfangskraft am äusseren Sperrraddurchm.
$$P = \frac{Md}{r} = \frac{7200}{12{,}5} = \mathbf{580} \text{ kg} \quad . . . . \; \mathit{301c}$$
3. Teilung des Sperrrades:
$$t = \frac{2 \cdot r \cdot \pi}{z} = \frac{25 \cdot \pi}{12} = 6{,}5 \text{ cm.}$$
4. Beanspruchung der Sperrzähne (Aussenverzahnung)
$$\sigma_b = \frac{P}{0{,}12 \cdot b \cdot t} = \frac{580}{0{,}12 \cdot 4{,}2 \cdot 6{,}5} = \mathbf{175} \text{ kg/qcm} \quad . \; . \; \mathit{301c} \; (\mathit{5})$$
5. Ja! zulässig ist bis 300 kg/qcm *301c* (*9*)

1182. *Sperrrad.* 1. Aus der Momentengleichung $Q \cdot R = P_1 \cdot r_2$ ergibt sich:
$$\text{Zahndruck } P_1 = Q \cdot \frac{R}{r_2} = 800 \cdot \frac{9}{32{,}3} = 223 \text{ kg.}$$
2. Demnach erforderliches Drehmoment der Vorgelegewelle
$$Md = P_1 \cdot r_1 = 223 \cdot 5{,}1 = 1140 \text{ kgcm.}$$
3. Wir wählen Anzahl der Zähne $z = 8$ *301e*
4. Setzen wir $b : t = 0{,}7$, so wird *301c* (*1*)
5. Teilung $t = 3{,}7 \cdot \sqrt[3]{\frac{1140}{8 \cdot 0{,}7 \cdot 250}} = 3{,}7 \cdot 0{,}725 = \mathbf{3{,}5}$ cm . . *301c* (*10*)
6. Sperrraddurchmesser $D = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{8 \cdot 3{,}5}{3{,}14} = \mathbf{9}$ cm.

1183. *Zahngesperre mit Aussenverzahnung.*

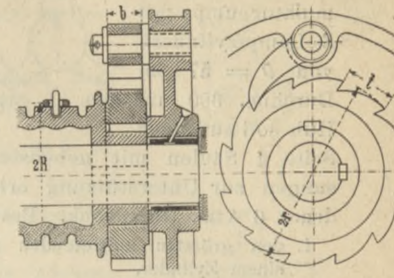
1. Drehmoment $Md = 1000 \cdot 10 = 10000$ kgcm.
2. Für $Md = 10000$ kgcm und $z = 12$ wird:
Teilung $t = 6{,}3$ cm . . . . . Tab. in *301d*
3. Sperrraddurchm. $2\,r = \frac{z \cdot t}{\pi} = \frac{12 \cdot 6{,}3}{3{,}14} = \mathbf{24{,}2}$ cm.
4. Konstruktion der Sperrzähne nach *302a*

1184. *Zahngesperre mit Innenverzahnung.* Für $Md = 10000$ kgcm.

1. Teilung $t = 4$ cm . . . . Tab. in *301d*
2. Innerer Durchm. $2\,r = \frac{12 \cdot 4}{3{,}14} = \mathbf{15{,}3}$ cm.
3. Konstruktion der Sperrzähne nach *302b*

Aufgaben zu § 301—302.

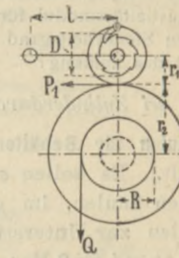
1181. Sperrrad für Bockwinde für $Q = 800$ kg Belastung hat folgende Abmessungen: Kettentrommeldurchm. $2\,R = 18$ cm, äuss. Durchm. des Sperrrades $2\,r = 25$ cm, Anzahl der Zähne $z = 12$, Breite der Zähne $b = 4{,}2$ cm. Bestimme:



1. das Drehmom. Md (Lastmoment) in kgcm,
2. Umfangskraft am Sperrrad in kg,
3. Teilung t in cm,
4. Beanspruchung der Sperrzähne in kg/qcm. 5. Ist das zulässig?

„ *a — Es sei $Q = 1600$ ( ) kg.*

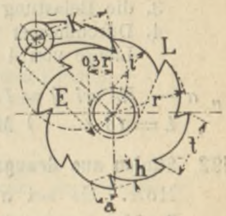
1182. Sperrrad der vorigen Aufgabe sei auf der Vorgelegewelle angeordnet. Zahnradhalbm. $r_1 = 5{,}1$ cm, $r_2 = 32{,}3$ cm. Bestimme:



1. den Zahndruck P_1 in kg,
2. erforderl. Drehmoment der Vorgelegewelle,
3. Anzahl der Zähne,
4. Verhältnis $b : t$, 5. Teilung t in cm, 6. Sperrraddurchm. in cm.

„ *a — Es sei $r_1 = 21$ ( ) cm, $r_2 = 30$ ( ) cm.*

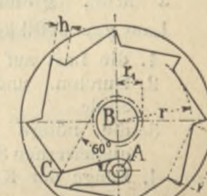
1183. Zahngesperre mit Aussenverzahnung. Eine Bockwinde für $Q = 1000$ kg Belastung hat Kettentrommelradius $R = 20$ cm. Bestimme:



1. das Drehmoment in kgcm,
2. die Teilung in cm für $z = 12$ Zähne,
3. den Durchm. des Sperrrades in cm,
4. die Konstruktion der Sperrzähne.

„ *a Es sei $Q = 1500$ ( ) kg, $R = 40$ ( ) cm.*

1184. Zahngesperre mit Innenverzahnung sei für die vorige Aufg. verwandt. Bestimme:



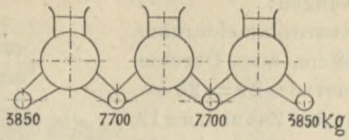
1. die Teilung t in cm für $z = 12$ Zähne,
2. den Durchm. des Sperrrades in cm,
3. die Konstruktion der Sperrzähne.

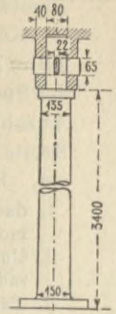
„ *a — Desgleichen für 1183 a.*

Aufgaben zu § 306 a—307 b.

1190. Schmiedeeiserne Säule an stehenden Maschinen.

Eine Akkumulatorpumpe mit 3 Dampfzylindern von $D = 57$ cm Durchm., 600 mm Hub soll auf einer Seite 4 Säulen mit nebenstehenden Abmessungen zur Unterstützung erhalten. Dampfdruck 6 Atm. Überdruck. Bestimme:

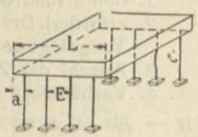




1. den grössten auftretenden Druck in kg in einem Zylinder,
2. die in Rechnung zu stellende Belastung einer Säule in kg,
3. das Trägheitsmoment des Säulenquerschnitts in cm^4,
4. Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen,
5. den Sicherheitsgrad.
6. Ist das zulässig?

„ a — Es sei Zylinderdurchmesser $D = 104$ (   ) cm.

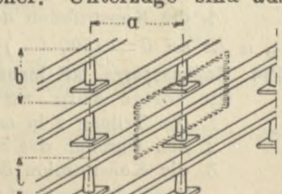
1191. Hohlsäulen für Behälter. Last $Q = 55000$ kg ist gleichmässig verteilt. Es sollen $s = 2$ Säulenreihen mit je $z = 4$ gusseisernen Säulen, im ganzen also 8 Säulen zur Unterstützung dienen, Länge L sei 8 Mtr. Bestimme:



1. die Entfernung E in Mtr.,
2. das Maass a in Mtr.,
3. die Belastung jeder Säule in kg,
4. Durchmesser und Wandstärke der Säulen, wenn dieselben eine Länge von 4 Mtr. erhalten sollen.

„ a — Es sei $Q = 110000$ (   ) kg, $s = 3$ (   ), $z = 8$ (   ), $L = 16$ (   ) Mtr.

1192. Säulen aus Grauguss für einen Speicher. Unterzüge sind aus Holz. Es sei $a = 3{,}5$ Mtr., $b = 3$ Mtr., gleichmässig verteilte Last $q = 6000$ kg/qm. Bestimme:



1. die Last auf jeder Säule in kg,
2. Durchm. und Wandstärke der Säule,
3. die nötige Auflagefläche des gusseisernen Säulenkopfes in qcm,
4. Länge der Kopfplatte in cm, wenn der Unterzug 26 cm breit ist.

„ a — E sei $a = 4$ (   ) Mtr., $b = 2{,}5$ (   ) Mtr., $Q = 12000$ (   ) kg.

Lösungen zu Aufg. 1190—1192.

1190. Schmiedeeiserne Säule an stehenden Maschinen.

1. grösster Zylinderdruck $P_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 57^2 \cdot 6 = 15370$ kg.
2. Nach Dampfmaschinen, VIII. Aufl., Seite 582, ist hier: grösste Säulenbelastung $P = {}^1/_2 \cdot 15370 = 7700$ kg.
3. Mittl. Säulendurchm. $= \frac{13{,}5 + 15}{2} = 14{,}2$ cm. — §

   Trägheitsmoment $J = \frac{\pi}{64} \cdot 14{,}2^4 = 2150$ cm^4 . . . *307a (6)*
4. Elastizitätsmodul f. Schmiedeeisen $E = 2050000$ kg/qcm . *39 (T 2)*
5. Sicherheitsgrad $m = \frac{10 \cdot 2150 \cdot 2050000}{7700 \cdot 340^2} \sim$ **50** . . . . . *307a (4)*
6. Ja! zulässig für Schmiedeeisen $m = 6$ . . . . *307a (8)*

1191. Säulen.

1. Jede Säule soll dieselbe Last tragen, demnach:

   Entfernung $E = \frac{L}{z} = \frac{8}{4} = 2$ Mtr. . . . . . . *306a (2)*
2. demnach wird Maass $a = \frac{E}{2} = \frac{2}{2} = 1$ Mtr. . . . . . „

   Man kann auch rechnen:

   $$a = \frac{L}{2 \cdot z} = \frac{8}{2 \cdot 4} = 1 \text{ Mtr.}$$
3. Jede Säulenreihe wird belastet mit $\frac{Q}{2}$, demnach

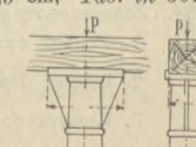
   Belastung jeder Säule $P = \frac{55000}{2 \cdot 4} \sim$ **7000** kg . . . . *(1)*
4. Für $P = 7000$ kg $= 7\,t$ und 4 Mtr. Länge wird Säulendurchm. $D =$ **12** cm, Wandstärke $\delta =$ **1,2** cm . . *307b (T)*

1192. Säulen aus Grauguss für einen Speicher.

1. Für gleichmässig verteilte Last erhalten wir: Säulendruck $P = a \cdot b \cdot q = 3{,}5 \cdot 3 \cdot 6000 = 63000$ kg . . *307b (3)*
2. Für $P = 63\,t$ und 4 Mtr. Höhe wird: Durchmesser $D \sim 25$ cm, Wandstärke $\delta = 2{,}5$ cm, *Tab. in 307b*
3. zulässige Beanspruchung (Kiefernholz) $k = 60$ kg/qcm, also

   Auflagefläche $= \frac{P}{k} = \frac{63000}{60} = 1050$ qcm.
4. Bei 26 cm Balkenbreite wird:

   Länge der Kopfplatte $= \frac{1050}{26} = 40$ cm.



Lösungen zu Aufg. 1193—1197.

1193. Unterzug. Druckbeanspruchung $= \dfrac{\text{Last in kg}}{\text{Säulenquerschnitt in qcm}}$,

mithin Druckbeanspr. $= \dfrac{10400}{18 \cdot 18} = \dfrac{10400}{324} = 32$ kg/qcm.

Diese Beanspruchung auf Druck ist zulässig, ein Eindrücken also nicht zu erwarten . . . . Tab. 4 in § 39

1194. Säulenfuss.

1. Zul. Beanspruchung für Mauerwerk $k = 7{,}5$ kg/qcm . . 308 (1)
2. Auflagefläche $f \cdot g = \dfrac{P}{k} = \dfrac{7000}{7{,}5} = 935$ qcm . . . . . (3)
3. Bei quadratischem Fuss wird:
   Seitenlänge $f = g \sim 30$ cm, Plattendicke $\delta = 15$ mm.
4. Zul. Beanspr. für Baugrund $k = 2{,}5$ kg/qcm 308 (4)
   Auflagefläche $h \cdot i = 7000 : 2{,}5 = 2800$ qcm . . . . . (5)
5. Bei quadratischem Fundament wird:
   Seitenlänge $h = i = \sqrt{2800} \sim \mathbf{53}$ cm.

1195. Ausleger. 1. Betrachten wir l als freitragende Länge, so ist:
Biegungsmoment $M_b = 900 \cdot 250 = 225000$ kgcm.

2. Für wechselnde Belastung (Flaschenzug usw.) wählen wir zulässige Beanspruchung $k_b = 600$ kg/qcm 312b
3. Nötiges Widerstandsmom. $W = \dfrac{225000}{600} = 375$ cm^3 . . . Anh.
4. Hierfür wählen wir: I-Eisen NP 25 . . . . . . Tab. „
   also Höhe $h = 25$ cm.
5. Auflagerdruck $A = 900 \cdot \dfrac{250 + 25}{25} = \mathbf{9900}$ kg 310a (2)
6. Zulässige Druckbeanspruchung für gutes Zementmauerwerk
   $k = 12$ kg/qcm 310b (5)
   demnach Auflagefläche $q = \dfrac{A}{k} = \dfrac{9900}{12} = \mathbf{825}$ qcm . . 310b (3)

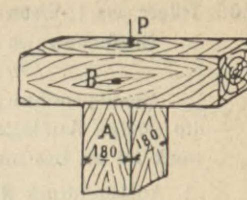
1196. — Maass x soll möglichst gross sein, dann werden die Platten kleiner und der erforderliche Druck $B = P \cdot \dfrac{l}{x}$ wird geringer.

1197. — 1. Biegungsmom. $M_b = \left(900 + \dfrac{500}{2}\right) \cdot 250 = 290000$ kgcm.

2. Widerstandsmoment $W = 396$ cm^3 . . . . Tab. im Anh.
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \dfrac{290000}{396} = \mathbf{730}$ kg/qcm.

Aufgaben zu § 308—312.

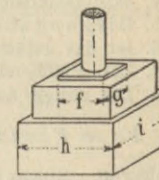
1193. Unterzug. Der Unterzug B wird von der Säule A (18×18 cm) unterstützt und ist mit $P = 10400$ kg belastet.



Wird sich das Hirnholz der Säule in den Unterzug eindrücken?

„ *a — Es sei Säulenquerschnitt* $= 24 \times 24$ ( ) *cm.*

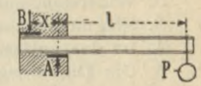
1194. Säulenfuss und Fundament. Für die Säule der Aufg. 1191 (also $P = 7000$ kg) sind Fussplatten und Abmessungen des Fundamentes zu bestimmen.



1. zul. Beanspruchung des Mauerwerks in kg/qcm,
2. die nötige Auflagefläche in qcm,
3. die Abmessungen bei quadratischem Fuss,
4. die Auflagefläche des Fundamentes in qcm,
5. die Seitenlänge in cm.

„ *a — Es sei* $P = 14000$ ( ) *kg.*

1195. Ausleger aus I-Eisen hat $l = 250$ cm Ausladung. Entfernung der Auflageplatten $x = 25$ cm. Belastung am Ende des Auslegers $P = 900$ kg.



Bestimme:

1. Biegungsmoment M_b in kgcm,
2. zul. Beanspruchung k_b in kg/qcm,
3. Widerstandsmoment W in cm^3 und Normal-I-Profil,
4. die Höhe des erforderlichen I-Eisens in cm.
5. Auflagerdruck A in kg,
6. Grösse der Auflageplatten.

1196. — Was zeigt uns das vorige Beispiel betr. das Maass x?

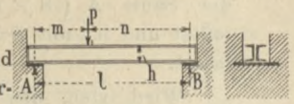
1197. — Der Ausleger der vor. Aufgabe, also $l = 250$ cm, NP $= 25$, sei ausser $P = 900$ kg durch die gleichmässig verteilte Last $Q = 500$ kg belastet. Bestimme:

1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment des Trägers NP 25 in cm^3,
3. Biegungsbeanspr. σ_b in kg/qcm.

„ *a — Es sei* $l = 150$ ( ) *cm, NP = 30* ( ), $P = 1800$ ( ) *kg,* $Q = 1000$ ( ) *kg.*

Aufgaben zu § 310—312.

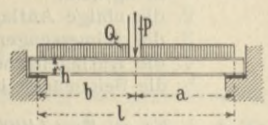
1200. Träger aus][-**Eisen** NP 20 sei mit $P = 900$ kg belastet.
Entfernung $m = 250$ cm,
„ $n = 350$ „
Beanspruchung des Balkens und die nötige Auflagefläche im Mauerwerk ist zu bestimmen.



1. Auflagerdruck A in kg,
2. „ B „ „
3. Biegungsmoment in kgcm.
4. Widerstandsmoment des][-Eisens in cm³,
5. Biegungsbeanspuchung in kg/qcm.
6. Ist das zulässig?
7. Zul. Flächendruck für gutes Ziegelmauerwerk in kg/qcm.
8. Die nötige Auflagefläche der Unterlegplatte.

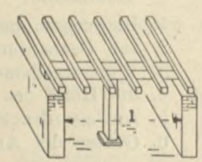
„ *a — Es sei $P = 1800$ (   ) kg.*

1201. Unterzug. Spannweite $l = 10$ Mtr., gleichmässig verteilte Last $Q = 2700$ kg, Säulenlast $P = 2700$ kg. I-Eisen Normalprofil Nr. 30. Berechne die Beanspruchung und die Durchbiegung.

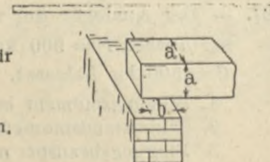


Reihenfolge der Berechnung:
1. Biegungsmoment M_b in kgcm, wenn $a = b$.
2. Widerstandsmoment in cm³.
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.
4. Ist das zulässig?
5. Die Durchbiegung des Trägers in cm.

1202. Unterzug (Eiche quadratisch) soll eine auf die Länge $l = 10$ Mtr. gleichmässig verteilte Last $Q = 20000$ kg aufnehmen.



Zu berechnen ist die Balkenstärke und die notw. Strecke, mit welcher der Balken auf dem Mauerwerk ruht.



1. Biegungsmoment in kgcm.
2. Zul. Beanspruchung in kg/qcm für Eiche.
3. Widerstandsmoment in cm³.
4. Balkenstärke a (quadratisch) in cm.
5. Druck auf das Mauerwerk in kg.
6. Zulässige Beanspruchung in kg/qcm für gutes Mauerwerk.
7. Nötige Auflagelänge b in cm.

Lösungen zu Aufg. 1200—1202.

1200. Träger aus][-*Eisen.* §

1. Auflagerdruck $A = 900 \cdot \frac{350}{350 + 250} = 525$ kg *311b*
2. „ $B = 900 \cdot \frac{250}{350 + 250} = 375$ „ *311b*
3. Biegungsmom. $M_b = A \cdot m = 525 \cdot 250 \sim 130000$ kgcm . *311b*
4. Widerstandsmoment $W = 382$ cm³ . . . . *Tab. in 312c*
5. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{130000}{382} = 340$ kg/qcm . . *312a* *(6)*
6. Ja! zulässig $k_b = 600$ kg/qcm *312b*
7. zulässiger Flächendruck $k = 12$ kg/qcm . . . . . . *310b* *(5)*
8. Nötige Auflagefläche $q = \frac{A}{k} = \frac{525}{12} = \mathbf{44}$ qcm . . . . *(8)*

1201. Unterzug. 1. Biegungsmoment

$$M_b = \frac{Q \cdot l}{8} + \frac{P \cdot l}{4} = \frac{2700 \cdot 1000}{8} + \frac{2700 \cdot 1000}{4} = \mathbf{1000000} \text{ kgcm.}$$

2. Widerstandsmoment $W = 652$ cm³ *312c*
3. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{1000000}{652} \sim \mathbf{1500}$ kg/qcm.
4. *Nein! zulässig Schmiedeeisen $k_b = 900$ kg/qcm 312b*
5. Nach der I-Eisentabelle ist:

Trägheitsmom. $J = W \cdot \frac{h}{2} = 652 \cdot 15 = 9800$ cm⁴ . *Anh.*

Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen $E = 2050000$ kg/qcm . *39* *(T2)*

Für $a = b = 0{,}5\, l$ wird:

Durchbiegung $f = (2700 + \frac{1{,}25}{2} \cdot 2700) \cdot \frac{1000^3}{48 \cdot 9800 \cdot 2050000} = \mathbf{4{,}7}$ cm *40k* *(15)*

1202. Unterzug. 1. Biegungsmoment

$$M_b = \frac{0{,}5\, Q \cdot 0{,}5\, l}{8} = \frac{10000 \cdot 500}{8} \sim 625000 \text{ kgcm} \quad . \ . \ \mathit{310b}$$

2. zulässige Beanspruchung für Eiche $k_b = 80$ kg/qcm . . *39* *(T4)*
3. Widerstandsmoment $W = \frac{a^3}{6} = \frac{625000}{80} \sim 7800$ cm³. . . *(T7)*
4. mithin $a = \sqrt[3]{W \cdot 6} = \sqrt[3]{7800 \cdot 6} \sim \mathbf{36}$ cm.
5. Druck auf das Mauerwerk $P = \frac{Q}{4} = \frac{20000}{4} \sim 5000$ kg.
6. zulässige Beanspruchung $k = 8$ kg/qcm . . . . . . *310b* *(4)*
7. nötige Auflagefläche $f = P : k = \frac{5000}{8} \sim 625$ qcm.

woraus Auflagelänge $b = f : a = 625 : 36 = 17{,}5$ cm.

Lösungen zu Aufg. 1203—1206.

1203. Konsol aus Grauguss (Hohlguss). ℌ

1. Biegungsmoment $M_b = P \cdot l = 6000 \cdot 25 = 150000$ kgcm . *313b (8)*
2. Widerstandsm. $W = \frac{12 \cdot 16^3 - 7 \cdot 11^3}{6 \cdot 16} \sim 415$ cm³, *Tab. 7a in 39*
3. Beanspruchung $\sigma_b = \frac{150000}{415} = \mathbf{360}$ kg/qcm . . . . . . *313b (9)*
4. Bruchbeanspruch. (für scharfe Ecken) $K_b = 600$ kg/qcm . *39 (T6)*
5. Bruchbelastung $= \frac{W \cdot K_b}{l} = \frac{415 \cdot 600}{25} = \mathbf{10000}$ kg.
6. Nein, für Grauguss ist hier zulässig nur 40, 80 oder 120 kg/qcm je nach Belastungsart . . . „

1204. Konsolschrauben.

Moment nach links gleich Moment nach rechts, also:

$$P \cdot l = p \cdot x + p_1 \cdot y.$$

Setzen wir $p = p_1$, so ergibt sich $P \cdot l = p \cdot (x + y)$, woraus

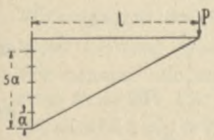
$$\text{Belastung } p = \frac{P \cdot l}{x + y} = \frac{6000 \cdot 25}{34 + 4} = \mathbf{4000} \text{ kg} \quad . \quad . \quad 313c$$

also jede Schraube $\frac{4000}{2} = \mathbf{2000}$ kg.

1205.— Konsolschrauben.

1. Die Momentengleichung ergibt folgende Reihe:

$$p \cdot 14 + p \cdot 2 \cdot 14 + p \cdot 3 \cdot 14 + p \cdot 4 \cdot 14 + p \cdot 5 \cdot 14 = \tfrac{1}{2} \cdot 6100 \cdot 130 \quad 313c\ (11)$$



Hieraus für jede Schraube:

$$p = \frac{P \cdot l}{30 \cdot a} = \frac{6100 \cdot 130}{30 \cdot 14} = \mathbf{1900} \text{ kg} \quad „$$

Wir könnten auch rechnen:

$$\text{Belast. } p = \frac{6100 \cdot 130}{5 \cdot (5+1) \cdot 14} = \mathbf{1900} \text{ kg nach} \quad 313c\ (12)$$

2. Belastung $p = 1900$ kg entspr. $1\frac{1}{4}$ Zoll engl., *Tab. 2 in 43b*

1206. Hängebock.

1. Biegungsmom. $M_b = P \cdot l = 1700 \cdot 15 \sim 25500$ kgcm . . *313b (8)*

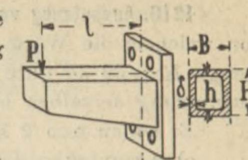
   Widerstandsmom. $W = \frac{M_b}{k_b} = \frac{9 \cdot 12^2}{6} = 216$ cm³ . . . *39 (T 7a)*

   Beanspruchung $\sigma_b = \frac{25500}{216} \sim \mathbf{120}$ kg/qcm.

2. Beanspruch. für scharfe Ecken $K_b = 600$ kg/qcm . . . *39 (T6)*

   Bruchbelastung $P = \frac{W \cdot K_b}{l} = \frac{216 \cdot 600}{15} = \mathbf{8640}$ kg.

Aufgaben zu ℌ 313.



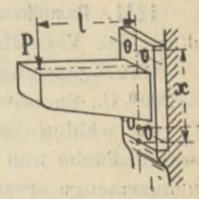
1203. Konsol aus Grauguss (Hohlgrauguss) habe $l = 25$ cm Ausladung bei $P = 6000$ kg Belastung.

Querschnitt $H = 16$ cm, $B = 12$ cm. $h = 11$ cm, $b = 7$ cm.

Die F e s t i g k e i t srechnung ist durchzuführen.

1. Biegungsmoment in kgcm, 2. Widerstandsmoment W in cm³, 3. Beanspruchung in kg/qcm. 4. B r u c h beanspruchung in kg/qcm, 5. Bruchbelastung in kg. 6. Ist das Konsol kräftig genug?

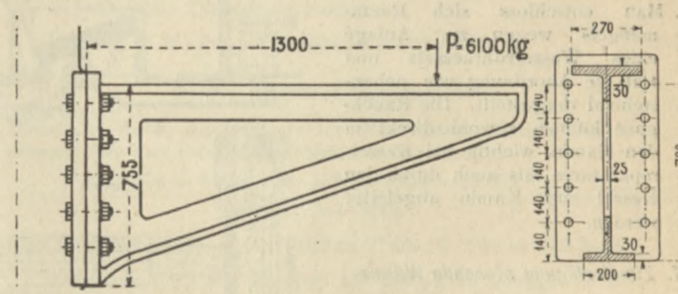
„ *a — Es sei* $l = 50$ ( ) *cm.*



1204. Konsolschrauben. Auf welche Belastung p sind die zwei oberen Schrauben der vorigen Aufgabe zu berechnen, wenn $x = 34$ und $y = 4$ cm ist? (p_1 Belastung der unteren zwei Schrauben.)

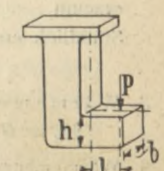
„ *a — Es sei* $x = 50$ ( ) *cm,* $y = 6$ ( ) *cm,*

1205. Durchmesser der Konsolschrauben. Die Schrauben, in jeder Reihe $z = 5$ Stück sind in Entfernungen $a = 140$ mm angeordnet. Bestimme:



1. die Belastung jeder Schraube in kg,
2. den Schraubendurchmesser in Zoll engl.

„ *a — Es sei* $a = 200$ ( ) *mm,* $z = 4$ ( ).



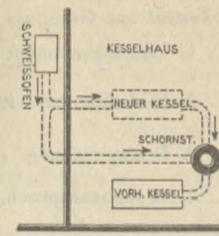
1206. Hängebock aus Grauguss soll eine Belastung $P = 1700$ kg aufnehmen. Ausladung $l = 150$ mm. Abmessungen des massiven Querschnitts $h = 120$ mm, $b = 90$ mm. Bestimme:

1. die Beanspr. im gefährl. Querschnitt in kg/qcm,
2. die Belastung in kg, bei welcher Bruch erfolgt.

„ *a — Es sei* $l = 300$ ( ) *mm,* $P = 850$ ( ) *kg.*

Ausnutzung der Abgase eines Schweissofens.

1210. Ausnutzung von Schweissofen-Abgasen. In einer grösseren Waggonfabrik ist ein Schweissofen aufgestellt, von welchem die Wärme der Abgase ausgenutzt werden soll. Im Schweissofen stündlich verbrannte Kohlenmenge $K = 110$ kg gute Ruhrkohle; Temperatur der Abgase beim Eintritt in den ersten Kesselzug $T_1 = 600^0$ C.; Ausnutzung derselben bis auf $T_2 = 200^0$ C.



Es sollen nun 2 Berechnungen durchgeführt werden.

a) Ausnutzung der Abgaswärme für Dampferzeugung in einem neu anzulegenden Dampfkessel (Anlage nach beistehender Figur). Der neue Kessel soll möglichst wenig Raum einnehmen. Gegeben ist Temperatur des Speisewassers $t_1 = 60^0$ C; Dampfdruck 8 Atm. Überdruck (Aufg. 1211).

b) Die Ausnutzung der Abgase zur Überhitzung des Dampfes einer Dampfmaschine von 250 PS, welche mit 8 Atm. Überdr. arbeitet und pro Pferdekraftstunde $S_i = 7{,}2$ kg Dampf benötigt. Die Speisewassertemperatur beträgt 60^0 (Aufg. 1212).

1211. Dampfkessel durch Abgase geheizt entsprechend den vorliegenden Verhältnissen der Aufg. 1210. Also gegeben:

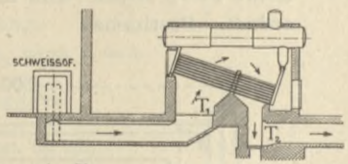
Rauchgasmenge aus $K = 110$ kg guter Steinkohle, $T_1 = 600^0$, $T_2 = 200^0$ C., Speisewasser $t_1 = 60^0$, Dampfdruck 8 Atm.

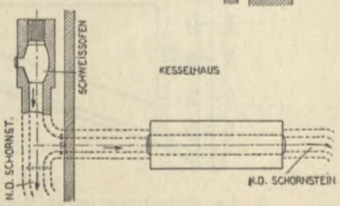
Zu wählen ist: Kesselsystem; zu berechnen: Grösse der Kesselheizfläche und die Dampfmenge, welche mit der gegebenen Rauchgasmenge erzeugt werden kann.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Kesselsystem.

1. Man entschloss sich Raummangels wegen zur Anlage eines Wasserrohrkessels und traf die Anordnung wie nebenstehend dargestellt. Die Rauchgase können sowohl direkt in den Kamin, wichtig bei Kesselreparaturen, als auch durch den Kessel zum Kamin abgeleitet werden.





II. Zur Verfügung stehende Wärmemenge in Kal. in der Stunde. $\mathfrak{H}$

2. Durch 1 kg guter Steinkohle wird $\varrho = 19{,}1$ kg Rauchgas erzeugt . . . . *322 e*
   Stündlich erzeugte Rauchgasmenge
   $Q = K \cdot \varrho = 110 \cdot 19{,}1 = \mathbf{2100}$ kg . . . . . (*12*)
3. Wärmemenge der eintretenden Rauchgase:
   $\mathfrak{W}_1 = Q \cdot T_1 \cdot 0{,}24 = 2100 \cdot 600 \cdot 0{,}24 = 302400$ Kal/Stunde . (*13*)
4. Wärmemenge der austretenden Rauchgase
   $\mathfrak{W}_2 = Q \cdot T_2 \cdot 0{,}24 = 2100 \cdot 200 \cdot 0{,}24 = 100800$ Kal/Std. . *322 c* (*14*)
5. Zur Verfügung stehende Wärmemenge der Rauchgase:
   $\mathfrak{W} = \mathfrak{W}_1 - \mathfrak{W}_2 = 302400 - 100800 = 201600$ oder auch *322 c*
   $\mathfrak{W} = 2100 \cdot 0{,}24 \cdot (600 - 200) = \mathbf{201600}$ Kal/Std. . . . . (*15*)

III. Erforderliche Heizfläche des Kessels.

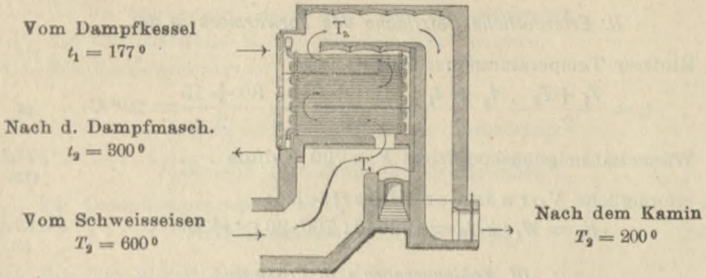
6. Temp. d. gesätt. Dampfes von 9 Atm. abs.: $t_1 = 177^0$ . . *30h*
7. mittl. Temperaturunterschied zwischen Rauchgase und Dampf:
   $$t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{600 + 200}{2} - \frac{60 + 177}{2} = 281{,}5^0 \quad 322\,c \quad (10)$$
8. Wärmetransmissionskoeffizient $k = 15$ . . . . (*11*)
9. erforderliche Heizfläche des Dampfkessels:
   $H_1 = \mathfrak{W} : k \cdot t_0 = 201600 : 15 \cdot 281{,}5 = \mathbf{47{,}5}$ qm . . . (*9*)

IV. Die Leistung des Dampfkessels.

10. Für Dampf von 9 Atm. abs. ist:
    Gesamtwärme $\lambda = 660$ Kal. *30h*
11. Dem Speisewasser von 60^0 innewohnende
    Wärmemenge $t_1 = 60$ Kal. *29h*
12. Erzeugungswärme von 1 kg Dampf von 8 Atm. Überdruck
    $r = \lambda - t_1 = 660 - 60 = 600$ Kal. . . . . . *30 f*
    (Nach $\mathfrak{H}$ 30 g ist hier gesetzt $t_1 = q$ als ausreichend genau.)
13. Verdampfungsziffer des Dampfkessels in kg für 1 qm Heizfläche und Stunde
    $w_1 = \mathfrak{W} : (\lambda - t_1) \cdot H_1 = 201600 : 600 \cdot 47{,}5 = 7{,}07$ kg.
14. Gesamtleistung des Kessels
    $w_1 \cdot H_1 = 7{,}07 \cdot 47{,}5 = \mathbf{336}$ kg Dampf in der Stunde.
15. *Schlussergebnis: Mit der Rauchgasmenge aus 110 kg Steinkohle können wir also stündlich **336** kg Dampf von 8 Atm. erzeugen.*
    Wert dieses Dampfes in 10 Stunden etwa $0{,}22 \cdot \frac{336}{100} \cdot 10 = 7{,}40$ *Mk.*

Überhitzer durch Rauchgase geheizt.

1212. **Überhitzer.** Die in Aufg. 1210 und 1211 angegebene Abgasenwärme $\mathfrak{W} = 201600$ Kal/Std. ($T_1 = 600^0$, $T_2 = 200^0$) soll in einem Dampfüberhitzer ausgenutzt werden.



Gegeben ist: Normalleistung der Betriebsdampfmaschine $N_e = 250$ effekt. PS, Dampfverbrauch bei dieser Leistung $S_i = 7{,}2$ kg f. d. indiz. PS/Stunde, Dampfdruck = 8 Atm. Überdruck, Rohrlänge von Überhitzer bis Maschine 50 Mtr., Speisewassertemperatur $= 60^0$.

Die Grösse der Heizfläche des Überhitzers und die Dampfersparnis, welche diese Anlage ergibt, ist zu bestimmen.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Gesamtdampfverbrauch der Maschine. 𝔇

1. Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\eta = 0{,}89$ . . . *Tab. 12 in 35*
2. Indiz. Leistung $N_i = N_e : \eta = 250 : 0{,}89 = \mathbf{281}$ PS_i . . . . . *(32)*
3. Wir nehmen die indiz. Leistung etwas grösser, als normal an, etwa $N_i = \mathbf{300}$ PS, mithin:
   Gesamtdampfverbr. $G = N_i \cdot S_i = 300 \cdot 7{,}2 = 2160$ kg/Std.

II. Erforderliche Wärmemenge zum Überhitzen.

ℌ

4. Menge des aus dem Kessel mitgerissenen Wassers:
   $G_1 = 0{,}03\, G = 0{,}03 \cdot 2160 = 65$ kg/Std. . . . . *325e (13)*
5. Temperatur des mitgeriss. Wassers bei 9 Atm. abs. $t_1 = 177^0$ *30h*
6. Die zur Verdampfung des mitgerissenen Wassers erforderliche Wärmemenge:
   $W_0 = G_1 \cdot (607 - 0{,}708\, t_1) = 65\,(607 - 0{,}708 \cdot 177) = 31310$ Kal/St.
7. Temperatur des überhitzten Dampfes in der Dampfmaschine
   $t = 250^0$ . . . . *325e (10)*

𝔇 bedeutet Dampfmasch. 8. Aufl. I. Bd. ℌ bedeutet Konstr. I. Bd.

ℌ

8. Temperaturverlust in der 50 Mtr. langen Leitung $50 \cdot 1 = 50^0$. *32g*
   ergibt Temperatur des überhitzten Dampfes beim Austritt aus dem Überhitzer
   $$t_2 = t + 50 = 250 + 50 = 300^0\,\text{C}.$$
9. Temp. des gesättigten Dampfes (9 Atm. abs.) $t_1 = 177^0$ . . *30h*
10. spez. Wärme des Dampfes $c_1 = 0{,}48$ . . . . *325b (1)*
11. Gesamte erforderliche Wärmemenge zum Überhitzen des Dampfes von 9 Atm. abs.:
    $$W = c_1 \cdot G \cdot (t_2 - t_1) + W_0, \text{ also}$$
    $$W = 0{,}48 \cdot 2160 \cdot (300 - 177) + 31310 = 158836 \text{ Kal/Std.}$$. *325b (3)*
12. Verfügb. Wärmemenge $\mathfrak{W} = 201600$ Kal/Std. (vgl. Aufg. 1211)
    Die verfügbare Wärmemenge genügt also zur Überhitzung des Dampfes auf 250^0; es bleiben also noch ∼ 43000 Kal/Std. unausgenützt, d. h. die Gase werden mit einer etwas höheren Temperatur als 200^0 den Überhitzer verlassen.

III. Nötige Heizfläche des Überhitzers.

13. Mittlerer Temperaturunterschied
    $$t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{600 + 200}{2} - \frac{300 + 177}{2} = 162^0$$. *325b (6)*
14. Wärmetransmissionskoeffizient $k = 12$ . . . . *325c (12)*
15. Die erforderliche Überhitzerheizfläche:
    $$H_{\ddot{u}} = W : k \cdot t_0 = 158836 : 12 \cdot 162 = \mathbf{82} \text{ qm}$$ *325b*

IV. Die erzielte Dampfersparnis.

16. Demnach durch Ausnutzung der Rauchgase erzielte Dampfersparnis in Prozent der gesättigten Dampfmenge:
    $$E = \left(1 - \frac{(273 + 177) \cdot [660 + 0{,}48 \cdot (300 - 177)]}{660 \cdot (273 + 300)}\right) \cdot 100 = \mathbf{15}\,\%$$ *325b (7)*
17. Ges. Dampfersparnis $= G \cdot E : 100 = 2160 \cdot 15 : 100 = \mathbf{324}$ kg/St.

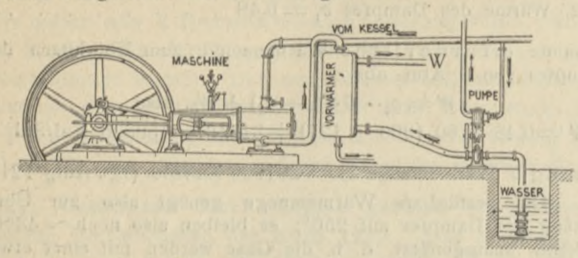
Setzt man 0,22 Mk. für 100 kg Dampf, so beträgt die Ersparnis

$$0{,}22 \cdot 324 \cdot 10 : 100 = \mathbf{7{,}1} \text{ Mark in 10 Stunden.}$$

Ergebnis: *Mit der Rauchgasmenge eines Schweissofens, dem stündlich 110 kg guter Steinkohlen zugeführt werden und die Abgase 600⁰ besitzen, können wir den Dampf einer 250 pferdigen Dampfmaschine (bei 8 Atm. Betriebsdruck) auf 300⁰ überhitzen. Dazu nötige Überhitzerheizfläche 82 qm. Die erzielte Ersparnis beträgt je nach den Kohlenpreisen 7—10 Mark in 10 Stunden. Hiervon gehen ab Verzinsung, Abschreibungen und Unterhaltungskosten des Überhitzers, zusammen etwa 2,50 Mk.*

Ausnützung des Abdampfes einer Dampfmaschine.

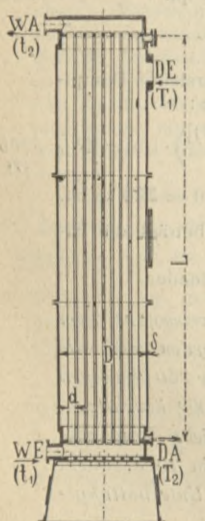
1215. Vorwärmer. In einer Brauerei soll der Abdampf einer Auspuffmaschine von $N_i = 25$ indiz. PS, welche mit 6 Atm. Überdruck arbeitet, für die Erzeugung von heissem Wasser in einem Vorwärmer ausgenutzt werden. Gegeben ist:



Dampfverbrauch d. Dampfmasch. $S_i = 16{,}6$ kg f. d. indiz. PS/St.,
Temp. des Wassers } beim Eintritt in den Vorwärmer $t_1 = 15^0$ Cels.,
„ Austritt aus dem „ $t_2 = 80^0$ *(gew. n. 323 d)*,
Ausnutzung der Abdampftemperatur bis auf $T_2 = 35^0$.

Zu bestimmen ist:

I. die Menge Wasser, welche in der Std. erwärmt werden kann,
II. „ erforderliche Heizfläche des Vorwärmers in qm,
III. „ Kohlenersparnis in Prozenten, wenn das Wasser zur Speisung eines Dampfkessels benutzt wird.



Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Die Wassermenge in Liter i. d. Stunde.

1. Für Dampf von 7 Atm. abs. ist Gesamtwärme $\lambda = 656$ Kal/kg . . § *30h*
2. Im Abdampf vorhandene Wärmemenge $W_d = 0{,}75 \cdot N_i \cdot S_i \cdot \lambda$
$= 0{,}75 \cdot 25 \cdot 16{,}6 \cdot 656 = 204180$ Kal. . *323c* *(2)*
3. Abdampftemperatur angenommen zu $T_1 = 100^0$ . . . *323d* *(8)*
4. Für diese Temperatur des Abdampfes ist Gesamtwärme $\lambda_1 = 637$ Kal/kg . . „
5. Vom Abdampf an das Wasser abgegebene Wärmemenge $\mathfrak{W} = \frac{W_d}{\lambda_1} \cdot (\lambda_1 - T_2) =$
$\frac{204180}{637} \cdot (637 - 35) = 192640$ Kal/Std. . . *323c* *(3)*
6. Vom Wasser aufgenommene Wärmemenge $W = G \cdot (t_2 - t_1)$ in Kal/Std. . *(1)*
7. Mit Berücksichtigung der Ausstrahlung des Vorwärmers ist erforderlich: Wärmemenge $W_1 = \mathfrak{W} = 1{,}1 \cdot G \cdot (t_2 - t_1)$ Kal. . . § *323c* *(4)*
8. demnach Gewicht des vorzuwärmenden Wassers:

$$G = \frac{\mathfrak{W}}{1{,}1 \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{192640}{1{,}1 \cdot (80 - 15)} = \mathbf{2691} \text{ kg/Std.}$$

II. Erforderliche Heizfläche des Vorwärmers in qm.

9. Mittlerer Temperaturunterschied:

$$t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{100 + 35}{2} - \frac{80 + 15}{2} = 20^0 \text{ C.} \quad (6)$$

10. Wärmetransmissionskoeffizient $k = 700$ Kal/qm . . . . . *323d* *(12)*
11. erforderliche Vorwärmer-Heizfläche:

$$H_v = W_1 : k \cdot t_0 = 192640 : 700 \cdot 20 \backsim \mathbf{14} \text{ qm} \quad . . . . \; 323c \; (5)$$

III. Kohlenersparnis in Prozenten.

12. Wenn das Wasser ($G = 2691$ kg) zur Speisung eines Kessels mit 2691 kg/Std. Dampferzeugung verwandt wird, so ist:

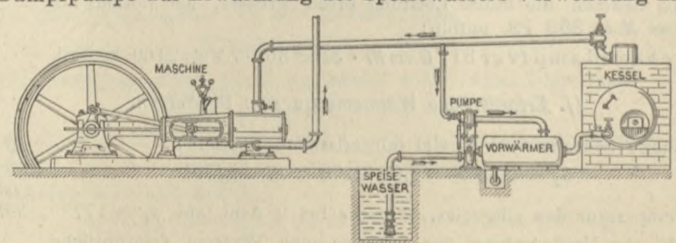
$$\text{Kohlenersparnis } x = \frac{t_2 - t_1}{\lambda - t_1} \cdot 100 = \frac{80 - 15}{656 - 15} \cdot 100 = \mathbf{10}\,\% \quad . \; 323c \; (7)$$

---

13. Schlussergebnis: Mit dem Abdampf der 25pferdigen Auspuffmaschine können wir stündlich eine Wassermenge von 2691 Liter von 15^0 auf 80^0 erwärmen.

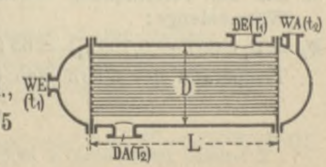
Ausnutzung des Abdampfes der Speisepumpe.

1216 Vorwärmer. In einem Kesselhause soll der Abdampf einer Dampfpumpe zur Erwärmung des Speisewassers Verwendung finden.



Gegeben ist:

Dampfdruck = 6 Atm. Überdruck,
Speisewassermenge $G = 2800$ kg/Std.,
Abdampfmenge der Pumpe $D = 75$ kg/Std.



Gewählt sei ferner nach § 323 d:
Abdampftemp. beim Eintritt in den Vorwärmer $T_1 = 102^0$ Cels.,
Speisewassertemp. b. „ „ „ „ $t_1 = 20^0$ „
Ausnützung des Abdampfes bis auf $T_2 = 50^0$.

Zu bestimmen ist:
I. die zu erzielende Temperatur des Speisewassers,
II. die erforderliche Heizfläche des Vorwärmers,
III. die Kohlenersparnis.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Erzielte Temperatur des Speisewassers.

1. Für Dampftemperatur $T_2 = 102^0$ ist: §
Gesamtwärme $\lambda_1 = 637$ Kal/kg 323d (8)
2. Die vom Abdampf abzugebende Wärmemenge
$\mathfrak{W} = D(\lambda_1 - T_2) = 75 \cdot (637 - 50) = 44025$ Kal/Std. . 323c (3)
3. Vom Wasser aufgenommene
Wärmemenge $W = G \cdot (t_2 - t_1)$ . . . . (1)
4. Mit Berücksicht. der Ausstrahlung des Vorwärmers erforderl.
Wärmemenge $W_1 = 1{,}1\, G \cdot (t_2 - t_1)$ Kal/Std. . . . (4)
5. Da nun $W_1 = 1{,}1\, G \cdot (t_2 - t_1) = \mathfrak{W} = 44025$ Kal/Std., so ist:
Temp.-Differenz $t_2 - t_1 = \dfrac{\mathfrak{W}}{1{,}1 \cdot G} = \dfrac{44025}{1{,}1 \cdot 2800} = 14{,}3^0$.
6. Speisewassertemp. $t_2 = t_1 + 14{,}3 = 20 + 14{,}3 \sim \mathbf{34^0}$ Cels.

II. Erforderliche Heizfläche des Vorwärmers.

7. Mittl. Temperaturunterschied:
$$t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{102 + 50}{2} - \frac{34 + 20}{2} = 49^0 \quad (6)$$
8. Wärmetransmissionskoeffizient $k = 700$ Kal/qm . . . , . . 323d (12)
9. erforderliche Heizfläche des Vorwärmers:
$H_v = W_1 : k \cdot t_0 = 44025 : 700 \cdot 49 = \mathbf{1{,}3}$ qm 323c (5)

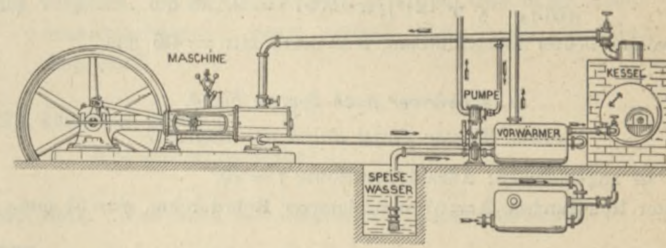
III. Kohlenersparnis.

10. Für Dampf von 7 Atm, abs. ist:
Gesamtwärme $\lambda = 656$ Kal/kg 30h
11. Durch Erwärmung des Speisewassers erzielte Kohlenersparnis:
$$\tau = \frac{t_2 - t_1}{\lambda - t_1} \cdot 100 = \frac{34 - 20}{656 - 20} \cdot 100 = \mathbf{2{,}2}\,\%_0 \quad . . . 323c \ (7)$$

12. *Schlussergebnis: Durch Ausnutzung der Abdampfmenge 75 kg/Std. der Kesselspeisepumpe ist demnach*
nötig: Heizfläche des Vorwärmers $H_v = 1{,}3$ qm,
erzielt: Speisewassererwärmung von 20^0 auf 34^0,
Kohlenersparnis $\tau = 2{,}2\,^0/_0$, bezogen auf den Gesamtkohlenverbrauch des Dampfkessels.

Grössenberechnung der Röhrenvorwärmer.

1217. Vorwärmer. Ein Flammrohrkessel, dessen Dampf zum Betriebe einer Dampfmaschine von 25 PSi dient, ist mit Vorwärmer zu versehen, in welchem das Speisewasser des zugehörigen



Dampfkessels durch den Abdampf der Maschine vorgewärmt werden soll. Gegeben ist:
Heizfläche des Kessels $H = 40$ qm,
Verdampfung $\omega = 20$ kg f. d. qm Heizfl. u. Std. bei flottem Betrieb,
Durchm. d. Abdampfleitung d. Dampfm. $d_a = 70$ mm.

Die Abmessungen der Röhrenvorwärmer sind zu ermitteln.
I. Dampf in den Röhren und
II. Wasser in den Röhren, also Dampf ausserhalb der Röhren.

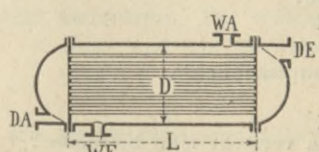


Fig. 2.

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

I. Vorwärmer nach Fig. 2.

(Der Abdampf strömt durch die Röhren.)

1. Gesamte Rohroberfläche §
$R = 0{,}08 \cdot H = 0{,}08 \cdot 40 = 3.2$ qm 323e (18)
2. Es sei angenommen:
innerer Rohrdurchm. $\delta = 51$ mm,
äusserer „ $d = 57$ „
Anzahl der Rohre $i = 12$.
3. demnach Rohrlänge:
$L = \dfrac{R}{i \cdot d\,\pi} = \dfrac{3{,}2}{12 \cdot 0{,}057 \cdot \pi} \sim \mathbf{1{,}5}$ Mtr. 323e (15)

4. Lichter Gesamtquerschnitt der Rohre: §

$$F = \frac{1}{4}\pi \cdot \mathfrak{d}^2 \cdot i = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0{,}051^2 \cdot 12 = 0{,}0079 \text{ qm} \quad . \; . \; . \quad 323e \; (16)$$

Lichter Querschnitt der Abdampfleitung:

$$= \frac{1}{4}\pi \cdot d_a^2 = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0{,}07^2 = 0{,}00386 \text{ qm.}$$

also Bedingung $F \geqq 2 \cdot \frac{1}{4}\pi \cdot d_a^2$ erfüllt . . . . (17)

6. Bei dieser Konstruktion des Vorwärmers soll das Wasser $z = \frac{1}{5}$ Stunde in demselben verweilen 323e (18)

7. Lichter Mantelquerschnitt des Vorwärmers =

$$\frac{1}{4}\pi \cdot D^2 = \frac{H \cdot \omega \cdot z}{1000\,L} + i \cdot \frac{1}{4}\pi\, d^2 =$$

$$\frac{40 \cdot 20}{1000 \cdot 1{,}5} \cdot \frac{1}{5} + 12 \cdot \frac{1}{4}\pi \cdot 0{,}057^2 = 0{,}136 \text{ qm} \quad . \; . \; . \; . \quad (21)$$

woraus lichter Manteldurchm. $D = 0{,}415$ Mtr. = 415 mm.

II. Vorwärmer nach System Fig. 4.

(Das Wasser fliesst durch die Röhren.)

1. Es sei angenommen: Anzahl der Rohre $i = 20$, lichter Rohrdurchm. $\mathfrak{d} = 51$ mm, äusserer Rohrdurchm. $d = 57$ mm.

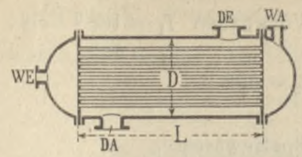


Fig. 4.

2. Verweilen des Wassers im Vorwärmer $z = \frac{1}{10}$ Stunde . . . § 323e (14)

3. Demnach Rohrlänge:

$$L = \frac{0{,}001\ H \cdot \omega}{i \cdot \frac{1}{4}\pi\,\mathfrak{d}^2} \cdot z =$$

$$\frac{0{,}001 \cdot 40 \cdot 20}{20 \cdot \frac{1}{4}\pi\, 0{,}051^2} \cdot \frac{1}{10} = 1{,}96 \text{ Mtr.} \quad . \quad (22)$$

4. Gesamte Rohroberfläche:

$$R = i \cdot \pi\, d \cdot L = 20 \cdot 0{,}057\,\pi \cdot 1{,}96 = 7 \text{ qm} \quad . \; . \; . \; . \quad (15)$$

Bedingung $R \geqq 0{,}16 \cdot H = 0{,}16 \cdot 40 = 6{,}4$ qm ist erfüllt . . . (19)

Die Gegenüberstellung der beiden Lösungen ergibt folgendes:

	Ausführung I.	*Ausführung II.*
Rohre . . .	*12 Stück $^{51}/_{57}$ Durchm.*	*20 Stück $^{51}/_{57}$ Durchm.*
Gesamtrohrlänge	*1,5 · 12 = 18 Mtr.*	*1,96 · 20 = 39,2 Mtr.*
Rohroberfläche =	*3,2 qm.*	*7 qm*

Aufgaben zu § 320.

1218. Wie erfolgt bei 2 Körpern ungleicher Temperatur der Austausch der Wärme?

1219. Heizungsverfahren:
1. Was versteht man unter Gleichstrom?
2. „ „ „ „ Gegenstrom?
3. „ „ „ „ Einstrom?

1220. Wärme übertragende Stoffe nenne hauptsächlichst.

1221. Wärmetransmissionskoeffizient k. Was versteht man hierunter?

1222. Welche **Maasseinheiten** gelten für die in Betracht kommenden Grössen?

Lösungen zu Aufg. 1218—1222.

1218. Der wärmere Körper gibt stets Wärme an den kälteren Körper ab, nie umgekehrt . . . . § 320a

1219. ***Heizungsverfahren.*** 1. Bei Gleichstrom strömen beide, durch eine Wand getrennte, Flüssigkeiten in derselben Richtung . . 320b
2. Bei Gegenstrom erfolgt die Bewegung entgegengesetzt . 320b
3. Bei Einstrom strömt nur eine der Flüssigkeiten, entweder die Wärme abgebende oder die Wärme aufnehmende . . 320b

1220. ***Wärme übertragende Stoffe*** sind:
Luft, Feuergase, Rauchgase, Wasser, Frischdampf, Abdampf . 320c

1221. ***Wärmetransmissionskoeffizient*** k ist die Wärmemenge in Kalorien, welche bei 1° Temperatur-Unterschied stündlich durch eine Fläche von 1 qm Grösse geht 320d

1222. ***Maasseinheiten.*** Heizfläche in qm, Wärmemenge in Kalorien, Temperaturen in Grad Cels. 320d

Lösungen zu Aufg. 1225—1237. §

1225. Ohm. 1. Die Einheit des Widerstandes *330a*
2. Widerstand einer Quecksilbersäule von 106,3 cm Länge und 1 qmm Querschnitt bei 0 ° Cels. . . . . „

1226. Ampère. 1. Die Stromstärke oder Strommenge . . . . . . „
2. Als Einheit gilt der elektrische Strom, welcher in einer Minute 10,44 ccm Knallgas von 0 ° Celsius bei 760 mm Q.-S. Druck entwickelt, d. h. in einer Minute 5,6 mg Wasser zersetzt oder 67,1 mg Silber niederschlägt . . „

1227. Volt. 1. Die elektromotorische Kraft oder Stromspannung . „
2. Als Einheit gilt diejenige elektromotorische Kraft, die in einem Leiter von 1 Ohm Widerstand bei 1 Ampère Stärke herrscht . . . . „

1228. Vergleich. Mit den Vorgängen in einer Wasserdruckleitung. Ampère wäre gleichbedeutend mit der Menge des durchfliessenden Wassers, Volt mit der Flüssigkeitspressung des Wassers.

1229. Ohmsches Gesetz. Die Stromstärke J ist der elektromotorischen Kraft E direkt und dem Widerstand R umgekehrt proportional *330b*

1230. Watt. Die Arbeit des elektrischen Stromes, gemessen durch das Produkt aus Stromspannung mal Stromstärke = Volt × Ampère *330c* (5)

1231. — Kilowatt = 1000 Watt . . . . , ... (6)

1232. Elektrische Pferdekraft. 736 Watt = 1 elektr. PS . . . . (7)

1233. — 736 Watt = 75 mkg/Sek × 9,81 Mtr/Sek ^{2} . . . . . „

1234. Stromarten. Gleichstrom, Wechselstrom (einphasiger) und Drehstrom (dreiphasiger Wechselstrom) *331*

1235. Gleichstrom. Für Beleuchtung und elektrische Kraftübertragung auf nicht zu grosse Entfernungen; ferner für Anlagen mit stark schwankender Kraftentnahme (Krananlagen, elektrische Bahnen), bei denen Pufferbatterien Verwendung finden. Grösste Spannung etwa 1000 Volt *332a*

1236. Wechselstrom eignet sich gut für Beleuchtung, weniger für Kraftübertragung, weil die Motoren nicht unter Belastung anlaufen und bei geringer Überlastung stehen bleiben . . . *332 c*

1237. Drehstrom eignet sich gleich gut für Kraft und Licht, besonders für Übertragung grosser Energiemengen auf grosse Entfernungen. Die (asynchronen) Drehstrommotoren gehen unter voller Last an und vertragen starke Überlastung *332b*

Aufgaben zu § 330a—332b.

1225. Ohm. 1. Was versteht man hierunter?
2. Welche Einheit liegt zugrunde?

1226. Ampère. 1. Was bezeichnet man damit?
2. Welche Einheit liegt zugrunde?

1227. Volt. 1. Erkläre die Bedeutung dieses Wortes.
2. Nenne die Maasseinheit für Volt.

1228. Vergleich. Wie lassen sich Ampère und Volt auch noch charakterisieren, bezw. womit kann man dieselben vergleichen?

1229. Ohmsches Gesetz.
Wie lautet dasselbe?

1230. Watt. Was wird mit diesem Wort gekennzeichnet?

1231. — Welche Bezeichnung wählt man für grössere elektr. Arbeit?

1232. Elektrische Pferdekraft. Wieviel Watt entspr. 1 elektr. PS?

1233. — Woher rührt die Zahl 736?

1234. Stromarten. Welche Stromarten kommen in Betracht?

1235. Gleichstrom. Für welche Zwecke findet Gleichstrom Anwendung und bis zu welcher Spannung ist Gleichstrom angewandt?

236. Wechselstrom wird angewandt für welche Zwecke?

1237. Drehstrom. Für welche Zwecke benützt man Drehstrom?

1238. Wie entsteht Wechselstrom? (Erklärt in § 331 a.)

1239. „ „ Drehstrom? („ „ § 331 a.)

1240. „ „ Gleichstrom? („ „ § 331 b.)

Aufgaben zu ℌ 334 a—340 b.

1241. Ohmsches Gesetz für Gleichstrommaschinen. Eine Hauptstrommaschine hat eine Klemmenspannung von $e = 600$ Volt bei $J = 10$ Ampère Stromstärke. Der Ankerwiderstand betrage $R_a = 2{,}4\,\Omega$ und der Schenkelwiderstand $R_d = 2{,}6\,\Omega$. Bestimme die elektromotorische Kraft E der Dynamomaschine in Volt.

„ *a* — *Es sei* $e = 102$ ( ) *Volt,* $J = 20$ ( ) *Ampère,* $R_a = 1{,}2$ ( ) Ω, $R_d = 1{,}3$ ( ) Ω.

1242. Leistung. Eine elektrische Anlage für Gleichstrom erzeugt 38 Kilowatt. Das Voltmeter zeigt am Schaltbrett $E = 115$ Volt. Bestimme:

1. die elektrische Arbeit in Watt, 2. die Stromstärke in Ampère.

„ *a* $E = 220$ ( ) *Volt.*

1243. Kraftverbrauch. Eine Dynamo mit 38 Kilowatt Leistung soll druch eine Dampfmaschine angetrieben werden.

Bestimme (als Überschlag):

1. den Wirkungsgrad der Dynamo, angenähert,
2. „ „ „ Dampfmaschine, angenähert,
3. die Dampfmaschinenleistung in PS_e, angenähert.

1244. Elektrische Energie. Ein Gasmotor von $N_e = 40$ PS Normalleistung dient zum Antrieb einer Gleichstrom-Dynamo.

Wieviel elektrische Energie kann man damit erzeugen?

1245. cos φ. Was versteht man bei Wechsel- und Drehstrommaschinen unter cos φ?

1246. Leistung und Kraftverbrauch. In einer Drehstromzentrale zeigt das Voltmeter $E = 800$ Volt, das Ampèremeter $J = 300$ Ampère. Die Maschine ist voll belastet.

Bestimme überschläglich:

1. die scheinbare elektrische Leistung der Dynamo in Watt,
2. „ wirkliche „ „ „ „ „ „
3. „ Kraftmaschinenleistung in PS_e.

„ *a* — $E = 1000$ ( ) *Volt,* $J = 600$ ( ) *Ampère.*

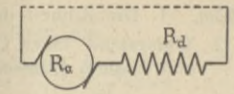
1247. Reihenschaltung. In welcher Weise durchfliesst der elektrische Strom die zu speisenden Verbrauchsstellen?

1248. Parallelschaltung. In welcher Form erfolgt hier die Verteilung des elektrischen Stromes?

1249. — Wie gross ist die Stromstärke zu wählen, welche von der Stromquelle zu liefern ist?

Lösungen zu Aufg. 1241—1249.

1241. Ohmsches Gesetz für Gleichstrommaschinen.



Die elektromotorische Kraft bestimmt sich zu ℌ

$$E = e + J\,(R_a + R_d) = 600 + 10\,(2{,}4 + 2{,}6) = \mathbf{650} \text{ Volt}$$. *334a* (9)

1242. Leistung. 1. Die Anlage leistet $1000 \cdot 38 = 38000$ Watt . . *330 c* (4)

2. Stromstärke $J = \text{Watt} : E = 38000 : 115 = \mathbf{330}$ Ampère . *334*

1243. Kraftverbrauch.

1. Wirkungsgrad der Dynamomaschine $\eta' \sim 0{,}92$ . . *Tab. in 335*
2. „ „ Dampfmaschine $\eta \sim 0.87$ . . . . . 𝔇*) *35*
3. Kraftbedarf der Dynamo bezw. effektive Leistung der Dampfmaschine ℌ

$$N_e = \frac{\text{Watt}}{736 \cdot \eta'} = \frac{1000 \cdot 38}{736 \cdot 0{,}92} = \mathbf{57}\ PS_e$$ . . *Tab. in 335*

1244. Elektrische Energie, welche erzeugt wird, bestimmt sich zu

$E \cdot J = 676 \cdot N_e = 676 \cdot 40 = 27040$ Watt $= 27{,}04$ Kilowatt *Tab. in 335*

1245. cos φ. Mit cos φ bezeichnet man den sog. Leistungsfaktor . *338*

1246. Leistung und Kraftverbrauch. Als Überschlagswerte ergeben sich

1. scheinbare elektrische Leistung der Dynamo
$= E \cdot J = 800 \cdot 300 = 240000$ Watt . . . . . „
2. wirkliche elektrische Leistung der Dynamo
$= E \cdot J \cdot \cos\varphi = 240000 \cdot 0{,}9 = 216000$ Watt . . . „
3. effektive Leistung der Kraftmaschine

$$N_e = \frac{\text{Watt}}{750} = \frac{240000}{750} = \mathbf{320}\ PS_e$$ . . . . . „

1247. Reihenschaltung. Die angeschlossenen Verbrauchsstellen sind derartig miteinander verbunden, dass der Strom eine nach der anderen durchfliesst *340a*

1248. Parallelschaltung. Hier durchziehen 2 Hauptdrähte das mit Strom zu versorgende Gebiet und entsenden Abzweigungen zu den einzelnen Verbrauchsstellen *340b*

1249. — Die von der Stromquelle zu liefernde Stromstärke ist gleich der Summe der von den einzelnen Verbrauchsstellen benötigten Stromstärke . . . . „

*) Haeder, Dampfmaschinen, 8. Aufl.

Lösungen zu Aufg. 1251—1255.

1251. Glühlampenanzahl. 1. Da eine Dynamomaschine vorhanden, ist der gesamte innere Widerstand §

$$R_i = r_i = 2 \text{ Ohm}$$

2. nötige Stromstärke $J = {}^3/_4 \cdot z_a$ in Ampère 340b

worin z_a die gesuchte Anzahl Glühlampen.

3. Aus der Beziehung $J = \dfrac{E}{R_i + r_a : z_a}$ in Ampère . . . 340c (32)

folgt: $${}^3/_4\, z_a = \frac{E}{R_i + r_a : z_a} = \frac{140}{2 + 38 : z_a}$$

und hieraus $z_a = 74^1/_3$ Lampen.

Es können also 74 parallel geschaltete Glühlampen betrieben werden.

1252. Akkumulatorenanzahl. 1. Gesamte elektromotorische Kraft der Zellen $E = 1{,}8 \cdot z_i$ in Volt (z_i die gesuchte Anzahl) 340a

2. Widerstand einer Lampe $r_a = 50 : 0{,}7 = 71{,}4\ \Omega$ . . . 330d (4)

3. Widerstand der 30 parallel geschalteten Lampen
$= r_a : z_a = 71{,}4 : 30 = 2{,}38\ \Omega$ 340c (32a)

4. Widerstand der hintereinander geschalteten Akkumulatoren
$R_i = z_i \cdot r_i = z_i \cdot 0{,}01$ in Ohm . . . . . . (29)

5. Stromstärke zur Speisung der Lampen
$J = 30 \cdot 0{,}7 = 21$ Ampère 340b

6. Aus der Beziehung $J = \dfrac{E}{R_i + r_a : z_a}$ in Ampère . . . 340c (32)

folgt

$$21 = \frac{1{,}8 \cdot z_i}{0{,}01 \cdot z_i + 2{,}38} \text{ und hieraus } z_i = 31{,}4 \text{ Zellen}$$

Es sind also 32 Akkumulatoren hintereinander zu schalten.

1253. Parallelschaltung von Maschinen findet Anwendung, wenn eine Dynamo zur Speisung des Netzes nicht ausreicht 340d

1254. Leistungsverlust in einer bestimmten Leitung wird beeinflusst durch die hindurchgeleitete Stromstärke (Ampère) und äussert sich in Abnahme der Spannung (Volt) 341a

1255. Elektrische Leitung. 1. Spannungsverlust in der Leitung

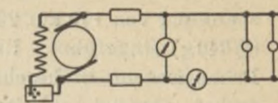
$$e = 10 \cdot \frac{4000}{100} = 400 \text{ Volt} \quad . . . . \quad \textit{Tab. 2 in 341a}$$

2. Querschnitt der Kupferleitung

$$q = 32 \cdot \frac{320}{100} = \mathbf{102} \text{ qmm} \quad . . . . \quad „ \; „ \; „ \; „$$

Aufgaben zu § 340a—341a.

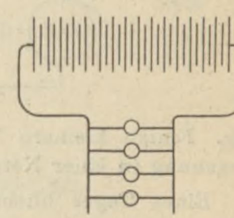
1251. Glühlampenanzahl. Die elektromotorische Kraft einer Dynamomaschine beträgt $E = 140$ Volt und der innere Widerstand $r_i = 2$ Ohm. Wieviel parallel geschaltete Glühlampen von je $r_a = 38$ Ohm Widerstand und $^3/_4$ Ampère Stromverbrauch können damit in Betrieb gehalten werden. Bestimme:



1. den gesamten inneren Widerstand R_i in Ohm,
2. die nötige Stromstärke J in Ampère,
3. die Anzahl der Glühlampen.

„ a — $E = 220$ (   ) Volt; $r_i = 2{,}5$ (   ) Ω, $r_a = 45$ (   ) Ω.

1252. Akkumulatorenanzahl. Es sind $z_a = 30$ parallel geschaltete Glühlampen von je 50 Volt und 0,7 Ampère mit Strom zu versorgen. Wieviel hintereinander geschaltete Akkumulatorenzellen von $e = 1{,}8$ Volt und $r_i = 0{,}01\ \Omega$ innerem Widerstand sind hierzu nötig. Bestimme:



1. die gesamte elektromotorische Kraft E der Zellen in Volt,
2. den Widerstand einer Lampe.
3. „ „ der 30 parallel geschalteten Lampen,
4. den Widerstand der hintereinander geschalteten Akkumulatoren,
5. die Stromstärke J zur Speisung der Lampen,
6. die Anzahl der Akkumulatoren.

„ a — $z_a = 15$ (   ), $e = 2$ (   ) Volt, $r_i = 0{,}015$ (   ) Ω.

1253. Parallelschaltung von Maschinen. Wann findet dieselbe Anwendung?

1254. Leistungsverlust. Welche Grösse beeinflusst den Verlust in einer bestimmten Leitung und wie äussert sich derselbe?

1255. Elektrische Leitung. Auf 20 km Entfernung sollen 320 elektr. PS übertragen werden. Die Spannung betrage 4000 Volt.

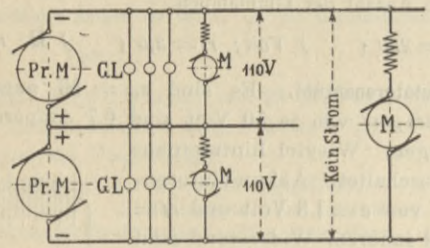
Bestimme:

1. den Spannungsverlust e in der Leitung in Volt,
2. den Querschnitt q der Kupferleitung in qmm.

1258. Betriebsstörung einer elektrischen Anlage.

Ein grösseres Werk hatte nach einem Umbau seiner **elektrischen Gleichstromanlage** aus verschiedenen Gründen die Betriebsspannung von 110 auf 220 Volt erhöht und Dreileitersystem (§ 340 g) eingeführt. Um auf der einen Station keine neuen Primärmaschinen beschaffen zu brauchen, wurden die beiden früher parallel arbeitenden Nebenschlussdynamos nach dem System Hopkinson hintereinandergeschaltet. Die Motoren wurden in der Hauptsache von den Aussenpolen mit 220 Volt Spannung betrieben, während die Beleuchtung je zur Hälfte zwischen Mittelleiter und positiv und Mittelleiter und negativ

Fig. 1. Falsche Pole.



lag. Einige kleinere Motoren wurden dagegen mit 110 Volt Spannung in einer Netzhälfte weiter betrieben.

Eines Tages blieben plötzlich **sämtliche 220 Volt-Motoren stehen.** Das Eigenartige dabei war nun, dass die Primärmaschinen Spannung hatten, Strom gaben und die kleinen Motore für 110 Volt weiterliefen sowie die Beleuchtung brannte. Die Bogenlampen arbeiteten allerdings teilweise mit falschen Polen. Dieser Umstand führte zur schnellen Auffindung der Ursache. Die Prüfung mittels Glühlamge ergab allenthalben richtigen Strom, und die Leitungen sowie die Sicherungen erwiesen sich als sämtlich intakt, mithin waren mechanisch verursachte Schäden ausgeschlossen. Nun wurden mit dem Reegenzpapier die Pole der Maschinen geprüft und zeigte sich, dass beide Maschinen sich selbsttätig parallel geschaltet hatten, was bei dem Dreileitersystem (*Fig. 1*) natürlich an den Aussenpolen für die 220 Volt-Motoren gleiche Pole ergab; die Maschinen konnten daher nicht arbeiten.

Die Bürsten der Primärdynamos wurden abgehoben und Separatstrom durch beide Nebenschlusswickelungen hintereinander geleitet. Nachdem der Strom genügend gewirkt hatte und wieder ausgeschaltet war, wurden die Bürsten aufgelegt, und erregten sich die Primärmaschinen sofort wieder selbst. Die nochmalige Kontrolle mit

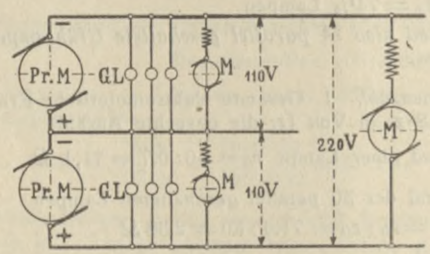


Fig. 2. Richtige Schaltung.

dem Reegenzpapier ergab richtige Pole (*Fig. 2*). Die Anlage war wieder in Ordnung, die Betriebsstörung behoben, und hatte der Stillstand kaum 1 Stunde gedauert.

Die **Ursache** des Vorgangs lässt sich folgendermassen erklären: Zur Zeit der Störung war die Anlage mit der Akkumulatorenbatterie einer anderen Station verbunden, und ist vermutlich einer der kleinen Motoren in der einen Netzhälfte zu rasch eingeschaltet oder überlastet worden, wobei die Sicherungen nicht präzise gewirkt haben. Die betreffende Primärmaschine hat dadurch einen bedeutenden Spannungsabfall erlitten, der Akkumulatorstrom konnte durch dieselbe gehen und hat sie natürlich umgepolt. Um derartige Vorkommnisse möglichst zu vermeiden, liess man schwächere Sicherungen einsetzen, welche dann bestimmt schmelzen müssen.

Verschiedene Beispiele

zu deren Lösung man die H a e d e r schen Bücher

	Kessel	Dampfmasch.	Steuerungen	Pumpen	Gasmotoren	Indikator	Kalkulieren
Kennzeichen:	Ke	D	St	Pu	Ga	Ind	Ka

als Hilfsmittel benutzen kann.

Die Zahlen rechts von den Lösungen geben die Seitenzahl des betreffenden Buches an.

Aufgaben, zu deren Lösung das Buch Dampfkessel zu benutzen ist.

Eigenschaften und Bearbeitung der Bleche.

Materialien zum Kesselbau.

Aufgaben 1261—1277.

1261. Welche Arten Bleche unterscheidet man im Kesselbau?

1262. Ist Schweisseisen besser als Flusseisen und welches Material wird jetzt fast allgemein benutzt?

Lösungen zu Aufg. 1261—1277. (Seite)

1261. Schweisseisen und Flusseisen *21*

1262. Ja, aber in der Herstellung umständlicher und deshalb teurer (vergl. Konstr. § 37k). Zurzeit findet Flusseisen fast ausschliesslich Verwendung.

Schweisseisenbleche.

1263. **Qualität.** Welche Unterschiede macht man bei Schweisseisenblechen?

1264. — Wie werden die verschiedenen Qualitäten bezeichnet?

1265. — Welche Ansprüche stellt man an die verschiedenen Qualitäten hinsichtlich Zerreissfestigkeit und Dehnung?

1263. Qualität. Bei Schweisseisenblechen unterscheidet man: Feuerbleche, Bördelbleche, Mantelbleche, Behälterbleche *21*

1264. — Feuerblech S I, Bördelblech S II, Mantelblech S III . . *25*

1265. — Ausführlich erklärt auf *26*

Flusseisenbleche.

1266. **Qualität.** Welche Bezeichnungen hat man für Flusseisenbleche?

1267. **Feuerblech.** Welche Teile werden aus Feuerblech hergestellt?

1268. **Mantelblech.** 1. Wozu benutzt man Mantelblech I. Qualität?
2. " " " " II. " ?

1269. **Flusseisen.** Wie bezeichnet man die verschiedenen Qualitäten?

1270. — Welchen Anforderungen müssen die verschiedenen Qualitäten genügen?

1271. **Handelsbleche.** Was bezeichnet man mit „Handelsbleche" und welche Abmessungen haben diese?

1266. Qualität. Feuerbleche, Mantelbleche I. Qualität, Mantelbleche II. Qualität *21*

1267. Feuerbleche verwendet man zu allen der ersten strahlenden Hitze ausgesetzten Kesselteilen und zu solchen, die gebördelt werden *21*

1268. Mantelbleche. 1. Zu solchen Kesselteilen, welche nicht der ersten strahlenden Hitze ausgesetzt sind, nicht im I. Feuerzug liegen und nicht gebördelt werden *21*

2. Mantelbleche II. Qualität finden nur zu solchen Kesselteilen Verwendung, welche von Rauchgasen nicht berührt werden *21*

1269. Flusseisen. Feuerblech FI, Mantelblech I FII, Mantelblech II FIII *25*

1270. — Ausführlich angegeben auf *26*

1271. Handelsbleche werden in den Blechwalzwerken auf Vorrat gewalzt, sind dadurch schneller erhaltbar und haben 2000 mm Länge, 1000 mm Breite bei 6 bis 10 mm Dicke *34*

Herstellung der Kessel.

1272. **Blechrichten.** Welche Einrichtung benötigt man zum Blechrichten?

1273. **Bleche beschneiden** geschieht auf welchen Maschinen?

1274. **Abschrägen.** Welchem Zweck dient das Abschrägen und in welcher Weise wird dasselbe vorgenommen?

1275. **Blechbiegen.** Welcher Maschinen bedient man sich hierzu?

1276. **Kümpeln.** Welche Einrichtung ist hierzu nötig?

1277. **Bohren.** Welche Maschinen gebraucht man zum Bohren?

1272. Blechrichten. Blechrichtmaschinen und Flammofen zur Erwärmung der Bleche *38, 39*

1273. Bleche beschneiden erfolgt auf Blechscheren *43*

1274. Abschrägen. Ausführlich angegeben auf *44*

1275. Blechbiegen erfolgt auf dreiwalzigen oder auf hydraulischen Blechbiegemaschinen *50*

1276. Kümpeln. Kümpelpresse in Verbindung m. einer Presswasseranlage *54*

1277. Bohren. Radial- oder Wandbohrmaschinen, oder aber wie in England autom. Bohrmaschinen mit selbsttätigem Teilapparat *59*

Die Hinweise rechts beziehen sich auf „Dampfkessel".

Lösungen zu Aufg. 1280—1294.

1280. ***Nieten.*** Das Nieteeinziehen erfolgt von Hand oder durch Nietmaschinen . . . . Kc 60

1281. ***Nietmaschinen.*** Hydraulische Nietmaschinen, Dampfnietmasch., pneumat. Nietmasch., Handnietmasch., elektr. Nietmasch. . *64 u. f.*

1282. ***Bördeln*** hat den Zweck, das Blech in rechtwinkliger Richtung abzubiegen und kann von Hand oder vorteilhafter mit Maschinen erfolgen 75

1283. Durch Durchsicht der Abbildungen im Buch Dampfkessel . *38 u. f.*

Aufgaben 1280—1294.

1280. **Nieten.** Wie erfolgt das Einziehen der Nieten?

1281. **Nietmaschinen.** Welche Arten kennt man?

1282. **Bördeln.** Welchen Zweck hat das Bördeln und wie wird dasselbe vorgenommen?

1283. Wie prägt sich der Anfänger die genannten Arbeitsvorgänge ein?

Normen, welche als allgemein gültig anerkannt sind.

1284. ***Hamburger Normen.*** Die Grundsätze für die Berechnung der Materialstärken neuer Dampfkessel 111

1285. ***Würzburger Normen.*** Die Grundsätze für die Prüfung der Materialien zum Bau von Dampfkesseln 23

1286. ***Zul. Materialbeanspr.*** 1. Die Wanddicken sind so zu bemessen, dass die Zugbeanspruchung an der schwächsten Stelle nicht mehr als $^1/_{4,5}$ der Zerreissfestigkeit des Materiales beträgt *111, 26 u. f.*
2. Bei Anwendung doppelt gelaschter Nähte $^1/_4$ zulässig *111*
3. Wir berechnen zunächst Widerstandszahl w nach . . *191*)* *(64)*
suchen dann die Art der Nietung nach *191*
und benutzen darauf die Niettabellen . . . . *96 u. f.*)*

1287. ***Material.*** Die Würzburger Normen (vergl. Aufg. 1285) . . . 112

1288. ***Kupfer.*** Mit zunehmender Erwärmung nimmt die Festigkeit ab „

1289. ***Vernietung.*** Ausführlich angegeben auf 113

1290. ***Schrauben und Verschraubung.*** Die Gleichungen lauten

$$d = 0{,}45\sqrt{P_1} + 5 \text{ bis } d = 0{,}55\sqrt{P_1} + 5 \text{ mm} \quad . . . . „ \ (24, 25)$$

1291. ***Mannlöcher*** werden oval und mindestens 300 × 400 mm breit. Ausnahmsweise 280 × 380 mm zulässig 116

1292. — Grauguss ist zu vermeiden bei Herstellung von Mannlochdeckeln oder -Rahmen . . . . „

1284. Was versteht man unter **Hamburger Normen?**

1285. Was bezeichnet man mit **Würzburger Normen?**

1286. **Zulässige Materialbeanspruchung.**
1. Welche Zugbeanspruchung in kg/qcm ist zulässig bei Kesselblechen?
2. Hat die Art der Nietung Einfluss auf die zul. Zugbeanspr.?
3. Welche Zahlen benutzen wir bei Übungsbeispielen?

1287. **Material.** Welche Grundsätze sind für die Materialien maassgebend?

1288. **Kupfer.** Welchen Einfluss hat Erwärmung auf Kupfer?

1289. **Vernietung.** Welche Beanspruchung in den Nieten ist zulässig?

1290. **Schrauben und Verschraubungen.** Nenne die Gleichungen zur Ermittlung des Kerndurchmessers, wenn P_1 der auf eine Schraube entfallende Druck.

1291. **Mannlöcher.** Welche Form und Abmessungen erhalten dieselben?

1292. — Wie verhält es sich mit der Anwendung von Grauguss?

Rostfläche. Heizfläche.

1293. ***Rostfläche.***
1. Bei Steinkohlenfeuerung (für Neuanlagen)
$$\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Rostfläche}} = 35 \quad . . . . \quad \textit{Tab. 67, 127}$$
für 100 qm Heizfläche wird
nötige **Rostfläche** $= 100 : 35 = 2{,}85$ qm.
2. Bei Braunkohlen ergibt sich $\frac{\text{Heizfläche}}{\text{Rostfläche}} = 25$ . . *Tab. 67, 127*
also nötige **Rostfläche** $= 100 : 25 = 4$ qm.

1294. ***Dampferzeugung.*** Für sehr langsame Verbrennung wird:
Dampferzeugung f. d. qm Heizfläche = 13 kg/Std. *Tab. 67, 127*
also für 200 qm Heizfläche $= 200 \cdot 13 = 2600$ kg/Std.

*) Vergl. auch Konstr. 3. Aufl. I. Bd. § 50.

1293. **Rostfläche.** Ein Dampfkessel soll in der Stunde bei 100 qm Heizfläche 1200 kg Dampf liefern.

Wie gross nimmt man die Rostfläche in qm
1. bei Steinkohlenfeuerung,
2. bei Braunkohlenfeuerung?

1294. **Dampferzeugung.**

Wieviel Dampf kann ein Kessel von 200 qm Heizfläche bei sehr langsamer Verbrennung und Verwendung von Steinkohlen erzeugen?

Aufgaben 1296—1308.

1296. **Heizfläche.** Für eine Dreifach-Expansionsmaschine mit Kondensation von normal **300** indiz. PS Leistung soll ein Kessel beschafft werden mit **10** Atm. Überdruck.
   1. Wieviel qm Heizfläche wählt man überschlägig?
   2. Wie bestimmt man die Heizfläche genauer?

Lösungen zu Aufg. 1296—1308.

1296. Heizfläche. — Rc

1. Erford. Heizfl. bei 10 Atm. Überdruck für 1 indiz. PS 0,6 qm . . . . *Tab. 68*, *127*

demnach Kesselheizfläche ungefähr $300 \cdot 0{,}6 = 180$ qm.

2. Aus Dampfverbrauch (Buch Dampfmaschinen) und Verdampfungsziffer des betr. Brennmateriales nach . *Tab. 67*, *127*

Brennmaterial.

1297. **Brennstoff.** Aus welchen Bestandteilen setzen sich die Brennstoffe in der Hauptsache zusammen?

1297. Brennstoff. Die Brennmaterialien enthalten hauptsächlich Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff und Schwefel . *128*

1298. **Verbrennung.** Wieviel kg Sauerstoff bezw. atm. Luft sind zur Verbrennung eines kg Kohlenstoff zu Kohlensäure theoretisch nötig?

1298. Verbrennung. 1 kg Kohlenstoff benötigt zur Verbrennung theoretisch 2,67 kg Sauerstoff entspr. 11,7 kg atmosph. Luft . . *128*

1299. — Wie nennt man das Verhältnis zwischen der berechneten zur wirklich verbrauchten Luftmenge und in welchen Grenzen bewegt sich dieser Überschuss?

1299. — Dieses Verhältnis nennt man Luftüberschuss. Dasselbe liegt bei Gasfeuerungen zwischen 1,3 und 1,6, bei Rostfeuerungen zwischen 1,8 und 2,2, kann jedoch bis auf 3 steigen *128*

1300. **Luftüberschuss.** In welcher Weise wird die Güte einer Feuerung durch den Luftüberschuss beeinflusst?

1300. Luftüberschuss. Je grösser der Luftüberschuss, um so niedriger ist die Verbrennungstemperatur und um so grösser werden die Verluste *128*

1301. **Wärmemenge.** Wieviel Kalorien werden frei
   1. bei vollständiger Verbrennung von 1 kg Kohlenstoff,
   2. „ „ „ „ 1 „ Wasserstoff?

1301. Wärmemenge. Bei vollständiger Verbrennung ergeben sich:

1. für 1 kg Kohlenstoff 8080 Kal. }
2. „ 1 „ Wasserstoff 34362 „ } *128*

1302. **Heizwert.** Nenne die mittl. Heizwerte in Kalorien von 1. 1 kg Braunkohle, 2. 1 kg Koks, 3. 1 kg Steinkohle (10% Asche).

1302. Heizwert. Als mittl. Heizwert kann man ansetzen für 1 kg

1. Braunkohlen 3500, 2. Koks 7000, }
3. Steinkohle 7000 Kal. . . . . . . } . . . . . . *Tab. 69*, *129*

1303. **Verbrennungstemperatur.** In welcher Weise bestimmt man die Verbrennungstemperatur?

1303. Verbrennungstemperatur wird bestimmt mittels der kalorimetrischen Methode, durch die Schmelztemperatur bekannter Legierungen oder durch sog. Schmelzkegel *129*

1304. **Flammbarkeit.** Was bezeichnet man mit diesem Ausdruck?

1304. Die Flammbarkeit eines Materiales ist die Fähigkeit desselben, mit mehr oder weniger langer Flamme zu verbrennen . . . *129*

1305. **Wärmeübertragung.** In welcher Weise erfolgt die Wärmeabgabe der heissen Gase?

1305. Die Wärmeübertragung erfolgt durch Strahlung oder Leitung . *129*

1306. **Strahlung.** Erkläre diese Art der Wärmeübertragung.

1306. Durch Strahlung geht die Wärmeübertragung ohne Berührung des zu erhitzenden Körpers vor sich *130*

1307. **Leitung.** Wie erfolgt hier die Wärmeübertragung?

1307. Leitung der Wärmeübertragung setzt Berührung des zu erhitzenden Körpers voraus *130*

Feuerung.

1308. **Feuerung.**
Welche Arten Feuerung kennt man für feste Brennstoffe?

1308. Feuerung. Je nach der Art der Anordnung unterscheidet man Vorfeuerung, Innenfeuerung und Unterfeuerung *130*

Lösungen zu Aufg. 1310—1319.

1310. Feuerung. Unter Rostfläche ist die Gesamtfläche des Rostes zu verstehen . . . . **Kc** 130

1311. — Die freie Rostfläche wird durch die Spalten gebildet . . „

1312. Schütthöhe für 1. Braunkohlen bis 20 cm . . . . „
2. Steinkohlen „ 15 „ . . . . „

1313. Rost. 1. Gesamtlänge des Rostes nicht über 2 Mtr. . . . 131
2. Gesamtbreite „ „ „ „ 1,5 „ . . . . „

1314. Gasfeuerung. Bei der Rostfeuerung geht die Bildung des brennbaren Gases und die Vergasung in ein und demselben Raum vor sich, dagegen bedingt die Gasfeuerung zwei besondere Räume, in dem einen entwickeln sich die Gase, während in dem andern die Verbrennung vor sich geht . . 146

1315. Flüssige Heizstoffeuerungen teilt man ein in Herdfeuer, Gasfeuer, Staubfeuer 151

Aufgaben 1310—1319.

1310. Feuerung. Was versteht man unter Rostfläche?

1311. — Welchen Teil der Rostfläche nennt man die freie Rostfläche?

1312. Schütthöhe. Welche Schütthöhe soll man zulassen
1. für Braunkohlen,
2. für Steinkohlen?

1313. Rost. Welche Abmessungen soll man nicht überschreiten
1. in der Länge,
2. in der Breite?

1314. Gasfeuerung. Welcher Unterschied besteht zwischen Rost- und Gasfeuerung?

1315. Flüssige Heizstofffeuerungen. Welche Arten unterscheidet man hier?

Schornstein.

1316. Schornsteine erzeugen durch die Gewichtsdifferenz der erwärmten und kalten Luft den nötigen Zug 162

1317. Zugstärke für bestimmte Kesselanlage wird praktisch nur von der Höhe und dem Querschnitt eines Schornsteins beeinflusst „

1318. — Die Gleichung lautet Zugstärke:

$$p = (h - d_0)\,\frac{1000}{2{,}93}\left(\frac{1}{273 + t_0} - \frac{1}{273 + t_1}\right) \text{ in mm Wassers.}$$ *Beil.**) (*39*)

1319. Schornstein.

1. Für normale Verbrennung wird Kohlenmenge $B = 3\ H = 3 \cdot 80 = 240$ kg/Stde *Tab. 67* 127
2. oberer licht. Durchm. $d_0 = 0{,}1 \cdot B^{0,4} = 0{,}1 \cdot 240^{0,4} = 0{,}9$ Mtr. *Beil.**) (*40*)
3. verbrannte Kohlenmenge auf 1 qm Rost $= B : R = 90$ kg . . . *Tab. 67* 127
4. Schornsteinhöhe $h = 0{,}00277 \cdot 90^2 + 6 \cdot 0{,}9 = 27{,}8$ Mtr . *Beil.**) (*40*)
5. Für $h : d_0 = 27{,}8 : 0{,}9 = 31$ wird für 1 Mtr Höhe Zugstärke $= 0{,}38$ mm, also für $h = 27{,}8$ Mtr, $p = 27{,}8 \cdot 0{,}38 = 10{,}5$ mm Wassersäule . . . . *Tab. 2* *Beil.**)
6. Für normale Verbrennung ($B : R = 90$) $t_1 = 250^0$ genügt eine Zugstärke von 10 mm Wassersäule.

*) Beil. Bedeutet = Beilage zu Dampfkessel IV. Aufl.

1316. Schornstein. Welchem Zweck dient der Schornstein?

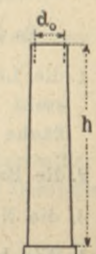
1317. Zugstärke. Welche Faktoren beeinflussen die Zugstärke?

1318. — Nenne die Gleichung zur Bestimmung der Zugstärke. (Im Buch Dampfkessel S. 163 ist Gleich. 39 u. 40 unrichtig, man beachte deshalb die Beilage zu Dampfkessel IV. Aufl.)

1319. Schornstein. Für einen Dampfkessel von $H = 80$ qm Heizfläche sind die Höhe h und die obere lichte Weite d_0 des Schornsteins zu ermitteln. Als Brennmaterial soll Steinkohle Verwendung finden.

Bestimme:

1. Die Kohlenmenge B in kg/Stunde für normale Verbrennung.
2. Den oberen lichten Durchm. d_0 des Schornsteins in Mtr.
3. Die auf 1 qm Rost verbrannte Kohlenmenge in kg/Stde.
4. Die Höhe h des Schornsteins in Mtr.
5. Die Zugstärke p in mm Wassersäule.
6. Ist diese Zugstärke genügend gross?



„ *a* — *H = 160* (   ) *qm Heizfläche.*

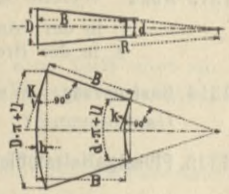
Aufgaben 1321—1326.

1321. Kesselsysteme. Wie teilt man die Dampfkessel ein hinsichtlich der Verwendung?

1322. — Welche Einteilung gilt hinsichtlich des erzeugten Dampfdruckes?

1323. — Lege für die Einteilung die Bauart zugrunde.

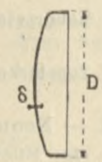
1324. Kegelschuss-Abwicklung. Die Pfeilhöhe eines Kesselschusses ist zu bestimmen. Gegeben ist:



$D = 98$ cm, $d = 84$ cm, $B = 112$ cm,
$\delta = 1{,}6$ cm, $U = 7{,}5$ cm.

1325. Dampfkesselboden. Ein Kessel von $D = 2$ Mtr. Durchmesser **10** Atm. Überdruck soll gewölbten Boden erhalten.

Bestimme die Wandstärke δ für Flusseisen.



1326. Verdampfungsversuch.

Bei einem Kessel mit 90 qm Heizfläche werden in 7 Stunden 1752 kg Kohlen verbraucht und 11,340 cbm Wasser verdampft. Rückstände (Asche und Schlacke) wiegen 312 kg. Dampfspannung beträgt 7 Atm. abs., Temperatur des Speisewassers 30° C.

Es ist zu bestimmen:

1. die Leistung des Kessels (unter Leistung eines Kessels versteht man die erzeugte Dampfmenge auf dem qm Heizfläche und Stunde),
2. die Brutto-Verdampfung (annähernd) in kg,
3. die Netto- „ „ „ „
4. Wie bestimmt man die Verdampfungsziffer genau: a) brutto, b) netto?

Lösungen zu Aufg. 1321—1326.

Kc

1321. Kesselsysteme. Feststehende oder stationäre Kessel 170
Bewegliche „ lokomobile „ . . . . . „

1322. — Hochdruckdampfkessel (4—15 Atm.), Mitteldruckkessel (1,2—3 Atm), Niederdruckdampfkessel (1,2 Atm,) . . . . „

1323. — Zylinderkessel, Flammrohrkessel, Heizröhrenkessel, Wasserröhrenkessel, Vertikalkessel . . . . „

1324. Kegelschuss-Abwicklung.

Pfeilhöhe $h = \frac{(98 \cdot \pi + 7{,}5) \cdot (98 - 84) \cdot \pi}{8 \cdot 112} = 15{,}48$ cm.

Die Angaben im Buch Dampfkessel S. 175 treffen nur zu, wenn $d = D - 2\delta$. Zur Ermittlung der Pfeilhöhe benutze man Konstr. II. Bd. Taf. 3.

1325. Dampfkesselboden.

Wandstärke für Flusseisen:

$\delta = 0{,}5 \sqrt[3]{p} \cdot \frac{D}{100} = 0{,}5 \sqrt[3]{10} \frac{2000}{100} = 21{,}5$ mm . . . 203 (72)

1326. Verdampfungsversuch.

1. Während der Dauer des Versuches (7 Stunden) wurden verdampft auf dem qm Heizfläche $\frac{11340}{90} = 126$ kg Speisewasser, also Leistung des Kessels pro qm Heizfläche und Stunde $\frac{126}{7} = \mathbf{18}$ kg Dampf von 7 Atm. abs.
2. Es wurden verbraucht an Kohlen 1752 kg, an Wasser 11340 kg, folglich erzeugte 1 kg Kohlen brutto: $\frac{11340}{1752} = \mathbf{6{,}5}$ kg Dampf 405 (79)
3. Als Rückstände ergaben sich 312 kg, also verbrauchte nutzbare Kohlenmenge 1752—312 = 1440 kg. Demnach erzeugte 1 kg Kohlen netto: $\frac{11340}{1440} = \mathbf{7{,}9}$ kg Dampf . . . . . (80)
4. Man legt Dampf von 600 Kalorien zugrunde. Das Speisewasser hat 30 Kal. (1° C. = 1 Kal.) . . . . 29h*)
Gesamtwärme des Dampfes von 7 Atm. abs. 656 Kal., *Tab. 148* 358
„ „ Speisewassers 30 „
Aufgewendete Wärmemenge 626 Kal.

Koeffizient zur Umrechnung $\frac{626}{600} = 1{,}043$ 603

Demnach wirkliche Verdampfungsziffer:
a) brutto $1{,}043 \cdot 6{,}5 = \mathbf{6{,}8}$ kg,
b) netto $1{,}043 \cdot 7{,}9 = \mathbf{8{,}25}$ kg.

*) Konstruieren 3. Aufl. I. Band.

Lösungen zu Aufg. 1330—1335.

1330. Nutzeffekt des Kessels.

1. Aufgewendet wurden $1752 \cdot 6130 = 10750000$ Kal.,
erhalten $11340 \cdot 626 = 7100000$ „

also Nutzeffekt $= \frac{7100000}{10750000} \cdot 100 \sim$ **66 %**.

2. Verlust $= 10750000 - 7100000 = 3650000$ Kal., also im Verhältnis zur aufgewendeten Kohlenmenge

Verlust $= \frac{3650000}{6130 \cdot 1752} \cdot 100 \sim$ **34 %**.

1331. Heizgase. Kr

1. Die Temperatur von 450^0 ist im allgemeinen etwas hoch *456*
2. Die Erfahrung hat gezeigt, dass zur Herstellung eines guten Zuges eine Temperatur von **250—300⁰** C. im Schornstein erforderlich ist *423*

1332. Kohlensäuregehalt.

1. Temqeraturdifferenz $T - t = 300 - 15 = 285^0$.
Hierfür ergibt sich der Verlust zu $36\,\%$ . . . *Tab. 166* *596*
2. Man arbeitet zweckmässig mit **10—12 %** Kohlensäuregehalt in den Rauchgasen *594*

1333. Anfüllen eines Kessels.

1. Wasserinhalt $= 200 \cdot 95 = 19000$ Ltr. *189*
2. Bei einer Hubzahl $n = 45$ i. d. Min. ergibt sich eine Leistung (einfach wirkend) bei $\varphi = 0{,}9$:

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \varphi = 0{,}65^2 \frac{\pi}{4} \cdot 1{,}4 \cdot 45 \cdot 0{,}9 = 18{,}8 \text{ Ltr./Min.}$$

Die erforderliche Zeit:

$$\frac{19000}{18{,}8 \cdot 60} \sim \mathbf{17} \text{ Stunden.}$$

1334. Techniker und Kesselbetrieb. Mindestens das im Buch Dampfkessel Abschnitt „Praxis des Kesselbetriebes" Gesagte. Das blosse Berechnen und Aufzeichnen eines Kessels ist nicht so wichtig als die Kenntnis des Betriebes *417*

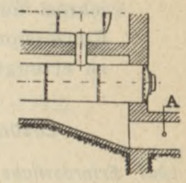
1335. Der Orsat-Apparat wird benutzt zur Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Rauchgase, seine Anwendung ist ausführlich erklärt *591*

Aufgaben 1330—1335.

1330. **Nutzeffekt des Kessels.** Bei den zum Versuch Aufgabe 1326 benutzten Kohlen wurde durch chemische Untersuchung der Heizwert der Kohle zu netto 6130 Kal. festgestellt. (Das bezieht sich auf 1 kg Kohle.)

1. Wie rechnet sich der Nutzeffekt (Wirkungsgrad) der Kesselanlage?
2. Wie gross ist der Verlust in Prozenten der verbrauchten Kohlenmenge?

1331. **Heizgase des Dampfkessels.** Bei normalem Betriebe ergebe ein Dampfkessel im Fuchs (bei A) 450^0 C. Temperatur.



1. Ist das zu viel oder nicht?
2. Welche Temperatur kann man als normal annehmen?

1332. **Kohlensäuregehalt der Rauchgase.** Durch Gasanalyse sei festgestellt, dass ein Dampfkessel beim normalen Betrieb im Fuchs 5 % Kohlensäuregehalt in den Rauchgasen aufweise. Die Temperatur der Rauchgase sei $T = 300^0$ C., Lufttemperatur $t = 15^0$.

1. Wie gross ist der Verlust, welcher durch Luftüberschuss herbeigeführt wird?
2. Mit welchem Kohlensäuregehalt soll man zweckmässig arbeiten?

1333. **Anfüllen eines Kessels.** Ein Zweiflammrohrkessel von 95 qm Heizfläche soll mit Wasser gefüllt werden.

1. Wieviel Wasserinhalt rechnet man für diesen Kessel?
2. Welche Zeit ist zum Füllen des Kessels bei Verwendung einer gewöhnlichen Kesselspeisepumpe erforderlich?
(Handpumpe $d = 65$ mm, Hub $S = 140$ mm.)

1334. **Techniker und Kesselbetrieb.** Was muss jeder Techniker von der Leitung, Überwachung und Reparaturen der Dampfkesselanlagen wissen?

1335. **Orsat-Apparat.** Zu welchem Zwecke benutzt man diesen Apparat?

Berechnung und Entwurf eines Dampfkessels.

Im Dampfkesselbau ist es unerlässlich, die Abmessungen der einzelnen Teile rechnerisch zu ermitteln, um zu hohe Beanspruchung zu vermeiden. Zudem liegt es schon im eigenen Interesse der Dampfkessel bauenden Firmen, diese Rechnung durchzuführen, da vor Inbetriebsetzung seitens der Aufsichtsbehörden alle Abmessungen geprüft werden.

Bevor mit dem Aufzeichnen des Kessels begonnen wird, sollen gleichzeitig mit der **Berechnung alle Hauptmaasse durch Handskizzen** festgelegt sein, wie in folgendem Beispiel angedeutet. Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch Dampfkessel (Kr). Es bedeutet 191 die Seite 191, (64) die Gleichung 64.

1340. Ein **Zweiflammrohrkessel** mit glatten Flammrohren sei zu berechnen und zu konstruieren. Gegeben ist:
Konzessionsdruck 9 Atm. Überdruck,
zu erzeugende Dampfmenge 1600 kg i. d. Stunde.

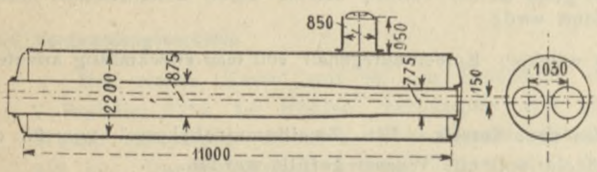
Lösung und Reihenfolge der Berechnungen.

1341. Erforderliche Heizfläche des Kessels. Kr

1. Dampferzeugung für *1* qm Heizfläche und Stunde *16* kg — *127*
2. nötige Heizfläche des Kessels $H = 1600 : 16 = 100$ qm . — „

1342. Vorläufige Hauptmaasse des Kessels.

Nachdem die Grösse der Heizfläche gegeben, entnehmen wir Durchmesser und Länge des Kessels, der Flammrohre und des Domes aus den Tabellen im Buch „Dampfkessel".



Maasse nach *217*

Durchmesser des Kesselmantels	$D = 2{,}2$	Mtr.	*217*
Länge „	$M = 11$	„	
Äusserer Durchm. der Flammrohre	$d = 0{,}875$	„	
„ „ des letzt. Flammrohrschuss.	$d' = 0{,}775$	„	
Entfernung der Flammrohre unter sich	$g = 1{,}03$	„	
„ „ „ von Mitte Kessel	$h = 0{,}15$	„	
Durchmesser des Domes	$c = 0{,}85$	„	
Höhe „ „	$e = 0{,}95$	„	

Diese vorläufigen Abmessungen legen wir der weiteren Berechnung zugrunde. Man kann auch die Hauptmaasse, Blechstärken usw. nach den Normen in Beilage zu Dampfkessel, Tab. II und III, wählen.

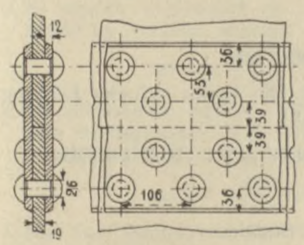
Berechnung der einzelnen Teile.

*1343. **Kesselmantel und Kesselboden zum Zweiflammrohrkessel.***

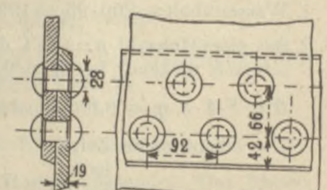
I. Der Kesselmantel. Kr

1. Material. Wir wählen hierzu Mantelblech I *30*
2. Widerstandszahl $w = \frac{D \cdot p}{2} = \frac{220 \cdot 9}{2} = 990$ *191* (64)
3. Längsnaht: *2*reihige Laschennietung . . . . . . *Tab. 77, 191*
4. Rundnaht: *2* „ Überlappungsnietung . . . „ „ „
5. Wandstärke für *2*reih. Laschennniet. $\delta = 19$ mm, *Tab. 81, 192*
6. Für *19* mm Wandstärke wird für die **Längsnaht** *nach Tab. 54, 99*

Nietdurchmesser	$d = 26$	mm	*99*
Teilung	$T = 106$	„	
Querteilung . .	$t = 53$	„	
Blechrandentfern.	$e = 39$	„	
Laschenrandentf.	$e_1 = 36$	„	
Laschendicke	$\delta_1 = 12$	„	



Längsnaht.



Rundnaht.

7. Für $\delta = 19$ mm wird für **Rundnaht** . . . . *nach Tab. 51, 97*

Nietdurchmesser	$d = 28$	mm	*97*
Randentfernung	$e = 42$	„	
Querteilung . .	$t = 66$	„	
Teilung	$T = 92$	„	

8. Es sei gute Einrichtung der Kesselschmiede angenommen. Vorläufige Breite der Mantelbleche:

$$B = \frac{62}{\delta \cdot D} = \frac{62}{0{,}19 \cdot 22} = 14{,}8 \text{ dm} = 1{,}480 \text{ Mtr.} \quad 193 \ (65)$$

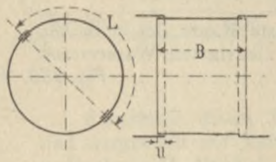
9. Anzahl der Bleche (bei *11* Mtr. Kessellänge) angenähert: **Rc**

$z = \frac{M}{B} = \frac{11}{1,48} = 7,45$ abgerundet *7* Bleche . . . *194*

10. Für die Rundnaht wird die Länge der Überlappung

$U = t + 2 \cdot e = 66 + 2 \cdot 42 = 150$ mm . . . *Tab. 79, 192*

11. $B = \frac{M + (z-1) \cdot U}{z} = \frac{11000 + (7-1) \cdot 150}{7} = 1700$ mm . *194* (67)



12. Bei guter Einrichtung für jeden Kesselschuss *2* Längsnähte. *Tab. 83, 193*

13. Länge d. Bleche f. d. **Innenschüsse**

$L = \frac{D + \delta}{2} \cdot \pi = \frac{2200 + 19}{2} \cdot \pi$

$= 3484$ mm *194* (69)

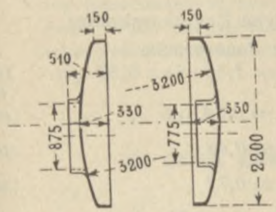
für die **Aussenschüsse**

$L = \frac{D + 3 \cdot \delta}{2} \cdot \pi = \frac{2200 + 3 \cdot 19}{2} \cdot \pi = 3543,5$ mm.

14. Grösstes Gewicht der Kesselbleche:

$= 17 \cdot 35,435 \cdot 0,19 \cdot 7,8 = 900$ kg

II. Kesselböden.



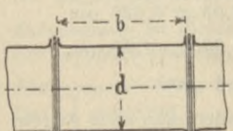
1. Material: Feuerblech *30*
2. Man wählt gewölbte Böden, dieselben werden fertig bezogen . . *200*
3. Erforderliche Wandstärke

$\delta = 0,5 \sqrt[3]{9 \cdot \frac{2200}{100}} = 22$ mm *203* (72)

4. Abmessungen der Böden, aber mit höherem geraden Bord, da doppelte Nietnaht in Betracht kommt *202*

1344. Flammrohre zum Zweiflammrohrkessel.

I. Material und Abmessungen.



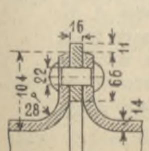
1. Material: Feuerblech *30*
2. Schusslänge $b \sim 1,8 \times$ Durchm. $= 1,8 \cdot 875 = 1580$ mm *196* (71)

Diese Entfernung ist zu gross, wir wollen als vorläufigen Wert $b = 1350$ mm zugrunde legen *196*

3. Wandstärke $\delta =$

$\frac{9 \cdot 875}{2000}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{80}{9} \cdot \frac{1350}{1350 + 875}}\right) + 0 = 14$ mm . . . *117* (29)

II. Vernietung der Flammrohre.



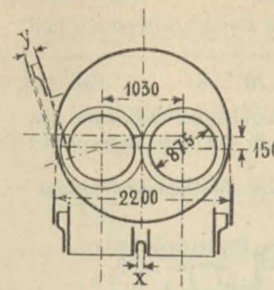
Es sei Adamsonsche Verbindung gewählt und wir erhalten: *Tab.84, 196*

Stemmring $\delta_1 = 16$ mm, Nietdurchm. $d = 22$ mm „

Überlapp. $U = 66$ „ , Überlapp. $U_1 = 104$ „ „

Radius $r = 28$ „ , Abmess. $a = 11$ „ „

Wählt man a, r und U etwas kleiner, so genügt $U_1 = 95$ mm.



III. Prüfung der Maasse x und y (vergl. Abbildung).

1. Lichte Weite zwischen den Flanschen der Flammrohrlöcher **Rc**

$x \geq 110$ mm *203*

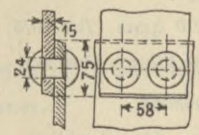
2. Lichte Weite zwischen Flammrohr und Kesselmantel $y \geq 125$ mm . . *215*

Die Entfernungen ergeben sich aus den angenommenen Hauptmaassen zu $x = 111$ bezw. $y = 126$ mm, also ausreichend.

1345. Dom zum Zweiflammrohrkessel.

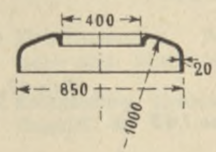
I. Dommantel (Durchm. *850* mm nach Aufg. *1342*).

1. Widerstandszahl $w = \frac{D \cdot p}{2} = \frac{85 \cdot 9}{2} = 382$ *191* (64)
2. Für die Längsnaht: *1* reihige Überlappungsnietung *Tab. 77, 191*
3. „ „ Rundnaht: „ „ „ „ „
4. Wandstärke $\delta = 15$ mm . . . . „ *78* „



5. Nietdurchm. $d = 24$ mm; Teilung $T = 58$ „; Lappenbr. $2 \cdot e = 75$ „ . *Tab. 50, 96*

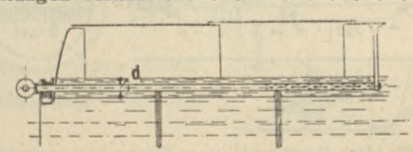
II. Domboden.



1. Man gebe dem gewölbten Boden den Vorzug und beziehe dieselben fertig mit eingepresstem Mannlochausschnitt von Spezialfabriken *204*
2. Abmessungen der Böden *Tab. 89, 204*
3. Mannloch oval 400×300 mm . . „

1346. Speiseeinrichtung zum Zweiflammrohrkessel.

1. Jeder Kessel muss zwei voneinander unabhängige Speiseeinrichtungen besitzen *319*



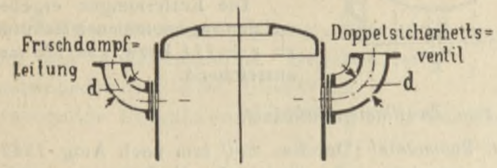
2. Jede Speiseeinrichtung muss so gross sein, dass sie imstande ist, doppelt soviel Wasser, als der Kessel bei flottem Betriebe verdampft, zu liefern *608*

Re

3. Wassermenge $Q = 40 \cdot H = 40 \cdot 100 = 4000$ Ltr/Stunde . . *608*
4. Als Speiseeinrichtungen wählen wir Dampfspeisepumpe und Injektor.
5. Durchmesser der Speiseleitung $= 70$ mm . . . *Tab. 146, 337*

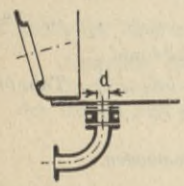
(*55* mm Durchmesser würde auch genügen, man kann den Durchmesser 20 % kleiner wählen als in der Tab. angegeben.)

1347. Durchmesser der Frischdampfleitung zum Zweiflammrohrkessel.



Für *9* Atm. Überdruck und *1600* kg Dampf i. d. Std. wird der Rohrdurchm. $= 80$ mm . . . . *Tab. 129, 299*

1348. Sicherheitsventile zum Ausblasehahn zum Zweiflammrohrkessel.



I. Sicherheitsventil.

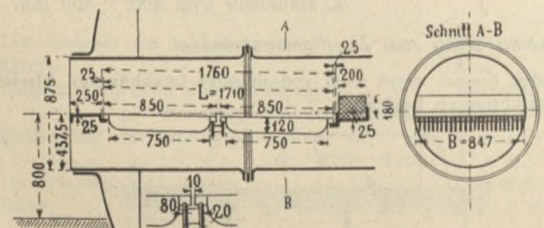
1. Freier Ventilquerschnitt $= 100 \cdot 100 = 10000$ qmm *Tab. 103, 279*
2. Entspr. *2* Ventilen von je *80* mm Durchm.

II. Ausblasehahn.

Lichter Durchmesser des Ausblasehahnes $= 60$ mm *284*

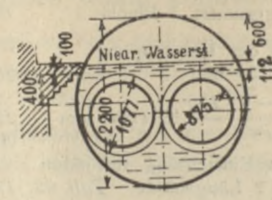
1349. Rost zum Zweiflammrohrkessel.

1. Rostfläche $R = 100 : 35 = 2{,}85$ qm . . . . . . *Tab. 67, 127*
2. also für jedes Flammrohr $= 2{,}85 : 2 = 1{,}43$ qm.



3. Bei *0,847* Mtr. Rostbreite (aus Zeichnung gemessen) wird Rostlänge $L = 1{,}43 : 0{,}847 = 1{,}71$ Mtr.
4. Abmessungen der Roststäbe nach *131*

1350. Wasserstand und seitlicher Feuerzug zum Zweiflammrohrkessel.

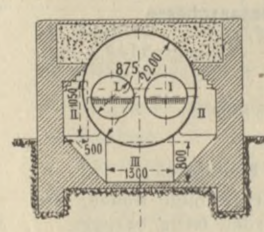


1. Der niedrigste Wasserstand liegt *600* mm unter dem Scheitel des Kesselmantels *217*

In der Praxis geht man bis auf *100* mm über den höchsten Punkt des Flammrohres. (Wir haben *112* mm.)

2. Die höchste Kante des seitlichen Feuerzuges soll *100* mm über dem niedrigsten Wasserstand liegen . . . . *Fig. 853, 294*

1351. Einmauerung zum Zweiflammrohrkessel.



1. Die vorläufigen Abmessungen der Einmauerung werden zunächst gewählt nach *219*
2. Rostfläche für jedes Flammrohr $= 1{,}43$ qm nach Aufg. *1349*.
3. Erforderliche Zugquerschnitte:

in der Feuerbrücke
$f_0 = 1{,}43 : 8 = 0{,}18$ qm . *169*
(47)

im ersten Zug $f_1 = 3 \cdot 1{,}43 : 8 = 0{,}54$ qm . . . . . (48)

„ zweiten „ $f_2 = 1{,}43 : 3 = 0{,}48$ „ . . . . . (49)

„ dritten „ $f_3 = 2{,}85 : 4 = 0{,}71$ „ . . . . . (50)

4. Nach Aufzeichnung der Einmauerung an Hand der gewählten Maasse erhalten wir *219*

für Zug *I.* Querschnitt $f_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}875^2 = 0{,}6$ qm,

„ „ *II.* „ $f_2 = 0{,}5 \cdot 1{,}05 = 0{,}525$ qm,

„ „ *III.* „ $f_3 = 0{,}8 \cdot 1{,}300 = 1{,}04$ qm.

Die Querschnitte sind also genügend gross.

(Unregelmässige Querschnitte verwandelt man nach Augenmaass in Rechtecke.)

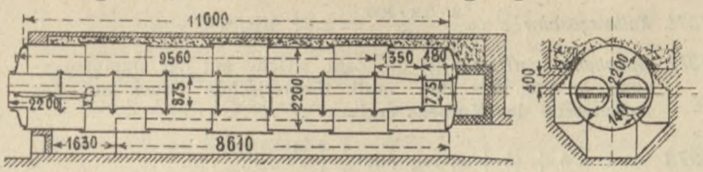
1352. Wirkliche Heizfläche des Zweiflammrohrkessels.

Bevor nun mit der Konstruktion des Dampfkessels d. h. mit der Anfertigung der Werkstattzeichnungen begonnen wird, dürfte es sich empfehlen, auf Grund der ermittelten Abmessungen eine Nachrechnung der Heizfläche vorzunehmen.

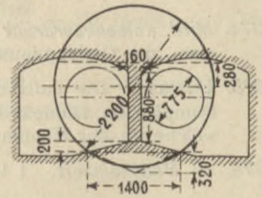
Man hat hier mit drei Kesselteilen, welche von den Heizgasen bestrichen werden, zu rechnen, und zwar:

Flammrohre, hinterer Kesselboden, Kesselmantel.

Man zeichnet zunächst den Kesselrumpf mit Flammrohren, sowie die Einmauerung maassstäblich auf, etwa 1 : 10, und schreibt die zur Ermittlung der Heizfläche erforderlichen Abmessungen ein, wie in beistehender Skizze gezeigt.



Einzelteile dieses Dampfkessels sind dargestellt auf Tafel 5, Konstr. u. Rechnen II. Band.



Bei Flammrohren gilt der unter dem Rost befindliche Flammrohrteil nicht als Heizfläche, ebenso sind die Anschlüsse des Kesselmauerwerkes an den Kesselmantel und den hinteren Kesselboden abzuziehen. Man führt die Rechnung durch wie nebenstehend angegeben.

1. Die zwei Flammrohre ergeben als Heizfläche:

$$2\cdot\left(0{,}875\cdot\pi\cdot9{,}56+\frac{0{,}875+0{,}775}{2}\cdot\pi\cdot1{,}35+0{,}775\cdot\pi\cdot0{,}48-\frac{0{,}875\cdot\pi\cdot2{,}2}{2}\right)=$$

$$2\cdot\left(\underbrace{2{,}748\cdot9{,}56}_{26{,}27}+\underbrace{2{,}591\cdot1{,}35}_{3{,}50}+\underbrace{2.434\cdot0{,}48}_{1{,}17}-\underbrace{\frac{2{,}748\cdot2{,}2}{2}}_{3{,}02}\right)=55{,}84 \text{ qm.}$$

2. Der hintere Kesselboden ergibt

$$\frac{\pi}{4}\cdot\frac{2{,}2^2}{2}+2{,}2\cdot0{,}28-2\cdot\frac{\pi}{4}\cdot0{,}775^2-0{,}16\cdot0{,}88-\frac{0{,}2\cdot1{,}4}{2}-\frac{0{,}32\cdot1{,}4}{2}=$$

$$\underbrace{1{,}9+0{,}616}_{2{,}516}-\underbrace{2\cdot0{,}472-0{,}141-0{,}14-0{,}224}_{1{,}449}=1{,}067 \text{ qm.}$$

3. Der Kesselmantel ergibt:

$$\underbrace{\left(\frac{2{,}2\cdot\pi}{2}+2\cdot0{,}40\right)\cdot10{,}24}_{43{,}56}-\underbrace{2\cdot0{,}14\cdot8{,}57}_{2{,}4}=41{,}16 \text{ qm.}$$

4. Die Gesamtheizfläche demnach:

$$=55{,}84+1{,}067+41{,}16=98{,}067 \text{ qm.}$$

Die Rechnung ergibt also nur 98 qm. Um die verlangten 100 qm Heizfläche zu erhalten, muss demnach der Kessel um etwa 0,2 Mtr. länger gemacht werden (vergl. auch Tab. III in Beilage zu Dampfkessel, 4. Aufl.).

Beispiele,

zu deren Lösung die Bücher Dampfmaschinen (𝔇), Steuerungen (𝔖t) und Indikator (𝔍nd) zu benutzen sind.

Dampfdiagramm.

Lösungen zu Aufg. 1360—1366.

1360. ***Eintrittsspannung*** ist diejenige Spannung, mit welcher der Dampf bei Beginn der Kolbenbewegung in den Dampfzylinder strömt — 𝔇 *18*

1361. ***Endspannung*** ist diejenige Spannung, mit welcher der Dampf den Zylinder verlässt *34*

1362. ***Füllungsgrad.*** Die Kolbenwegstrecke, während welcher der Dampf einströmt *34*

1363. ***Expansionskurve.*** Den Teil des Diagramms, bei welchem nach Beendigung der Füllung der Dampf expandiert, d. h. sich ausdehnt *18*

1364. ***Voraustritt*** kennzeichnet denjenigen Teil des Diagramms, bei welchem der Dampf vor Beendigung des Kolbenweges auszuströmen beginnt *20*

1365. ***Kompressionsweg*** ist diejenige Strecke im Diagramm vom Beginn der Kompression bis Hubende *20*

1366. ***Expansions- und Kompressionskurve.*** Erklärt *18, 28*

𝔇 *bedeutet „Dampfmasch." 8. Aufl.*

Aufgaben 1360—1366.

1360. Eintrittsspannung. Was versteht man hierunter?

1361. Endspannung. Erkläre diesen Begriff.

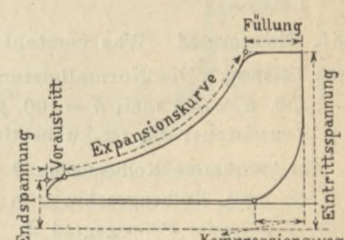
1362. Füllungsgrad. Was versteht hierunter?

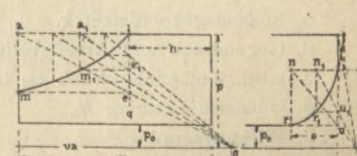
1363. Expansionskurve kennzeichnet welchen Teil des Diagramms?

1364. Voraustritt. Erkläre diesen.

1365. Kompressionsweg. Erkläre diesen.

1366. Expansions- und Kompressionskurve. Wie zeichnet man dieselben?





Leistungsberechnung der Dampfmaschinen.

Aufgaben 1371—1382.

1371. **Kolbengeschwindigkeit.** Für eine Dampfmaschine von 800 Hub, $n = 100$ Umdrehungen/Min. sei die mittl. Kolbengeschw. zu bestimmen.

1372. **Spannungskoeffizient.** Erkläre den Ausdruck.

1373. — Wie lautet die Gleichung?

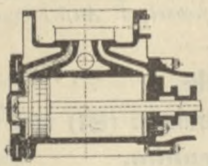
a — *Wie gross ist der Spannungskoeffizient für $h = 25\,\%$ und $s = 5\,\%$. (Man benutzt hierzu stets die Tabelle.)*

1374. **Mittl. Kolbenüberdruck.** Was versteht man darunter und wie lautet die Gleichung?

1375. **Leistung.** Was versteht man unter indizierter und effektiver Leistung?

1376. — In welcher Maasseinheit wird die Leistung ausgedrückt und wie lautet die Gleich. für die indizierte Leistung?

1377. **Schädlicher Raum.** Was versteht man unter schädl. Raum?



1378. — In welchen Grenzen bewegt sich dessen Grösse?

1379. **Arbeitsverluste** im Diagramm. Wodurch werden dieselben hervorgerufen und wie sind diese Verluste aufzufassen?

1380. **Leistung.** Was versteht man unter ökonomisch günstigster Leistung?

1381. **Wirkungsgrad.** Was versteht man hierunter?

1382. **Leistung.** Die Normalleistung der Einzylinder-Maschine $D = 450$, $H = 800$ mm, $n = 100$, $p = 8$ Atm. abs. mit Auspuff und Ventilsteuerung ist zu bestimmen.

1. Wirksame Kolbenfläche Q in qcm,
2. mittl. Kolbengeschw. c in Mtr/Sek,
3. normaler Füllungsgrad Z,
4. schädl. Raum s,
5. Spannungskoeffizient k,
6. Gegendruck und Arbeitsverlust $p_0 + \sigma$ in Atm. abs.,
7. mittl. Kolbenüberdruck p_m in Atm. abs.,
8. indizierte Leistung N_i,
9. Wirkungsgrad η,
10. effektive Leistung N_e.

Lösungen zu Aufg. 1371—1382.

D*)

1371. Kolbengeschw $c = \frac{2 \cdot 0{,}8 \cdot 100}{60} = 2{,}67$ Mtr/Sek 30 (24)

1372. Spannungskoeffizient ist die Zahl, welche mit der Dampfspannung in Atm. abs. den mittl. theoretischen Druck auf der Arbeitsseite des Kolbens ergibt 31

1373. — $k = h + (h + s)$ log. nat $\frac{1+s}{h+s}$ 30 (27)

1374. Mittl. Kolbenüberdruck ist der mittl. Überdruck auf einer Kolbenseite, die Gleich. lautet $p_m = k \cdot p - (p_0 + \sigma)$ in Atm. . . . (26)

1375. Leistung. Die indizierte Leistung kennzeichnet die Arbeit des Dampfes im Dampfzylinder, die effektive diejenige Leistung, welche an der Hauptachse der Dampfmaschine abgegeben wird 30

1376. — *Maasseinheit.* 1 PS = 75 mkg/Sek.

$$N_i = \frac{Q \cdot c \cdot p_m}{75}$$ . . . . (25)

1377. Schädlicher Raum ist der Inhalt des Raumes zwischen Dampfkolben im toten Punkt und Steuerung 32

1378. — Zwischen $2\frac{1}{2}$ und 14 % je nach Art der Maschine . . (T 10)

1379. Arbeitsverluste im Diagramm entstehen durch Drosselung, verfrühten Austritt, Gegendruck sowie Kompression und kennzeichnen nur Verluste in der Diagrammfläche 33

1380. Leistung. Für eine gegebene Leistung müssen die Kosten des Maschinenbetriebes einschl. Verzinsung, Amortisation und Reparaturen zu einem Minimum werden 34

1381. Wirkungsgrad. Das Verhältnis der Nutzleistung zur indizierten Leistung 35

1382. Leistung. 1. wirks. Kolbenfläche $Q = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 = 1560$ qcm 34 (31)

2. mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 0{,}8 \cdot 100}{60} = 2{,}67$ Mtr/Sek . . (30)
3. normaler Füllungsgrad $h = 20\,\% = 0{,}20$ 37
4. schädl. Raum $s = 4\,\% = 0{,}04$ 32
5. Spannungskoeffizient $k = 0{,}55$ 31
6. Gegendruck und Arbeitsverlust $p_0 + \sigma = 1{,}5$ Atm. . . . 33
7. mittl. Kolbenüberdruck $p_m = 0{,}55 \cdot 8 - 1{,}5 = 2{,}9$ Atm. . 30 (26)
8. indiz. Leistung $N_i = \frac{1560 \cdot 2{,}67 \cdot 2{,}9}{75} = 160$ PS . . . . . (25)
9. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}88$ . . . . 35 (T 12)
10. effektive Leistung $N_e = 160 \cdot 0{,}88 = 140$ PS . . . . . (32)

*) Dampfmaschinen 8. Aufl.

Aufgabe mit *Lösung.*

1386. **Leistung.** Eine **Einzylinder**-Maschine ohne Kondensation hat 420 mm Zyl.-Durchm., **830** mm Hub und macht $n = 105$ Umdrehungen in der Min. An Ort und Stelle soll nun schnell überschlagen werden, welche Leistung der Maschine zugemutet werden kann
1. bei 5 Atm. Überdruck, 2. bei 7 Atm. Überdruck. 𝔇

Lösung: Wirks. Kolbenfläche $Q = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 42^2 = 1360$ qcm . 34 (31)

mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 0{,}83 \cdot 105}{60} = 2{,}9$ Mtr/Sek . (30)

1. Dampfdruck $p = 5 + 1 = 6$ Atm. abs. 10

	normal	gesteigert	überlastet	
Leistung $N_i =$	$340 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 134$ PS	$425 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 167$ PS	$510 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 200$ PS .	37
Wirkungsgrad $\eta =$	0,88	0,89	0,9 . .	35 (T 12)
Leistung $N_e =$	$134 \cdot 0{,}88 =$ **118**	$167 \cdot 0{,}89 =$ **148**	$200 \cdot 0{,}9 =$ **180** PS	(32)

2. Dampfdruck $p = 7 + 1 = 8$ Atm. abs. 10

	normal	gesteigert	überlastet	
Leistung $N_i =$	$420 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 165$ PS	$520 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 205$ PS	$620 \cdot 0{,}136 \cdot 2{,}9 = 245$ PS .	37 (T 16)
Wirkungsgrad $\eta =$	0,88	0,89	0,90 . .	35 (T 12)
Leistung $N_e =$	$165 \cdot 0{,}88 =$ **145**	$205 \cdot 0{,}89 =$ **182**	$245 \cdot 0{,}9 =$ **220** PS	(32)

1387. **Hauptmaasse und Zapfenabmessungen** für eine Einzylinder-Dampfmaschine mit Kondensation zu bestimmen.

Gegeben ist:
Anfangsspannung im Dampfzylinder **7 Atm.** Überdruck
Normalleistung effektiv ∼ **110 PS.**

A. Leistungsermittlung u. Zylinderabmessungen.

Wirkungsgrad für die Normalleistung $\eta = 0{,}88$ . . . . . 35 (T 12)

Indizierte **Leistung** $N_i = N_e : \eta = 110 : 0{,}88 = 125$ PS . . (32)

Eintrittsspannung $p = 7 + 1 = 8$ Atm. abs. 10

mittl. Kolbenüberdruck $p_m = 2{,}3$ Atm. . . . . 36 T (14)

vorläufige Kolbengeschw. $c = 2{,}5$ Mtr/Sek . . . . (T 15)

Dampfzylinder-Querschnitt $Q = \frac{75 \cdot 125}{2{,}5 \cdot 2{,}3} = 1630$ qcm . . . . (33)

woraus **Dampfzylinderdurchmesser** $D = 455$ mm,

Kolbenhub $H = 1{,}8 \cdot 455 = 820$ mm 498 (453a)

Umdrehungen i. d. Min. $n = \frac{30 \cdot 2{,}5}{0{,}82} = 92$ 30 (24)

Aufgabe mit *Lösung.*

Wir haben nun als vorläufige Abmessungen:

Zyl.-Durchm. $D = 455$, Kolbenhub $H = 820$ mm, Umdrehungen $n = 92$ i. d. Min.

Diese Abmessungen passen wir üblichen Ausführungen an und erhalten z. B. 𝔇

$D = 450$ mm, $H = 800$ mm, $n = 100$ i. d. Min. . . 70 (T 41)

Mit diesen Maassen wird nochmals eine Berechnung der Leistung vorgenommen und es ergibt sich:

wirksame Kolbenfläche $Q = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 45^2 = 1560$ qcm . . 34 (31)

mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 0{,}8 \cdot 100}{60} = 2{,}67$ Mtr/Sek . . . (30)

Stichzahl für die Berechnung der Leistung

$$N_i = \frac{1560 \cdot 2{,}67}{75} \cdot p_m = \mathbf{55{,}5}\ p_m.$$

	Wir erhalten nun für **normale**	gesteigerte **Leistung**	
$p_m =$	2,3	3 Atm. . . .	35
also Leistung $N_i = 55{,}5 \cdot p_m =$	127	166 indiz. PS	(T 14)
$\eta =$	0,88	0,9	35
$N_e =$	112	**150** effekt. PS	(T 12)

B. Gestänge- und Hauptlagerdruck.

Wirksamer Dampfdruck $= p - p_0 = 8 - 0{,}3 = 7{,}7$ Atm. . 57

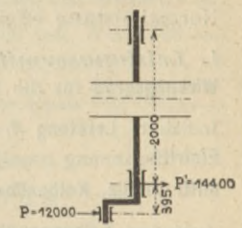
wirksamer Zylinderquerschnitt wie vor 1560 qcm.

Gestängedruck = Kolbendruck $P = 1560 \cdot 7{,}7 =$ **12000** kg . 49 (39)

Hauptlagerdruck (mit Berücksichtigung der Reaktion des hinteren Lagers)

$$P' = 12000 \cdot \frac{2000 + 395}{2000} =$$

14 400 kg.



Maasse 𝔇 *490 T 213*

C. Zapfenabmessungen.

Die **Lager**abmessungen bestimmen sich nach . . . . 59 (T 39)

	Hauptlager	**Kurbel**zapfen	**Kreuz**kopfbolzen	
Durchm. $\mathfrak{d} =$	$0{,}46 \cdot 450 = 207$	$0{,}25 \cdot 450 = 112$	$0{,}22 \cdot 450 = 99$	59 (T 39)
od. abger. n.	$\mathfrak{d} = 210$ mm	$\mathfrak{d} = 110$ mm	$\mathfrak{d} = 100$ mm	168
den Normal.	$\mathfrak{l} = 330$ „	$\mathfrak{l} = 145$ „	$\mathfrak{l} = 135$ „	

*Prüfung auf Heisslaufen.**)

Hauptlager. Schwungradgewicht $G = 4000$ kg 301

mittl. Lagerdruck $P_m = 1560 \cdot 3 \cdot 1{,}2 + 4000 \cdot 0{,}46 = 7440$ kg 88 (54, 56)

*) Für das Heisslaufen ist eigentlich die Grösse der Durchbiegung maassgebend, vergl. Aufg. 722.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgaben mit *Lösungen.*

D

mittl. Flächendruck $q = \frac{7440}{21 \cdot 33} = \mathbf{10{,}7}$ kg/qcm . . . . (55)

Umfangsgeschw. d. Zapfens $v = \frac{21 \cdot \pi}{100} \cdot \frac{100}{60} = \mathbf{1{,}10}$ Mtr/Sek . (58)

Reibungsarbeit $A = 10{,}7 \cdot 1{,}10 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}59}$ mkg/Sek . . . (59)

zul. $A = 0{,}65$ mkg/Sek. f. d. qcm Lagerfläche . . . . . (59)

Kurbelzapfen. Mittl. Lagerdruck $P_m = 1560 \cdot 3 = 4680$ kg . 117 (119)

„ Flächendruck $q = \frac{4680}{11 \cdot 14{,}5} = \mathbf{29{,}3}$ kg/qcm (120)

Umfangsgeschw. d. Zapfens $v = \frac{11 \cdot \pi}{100} \cdot \frac{100}{60} = \mathbf{0{,}57}$ Mtr/Sek . (121)

Reibungsarbeit $A = 29{,}3 \cdot 0{,}57 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}83}$ mkg/Sek. . . (122)

zul. $A = 1{,}3$ mkg/Sek. f. d. qcm Lagerfläche . . . . . (122)

Kreuzkopfbolzen. Lagerdruck $P = 1560 \cdot 7{,}7 = 12000$ kg . . 49 (39)

Flächendruck $q = \frac{12000}{10 \cdot 13{,}5} = \mathbf{89}$ kg/qcm 162 (186)

zul. $q = 90$ kg/qcm . . . . (187)

Die gerechneten Werte übersteigen nach den angegebenen Quellen die zulässigen nicht, die Abmessungen reichen also aus

1388. **Compoundmaschine mit Kondensation** zu berechnen und die Hauptmaasse festzulegen.

Gegeben ist:

Anfangsspannung im Dampfzylinder $\mathbf{8^1/_2}$ Atm. Überdr., Normalleistung effektiv **475** PS.

A. Leistungsermittlung und Zyl.-Abmessungen.

Wirkungsgrad für die Normalleistung $\eta = 0{,}89$ . . . . . 35 (T 12)

Indizierte **Leistung** $N_i = N_e : \eta = 475 : 0{,}89 = 535$ PS . . . (32)

Eintrittspannung $p = 8^1/_2 + 1 = 9^1/_2$ Atm. abs. 10

mittl. reduz. Kolbenüberdruck $(p_m)_i = \frac{2{,}1 + 2{,}3}{2} = 2{,}2$ Atm . 39 (T 19)

vorläufige **Kolbengeschw.** $c = 2{,}7$ Mtr/Sek . . . . . . 40 (T 21)

Querschnitt des Niederdruckzylinders $Q = \frac{75 \cdot 535}{2{,}7 \cdot 2{,}2} = 6750$ qcm (34)

woraus **Niederdruckzyl.-Durchm.** $D = 927$ mm.

Volumenverhältnis $V : v = \frac{2{,}6 + 2{,}7}{2} = 2{,}65$ . . . . 39 (T 19)

Querschnitt des Hochdruckzyl. $Q_1 = 6750 : 2{,}65 = 2550$ qcm 507

woraus **Hochdruckzyl.-Durchm.** $d = 570$ mm.

Kolbenhub $H = 1{,}8 \cdot 570 = 1020$ mm . . . . (453

Umdrehungen $n = \frac{30 \cdot 2{,}7}{1{,}02} = 80$ i. d. Min. 30 (24)

Aufgaben mit *Lösungen.*

Wir haben nun als vorläufige Abmessungen:

Hochdruckzyl.-Durchm. $d = 570$ mm, Niederdruckzyl.-Durchm. $D = 927$ mm, Kolbenhub $H = 1020$ mm, Umdrehungen $n = 80$ i. d. Min.

Diese Abmessungen passen wir üblichen Ausführungen an, indem wir vom Niederdruckzyl. ausgehen und erhalten z. B: D

$d = \mathbf{600}$ mm, $D = \mathbf{930}$ mm, $H = \mathbf{1100}$ mm, $n = 75$/Min. . 506

Mit diesen Abmessungen wird nochmals eine Berechnung der Leistung vorgenommen und es ergibt sich:

wirks. Kolbenfläche $Q = 0{,}99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 93^2 = 6700$ qcm . . . 34 (31a)

mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 1{,}1 \cdot 75}{60} = 2{,}75$ Mtr/Sek . . . (30)

Stichzahl für Berechnung der Leistung

$$N_i = \frac{6700 \cdot 2{,}75}{75} \cdot (p_m)_i = \mathbf{245}\ (p_m)_i.$$

Wir erhalten nun für	**normale**	gesteigerte **Leistung**	
$(p_m)_i =$	$\frac{2{,}1 + 2{,}3}{2} = 2{,}2$	$\frac{2{,}6 + 2{,}8}{2} = 2{,}7$ Atm. .	33 (T 19)
Leist. $N_i = 245 \cdot (p_m)_i =$	535	660 indiz. PS	
Wirkungsgrad . $\eta =$	0,9	0,92	35 (T 12)
Leistung . . . $N_e =$	**480**	**600** effekt. PS	

B. Gestänge- und Hauptlagerdruck.

Querschnitt Hochdruckzyl. $Q_1 = 0{,}98 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 60^2 = 2765$ qcm . 34 (31)

Querschnitt des Niederdruckzyl. wie vor 6700 qcm.

Für gesteigerte Leistung:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Hochdruck} & p_m = 3{,}6 \text{ Atm.} \\ \text{Niederdruck} & p_m = 1{,}5 \text{ „} \end{array}\right\} \text{für } p = 9^1/_2 \text{ Atm.}$$ . . 88 (T 50)

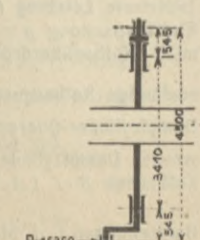
mittl. Lagerdruck:

Hochdruck $P_m = 2765 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}16 + 7500 \cdot 0{,}5 = 15250$ kg (54, 56)

Niederdruck $P_m = 6700 \cdot 1{,}5 \cdot 1{,}16 + 7500 \cdot 0{,}5 = 15350$ „ (54, 56)

worin Schwungradgewicht $G = 7500$ kg 506

Die Zapfenabmessungen beider Maschinenseiten werden gleich gross, zur Prüfung auf Heisslaufen benutzen wir deshalb den grössten Druck, also 15350 kg.



Maasse nach D *505 u. 496*

C. Zapfenabmessungen.

Die **Lager**abmessungen bestimmen sich wie folgt:

Aufgaben mit ***Lösungen.***

	Hauptlager	**Kurbel**zapfen	**Kreuzkopf**bolzen	𝔇
$\mathfrak{d} =$	$0{,}46 \cdot 600 = 276$	$0.25 \cdot 600 = 150$	$0{,}22 \cdot 600 = 132$	*59* *T 39*
od. abgerund. n. d. Normal.	$\mathfrak{d} = 280$ mm, $\mathfrak{l} = 450$ „	$\mathfrak{d} = 150$ mm, $\mathfrak{l} = 190$ „	$\mathfrak{d} = 130$ mm, $\mathfrak{l} = 175$ „	*168*

Bei richtiger Wahl des Dampfdruckes erhalten Einzylinder-, Compound- und 3 fach-Expansions-Maschinen dieselben Zapfen . *58*

Prüfung auf Heisslaufen.[*)]

Hauptlager, mittl. Lagerdruck wie vor $P_m = 15350$ kg,

„ Flächendruck $q = \frac{15350}{28 \cdot 45} = \mathbf{12{,}2}$ kg/qcm . . . *88* *(55)*

Umfangsgeschw. des Zapfens $v = \frac{28 \cdot \pi}{100} \cdot \frac{75}{60} = \mathbf{1{,}1}$ Mtr/Sek . . *(58)*

Reibungsarbeit $A = 12{,}2 \cdot 1{,}1 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}67}$ mkg/Sek . . *(59)*

zul. $A = 0{,}65$ *mkg/Sek. f. d. qcm Lagerfläche* . . . *(59)*

Kurbelzapfen, mittl. Lagerdruck $P_m = 6700 \cdot 1{,}5 = 10000$ kg . *117* *(119)*

„ Flächendruck $q = \frac{10000}{15 \cdot 19} = \mathbf{35}$ kg/qcm . . . *(120)*

Umfangsgeschw. des Zapfens $v = \frac{15 \cdot \pi}{100} \cdot \frac{75}{60} = \mathbf{0{,}59}$ Mtr/Sek . . *(121)*

Reibungsarbeit $A = 35 \cdot 0{,}59 \cdot 0{,}05 = \mathbf{1{,}04}$ mkg/Sek. . . *(122)*

zul. $A = 1{,}3$ *mkg/Sek. f. d. qcm Lagerfläche* . . . *(122)*

Kreuzkopfbolzen. Gestängedruck $P = 6700 \cdot 3 = 20100$ kg . . *42*

Flächendruck $q = \frac{20100}{13 \cdot 17{,}5} = \mathbf{89}$ kg/qcm . . . . *162* *(186)*

zulässig $q = 90$ *kg/qcm* . . . . *(187)*

Die gerechneten Werte übersteigen die zulässigen nicht, die Abmessungen reichen also aus.

1389. **Dreifach - Expansionsmaschine** (liegend, zweikurblig) mit Kondensation soll berechnet und die Zylinderabmessungen festgelegt werden.

Gegeben ist:
Anfangsspannung im Dampfzylinder **12** Atm. Überdr.,
Normalleistung effektiv **800** PS.

Lösung.

Wirkungsgrad für die Normalleistung $\eta = 0{,}90$ . . . . . *35* *(T 12)*

Indizierte Leistung $N_i = N_e : \eta = 800 : 0{,}9 = 890$ PS . . . *(32)*

*) Vergl. Fussnote Aufgabe 1387 Spalte rechts.

Aufgaben mit ***Lösungen.***

𝔇

Eintrittspannung $p = 12 + 1 = 13$ Atm. abs. *10*

mittl. reduz. Kolbenüberdruck $(p_m)_i = 2{,}2$ Atm. . . . . . *45* *(T 26)*

vorläufige Kolbengeschw. $c = 3$ Mtr/Sek . . . . *(T 27)*

Querschnitt des Niederdruckzyl. $Q = \frac{75 \cdot 890}{2{,}2 \cdot 3} = 10100$ qcm . *(38a)*

woraus **Niederdruckzyl.-Durchm.** $D = 1140$ mm.

Volumverhältnis III : I = 5,8 . . . . *(T 26)*

Querschnitt des Hochdruckzyl. $q = 10100 : 5{,}8 = 1740$ qcm . *531*

woraus **Hochdruckzyl.-Durchm.** $d = 470$ mm.

Volumverhältnis II : I = 2,4 . . . . *45* *(T 26)*

Querschnitt des Mitteldruckzyl. $Q_1 = 1740 \cdot 2{,}4 = 4180$ qcm,

woraus **Mitteldruckzyl.-Durchm.** $d_m = 730$ mm.

Kolbenhub $H = 730 \cdot 1{,}8 = 1310$ mm . . . . *531* *(454a)*

Umdrehungen $n = 30 \cdot 3 : 1{,}31 = 69$ i. d. Min. . . . . . *30* *(24)*

Wir haben nun als vorläufige Abmessungen

Hochdruckzyl.-Durchm. $d = 470$ mm, Mitteldruckzyl.-Durchm. $d_m = 730$ mm, Niederdruckzyl.-Durchm. $D = 1140$ mm, Kolbenhub $H = 1310$ mm, Umdrehungen $n = 69$ i. d. Min.

Diese Abmessungen passen wir üblichen Ausführungen an, indem wir vom Niederdruckzylinder ausgehen und erhalten z. B.:

$d = \mathbf{495}$ mm, $d_m = \mathbf{750}$ mm, $D = \mathbf{1160}$ mm, $H = \mathbf{1300}$ mm,
Umdrehungen $n = \mathbf{67}$ i. d. Min. . . . . . *529* *(T 229)*

Mit diesen Abmessungen führen wir nochmals eine Leistungsberechnung durch und erhalten

wirks. Kolbenfläche Niederdruckzyl.

$Q = 0{,}99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 116{,}0^2 = 10450$ qcm . . . . . . *34* *(31a)*

mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 1{,}3 \cdot 67}{60} = 2{,}9$ Mtr/Sek . *(30)*

Stichzahl für die Leistungsberechnung

$$N_i = \frac{10450 \cdot 2{,}9}{75} (p_m)_i = 404 \, (p_m)_i .$$

Wir erhalten nun für **normale**		gesteigerte **Leistung**	
$(p_m)_i =$	2,2	2,4 Atm.	*45* *(T 26)*
indiz. Leistung $N_i = 404 \, (p_m)_i =$	890	970 indiz. PS	
Wirkungsgrad . . . . $\eta =$	0,90	0,92	*35* *(T 12)*
effekt. Leistung . . . $N_e =$	**800**	890 effekt. PS	

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgabe mit *Lösung.*

1391. Entwurf einer Compoundmaschine 350/530 × 600.

(Hierzu Tafel 49—51 in Dampfmaschinen, 2. Band.)

Mein Bureau erhielt den Auftrag, die **Dispositions**zeichnungen zu einer Compoundmaschine von

Hochdruckzylinder-Durchmesser	350 mm,
Niederdruckzylinder- „	530 „
Kolbenhub	600 „
Umdrehungen	95 i. d. Min.

anzufertigen, derart, dass der Auftraggeber (Maschinenfabrikant) die Detailzeichnung hiernach selbst anfertigen kann. 𝔇

Als Typ für den Rahmen ist vorgeschrieben *Fig.171*, *75*

Die Maschine soll (des beschränkten Raumes wegen) möglichst schmal gebaut (kurze Welle) und so kräftig konstruiert sein, dass die Modelle und die Abmessungen der Zapfen auch ausreichen für eine Einzylindermaschine 350 × 600, welche mit $p = 9$ Atm. abs. Eintrittspannung arbeitet.

Vorläufige Bestimmung der Hauptmaasse:

1. ***Zapfen.*** Für Einzylinder mit $p = 9$ wird

Hauptlager	$0{,}49 \cdot 350 = 172 \sim$ **175** mm	. . . *58, 59*
Kurbelzapfen	$0{,}27 \cdot 350 = 95 \sim$ **95** „	
Kreuzkopfbolzen	$0{,}23 \cdot 350 = 81 \sim$ **80** „	

Zapfenlängen:

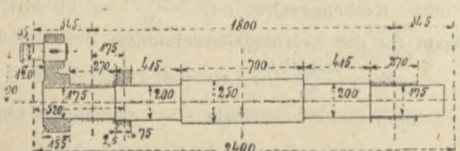
Hauptlager	$1{,}6 \cdot 175 \sim$ **270** mm	. . . . *57*
Kurbelzapfen	$1{,}3 \cdot 95 \sim$ **120** „	
Kreuzkopfbolzen	$1{,}3 \cdot 80 \sim$ **100** „	

2. ***Hauptachse.*** Bestimmung der Hauptbaumaasse:

Nabenlänge der Kurbel $\sim 0{,}9\, d = 0{,}9 \cdot 175 \sim 155$ mm *116* (*111*)

mithin Entfernung von Mitte Lager bis Mitte Kurbelzapfen

$$135 + 155 - 10 + 5 + 60 = \mathbf{345} \text{ mm.}$$



Die übrigen Maasse nach . . . . *Tab. 222, 503*

3. ***Exzenterbreite.*** Für Grauguss $b = 80$ mm *381*

Mit Weissgussfutter sei 75 mm zugrunde gelegt, Spielraum zwischen Exzenter und Lager $2^1/_2$ mm.

Aufgabe mit *Lösung.*

Folglich Entfernung von Mitte Zylinder bis Mitte Grundschieberstange: $345 + \frac{270}{2} + \frac{75}{2} + 2^1/_2 = \mathbf{520}$ mm.

Hauptachse Durchm. $d_1 = 175 + 25 = 200$ mm, 𝔇

„ „ $d_2 = 1{,}4 \cdot d = 1{,}4 \cdot 175 = 250$ mm . . *503*

Entfernung der Zylinder unter sich *2490* mm.*)

4. ***Treibstange zur Maschine 600 Hub.***

Kolbendruck $P = 2{,}9 \cdot 2180 \sim 6320$ kg *42*

Länge der Treibstange $L = \mathbf{1530}$ mm *141*

Die Durchrechnung der Schaftabmessungen ergab noch genügende Sicherheit, dieselbe erfolgte nach *125*

5. ***Kolbenstange zur Maschine 600 Hub.***

Die Stärke der Kolbenstange wählen wir $\sim$ **60** mm *195* (*229*)

6. ***Kreuzkopf.*** Mit Rücksicht auf den 80er Bolzen und die 60er Kolbenstange ergibt sich beim Aufzeichnen die vorläufige Baulänge zu **280** mm.

7. ***Kolben, Stopfbüchse, Baumaasse zur Maschine 600 Hub.***

Kolbenbreite 110 mm, Ringbreite 74 mm *177*

Kolbenspiel 5 mm . . . . *Tab. 89*, *201*

Lichte Zylinderweite $600 + 110 + 2 \cdot 5 = \mathbf{720}$ mm . . *201* (*241*)

Überlauf nehmen wir 0,5 mm, demnach wird:

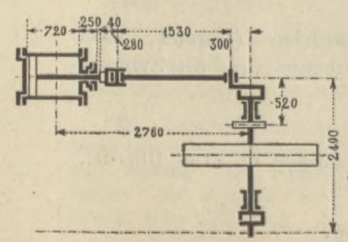
$$\text{Lauflänge} = 600 + 74 - 2 \cdot 0{,}5 = \mathbf{673} \text{ mm.}$$

Stopfbüchslänge für 60er Stange $= \mathbf{250}$ mm . *Stopfbüchstab.* *713*

Spielraum zwischen Kreuzkopf und Stopfbüchse $= 29$ mm . *199*

demnach von Mitte Kurbelachse bis Mitte Zylinder:

$$300 + 1530 + 280 + 29 + 250 + \frac{720}{2} = 2749 \text{ mm.}$$



wofür **2760** mm genommen ist; der Spielraum zwischen Kreuzkopf und Stopfbüchse erhöht sich demnach von 29 auf 40 mm.

An Hand der so ermittelten Abmessungen kann nunmehr mit dem Entwurf der Zeichnungen begonnen werden. Wandstärken nach Normalien im Buch „Dampfmaschinen", Abschnitt IX.

Berechnung der Einzelteile ist gezeigt in Aufg. 1397 u. f.

*) Für gewöhnlich nehme man die Achsenentf. grösser (3000 mm) *503*
Dann reicht dieselbe noch aus für breite Seilscheiben-Schwungräder und für Ventilsteuerung.

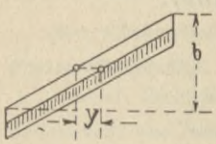
Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Lösungen zu Aufg. 1393—1394.

1393. Füllungsgrad.

1. Wegen der Drosselung des Dampfes in den Dampfkanälen vor Schluss der Einströmung wird das Diagramm stets kleinere Füllung ergeben . . . . St *245—251*

2. Zur Bestimmung der Grösse der Drosselung nimmt man an, dass bei 80 Mtr. Geschwindigkeit die Drosselung beginnt *247*
und ermittelt die während der Drosselung herrschende Kolbengeschwindigkeit *c'* *248*



Die Kanalöffnung zu Beginn der Drosselung und die Kurbelstellung, welche im Schieberdiagramm dem 𝔶 entspricht. Dann lässt sich die Drosselung 𝔟 berechnen nach . . . *245—249*

3. Bei einer Füllung im Diagramm $h' = 0{,}40$ beträgt für Riderflachschieber mit $\alpha = 30^0$ Neigungswinkel der Kanäle
$𝔟 = 0{,}20$ . . . . *Tab. 47a, 251*
demnach muss die Steuerung auf $0{,}40 + 0{,}20 = \mathbf{0{,}60}$ (als grösste) Füllung eingestellt gewesen sein, wenn dieselbe bei tiefster Regulatorstellung im Diagramm **40 %₀ Füllung** ergeben hat. Dasselbe Resultat zeigt uns die 4. Spalte in *Fig 513*, welch letztere man für Schätzungen benutzen kann *250*

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Steuerungen".

1394. Kompression und Enddruck.

1. Wir wählen eine Diagrammlänge, z. B. 50 mm, und als Höhenmassstab 5 mm = 1 Atm., so haben wir aufzuzeichnen:

$$H = 50 \text{ mm}; \; p = 6 \cdot 5 = 30 \text{ mm}; \; o = 0{,}25 \cdot 50 = 12{,}5 \text{ mm};$$

$$s = \frac{10}{100} \cdot 50 = 5 \text{ mm}.$$

Durch Ziehen der Linien *r—n* und *O—n* ergibt sich:

Enddruck $C = 21$ mm, oder $\frac{21}{5} = \mathbf{4{,}2}$ Atm. abs. . . . *215*

2. *Anfangsvolumen × Gegendruck in Atm. abs. = Endvolumen × Enddruck in Atm. abs.* (Mariottsches Gesetz) demnach:

$$(o + s) \cdot p_0 = s \cdot C; \quad C = \frac{(o + s)}{s} \cdot p_0,$$

also Enddruck:

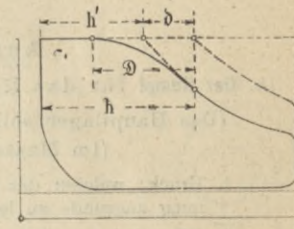
$$C = \frac{0{,}25 + 0{,}10}{0{,}10} \cdot 1{,}2 = \mathbf{4{,}2} \text{ Atm. abs.}$$

Für derartige Aufgaben eignet sich besonders das Buch „Indikator", 4. Aufl.

Aufgabe 1393—1394.

1393. Füllungsgrad bei Schiebermaschinen.

Für eine Dampfmaschine mit **Riderflachschieber**-Steuerung (nach 𝔇 368 aber mit 30⁰ Neigungswinkel der Kanäle) war als Maximalleistung die der grössten Füllung von **60 %₀** entsprechende Leistung garantiert. Dampfdruck 6 Atm. Überdruck. Das Indizieren der Maschine ergab jedoch im Diagramm **nur** $h' = 40\ \%_0$ Füllung und demnach etwa 14 %₀ weniger Leistung. Man konnte sich den Widerspruch nicht erklären, da die (zu verschiedenen Malen) von Ingenieur und Monteur vorgenommenen Untersuchungen an der kalten Maschine stets 60 %₀ Füllung ergab. Der Lieferant machte allerhand Ausflüchte, als da sind: Nasser Dampf, zu enge Rohrleitung und dergl. Das Ende war eine g e r i c h t l i c h e K l a g e d e s E m p f ä n g e r s auf Zurücknahme der Maschine.



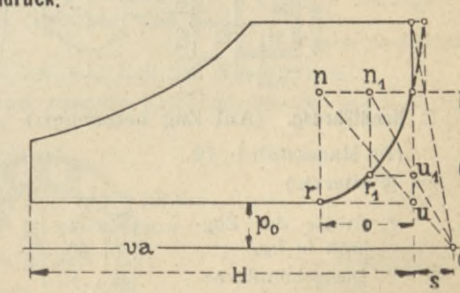
h Füllung, welche der eingestellten Steuerung entspricht; *h'* Füllung im Indikatordiagramm; 𝔇 Kolbenweg während der Drosselung.

Es ist festzustellen:

1. Weshalb ist die Füllung im Indikatordiagramm v i e l k l e i n e r, als die Untersuchung an der kalten Maschine ergibt?
2. Wie wird die Grösse der D r o s s e l u n g berechnet?
3. Wie bestimmt man die D r o s s e l u n g schnell angenähert?

1394. Kompression und Enddruck.

Gegeben sei:
Dampfdruck $p =$ 6 Atm. abs.,
Gegendruck $p_0 =$ 1,2 Atm. abs.,
Kompressionsweg $o = 0{,}25$,
schädlicher Raum $s = 10\ \%_0$.



1. Wie ermittelt man den Enddruck graphisch?
2. „ „ „ „ „ durch Rechnung?

Die Berechnung der einzelnen Teile. Man soll die einzelnen Teile immer der tatsächlich praktischen Ausführung anpassen und dann die sich daraus ergebende Beanspruchung rechnerisch ermitteln. Wir nehmen also die einzelnen Abmessungen aus „Haeder, Dampfmaschinen", 8. Aufl., Abschnitt IX und prüfen die Beanspruchung.

Einige Gussteile der Dampfmaschine fallen schon durch die notwendigen Ausführungsmaasse (Wandstärke) so kräftig aus, dass die rechnerisch ermittelten Beanspruchungen weit unter den in den Tabellen zur Festigkeitslehre ℌ 39 angegebenen zul. Werten bleiben, wie z. B. der Rahmen an der Rundführung. Doch soll man auch hier eine Rechnung auf Festigkeit nicht unterlassen.

1396. **Beispiel.** Die einzelnen Teile der Dampfmaschinen (nach Aufgabe 1387), also 450 mm Zyl.-Durchm. 800 mm Kolbenhub, $n = 100$, $p = 8$ Atm. abs. mit Kondensation sind zu berechnen. Gegeben ist nach Aufg. 1387: Gestängedruck $P = 12000$ kg, Hauptlagerdruck $P' = 14400$ kg.

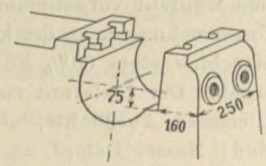
1397. Der Rahmen (Grauguss).

Aufgabe 1397.

A. **Der Rumpf** für das Hauptlager.

(Das Hauptlager soll vordere Schraubenstellung erhalten.)
(Im Maassstab 1 : 10 zu skizzieren.)

1. Druck, welcher der Berechnung zugrunde zu legen ist,
2. Biegungsmoment in kgcm,
3. Widerstandsmoment des gefährlichen Querschnittes in cm^3,
4. Biegungsbeanspruch.

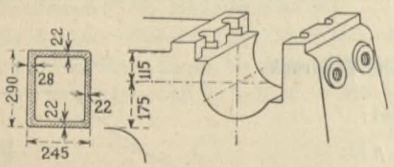


Maasse nach 𝔇 101.

B. **Schwache Stelle** vor dem Lagerrumpf.

(Auf Zug berechnen, 1 : 10 zu skizzieren.)

1. Die in Betracht kommende Zugkraft in kg,
2. Querschnittfläche in qcm,
3. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

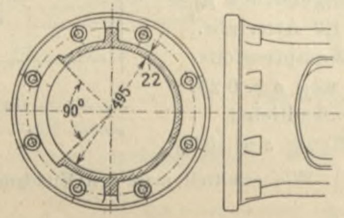


Maasse nach 𝔇 77.

C. **Rundführung.** (Auf Zug berechnen.)

(Im Maassstab 1 : 10 zu skizzieren.)

1. Grösse der Zugkraft in kg,
2. Querschnittfläche in qcm,
3. Beanspruch. auf Zug in kg/qcm.



Maasse nach 𝔇 77.

Lösungen zu Aufg. 1397.

A. Der Rumpf für das Hauptlager.

(Auf Biegung zu berechnen.)

1. Lagerdruck $P' = 14400$ kg.*) — 𝔇
2. Biegungsmoment $M_b = P' \cdot l = 14400 \cdot 7{,}5 \sim 108000$ kgcm — 90 (61)
3. von $b = 25$ und $h = 16$ ist angenähert:

   Widerstandsmoment $W = 0{,}9 \cdot \frac{25 \cdot 16^2}{6} \sim 960\ cm^3$ . . . (64)
4. Biegungs**beanspruchung** $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{108000}{960} \sim$ **113** kg/qcm — (62)

   Diese Beanspruchung erscheint etwas hoch.

B. Schwache Stelle vor dem Lagerrumpf.

1. Zugkraft = Lagerdruck $P' = 14400$ kg wie vor.
2. Querschnitt $= 2 \cdot 24{,}5 \cdot 2{,}2 + (29 - 2 \cdot 2{,}2) \cdot (2{,}8 + 2{,}2)$

   ~ 231 qcm. — ℌ
3. **Beanspruch.** auf Zug $\sigma_z = \frac{14400}{231} \sim$ **63** kg/qcm 40b

   (zulässig 100 kg/qcm) . . . . 39 (T 8)

C. Rundführung.

1. Zugkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Querschnitt $= \frac{\pi}{4} (53{,}9^2 - 49{,}5^2) \cdot {}^3/_4 = 267$ qcm.
3. **Beanspruchung** auf Zug $\sigma_z = \frac{12000}{267} \sim$ **45** kg/qcm . . . 40b

   (zulässig 100 kg/qcm) . . . . 39 (T 8)

*) nach Aufg. 1387.

𝔇 bedeutet Dampfmasch. 8. Aufl. I. Band, ℌ Konstr. I. Band.

Kreuzkopf.

Lösungen zu Aufg. 1398.

1398. ***Kreuzkopf** mit Gleitschuhen und Keilverb.*

A. Gleitschuhe für den Kreuzkopf. 𝔇

1. Material: Gusseisen 153
2. Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
3. Druck auf die Gleitfläche
   $= (400 : 2000)\, P = 0{,}2 \cdot 12000 = 2400$ kg . . . 145 (157)
4. Gleitfläche $= 39 \cdot 22{,}5 = 880$ qcm 169
5. Flächendruck $k = 2400 : 880 = \mathbf{2{,}75}$ kg/qcm 145 (158)
   (Der Flächendruck $k = 2{,}75$ kg/qcm ist zulässig) . . . (159)

B. Kreuzkopfhauptstück.

1. Material: Stahlguss 153

C. Seitenwände des Hauptstückes.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Biegungsmoment $M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{8} = \frac{12000}{2} \cdot \frac{15{,}7}{8} = 11800$ kgcm 149 (177)
3. Widerstandsmoment $W = \frac{1{,}8 \cdot 7{,}5^2}{6} + \frac{(8{,}8 - 1{,}8) \cdot 3^2}{6} = 27{,}4\,\text{cm}^3$ (178)
4. Biegungs**beanspr.** $\sigma_b = 11800 : 27{,}4 = \mathbf{430}$ kg/qcm . . (178)
   (Die Beanspr. 430 kg/qcm ist zul. für Stahlguss) . . . (180)

D. Keilverbindung.

1. Axialer Keildruck $\mathfrak{P} = 1{,}25 \cdot 12000 = 15000$ kg . . . 147
2. Biegungsmoment ($l = 68 + 48 = 116$ mm)
   $M_b = 0{,}5 \cdot 15000 \left(\frac{11{,}6}{2} - \frac{6{,}8}{4}\right) = 30700$ kgcm . . 147 (165)
3. Widerstandsmoment $W = 2 \cdot 7{,}8^2 : 6 = 20{,}3$ cm³ . . . (163)
4. Biegungs**beanspr.** $\sigma_b = 30700 : 20{,}3 = \mathbf{1500}$ kg/qcm . . (162)
5. Berührungsfläche $= 2 \cdot 6{,}3 \quad = 12{,}6$ qcm,
6. „ $= 2 \cdot 4{,}8 \cdot 2 = 19{,}2$ „
7. **Beanspr.** $k = \frac{15000}{12{,}6} = 1200$ kg bezw. $\frac{15000}{19{,}2} = 780$ kg/qcm (167)
8. Die ermittelten Beanspr. sind zulässig . . . . (168)

E. Nabe für die Keilverbindung.

1. Druck im Konus $\mathfrak{P} = 1{,}25 \cdot 12000 = 15000$ kg 148
2. mittl. Konusdurchmesser
   $d_2 = 6{,}7$ cm; $c : l = 7 : 173 = 1/25$; $\alpha = 2^\circ 20'$
3. für $c : l = 1/25$ wird Wirkungsgrad $\eta = 0{,}29$ . . . . (169a)
4. Zugbeanspr. $\sigma_z = 0{,}29 \cdot \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \sin 2^\circ 20' \cdot 17{,}3 \cdot 3{,}5} = \mathbf{282}$ kg/qcm (173)
   (Für Stahlguss zulässig) 148 (176)

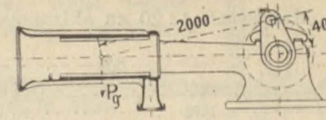
*) nach Aufg. 1387.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgabe 1398.

1398. **Der Kreuzkopf.** (1 : 5 zu skizzieren.)

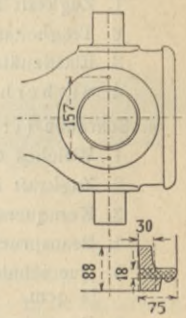
A. **Gleitschuhe** für den Kreuzkopf.



1. Welches Material ist zu wählen,
2. Druck in der Schubrichtung in kg,
3. „ auf die Gleitschuhe „ „
4. Grösse der Gleitschuhe bezw. Gleitfläche in qcm,
5. Flächendruck in kg/qcm,

B. **Kreuzkopfhauptstück.**

1. Welches Material ist zu wählen.



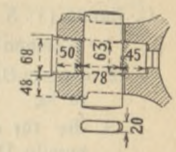
C. **Seitenwände** des Hauptstückes.

1. Druck, welcher in Betracht kommt, in kg,
2. Biegungsmoment in kgcm,
3. Widerstandsmoment in cm³,
4. Biegungsbeanspruch. in kg/qcm.

Maasse nach 𝔇 159.

D. **Keilverbindung** zwischen Kolbenstange u. Kreuzkopf. (Im Maassstab 1 : 5 zu skizzieren.)

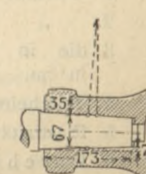
1. Axialer Druck auf den Keil,
2. Biegungsmoment in kgcm,
3. Widerstandsmoment in cm³,
4. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
5. Berührungsfläche zwischen Keil und Stange in qcm,
6. Berührungsfläche zwischen Keil und Nabe in qcm,
7. Beanspruchung zwischen Keil und Stange und Keil und Nabe in kg/qcm.
8. Ist alles stark genug?



Maasse nach 𝔇 159.

E. **Nabe** für die Keilverbindung. (Im Maassstab 1 : 5 zu skizzieren.)

1. Druck im Konus in kg,
2. Neigungswinkel α,
3. Wirkungsgrad der Keilverbindung,
4. Beanspruchung auf Zug.



Maasse nach 𝔇 159

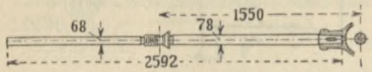
Kolbenstange.

Aufgabe 1399.

1399. **Die Kolbenstange** (Material: Stahl).

A. **Der Schaft der Stange.**

(Im Maassstab 1 : 20 zu skizzieren.)

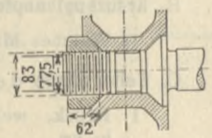


Maasse nach 𝔇 199.

1. Zugkraft in kg,
2. Trägheitsmoment in cm^4,
3. Elastizitätsmodul,
4. Sicherheitsgrad.

B. **Schraube** (1 : 5 zu skizzieren).

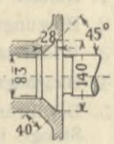
1. Welches Gewinde wird man wählen,
2. Zugkraft in kg,
3. Kernquerschn. der Schraube in qcm,
4. Beanspruch. auf Zug in kg/qcm,
5. Querschnittfläche eines Gewindeganges in qcm,
6. Gewindezahl pro 1 " engl.,
7. Anzahl der Gewindegänge in der Kolbenmutter,
8. Beanspruch. auf Druck im Gewinde in kg/qcm,
9. Sind die Beanspruchungen zulässig?



Maasse nach 𝔇 199 u. 197

C. **Konus** (1 : 5 zu skizzieren).

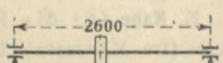
1. Welchen Konus wird man wählen?
2. die in Betracht kommende Druckkraft in kg,
3. die für den Konus in Betracht kommende Druckkraft in kg,
4. Auflagefläche des Konus in qcm,
5. Beanspruch. auf Druck in kg/qcm.



Maasse nach 𝔇 199.

D. **Durchbiegung** der Stange. (Abmessungen vergl. unter A.)

1. Gewicht des Kolbens in kg,
2. „ der Stange „ „
3. die in Betracht kommende Länge in cm,
4. Trägheitsmoment in cm^4,
5. Elastizitätsmodul,
6. Durchbiegung in cm.



E. **Keilverbindung.**

Lösungen zu Aufg. 1399.

*1399. **Die Kolbenstange.***

A. Schaft der Stange.

1. Zugkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg,*) 𝔇
2. Trägheitsmoment für 7,8 cm Durchm.
$J = \frac{\pi}{64} \cdot 7{,}8^4 = 181{,}7\ cm^4$ 195 (227)
3. Elastizitätsmodul für Stahl $E = 2150000$ 195
4. **Sicherheitsgrad** $m = \frac{10 \cdot 2150000 \cdot 181{,}7}{12000 \cdot 155^2} = \mathbf{13{,}5}$ . . . . . (227)

B. Schraubengewinde.

1. Trapezgewinde 197
2. Zugkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
3. Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 7{,}75^2 = 47{,}2$ qcm.
4. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{12000}{47{,}2} = 255$ kg/qcm 195 (230)
5. Fläche eines Gewindeganges $= \frac{\pi}{4} \cdot (8{,}3^2 - 7{,}75^2) = 6{,}9$ qcm
6. Gewindezahl pro 1" engl. = 6 . . . . 197 (T 87)
7. „ in der Mutter $= \frac{62}{25{,}4} \cdot 6 \sim 14{,}7$.
8. Druck**beanspruchung** $\sigma = \frac{12000}{6{,}9 \cdot 14{,}7} \sim \mathbf{118}$ kg/qcm . . . 195 (232)
9. Ja! man beachte . . . . {(231) (233)

C. Konus des Stangenbundes.

1. Konus von 45° 711
2. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
3. Druckkraft auf den Konus $P' = \frac{12000}{\sin 45^0} \sim 17000$ kg . . 196 (236)
4. Auflagefläche $= 0{,}5\,(14 + 8{,}3) \cdot \pi \cdot 4 \sim 140$ qcm . . . (237)
5. Druck**beanspruchung** $\sigma = 1{,}28 \cdot \frac{12000}{14^2 - 8{,}3^2} = \mathbf{121}$ kg/qcm . (238)
Die Beanspruchung 121 kg/qcm ist zulässig . . . (239)

D. Durchbiegung der Kolbenstange.

1. Kolbengewicht = 100 kg . . . . (𝔎al)
2. Stangengewicht = 68 kg . . . . (𝔎al)
3. ganze Stangenlänge = 260 cm.
4. Trägheitsmoment für 7,8 cm Durchm. 𝔇
$J = \frac{\pi}{64} \cdot 7{,}8^4 = 181{,}7\ cm^4$ 195 (227)
5. Elastizitätsmodul für Stahl $E = 2150000$ 195
6. **Durchbieg.** $f = (100 + \frac{5}{8} \cdot 68) \frac{1}{2150000 \cdot 181{,}7} \cdot \frac{260^3}{48} \sim \mathbf{0{,}134}$ cm ℌ 40k

E. Vergl. Aufg. 1398.

*) Nach Aufg. 1387.

𝔇 *bedeutet Dampfm. 8. Aufl. I. Band,* ℌ *Konstr. I. Band.*

Kolben, Treibstange.

Lösungen zu Aufg. 1400—1401.

1400. *Der Kolben mit Kolbenringen.*

A. Kolbenkörper. 𝔇

1. Verwandle den zwischen 2 Rippen befindl. Teil in einen Kreis *188*
2. Dampfdruck $= p - p_0 = 8 - 0{,}3 = 7{,}7$ Atm.
3. Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{13^2}{4} \cdot \frac{7{,}7}{1{,}9^2} = 90$ kg/qcm . (*222*)

   (Die Beanspruchung 90 kg/qcm ist zulässig) . . . (*223*)

B. Kolbenringe.

1. Kolbenringe mit radialen Spiralfedern.
2. **Ringbreite** $b_1 = 5$ cm *189*
3. Ringfläche $= 45 \cdot \pi \cdot 5{,}2 = 730$ qcm *185* (*215*)
4. **Anzahl** der Federn $z = \frac{45 \cdot \pi}{14} = 11$ . . . . (*218*)
5. Belastung pro Feder $= \frac{45 \cdot \pi \cdot 5{,}2 \cdot 0{,}15}{11} = 10$ kg . . . (*217*)
6. Federabmess.: Windungsdurchm. 32 mm, Drahtdicke 3 mm, Höhe (gespannt) $= 34$ mm . . . . *183* (*T 85*)

1401. *Die Treibstange.*

A. Schaft.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Trägheitsmoment für 9,5 cm Durchm. $J = 0{,}05 \cdot 9{,}5^4 = 400$ *125*
3. Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen $E = 2000000$ . . . *125*
4. Sicherheitsgrad $m = \frac{10 \cdot 400 \cdot 2000000}{12000 \cdot 200^2} = 16{,}7$ . . . . . (*126*)
5. **Beanspruchung** auf Zug an der schwächsten Stelle

   $$\sigma_z = \frac{12000}{\frac{\pi}{4} \cdot 7{,}5^2} \sim \mathbf{270} \text{ kg/qcm} \quad . . . . . (128)$$

B. Kopf an der Kreuzkopfseite.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Biegungsmoment $M_b = \frac{12000}{2}\left(\frac{15{,}9}{2} - \frac{13{,}4}{4}\right) = 27600$ kgcm *128* (*138*)
3. Widerstandsmoment $W = \frac{10{,}5 \cdot 4{,}4^2}{6} \sim 34$ cm³ . . . . . (*139*)
4. Biegungsbeanspruchung $\sigma_b = \frac{27600}{34} = 820$ kg/qcm . . (*139*)
5. **Beanspruchung** auf Zug $\sigma_z = \frac{12000}{2 \cdot 2{,}5 \cdot 10{,}5} = \mathbf{230}$ kg/qcm . (*140*)
6. **Beanspruchung** auf Zug $\sigma_z = \frac{12000}{2 \cdot 3{,}2 \cdot 10{,}5} = \mathbf{180}$ kg/qcm . (*141*)

*) nach Aufg. 1387.

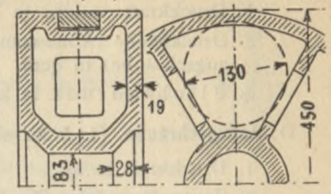
Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgaben 1400—1401.

1400. Der Kolben. (Material: Gusseisen.) (1 : 5 zu skizzieren.)

A. **Kolbenkörper.**

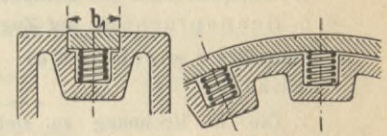
1. In welcher Weise erfolgt die Berechnung der Wandstärke.
2. Der in Betracht kommende Dampfdruck in Atm.,
3. Biegungsbeanspruch. in kg/qcm.



Maasse nach 𝔇 183.

B. **Kolbenringe.**

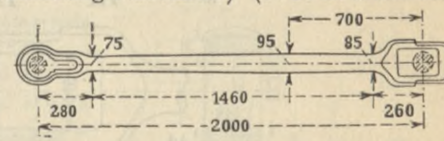
1. Welche Konstruktion wird man wählen?
2. Ringbreite in cm,
3. Ringfläche in qcm,
4. Anzahl d. Federn,
5. Belastung jeder Feder in kg,
6. Abmessungen der Feder in mm.



1401. Die Treibstange. (Material: Schmiedeeisen.)

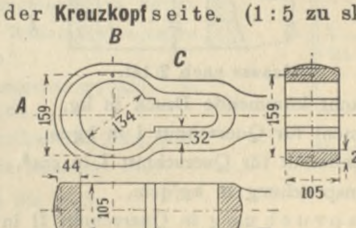
A. Schaft. (Auf Zerknickung berechnen.) (1 : 20 zu skizzieren.)

1. Der in Betracht kommende Druck,
2. Trägheitsmoment,
3. Elastizitätsmodul,
4. Sicherheitsgrad,
5. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.



Maasse nach 𝔇 141.

B. **Kopf** an der **Kreuzkopf**seite. (1 : 5 zu skizzieren.)



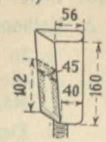
Maasse nach 𝔇 141.

1. Der in Betracht kommende Druck in kg,
2. Biegungsmoment für den Querschnitt *A* in kgcm,
3. Widerstandsmoment des Querschnitts *A* in cm³,
4. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
5. Zugbeanspruchung in den Querschnitten *B*.
6. „ „ „ „ *C*.

Treibstange.

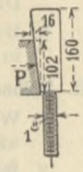
Aufgabe 1401.

1401. C. **Keil** für das Kreuzkopflager. (1:5 zu skizzieren.)



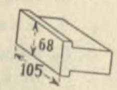
1. Druckkraft, welche in Betracht kommt, in kg,
2. Druckfläche (Abmessungen vergl. unter D. Anzugschraube) in qcm,
3. Flächendruck in kg/qcm.

D. **Anzugschraube.** (1:5 zu skizzieren.)



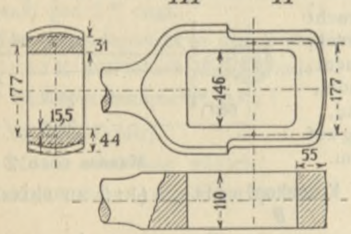
1. Druckkraft in kg, 2. Neigung des Keiles,
3. Zugkraft, welche für die Schraube in Betracht kommt, in kg,
4. Kernquerschnitt der Schraube in qcm,
5. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

E. **Druckstück** zwischen Keil und Lagerschale.



1. Die in Rechnung zu ziehende Druckkraft in kg,
2. Druckfläche in qcm,
3. Flächendruck in kg/qcm.

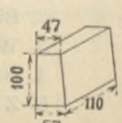
F. **Kopf** an der Kurbelseite. (1:5 zu skizzieren.)



Maasse nach 𝔇 141.

1. Der in Betracht kommende Druck in kg,
2. Biegungsmoment für Querschnitt I in kgcm,
3. Widerstandsmoment für Querschnitt I in cm^3,
4. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
5. Zugbeanspruchung in Querschnitt II in kg/qcm,
6. " " " III " "
7. Sind die Beanspruchungen zulässig?

G. **Keilstück.** (1:5 zu skizzieren.)



1. Druckkraft, welche in Betracht kommt, in kg,
2. Druckfläche in qcm,
3. Flächendruck in kg/qcm.

Lösungen zu Aufg. 1401.

1401. C. Keil.

1. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Druckfläche $= 4{,}5 \cdot 10{,}2 = 46$ qcm, ℌ
3. **Flächendruck** $\sigma = \frac{12000}{46} = \mathbf{260}$ kg/qcm 40c
   (zulässig 650 kg/qcm) . . . . 39 (T 3)

D. Anzugschraube.

1. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Neigung des Keiles $\frac{16}{160} = \frac{1}{10}$ 𝔇
3. Zugkraft $= 0{,}4 \cdot P = 0{,}4 \cdot 12000 = 4800$ kg 711
4. Kernquerschnitt einer 1" Schraube $= \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}13^2 = 3{,}56$ qcm ℌ
5. **Beanspruchung** auf Zug $\sigma_z = \frac{4800}{3{,}56} = \mathbf{1350}$ kg/qcm . . . 40b

Die Beanspruchung erscheint etwas hoch, die Schraube müsste also aus bestem Material hergestellt oder die Neigung des Keiles etwas kleiner gewählt werden.

E. Druckstück.

1. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Druckfläche $= 6{,}8 \cdot 10{,}5 = 71$ qcm,
3. **Flächendruck** $\sigma = \frac{12000}{71} = \mathbf{170}$ kg/qcm 40c

F. Kopf an der Kurbelseite.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg*) 𝔇
2. Biegungsmoment $M_b = \frac{12000}{2} \cdot \left(\frac{17{,}7}{2} - \frac{14{,}6}{4}\right) = 31200$ kgcm 128 (138)
3. Widerstandsmoment $W = \frac{11 \cdot 5{,}5^2}{6} = 55{,}5$ cm^3 . . . . . (139)
4. **Biegungs**beanspruchung $\sigma_b = \frac{31200}{55{,}5} = 570$ kg/qcm . . . (139)
5. **Zugbeanspruchung** $\sigma_z = \frac{12000}{2 \cdot 3{,}1 \cdot 11} = \mathbf{176}$ kg/qcm . . . . (140)
6. " $\sigma_z = \frac{12000}{2 \cdot 4{,}4 \cdot 11} = 124$ kg/qcm . . . . (141)
7. Ja! vergl. . . . . (142)

G. Keilstück zum Nachziehen der Lagerschalen.

1. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg.*)
2. Druckfläche $= 11 \cdot 10 = 110$ qcm, ℌ
3. **Flächendruck** $\sigma = \frac{12000}{110} = \mathbf{109}$ kg/qcm 40c

*) nach Aufg. 1387.

𝔇 bedeutet Dampfm. 8. Aufl. I. Band, ℌ Konstr. I. Band.

Kurbelzapfen, Kurbel.

Lösungen zu Aufg. 1402—1403.

1401 H. Anzugschraube.

1. Druckkraft = Gestängedruck $P = 12000$ kg,*)
2. Neigung des Keiles $= \frac{10}{100} = \frac{1}{10}$ ℌ
3. Zugkraft $= 0{,}4 \cdot 12000 = 4800$ kg 49a
4. Kernquerschnitt einer 1" Schraube $= \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}13^2 = 3{,}56$ qcm, (T 5)
5. Zug**beanspruchung** $\sigma_z = \frac{4800}{3{,}56} \sim$ **1350** kg/qcm 40b

1402. Kurbelzapfen.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg, *) 𝔇
2. Biegungsmoment $M_b = 12000 \cdot \frac{14{,}5}{2} = 87000$ kgcm . . . 117
3. Widerstandsmoment für 11 cm Durchm. (115)
   $W = 0{,}1 \cdot 11^3 = 130{,}7$ cm³ . . . . . (114)
4. **Beanspruchung** $\sigma_b = \frac{87000}{130{,}7} =$ **665** kg/qcm . . . . . (115)
5. Konizität $c = \frac{1}{24} \cdot l = \frac{1}{24} \cdot 145 = 6$ mm 114

1403. Kurbel.

A. Kurbelarm.

1. Tangentialdruck T = Gestängedruck $P = 12000$ kg *) . . 113
2. Biegungsmoment $M_b = 12000 \cdot 40 = 480000$ kgcm . . . (105) (106)
3. Widerstandsmoment $W = \frac{1}{6} \cdot 7{,}5 \cdot 40{,}9^2 = 2090$ cm³ . . (106)
4. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 480000 : 2090 = 230$ kg/qcm . . (106)
5. Drehungsmoment $M_d = 12000 \cdot 11{,}2 = 134000$ kgcm . . (107)
6. pol. Widerstandsmoment $W_p = \frac{2}{9} \cdot 7{,}5^2 \cdot 40{,}9 = 510$ cm³ (107)
7. Drehungsbeanspr. $\tau = 134000 : 510 = 263$ kg/qcm . . (107)
8. Gesamt**beanspr.**
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 230 + 0{,}65 \sqrt{230^2 + 4 \cdot 263^2} =$ **452** kg/qcm . (108)
9. Ja! vergl. . . . . (109)

B. Nabe für die Welle. ℌ

1. Biegungsmoment $M_b = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{12000 \cdot 30{,}5}{8} = 45750$ kgcm 40k
2. Widerstandsmoment $W = \frac{15{,}5 \cdot 9{,}5^2}{6} = 233$ cm³ . . . . 39 (T 7a)
3. Biegungs**beanspruchung** $\sigma_b = \frac{45750}{233} =$ **197** kg/qcm.

C. Nabe für den Kurbelzapfen.

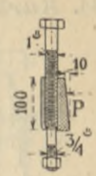
1. Biegungsmoment $M_b = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{12000 \cdot 18{,}9}{8} = 28350$ kgcm 40k
2. Widerstandsmoment $W = \frac{14 \cdot 5{,}3^2}{6} = 65$ cm³ . . . . . 39 (T 7a)
3. Biegungs**beanspruchung** $\sigma_b = \frac{28350}{65} =$ **435** kg/qcm.

*) nach Aufg. 1387.

𝔇 *bedeutet Dampfm. 8. Aufl. I. Band,* ℌ *Konstr. I. Band.*

Aufgaben 1402—1403.

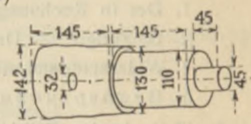
1401 H. Anzugschraube. (1 : 5 zu skizzieren.)



1. Druckkraft in kg,
2. Neigung des Keiles,
3. Zugkraft, welche für die Schraube in Betracht kommt, in kg,
4. Kernquerschnitt der Schraube in qcm,
5. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

1402. Kurbelzapfen. Material: Stahl. Auf Biegung beansprucht. (1 : 5 zu skizzieren.)

1. Druck, welcher der Berechnung zugrunde zu legen ist,
2. Biegungsmoment in kgcm,
3. Widerstandsmom. in cm³,
4. Biegungsbeanspruch. in kg/qcm,
5. Konizität.

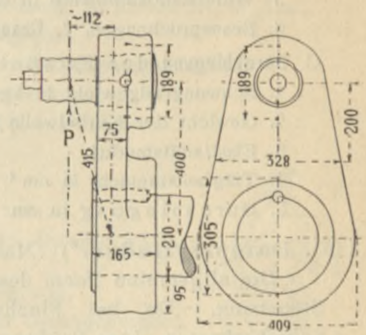


Maasse nach 𝔇 115.

1403. Kurbel. Material: Schmiedeeisen. Auf Biegung und Drehung zu berechnen. (1 : 5 zu skizzieren.)

A. Kurbelarm.

1. Der in Betracht kommende Druck in kg,
2. Biegungsmom. in kgcm,
3. Widerstandsmom. in cm³,
4. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
5. Drehungsmom. in kgcm,
6. pol. Widerstandsmoment in cm³,
7. Drehungsbeanspruch. in kg/qcm,
8. Gesamtbeanspr. in kg/qcm.
9. Ist die Beanspr. zul.?



Maasse nach 𝔇 115.

B. Nabe für die Welle.

1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.

Mitte bis Mitte Wandstärke 30,5 cm (vergl. Skizze).

C. Nabe für den Kurbelzapfen.

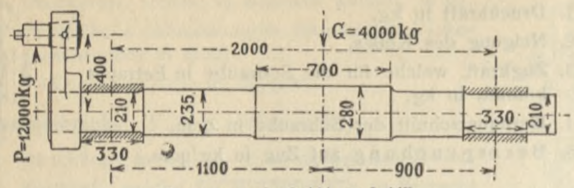
1. Biegungsmoment in kgcm,
2. Widerstandsmoment in cm³,
3. Biegungsbeanspruch. in kg/qcm.

Mitte bis Mitte Wandstärke 18,9 cm (vergl. Skizze).

Kurbelwelle, Dampfzylinder.

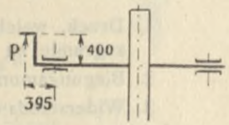
Aufgaben 1404—1405.

1404. ***Kurbelwelle.*** Material: Martinstahl. (In 1 : 20 skizzieren.)



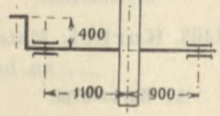
Maasse nach 𝔇 111 und 115.

A. **Hauptlager.** (Beanspruch. auf Biegung und Drehung.)



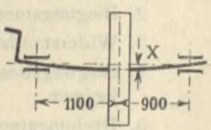
1. Der in Rechnung zu ziehende Druck,
2. Biegungs-, 3. Drehungsmom. in kgcm,
4. Widerstandsmomente in cm^3,
5. Beanspruchungen.

B. **Welle in der Mitte** (im Schwungrad).



1. Der in Betracht kommende Druck in kg,
2. Schwungradgewicht in kg,
3. Biegungs-, 4. Drehungsmoment,
5. Widerstandsmomente in cm^3,
6. Beanspruchungen, 7. **Gesamt**beanspruch.

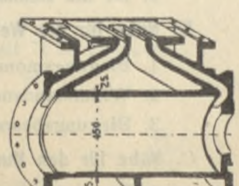
C. **Durchbiegung** der Kurbelwelle.



1. Schwungradgewicht in kg,
2. Gewicht der Kurbelwelle in kg,
3. Elastizitätsmodul,
4. Trägheitsmoment in cm^4,
5. Durchbiegung in cm.

1405. Dampfzylinder.*) (Material: Grauguss.)

Die allgemeine Form desselben hängt ab von der Art der Steuerung. Da bei Flachschiebersteuerung besonders der Schieberkasten einer Prüfung auf Festigkeit bedarf, so sei hier erstere gewählt, obwohl man bei 450 mm Zyl.-Durchmesser und 8 Atm. Betriebsdruck Flachschieber kaum noch anwendet.



Maasse nach 𝔇 219.

A. **Zylindermantel.** (1 : 10 zu skizzieren.)

1. Dampfdruck, welcher der Berechnung zugrunde zu legen ist in Atm.,
2. Wandstärke in cm,
3. Zugbeanspruchung in kg/qcm.

*) Steuerung hierzu in Aufg. 1411—1414.

Lösungen zu Aufg. 1404—1405.

1404. Kurbelwelle.

A. Lagerhals für das Hauptlager.

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg, *) — 𝔇
2. Biegungsmoment $M_b = 12000 \cdot 39{,}5 = 473000$ kgcm . . 109 (89)
3. Drehungsmoment $M_d = 12000 \cdot 40 = 480000$ kgcm . . . (90)
4. Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot 21^3 = 925$ cm^3, pol. „ $W_p = 0{,}2 \cdot 21^3 = 1850$ cm^3 . . (91)
5. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 473000 : 925 = 510$ kg/qcm . . (92)
   Drehungsbeanspr. $\tau = 480000 : 1850 = 260$ „ . . (93)
6. Gesamt**beanspr.**
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 510 + 0{,}65 \sqrt{510^2 + 4 \cdot 260^2} = \mathbf{650}$ kg/qcm (94)
   (Diese Beanspruchung ist zulässig) . . . . (95)

B. Welle in der Mitte (Bohrung des Schwungrades).

1. Gestängedruck $P = 12000$ kg, *)
2. Schwungradgewicht vorläufig geschätzt $G = 4000$ kg **) . 301
3. Biegungsmoment $M_b = \frac{4000 \cdot 110 \cdot 90}{110 + 90} = 198000$ kgcm . . 110 (96)
4. Drehungsmoment $M_d = 12000 \cdot 40 = 480000$ kgcm . . . (96)
5. Widerstandsmoment von 28 cm Durchm. $W = 2200$ cm^3 (97)
   pol. „ $W_p = 0{,}2 \cdot 28^3 = 4400$ cm^3 . . . . (97)
6. $\sigma_b = 198000 : 2200 = 90$ kg/qcm, $\tau = 480000 : 4400 = 109$ „ . . . . . . (98, 99)
7. Gesamt**beanspr.**
   $\sigma = 0{,}35 \cdot 90 + 0{,}65 \sqrt{90^2 + 4 \cdot 109^2} = \mathbf{183}$ kg/qcm . (100)
   (Diese Beanspruchung ist zulässig) . . . . . (101)

C. Durchbiegung der Welle.

1. Schwungradgewicht wie vorstehend = 4000 kg 301
2. Gewicht der Kurbelwelle = 850 kg . . . . (𝔎al)
3. Elastizitätsmodul für Stahl $E = 2200000$.
4. Trägheitsmoment für 28 cm Durchm. $J = 30172$ cm^4.
5. **Durchbiegung** in der Mitte:

$$x = \left(4000 + \frac{200^2 + 110 \cdot 90}{8 \cdot 110 \cdot 90} \cdot 850\right) \frac{110^2 \cdot 90^2}{2200000 \cdot 30172 \cdot 3 \cdot 200} = \mathbf{0{,}011} \text{ cm.}^{***)}$$

1405. Dampfzylinder.

A. Zylindermantel.

1. Dampfdruck = 7 Atm. Überdruck.*)
2. Wandstärke $\delta = \frac{45}{50} + 1{,}5 = 2{,}4$ cm 202 (244)
   wofür $\delta = 25$ mm gewählt ist 219
3. Zug**beanspruchung** $\sigma_z = \frac{7 \cdot 45}{2 \cdot 2{,}5} = \mathbf{63}$ kg/qcm 202 (243)

*) nach Aufg. 1387.
**) Berechnung des Schwungrades vergl. Aufg. 1436.
***) Ausführliche Tab. zur Ermittlung der Durchbiegung und zul. Werte in Aufg. 727.

Dampfzylinder.

Lösungen zu Aufg. 1405.

1405 B. Schieberkasten.

1. Abmessungen für Rider-Flachschieber,
2. Dampfdruck = 7 Atm. Überdruck, *)
3. Biegungsbeanspruchung 𝔇

$$\sigma_b = 0{,}38 \frac{26{,}7^2}{1+\left(\frac{26{,}7}{74}\right)^2} \cdot \frac{7}{2{,}7^2} = \mathbf{230} \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad 237 \; (259)$$

(Diese Beanspruchung ist zulässig) . . . . . . (261)

C. Schieberkastendeckel.

1. Dampfdruck = 7 Atm. Überdruck, *)
2. Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = 0{,}38 \cdot \frac{37^2}{1+\left(\frac{37}{68{,}6}\right)^2} \cdot \frac{7}{2{,}7^2} = \mathbf{385} \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad (259)$$

3. Deckelschrauben: 28 Stück von 1″ engl. Durchm. 241
4. Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}13^2 = 3{,}56$ qcm.
5. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{84 \cdot 51{,}4 \cdot 7}{28 \cdot 3{,}56} = \mathbf{305}$ kg/qcm . . . 238 (265)

(Beanspruchung ist zulässig) . . . . (266)

D. Hinterer Zylinderdeckel.

1. Dampfdruck = 7 Atm. Überdruck, *)
2. Biegungsbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{40{,}1^2 \cdot 7}{4 \cdot 3{,}2^2} = 275 \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad 226 \; (253)$$

(Beanspruchung ist zulässig) 227 (255)

3. Deckelschrauben: 12 Stück von 1″ engl. Durchm. 219
4. Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}13^2 = 3{,}56$ qcm.
5. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{64^2 \cdot 7}{12 \cdot 2{,}13^2} = \mathbf{525}$ kg/qcm . . . (257)

(Beanspruchung ist zulässig) . . . . . (258)

E. Vorderer Zylinderdeckel.

1. Deckelschrauben: 8 Stück von $^3/_4$″ engl. Durchm. . . . 225
2. Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 1{,}57^2 = 1{,}94$ qcm,
3. Schraubenlochkreis $= 24 + 6 = 30$ cm 225
4. Zugbeanspruchung $\sigma_z = \frac{30^2 \cdot 7}{8 \cdot 1{,}57^2} = \mathbf{320}$ kg/qcm 227 (257)

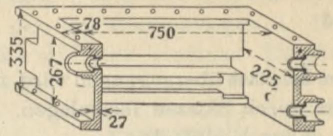
(Beanspruchung ist zulässig) . . . . . (258)

*) nach Aufg. 1387.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgabe 1405.

1405 B. **Schieberkasten.** (1 : 10 zu skizzieren.)

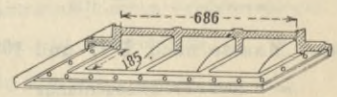


Maasse nach 𝔇 241 u. 369.

1. Welche Abmessungen sind zu wählen,
2. der in Betracht kommende Dampfdruck in Atm.,
3. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm.

Falls die grössere Seite den Festigkeitsbedingungen genügt, braucht die kleinere nicht berechnet zu werden.)

C. **Schieberkastendeckel.** (1 : 10 zu skizzieren.)



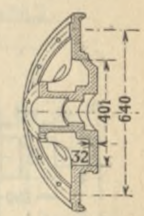
Maasse nach 𝔇 241.

1. Dampfdruck, welcher in Rechnung zu ziehen ist, in Atm.,
2. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
3. Anzahl und Durchmesser der Befestigungsschrauben,
4. Kernquerschnitt einer Schraube in qcm,
5. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

D. **Hinterer Zylinderdeckel.**

(1 : 10 zu skizzieren.)

1. Der in Betracht kommende Dampfdruck in Atm.,
2. Biegungsbeanspruchung in kg/qcm,
3. Anzahl und Durchmesser der Deckelschrauben,
4. Kernquerschnitt einer Schraube in qcm,
5. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

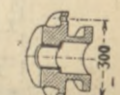


Maasse nach 𝔇 231.

E. **Vorderer Zylinderdeckel.**

Derselbe ist genügend kräftig.

1. Anzahl und Durchmesser der Befestigungsschrauben,
2. Kernquerschnitt einer Schraube in qcm,
3. Durchm. des Schraubenlochkreises in cm,
4. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.



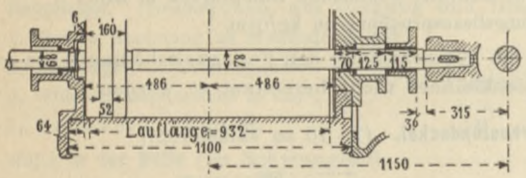
Skizzieren.

Aufg. 1406 mit *Lösung*.

Schieber und Schiebergestänge vergl. Aufg. 1411 u. 1413.
Exzenter „ „ 1414.
Schwungrad „ „ 1436.
Regulator „ „ 1434.

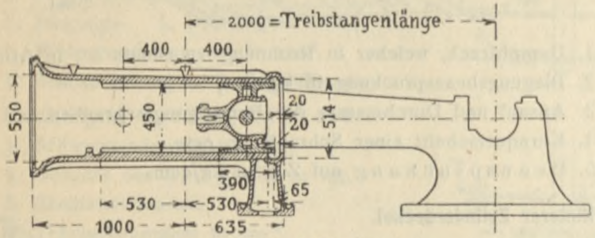
1406. Bevor nun zum **Zeichnen** übergegangen wird, ist es zweckmässig, die **Hauptmaasse** durch Skizzen festzulegen. Das Konstruieren gestaltet sich dadurch einfacher.

1. Zylinder. Maasse nach 𝔇 **199, 219, 225 und 231.**

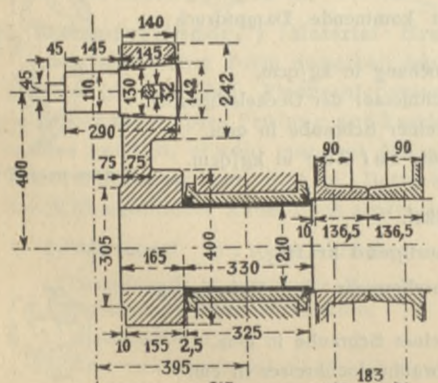


Im Maassstab 1:20 skizzieren.

2. Rahmen. Maasse nach 𝔇 **77** und **168—169.**



Maassstäblich 1:30 skizzieren.



3. Kurbel, Hauptlager. Exzenter.

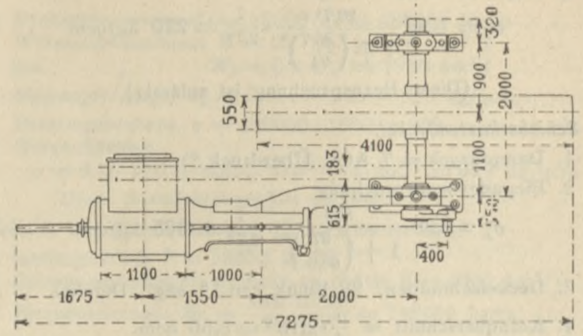
Maasse nach 𝔇 **111, 115, 219** und **381.**

Maassstäblich 1 : 10 skizzieren.

Aufg. 1406 mit *Lösung*.

4. Gesamtdisposition.

Maasse nach 𝔇 **496**, Schwungradbreite 550 nach Aufg. 1436, Seite 225.



Erst nachdem man alle diese Berechnungen und Handskizzen angefertigt hat, beginnt man mit der

Anfertigung der Werkstattzeichnungen.

Man zeichnet zuerst die Schieber auf, dann den Dampfzylinder (Längenmaasse nach Aufg. 1406 unter 1.), Entfernung bis Mitte Grundschieber (nach Aufg. 1406 unter 3.), dann den Rahmen (Hauptmaasse nach Aufg. 1406 unter 2.), wobei man auf Arbeitsleisten für Schieberstangenführungsbock usw. zu achten hat.

Überhaupt müssen in der Praxis zuerst die Zeichnungen der Teile nach der Werkstatt, welche am meisten Zeit zur Anfertigung der Modelle und des Rohstückes beanspruchen, wie alle grösseren Gussteile, z. B. **Zylinder, Rahmen, Schwungrad**, dann die grösseren Schmiedeteile: **Kurbel, Achse, Treibstange.**

Der Konstrukteur soll bemüht sein, sich eine gewisse Übersicht der Fabrikation anzueignen.

Richtiges Disponieren und Kalkulieren

ist ebenso wichtig als sachgemässe Konstruktion.

Muschelschieber, Riderschieber.

Lösungen zu Aufg. 1410—1411.

1410. ***Muschelschieber.*** 𝔇

1. wirksamer Kolbenquerschnitt $Q = \frac{\pi}{4} \cdot 16^2 = 200$ qcm . 34 (31)
2. mittlere Kolbengeschwindigkeit
$$c = \frac{2 \cdot 0{,}25 \cdot 165}{60} = 1{,}38 \text{ Mtr/Sek} \quad . \; . \; . \; . \quad (30)$$
3. Dampfgeschwindigkeit im Schieberspiegel sei gewählt zu 21 Mtr/Sek
4. Demnach Kanalquerschn. $a \cdot b = \frac{200 \cdot 1{,}88}{21} = 13$ qcm . . . 346 (407)
5. Kanalhöhe etwa $b = 0{,}7 \cdot 16 - 2 = 9{,}2$ cm 205 (248)
   wofür 100 mm genommen werden.
6. Mithin Kanalbreite $a = \frac{13}{10} = 1{,}3$ cm.
7. Für 0,4 Füllung im Diagramm müssen wir zurechnen für Drosselung 0,13, also Füllungsgrad der Steuerung
$$0{,}4 + 0{,}13 = 0{,}53 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad \mathfrak{St})$$
   Dann wählen wir die **vorläufigen Maasse** nach . . . . 𝔖t)
   äussere Deckung $e = 1{,}5 \cdot a \quad = 1{,}5 \cdot 13 \sim \mathbf{19}$ mm
   innere „ $i = 0{,}5 \cdot a \quad = 0{,}5 \cdot 13 \sim \mathbf{6}$ „
   äusseres Voreilen $v = 0{,}3 \cdot a \quad = 0{,}3 \cdot 13 \sim \mathbf{4}$ „
   Exzentrizität $r = 0{,}8 \cdot a + e = 11 + 19 = \mathbf{30}$ „
   Mit diesen Maassen zeichnen wir das Diagramm auf.
   Die übrigen Teile dieser Maschine werden in gleicher Weise wie für Masch. 450/800 gezeigt, durchgerechnet.

1411. ***Rider-Flachschieber.***

1. Wirksame Kolbenfläche $Q = 1560$ qcm.*)
2. Mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2{,}67$ Mtr.*) 𝔇
3. Als vorläufige Dampfgeschw. setzen wir $v = 30$ Mtr. . . 346 (406a)
4. Demnach Kanalquerschnitt im Schieberspiegel:
$$a \cdot b = \frac{Q \cdot c}{v} = \frac{1560 \cdot 2{,}67}{30} = 139 \text{ qcm.}$$
5. Wir wählen einen Rider-Flachschieber Nr. 8 mit 116 qcm Kanalquerschnitt . . . . 369 (T 159)
6. Demnach Dampfgeschwindigkeit im Schieberspiegel:
$$v = \frac{1560 \cdot 2{,}67}{116} = 36 \text{ Mtr/Sek.}$$
7. Länge des Schiebers:
$$L = 94 + 2 \cdot 28 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 32 + 2 \cdot 32 + 2 \cdot 31 = \mathbf{420} \text{ mm} \quad 369$$
8. Breite des Schiebers: $f = \mathbf{400}$ mm . . . . „

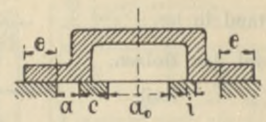
*) nach Aufg. 1387.

𝔇 *bedeutet Dampfm. 8 Aufl. I. Band,* 𝔖t *Steuerungen.*

Aufgaben 1410—1411.

1410. **Muschelschieber zur Maschine 160/250, $n = 165$.**

Für eine liegende Maschine 160 mm Zylinder-Durchmesser, 250 mm Hub, $n = 165$ Umdrehungen i. d. Min., 6 Atm. Betriebsüberdruck soll eine einfache Muschelschiebersteuerung entworfen werden.



Wir bestimmen:

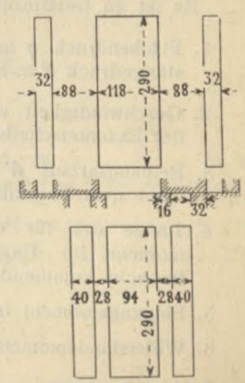
1. wirksamen Kolbenquerschnitt Q, in qcm,
2. mittlere Kolbengeschwindigkeit c, in Mtr/Sek.,
3. Dampfgeschwindigkeit im Schieberspiegel, in Mtr./Sek.,
4. Kanalquerschnitt $a \cdot b$, in qcm,
5. Kanalhöhe b in cm,
6. Kanalbreite a in cm,
7. Die Steuerung soll im Indikator-Diagramm 0,4 Füllung ergeben.

Welche Abmessungen sind demnach zu wählen?

1411. **Rider-Flachschieber zur Maschine 450/800, $n = 100$.**

(Gehört zu den Aufgaben 1387 u. 1397—1406.)

Wir ermitteln:



1. Wirksame Kolbenfläche Q, in qcm,
2. mittlere Kolbengeschwindigkeit c,
3. Dampfgeschwindigk. im Schieberspiegel in Mtr./Sek.,
4. Kanalquerschnitt im Schieberspiegel in qcm,
5. Wahl der Schiebergrösse,
6. Dampfgeschwindigkeit im Durchlasskanal in Mtr./Sek.,
7. Länge des Schiebers } zur Bestimmung des Schieberwiderstandes, Aufg. 1413.
8. Breite „ „ }

Schiebergestänge, Exzenter.

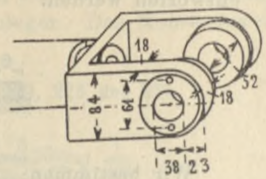
Aufgaben 1413—1414.

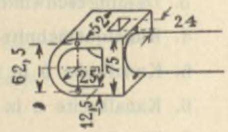
1413. **Schiebergestänge** zur Maschine 450 × 800, $n = 100$.

(Gehört zu den Aufgaben 1387 u. 1397—1406.)

Wir bestimmen:

1. Schieberdruckfläche in qcm,
2. Schieberwiderstand in kg,
3. Flächendruck auf den Bolzen,
4. „ „ „ Keil,
5. Biegungsmoment im Auge der Schieberstange in kgcm,
6. Widerstandsmoment in cm^3,
7. Biegungsbeanspr. im Schieberstangenauge in kg/qcm,
8. Biegungsmoment im Auge der Exzenterstange,
9. Widerstandsmoment in cm^3,
10. Biegungsbeanspruchung im Exzenterstangenauge in kg/qcm.



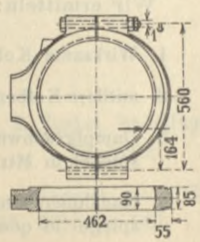


1414. **Exzenter** zur Maschine 450 × 800, $n = 100$.

(Gehört zu den Aufgaben 1387, 1397—1406 und Aufg. 1413.)

Es ist zu bestimmen:

1. Flächendruck q in kg/qcm (Gestängedruck $K = 800$ kg),*
2. Geschwindigkeit v am Umfang der Exzenterscheibe in Mtr./Sek.,
3. Reibungsarbeit A in mkg/Sek. für 1 qcm Lagerfläche.
4. Länge des für das Biegungsmoment im Exzenterbügel in Betracht kommenden Hebelarms.
5. Biegungsmoment in kgcm,
6. Widerstandsmoment in cm^3,
7. Biegungsbeanspruchung im Exzenterbügel in kg/qcm.



*) Nach Aufg. 1413.

Lösungen zu Aufg. 1413—1414.

1413. *Schiebergestänge.*

1. Schieberdruckfläche $42 \cdot 40 = 1680$ qcm,*)
2. Schieberwiderstand = Gestängedruck, demnach 𝔇

$$K = 67 \cdot \frac{1680}{1000} \cdot 7 = \mathbf{800}\ \text{kg}^{**)} \quad \ldots\ldots \quad 399\ (T\ 169)$$

3. Flächendruck auf den Bolzen:

$$q = \frac{800}{5{,}2 \cdot 3{,}8} = \mathbf{40}\ \text{kg/qcm}.$$

4. Flächendruck auf den Stellkeil:

$$q = \frac{800}{2{,}4 \cdot 5} = \mathbf{67}\ \text{kg/qcm}.$$

5. Biegungsmoment im Schieberstangenauge: 𝔎

$$M_b = \frac{K}{2} \cdot \frac{l}{8} = 400 \cdot \frac{6{,}1}{8} = 305\ \text{kgcm} \quad \ldots \quad 40k$$

6. Widerstandsmoment $W = \frac{2{,}3^2 \cdot 1{,}8}{6} = 1{,}6\ cm^3$ . . . . . 39 (T 7)

7. **Biegungs**beanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{305}{1{,}6} = \mathbf{190}$ kg/qcm . 40i

8. Biegungsmoment im Exzenterstangenauge:

$$M_b = K \cdot \frac{l}{8} = 800 \cdot \frac{6{,}25}{8} = 625\ \text{kgcm} \quad \ldots \quad 40k$$

9. Widerstandsmoment $W = \frac{5{,}2 \cdot 1{,}25^2}{6} = 1{,}35\ cm^3$ . . . . 39 (T 7)

10. **Biegungs**beanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{625}{1{,}35} = \mathbf{465}$ kg/qcm . 40i

1414. *Exzenter.* 𝔇

1. Flächendruck $q = \frac{K}{46{,}2 \cdot 9 \cdot 0{,}5} = \frac{800}{208} = 3{,}9$ kg/qcm . . 404 (421b)
2. Umfangsgeschw. $v = \frac{46{,}2 \cdot \pi \cdot 100}{100 \cdot 60} = 2{,}4$ Mtr/Sek . . (421c)
3. Reibungsarbeit $A = 3{,}9 \cdot 2{,}4 \cdot 0{,}05 = 0{,}47$ mkg/Sek. . . 404 (421d)

   (zulässig für Weissguss $A = 1$) 405 (423)
4. Die Entfernung der Schrauben ergibt sich aus der Konstruktion zu 560 mm, demnach

$$\text{Länge } x = \frac{560}{2} - \frac{462}{4} = 164\ \text{mm} \quad \ldots\ldots \quad 382$$

5. Biegungsmoment $M_b = \frac{800}{2} \cdot 16{,}4 = 6500$ kgcm . . . . (408)
6. Widerstandsmoment $W = \frac{9 \cdot 5{,}5^2}{6} = 45\ cm^3$ . . . . . (409)
7. **Biegungs**beanspruchung $\sigma_b = \frac{6500}{45} = \mathbf{144}$ kg/qcm . . . . (409)

   (zulässig 180—250 kg) . . . . (410)

*) nach Aufg. 1411.

**) Für die Berechnung der einzelnen Teile kommt zu diesem Druck eigentlich noch der Beschleunigungsdruck. Derselbe ist hier der Einfachheit wegen vernachlässigt.

𝔇 *bedeutet Dampfm. 8. Aufl. I. Band,* 𝔎 *Konstr. I. Band.*

Schiebergestänge zum Niederdruck.

Lösungen zu Aufg. 1416--1417.

1416. ***Schieberstange.***

1. Nach der Figur links wird der Schieber mit Entlastung (auf dem Rücken) ausgeführt, doch müssen wir dies in der Rechnung ausser acht lassen, da derartige Einrichtungen oft versagen. Wir ermitteln nach **𝔇 377** die Druckfläche F und daraus den Gestängedruck.

Als Annäherungswert wollen wir nach Spalte d setzen 𝔇

Schieberwiderstand $K = 67 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} p = 67 \cdot \frac{64{,}5 \cdot 91{,}6}{1000} \cdot 2{,}5 = \mathbf{990}$ kg *399*

2. Exzentergeschw. für 0,2 Mtr. Hub und $n = 110$:

$v = \frac{0{,}2 \cdot \pi \cdot 110}{60} \sim 1{,}15$ Mtr/Sek *394*

3. Schieberbeschleunigung $\varphi = \frac{1{,}15^2}{0{,}1} = 13{,}3$ Mtr/Sek² . . . *(413)*

4. Masse des Schiebers $M = \frac{225}{9{,}81} = 23$.

Beschleunigungsdruck $K' = M \cdot \varphi = 23 \cdot 13{,}3 = \mathbf{305}$ kg . . . *(414)*

5. grösste Zugkraft*) $P = K + K' = 990 + 305 = 1300$ kg.

6. Kerndurchm. einer 42 mm Schraube = 35,3 mm
mithin Kernquerschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 3{,}53^2 = 9{,}8$ qcm } *Schraubent.*

7. **Zugbeanspruchung** im Kern $\sigma_z = \frac{1300}{9{,}8} = \mathbf{130}$ kg/qcm.

1417. ***Exzenterstange.***

1. Druckkraft = 1300 kg (vergl. Aufg. 1416 unter 5).
2. Die Stange ist auf Zerknickung zu berechnen.
3. Mittl. Durchm. der Stange 5,8 cm, hiervon

Trägheitsmoment $J = 0{,}05\, d^4 = 55{,}5$ cm⁴ *394*

4. Elastizitätsmodul für Schmiedeeisen $E = 2000000$ . . . . ,,

5. **Sicherheitsgrad** $\mathfrak{m} = \frac{10 \cdot 55{,}5 \cdot 2000000}{1300 \cdot 204^2} = \mathbf{21}$ . . . . ,, *(416)*

Genügt, da ohne Schieberentlastung gerechnet, doch soll man auch die Biegungsbeanspruchung ermitteln, wie in Aufgabe 746 durchgeführt.

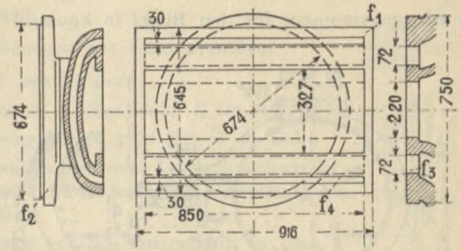
*) Von der Gesamtzugkraft entfallen also auf den Beschleunigungsdruck 25 %.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Aufgaben 1416—1417.

1416. Schieberstange zu einem Trickschieber des Niederdruckzylinders.

Eine Compoundmaschine 560/950 mm Durchm., 800 mm Hub, 110 Umdrehungen/Min. hat am Niederdruckzylinder einen Trickschen Kanalschieber.



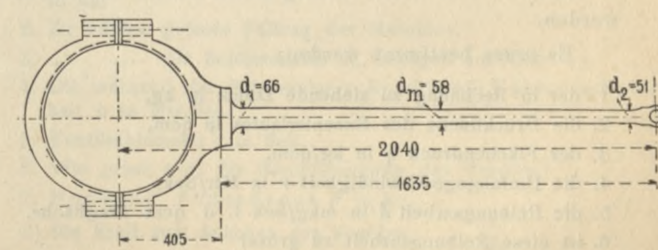
Das Schiebergewicht beträgt $G = 225$ kg; der Schieberhub 200 mm; der Schieberstangen-Durchm. 50 mm; im Gewinde 42 mm.

Der Dampfdruck auf den Schieber (Receiverdruck) sei angenommen zu 2,5 Atm. abs.

Es ist zu bestimmen:

1. Zugkraft K in der Schieberstange in kg,
2. Exzentergeschwindigkeit v in Mtr/Sek,
3. Schieberbeschleunigung φ in Mtr/Sek²,
4. Beschleunigungsdruck K' in kg,
5. grösste in der Stange auftretende Zugkraft P in kg,
6. Kernquerschnitt der Schieberstange in qcm,
7. Beanspruchung auf Zug in kg/qcm.

1417. Exzenterstange zum Schieber Aufg. 1416.



1. In Rechnung zu ziehender Druck in kg.
2. Wie ist die Stange zu berechnen?
3. In Betracht kommendes Trägheitsmoment in cm⁴,
4. Elastizitätsmodul.
5. Sicherheitsgrad.

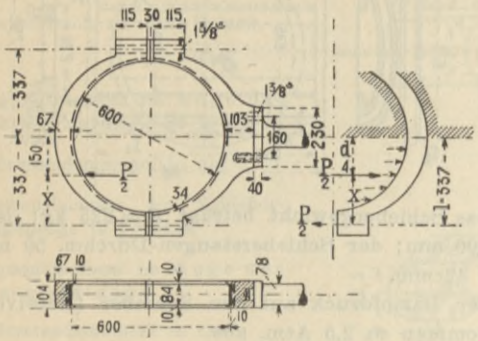
Exzenter zum Niederdruck.

Aufgaben 1418—1419.

1418. Exzenter zum Schieber Aufg. 1416.

Die Beanspruchung im Bügel und die der Schrauben soll berechnet werden. Es ist zu ermitteln:

1. Der in Rechnung zu ziehende Druck in kg,
2. das Biegungsmoment für den Bügel in kgcm,



3. das Widerstandsmoment des Bügels in cm^3,
4. die Biegungsbeanspruchung im Bügel in kg/qcm,
5. Kernquerschnitt der Verbindungsschrauben in qcm,
6. Zugbeanspruchung in den Verbindungsschrauben.

1419. Prüfung auf Heisslaufen des Exzenters zur Aufg. 1416—1418.

Die Schieberentlastung soll dabei nicht berücksichtigt werden.

Es muss bestimmt werden:

1. der in Rechnung zu ziehende Druck in kg,
2. die Druckfläche des Exzenterlaufes in qcm,
3. der Flächendruck q in kg/qcm,
4. die Umfangsgeschwindigkeit v in Mtr/Sek,
5. die Reibungsarbeit A in mkg/Sek f. d. qcm Tragfläche,
6. ist diese Reibungsarbeit zu gross?
7. die Reibungsarbeit des Exzenters in PS,
8. die Reibungsarbeit des Schiebers in PS,
9. die Gesamtreibungsarbeit von Schieber und Exzenter in PS.

Lösungen zu Aufg. 1418—1419.

1418. Exzenter.

1. Für den Druck im Schiebergestänge nach Aufgabe 1416 unter 5 ist einzusetzen:
   Schiebergestängedruck + Beschl.-Druck $K + K' = 1300$ kg.
   Hierzu Beschleunigungsdruck der Exzenterstange und des Bügels schätzungsweise zu 150 kg angesetzt, folglich der in Rechnung zu ziehende Druck:
   $\boldsymbol{P} = 1300 + 150 = \mathbf{1450}$ kg. D
2. Biegungsmom. $M_b = \frac{1450}{2}(33{,}7 - 15) \backsim 13600$ kgcm . . 382 (408)
3. Widerstandsmoment $W = \frac{10{,}4 \cdot 6{,}7^2}{6} = 75\ cm^3$ . . . . . (409)
4. **Biegungsbeanspruchung** $\sigma_b = \frac{13600}{75} = \mathbf{182}$ kg/qcm . . . . (409)
   zulässig ist $k_b = 180$—250 kg . . . . (410)
5. Kerndurchmesser einer $1^3/_8$" Schraube = 29,4 mm, hiervon Querschnitt $= \frac{\pi}{4} \cdot 2{,}94^2 \backsim 6{,}79$ qcm, mithin
6. **Zugbeanspruchung** $\sigma_z = \frac{1450}{2 \cdot 6{,}79} \backsim \mathbf{108}$ kg/qcm . . . . . . (411)
   zulässig $k_z = 300$—400 kg . . . . (412)

1419. Prüfung auf Heisslaufen des Exzenters.

1. Die Beschleunigungsdrücke können wir ausser acht lassen, da dieselben auf der vorderen Seite entlastend und auf der hinteren Seite belastend wirken. Nach Aufg. 1416 unter 1 wird $K = \mathbf{990}$ kg.
2. Druckfläche des Exzenterlaufes $f = 0{,}5 \cdot 60 \cdot 8{,}4 \backsim 252$ qcm 404 (421a)
3. Flächendruck $q = \frac{990}{252} \backsim 3{,}95$ kg/qcm . . . . (421b)
4. Umfangsgeschw. $v = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 110}{100 \cdot 60} = 3{,}45$ Mtr/Sek . . . . (421c)
5. **Reibungsarbeit** $A =$
   $q \cdot v \cdot 0{,}05 = 3{,}95 \cdot 3{,}45 \cdot 0{,}05 = \mathbf{0{,}82}$ mkg/Sek . . . . . (421d)
6. Für Grauguss auf Weissguss ist zulässig bis $A = 1$ . . . 405 (422)
7. Reibungsarbeit $= \frac{A \cdot f}{75} = \frac{0{,}82 \cdot 252}{75} = 2{,}8$ PS.
8. Reibungsarbeit $= \frac{990 \cdot 0{,}73^{*)}}{75} = \mathbf{9{,}6}$ PS.
9. **Gesamtreibung** $= 2{,}8 + 9{,}6 = \mathbf{12{,}4}$ PS.

Bei wirksamer Entlastung dürften die Beträge unter 7 bis 9 nur halb so gross ausfallen.

*) $v = \frac{2 \cdot 0{,}2 \cdot 110}{60} = 0{,}73$ Schiebergeschw. in Mtr/Sek.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch.", 8. Aufl.

Einlassventil.

Lösungen zur Aufg. 1421.

1421. Einlassventil.

a) ***Bestimmung des Ventildurchmessers.*** St

1. Wirks. Kolbenfläche $Q = 0{,}98 \frac{\pi}{4}\, 63^2 = 3050$ qcm 212 (30)
2. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot 95}{60} = 3{,}8$ Mtr/Sek . . . . (29)
3. Mittl. Dampfgeschw. $v = 25 + 0{,}2 \cdot 1{,}2 \cdot 95 = 48$ Mtr. i. d. Sek. 66 (14)
4. freier Querschnitt $q = 2\, d \cdot \pi \cdot m = Q \cdot \frac{c}{v} = 3050 \cdot \frac{3{,}8}{48} = 240$ qcm . 67 (16)
5. Diesem q entspricht ein **Ventildurchmesser von = 21 cm** mit 260 qcm freiem Querschnitt 11

b) ***Hub des Ventiles.***

1. Querschnitt im Ventil = Querschnitt im Umfang, also:
   $2\, d\, \pi \cdot m = 260$; und hieraus: 67 (16)
   Ventilhub $m = \frac{260}{2 \cdot 21 \cdot 3{,}14} = 2$ cm.
2. **Maximalventilhub** vorläufig $h_{max} = $ **60** mm = 0,06 Mtr. . . *Tab. 31,* 67

c) ***Federdruck des Einlassventiles.***

1. Ventilgewicht (f. 210 mm Durchm.) angenähert $G = 14$ kg *Tab. 33,* 68
2. Zur Bestimmung der Ventilfeder wählt man 60 % Füllung.
3. Die Schliessdauer kann gesetzt werden zu $a = 0{,}20$ 72 (22)
4. Die zugehörige Kolbengeschwindigkeit
   $c_x = 1{,}57 \cdot c = 1{,}57 \cdot 3{,}8 = 6$ Mtr. . . . . „
5. Ventilschlusszeit $t = \frac{a \times \text{Hub}}{c_x} = \frac{0{,}2 \cdot 1{,}2}{6} = 0{,}04$ Sek. 71 (19)
6. Die Ventilmasse muss in $t = 0{,}04$ Sek. den Weg $h_{max} = 0{,}06$ Mtr. (vergl. u. b 2) zurücklegen.
   Beschleunigung $\varphi = \frac{2 \cdot h_x}{t^2} = \frac{2 \cdot 0{,}06}{0{,}04^2} = 75$ Mtr/Sek² . . (20)
7. Als treibende Kraft haben wir Ventilgewicht + Federkraft, also
   Federdruck $P = \varphi \cdot \frac{G}{g} - G = 75 \cdot \frac{14}{9{,}81} - 14 = 93$ kg . . (21)

d) ***Kraft zum Anheben des Ventiles.***

1. Wir wählen die Sitzbreite $s = 0{,}4$ cm 53
2. Sitzfläche d. Doppelsitzvent. $S = d \cdot \pi \cdot 2\, s = 21 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 0{,}4 = 52$ qcm 54 (10)
3. Als Dampfdruck kommt in Betracht Eintrittspannung minus Kompressionsdruck, also $p - C = 7 - 1{,}8 = 5{,}2$ 38, 55

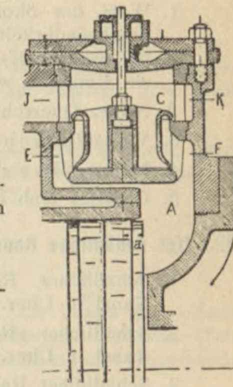
Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Steuerungen“.

Aufgabe 1421.

Ventilsteuerung, Dampfdiagramm und Dampfverbrauch. (1421—1427.)

Für eine Maschine 630 mm Zylinderdurchm., **1200** mm Hub, $n = 95$ Umdrehungen, 7 Atm. abs. Eintrittspannung soll die **Ventilsteuerung** berechnet werden.

1421. Einlassventil.

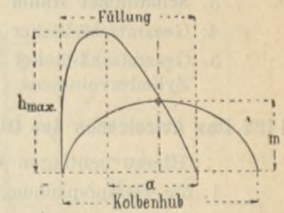


a) **Durchmesser des Einlassventiles.**

Wir bestimmen:

1. wirksame Kolbenfläche Q in qcm,
2. Kolbengeschw. c in Mtr. i. d. Sek.,
3. zu wählen mittlere Dampfgeschwindigkeit v im Ventilspalt (Umfang) in Mtr/Sek,
4. notwendiger Spaltquerschnitt in qcm,
5. Durchmesser des Einlassventiles in cm.

b) **Der Hub des Ventiles.**

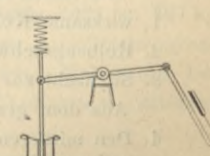


1. Notwendiger Ventilhub in cm,
2. Der Maximal-Ventilhub h_{max}, d. h. der Ventilhub bei der grössten Füllung. Dieser hängt eigentlich ab von der Art der Steuerung, doch muss man vor Entwurf derselben einen Maximalhub annehmen.

c) **Der notwendige Federdruck der Einlassventile.**

1. Gewicht des Ventiles mit Führungsspindel und Führungskolben in kg,
2. Zu wählen grösste Füllung der Maschine.
3. „ „ die Schliessdauer a, bezogen auf Hub = 1.
4. Die während der Schliessdauer herrschende Kolbengeschwindigkeit c in Mtr/Sek.
5. Ventilschlusszeit t in Sek.
6. Wie gross wird die Beschleunigung des Ventiles?
7. Notwend. Federdruck P in kg.

d) **Die Kraft zum Anheben des Ventiles.**



1. Zu wählen die Sitzbreite des Ventiles in cm.
2. Die Grösse der Sitzfläche in qcm.
3. Kraft zur Überwindung des Dampfdruckes in Atm.

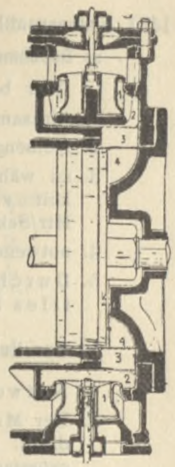
Auslassventil, schädl. Raum, Diagramm, Leistung.

Aufgaben 1422—1425.

4. Kraft zum Anheben des Ventils im Moment der Eröffnung in kg,
5. Kraft zum Heben des Ventils nach Eröffnung.

1422. Auslassventil. Antrieb durch unrunde Scheibe.

1. Wahl der ökonomisch günstigsten Dampfgeschwindigkeit, d. h. der Geschwindigkeit, bei welcher Kraftverlust durch schädl. Raum ein Minimum wird.
2. Notw. Querschnitt im Auslassventil in qcm
3. Ventildurchmesser in cm.
4. Notw. Hub des Auslassventiles in cm.
5. Grösster Hub des Auslassventiles in cm.



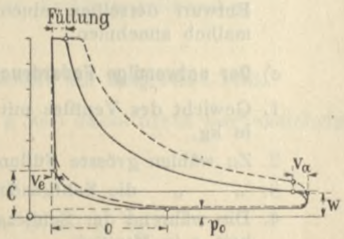
1423. Der schädliche Raum.

1. Schädlicher Raum für Einlassventil und Kanal in Liter.
2. Schädlicher Raum für Auslassventil und Kanal in Liter.
3. Schädlicher Raum für Kolbenspiel s_k.
4. Gesamtschädlicher Raum s in Liter,
5. Gesamtschädlicher Raum s in Prozenten des Zylindervolumens.

1424. Das Aufzeichnen des Diagramms.

Hierzu benötigen wir:

1. die Dampfspannung,
2. den schädl. Raum,
3. Endspannung für normale und gesteigerte Leistung,
4. Voraustritt in Prozenten,
5. Gegendruck in Atm.,
6. Kompression in Atm.,
7. Voreintritt in Prozenten.



1425. Bestimmung der Leistung.

Wir haben hierzu nötig:

1. wirksame Kolbenfläche in qcm,
2. Kolbengeschwindigkeit in Mtr/Sek,
3. Stichzahl zur Berechnung der Leistung.

Aus dem gezeichneten Diagramm bestimmen wir noch folgendes:

4. Den mittleren Kolbenüberdruck p_m in kg/qcm für die normale und gesteigerte Leistung.

Lösungen zu Aufg. 1422—1425.

4. Hierzu Federdruck + Ventilgewicht, also: 𝔖𝔱

Kraft $Q = S\cdot(p - C) + P + G = 52\cdot5{,}2 + 93 + 14 = \mathbf{367}$ kg 55

5. Nach Lüften des Ventiles ist der **Druck** noch (11a)

$$G + P = 14 + 93 = \mathbf{107}\ \text{kg}.$$

1422. Auslassventil.

1. Die günstigste Dampfgeschwindigkeit für Auslass (bei 7 % Voraustritt) ist $v = 30$ Mtr/Sek 35
2. Dann ergibt sich der freie Querschnitt des Ventiles im Spalt zu

$$q = 2\,d\,\pi\cdot m = Q\cdot\frac{c}{v} = 3050\cdot\frac{3{,}8}{30} = 385 \text{ qcm} \quad . . . \quad 67\ (16)$$

$c = 3{,}8$, $F = 3050$ qcm ermittelt in Aufg. 1421.

3. Hieraus Ventildurchmesser $d = \mathbf{26}$ cm 11
4. Notw Hub $m = \dfrac{q}{2\cdot d\cdot\pi} = \dfrac{385}{2\cdot26\cdot3{,}14} = 2{,}4$ cm 12
5. Beim Antrieb durch unrunde Scheibe können wir den Maximalhub $= m$ nehmen, doch ist es üblich $1{,}2\cdot m$ zugrunde zu legen.

1423. Der schädliche Raum.

1. Für 210 mm Einlassventildurchm. wird $s_e =$ 8,7 Ltr. 27
2. „ 260 „ Auslass- „ „ $s_a =$ 18,0 „ 19
3. bei 8 mm Kolbenspiel wird $s_k = 1{,}2\cdot6{,}3^2\frac{\pi}{4}\cdot0{,}08 = 3{,}0$ „ 20 (7a)
4. demnach schädlicher Raum $s =$ 29,7 Ltr.
5. in Prozenten $= \dfrac{s\cdot100}{\text{Zyl.-Vol.}} = \dfrac{29{,}7\cdot100}{30{,}50\cdot12} = 8{,}2\ \%$.

1424. Aufzeichnen des Diagramms.

1. Dampfdruck ist gegeben zu 7 Atm. abs.
2. Der schädl. Raum unter 1423 bestimmt sich zu $s = 8{,}2\ \%$, also $s = 0{,}082$. 𝔇
3. Endspannung für normale Leistung $w = 0{,}9$ Atm. „ „ gesteigerte „ $w = 1{,}3$ „ } *Tab. 14, 36* 𝔖𝔱
4. Voraustritt $v_a = 6\ \%$ . . . . *Tab. 17a, 38*
5. Gegendruck $p_0 = 0{,}3$ Atm. . . . . „ *17* „
6. Kompressionsweg $o = 45\ \%$ . . . . „ „ „
7. Voreintritt $v_e = 1{,}6\ \%$ . . . . „ *40, 74*

Diese Werte genügen zum genauen Aufzeichnen des Diagrammes.

1425. Bestimmung der Leistung.

1. Wirksame Kolbenfläche $Q = 3050$ qcm . . . *nach Aufg. 1421*
2. Kolbengeschwindigkeit $c = 3{,}8$ Mtr. . . . . „ „ *1421*
3. Stichzahl $N_i = \dfrac{Q\cdot c\cdot p_m}{75} = \dfrac{3050\cdot3{,}8}{75}\cdot p_m = \mathbf{155}\cdot p_m$.
4. Aus dem Diagramm ergibt sich durch planimetrieren „ *1424* mittl. Kolbenüberdruck für Normalleistung $p_m = 2{,}1$ „ „ „ gesteig. Leistung $p_m = 2{,}6$.

𝔇 *bedeutet „Dampfmaschinen", 8. Aufl., I. Bd.,* 𝔖𝔱 *„Steuerungen".*

Gegendruck, Dampfverbrauch.

Lösungen zu Aufg. 1426—1427.

5. demnach die **indizierte** Leistung:
   normal $N_i = 155 \cdot p_m = 155 \cdot 2{,}1 = 325$ PS,
   gesteigert $N_i = 155 \cdot p_m = 155 \cdot 2{,}6 = 403$ PS. 𝔇
6. Wirkungsgrad für norm. Leist. 0,89, gesteig. 0,9, *Tab. 12, 35*
   folglich **effektive** Leistung:
   normal $N_e = 0{,}89 \cdot 325 = \mathbf{290}$ PS.
   gesteigert $N_e = 0{,}9 \cdot 403 = \mathbf{360}$ PS.

1426. Gegendruck und Kondensatorspannung.

1. Wir haben $n = 95$ Umdrehungen, Dampfgeschwindigkeit für Austritt $u = 30$ Mtr. i. d. Sek., folglich: 𝔖t
   $$\frac{n \cdot u^2}{1000} = 85 \quad \ldots\ldots\ldots \quad \textit{Tab. 14a, 33}$$
   Der Voraustritt beträgt (n. Aufg. 1424) $v_a = 6\,^0/_0$, folglich
   Druckdifferenz $p_n = 0{,}1$ Atm. . . . . *Tab. 14a, 33*
2. Wir hatten gesetzt $p_0 = 0{,}3$ Atm. Hiervon geht ab die Druckdifferenz p_n, ergibt **n o t w e n d i g e L u f t l e e r e** im Kondensatorraum $= 0{,}3 - 0{,}1 = \mathbf{0{,}2}$ Atm. oder $(1 - 0{,}2) \cdot 76 = \mathbf{61}$ cm Quecksilbersäule; ein Vakuum, welches bei der normalen Leistung bequem zu erreichen ist.

1427. Der Dampfverbrauch.

1. Zur Bestimmung der Länge M verlängere man die Kompressionskurve bis zur Eintrittsspannung, ergibt aus der 𝔍nd Zeichnung gemessen bei $l = 100$ mm $M = 12$ mm . . . 143
2. Ein cbm Dampf von 7 Atm. abs. wiegt 3,66 kg 144
3. Demnach wird **nutzbarer** Dampfverbrauch:
   $$S_n = 27 \cdot \frac{(12:100) \cdot 3{,}66}{2{,}1} = \mathbf{5{,}7}\ \text{kg} \quad \ldots\ldots \quad 143\ (3)$$
4. Der Dampfverlust S_v wird $\sim$ **2,4** kg . *Tab. 44 u. 45, 144*
5. Demnach **Gesamt**dampfverbr. $S = \mathbf{8{,}1}$ kg pro N_i u. Std.

Aufgaben 1426—1427.

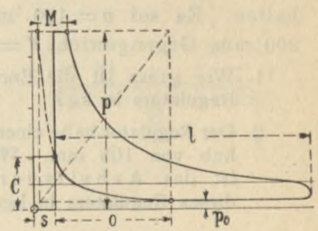
5. Die indizierte Leistung in PS.
6. „ effektive „ „ „

1426. Gegendruck und Kondensatorspannung.

1. Welche **D r u c k d i f f e r e n z** (in Atm.) zwischen Kondensatorspannung und Spannung hinter dem Dampfkolben wird diese Maschine ergeben?
2. Welche Luftleere in Atm. muss im Kondensationsraum herrschen, damit der in Aufg. 1424 zugrunde gelegte Gegendruck $p_0 = 0{,}3$ Atm. nicht überschritten wird?

1427. Der Dampfverbrauch.

1. Bestimme im gezeichneten Diagramm die Länge M, welche die bei jedem Hub zuzuführende Dampfmenge darstellt. (Das Diagramm ist dreimal so gross gezeichnet, als die beistehende Figur.)
2. Ermittle das Dampfgewicht in kg/cbm von der Spannung $p = 7$ Atm. abs.
3. Rechne den **n u t z b a r e n** Dampfverbrauch in kg für die PS/Stunde.
4. Wähle die Grösse des Dampfverlustes.



5. Demnach **G e s a m t** dampfverbrauch für die indizierte Pferdekraftstunde.

Schlussbemerkung zu Aufg. 1421—1427.

Der in Aufg. 1421 berechnete **Federdruck** von **93** kg erscheint verhältnismässig hoch und hat hierauf die für die vorstehende Maschine aussergewöhnlich hohe Tourenzahl $n = 95$ und der Ventilhub von 6 cm Einfluss. Würden wir die grösste Ventilerhebung statt 6 cm nur 4 cm wählen, so ergibt sich der Federdruck nur zu: ~ 58 kg. Der grösste Ventilhub h_{max} hängt ab von der Art der Steuerung und ergibt sich beim Aufzeichnen der letzteren (vergl. 𝔖t Tafel 1—3). Die **Kraft zum Anhub** des Ventiles haben wir in Aufg. 1421 zu **367** kg bestimmt. Auch dieser Betrag erscheint ungewöhnlich hoch. Bei Einzylindermaschinen mit Kondensation ist der Betrag $p - C$ sehr gross und liesse sich höchstens durch künstliche Kompression (wie in 𝔖t 264 für Schiebermaschinen angedeutet) verkleinern. Man muss bei Einzylinder-Kondensationsmaschinen das **Steuergestänge** besonders kräftig ausführen, sonst findet ein Durchbiegen und Erschüttern (Zittern) desselben statt.

𝔇 *Dampfmaschinen, 8. Aufl., I. Bd.,* 𝔖t *Steuerungen,* 𝔍nd *Indikator.*

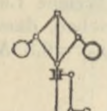
Ungleichförmigkeit, Unempfindlichkeit, Energie, Arbeitsvermögen.

Aufgaben 1431—1434.

Diese Aufgaben sollen nur die Grundregeln für Regulatoren soweit berücksichtigen, dass ein geeigneter Regulator für vorkommende Fälle bestimmt werden kann. Das ist wichtiger als die theoretische Behandlung der vielen Regulatorsysteme.

1431. Was versteht man unter **Ungleichförmigkeitsgrad** eines Regulators?

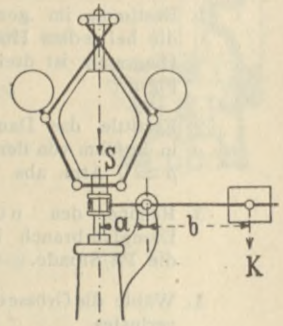
1432. Was ist der **Unempfindlichkeitsgrad** eines Regulators?



1433. Energie und Arbeitsvermögen.

Den beistehend skizzierten Regulator denkt man sich im Ruhezustand und durch das Gegengewicht K im Gleichgewicht gehalten. Es sei $a = 100$ mm, $b = 200$ mm, Gegengewicht $K = 216$ kg.

1. Wie gross ist die Energie des Regulators in kg?
2. Der Regulator habe einen Muffenhub von 105 mm. Wie gross ist das Arbeitsvermögen dieses Regulators in kgmm?

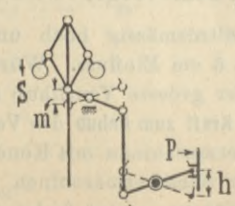


1434. Regulator zur Maschine 450 Zylinderdurchmesser, 800 Hub mit Rider-Flachschiebersteuerung.*)

Die Maschine sei bestimmt zum Betriebe eines Zementwerkes.

Man ermittele;

1. Arbeitsbedarf $\mathfrak{A}$ zum Verstellen des Rider-Flachschiebers in kgmm,
2. Unempfindlichkeitsgrad des Regulators, als Dezimalbruch ausgedrückt.
3. Arbeitsvermögen des Regulators in kgmm,
4. Grösse des Regulators.



*) Gehört zu den Aufg. 1387 u. 1397—1406.

Lösungen zu Aufg. 1431—1434.

1431. Das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der grössten und kleinsten Tourenzahl zur mittleren Tourenzahl eines Regulators, welcher **nicht** mit dem Stellzeug verbunden ist, also $\mathfrak{D}$

Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \dfrac{n_0 - n_u}{n}$ . . . . 317 *(382a)*

1432. Das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der Tourenzahl, bei welcher der Regulator mit angekuppeltem Stellzeug zu steigen und derjenigen, bei welcher er zu fallen **beginnt,** zur mittleren Tourenzahl, also

Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon = \dfrac{n' - n''}{n}$ . . . . 318 *(383)*

*1433. **Energie und Arbeitsvermögen.***

1. Die Energie (die Kraft, mit welcher der im Ruhezustand befindliche Regulator auf seine Muffe drückt) berechnet sich zu

$$S = K \cdot \frac{b}{a} = 216 \cdot \frac{200}{100} = \mathbf{432} \text{ kg} \quad . . . . . . \quad 320 \; (385)$$

2. Bei 105 mm Muffenhub ist das **Arbeitsvermögen** des Regulators:

$$A = S \cdot m = 432 \cdot 105 = 45400 \text{ kgmm} = \mathbf{45{,}4} \text{ kgm} \quad . . \quad 323 \; (389)$$

*1434. **Regulator zur Maschine 450 $\times$ 800.***

1. Arbeitsbedarf zum Verstellen der Flachschiebersteuerung für 450 mm Zyl.-Durchmesser $\mathfrak{A} = 1100$ kgmm . . . 341 *(T 146)*
2. Ungleichförmigkeitsgrad des Schwungrades nach Aufg. 1436 $\delta_0 = 0{,}02$, demnach **Unempfindlichkeitsgrad**:

$$\varepsilon = 1{,}8 \cdot \delta_0 = 1{,}8 \cdot 0{,}02 = 0{,}036 \quad . . . . . \quad 326 \; (401d)$$

3. **Arbeitsvermögen:**

$$S \cdot m = \frac{1100}{0{,}036} \sim 30500 \text{ kgmm} = \mathbf{30{,}5} \text{ kgm} \quad . . . \quad 323 \; (395)$$

4. Dazu würden passen folgende Federregulatoren:

Rost: Nr. 5, $n = 280$, $S = 475$ kg, $m = 68$ mm,
$S \cdot m = 32{,}5$ kgm 331

Hartung: Nr. 99, $n = 165$, $S = 378$ kg, $m = 80$ mm,
$S \cdot m = 30$ kgm 332

oder Tolle nach $\mathfrak{D}$ 335, Trenck nach $\mathfrak{D}$ 336, Beyer, nach $\mathfrak{D}$ 337, Steinle nach $\mathfrak{D}$ 338.

Derjenige Regulator, dessen δ (nach $\mathfrak{D}$ 317, Gl. 382 a) dem Wert ε am nächsten kommt, dürfte der geeignetste sein, bei Bestellung könnte man nach Gl. 400 und 400a Ungleichförmigkeit des Regulators $\delta = 0{,}036$ bis 0,024 vorschreiben.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch." 8. Aufl.

Schwungrad.

Lösungen zu Aufg. 1436.

1436. Schwungrad zur Maschine 450 × 800.

Beim Schwungrad kommen die **effektiven** Pferdestärken in Betracht.

A. Das Gewicht.

1. $N_e = 112$ PS.*) 𝔇
2. Der Durchm. des Schwungrades sei gewählt zu 4100 mm *301*
3. Schwerpunktradius (als Riemscheibe) vorläufig: $= 0{,}485 \cdot 4100 = 2$ Mtr. . . . . *264* *(287)*
4. Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreise: $V = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 100}{30} = 21$ Mtr/Sek . . . . . *265* *(292)*
5. Koeffizient $i = 95$ *263*
6. Ungleichförmigkeitsgrad (Dynamo) $\delta_0 = 0{,}01$ . . . . . *260* *(T 108)*
7. **Kranzgewicht:** $G = 100 \cdot 95 \cdot \frac{112}{21^2 \cdot 100 \cdot 0{,}01} = \mathbf{2400}$ kg . . . . . *263* *(282)*
8. Gesamtgewicht $G' = 1{,}35 \cdot 2400 = \mathbf{3240}$ kg.

B. Kranzform und Riemenbreite.

1. Als Riemenquerschnitt kann man setzen: $b \cdot \delta = x \frac{125 \cdot N}{D_s \cdot n} = 1 \cdot \frac{125 \cdot 112}{4{,}1 \cdot 100} = \mathbf{34}$ qcm . . . . *296* *(369)*
2. Damit die Breite des Riemenscheibenschwungrades auch für einfachen Riemen genügt, wählen wir als Riemenstärke $\delta = \mathbf{7}$ mm . . . . *297* *(T 117)*
3. Demnach Riemenbreite: $b = \frac{b \cdot \delta}{\delta} = \frac{34}{0{,}7} = \mathbf{48{,}5}$ cm.
4. Hieraus ergibt sich **Scheibenbreite:** $B = 1{,}1\, b + 1$ cm $= 1{,}1 \cdot 48{,}5 + 1 = \mathbf{55}$ cm**) . . *293* *(366)*

C. Kranzverbindung.

1. Kranzquerschnitt $F = \frac{G}{4{,}6 \cdot R} = \frac{2400}{4{,}6 \cdot 2} = 260$ qcm . . . *264* *(290)*
2. $P = 0{,}074 \cdot V^2 \cdot F = 0{,}074 \cdot 21^2 \cdot 260 = \mathbf{8500}$ kg . . . *302* *(T 120)*
3. Für den Wert von P würde genügen die **Kranzverbindung Nr. 2** (mit links stehenden Abmessungen) . . . . . . *302* *(T120)*

   Die Kranzverbindung hat man nun auf Festigkeit zu prüfen, Beispiele hierzu *284*

*) nach Aufg. 1387.

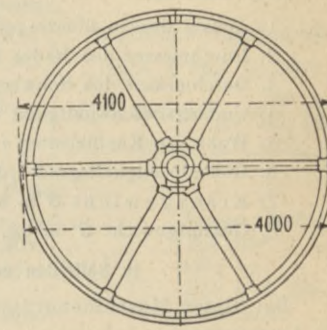
**) Man findet auch schmälere Schwungräder für dieselbe Maschinengrösse, dann muss der Riemen stärker gespannt werden und die Lebensdauer ist kürzer.

Aufgabe 1436.

1436. Schwungrad zur Maschine 450 × 800.*)

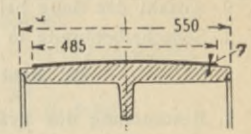
Die Maschine sei bestimmt zum Betriebe einer Drehstrom-Dynamo. Wir ermitteln:

A. Das Gewicht des Schwungrades.



1. Anzahl der zu übertragenden Pferdest. (Normalleistung),
2. Durchmesser des Rades,
3. Durchmesser des Schwerpunktkreises in Mtr.,
4. Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreis,
5. Wahl des Koeffizienten i,
6. Ungleichförmigkeitsgrad δ_0,
7. Kranzgewicht in kg,
8. Gesamtgewicht in kg.

B. Kranzform und Riemenbreite.

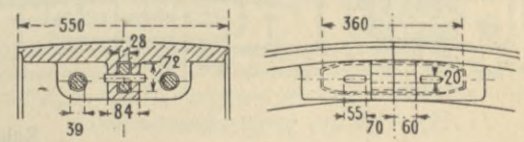


1. Riemenquerschnitt in qcm,
2. Wahl der Riemenstärke (bei einfachem Riemen),
3. demnach Riemenbreite in cm,
4. Breite des Schwungradkranzes in cm.

C. Kranzverbindung.

Unter A ist schon bestimmt:

$G = 2400$ kg; $V = 21$ Mtr.; $R = 2000$ mm.



1. Bestimmung des Kranzquerschnittes in qcm**),
2. Beanspruchung der Kranzverbindung (Zug) in kg,
3. Wahl der Grösse der Kranzverbindung.

*) Gehört zu den Aufgaben 1387 u. 1397—1406.

**) In Dampfmaschinen Seite 264 Gl. 290 muss es heissen qcm statt qdcm.

Seilscheiben-Schwungrad.

Aufgabe 1438.

1438. **Schwungrad zur Maschine 630 × 1200** (vergl. Aufg. 1421—1427).

Die Maschine sei bestimmt zum Betriebe einer Papierfabrik.

I. Gewicht des Schwungrades.

Wir ermitteln:

1. Anzahl der zu übertragenden effekt. Pferdestärken (normal),
2. Durchmesser des Rades in Mtr.,
3. Durchmesser des Schwerpunktkreises in Mtr.,
4. Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Mtr/Sek,
5. Wahl des Koeffizienten i,
6. Gleichförmigkeitsgrad $1/\delta_0$,
7. Kranzgewicht G in kg,
8. Gesamtgewicht G' in kg.

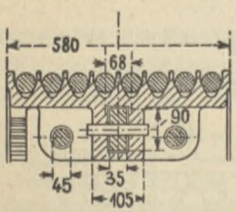
II. Seilrillen und Scheibenbreite.

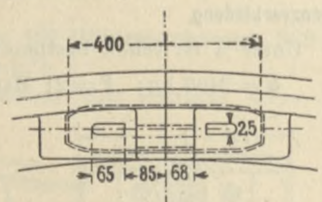
Bei dieser Maschinengrösse gibt man Seilbetrieb den Vorzug, wir bestimmen:

1. Seilgeschwindigkeit in Mtr/Sek,
2. Anzahl der Seile bei $d = 50$ mm Seildurchmesser,
3. Seilscheibenbreite in mm.

III. Wahl der Kranzverbindung.

1. Bestimmung des Kranzquerschnittes in qcm.*)
2. Beanspruchung der Kranzverbindung in kg/qcm,
3. Abmessungen der Kranzverbindung.





Lösungen zur Aufg. 1438.

1438. Schwungrad zur Maschine 630 × 1200.

I. Gewicht.

1. Nach Aufg. 1425 ist $N_e = 290$ PS. 𝔇
2. Der Durchmesser sei gewählt zu $D_s = 5{,}70$ Mtr. *301*
3. Schwerpunktkreisradius (Seilscheibe): $R = 0{,}475 \cdot 5{,}7 = 2{,}7$ Mtr. *264* *(288)*
4. Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunktkreise
   $V = \frac{2{,}7 \cdot 3{,}14 \cdot 95}{30} = 26{,}8$ Mtr/Sek . . . . *265* *(292)*
5. Koeffizient $i = 95$ . . . . *Tab. 111, 263*
6. Gleichförmigkeitsgrad $1/\delta_0 = 67$ . . . . „ *110, 262*
7. **Kranzgewicht** $G = 100 \cdot 95 \cdot \frac{290}{26{,}8^2 \cdot 95} \cdot 67 = \mathbf{2700}$ kg . . . . *263* *(282)*
8. Gesamtgewicht $G' = 1{,}35 \cdot 2700 = \mathbf{3650}$ kg.

II. Seilrillen und Scheibenbreite.

1. Seilgeschwindigkeit $V_1 = \frac{D_s \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{5{,}7 \cdot \pi \cdot 95}{60} = 28{,}3$ Mtr/Sek.
2. mithin Anzahl der Seilrillen
   $z = 17 \cdot \frac{N}{V_1 \cdot d^2} = 17 \cdot \frac{290}{28{,}3 \cdot 5^2} = 7$ . . . . *295* *(368)*
   wofür der Sicherheit halber 8 gewählt werden.
3. demnach **Breite** des Radkranzes
   $B = 7 \cdot 68 + h + 2 \cdot f = 476 + 58 + 44 = 578 \sim \mathbf{580}$ mm, *Tab. 116, 294*

III. Wahl der Kranzverbindung.

1. Aus dem schon unter I 7 berechneten Kranzgewicht von 2700 kg und dem unter I 3 gewählten Schwerpunktkreishalbmesser von $R = 2{,}7$ Mtr. finden wir:
   Kranzquerschnitt $F = \frac{G}{4{,}6 \cdot R} = \frac{2700}{4{,}6 \cdot 2{,}7} = 220$ qcm . . *264* *(290)*
2. Damit erhalten wir: . . . . *Tab. 120, 302*
   $P = 0{,}074\, V^2 \cdot F = 0{,}074 \cdot 26{,}8^2 \cdot 220 = \mathbf{11700}$ kg.
3. Diesem Wert von P entspr. die **Kranzverbindung Nr. 4** (mit links stehenden Abmessungen) . . . . *Tab. 120, 302*

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmasch.", 8. Aufl.

Schwungräder für Walzwerke.

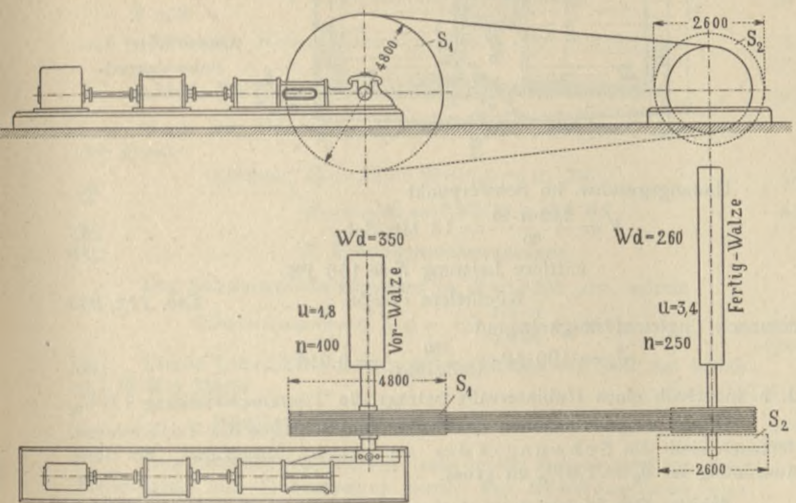
Das Gewicht und die Grösse der Schwungräder spielt in manchen Betrieben eine wichtige Rolle. So besonders beim Walzwerkbetrieb. Die Kraftentnahme ist grossen Schwankungen unterworfen und diese Schwankungen treten sehr plötzlich auf. Der Dampfkolben ist nicht imstande, diesen Widerstand zu überwinden, ganz gleich, ob die Maschine einen oder mehrere Dampfzylinder besitzt. Lediglich die Wirkung der Schwungräder macht ein Walzwerk leistungsfähig.

*) Beachte Fussnote unter Aufgabe 1436.

Aufgabe mit **Lösung.**

1440. Schwungrad für Walzwerk.

Ein **Bandeisenwalzwerk** sollte angetrieben werden von einer Tandemmaschine (Compoundmaschine mit hintereinanderliegenden Zylindern).



Erste Ausführung Schwungrad S_1 15500 kg.
Zweite Ausführung Schwungrad S_1 26000 kg und S_2 8000 kg.

Durchmesser des **Hochdruck**zylinders	540 mm
„ „ **Niederdruck**zylinders	760 „
Kolbenhub	900 „
Umdrehungen i. d. Min.	100
Durchmesser des Seilscheibenschwungrades	4800 mm
Gewicht des Schwungrades	15500 kg
Dampfdruck	12 Atm.

Laut Vertrag sollte auf dem Walzwerk Bandeisen von 45 Mtr. Länge hergestellt werden.

Das Walzwerk und die Maschine wurden geliefert, montiert und in Betrieb gesetzt. Es stellte sich jedoch heraus, dass man auf dem Walzwerk nur kleinere Sorten Bandeisen herstellen konnte, da die Maschine den Widerständen beim Walzen nicht gewachsen war.

Zudem konnte man im Kessel auch die 12 Atm. nicht halten, da die Röhren nur bis zu 8 Atm. dicht hielten.

Eine Änderung der Anlage wurde in folgender Weise vorgenommen:

Das Seilscheibenschwungrad S_1 ersetzte man durch ein neues, schwereres von 26000 kg (statt wie früher 15500 kg). Die Fertig-

Aufgabe mit **Lösung.**

strasse erhielt ausserdem ein Schwungrad S_2 von 2600 mm Durchmesser bei 8000 kg Gewicht.

Nach der Umänderung konnte man mit **8 Atm.** Dampfdruck Bandeisen in 50 Mtr. Länge bequem walzen. Wir wollen nun untersuchen, in welcher Weise sich durch den Umbau der Ungleichförmigkeitsgrad δ_0 (nach welchem man gewohnt ist, Schwungräder zu berechnen), ändert.

Vor dem Umbau.

Schwerpunktdurchmesser	4,6 Mtr.
Kranzgewicht	$G = 12000$ kg
Umdrehungen	$n = 100$
Umfangsgeschw.	$V = 24$ Mtr.
Pferdestärken	$N = 400$
Koeffizient	$i = 89$

Ungleichförmigkeitsgrad (nach 𝔇 263, Gl. 283)

$$\delta_0 = 100 \cdot 89 \frac{400}{24^2 \cdot 100 \cdot 12000} \sim 0{,}0052 = 0{,}52\,\%$$

Nach dem Umbau.

	grosses Rad	*kleines Rad*
Schwerpunktdurchm. .	*4,45 Mtr.*	*2,4 Mtr.*
Kranzgewicht . . $G =$	*21000 kg*	*6000 kg*
Umdrehungen . . $n =$	*100*	*250 i. d. Min.*
Umfangsgeschw. . $V =$	*23 Mtr.*	*31,4 Mtr.*
Pferdestärken . . $N =$	*400*	*400*
Koeffizient . . . . $i =$	*89*	*89*
Produkt . . . $G \cdot V^2 =$	$21000 \cdot 23^2 = 11100000$	$6000 \cdot 31{,}4^2 = 5900000$

Summa $G \cdot V^2 = 17000000$, 𝔇

also $\delta_0 = 100 \cdot 89 \frac{400}{17000000 \cdot 100} \sim 0{,}0021 = 0{,}21\,\%$ . . 263 (283)

Die Schwungrad**energie** $E = 1{,}1 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{2}$ in mkg 256 (275)

demnach

vor dem Umbau $E = 1{,}1 \cdot \frac{12000}{9{,}81} \cdot \frac{24^2}{2} = 3880000$ mkg.

nach „ „ $E = 1{,}1 \cdot \frac{21000}{9{,}81} \cdot \frac{23^2}{2} + 1{,}1 \cdot \frac{6000}{9{,}81} \cdot \frac{31{,}4^2}{2} = 9520000$ mkg.

d. h. die Schwungmassen können nach dem Umbau $\frac{9520000}{3880000} = 2{,}45$ mal so viel Arbeit in sich aufnehmen und bei Belastungszunahme wieder abgeben als vor dem Umbau.

Wir sehen also aus dem vorliegenden Fall zweierlei:

1. *Die Schwungmassen einer Walzenzugmaschine für Bandeisen dürfen nicht mit $\delta_0 = 0{,}52\,\%$ berechnet werden, sondern mit einem* ***Ungleichförmigkeitsgrad*** *von $\delta_0 \sim 0{,}2\,\%$.*

   Wählt man die Hauptabmessungen der Maschine grösser, so kann selbstverständlich das Schwungrad etwas leichter sein, aber die Hauptsache bleibt dennoch ein schweres Schwungrad.

2. *Die Schwungmassen können zum* ***Teil*** *auf der* ***Feinstrasse*** *angeordnet sein, sie brauchen nicht unmittelbar auf der Achse der Dampfmaschine zu sitzen.*

· Die Hinweise rechts beziehen sich auf Buch „Dampfmaschinen", 8. Aufl.

Aufgabe mit *Lösung.*

1442. **Schwungräder** für Compound-Lokomobile von 150 PS.

Laut Garantie im Lieferungsvertrag sollte während der Normalleistung und bei 50 PS Abweichung von der Normalleistung die Tourenschwankung nicht mehr als **1** % betragen.

Der Regulator soll sich erholen in $^1/_4$ bis $^1/_2$ Minute.

Die Lokomobile hat folgende Hauptabmessungen:

Durchmesser des Hochdruckzylinders	360 mm,
Durchmesser des Niederdruckzylinders	600 „
Kolbenhub	550 „
Umdrehungen	$n = 95$.

Mängel: Der Gang der Maschine lässt in bezug auf Gleichmässigkeit zu wünschen übrig. Bei jeder Umdrehung findet ein starkes **Zucken der Treibriemen** statt.

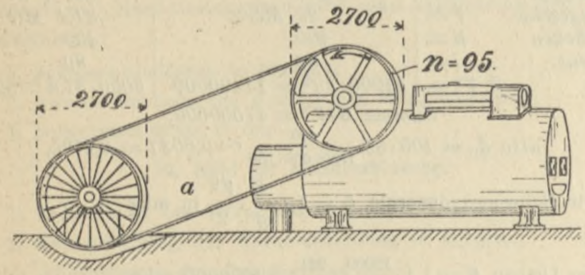


Fig. 1. An jedem Kopfende der Kurbelwelle sitzt ein Schwungrad.

Der **Riemen schlägt bei** a **fortwährend um etwa 300 mm auf und ab.**

Ursache des schlechten Riementriebes ist offenbar zu leichtes Gewicht der Schwungräder.

Die zwei Schwungräder wurden ausgemessen und ergibt die Rechnung folgendes:

Gewicht der Schwungräder (ermittelt nach *Fig. 2*):

Kranzstück I	ergibt	$(26{,}6\,\pi \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}35) \cdot 7{,}3 =$	960 kg
„ II	„	$(25{,}3\,\pi \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}92) \cdot 7{,}3 =$	480 „
„ III	„	$2 \cdot (26 \cdot \pi \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}35) \cdot 7{,}3 =$	126 „
		zusammen	1566 kg
Zugabe für Arme			34 „
		folglich wirksames Kranzgewicht	1600 kg.

Aufgabe mit *Lösung.*

also für zwei Schwungräder $2 \cdot 1600 = 3200$ kg.

Kreis für den Schwerpunkt 2,63 Mtr. Durchm.

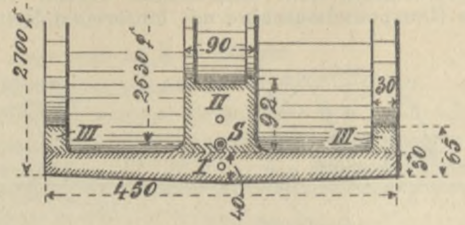


Fig. 2. Querschnitt der Schwungradkränze.

Umfangsgeschw. im Schwerpunkt 𝔇

$$V = \frac{2{,}63 \cdot \pi \cdot 95}{60} = 13 \text{ Mtr/Sek} \quad \ldots\ldots\ldots \quad 265\ (292)$$

mittlere Leistung $N = 150$ PS.

Koeffizient $i = 56$ . . . . . . *Tab. 111, 263*

demnach Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_0 = 100 \cdot 56 \cdot \frac{150}{13^2 \cdot 95 \cdot 3200} = 0{,}016 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (283)$$

d. h. innerhalb eines Hubintervalls beträgt die Tourenschwankung 1,6 %.

Diese 1,6 % verursachen das Zucken und Schlagen des Treibriemens, demnach sind die Schwungräder zu leicht ausgeführt, für diese Anordnung ist $\delta_0 = 1{,}6$ % zu gross.

Abhilfe: Der Lieferant wurde gezwungen, neue Schwungräder von annähernd doppeltem Gewicht, also für $\delta_0 = 0{,}8$ %, nachzuliefern. Das Zucken und Schlagen des Treibriemens trat dann auch nicht mehr ein. (Vorher hatte der Direktor des Werkes den Hauptriemen durch Aufnähen eines zweiten Riemens verdoppeln lassen, Kosten 700 Mark, natürlich ohne Erfolg; denn je unelastischer die Verbindung zwischen Krafterzeugung und Kraftentnahme, desto mehr tritt die Ungleichförmigkeit zutage.) Maschinen, welche mit der Hauptachse direkt an die Dynamo gekuppelt werden, müssen kleinere Ungleichförmigkeit haben, als solche, bei denen die Dynamo durch Riemen oder Seile angetrieben wird.

Was nun die Tourenschwankung beim Ausrücken von etwa 50 PS anbetrifft, so kam es hier wesentlich darauf an, in welcher Weise der Maschinist am Schaltbrett arbeitete.

Ein Tachometer, welcher (aus örtlichen Rücksichten) nicht von der Lokomobile, sondern von der Transmission angetrieben wurde, zeigte beim Entlasten von 155 auf 105 PS

in 25 Sekunden 7,8 % Tourenschwankung,
„ 13 „ 4 % „

Diese grosse Verschiedenheit der Tourenschwankung lässt sich erklären durch das mehr oder weniger vorsichtige Arbeiten des Maschinisten am Schaltbrett.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Dampfmaschinen, 8. Aufl.

Aufgabe mit *Lösung*.

1444. Schwungrad zur Compoundmaschine 350/530 $\times$ 600, $n = 95$.

Zur Berechnung des Schwungrades muss vorerst bestimmt werden:

I. Normalleistung der Maschine. 𝔇

Wirksame Kolbenfläche $Q = 0{,}99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 53^2 = 2180$ qcm . . . 34 (*31*)

Mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 0{,}6 \cdot 95}{60} = 1{,}9$ Mtr/Sek . . . . . (*30*)

Nach den Überschlagstabellen ergibt sich für 7 Atm. abs. und Kond.:

Leistung $N_i = 220 \cdot 0{,}218 \cdot 1{,}9 \sim 91$ PS 42

$N_e = \eta \cdot N_i = 0{,}87 \cdot 91 \sim$ **79** PS 35

II. Schwungradabmessungen.

Der Schwungraddurchmesser ist $D = 3200$ mm, mithin

Riemenquerschnitt $b \cdot \delta = 1{,}2 \cdot \frac{125 \cdot 79}{3{,}2 \cdot 95} = 39$ qcm 296 (*369*)

Dieser Querschnitt entspr. einem **Riemen** von **300 mm Breite** und **13 mm Stärke** . . . . *Tab. 117*, *297*

Scheibenbreite $B = 1{,}1 \cdot 30 + 1 =$ **34** cm 293 (*366*)

Aus örtlichen Rücksichten (sehr kurzer Achsenstand zwischen Schwungrad und Transmission) wurde der Schwungradkranz 400 mm breit gewählt, entspr. einem Riemen von etwa 360 mm Breite.

Genaue Berechnung der Riemen ist in Konstruieren, I. Bd., § 179 u. f. angegeben.

III. Das Kranzgewicht.

Gegeben ist: $N_e = 79$ PS, $n = 95$, ferner $i = 50$ nach *Tab. 111*, *263*

Vorl. Schwerpunktradius $R = 0{,}485 \cdot 3200 = 1550$ mm . . . 264 (*287*)

Umfangsgeschw. $V = \frac{1{,}55 \cdot \pi \cdot 95}{30} = 15{,}4$ Mtr/Sek 265 (*292*)

für mechanische Schreinerei soll sein mit Rücksicht auf Belastungsänderung $1/\delta_0 = 70 \cdot \frac{n}{i} = 70 \cdot \frac{95}{50} = 133$ . . . . *Tab. 110*, *262*

Es ergibt sich demnach als

Kranzgewicht $G = 100 \cdot 50 \cdot \frac{79 \cdot 133}{15{,}4^2 \cdot 95} =$ **2320** kg 263 (*282*)

In Konstruktionsbureaus befasst man sich aber nicht nur mit der Konstruktion **neuer** Maschinen, häufig treten Aufgaben heran, alte Maschinen zu rekonstruieren, wie nachstehendes Beispiel 1446 zeigt.

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Dampfmaschinen, 8. Aufl.

Aufgabe mit *Lösung*.

1446. Schwungraderschwerung für Maschine 420 $\times$ 680 (hierzu Taf. 110).

Eine Dampfmaschine mit Kondensation von 420 Durchm., 680 Hub, $n = 70$ Umdrehungen und $p = 7$ Atm. abs. Dampfdruck lief sehr unregelmässig.

Die Tourenschwankung betrug selbst bei geringer Leistungsänderung 6 bis 8 %, welche sich, da schnellaufende Arbeitsmaschinen (Zentrifugen) angetrieben wurden, sehr unangenehm bemerkbar machte. Der Auftrag lautete, in irgend einer Weise für Abhilfe zu sorgen.

Leistung der Maschine.

Wirks. Kolbenquerschnitt $Q = 1360$ qcm, 𝔇

Mittl. Kolbengeschw. $c = \frac{2 \cdot 0{,}68 \cdot 70}{60} = 1{,}58$ Mtr/Sek 34 (*30*)

Aus den genommenen Indikatordiagrammen wurde ermittelt $p_m = 2{,}1$, mithin die Leistung

$N_i = \frac{1360 \cdot 1{,}58 \cdot 2{,}1}{75} = 60$ PS 30 (*25*)

$N_e = 0{,}87 \cdot 60 =$ **52** PS 35

Ungleichförmigkeit des Schwungrades.

Die Ausmessung des Schwungrades ergab (Taf. 110)

Schwerpunktdurchmesser $= 2840$ mm,

Umfangsgeschw. $V = \frac{2{,}84 \cdot \pi \cdot 70}{60} = 10{,}4$ Mtr. 265 (*292*)

Gewicht des Schwungradkranzes $G = 1200$ kg.

Koeffizient $i = 95$ . . . . *Tab. 111*, *263*

mithin Ungleichförmigkeitsgrad

$\delta_0 = 100 \cdot 95 \cdot \frac{52}{10{,}4^2 \cdot 70 \cdot 1200} =$ **0,054** . . . . . . (*283*)

Energie f. d. Pferdekraft $q = \frac{0{,}055 \cdot 10{,}4^2 \cdot 1200}{52} =$ **139** mkg . . . 298

Diese geringe lebendige Kraft des Schwungrades war Ursache des unregelmässigen Ganges der Maschine. Der Ausführung eines neuen schweren Schwungrades stellten sich nun verschiedene Bedenken entgegen:

1. Die Welle war zur Aufnahme eines schweren Schwungrades mit $\delta_0 = 0{,}012$, wie es der Betrieb eigentlich erforderte, zu schwach.

2. Das neue **Schwungrad** wäre bei dem geringen Durchmesser und langsamen Gang sehr schwer ausgefallen.

3. Sollte die Umänderung sehr billig sein, da die Maschine schon alt war.

Der Besitzer der Maschine willigte ein, als Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_0 = 0{,}018$ zu wählen (Tourenschwankung während eines Hubintervalles von 1,8 %) entspr. einem Kranzgewicht von

$G = 100 \cdot 95 \cdot \frac{52}{10{,}4^2 \cdot 70 \cdot 0{,}018} =$ **3400** kg 263 (*282*)

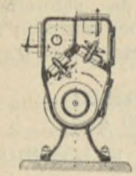
Energie f. d. Pferdekraft $q = \frac{0{,}055 \cdot 10{,}4^2 \cdot 3400}{52} =$ **394** mkg . 298

Um nun auch das alte Rad noch benutzen zu können, wurde das grössere Gewicht durch Erschwerungsringe erzielt und die Aufgabe in der auf Tafel 110 dargestellten Weise gelöst.

Aufgabe mit *Lösung.*

1448. Luftpumpe 170 × 800 für Mischkondensation.*)

Für eine Einzylinder-Dampfmaschine **450** mm Zylinderdurchmesser, **800** Hub, soll eine Luftpumpe nachstehender Bauart, direkt an die Kolbenstange gekuppelt, entworfen werden.



Es ist gegeben:

$p = 8$ Atm. abs.; $n = 77$ i. d. Min., $c = 2{,}05$ Mtr/Sek.
Normalleistung $N_i = 98$ PS.

I. Hauptabmessungen:

𝔇

Dampfverbrauch $S_i = 9{,}2$ kg f. d. N_i und Stunde . . . . *Tab. 32,* 48

Gesamtdampfverbrauch $S = S_i \cdot N_i = 9{,}2 \cdot 98 = 900$ kg/Stunde.

Kühlwasserverhältnis $m = 24$ 439 (425a)

Kühlwassermenge normal $= 24 \cdot 900 = 21600$ kg $= 22$ cbm . . . 443

Fördermenge $= 5 \cdot 24 \cdot 900 = 108000$ Liter/Stunde . . . . (428)

demnach $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot c \cdot 60 \cdot 60 = 108$ cbm,

also Kolbenquerschnitt $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{108}{2{,}05 \cdot 3600} = 0{,}015$ qm,

woraus Durchmesser $d = 140$ mm.

$d = 0{,}3 \cdot D = 0{,}3 \cdot 450 = 135$ mm ergibt sich nach *Tab. 190,* 444

Mit Rücksicht darauf, dass eventl. künstliche Wasserkühlung angelegt werden soll, sei der Durchmesser auf **170** mm festgesetzt.

II. Saug- und Druckklappen.

Gegeben nach obigem: Durchm. **170**, Hub **800**, Kolbengeschw. $c = 2{,}05$ Mtr/Sek.

Wir entwerfen nun nach diesen Angaben die Pumpe und sehen zu, wie gross nach den Hauptmaassen die Öffnungen für die Saug- und Druckklappen sich ergeben 449 (T192)

Der mittlere Klappenhub sei angenommen zu 1,2 cm, also 2 mm mehr als angegeben in . . . . *Tab. 193,* 446

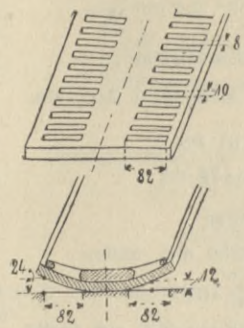
*) Vergl. Tafel 90—92 Dampfmaschinen, II. Band.

Aufgabe mit *Lösung.*

Ferner ergibt die Zeichnung: Anzahl der Schlitze in den Klappensitzen 58, Länge der Schlitze 8,2 cm,

somit:

freier Querschnitt im Klappensitz $= 58 \cdot 8{,}2 \cdot 1 = 475$ qcm.



Der Kolbenquerschnitt von 170 Durchmesser ist 222 qcm, folglich die Durchflussgeschwindigkeit im Klappensitz:

$$v = \frac{222 \cdot 2{,}05}{475} = \mathbf{0{,}96} \text{ Mtr/Sek.}$$

Durchgangsquerschnit bei geöffneter Klappe

$$2 \cdot 2{,}4 \cdot 53 + \frac{4 \cdot 8{,}2 \cdot 2{,}4}{2} = 294 \text{ qcm,}$$

mithin Durchflussgeschwindigkeit

$$v = \frac{222 \cdot 2{,}05}{294} = \mathbf{1{,}54} \text{ Mtr/Sek,}$$ 𝔇

also sind die Querschnitte genügend gross 446

III. Rohrleitungen zur Kondensation.

Einspritzleitung:

Damit die Einspritzleitung auch für grössere Leistung und für grössere Saughöhe noch genügt, wählen wir:

Wassergeschwindigkeit $= 0{,}8$ Mtr/Sek

und legen die unter I ermittelte Kühlwassermenge von 22 cbm in der Stunde zugrunde, so wird Querschnitt der Einspritzleitung

$$q = \frac{22}{60 \cdot 60 \cdot 0{,}8} = 0{,}0076 \text{ qm.}$$

Hieraus der Durchmesser $= 0{,}1$ Mtr. $= 100$ mm.

Etwas grösserer Durchmesser ergibt sich nach 447 (432)

Der **Austrittstutzen** (Warmwasserablauf) kann $= {}^1/_3$ Klappenquerschnitt, also $= \frac{475}{3} = 160$ qcm genommen werden, das wäre 14 cm Durchmesser, wofür 15 cm genommen wurde.

𝔇 *bedeutet Dampfmaschinen, 8. Aufl., I. Band.*

Lösungen zu Aufg. 1450—1456.

1450. Für Einzylindermaschinen setzt man als rohen Mittelwert

$p : w = 4,$ 𝔇

dann ist für $p = 7$ Atm abs.

Dampfersparnis $= 23\,\%$ . . . *Tab. 211, 493*

1451. Kaminkühler.

1. Erforderliche Grundfläche zum Kaminkühler $=$ **50** qm . *468*
2. Preis des Kühlers $= 2650$ Mk.
   „ „ Bassins $= 1750$ „
   Gesamtpreis $= 4400$ Mk. . . . . „

1452. Kühlwasser.

1. Für $p_0 = 0{,}25$ und $t_0 = 10^0$ wird theoretisch
   Kühlwasserverhältnis $m = 12$ . . *Tab. 187, 439*
   niederzuschlagende Dampfmenge
   $= N_i \cdot 8 = 150 \cdot 8 = 1200$ kg *443*
   demnach Kühlwassermenge
   $= 12 \cdot 1200 = 14400$ kg $= 14{,}4$ cbm/Stunde.
2. Man wählt aber $m = 24$ *439*
   also **Kühlwassermenge** $= 24 \cdot 1200 = 28800$ kg $=$ **28,8** cbm/Std. *(425a)*

1453. Luftpumpe.

Als vorläufigen Durchmesser kann man setzen

$$d = 0{,}25 \cdot D \sqrt{\frac{H}{\mathfrak{h}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textit{Tab 190, 444}$$

Bei direkt gekuppelter Luftpumpe wird $\frac{H}{\mathfrak{h}} = 1$, also

Luftpumpendurchmesser $d = 0{,}25 \cdot 80 \sqrt{1} =$ **20** cm.

1454.

1. (gekuppelt)	Luftpumpendurchm.	$= 220$ mm		
	„ hub	$= 1000$ „		*Tab. 191, 445*
2. (unter Flur)	„ durchm.	$= 425$ „		
	„ hub	$= 300$ „		

1455. Luftleere.

Die Spannung ergibt sich zu 0,35 Atm. abs. . . *Tab. 187, 439*

1456. Steuerung.

1. Dampfgeschwindigkeit $u = $ **30** Mtr./Sek. . .
2. **Voraustritt** . . . . $v_e =$ **9** % . . . . .
3. **Druckdifferenz** . . . . . $p_n =$ **0,17** Atm. . . . .

} *Tab. 189, 441*

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Dampfmaschinen, 8. Aufl.

Aufgaben 1450—1456.

1450. **Ersparnis durch Kondensation.** Eine Auspuffdampfmaschine soll behufs vorteilhafter Ausnutzung der Kohle mit Kondensation versehen werden.

Wie hoch stellen sich die Dampfersparnisse in Prozenten des Gesamtdampfverbrauches bei 7 Atm. abs. Eintrittsspannung, wenn normale Leistung zugrunde gelegt wird?

1451. **Kaminkühler.** Eine Dampfmaschine von 200 PS soll mit Kondensation arbeiten, jedoch muss künstliche Wasserkühlung (Kaminkühler) angelegt werden.

1. Welche Grundfläche ist für den Kühler erforderlich?
2. Was kostet der Kühler?

1452. **Kühlwasser.** Eine Compoundmaschine von 150 indiz. PS gebraucht pro N_i und Stunde 8 kg Dampf.

1. Wieviel Kühlwasser in cbm/Stunde ist theoretisch nötig, um ein Vakuum von 0,25 Atm. bei 10^0 Einspritzwassertemperatur zu erzielen?
2. Welches Kühlwasserverhältnis legt man aber beim Entwurf der Luftpumpe zugrunde?

1453. **Luftpumpe.** Eine Dreifachexpansionsmaschine hat $D = 80$ cm Niederdruckzylinderdurchmesser.

Welchen vorläufigen Durchmesser erhält die Luftpumpe, direkt gekuppelt?

1454. **Luftpumpe.** Eine liegende Compoundmaschine 550/850/1000 $n = 65$ soll Luftpumpenkondensation erhalten.

Welche vorläufigen Abmessungen nimmt man für die Luftpumpe

1. direkt mit Kolbenstange des Niederdruckzylinders gekuppelt, also $H = \mathfrak{h}$.
2. als stehende Pumpe unter Flur angeordnet?

1455. **Luftleere im Niederschlagsraum.** Das Warmwasser einer Kondensation hat 65° C Temperatur.

Welche Luftleere in Atm. abs. im Kondensationsraum entspr. dieser theoretisch?

1456. **Steuerung für Kondensationsmaschinen.** Eine Kondensationsmaschine macht 150 Umdrehungen i. d. Min.

1. Wie gross wählt man die Dampfgeschwindigkeit in Mtr./Sek. für Auslass?
2. Wie gross wählt man den Voraustritt in Prozenten?
3. Welche Druckdifferenz in Atm. ist bei normaler Belastung und Exzenterantrieb der Auslassventile zu erwarten?

Aufgaben mit *Lösung.*

1460. Kondensation. Für eine Dreifach-Expansionsmaschine sind die Unterlagen zur Bestimmung der Pumpen für die Kondensation zu ermitteln und zwar sowohl für Misch- als auch für Oberflächenkondensation. Gegeben ist:

Normalleistung . $N_i = 1500$ indiz. PS.
Dampfverbrauch $S_i =$ 5,3 kg f. d. indiz. PS/Stunde,
Vakuum . . . $p_c =$ 0,15 At. abs. im Kondensator,
Kühlwassertemp. $t_0 =$ 30° Cels. (künstl. Kühlung).

Lösung und Reihenfolge der Berechnung.

1461. Mischkondensation.

1. Zu kondensierende Dampfmenge

$$C = \frac{N_i \cdot S_i}{60} = \frac{1500 \cdot 5{,}3}{60} = 132{,}5 \text{ kg/Min.}$$

I. Parallelstrom.

2. Vakuum $p_c = 0{,}15$ Atm. abs., $\mathfrak{D}$
entsprechende Dampftemperatur $t_c = 54^0$ Cels. . . *Tab. 1,* *685*

3. mithin Warmwassertemperatur
$t_1 = t_c - 8 = 54 - 8 = 46^0$ Cels. . . . . . *683* *(13a)*

4. Kühlwasserverhält. $m = \dfrac{630 - t_1}{t_1 - t_0} = \dfrac{630 - 46}{46 - 30} = 36{,}5$ . . *(13)*

5. Der Warmwassertemperatur $t_1 = 46^0$ entspr. ein Dampfdruck
$p_d = 0{,}09$ Atm. . . . . . . *Tab 3,* *687*

6. Zu förderndes Volumen
$V = 0{,}001\left(1 + 36{,}5 + \dfrac{0{,}16 \cdot 36{,}5}{0{,}15 - 0{,}09}\right) \cdot 132{,}5 = 17{,}9$ cbm/Min. *681* *(1)*

7. davon ist Wasser $W = 0{,}001\,(1 + 36{,}5) \cdot 132{,}5 = 4{,}97$ „ „ *(2)*

8. und Luft $L = 0{,}001\,\dfrac{0{,}16 \cdot 36{,}5}{0{,}15 - 0{,}09} \cdot 132{,}5 = 12{,}93$ „ „ *(2)*

9. Die unter 6 ermittelte Gesamtmenge muss von der Pumpe bewegt werden, so dass sich ergibt bei einem Lieferungsgrad φ
Fördermenge der Pumpe $= V : \varphi$ in cbm/Min. . . . *(4)*

Für diese Fördermenge wird nunmehr die entspr. Nassluftpumpe berechnet und die Konstruktion derselben dem Antrieb, ob über oder unter Flur, angepasst. Wird eine Luftpumpe in ihren Abmessungen zu gross, so lässt sich die erforderliche Pumpenleistung auch auf zwei gleiche Pumpen verteilen . . *688*

Aufgaben mit *Lösung.*

II. Gegenstrom.

10. Temperatur des abzusaugenden Luft-Dampfgemisches $\mathfrak{D}$
$t_a = 30 + 5 = 35^0$ Cels. *682*

11. entspr. Dampfspannung $p_d = 0{,}05$ Atm. abs. . . *Tab. 3,* *687*

12. Luftdruck $p_l = p_c - p_d = 0{,}15 - 0{,}05 = 0{,}1$ Atm. . . *683* *(10)*

13. Warmwassertemp. $t_1 = t_c = 54^0$ Cels. (nach Pos. 2) . . *(13a)*

14. Kühlwasserverhältnis $m = \dfrac{630 - 54}{54 - 30} = 24$ . . . . *(13)*

15. Luftdampfgemischmenge
$L = 0{,}001 \cdot \dfrac{0{,}16 \cdot 24}{0.1} \cdot 132{,}5 = 5{,}1$ cbm/Min. . . . *(11)*

16. Wassermenge $W = 0{,}001\,(1 + 24) \cdot 132{,}5 = 3{,}3$ cbm/Min. . *(12)*

Das Warmwasser kann bei demselben Vakuum mit 54° Cels., der Dampftemperatur des Kondensatordruckes p_c abfliessen, wodurch sich die Menge gegenüber Parallelstrom verringert.

17. An Pumpen sind nötig eine Luftpumpe zur Förderung des Luftdampfgemisches L und eine Nassluftpumpe für die Wassermenge W *688*

1462. Oberflächenkondensation zur Dreif.-Expans.-Masch. Grundlagen zur Berechnung vergl. in Aufg. 1460—1461.

1. Kühlwass.-Verhält. $m = \dfrac{630 - t_c}{(t_c - 15) - t_0} = \dfrac{630 - 54}{(54 - 15) - 30} = 64$ *685* *(17)*

2. Kühlwassermenge $= 0{,}001 \cdot 64 \cdot 132{,}5 = 8{,}5$ cbm/Min. . . *688* *(25)*

3. Undichtigkeitsverlust (da Kondensation direkt gekuppelt)
$\mu = 1{,}8$ *687*

4. Luftmenge $L = 0{,}001 \cdot 1{,}8 \cdot 132{,}5 = 0{,}239$ cbm/Min. bezogen auf atmosphärischen Druck . . . . *687* *(19a)*

5. Die von der Luftpumpe anzusaugende Luftmenge
$V_l = L : p_l = 0{,}239 : 0{,}06 = 4$ cbm/Min. . . . . *(20)*
Das Kondensat wird an der kältesten Stelle abgesaugt, an welcher eine Temperatur von $t_0 + 15 = 30 + 15 = 45^0$ herrscht, entspr. einer Dampfspann. $p_d = 0{,}09$ Atm. . *Tab. 3,* *687*
mithin Luftspannung $p_l = 0{,}15 - 0{,}09 = 0{,}06$ Atm. . . *683* *(10)*

6. Antrieb und Anordnung der einzelnen Pumpen richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen der Dampfanlage.

7. Hinsichtlich der erforderlichen Pumpen beachte man . . *688*

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Dampfmaschinen 8. Aufl.

Dampfturbinen.

Als Einführung in das Wesen der Dampfturbine sind vorher die Aufgaben 389—394 durchzurechnen.

Lösungen zu Aufg. 1465—1480. 𝔇

1465. *Dampfturbinen.* Man unterscheidet Achsial- u. Radialturbinen 618

1466. *Achsialturbine.* Hier erfolgt der Dampf austritt parallel der Achse . . . . ,,

1467. *Radialturbine.* Hier erfolgt der Dampf austritt in radialer Richtung . . . . ,,

1468. *Arbeitsweise.* Man unterscheidet Gleichdruck- oder Aktionsturbinen und Überdruck- oder Reaktionsturbinen . . . . . . ,,

1469. *Gleichdruckturbine.* Vor und hinter dem Laufrad herrscht derselbe Druck . . . . ,,

1470. *Überdruckturbine.* Der Druck ist vor dem Laufrad grösser als dahinter. . . . . ,,

1471. *Beaufschlagung.* Man findet volle und partielle Beaufschlagung 619

1472. — Bei voller Beaufschlagung erfolgt die Dampfeinströmung am ganzen Umfang des Laufrades . . . . ,,

1473. — Erfolgt die Dampfeinströmung nur an Teilen des Umfangs, so spricht man von einer partiellen Beaufschlagung . . . . . ,,

1474. *Dampfarbeit.* Ausnutzung bei einstufigen Turbinen in einem Laufrad. . . . . ,,

1475. — In mehreren hintereinander geschalteten Turbinen . . . . ,,

1476. *Arbeitsvorgang.* Der Dampf expandiert schon im Leitapparat auf die Spannung des austretenden Dampfes. Die dadurch erzeugte totale Energie wird in mehreren aufeinander folgenden Turbinen ausgenutzt . . . . ,,

1477. — Bei diesen erfolgt die Expansion des Dampfes nach und nach, d. h. die Dampfspannung ändert sich in jedem Turbinensatz. Es tritt also eine Unterteilung des Druckes ein . . . . ,,

1478. — In einer Dampfmaschine wirkt der Dampf durch seine Spannungsenergie, in der Turbine durch seine Strömungsenergie 617

1479. Als *Vorteil:* Wegfall der hin- und hergehenden Bewegung . . ,,
Als *Nachteil:* Die hohe Umdrehungszahl, welche für die meisten Betriebe eine Umsetzung der Geschwindigkeit erfordert.

Aufgaben 1465—1480.

1465. **Dampfturbinen.** Welche Arten unterscheidet man in konstruktiver Hinsicht?

1466. **Achsialturbine.** Woran erkennt man eine solche?

1467. **Radialturbine.** Woran erkennt man eine solche?

1468. **Arbeitsweise.** Welche Arten unterscheidet man mit Rücksicht auf die Arbeitsweise?

1469. **Gleichdruckturbine.** Nenne das charakteristische Merkmal einer solchen.

1470. **Überdruckturbine.** Nenne das charakteristische Merkmal einer solchen.

1471. **Beaufschlagung.** Welche Arten sind im Turbinenbau üblich?

1472. — Was versteht man unter voller Beaufschlagung?

1473. — Wie kennzeichnet sich partielle Beaufschlagung?

1474. **Dampfarbeit.** Wie wird diese ausgenutzt in einer einstufigen Dampfturbine?

1475. — Wie erfolgt die Ausnutzung in mehrstufigen Turbinen?

1476. **Arbeitsvorgang.** Wie ist der Arbeitsvorgang in einer mehrstufigen Turbine mit Geschwindigkeitsstufen?

1477. — Erkläre den Arbeitsvorgang in einer mehrstufigen Turbine mit Druckstufen.

1478. — Welches ist der charakteristische Unterschied zwischen einer Dampfmaschine und einer Turbine mit Rücksicht auf die Arbeit des Dampfes?

1479. Welcher **Vorteil** spricht für und welcher **Nachteil** gegen die Anwendung von Dampfturbinen?

Form der Düse.

1480. *Druck in der Düse.* Die Spannung p_m an der engsten Stelle der Düse steht in einem ganz bestimmten Verhältnis zum Anfangsdruck und wird

1. für Sattdampf

$$p_m = 0{,}58 \cdot p = 0{,}58 \cdot 8 = 4{,}64 \text{ Atm. abs.} \quad 629\ (9)$$

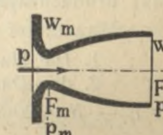
2. für Edeldampf

$$p_m = 0{,}54 \cdot p = 0{,}54 \cdot 8 = 4{,}32 \text{ „ „} \quad (10)$$

1480. **Druck in der Düse.** In einer Düse expandiert Dampf von $p = 8$ auf $p_0 = 0{,}1$ Atm. abs.

Wie gross ist die Dampfspannung an der engsten Stelle der Düse

1. für Sattdampf,
2. für Edeldampf?



Aufgaben 1482—1491.

1482. **Geschwindigkeit in der Düse.** Bestimme die Geschwindigkeit w_m an der engsten Düsenstelle für Sattdampf von 8 Atm. abs.

1483. — Ermittle diesen Wert schnell ohne Rechnung.

1484. **Dampfmenge.** Bestimme die in der Sekunde durchströmende Dampfmenge G in kg, wenn $F_m = 0{,}002$ qm und $p = 8$ Atm. abs. für Sattdampf. (Man beachte Abbildung in Aufg. 1480.)

Lösungen zu Aufg. 1482—1491.

1482. Geschwindigkeit in der Düse. Für Sattdampf von 8 Atm. abs. wird Volumen $v = 0{,}242$ cbm/kg . . . . *Tab. 5, 16* 𝔇

Geschw. $w_m = 323\sqrt{p \cdot v} = 323\sqrt{8 \cdot 0{,}242} = 450$ Mtr./Sek. . *629* (12)

1483. — Für $p = 8$ Atm. abs. wird Geschwindigkeit

$w_m = 449$ Mtr./Sek. . . . . *Tab. 1, 629*

1484. Dampfmenge. Für 8 Atm. abs. (Sattdampf) ist Volumen

$v = 0{,}242$ cbm/kg . . . . *Tab. 5, 16*

mithin Dampfmenge

$G = 199 \cdot 0{,}002 \cdot \sqrt{8 : 0{,}242} = 2{,}29$ kg/Sek. *629* (15)

Leistung und Dampfverbrauch.

1485. **Einzylinderauspuffmaschine.** Bestimme schnell die Hauptabmessungen einer Einzylinderauspuffmasch. von normal $N = 150$ PS$_e$ Leistung bei $p = 8$ Atm. abs.

„ *a* — *$N = 300$ (   ) PS$_e$.*

1486. — Mit welchen Normalleistungen ist zu rechnen, wenn die Maschine der Aufg. 1485
1. mit 7 Atm. abs.,
2. „ 9 „ „

betrieben wird?

1487. **Compoundkondensationsmaschine.** Welcher Dampfverbrauch ist für eine normal $N = 400$ PS$_e$ leistende Comp.-Kond.-Masch. anzusetzen bei einem Dampfdruck von 10 Atm. abs. u. Sattdampf.

„ *a* — *$N = 200$ (   ) PS$_e$.*

1488. **Dampfersparnis bei Edeldampf.** Wie gross ist dieselbe, wenn der Dampf (bei Aufg. 1487) um 100° überhitzt wird?

„ *a* — *Überhitzung 65°* (   ).

1489. — Wie gross ist die Dampfersparnis bei Verwendung von Edeldampf (gegenüber Sattdampf) bei 140° Überhitzung
1. bei Einzylinderauspuffmaschinen,
2. „ Compoundkondensationsmaschinen?

„ *a* — *Überhitzung 100°* (   ).

1490. — Was erkennen wir aus der Lösung der Aufg. 1489?

1491. **Dreifachexpansionsmaschine.** Eine $N = 1000$ pferd. Dreif.-Expans.-Masch. ist zu entwerfen für 12 Atm. abs. Bestimme schnell:
1. Die Hauptabmessungen,
2. den Dampfverbrauch für Sattdampf.

„ *a* — *$N = 2000$ (   ) PS$_e$.*

1485. Einzylinderauspuffmaschine. Für Normalleistung $N = 150$ PS$_e$ ergibt sich:

$D = 470$ mm, $H = 800$ mm, $n = 95$ i. d. Min. . . *Tab. 1, 722*

1486. — Die Normalleistung bestimmt sich zu:
1. für 7 Atm. abs. $N = 0{,}93 \cdot 150 = 140$ PS$_e$ . . . . . . „
2. „ 9 „ „ $N = 1{,}07 \cdot 150 = 160$ „ . . . . . . „

1487. Compound-Kondensationsmaschine. Für 10 Atm. abs. und Sattdampf ergibt sich als Dampfverbrauch $S_i = 6{,}8$ kg für die indiz. PS/Stunde bei einer Normalleistung von 400 PS$_e$. *Tab. 4, 723*

1488. Dampfersparnis bei Edeldampf. Dieselbe beträgt 17 % . . . „

1489. — Dampfersparnis bei Verwendung um 140° überhitzten Edeldampfes
1. bei Einzylinder-Auspuffmaschinen 30 % *722*
2. „ Comp.-Kondensationsmasch. 23 % *723*

1490. — Überhitzter Dampf bringt bei Einzylindermaschinen den grössten Vorteil. Durch Anwendung von Mehrfachexpansionsmaschinen hat man kleineres Temperaturgefälle in den Zylindern erreicht und damit weniger Dampfverluste infolge Niederschlagen an den Zylinderwandungen *609*

Die Überhitzung des Dampfes bringt nun hauptsächlich als Vorteil die Vermeidung dieser Kondensationsverluste *610*

1491. Dreif.-Expansionsmasch. Für 1000 PS$_e$ und 12 Atm. abs. wird
1. $d = 550$, $d_m = 855$, $D = 1310$, $H = 1480$ mm, $n = 65$ i. d. M. *724*
2. Dampfverbrauch (Sattdampf) $S_i = 5{,}6$ kg f. d. indiz. PS/Std. „

Die Hinweise rechts beziehen sich auf Dampfmaschinen 8. Aufl., I. Bd.

Beispiele aus dem Pumpenbau.

Differential-Plungerpumpe.

Lösungen zu Aufg. 1495.

1495. Differential-Plungerpumpe.

I. Leistung und Lieferungsgrad.

Bekannt sind $n = 18{,}5$, Hub $= 1{,}1$ Mtr., Saugkolben 26 cm, Druckkolben 23,5 cm.

1. Kolbengeschwindigkeit $C = \frac{18{,}5 \cdot 1{,}1}{30} = 0{,}678$ Mtr/Sek.
2. Saugquerschnitt $F = \frac{\pi}{4} \cdot 26^2 = 530$ qcm.
   Druckquerschnitt $f = \frac{\pi}{4}\, 23{,}5^2 - \frac{\pi}{4}\, 4{,}5^2 = 418$ qcm.
   Wirksame Ringfläche $F - f = 530 - 418 = 112$ qcm.
3. Theoret. Liefermenge $\mathfrak{Q}_0 = \frac{6{,}78 \cdot 5{,}3}{2} = 18$ Ltr./Sek. } mit dm
4. Demnach Lieferungsgrad $\varphi = \frac{16{,}6}{18} = \mathbf{0{,}925}$ } rechnen

II. Das Gegengewicht.

Bekannt sind $F = 5{,}3$ qdm, $f = 4{,}18$ qdm, $F - f = 1{,}12$ qdm.

1. Es ist die geförderte theoretische Wassermenge:
   Aufwärtsgang (Saugperiode)
   $$\mathfrak{Q}_1 = C \cdot (F - f) = 6{,}78 \cdot 1{,}12 = 7{,}6 \text{ Ltr/Sek.}$$
   Abwärtsgang (Druckperiode) $\mathfrak{Q}_2 = C \cdot f = 6{,}78 \cdot 4{,}18 = 28{,}4$ Ltr/Sek.
2. Die Hälfte der Summe gibt die gesamte theoretisch geförderte Wassermenge $\mathfrak{Q}_0 = \frac{7{,}6 + 28{,}4}{2} = \mathbf{18}$ Ltr/Sek, weil dieser Vorgang sich innerhalb eines Doppelhubes (also einer vollen Umdrehung) vollzieht.
3. Die Leistungen beim Aufwärtsgang bezw. beim Abwärtsgang sind nicht gleich. Um gleichmässigen Zahndruck und Riemenzug zu bekommen, ordnet man ein Gegengewicht an.
4. Zug im Gestänge A beim Aufwärtsgang (Saugwirkung)
   $$P_1 = (F - \frac{\pi}{4} \cdot 4{,}5^2) \cdot 5 - f \cdot 2{,}2 = 514 \cdot 5 - 418 \cdot 2{,}2 = 1650 \text{ kg.}$$
5. Druck im Gestänge beim Abwärtsgang:
   $$P_2 = f \cdot 2{,}2 = 418 \cdot 2{,}2 = \mathbf{920} \text{ kg.}$$
6. Eigengewicht durch Rechnung und Schätzung ermittelt

Gestänge 45 mm Durchm. 28 Mtr. lang	350	kg
2 Kolben	100	„
Kurbelstange	75	„
Kreuzkopf	50	„
9 Kupplungen	80	„
Gesamtgewicht	**655**	kg

Hiervon geht ab für Auftrieb $= {}^1/_7$, mithin:

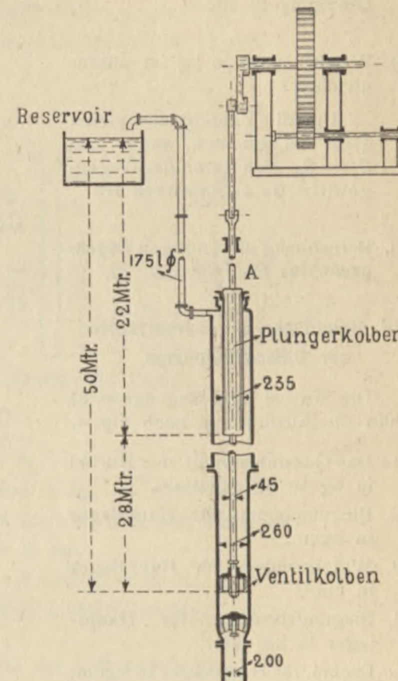
$$\text{Gestängegewicht } G = 655 \cdot {}^6/_7 = 560 \text{ kg.}$$

Aufgabe 1495.

1495. Differential-Plungerpumpe (ausgeführte Anlage).

Folgende Hauptmaasse mögen als durch Rechnung bereits bestimmt bezw. angenommen gelten:

Förderhöhe $H = 50$ Mtr.,
Wassermenge $\mathfrak{Q} = 1$ cbm/Min.
$= \frac{1000}{60} = 16{,}6$ Ltr./Sek.,
Plungerdurchm. $=$ 235/260 mm,
Hub $= 1100$ mm,
Touren $n = 18{,}5$
Kurbelzapfen 70 $\times$ 90 mm,
Kurbellager 135 $\times$ 270 mm,
Zahnräder
$D_2 = 420$; $z_2 = 22$
$D_1 = 1796$; $z_1 = 94$
$t = 60$; $b = 120$ mm,
Antriebsriemenscheibe $= 2000$ mm.



Bestimme:

Theoretische Leistung und Lieferungsgrad, Gegengewicht, Beanspruchung des Kurbelzapfens u. Kurbellagers.

Rechne die gewählten Zahnräder nach.
Ermittle den Kraftbedarf der Pumpe.

I. Leistung und Lieferungsgrad der Differentialpumpe.

1. Kolbengeschwindigkeit,
2. Die in Betracht kommenden 3 Zylinderquerschnitte.
3. Theoretische Wassermenge i. d. Sek.
4. Lieferungsgrad.

II. Das Gegengewicht der Differentialpumpe.

1. Geförderte Wassermenge beim Aufwärts- und beim Abwärtsgang in Ltr/Sek.
2. Kontrollrechnung zu 1.
3. Weshalb wird man ein Gegengewicht anordnen?
4. Welcher Druck in kg herrscht im Gestänge beim Aufwärtsgang?
5. „ „ „ „ „ „ „ Abwärtsgang?
6. Eigengewicht des Gestänges.

Aufgabe 1495.

7. Nötige Zugkraft für Aufwärtsbewegung in kg.

8. Nötige Druckkraft für Abwärtsbewegung in kg.

9. Welche Kraft in kg ist auszugleichen?

   Um die Zahndrücke gleich gross zu erhalten, muss sein $Q_1 = Q_2$, was durch das Gegengewicht G_x zu bewirken ist.

10. Berechnung des nötigen **Gegengewichtes** G_x *(Fig. 2 u. 3)*.

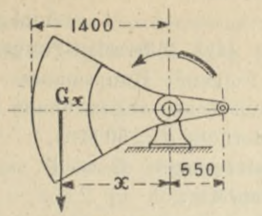


Fig. 2.

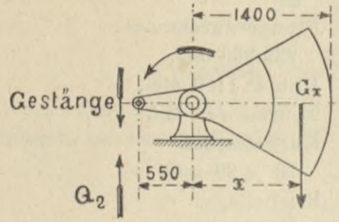


Fig. 3.

III. Hauptlager und Kurbelzapfen zur Differentialpumpe.

Die Kurbel mit Gegengewicht erhält die Ausführung nach *Fig. 4*.

1. Das Gesamtgewicht der Kurbel in kg ist zu ermitteln. *)
2. Biegungsmom. für Hauptlager in kgcm,
3. Widerstandsm. für Hauptlager in cm^3,
4. Biegungsbeanspr. für Hauptlager in kg/qcm.
5. Drehm. für Hauptlager in kgcm,
6. pol. Widerstandsmoment für Hauptlager in cm^3.
7. Drehungsbeanspr. für Hauptlager in kg/qcm,
8. Resultierende Gesamtbeanspr. für Hauptlager in kg/qcm.
9. Biegungsmoment für Kurbelzapfen in kgcm.
10. Widerstandsmoment für Kurbelzapfen in cm^3.
11. Biegungsbeanspr. ,, ,, ,, kg/qcm.

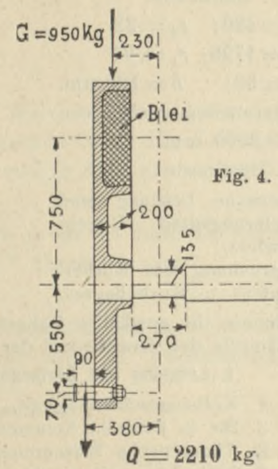


Fig. 4.

*) Da es sich um vertikale Anordnung handelt, beeinflusst das Eigengewicht der Kurbel die Belastung des Lagers in der unteren Kurbelstellung. Der Lagerhals wird also am meisten beansprucht, wenn die Kurbel im unteren Totpunkt steht.

Lösungen zu Aufg. 1495.

7. Aufwärtsbewegung (Saugen) *Fig. 2*,
   nötige Kraft $Q = P_1 + G = 1650 + 560 = \mathbf{2210}$ kg.
8. Abwärtsbewegung (Drücken) *Fig. 3*,
   nötige Kraft $Q_0 = P_2 - G = 920 - 560 = \mathbf{360}$ kg.
9. Es ist nun: $P_1 + G = 2210$ kg,
   $P_2 - G = 360$,,

   Unterschied $= 1850$ kg.

   Halber Unterschied $= \frac{1850}{2} = \mathbf{925}$ kg.
10. Es wird dann:

$$Q_1 = 2210 - 925 = \mathbf{1285} \text{ kg},$$
$$Q_2 = 360 + 925 = \mathbf{1285} \text{ ,,}$$

Das Gegengewicht von 925 kg ist auf den Kurbelkreis reduziert gerechnet, und wird das wirkliche Gewicht, wenn Schwerpunktabstand $x = 75$ cm gewählt wird:

$$G_x = \frac{925 \cdot 55}{75} = \mathbf{678} \text{ kg}.$$

III. Hauptlager und Kurbelzapfen.

1. Gesamtgewicht der Kurbelscheibe (aus vorläufiger Skizze ermittelt):

Grauguss	500 kg
Blei	450 ,,
Gesamtgewicht	**950** kg.

Für das **Hauptlager** ergibt sich (vergl. auch *Fig. 4*): $\mathfrak{H}$

2. Biegungsmom. $M_b = 2210 \cdot 38 + 950 \cdot 23 = 105000$ kgcm . . . *40i*
3. Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 13{,}5^3 = 246$ cm^3 . . . . . *Tab. 7, 39*
4. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 105000 : 246 = \mathbf{430}$ kg/qcm . . . . . *40i* *(26)*
5. Drehmoment $M_d = 1285 \cdot 55 = 70500$ kgcm.
6. pol. Widerstandsmom. $W_p = 0{,}2 \cdot 13{,}5^3 = 492$ cm^3 . . . *Tab 9, 39*
7. Drehungsbeanspr. $\tau = 70500 : 492 = \mathbf{144}$ kg/qcm. . . . . . . *40e* *(10)*
8. Gesamtbeanspruchung:

$$\sigma = 0{,}35 \cdot 430 + 0{,}65 \sqrt{430^2 + 4 \cdot 144^2} = \mathbf{487} \text{ kg/qcm} \quad \textit{40s (70)}$$

Für den **Kurbelzapfen** finden wir (vergl. auch *Fig. 4*):

9. Biegungsmom. $M_b = 2210 \cdot 4{,}5 = 9950$ kgcm *40i*
10. Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot 7^3 = 34{,}3$ cm^3 . . . . . . *Tab. 7, 89*
11. Biegungsbeanspr. $\sigma_b = 9950 : 34{,}3 = \mathbf{290}$ kg/qcm . . . . . *40i* *(26)*

Lösungen zu Aufg. 1495.

IV. Zahnräder und Wellen.

Gegeben $n_1 = 18{,}5$, $z_1 = 94$, $z_2 = 22$, Gestängedruck $Q = 1285$ kg.

1. Übersetzungsverhältnis $i = 94 : 22 = 4{,}27$.
2. Tourenzahl der Welle II: $n_2 = i \cdot n_1 = 4{,}27 \cdot 18{,}5 = 79$.
3. Zahndruck $P = \frac{\text{Hub}}{D_1} \cdot Q = \frac{110{,}0}{179{,}6} \cdot 1285 = 790$ kg.
4. Für Grauguss und $n = 18{,}5$ wird ℌ
   Belastungskoeffizient $k = 18$ . . . . . *Tab. 1, 109*
5. Nötige Teilung $t = 0{,}71 \sqrt{P : k} = 0{,}71 \sqrt{790 : 18} = \mathbf{4{,}7}$ cm *108a* *(34)*
   mithin genügen die angenommenen Räder mit $t = 6$ cm.
6. Drehmoment für Welle I $M_d = 790 \cdot 89{,}8 = 70000$ cmkg.
   „ „ „ II $M_d = 790 \cdot 21 = 16500$ „
7. Als Transmissionswelle würde sich ergeben
   $$\left.\begin{array}{l}\text{Durchm. } d_1 = 13 \text{ cm} \\ \text{„ } d_2 = 8{,}5 \text{ „}\end{array}\right\} \quad \ldots\ldots \textit{Tab. 1, 60b}$$
   Wellen für Pumpen mit Zahnradantrieb macht man meist um 30 % dicker, wir würden also nehmen:
   $$d_1 = 1{,}3 \cdot 13 = 17 \text{ cm}, \quad d_2 = 1{,}3 \cdot 8{,}5 = 11 \text{ cm}.$$

V. Riemenantrieb der Pumpe.

Gegeben: Zahndruck $P = 790$ kg, Durchm. d. kleinen Zahnrades 42 cm, Riemscheiben-Durchm. $= 200{,}0$ cm.

1. Riemenzug $S = 790 \cdot \frac{42}{200} = \mathbf{166}$ kg.
2. Umfangsgeschwindigkeit des Riemens:
   $$U = \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 79}{60} = \mathbf{8{,}25} \text{ Mtr/Sek} \quad \ldots\ldots \textit{180b (6)}$$
3. Für 2 Mtr. Scheibendurchmesser und $U = 8{,}25$ Mtr. wählt man für einfachen Riemen $k = 10$ kg. f. d. cm Riemenbreite *Tab. in 180c*
4. Demnach Breite eines einfachen Riemens $b = \frac{166}{10} = 16{,}6$ cm *180b* *(4)*
   (ausgeführt ist Riemenbreite $b = 200$ mm).

VI. Kraftbedarf der Anlage.

Gegeben $\mathfrak{Q} = 1$ cbm/Min., Förderhöhe $H = 50$ Mtr.

1. Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$.
2. Erforderliche Betriebskraft 𝔓𝔲
   $$N = \frac{1}{\eta} \cdot 0{,}23 \cdot \mathfrak{Q} \cdot H = \frac{1}{0{,}85} \cdot 0{,}23 \cdot 1 \cdot 50 = 13{,}6 \text{ PS} \quad \ldots \textit{175}$$

Weitere Aufgaben vergl. Haeder, Pumpen, 2. Aufl., II. Bd.

Aufgabe 1495.

IV. Zahnräder und Wellen zur Differentialpumpe.

Angenommen sind nach Aufg. 1495:

Welle I Zahnraddurchm. $D_1 = 179{,}6$ cm, $z_1 = 94$, $n_1 = 18{,}5$,
„ II „ $D_2 = 42{,}0$ „ $z_2 = 22$.

Teilung $t = 6$ cm, Zahnbreite $b = 12$ cm.

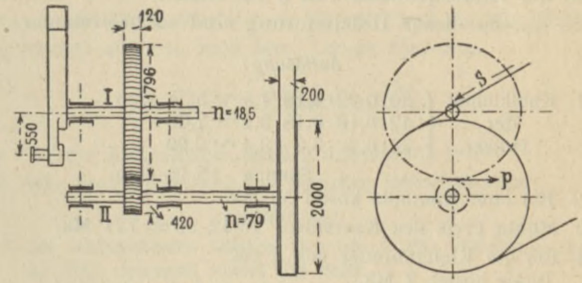


Fig. 5. Vorgelege zur Pumpe.

1. Übersetzungsverhältnis i,
2. Tourenzahl der Welle II,
3. Grösse des Zahndruckes in kg,
4. Belastungskoeffizient k für $n = 18{,}5$ und Grauguss,
5. Teilung der Zahnräder in cm,
6. Drehmoment in Welle I und II in kgcm,
7. Durchmesser der Wellen I und II in cm.

V. Riemenantrieb der Differentialpumpe.

Die Riemscheibe zum Antrieb der Pumpe auf Welle II ist nach Aufg. 1495 angenommen zu 2000 mm Durchmesser.

1. Riemenzug in kg.
2. Umfangsgeschwindigkeit des Riemens in Mtr/Sek.
3. Belastungskoeffizient k f. d. cm Riemenbreite.
4. Nötige Breite des Riemens in cm.

VI. Kraftbedarf der Anlage.

1. Wirkungsgrad der Anlage.
2. Erforderliche Betriebskraft zum Antrieb der Pumpe.

ℌ bedeutet Konstr. u. Rechnen 1. Bd., 𝔓𝔲 Buch Pumpen, 2. Aufl.

Beispiele, zu deren Lösung die Bücher „Kalkulieren“ und „Kessel“ zu benutzen sind.

Aufgaben mit *Lösungen.*

1500. Für ein Gestell aus **Kiefernholz** werden erforderlich
30 Stück Kantholz je 220×180 mm, 4,5 Mtr. lang,
42 „ „ „ 180×180 „ , 5,2 „ „
22 „ „ „ 200×200 „ , 3,4 „ „
28 qm Kiefernbretter von 3 cm Dicke.
Die Kosten dieser Holzlieferung sind zu bestimmen.

Auflösung:

1. Kubikinhalt der Hölzer $\begin{cases} 30 \cdot 0{,}22 \cdot 0{,}18 \cdot 4{,}5 \sim 5{,}35 \text{ cbm}, \\ 42 \cdot 0{,}18 \cdot 0{,}18 \cdot 5{,}2 \sim 7{,}08 \text{ „} \\ 22 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}2 \cdot 3{,}4 \sim 2{,}99 \text{ „} \end{cases}$
   Summa 15,42 cbm. — Kal
2. Ein cbm Kantholz kostet 50 Mk. *155*
3. Mithin Preis des Kantholzes $15{,}42 \cdot 50 = 771$ Mk.
4. Ein qm Kiefernbretter von 3 cm Dicke kostet 2 Mk. *155*
5. Demnach kosten 28 qm $= 28 \cdot 2 =$ . . . 56 Mk.
6. Also Gesamtpreis . . . . **827** Mk.

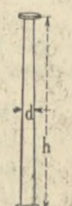
1501. Die in Aufg. 1500 berechneten Hölzer $(15{,}42 + 28 \cdot 0{,}03 = 16{,}26$ cbm) sollen auf eine Entfernung von 50 km auf ebener **Chaussee** transportiert werden. Wie hoch stellen sich die Transportkosten?

Auflösung:

Transportkosten für 1 cbm und km $= 0{,}15$ Mk. *155*
also zusammen $0{,}15 \cdot 50 \cdot 16{,}26 \sim$ **122** Mk.

1502. Zu einem Neubau sind überschlägig zu bestimmen:

1. Das Gewicht von 8 gusseisernen **Säulen** von $d = 225$ mm äuss. Durchmesser und $h = 4{,}5$ Mtr. Höhe,
2. Die Kosten derselben.



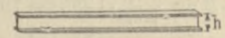
Auflösung:

1. 8 gusseiserne Säulen von 225 mm äuss. Durchm. und 4,5 Mtr. Höhe wiegen:
   $\frac{520 + 630}{2} \cdot 8 = 575 \cdot 8 = \mathbf{4600}$ kg *174*
2. Dieselben kosten:
   $\frac{90 + 110}{2} \cdot 8 = 100 \cdot 8 = \mathbf{800}$ Mk. . . . . „

Weitere Beispiele hierzu vergl. Buch „Kalkulieren.“

Aufgaben mit *Lösungen.*

1503. Zu einem Neubau werden an **Träger** benötigt:
10 I-Eisen N P 24, Länge 7,1 Mtr.,
25 I- „ „ 28, „ 8,2 „



Die Entfernung vom Walzwerk bis Bestimmungsort beträgt 250 km.

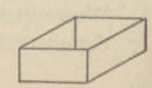
Wie hoch stellt sich der Preis und die Eisenbahnfracht?

Auflösung:

1. Gewicht:
   10 Träger N P 24 wiegen bei 7,1 Mtr. Länge
   $10 \cdot 36 \cdot 7{,}1 = 2556$ kg, — Anh.
   25 Träger N P 28 wiegen bei 8,2 Mtr. Länge
   $25 \cdot 48 \cdot 8{,}2 = 9840$ kg, — Anh.
   Gesamtgewicht der Träger 12396 kg.
2. Den Grundpreis ersehen wir aus einer Tageszeitung zu 118 Mk. pro 1000 kg . . . . *124* (Kal)
   Der Überpreis für vorgeschriebene Längen beträgt 1 Mk. für 100 kg *125*
   also für 1000 kg = 10 Mk., demnach kosten die Träger
   $\frac{12396}{1000} \cdot (118 + 10) \sim 1586{,}70$ Mk.
3. Die Frachtkosten stellen sich bei 12396 kg
   für einen Doppelwaggon (10000 kg) = 125 Mk. XVI
   den Rest als Stückgut verfrachtet $= 2{,}2 \cdot \frac{2396}{100} = 52{,}75$ Mk. „
   zu **177,75** Mk.

1504. Ein **Behälter** aus Eisenblech soll 25 cbm Inhalt erhalten.

1. Wieviel wird der Behälter wiegen?
2. Welcher Preis ist schätzungsweise anzusetzen?
3. Wie teuer stellt sich der Unterbau?
4. Gesamtkosten.



Kal *bedeutet Buch „Kalkulieren“.*

Aufgaben mit *Lösungen.*

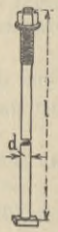
Auflösung: **Kal**

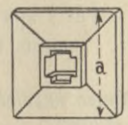
1. Für das Gewicht ist 2000 kg anzusetzen *132*
2. Preis des Behälters 625 Mk. . . . . „
3. „ „ Unterbaues 25·10 = 250 „ . . . . „
4. Gesamtkosten = 875 Mk.

1505. Es werden benötigt:

40 **Fundamentanker** $d = 32$ mm Schaftdurchmesser, $l = 1000$ mm Länge.

20 quadratische Fundamentanker**platten** von $a = 235$ mm Seitenlänge.





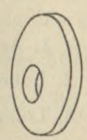
Es ist zu bestimmen:

1. Das Gewicht der Anker,
2. der Preis „ „
3. das Gewicht der Ankerplatten,
4. der Preis „ „

Auflösung:

1. Das Gesamtgewicht der Anker beträgt:
   $40 \cdot 7{,}7 = \mathbf{308}$ kg *98*
2. Der Preis derselben ist
   $40 \cdot 4 = \mathbf{160}$ Mk. . . . . „
3. Das Gewicht der Ankerplatten stellt sich auf
   $20 \cdot 9 = \mathbf{180}$ kg *97*
4. Der Preis derselben beträgt
   $20 \cdot 2{,}15 = \mathbf{43}$ Mk. . . . . „

1506. Was kosten 2 gewölbte **Kesselböden** aus Flusseisen von je 195 kg Gewicht bei 10 mm Wandstärke?



Auflösung:

Für flotten Geschäftsgang wie im Jahre 1900 ist anzusetzen:

Grundpreis für 1000 kg 210 Mk. *124*

Überpreis für runde Bleche 20 %

macht für 1000 kg $\frac{210 \cdot 20}{100} =$ 42 „ *126*

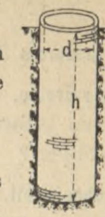
Überpreis für Wölben für 1000 kg ∾ 30 „ . . . . „

also Gesamtpreis für 1000 kg ∾ 282 Mk.

demnach kosten die Böden $\frac{2 \cdot 195}{1000} \cdot 282 = \mathbf{109{,}98}$ Mk.

Aufgaben mit *Lösungen.*

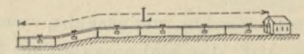
1507. Die Herstellungskosten eines **Brunnens** von $d = 3$ Mtr. Durchmesser und $h = 10$ Mtr. Tiefe sollen überschlägig bestimmt werden.



Auflösung:

Man kann als Herstellungskosten des Brunnens 5000 Mk. annehmen . . . . **Ka** *133*

1508. Eine **Drahtseilbahn** für ebenes Terrain soll täglich 200000 kg (200 t) auf $L = 1000$ Mtr. Länge fördern.



1. Welche Anlagekosten werden erforderlich sein?
2. Wie hoch stellen sich die täglichen Betriebskosten?

Auflösung:

1. Die Anlagekosten stellen sich für 1 Mtr. Bahnlänge auf 22 Mk., demnach kostet die Bahn
   $22 \cdot 1000 = \mathbf{22000}$ Mk. *141*
2. Die Betriebskosten stellen sich für 10000 kg auf 2 Mk., folglich für jeden Tag: $\frac{200000}{10000} \cdot 2 = \mathbf{40}$ Mk. *141*
   (vergl. auch Druckfehler **Kal** Seite X).

1509. Es sollen beschafft werden:

850 kg **Kesselbleche** 16 mm dick (Schweisseisen) und

850 kg **Feinbleche** 1,5 „ „ („).

Was kosteten im März 1901

1. die Kesselbleche,
2. die Feinbleche?

Auflösung:

1. Die Kesselbleche kosteten:
   $\frac{150 \cdot 850}{1000} = \mathbf{127.50}$ Mk. *124*
2. Der Preis der Feinbleche war:
   Grundpreis für 1000 kg . . . . 155,— Mk. . . *124*
   Überpreis für die Dicke = 5 %
   vom Grundpreis = ... 7,75 „ . . *126*
   also Gesamtpreis für 1000 kg = 162,75 Mk.,
   demnach kosteten die Feinbleche:
   $\frac{162{,}75 \cdot 850}{1000} = \mathbf{138{,}34}$ Mk.

Kal *bedeutet Buch „Kalkulieren“.*

Aufgaben 1515—1523.

1515. **Grundpreis für Kesselbleche.** Was versteht man hierunter?

1516. **Überpreise, Abweichungen.** Mit welchen Überpreisen und welchen Abweichungen von den Abmessungen hat man zu rechnen?

1517. **Lohneinheit.** Was versteht man hierunter?

1518. **Blechrichten.** Bestimme den Lohnbetrag, um 1 qm Blech von 6 mm Dicke zu richten, wenn als Lohneinheit 35 Pfg. zugrunde zu legen sind?

1519. — Welche Kosten werden verursacht, wenn das Blech der vorigen Aufgabe auf der siebenwalzigen Blechrichtmaschine gerichtet wird?

1520. **Nieten anzeichnen.** Gebe die Arbeitsdauer und die Kosten an für das Anzeichnen von 220 Nieten, 20 mm Durchm. (Lohneinheit 35 Pfg,).

1521. **Bohren.** Wieviel kostet das Bohren von 180 Löchern, 20 mm Durchm., auf der Bohrmaschine? (Lohneinheit 35 Pfg.)

1522. **Nieten.** Es sind an einem vorgerichteten Kessel 3000 Nieten von 16 mm Durchm. einzuziehen.

Bestimme:

1. die Arbeitsdauer in Stunden,
2. die Anzahl der Lohneinheiten,
3. die Auslagen für Löhne in Mk. (bei 0,35 Mk. Stundenlohn).

1523. — Dieselbe Arbeit soll mit der hydraulischen Nietmaschine gemacht werden. Welche Arbeitsdauer und Kosten sind hierfür anzusetzen?

1. die Arbeitsdauer in Stunden,
2. die Anzahl der Lohneinheiten,
3. die Lohnauslagen, wenn der Stundenlohn 0,35 Mk. beträgt.

Lösungen zu Aufg. 1515—1523.

1515. ***Grundpreis*** ist der Preis für 1000 kg Bleche von bestimmten Abmessungen und bestimmtem Gewicht, für Mehrgewicht und Überschreitung gewisser Abmessungen tritt Überpreis hinzu . Ke *34*

1516. ***Überpreise, Abweichungen.*** Ausführlich angegeben in . . . *35, 36*

1517. ***Lohneinheit*** bezeichnet den Verdienst eines mittleren Arbeiters i. d. Stunde *37*

1518. ***Blechrichten.*** Anzahl der Lohneinheiten 0,67 für 1 qm 6 mm dickes Blech, wofür zu zahlen 0,67·35 = **24** Pfg. . . *Tab. 1, 38*

1519. — Für 1 qm 6 mm dickes Blech 0,15 Lohneinheiten „ *2*, „
mithin kostet das Richten 0,15·35 = **5,2** Pfg.

1520. ***Nieten anzeichnen.*** Für 220 Nieten, 20 mm Durchm. anzuzeichnen

Arbeitsdauer = (220 : 100)·1,25 = 2,75 Stunden . . *Tab 3, 41*

Lohneinheiten = 1,7·(220 : 100) = 3,74 . . . . . „ „ „

mithin kostet das Anzeichnen 3,74·35 = 131 Pfg. = **1,31** Mk.

1521. ***Bohren.*** Anzahl der Lohneinheiten =

(180 : 100)·4,2 = 7,56 . . . . . . *Tab. 14, 58*

mithin Kosten = 7,56·35 = 275 Pfg. = **2,75** Mk.

1522. ***Nieten.*** 3000 Nieten von 16 mm Durchm. einzuziehen.

1. Arbeitsdauer = (3000 : 100)·3,4 = 102 Stunden . *Tab. 20, 63*
2. Lohneinheiten = (3000 : 100)·20 = 600 . . . . . „ „ „
3. Lohnbetrag = 600·35 = 21000 Pfg. = **210** Mk.

1523. — 1. Arbeitsdauer = (3000 : 100)·0,19 = 5,7 Stunden *Tab. 23*, „

2. Lohneinheiten = (3000 : 100)·0,57 = 17,1 . . . . „ „ „
3. Lohnbetrag = 17,1·35 = 600 Pfg. = **6,00** Mk.

Ke *bedeutet Buch „Dampfkessel“.*

Alle derartigen Aufgaben lassen sich nach den Angaben im Buch Haeder „Dampfkessel“ lösen.

Graphische Statik

im Maschinenbau, mit besonderer Berücksichtigung der Tragachsen und Kurbelwellen.

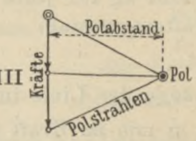
Einige **allgemeine Benennungen**, welche sich der Anfänger besonders einzuprägen hat:

I


Kräfteparallelogramm.

II

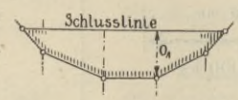

Kräftedreieck.

III


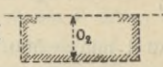
Kräfteplan oder Kräftepolygon.

IV


Linie 1—5. Seilzuglinien.

V


Biegungsmomentenflächen (vertikal schraffiert).

VI


Drehmomentenflächen (schräg schraffiert).

K r ä f t e m a a s s s t a b: Man wählt als Einheit das **mm**, das Abmessen der Ordinaten der Momentenflächen ist bequemer als bei cm.

L ä n g e n m a a s s s t a b: Beliebig, der verfügbaren Zeichenblattgrösse entsprechend.

P o l a b s t a n d: Man wählt als Einheit das cm, da der Polabstand zur Ermittlung der Momente in **cm** einzusetzen ist.

O r d i n a t e n (O r d) sind die vertikalen Abstände der Linien in der Momentenfläche in mm, z. B. O_1, O_2 in *Fig. V* u. *VI*.

|| heisst **parallel** (die parallelen Linien sind neben den Figuren meist nochmals angegeben, um die Zeichnung dem Studierenden recht klar zu machen).

In Beispiel 1545—1551 geben die in die Linien eingeschriebenen Zahlen gleichzeitig die R e i h e n f o l g e für das A u f z e i c h n e n an.

In den Beispielen 1546—1549 (Kurbelwellen) ist, wie meist üblich, durchweg mit P_{max} gerechnet. Soll gezeigt werden, in welcher Weise sich die Beanspruchung in verschiedenen Kurbelstellungen ändert, so ist die Berechnung an Hand dieser unter Berücksichtigung der wechselnden Kolbendrücke (nach den Diagrammen, vergl. 𝔇 49 und 𝔇 243) durchzuführen.

Graphostatik im Maschinenbau.

In der **Graphostatik** erfolgt die Ermittlung der Grösse von Kräften und statischen Momenten auf zeichnerischem Wege. Kräfte und Hebellängen werden hierbei nur durch Linien dargestellt, die der Grösse nach dem gewählten Kräftemaassstab, der Richtung und Lage nach den gegebenen Verhältnissen entsprechen.

1530. Kräftemassstab.

Die Grösse einer Kraft wird dargestellt durch die Länge einer Linie, deren Einheit (meist das mm) einer bestimmten Anzahl kg entspricht. Die Anzahl kg für jedes Millimeter Länge einer Linie nennt man den Kräftemaassstab.

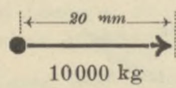
Allgemein ist:

Kraft in kg = Länge der Linie in mm × Kräftemaassstab . (1)

Länge der Linie in mm = Kraft in kg : Kräftemaassstab . (2)

1. Beispiel: 10000 kg seien durch 20 mm lange Linie dargestellt, folglich:

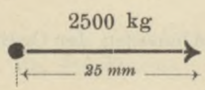
$$1 \text{ mm} = \frac{10000}{20} = 500 \text{ kg, also}$$



Kräftemaassstab 1 mm = 500 kg

2. Beispiel: In dem Kräftemaassstab 1 mm = 100 kg ist eine Kraft von 2500 kg darzustellen, folglich nach Gleich. 2:

$$\text{Länge der Linie} = \frac{2500}{100} = 25 \text{ mm.}$$



Die Richtung der Kraft wird durch einen Pfeil angegeben.

1531. Zusammensetzen und Zerlegen der Kräfte.

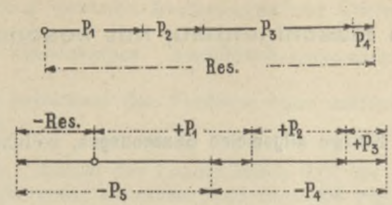
Mehrere Kräfte werden zusammengesetzt, indem man alle Kräfte durch eine Kraft ersetzt, deren Wirkung gleich derjenigen der Einzelkräfte ist.

Umgekehrt wird eine Kraft zerlegt, indem man dieselbe durch Seitenkräfte ersetzt, deren Gesamtwirkung gleich derjenigen der Einzelkraft ist.

Die durch Zusammensetzen ermittelte oder zu zerlegende Kraft wird **Mittelkraft** oder **Resultierende** genannt.

Wirken in einer Geraden mehrere Kräfte in derselben Richtung, so ist die Resultierende oder Mittelkraft gleich der Summe der Einzelkräfte.

Wirken Kräfte in entgegengesetzter Richtung in einer Geraden, so bezeichnet man die nach rechts wirkenden Kräfte mit +, die nach links wirkenden mit — (vergl. Abbild.).



Die Mittelkraft ist in diesem Falle gleich der Differenz der +-Kräfte und —-Kräfte und erhält die Richtung der ihr gleichnamigen Kraft.

Beispiel: Es sei in vorstehender Abbildung:

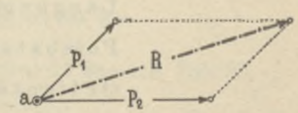
$P_1 = +800$, $P_2 = +500$, $P_3 = +200$, $P_4 = -900$, $P_5 = -1000$ kg, so ist

Mittelkraft = + (800 + 500 + 200) — (900 + 1000) = — 400 kg.

1532. Das Kräfteparallelogramm.

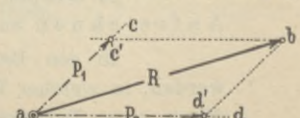
Sollen zwei in einer Ebene nach verschiedenen Richtungen wirkende Kräfte zu einer Resultierenden vereinigt werden, so benutzt man hierzu das sog. Kräfteparallelogramm.

P_1 und P_2 seien zwei in einer Ebene wirkende Kräfte, so ist die Diagonale R des aus diesen beiden Kräften konstruierten Parallelogramms die Mittelkraft oder Resultierende.



Die Mittelkraft liegt stets zwischen beiden Seitenkräften und geht in ihrer Richtung stets vom Knotenpunkt a der Seitenkräfte aus.

Umgekehrt sind auch die Seitenkräfte einer Mittelkraft mit Hilfe des Kräfteparallelogramms bestimmbar, wenn die Richtung der ersteren gegeben ist.



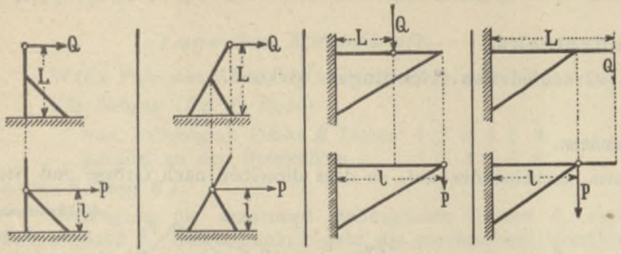
Sollen zur Mittelkraft $a\ b$ die in der Richtung $a\ c$ und $a\ d$ wirkenden Seitenkräfte bestimmt werden, so ziehe man durch den Endpunkt b der Mittelkraft Parallele zu den Richtungen der Seitenkräfte, so sind Strecken $a\ c'$ und $a\ d'$ die Grössen der Seitenkräfte.

1533. Angriff der Kraft.

Greift die Kraft nicht unmittelbar im Knotenpunkt an (*Fig. 1* bis *4*), so ist dieselbe, bevor das Zerlegen stattfindet, auf den Knotenpunkt der Kraftrichtungen zu reduzieren (*Fig. 5—8*). Die einfachsten Fälle sind folgende:

Fig. 1—4.

Fig. 5—8.



Aus der Momentengleichung $Q \cdot L = P \cdot l$ folgt:

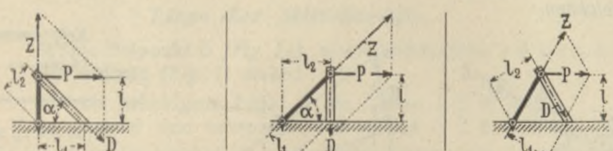
$$P = Q \cdot \frac{L}{l} \text{ in kg} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

1534. Zerlegung einer Kraft in Seitenkräfte.

Bevor das Kräfteparallelogramm gezeichnet wird, muss man die Richtungen der Seitenkräfte festlegen.

In den nachstehenden Abbildungen sind die auf Zug beanspruchten Streben mit dicken einfachen Linien, der auf Druck beanspruchte Teil mit Doppellinien angedeutet.

I. Die einfachsten Fälle der Kräftezerlegung.



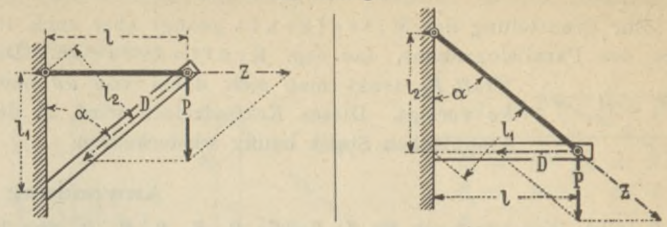
Gezeichnet für Kräftemaassstab 1 mm = 100 kg, also:

Kraft $P = 850$ kg $= 8{,}5$ mm	$P = 800$ kg $= 8$ mm	$P = 650$ kg $= 6{,}5$ mm
Zug $Z = 8{,}5 \cdot 100 = 850$ kg	$Z = 11 \cdot 100 = 1100$ kg	$Z = 6{,}5 \cdot 100 = 650$ kg
Druck $D = 12 \cdot 100 = 1200$ kg	$D = 8 \cdot 100 = 800$ kg	$D = 6{,}5 \cdot 100 = 650$ kg

Dasselbe Ergebnis erhält man durch analytische Rechnung:

$Z = P \cdot (l : l_1) = P \cdot \text{tg}\, \alpha$	$Z = P \cdot (l : l_1) = P : \cos \alpha$	$Z = P \cdot (l : l_1)$ in kg
$D = P \cdot (l : l_2) = P : \cos \alpha$	$D = P \cdot (l : l_2) = P \cdot \text{tg}\, \alpha$	$D = P \cdot (l : l_2)$ in kg

II. Ausleger.



Gezeichnet für Kräftemaassstab **1 mm = 20 kg**, *also:*

Belast. $P = 230\,kg = \frac{230}{20} = 11{,}5$ mm	$P = 180\,kg = \frac{180}{20} = 9$ mm, *dann ist:*
Zug $Z = 13{,}5 \cdot 20 = 270$ kg	*Zug* $Z = 14 \cdot 20 = 280$ kg
Druck $D = 17{,}5 \cdot 20 = 350$ kg	*Druck* $D = 10 \cdot 20 = 200$ kg

Dasselbe erhält man durch analytische Rechnung:

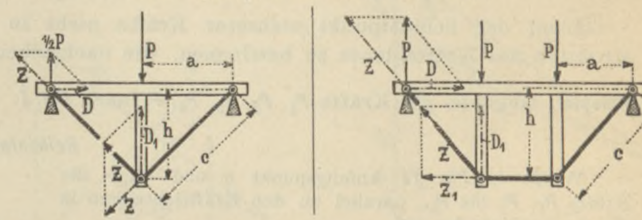
$Z = P \cdot (l : l_1) = P \cdot \text{tg}\, \alpha$	$Z = P \cdot (l : l_1) = P : \cos \alpha$ in kg
$D = P \cdot (l : l_2) = P : \cos \alpha$	$D = P \cdot (l : l_2) = P \cdot \text{tg}\, \alpha$ in kg

Für Übungsbeispiele:

$P = 100$ *bis* 3000 *kg,* $l = 0{,}5$ *bis* 6 *Mtr.,* $l_2 = 0{,}3$ *bis* $0{,}6\, l$.

Längenmaassstab und Kräftemaassstab sind so zu wählen, dass die Zeichnung etwa doppelt so gross wird als obige Abbildungen.

III. Sprengwerke einfachster Form.



Gezeichnet für Kräftemaassstab **1 mm = 500 kg**, *also:*

Belast. $P = 4600\,kg = \frac{4600}{500} = 9{,}2$ mm	$P = 4600\,kg = \frac{4600}{500} = 9{,}2$ mm
Zug $Z = 7 \cdot 500 = 3500$ kg	*Zug* $Z = 6000$ kg, $Z_1 = 3800$ kg
Druck $D = 2300$ kg, $D_1 = 4600$ kg	*Druck* $D = 3750$ kg, $D_1 = 4600$ kg

Dasselbe erhält man durch analytische Rechnung:

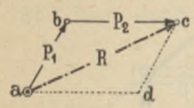
$Z = 0{,}5\, P \cdot (c : h)$ in kg	$Z = P \cdot (c : h)$, $Z_1 = P \cdot (a : h)$ in kg
$D = 0{,}5\, P \cdot (a : h)$, $D_1 = P$ in kg	$D = P \cdot (a : h)$, $D_1 = P$ in kg

Für Übungsbeispiele:

$P = 500$ *bis* 8000 *kg,* $a = 2$ *bis* 5 *Mtr.,* $c = 1{,}3\,a$ *bis* $1{,}6\,a$.

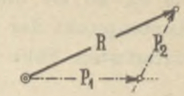
1535. **Das Kräftedreieck** als Ersatz für das Parallelogramm.

Zur Ermittelung der Mittelkraft genügt aber auch die Hälfte des Parallelogramms, das sog. Kräftedreieck. Die



Kraft P_2 denkt man sich dabei von *ad* nach *bc* verlegt. Dieses Kräftedreieck wird in der graphischen Statik häufig wiederkehren.

Soll eine Kraft R in zwei Seitenkräfte P_1 und P_2 zerlegt werden, deren Richtungen gegeben sind, so ist die Grösse derselben bestimmt, wenn man durch die Endpunkte der Mittelkraft Parallele zu den gegebenen Richtungen zieht.



Anwendung des Kräftedreiecks.

1536. Beispiel: Gegeben nach *Fig. I*: Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, von Punkt *a* nach verschiedenen Richtungen wirkend.
Gesucht: Grösse und Richtung der Mittelkraft.

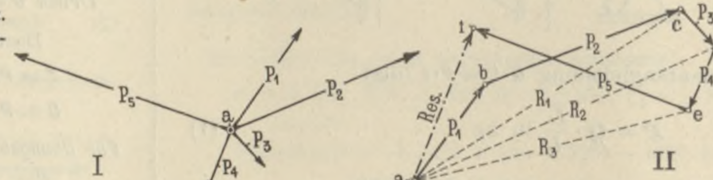
Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Wähle in *Fig. II* beliebigen Punkt *a* und trage von hier die Kräfte P_1, P_2 usw. nacheinander auf, so dass dieselben nach Grösse und Richtung den gegebenen Kräften in *Fig. I* gleich sind.

Schlusslinie *af* gibt die Grösse der Mittelkraft. Richtung: Vom Knotenpunkte *a* der letzten Kraft P_5 entgegenwirkend.

Ferner ist:

R_1 = Strecke ac = Mittelkraft aus P_1 und P_2
R_2 = „ ad = „ „ P_1, P_2 und P_3
R_3 = „ ae = „ „ P_1, P_2, P_3 und P_4.



Kräftemaassstab:
1 mm = 20 kg

$P_1 = 320\,kg = 16\,mm$
$P_2 = 540$ „ $= 27$ „
$P_3 = 130$ „ $= 6{,}5$ „
$P_4 = 180$ „ $= 9$ „
$P_5 = 600$ „ $= 30$ „

Da 1 mm = 20 kg, ergibt sich Mittelkraft Res (21,5 mm) = 21,5·20 = 430 kg.

Kräfteplan und Seilzug. (1537—1539.)

Liegt der Schnittpunkt mehrerer Kräfte nicht in der Zeichenfläche, so ist Grösse und Richtung der Mittelkraft durch Konstruktion des Kräfteplanes zu bestimmen, wie nachstehend an Beispielen erklärt.

1537. Beispiel: Gegeben die Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 nach *Fig. I.* Gesucht: Grösse, Richtung und Lage der Mittelkraft.

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Wähle in *Fig. II* Anfangspunkt *a* und trage die Kräfte P_1, P_2 bis P_5, parallel zu den Kraftrichtungen in *Fig. I*, nacheinander auf.

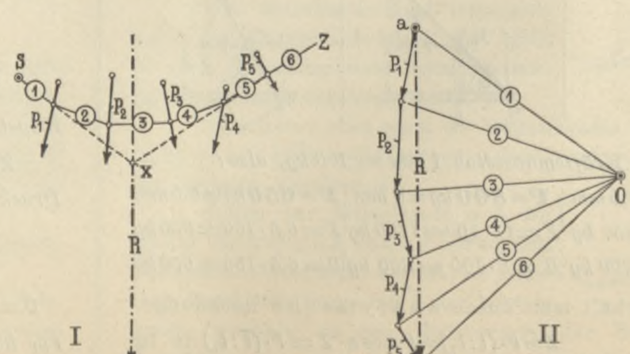
Verbinde Anfangspunkt *a* mit Endpunkt *c*, so ist *R* die **Grösse** und zugleich die **Richtung** der Mittelkraft.

Lage der Mittelkraft

Wähle belieb. Polpunkt *O*, ziehe Polstrahlen 1 2 3 4 5 6.
Zum Aufzeichnen des Seilzuges wähle belieb. Punkt *S*.
Ziehe Linien 1 2 3 4 5 6 in *Fig. I*,
parallel „ 1 2 3 4 5 6 „ „ *II*,
so ist der Linienzug *S Z* der sog. Seilzug.

Verlängere die beiden äusseren Seilzuglinien 1 u. 6, gibt Schnittpunkt *x*,

In diesem Schnittpunkt wirkt die Mittelkraft *R* parallel zu *R* in *Fig. II*.



Kräftemaassstab:
1 mm = 10 kg

$P_1 = 100\,kg = 10\,mm$
$P_2 = 115$ „ $= 11{,}5$ „
$P_3 = 85$ „ $= 8{,}5$ „
$P_4 = 90$ „ $= 9$ „
$P_5 = 55$ „ $= 5{,}5$ „

Mittelkraft
$R = 43{,}5 \cdot 10 =$
435 kg.

1538. **Parallelkräfte.** Gegeben die Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 **parallel** nach oben wirkend (nach *Fig. I*). Gesucht: Grösse, Richtung und Lage der Mittelkraft

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Grösse der Mittelkraft. (*Kräftepolygon Fig. II.*)

Wähle (*Fig. II*) Punkt a, trage aufwärts die Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, so ist ac die Grösse der Mittelkraft.

Lage der Mittelkraft.

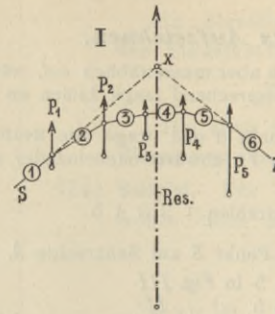
Wähle Polpunkt O beliebig und ziehe Polstrahlen 1 2 3 4 5 6.

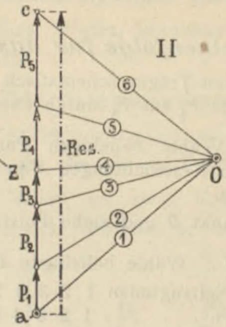
Für Seilzug (*Fig. I*) ziehe:

von beliebigem Punkt S Linien 1 2 3 4 5 6.
parallel zu den Polstrahlen . . . 1 2 3 4 5 6.

ergibt Seilzug SZ.

Verlängere die äussersten Seilzuglinien 1 und 6, ergibt Schnittpunkt x. Durch Punkt x geht die resultierende Mittelkraft gleich und parallel Strecke ac.





1 mm = 100 kg.

$P_1 =$	600 kg =	6 mm
$P_2 =$	800 „ =	8 „
$P_3 =$	500 „ =	5 „
$P_4 =$	800 „ =	8 „
$P_5 =$	1200 „ =	12 „

Resultierende = 39 mm = 39·100 = ***3900 kg.***

1539. **Kräfte parallel zum Teil aber entgegengesetzt** gerichtet. Gegeben: Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6 **parallel** jedoch **entgegengesetzte** Richtungen (nach *Fig. I*).

Gesucht: Grösse, Richtung und Lage der Mittelkraft.

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Grösse der Mittelkraft. (*Kräfteplan Fig. II.*)

Wähle beliebigen Punkt a, trage die gleich gerichteten Kräfte P_1, P_3, P_5 und P_6 nacheinander auf, vom Endpunkt zurück die entgegengesetzten Kräfte P_2 und P_4.

Mittelkraft ist dann Strecke ad, Richtung derselben vom Knotenpunkt a der letzten Kraft (P_4) entgegenwirkend.

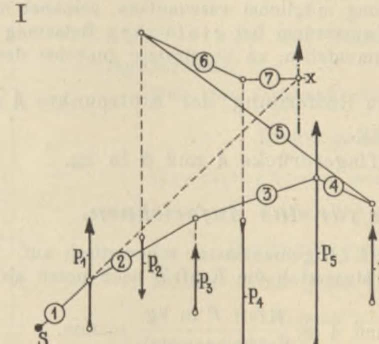
Lage der Mittelkraft.

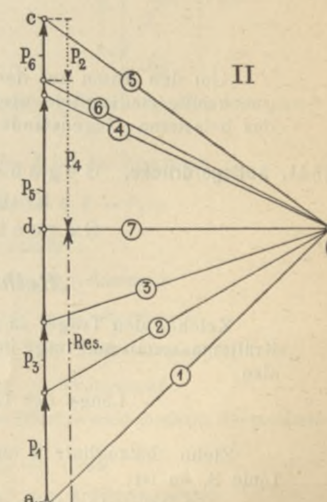
Wähle Polpunkt O (*Fig. II*), ziehe Polstrahlen 1 2 3 4 5 6 7.
Für **Seilzug** (*Fig. I*) ziehe:

von beliebigem Punkt S die Linien 1 2 3 4 5 6 7
parallel den entsprech. Polstrahlen 1 2 3 4 5 6 7

Zu beachten ist hierbei, dass die Seilzuglinien stets auf diejenige Kraft in *Fig. I* zu ziehen sind, deren Anfangspunkt in *Fig. II* mit dem Polpunkt O verbunden ist, also Linie 3 von P_3 auf P_5 usw.

Verlängere die äussersten Polstrahlen 1 und 7, gibt Schnittpunkt x, welcher die Lage der resultierenden Mittelkraft angibt. Grösse und Richtung gleich Strecke ad in *Fig II.*



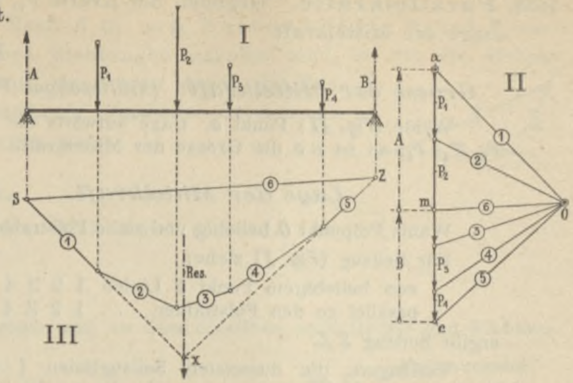


Kräftemaassstab ***1 mm = 20 kg***	$P_1 = + 290$ kg also = 14,5 mm	$P_2 = - 160$ 8 mm	$P_3 = + 180$ 9 mm	$P_4 = - 390$ 19,5 mm	$P_5 = + 590$ 29,5 mm	$P_6 = + 200$ kg 10 mm

Resultierende ergibt sich zu 35,5 mm, also Res. = 35,5·20 = ***710 kg.***

Graphische Bestimmung der Auflagerdrücke (für parallel wirkende Kräfte).

Zur Ermittelung der Auflagerdrücke für einen an zwei Enden unterstützten und durch mehrere Parallelkräfte belasteten Träger, Welle oder dergl. konstruiert man ebenfalls den **Seilzug,** wie nachstehendes Beispiel zeigt.



1540. **Auflagerdrücke.** Gegeben: Träger mit den Parallelkräften P_1, P_2, P_3 u. P_4 in kg. Gesucht: Auflagerdrücke A und B.

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Fig. I. Zeichne den Träger schematisch aber maassstäblich auf, wähle Kräftemaassstab und deute die Kräfte P_1 bis P_4 durch entsprechend lange Linien an (*Fig. I*),

Kräfteplan Fig. II: Wähle beliebigen Punkt a und trage die Kräfte im gewählten Massstab (parallel zu den Kraftrichtungen *Fig. I*) abwärts nacheinander an, gibt Strecke $a\,c$ gleich Mittelkraft Res.

Wähle beliebigen Punkt 0 und ziehe Polstrahlen 1 2 3 4 5.

Für **Seilzug** (*Fig III*): Wähle beliebigen Punkt S auf Senkrechte A.

Ziehe von Punkt S Seilzuglinien 1 2 3 4 5 in *Fig. III*
parallel zu den Polstrahlen . . . . 1 2 3 4 5 „ „ *II.*

Ziehe Schlusslinie* 6 in *Fig. III.*

Zur Schlusslinie 6 in *Fig. III* ziehe Parallele durch Pol 0 (*Fig. II*), ergibt Schnittpunkt m auf der Mittelkraft $a\,c$. Es ist nun Auflagerdruck in A = Strecke $a\,m$, Auflagerdruck in B = Strecke $m\,c$.

(Die Lage der Resultierenden ergibt sich durch Verlängern der Linien 1 und 5 in *Fig. III*, sie geht durch Schnittpunkt x und ist gleich Strecke $a\,c$ in *Fig. II.*)

Gewählt: *Kräftemaassstab 1 mm = 100 kg.*

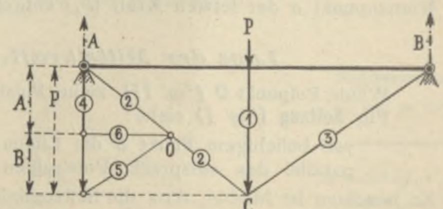
Gegeben: $P_1 = 900$, $P_2 = 1400$, $P_3 = 600$, $P_4 = 400$ kg
also Länge: 9 mm, 14 mm, 6 mm, 4 mm

Ergebnis:

A *gemessen zu 18,5 mm, also* $A = 18{,}5 \cdot 100 = 1850$ kg
B „ „ 14,5 „ „ $B = 14{,}5 \cdot 100 = 1450$ „
Resultierende Res. $= A + B = 3300$ kg

Vereinigung des Kräfteplanes mit Seilzug.

Um den Raum auf der Zeichnung möglichst auszunutzen, zeichnet man häufig den Kräfteplan so an den Seilzug, dass ein Polstrahl gleichzeitig Seilzuglinie wird. Soll ausserdem bei einfacher Belastung des Trägers oder dergl. die Schlusslinie des Seilzuges mit der Mittellinie des belasteten Gegenstandes zusammenfallen, so konstruiere zunächst den Seilzug und ermittele hieraus den Polabstand.



1541. **Auflagerdrücke.** Gegeben: Die Entfernung der Stützpunkte A und B mit der Kraft P in kg.
Gesucht: Auflagerdrücke A und B in kg.

Reihenfolge für das Aufzeichnen,

Zeichne den Träger in passendem Längenmaassstab schematisch auf. Wähle beliebigen Kräftemaassstab und trage in diesem Maassstab die Kraft P nach unten ab (Linie 1 und 4), also:

$$\text{Länge der Linie 1 und 4} = \frac{\text{Kraft } P \text{ in kg}}{\text{Kräftemaassstab}} \text{ in mm.}$$

Ziehe Seilzuglinie 2 und 3, dann durch Endpunkt der Linie 4 Polstrahl 5 parallel Linie 3, so ist:

0 Polpunkt, Linie 2 gleichzeitig Polstrahl.

Durch 0 eine Parallele (6) zu Linie $A\,B$ ziehen, ergibt:

Strecke A = Auflagerdruck in A,
„ B = „ „ B.

Parallele: *Linie 4 || 1, 5 || 3, 6 || Linie* $A\,B$.

Gewählt: *Kräftemaassstab 1 mm = 200 kg.*

Gegeben: $P = 3300$ kg $= 3300 : 200 = 16{,}5$ mm.

Ergebnis: $A = 8{,}5$ mm $= 8{,}5 \cdot 200 = 1700$ kg.
$B = 8$ mm $= 8 \cdot 200 = 1600$ kg.

1542. **Erklärung der statischen Momente.** Das statische Moment einer Kraft bezogen auf einen beliebigen Drehpunkt ist gleich dem Produkt aus

Kraft × senkrechtem Abstand der Kraft

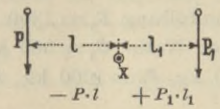
vom Drehpunkt, also:

$$\text{stat. Moment } M = P \cdot l \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Maasseinheiten: M in kgcm, also P in kg, l in cm einsetzen.

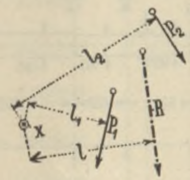
Das statische Moment wird gleich Null, wenn die Drehachse mit der Kraftrichtung zusammenfällt.

Bei mehreren Kräften kennzeichnet man die Momente mit entgegengesetztem Drehsinn durch verschiedene Vorzeichen und zwar die rechtsumdrehenden Momente (dem Zeiger der Uhr entsprechend) mit +, die linksumdrehenden mit —.



Wirken mehrere Kräfte in einer Ebene, so ist, bezogen auf einen beliebigen Punkt x:

Stat. Mom. der Mittelkraft = Summe der Momente der Einzelkräfte,

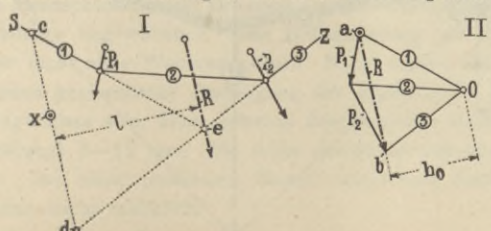


also:

$$\text{Moment } R \cdot l = P_1 \cdot l_1 + P_2 \cdot l_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die statischen Momente sind aber auch zeichnerisch mit Hilfe des Kräfteplanes und Seilzuges bestimmbar, wie nachstehendes Beispiel zeigt.

1543. **Beispiel:** Für die Kräfte P_1 und P_2 in *Fig. I* sei der Seilzug SZ nach Beisp. 1537 konstruiert und beliebiger Punkt x als Drehpunkt angenommen. Es ist das Moment der Mittelkraft R, bezogen auf diesen Punkt, zu bestimmen.



Moment der Mittelkraft.

Ziehe durch x eine Parallele zu R und verlängere die zu R gehörigen Seilzuglinien 1 und 3 bis zu den Schnittpunkten c und d. Das dadurch entstandene Dreieck $c\,d\,e$ ist ähnlich dem Dreieck $a\,b\,0$ im Kräfteplan *Fig. II*, da die Seiten parallel sind.

demnach:

Seitenverhältnis $c\,d : a\,b = l : h_0$ oder da Strecke $a\,b = R$ ist:

$$\text{Moment } R \cdot l = c\,d \cdot h_0,$$

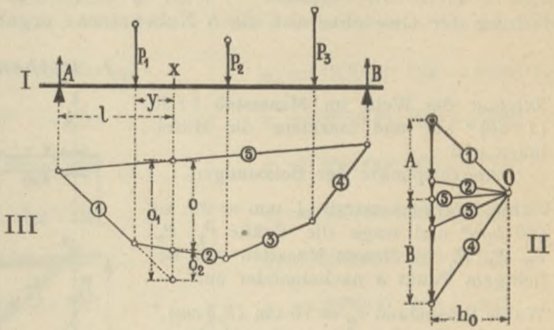
worin $c\,d$ als Kraft in kg, h_0 als Hebellänge in cm aufzufassen ist.

In derselben Weise bestimmen sich auch die Momente der Einzelkräfte.

1544. Biegungsmomente.

Die eben erklärten statischen Momente sind unmittelbar Biegungsmomente, die wir zur Festigkeitsberechnung benutzen.

1544. **Beispiel.** Für einen an zwei Stellen unterstützten Träger, Achse oder dergl. bestimmen sich die Biegungsmomente



a n a l y t i s c h mit Hülfe der nach § 40 h ermittelten Auflagerdrücke.

Für den Querschnitt x in *Fig. I* ist rechnerisch:

$$\text{Biegungsmoment } M_b = A \cdot l - P_1 \cdot y.$$

G r a p h i s c h wird, wie vorher erklärt:

$$A \cdot l = o_1 \cdot h_0, \quad P_1 \cdot y = o_2 \cdot h_0, \text{ demnach}$$

$$\text{Biegungsmoment } M_b = (o_1 - o_2) \cdot h_0 = o \cdot h_0.$$

Ebenso ist für jeden Querschnitt des Trägers oder Balkens:

Moment = Ordinate × Polabstand.

Die vom Seilzug eingeschlossene Fläche wird deshalb Momentenfläche genannt.

Bei jeder graphischen Rechnung ist noch

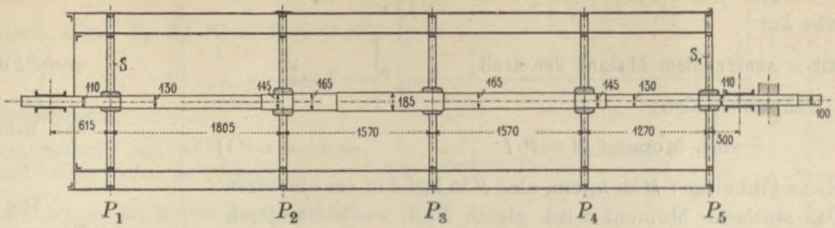
der **Längenmaassstab** und der **Kräftemaassstab**

zu berücksichtigen. Die Gleichung zur Berechnung der Momente lautet dann:

Moment (kgcm) = **Ordinate** (mm) × **Kräftemaassstab** × **Polabstand** (cm) × **Längenmaassstab** . . . . (3)

1545. Sortiertrommelwelle für Aufbereitungsanlagen.

An der Sortiertrommel mit beistehenden Abmessungen brachen häufig die Schrauben der Mantelbleche und die Arme der Tragsterne S und S_1. Der hinzugezogene technische Gutachter wurde beauftragt, die Welle auf Festigkeit nachzurechnen, da die Ursache der Brüche auf zu schwache Abmessungen der Welle geschoben wurde.



Gegeben ist:

Gewicht des äusseren Mantels $G_1 = 700$ kg, Gewicht der Sandfüllung $G_3 = 1300$ kg,
" " inneren " $G_2 = 1100$ kg, Eigengewicht der Welle $G_4 = 900$ kg.

Die Verteilung der Gewichte auf die 5 Nabensterne ergab Kraft $P_1 = 500$ kg, $P_2 = 1000$ kg, $P_3 = 1000$ kg, $P_4 = 1000$ kg, $P_5 = 500$ kg.

I. Reihenfolge für das Aufzeichnen.)*

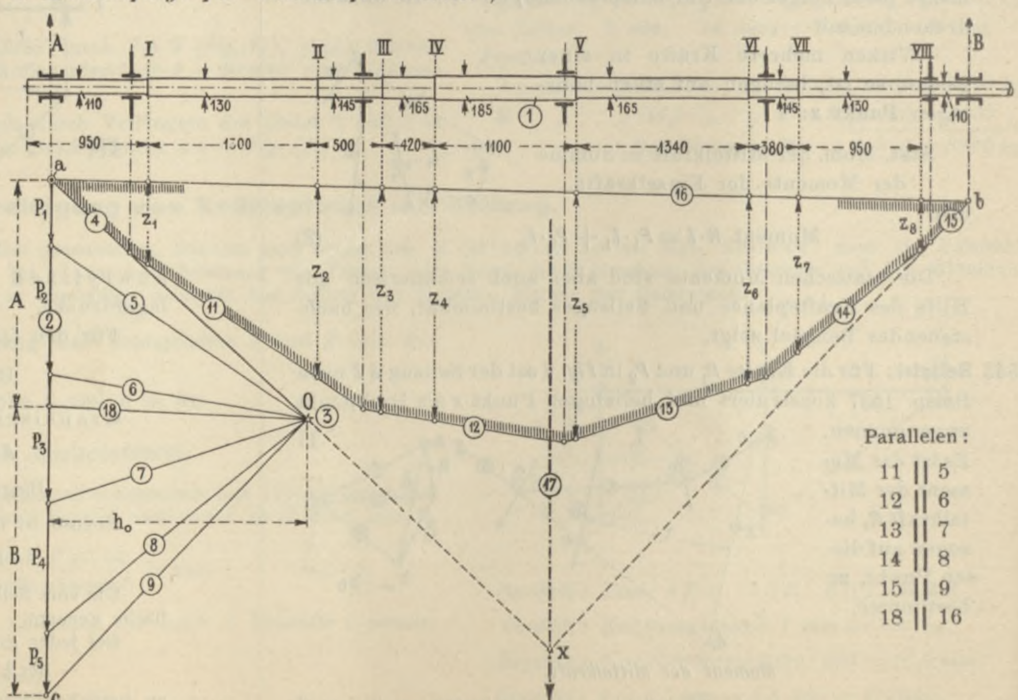
1. Zeichne die Welle im Maassstab 1 : 20 (*1 : 60*)* auf und markiere die Mittellinien und Angriffspunkte der Belastungen.
2. Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 20 kg (*60 kg*)* und trage die Kräfte P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 in diesem Massstab von beliebigem Punkt a nacheinander auf.

3—9. Wähle Polabstand $h_0 = 10$ cm (*3,3 cm*),* verbinde den Pol O mit den Anfangs- und Endpunkten der aufgetragenen Kräfte ergibt Polstrahlen 4 5 6 7 8 9

10—15. Ziehe Linie 10 11 12 13 14 15 parallel Polstrahl 4 5 6 7 8 9

16. Die Schnittpunkte a und b des gefundenen Seilzuges mit den Lagermitten, verbinde durch Schlusslinie 16.
17. Verlängere die äussersten Seilzuglinien 10 und 15, so ergibt die Vertikale durch den Schnittpunkt x die Richtung und Lage der Mittelkraft.
18. Ziehe zur Schlusslinie 16 durch den Polpunkt O eine Parallele, so ist:

Strecke A = Auflagerdruck in A,
" B = " " B.



Parallelen:
11 || 5
12 || 6
13 || 7
14 || 8
15 || 9
18 || 16

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf die Verkleinerung, um die Abbildung besser verfolgen zu können. Es ist also:
Im Original: Längenmaassstab 1 : 20, Kräftemaassstab 1 mm = 20 kg, Polabstand $h_0 = 10$ cm.
In der Verkleinerung: " *1 : 60,* " *1 mm = 60* " , " *$h_0 = 3,3$ cm.*

II. Ermittlung der Momente und Beanspruchungen zu Aufg. 1545.

Aus dem gefundenen Seilzug sind nun die Biegungsmomente für jeden Querschnitt der Welle bestimmbar.

Hierbei ist besonders der zugrunde gelegte Längenmaassstab und Kräftemaassstab sowie der Polabstand zu beachten. Zur Berechnung der Momente aus der Momentenfläche gilt folgende Gleichung:

Moment in kgcm = Ordinate in mm $\times$ Kräftemaassstab $\times$ Längenmaassstab $\times$ Polabstand in cm nach Gleich. 3 in Aufg. 1544.

Nach Fussnote auf voriger Seite erhalten wir demnach:

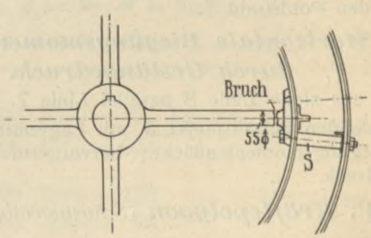
Im Original: Moment = Ord in mm $\times 20 \cdot 20 \cdot 10 =$ Ord in mm $\times$ 4000 in kgcm.

In der Verkleinerung: *Moment = Ord in mm* $\times 60 \cdot 60 \cdot 3{,}3 =$ *Ord in mm* $\times$ *12000 in kgcm.*

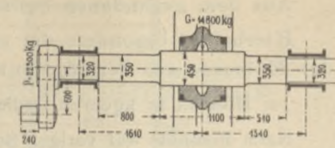
Wir werden also die entsprechenden Strecken der Abbildung unmittelbar entnehmen und erhalten:

Querschnitt	Biegungsmomente	Widerstandsmom. $W = 0{,}1 \cdot d^3$ in cm³	Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm
I	$M_b = z_1 \cdot 12000 = 11 \cdot 12000 = 132000$ kgcm	$W = 0{,}1 \cdot 11^3 = 132$ cm³	$\sigma_b = 132000 : 132 = 1000$ kg/qcm
II	$M_b = z_2 \cdot 12000 = 24{,}5 \cdot 12000 = 295000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 13^3 = 220$ „	$\sigma_b = 295000 : 220 = \mathbf{1340}$ „
III	$M_b = z_3 \cdot 12000 = 29 \cdot 12000 = 350000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 14{,}5^3 = 305$ „	$\sigma_b = 350000 : 305 = 1150$ „
IV	$M_b = z_4 \cdot 12000 = 30 \cdot 12000 = 360000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 16{,}5^3 = 450$ „	$\sigma_b = 360000 : 450 = 800$ „
V	$M_b = z_5 \cdot 12000 = 32{,}5 \cdot 12000 = 390000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 16{,}5^3 = 450$ „	$\sigma_b = 390000 : 450 = 865$ „
VI	$M_b = z_6 \cdot 12000 = 24 \cdot 12000 = 288000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 14{,}5^3 = 305$ „	$\sigma_b = 288000 : 305 = 945$ „
VII	$M_b = z_7 \cdot 12000 = 20 \cdot 12000 = 240000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 13^3 = 220$ „	$\sigma_b = 240000 : 220 = 1090$ „
VIII	$M_b = z_8 \cdot 12000 = 6{,}5 \cdot 12000 = 78000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 11^3 = 132$ „	$\sigma_b = 78000 : 132 = 580$ „

Die grösste Beanspruchung tritt demnach im Querschnitt II auf mit $\sigma_b = \mathbf{1340}$ kg/qcm, doch dürfte diese, allerdings ungewöhnlich hohe Beanspruchung als Ursache der Brüche der Schrauben und Armsterne nicht ohne Weiteres gelten. Noch andere Umstände, wie mangelhafte Herstellung und nicht genau geometrische Befestigung der Mantelbleche dürften die Hauptursache der schlechten Betriebsergebnisse sein, denn während des Betriebes klaffte der Bruch im Radarm (vergl. beistehende Abbildung) 3—12 mm. Die Arme der Sterne (Grauguss) sind rund und haben nur 55 mm Durchmesser. Bei nicht passendem Mantel und festem Anziehen der $^7/_8''$ Schrauben *S* ist ein Reissen der Arme leicht erklärlich.



1546. Kurbelwelle mit Stirnkurbel.



Gegeben:

Zylinderdurchmesser = 700 mm, Hub 1200 mm, $p = 7$ Atm. abs. (Auspuff),

Gestängedruck $P = 22300$ kg, Schwungradgewicht $G = 14800$ kg.

Zu bestimmen sind die Biegungsmomente und Beanspruchungen der Welle.

Die zur Berechnung erforderlichen Abmessungen der Welle sind in beistehender Abbildung angegeben.

*Reihenfolge für das Aufzeichnen.**)

Zeichne zunächst die Welle im Maassstab *1:10* (*1:50*) auf *(Fig. I)*.

1. Ziehe Linie 1 und markiere die Punkte *A, B, C* und *D* durch Herunterloten der entsprechenden Mitten aus *Fig. I*.

II. Wirkungsweise der Kräfte.

2. Beschreibe mit dem Kurbelradius einen Kreis Maassstab 1 : 10 (*1:50*), also Radius $R = \frac{600}{10} = 60$ mm (*12 mm*).
3. Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 200 kg (*1 mm = 1000 kg*) und trage in diesem Maassstab den Gestängedruck *P* an, also nach Aufg. 1530
   Länge der Linie $3 = \frac{22300}{200} = 111{,}5$ mm (*22,3 mm*).
4. In demselben Maassstab trage Schwungradgewicht *G* nach unten an, also Linie $4 = \frac{14800}{200} = 74$ mm (*14,8 mm*) lang.

III. Kräftepolygon (*Gestängedruck*).

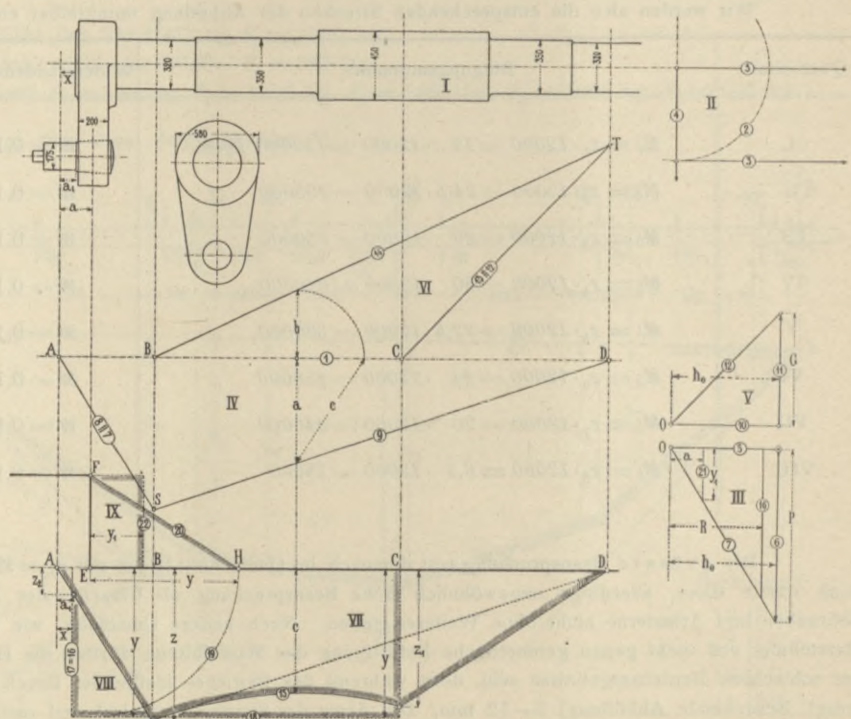
5. Wähle Polabstand $h_0 = 7$ cm (*1,4 cm*) beliebig, jedoch grösser als *R*.
6. Ziehe Linie 6, Kraft *P* darstellend, senkrecht abwärts, Länge = Linie 3.
7. Ziehe den Pohlstrahl 7.

IV. Horizontale Biegungsmomentenfläche durch Gestängedruck.

8. Von *A* aus ziehe Linie 8 parallel Linie 7.
9. Verbinde den Schnittpunkt *S* mit Lagermitte *D*, so ist *ASD* die Biegungsmomentenfläche, hervorgerufen durch den Gestängedruck.

V. Kräftepolygon (*Schwungradgewicht*).

10. Trage Polabstand h_0 auf Horizontale 10 ab.
11. Schwungradgewicht *G* von Linie 10 aus vertikal abtragen, Länge der Linie 11 gleich Linie 4.
12. Ziehe Polstrahl 12.



VI. Vertik. Biegungsmomentenfläche (*durch Schwungradgew.*).

13. Ziehe Seilzuglinie 13 parallel Polstrahl 12.
14. Verbinde Schnittpunkt *T* mit Lagermitte *B*, so ist Dreieck *BCT* die Biegungsmomentenfläche, hervorgerufen durch das Schwungradgewicht.

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf die Verkleinerung.

VII. Vereinigung der Biegungsmomentenflächen (*Forts.*).

Da, wie Bild II zeigt, die Kräfte rechtwinklig zueinander wirken, so sind die zusammengehörigen Ordinaten a und b nach der Gleichung $c = \sqrt{a^2 + b^2}$ zu vereinigen. Zeichnerisch ermittelt sich dies folgendermassen: Schlage mit b um den Schnittpunkt der Mittellinie einen Viertelkreis, so ist c die Hypotenuse zu den beiden Katheten a und b, also gleichzeitig die Ordinate der vereinigten Momentenflächen.

15. Konstruiere Linie 15 wie vorstehend angegeben.

VIII. Ermittlung der Drehmomentenflächen.

Das Drehmoment wird hervorgerufen durch den Gestängedruck P am Kurbelradius R.

16. Um den Gestängedruck P auf den Polabstand h_0 zu reduzieren, trage von Pol O in Abbild. III aus den Radius R ab und ziehe die Senkrechte 16.
17. Ziehe Linie 17, Länge gleich Linie 16 (Abstand x = Entfernung von Mitte Kurbelzapfen bis Wellenstirnfläche).
18. Zur Begrenzung der Drehmomentenfläche ziehe Linie 18 bis Schwungradmitte.

IX. Momentenflächen für den Kurbelschenkel.

Das Drehmoment der Welle wird Biegungsmoment für den Kurbelschenkel.

19. Schlage von Punkt E mit y einen Viertelkreis, ergibt Schnittpunkt H.
20. Verbinde diesen Punkt mit der Zapfenmitte F.
21. Zur Ermittlung der Drehmomentenfläche für den Kurbelschenkel trage Entfernung a von Pol O in Abbildung III aus ab und ziehe Vertikale 21.
22. Trage die Länge y_1 dieser Linie von E aus ab und ziehe Linie 22 parallel EF.

Bezogen auf die Grundlinie EF gibt demnach:

Linie 20 Ordinaten für die Biegungsmomente des Schenkels.
„ 22 „ „ „ Drehmomente „ „

X. Ermittlung der Momente und Beanspruchungen.

Hierbei sind besonders die zugrunde gelegten Maassstäbe für Länge und Kraft und die Poldistanz zu beachten.

Nach vorstehendem war:

In der Originalzeichnung: Längenmaassstab 1 : 10, Kräftemaassstab 1 mm = 200 kg, Polabstand h_0 = 7 cm.
In der Verkleinerung: „ *1 : 50*, „ *1 mm = 1000 kg*, „ h_0 = *1,4 cm.*

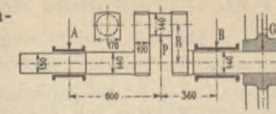
Nach Aufg. 1544, Gleich. 3, wird demnach:

Im Original: Moment = Ord in mm $\times$ 7·10·200 = Ord in mm $\times$ 14000 in kgcm.
In der Verkleinerung: „ = „ „ „ $\times$ *1,4·50·1000 = Ord in mm* $\times$ *70000 in kgcm.*

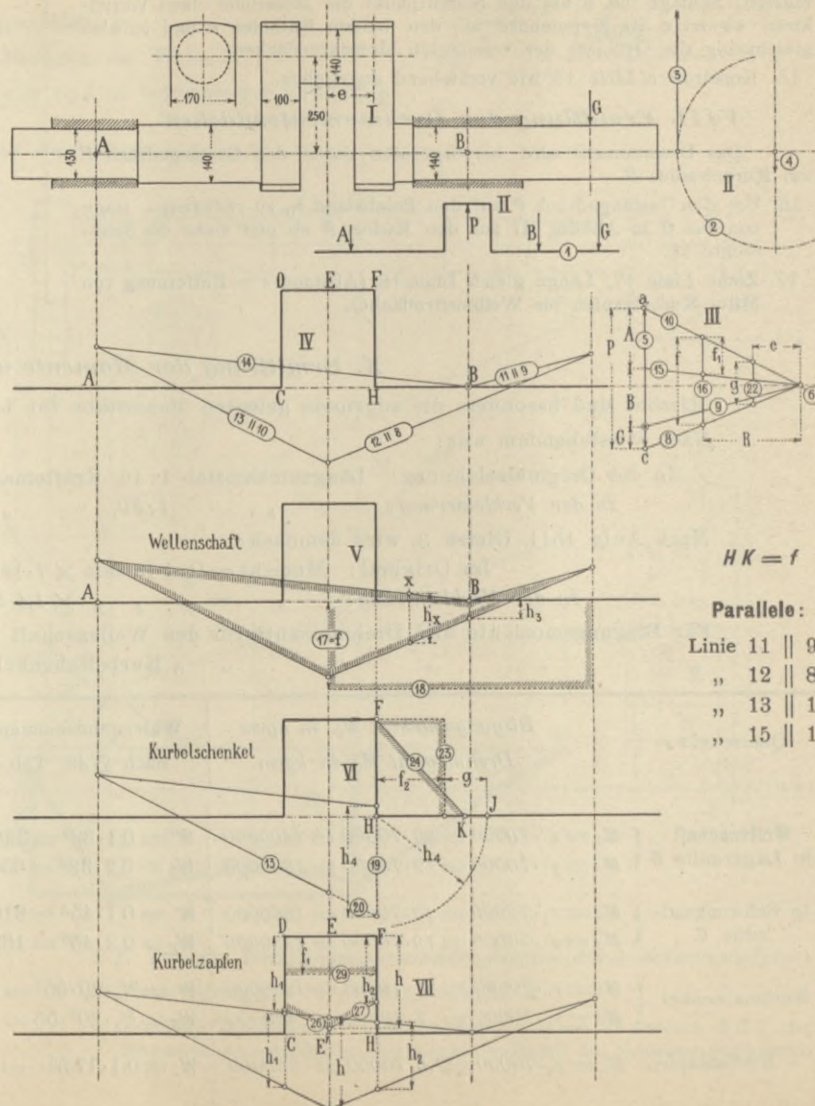
Für Biegungsmomente und Drehmomente für den Wellenschaft sind die Ordinaten abzugreifen senkrecht zu Linie AD.
„ „ „ „ „ „ Kurbelschenkel „ „ „ „ „ „ „ EF.

Querschnitt	*Biegungsmoment M_b in kgcm* / *Drehmoment M_d in kgcm*	Widerstandsmoment in cm³ nach § 39, Tab. 7 u. 9	Bieg. Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm / Dreh- „ $\tau = M_d : W_p$ „ „	Gesamtbeanspr. nach § 40 s, Stahl $\alpha_0 = 1$
Wellenschaft in Lagermitte B	$M_b = z \cdot 70000 = 20 \cdot 70000 = 1400000$ $M_d = y \cdot 70000 = 19 \cdot 70000 = 1330000$	$W = 0{,}1 \cdot 32^3 = 3280$ cm³ $W_p = 0{,}2 \cdot 32^3 = 6560$ „	$\sigma_b = 1400000 : 3280 = 425$ kg/qcm $\tau = 1330000 : 6560 = 204$ „	$\sigma = 533$ kg/qcm
in Schwungradmitte C	$M_b = z_1 \cdot 70000 = 18 \cdot 70000 = 1260000$ $M_d = y \cdot 70000 = 19 \cdot 70000 = 1330000$	$W = 0{,}1 \cdot 45^3 = 9100$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 45^3 = 18200$ „	$\sigma_b = 1260000 : 9100 = 138$ „ $\tau = 1330000 : 18200 = 73$ „	$\sigma = 178$ „
Kurbelschenkel	$M_b = y \cdot 70000 = 19 \cdot 70000 = 1330000$ $M_d = y_1 \cdot 70000 = 7 \cdot 70000 = 490000$	$W = \frac{1}{6} \cdot 20 \cdot 55^2 = 10000$ cm³ $W_p = \frac{2}{9} \cdot 20^2 \cdot 55 = 4900$ „	$\sigma_b = 1330000 : 10000 = 133$ „ $\tau = 490000 : 4900 = 100$ „	$\sigma = 203$ „
Kurbelzapfen	$M_b = z_2 \cdot 70000 = 3{,}5 \cdot 70000 = 245000$	$W = 0{,}1 \cdot 17{,}5^3 = 538$ „	$\sigma_b = 245000 : 538 = 455$ „	$\sigma = 455$ „

1547. Einfach gekröpfte Welle. Auspuffmaschine: Dampfzylinder-Durchmesser = 300 mm, Hub = 500 mm, Eintrittspannung $p = 8$ Atm. abs., Gestängedruck $P = 5420$ kg, Schwungradgewicht $G = 850$ kg.



Abmessungen der Welle sind dem Buch „Dampfmaschinen", 8. Aufl.. entnommen.



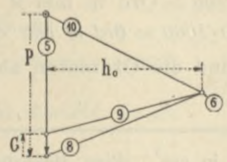
*Reihenfolge für das Aufzeichnen.**)

Man zeichnet zunächst die Welle im Maassstab 1 : 5 *(1 : 20)** auf und lotet Lagermitten, Kurbelzapfenmitte und Schwungradmitte herunter *(Fig. I)*.

II. Schematische Darstellung der Kraftwirkung.

1. Zeichne die Welle schematisch auf und kennzeichne durch Pfeile die Wirkungsweise der Kräfte.
2. Kurbelkreis beschreiben, Maassstab 1 : 5 (*1 : 20*), also $R = \frac{250}{5} = 50$ mm (*12,5 mm*).
3. Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 75 kg (*1 mm = 300 kg*) und trage Kolbendruck P ab, also Linie $3 = \frac{5420}{75} = 72$ mm (*18 mm*) lang.
4. In demselben Maassstab Schwungradgewicht abtragen, also: Linie $4 = \frac{850}{75} = 11{,}3$ mm (*2,85 mm*) lang.

III. Aufzeichnen des Kräftepolygons.



5. Ziehe Senkrechte 5, Kolbendruck darstellend. Länge = Linie 3.
6. Wähle Polabstand $h_0 = 8$ cm (*2 cm*) beliebig, jedoch grösser als R.
7. Vom unteren Punkt der Linie 5 trage Schwungradgewicht G = Linie 4, nach oben (da entgegengesetzt der Kraft P gerichtet) ab.

8—10. Ziehe dann die Polstrahlen 8, 9 und 10.

IV. Konstruktion des Seilzuges.

11—13. Zur Verzeichnung des Seilzuges ziehe Linie 11 parallel 9, 12 parallel 8, 13 parallel 10.

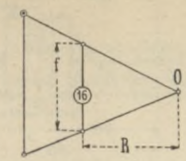
14. Schlusslinie zur Begrenzung der Biegungsmomentenfläche.

15. Ziehe Polstrahl 15 parallel Schlusslinie 14, ergibt: Auflagerdruck A in A, B in B.

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf nebenstehende Verkleinerung in $^1/_4$ von der Originalzeichnung.

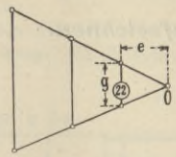
V. Drehmomentenfläche.

16. Zur Ermittlung des Drehmomentes trage Kurbelradius R im gewählten Maassstab von Pol O aus ab und ziehe Linie $16 = f$.
17. Linie $17 = 16$ vertikal auftragen (*Fig. V*).
18. Ziehe Horizontale 18 bis Schwungradmitte zur Vervollständigung der Drehmomentenfläche.



VI. Kurbelschenkel.

19. Verlängere die Mittellinie des Schenkels FH.
20. Verlängere Seilzuglinie 13 bis auf Linie 19.
21. Trage dann die Ordinate h_4 von Punkt H nach rechts ab gibt Punkt J.
22. Trage halbe Kurbelzapfenlänge e vom Polpunkt O ab und ziehe Vertikale 22.
23. Nehme die Länge dieser Linie $= g$ in den Zirkel und trage dieselbe von J nach links ab, ziehe dann Linie 23.



24. Entfernung f im Kräftepolygon (*Fig. III*) von J aus abgetragen ergibt Punkt K, verbinde diesen Punkt mit F.

VII. Kurbelzapfen.

Linie DF Grundlinie.

25. Trage die Ordinate h der Biegungsmomentenfläche von E aus ab, ergibt Punkt E'.

26—27. Ebenso trage die Ordinaten h_1 von D aus, h_2 von F aus ab und verbinde die gefundenen Punkte mit Punkt E'.

28. Das Drehmoment für den Kurbelzapfen ist gleich $A \cdot R$, Hebelarm für alle Momente = Polabstand h_0, daher ist A auf den Polabstand h_0 zu reduzieren, ergibt Strecke f_1 im Kräftepolygon (*Fig. III*).

29. Strecke f_1 von Grundlinie DF aus abtragen und Linie 29 ziehen, so ergeben die Abstände der Linien 26, 27 und 29 von Grundlinie DF die Ordinaten zur Berechnung der betr. Momente.

VIII. Ermittlung der Momente und Beanspruchungen.

In der Originalzeichnung: Längenmassstab 1 : 5, Kräftemassstab 1 mm = 75 kg, Polabstand $h_0 = 8$ cm.

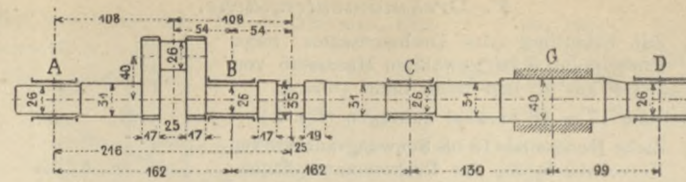
„ „ *Verkleinerung:* „ *1 : 20,* „ *1 mm = 300 kg.* „ $h_0 = 2$ *cm.*

Nach Aufg. 1544, Gleich. 3, ist demnach:

Im Original: Moment = Ord in mm $\times$ 5 · 75 · 8 = Ord in mm $\times$ 3000 in kgcm.

In der Verkleinerung: „ = „ „ „ $\times$ *20 · 300 · 2 = Ord in mm* $\times$ *12000* „ „

Querschnitt	Biegungsmoment M_b in kgcm Drehmoment M_d in kgcm	Widerstandsmoment in cm³ nach § 39, Tab. 7 u. 9	Bieg.-Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm Dreh- „ $\tau = M_d : W_p$ „	Gesamtbeanspruch. nach § 40 s, Stahl: $\alpha_0 = 1$
Kurbelzapfen	$M_b = h \cdot 12000 = 12 \cdot 12000 = 144000$ kgcm $M_d = f_1 \cdot 12000 = 5 \cdot 12000 = 60000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 14^3 = 275$ cm³ $W_p = 0{,}2 \cdot 14^3 = 550$ „	$\sigma_b = 144000 : 275 = 525$ kg/qcm $\tau = 60000 : 550 = 110$ „	$\sigma = 555$ kg/qcm
Kurbelschenkel	$M_b = f \cdot 12000 = 11{,}5 \cdot 12000 = 138000$ „ $M_d = f_2 \cdot 12000 = 8{,}75 \cdot 12000 = 105000$ „	$W = \frac{1}{6} \cdot 10 \cdot 17^2 = 480$ cm³ $W_p = \frac{2}{9} \cdot 10^2 \cdot 17 = 380$ „	$\sigma_b = 138000 : 480 = 285$ „ $\tau = 105000 : 380 = 275$ „	$\sigma = 500$ „
Achsschenkel in B	$M_b = h_3 \cdot 12000 = 2{,}5 \cdot 12000 = 30000$ „ $M_d = f \cdot 12000 = 11{,}5 \cdot 12000 = 138000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 14^3 = 275$ cm³ $W_p = 0{,}2 \cdot 14^3 = 550$ „	$\sigma_b = 30000 : 275 = 110$ „ $\tau = 138000 : 550 = 250$ „	$\sigma = 368$ „



Maassstab in cm.

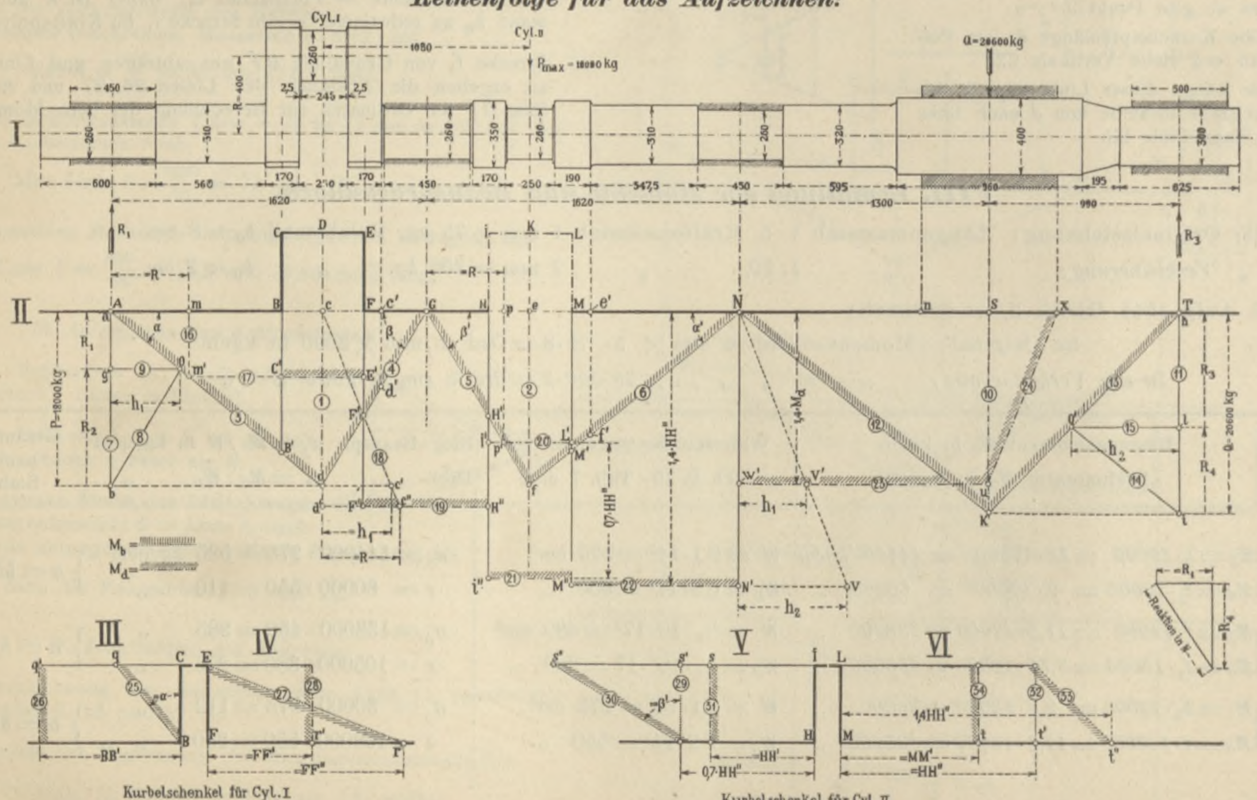
1549. **Doppelt gekröpfte Kurbelwelle.** Für die durch Überschlagsrechnung in ihren Hauptabmessungen bestimmte Kurbelwelle einer liegenden Compoundmaschine sollen die Biegungs- und Drehmomente graphisch ermittelt und dann die Beanspruchungen berechnet werden.

Gegeben: Zylinderdurchmesser = 56/95 cm, Hub = 80 cm, $n = 110$, Dampfüberdruck $p = 11$ Atm., Anschluss an eine Zentralkondensation, Gewicht des Schwungrades (Magnetrad) 20600 kg, Kolbendruck $P_{max} = 18000$ kg, aus dem Diagramm bestimmt, Kurbeln unter 90° versetzt.

Gewählt sei: In der Originalzeichnung: Längenmaassstab 1 : 10, Kräftemaassstab 1 mm = 200 kg.

In der Verkleinerung ($^1/_4$) *ist dann:* „ *1:40,* „ *1 mm = 800* „

Reihenfolge für das Aufzeichnen:



I. Zeichne die Welle zunächst schematisch in dem gewählten Längenmaassstab auf und markiere sämtliche Mittellinien und Kraftangriffspunkte. Nach dem in Aufg. 1541 erklärten Verfahren sollen bei diesem Beispiel, abweichend von Aufg. 1546 u. 1547, die Kräftepläne (links und rechts von *Fig. II*) mit dem Seilzug vereinigt werden. Kräfteplan links von *Fig. II* gehört zum Wellenteil ***AG*** und ***GN***. Kräfteplan rechts von *Fig. II* gehört zum Wellenschaft ***NT***. Die in die kleinen Kreise eingeschriebenen Zahlen bezeichnen die Reihenfolge, nach welcher die Linien gezogen werden, damit auch der weniger Bewanderte schnell voran kommt.

*Biegungsmomentenfläche für Wellenstück A N (Forts.)**
mit Kräfteplan links von Fig. II.

1—2. Trage die Kolbenkraft $P_{max} = 18000$ kg in ihren Angriffspunkten auf und zwar Strecke $c\,d = e\,f = \frac{18000}{200} = 90$ mm (*22,5 mm*).*

3—4. Verbinde nun A mit d und d mit G,

5—6. Ebenso f mit G und f mit N.

7. Ziehe zur Ermittlung des Polabstandes (vergl. Aufg. 1541) Linie $ab \,//\, cd$ und trage Strecke $c\,d$ ab.

8. Ziehe nun von b aus eine Parallele zu Linie $d\,G$, so ist:

9. die Senkrechte von Schnittpunkt o auf Linie $a\,b$ = Polabstand $h_1 = 3{,}6$ cm (*0,9 cm*). Ferner ist
Strecke $a\,g = R_1$ = Auflagerdruck bei A;
$g\,b = R_2$ = Auflagerdruck bei G (ohne Anteil von Zylinder II).

Wir haben nun:
Seilzug A d G f N und Kräfteplan a bo.

Wellenstück N T mit Kräfteplan rechts von Fig. II.

10—11. Schwungradgewicht abtragen also Strecke
$$s\,k = h\,i = \frac{20600}{200} = 103 \text{ mm } (25{,}75 \text{ mm}).$$

12—13. Verbinde wieder k mit N und k mit T.

14. Ziehe Linie $i\,o' \,//\, k\,N$, so ist wieder:

15. Senkrechte $h_2 = 5{,}6$ cm (*1,4 cm*) = Polabstand für den Achsschenkel $N\,T$.

Wir haben also hier:
Seilzug N k T und Krätteplan h i o'.

Drehmomentenfläche für Kurbelzapfen u. Wellenschaft.

Kurbelzapfen C E.

16. Trage $R = \frac{400}{10} = 40$ mm (*10 mm*) von A aus ab und ziehe $m\,m'$ (da $M_d = R_1 \cdot R$, so ist hierdurch R_1 auf Polabstand h_1 reduziert).

17. Ziehe Horizontale 17.

Achsschenkel F H.

18. Strecke $d\,c'$ = Polabstand h_1. Verbinde c mit c' und verlängere dieselbe bis Horizontale $d'\,c'' = R$.

19. Verlängere $d'\,c''$ bis H''.

Hiermit ist Drehmoment $P \cdot R$ auf Polabstand h_1 reduziert.

Kurbelzapfen J L.

20. Mache $G\,p = R$ und ziehe Senkrechte durch p, so ist Drehmoment $= R_2 \cdot R = p\,p' \cdot h_1$,

Ausserdem erleidet der Zapfen eine Drehbeanspruchung durch das Drehmoment $P \cdot R$ der linken Kurbel. Da diese beiden Momente niemals zusammenwirken, so sei gesetzt $0{,}7\, P \cdot R$ statt $P \cdot R$.

Diese Strecke von p' aus abgetragen ergibt

21. Horizontale 21.

Wellenschaft M N.

22. Nach der Anschauung in § 70 b ist das grösste Drehmoment $= 1{,}4\, P \cdot R = 1{,}4 \cdot H\,H''$, abgetragen ergibt Horizontale $M''\,N'$.

23. Da für den Wellenschaft $N\,T$ Polabstand h_2 in Betracht kommt, so wird h_2 von N' aus abgetragen und v mit N verbunden, trage dann h_1 senkrecht auf $N\,N'$ und ziehe Parallele zu $N\,N'$, so ist Horizontale 23 durch Schnittpunkt v' Drehmoment bezogen auf Polabstand h_2.

24. Da das Drehmoment vom Schwungrad aufgenommen wird, so verbinde als Schlusslinie u mit dem Endpunkt x der Nabe.

Momente für die Kurbelarme.

Kurbelarm B C (Fig. III).

25. Trage Winkel $\alpha = m\,a\,o$ in B an, so entspr. Strecke $C\,q = m\,m'$ dem Biegungsmoment f. d. Kurbelschenkel.

26. Trage Strecke $B\,B'$ aus *Fig. II* von B aus ab entspr. dem Drehmoment f. d. Kurbelarm.

Kurbelarm EF (Fig. IV).

27. Mache Strecke $F\,r = F\,F''$ aus *Fig. II* und verbinde E mit r (Biegung).

28. Strecke $F\,r' = F\,F'$ (Drehung).

Kurbelarm H J (Fig. V).

29. Trage $0{,}7 \cdot H\,H''$ aus *Fig. II* in H an gleich M_b, welches als M_d von Kurbel I aus durchgeleitet wird (vergl. Bemerkung zu Linie 20).

30. Hinzuaddiert wird das in Kurbel II eingeleitete M_b, welches durch Antragen von $\sphericalangle\, \beta'$ sich zu Strecke $s'\,s''$ ergibt.

31. Mache Strecke $J\,s = H\,H'$ = Drehmoment.

Kurbelarm L M (Fig. VI).

32. Trage Biegung $H\,H''$ aus Fig. II von M aus ab = Drehmoment von Kurbel I.

33. Mache Strecke $M\,t'' =$ Maximaldrehmoment $M\,M''$ aus *Fig. II* wird hier Biegungsmoment.

34. Trage Strecke $M\,M'$ aus *Fig. II* von M aus ab und ziehe Linie 34 ergibt Ordinaten für Drehmoment.

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf die Verkleinerung.

Ermittlung der Momente sowie Biegungs- und Drehbeanspruchung (Fortsetzung).

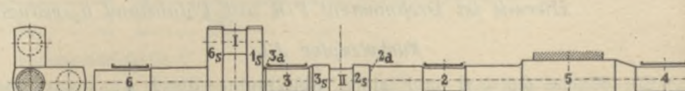
Zur Ermittlung der Momente aus der Zeichnung gelten nach Aufg. 1544 folgende Gleichungen:

Wellenteil $A-N$ und Kurbelschenkel $\begin{cases} \text{In der Originalzeichnung: Moment} = \text{Ord in mm} \times 10 \cdot 200 \cdot 3{,}6 = \text{Ord in mm} \times 7200 \text{ in kgcm.} \\ \textit{In der Verkleinerung } (^1/_4)\text{: } \quad ,, \quad = \textit{Ord in mm} \times 40 \cdot 800 \cdot 0{,}9 = \textit{Ord in mm} \times 28800 \textit{ in kgcm.} \end{cases}$

Wellenschaft $N-T$. $\begin{cases} \text{In der Originalzeichnung: Moment} = \text{Ord in mm} \times 10 \cdot 200 \cdot 5{,}6 = \text{Ord in mm} \times 11200 \text{ in kgcm.} \\ \textit{In der Verkleinerung } (^1/_4)\text{: } \quad ,, \quad = \textit{Ord in mm} \times 40 \cdot 800 \cdot 1{,}4 = \textit{Ord in mm} \times 44800 \textit{ in kgcm.} \end{cases}$

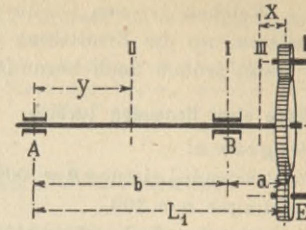
Querschnitt	Biegung M_b in kgcm Drehung M_d in kgcm	Widerstandsmoment in cm³ nach § 39, Tab. 7 und 9	$\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm $\tau = M_d : W_p$ in kg/qcm	Gesamtbeanspruch. nach § 40 s, Stahl $\alpha_0 = 1$	Bezeichn. Fig. unten
Kurbelzapfen ***CE***	$M_b = cd \cdot 28800 = 22{,}5 \cdot 28800 = 650000$ kgcm $M_d = BC' \cdot 28800 = 8{,}5 \cdot 28800 = 245000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 26^3 = 1750$ cm³ $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3500$ „	$\sigma_b = 650000 : 1750 = 370$ $\tau = 245000 : 3500 = 70$	$\sigma = 390$ kg/qcm	I
Lagerhals ***FG*** an d. Kurbel	$M_b = c'd' \cdot 28800 = 10 \cdot 28800 = 288000$ „ $M_d = FF'' \cdot 28800 = 25 \cdot 28800 = 720000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 26^3 = 1750$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3500$ „	$\sigma_b = 288000 : 1750 = 165$ $\tau = 720000 : 3500 = 205$	$\sigma = 345$ „	3a
Kurbellager in ***G***	$M_b =$ *Null* . . . . $M_d = FF'' \cdot 28800 = 25 \cdot 28800 = 720000$ „	. . . . $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3500$ „	. . . . $\tau = 720000 : 3500 = 205$	$\sigma = 1{,}7 \cdot 205 = 350$ kg/qcm Bieg. einschl. Zuschlag*)	3
Kurbelzapfen ***JL***	$M_b = ef \cdot 28800 = 22{,}5 \cdot 28800 = 650000$ „ $M_d = Hi'' \cdot 28800 = 34{,}5 \cdot 28800 = 1000000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 26^3 = 1750$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3500$ „	$\sigma_b = 650000 : 1750 = 370$ $\tau = 1000000 : 3500 = 285$	$\sigma = 570$ kg/qcm	II
Kurbelhals in ***e'***	$M_b = e'f' \cdot 28800 = 16 \cdot 28800 = 460000$ „ $M_d = MM'' \cdot 28800 = 35 \cdot 28800 = 1000000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 31^3 = 2950$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 31^3 = 5900$ „	$\sigma_b = 460000 : 2950 = 156$ $\tau = 1000000 : 5900 = 170$	$\sigma = 300$ „	2a
Kurbellager in ***N***	$M_b =$ *Null* . . . . $M_d = NN' \cdot 28800 = 35 \cdot 28800 = 1000000$ „	. . . . $W_p = 0{,}2 \cdot 26^3 = 3500$ „	. . . . $\tau = 1000000 : 3500 = 285$	$\sigma = 1{,}7 \cdot 285 = 485$ kg/qcm Bieg. einschl. Zuschlag*)	2
Wellenschaft in ***S***	$M_b = Sk \cdot 44800 = 26 \cdot 44800 = 1160000$ „ $M_d = Su \cdot 44800 = 22 \cdot 44800 = 985000$ „	$W = 0{,}1 \cdot 40^3 = 6400$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 40^3 = 12800$ „	$\sigma_b = 1160000 : 6400 = 180$ $\tau = 985000 : 12800 = 77$	$\sigma = 220$ kg/qcm	5
Kurbelarm ***CB***	$M_b = Cq \cdot 28800 = 8{,}5 \cdot 28800 = 245000$ „ $M_d = Cq' \cdot 28800 = 18 \cdot 28800 = 520000$ „	$W = {}^1/_6 \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ cm³ $W_p = {}^2/_9 \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ „	$\sigma_b = 245000 : 3500 = 70$ $\tau = 520000 : 2250 = 230$	$\sigma = 354$ „	6s
Kurbelarm ***EF***	$M_b = Fr \cdot 28800 = 25 \cdot 28800 = 720000$ „ $M_d = Fr' \cdot 28800 = 13{,}5 \cdot 28800 = 390000$ „	$W = {}^1/_6 \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ „ $W_p = {}^2/_9 \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ „	$\sigma_b = 720000 : 3500 = 205$ $\tau = 390000 : 2250 = 175$	$\sigma = 337$ „	1s
Kurbelarm ***JH***	$M_b = Js'' \cdot 28800 = 34{,}5 \cdot 28800 = 1000000$ „ $M_d = Js \cdot 28800 = 14 \cdot 28800 = 400000$ „	$W = {}^1/_6 \cdot 17 \cdot 35^2 = 3500$ „ $W_p = {}^2/_9 \cdot 17^2 \cdot 35 = 2250$ „	$\sigma_b = 1000000 : 3500 = 285$ $\tau = 400000 : 2250 = 178$	$\sigma = 395$ „	3s
Kurbelarm ***LM***	$M_b = Mt'' \cdot 28800 = 35 \cdot 28800 = 1000000$ „ $M_d = Mt' \cdot 28800 = 18 \cdot 28000 = 520000$ „	$W = {}^1/_6 \cdot 19 \cdot 35^2 = 3850$ „ $W_p = {}^2/_9 \cdot 19^2 \cdot 35 = 2800$ „	$\sigma_b = 1000000 : 3850 = 260$ $\tau = 520000 : 2800 = 186$	$\sigma = 385$ „	2s

Dieselbe Welle ist in Aufg. 724 analytisch berechnet. Die Ergebnisse beider Rechnungsarten decken sich annähernd, wie ein Vergleich mit Aufg. 724 unter XIII zeigt. Die Querschnittsbezeichnungen der Spalte rechts beziehen sich auf nebenstehende Figur.



*) Die Zahl 1,7 berücksichtigt den Einfluss, der Durchbiegung der Welle nach § 73 d.

1550. Tragachse eines Zahnradgetriebes.



Auf dem Ende einer Tragachse nach nebenstehender Figur sitzt ein Zahnrad. Die Kraftzuführung erfolgt bei *K*, die Kraftentnahme bei *E*, eine Drehbeanspruchung erleidet die Welle daher nicht. Das Gewicht des Zahnrades einschl. Belastung durch Zahndruck beträgt $G = 5800$ kg. Die Maasse der Achse sind in nachstehender *Fig. 1* angegeben. Bestimme die Biegungsmomente und Beanspruchungen für die Querschnitte I, II und III, wenn $x = 25$ cm, $y = 75$ cm.

*Reihenfolge für das Aufzeichnen.**)

Die in die Linien des Kräfteplanes Fig. 2 und Seilzuges Fig. 3 eingeschriebenen Zahlen bedeuten gleichzeitig die Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Fig. 1. Zeichne zunächst die Achse im Maassstab 1 : 10 (*1 : 30*)* auf und lote die Lagermitten und Zahnradmitte herunter.

2. Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 100 kg (*1 mm = 300 kg*)* und trage in diesem Maassstab die Belastung *G* von einem beliebigen Punkt *a* lotrecht nach unten auf. Länge der Linie $ac = \frac{5800}{100} =$ 58 mm (*19,3 mm*)*.

3.—4. Wähle Polabstand $h_0 = 4{,}5$ cm (*1,5 cm*)* und ziehe die Polstrahlen 3 und 4.

5. Ziehe von beliebigem Anfangspunkt *a* eine Parallele zu Polstrahl 3 (Polstrahl 3 ist horizontal gewählt, damit Linie 5 ebenfalls horizontal wird).

6. Vom Schnittpunkt *g* ziehe eine Parallele zu Polstrahl 4 bis zur Lagermitte gibt Punkt *h*.

7. Verbinde die Punkte *e* und *h* durch Schlusslinie 7.

8. Zur Schlusslinie 7 ziehe Parallele 8 durch Pol *O*. Dann ist: *A* = Auflagerdruck in *A*, *B* = Auflagerdruck in *B*.

Fig. 1.

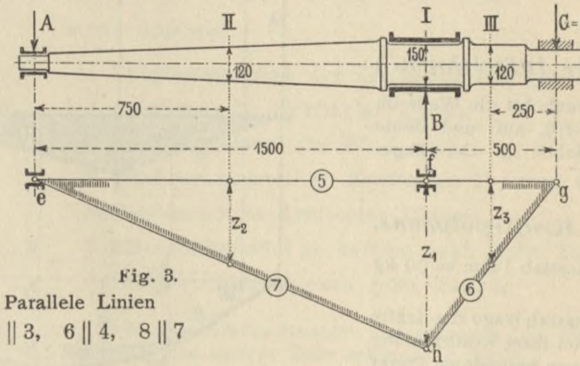
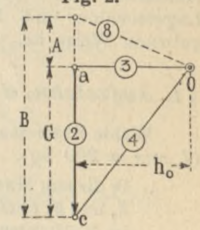


Fig. 3.

Parallele Linien
5 || 3, 6 || 4, 8 || 7

Fig. 2.



Ermittlung der Biegungsmomente und Beanspruchungen für die Querschnitte I, II und III.

Für Berechnung der Momente ist (nach untenstehender Fussnote):

Im Original: M_b = Ord in mm $\times$ 10·100·4,5 = Ord in mm $\times$ 4500 kgcm.

Verkleinerung: M_b = Ord in mm $\times$ 30·300·1,5 = **Ord in mm $\times$ 13500** „

Querschnitt	*Biegungsmomente*	Widerstandsmoment $W = 0{,}1 \cdot d^3$ in cm^3	Beanspruchung $\sigma_b = M_b : W$ kg/qcm
I	$M_b = z_1 \cdot 13500 = 21{,}5 \cdot 13500 = 290000$ kgcm	$W = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 15^3 = 336$ cm^3	$\sigma_b = M_b : W = 290000 : 336 = 860$ kg/qcm
II	$M_b = z_2 \cdot 13500 = 11 \cdot 13500 \sim 145000$ „	$W = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 12^3 = 172$ „	$\sigma_b = M_b : W = 145000 : 172 = 840$ „
III	$M_b = z_3 \cdot 13500 = 11 \cdot 13500 \sim 145000$ „	$W = 0{,}1 \cdot d^3 = 0{,}1 \cdot 12^3 = 172$ „	$\sigma_b = M_b : W = 145000 : 172 = 840$ „

In der analytischen Berechnung (Aufg. 680) sind für dieselbe Welle die Beanspruchung gewählt und die Durchmesser bestimmt, während hier umgekehrt die Durchmesser als gegeben gelten und die Beanspruchungen ermittelt wurden.

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf die Verkleinerung. Es ist also: Original: Längenmaassstab 1 : 10, Kräftemaassstab 1 mm = 100 kg, Polabstand = 4,5 cm, *Verkleinerung:* „ *1 : 30*, „ *1 mm = 300 kg*, „ = *1,5 cm.*

Welchen grossen Einfluss die Einbiegung der Wellen auf das **Heisslaufen der Lager** ausübt, haben wir in § 74 und Aufg. 727—729 nachgewiesen, wo die Ermittlung der Durchbiegung an der Lagerkante auf analytischem Wege durchgeführt wurde. Das graphische Verfahren bietet jedoch noch besondere Vorteile, wie die nachstehenden zwei Beispiele zeigen.

1551. Welle einer liegenden Turbine.

Gegeben:

Zu übertragende Leistung $N = 1000$ PS,
Umdrehungen $n = 300$,
Gewicht des Laufrades $K_1 = 2500$ kg,
Gewicht der Kupplung $K_2 = 1000$ kg,

Die zur Berechnung nötigen Ausführungsmaasse sind in *Fig. I* eingeschrieben.

Reihenfolge f. das Aufzeichnen.**)

Fig. I. Zeichne zunächst die Welle im Maassstab 1 : 10 (*1 : 40*) auf und deute Lagerschalen und Naben in der angegebenen Weise an.

II. Aufzeichn. d. Kräftepolygons.

Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 50 kg (*1 mm = 200 kg*).

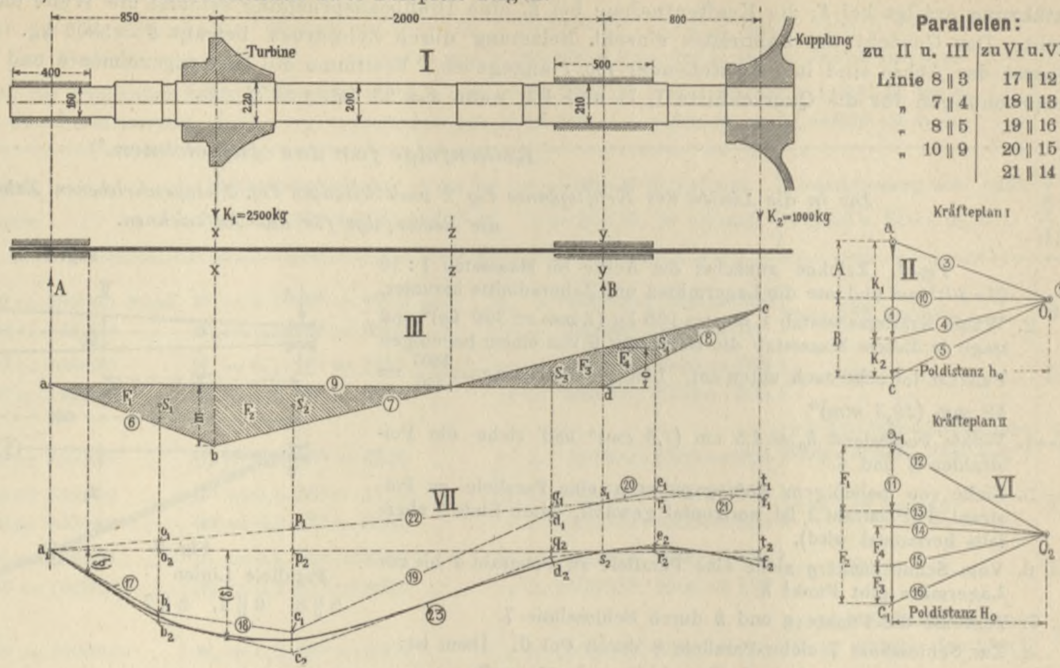
1. In diesem Maassstab trage die Kräfte K_1 und K_2 parallel ihrer Kraftrichtung im Kräfteplan von beliebigem Punkt a aus auf, also nach Aufg. 1530:

$$K_1 = \frac{2500}{50} = 50 \text{ mm } (12{,}5 \text{ mm}),$$

$$K_2 = \frac{1000}{50} = 20 \text{ mm } (5 \text{ mm}).$$

2. Wähle Pol O_1 im Abstand $h_0 = 8$ cm (*2 cm*).

3.—5. Ziehe Polstrahlen 3 4 5.



Parallelen: zu II u. III	zu VI u. VII
Linie 8 ∥ 3	17 ∥ 12
„ 7 ∥ 4	18 ∥ 13
„ 8 ∥ 5	19 ∥ 16
„ 10 ∥ 9	20 ∥ 15
	21 ∥ 14

III. Konstruktion der Biegungsmomentenflächen.

6.—8. Ziehe Seilzuglinien 6 7 8 in *Fig. III*. parallel Polstrahlen 3 4 5 in *Fig. II*.

9. Ziehe Schlusslinie 9.

10. Durch Pol O_1 in Abbild. II ziehe eine Parallele zur Schlusslinie 9, so ist A Auflagerdruck bei A, B Auflagerdruck bei B.

V. Ermittlung der Momente und Beanspruchungen.

Die Gleichung zur Berechnung der Momente lautet nach Aufg. 1544, Gl. 3:
In der Originalzeichnung: Moment = Ord in mm × 10 · 50 · 8 = Ord in mm × 4000 in kgcm
In der Verkleinerung: „ = *Ord* in mm × *40 · 200 · 2* = ***Ord in mm* × *16000*** *in kgcm.*

Querschnitt	*Moment in kgcm*	Widerstandsmomente	Beanspruchungen	Gesamtbeanspr. nach § 40 s, Stahl $\alpha_0 = 1$
$x-x$	$M_b = m \cdot 16000 = 7{,}5 \cdot 16000 = 120000$ kgcm $M_d = (N : n) \cdot 71620 = (1000 : 300) \cdot 71620 = 238733$ kgcm	$W = 0{,}1 \cdot 22^3 = 1060$ cm³ $W_p = 0{,}2 \cdot 22^3 = 2120$ „	$\sigma_b = 120000 : 1060 = 113$ kg/qcm $\tau = 238733 : 2120 = 112$ „	$\sigma = 203$ kg/qcm
$y-y$	$M_b = o \cdot 16000 = 5 \cdot 16000 = 80000$ kgcm $M_d =$ wie bei Querschnitt $x - x = 238733$ kgcm	$W = 0{,}1 \cdot 21^3 = 925$ „ $W_p = 0{,}2 \cdot 21^3 = 1850$ „	$\sigma_b = 80000 : 925 = 86$ „ $\tau = 238733 : 1850 = 130$ „	$\sigma = 208$ „

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf obige Verkleinerung.

Bestimmung der Biegungskurve (*Forts.*).

VI. Kräfteplan II.

Teile die Momentenfläche in mehrere kleinere Teile, z. B F_1, F_2, F_3, F_4 und berechne die Inhalte derselben.

(In manchen Fällen, wie in Aufg. 1552, kann es zweckmässig werden, die einzelnen Dreiecke durch weitere Senkrechte in mehrere Stücke zu zerlegen, wobei am besten auf annähernd gleiche Inhalte der einzelnen Trapeze und Dreiecke gesehen wird.)

Konstruiere die Schwerpunkte S_1, S_2, S_3, S_4 dieser Flächen und ziehe Senkrechte durch dieselben.

Wähle Flächenmaassstab 1 mm = 40 qmm (*10 qmm*).

11. Trage die in qmm ausgedrückten Flächeninhalte in diesem Maassstab der Reihe nach von beliebigem Punkt a_1 auf, wobei zu berücksichtigen ist, dass die unter der Schlusslinie ad liegenden Flächen positiv, die oberhalb liegenden negativ sind.

    Wähle Polabstand H_0 (beliebig, am besten derart, dass H_0 dem Trägheitsmoment J des in diesem Beispiel als konstant betrachteten Wellenquerschnitts proportional ist, um nachher die Rechnung der wirklichen Durchbiegung zu vereinfachen).

    Für $d = 20$ cm Wellendurchmesser wird nach § 39, Tab. 7:

    Trägheitsmoment $J = \frac{\pi}{64} \cdot 20^4 = 7854$ cm^4,

    demnach gewählt Polabstand $H_0 = 7{,}854$ cm (*1,96 cm*).

12—16. Ziehe Polstrahlen 12 13 14 15 16.

VII. Biegungskurve.

17.—21. Ziehe Linien 17 18 19 20 21 in Abbild. VII, parallel Polstrahl 12 13 14 15 16 „ „ VI.

22. Verbinde den Schnittpunkt s_1 der Linie 20 mit Lagermitte a_1 ergibt Schlusslinie $a_1\,t_1$.

23. Da die Lagermitten der Welle in einer Horizontalen liegen, so ist es zweckmässig, die Schlusslinie $a_1\,t_1$ ebenfalls horizontal zu legen und dementsprechend die Ordinaten von der neuen Schlusslinie $a_1\,t_2$ abzutragen.

    Der gefundene Linienzug umhüllt tangierend die Biegungskurve, welche nun durch a_1 und s_2 gehend in steter Krümmung eingezeichnet werden kann.

Der Abstand einer horizontalen Tangente an die Biegungskurve von der Schlusslinie $a_1\,s_2$ gibt das Maass für die grösste Durchbiegung δ der Welle, die horizontale Entfernung des Berührungspunktes von einem Lagermittel die Stelle der Welle, wo die grösste Biegung auftritt.

VIII. Die wirkliche Durchbiegung.

Die wirkliche Durchbiegung rechnet sich nun nach folgender Gleichung:

$$f = \text{Ordinate (mm)} \cdot \frac{L^3 \cdot h_0 \cdot K \cdot F \cdot H_0}{E \cdot J} \text{ in mm} \quad . \; . \; . \quad (1)$$

worin bedeutet:

L Längenmaassstab der Zeichnung (als ganze Zahl),
h_0 Poldistanz im Kräfteplan I (cm),
K Kräftemaassstab (kg für 1 mm),
F Flächenmaassstab zu Kräfteplan II (qmm für 1 mm),
H_0 Polabstand im Kräfteplan II (cm),
E Elastizitätsmodul in kg/qcm nach § 39, Tab. 2,
J Trägheitsmoment nach § 39, Tab. 7.

Für vorstehendes Beispiel wird demnach (die Maassstäbe der Verkleinerung auf voriger Seite zugrunde gelegt):

Einbiegung $f =$

$$Ord \text{ in } mm \times \frac{40^3 \cdot 2 \cdot 200 \cdot 10 \cdot 1{,}96}{2200000 \cdot 7854} = Ord \text{ in } mm \times 0{,}029 \text{ in } mm.$$

Die grösste Ordinate δ wird aus der Zeichnung abgelesen zu $\delta = 11{,}5$ mm; die maximale Durchbiegung beträgt also:

$$f_{max} = 11{,}5 \cdot 0{,}029 = 0{,}33 \text{ mm}.$$

Für die Lagerreibung am wichtigsten ist die Einbiegung an der Lagerkante. Aus der Zeichnung gemessen wird:

$$\text{Ordinate } \delta_1 = 3{,}1 \text{ mm},$$

demnach

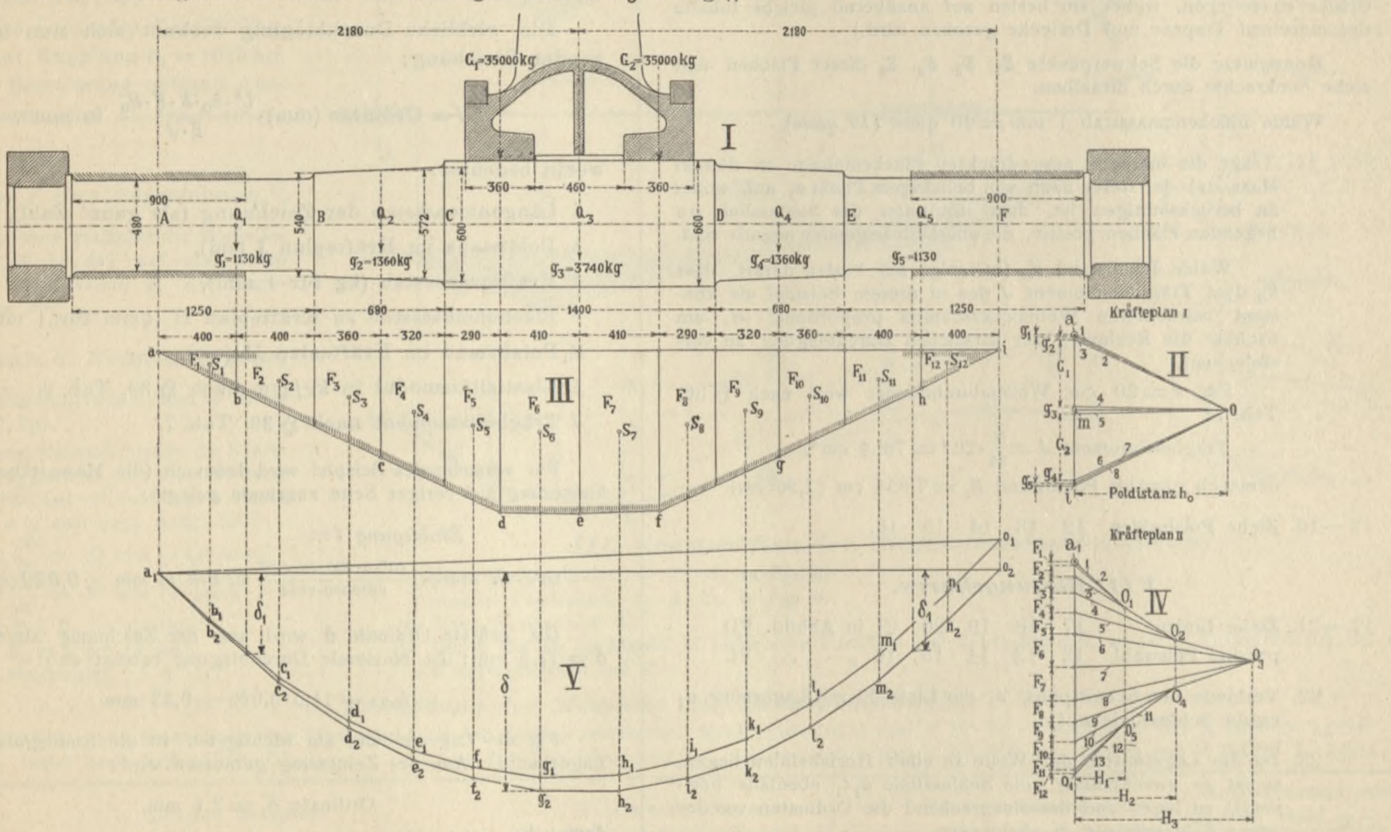
$$\text{Einbiegung an der Lagerkante } f_1 = 3{,}1 \cdot 0{,}029 = 0{,}09 \text{ mm}.$$

Zulässig nach § 74 g (genau eingeschabt): $f_1 = 0{,}3—0{,}4$ *mm.*

1552. **Kurbelwelle einer Dampfmaschine von 3000 PS mit Magnetrad.** Die Spielräume zwischen Anker und Feldmagnete bei einer Dynamomaschine müssen möglichst klein sein. Es ist deshalb unbedingt erforderlich, die Durchbiegung von Dampfmaschinenwellen, auf welche ein Magnetrad aufgekeilt wird, genau zu ermitteln. In diesen Fällen ist die graphische Methode vorzuziehen, da die Berechnung infolge der wechselnden Wellenquerschnitte und mit Berücksichtigung des Eigengewichts der Welle sehr umständlich ist.

Gegeben: Leistung der Dampfmaschine $N = 3000$ PS, Umdrehungen $n = 83$ in der Min., Gewicht der Schwungraddynamo $G = G_1 + G_2 = 70\,000$ kg. — Ermittele die Durchbiegung der Welle.

Die zur Berechnung erforderlichen Abmessungen sind in *Fig. I* angegeben.



Linie $a\,b$ $b\,c$ $c\,d$ . . . . *bis* $h\,i$ *in Fig. III*; *Linie* $a_1\,b_1$ $b_1\,c_1$ $c_1\,d_1$ . . . . *bis* $n_1\,o_1$ *in Fig. V.*
parallel 1 2 3 . . . . „ 8 „ „ *II*; *parallel* 1 2 3 . . . . „ 13 „ „ *IV.*

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Fig. I. Zeichne zunächst die Welle im Maassstab 1:10 (*1:40*) auf und trage die zur Berechnung erforderlichen Abmessungen ein.
Das Eigengewicht der Welle zwischen den beiden Lagermitten wird berücksichtigt, indem man dieselbe in einzelne (nicht unnötig viele) Abschnitte teilt, deren Endflächen zweckmässigerweise mit den Ebenen zusammenfallen, in welchen die Welle ihren Querschnitt ändert. Die Gewichte sowie die Schwerpunkte dieser Wellenstücke werden ermittelt, wobei es zwecks Zeitersparnis genügt, bei den konischen Abschnitten die Lage des Schwerpunktes nur überschlägig zu schätzen.

*II. Kräfteplan I.**)

Wähle Kräftemaassstab 1 mm = 1000 kg (*1 mm = 4000 kg*), und trage sämtliche auf die Welle einwirkenden Kräfte in diesem Maassstab von beliebigem Punkt a der Reihe nach auf.

Da die Welle gleichmässig belastet ist, also Auflagerdrücke gleich werden, so halbiere die Kraftlinie $a\,i$ und errichte in dem Schnittpunkt m eine Lotrechte auf derselben.

Wähle im Abstand $h_0 = 8$ cm (*2 cm*) den Pol O auf dieser Linie. (Hierdurch erhalten wir die Schlusslinie $a\,i$ in *Fig. III* horizontal, da dieselbe parallel dem Polstrahl $O\,m$ gezogen wird.)

Ziehe dann Polstrahlen 1 2 3 4 5 6 7 8 durch die Endpunkte der Kräfte. (Der geringe Einfluss des Eigengewichts ist schon aus dem Kräfteplan ersichtlich.)

III. Biegungsmomentenfläche.

Ziehe Senkrechte durch die Lagermittel und die Angriffspunkte der einzelnen auf die Welle wirkenden Schwerkräfte.

Ziehe von einem beliebigen Punkt a

Linie	ab	bc	cd	de	ef	fg	gh	hi	Abbild. *III*,
parallel Polstrahl	1	2	3	4	5	6	7	8	„ *II*.

Die Schnittpunkte mit den Lagermitten verbinde durch die Schlusslinie $a\,i$, welche, wie unter II erklärt, horizontal liegt.

Die Biegungsmomente ermitteln sich nun in derselben Weise wie in den vorhergehenden Beispielen aus Ordinaten, Polabstand, Längenmaassstab und Kräftemaassstab.

*IV. Kräfteplan II.**)

Lote die Wellenabsätze B, C, D und E herunter und rechne die Inhalte der in der Biegungsmomentenfläche abgeteilten Flächen F_1, F_2, F_3, F_4, F_5 bis F_{12}.

Ermittele die Schwerpunkte S_1, S_2, S_3, S_4 bis S_{12} dieser Flächen und ziehe Senkrechte durch dieselben.

Wähle Flächenmaassstab 1 mm = 200 qmm (*1 mm = 50 qmm*) und trage die gerechneten Flächeninhalte von beliebigem Punkt a_1 der Reihe nach in diesem Maassstabe auf.

Wähle im beliebigen Verhältnis proportional den Trägheitsmomenten der in Betracht kommenden Wellenquerschnitte die Pol. abstände H_1, H_2, H_3, also:

$d_1 = 48$ cm, $J_1 = 0{,}05 \cdot 48^4 = 260576$, gewählt $H_1 = 2{,}6$ cm (*0,65 cm*)
$d_2 = 57{,}2$ „ , $J_2 = 0{,}05 \cdot 57{,}2^4 = 525666$, „ $H_2 = 5{,}25$ „ (*1,31* „)
$d_3 = 66$ „ , $J_3 = 0{,}05 \cdot 66^4 = 931420$, „ $H_3 = 9{,}31$ „ (*2,32* „)

Ziehe, von Pol O_3 ausgehend, die Polstrahlen zu den Flächenendpunkten des zugehörigen Wellenquerschnitts, also zunächst Polstrahlen 5 6 7 8 9.

Trage Polabstand H_2 auf die beiden äussersten Strahlen (5 u. 9) ab, ergibt Pol O_2 und O_4

Verbinde diese ebenfalls mit den Endpunkten F_3, F_4 resp F_9 u. F_{10} des zugehörigen Wellenquerschnittes, also Strahl 3, 4, 10 u. 11, ebenso von Pol O_1 und O_5 im Abstand H_1 die Strahlen 1, 2, 12, 13.

V. Biegungskurve.

Ziehe Linien	$a_1\,b_1$	$b_1\,c_1$	$c_1\,d_1$	$d_1\,e_1$	bis	$n_1\,o_1$	in	*Fig. V*,
parallel Polstrahl	1	2	3	4	„	13	„	„ *IV*.

Durch die Verbindung der beiden Schnittpunkte $a_1\,o_1$ ergibt sich die Schlusslinie.

Der gefundene Linienzug wird nun ebenfalls in einen solchen mit horizontaler Schlusslinie $a_1\,o_2$ verwandelt, indem die Ordinaten von letzterer aus abgetragen werden.

VI. Die wirkliche Durchbiegung.

Nach der Gleichung im vorigen Beispiel unter VIII erhalten wir inbezug auf die Verkleinerung voriger Seite:

Einbiegung

$$f = \text{Ord. in mm} \times \frac{40^3 \cdot 2 \cdot 4000 \cdot 50 \cdot 0{,}65}{260576 \cdot 2200000} = \textbf{Ord. in mm} \times \mathbf{0{,}029} \text{ in mm.}$$

Aus der Zeichnung abgelesen ergibt sich grösste Ordinate $\delta = 28{,}5$ mm. Die maximale Durchbiegung ergibt sich demnach zu

$$f_{max} = \delta \cdot 0{,}029 = 28{,}5 \cdot 0{,}029 = \mathbf{0{,}83\ mm.}$$

Die Einbiegung an der Lagerkante ergibt sich zu

$$f_1 = \delta_1 \cdot 0{,}029 = 10{,}5 \cdot 0{,}029 = \mathbf{0{,}31\ mm.}$$

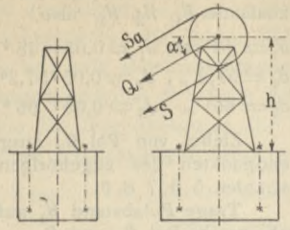
Zulässig nach § 74 g: (genau eingeschabt) $f_1 = 0{,}3$ bis $0{,}4$ mm.

---

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf die Verkleinerung auf voriger Seite.

Allgemeines.

Wir wollen eine einfache Ausführung betrachten und die Rechnung so durchführen, dass auch für andere Ständer der Rechnungsgang benutzt werden kann.



Es sei:

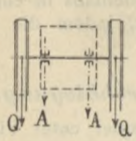
Q die an der Riemscheibe oder Seilscheibe wirkende Kraft in der Richtung des Antriebes in kg (Achsendruck),

A die Kraft in kg, die bei der Berechnung in Betracht kommt.

1556. Ermittlung der Hauptkraft A.

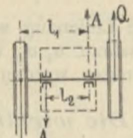
l_1, l_2 sei Entfernung der Riemscheiben und Lager in cm.

Antrieb und Kraftabgabe nach einer Richtung.



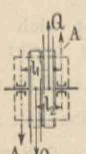
Lagerdruck $A = Q$ in kg . (1)

Antrieb und Kraftabgabe entgegengesetzt gerichtet.



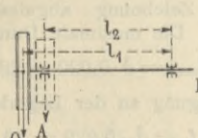
$$A = Q \cdot \frac{l_1}{l_2} + Q \cdot \frac{l_1 - l_2}{l_2} \quad . \quad . \quad (2)$$

Lagerung ausserhalb der Scheiben.



$$A = Q \cdot \frac{l_2}{l_1} - Q \cdot \frac{l_1 - l_2}{l_1} \quad . \quad . \quad (3)$$

Antrieb mit langer Welle, Kraftabgabe mit Riemenscheibe.



$$A = Q \cdot \frac{l_1}{l_2} \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (4)$$

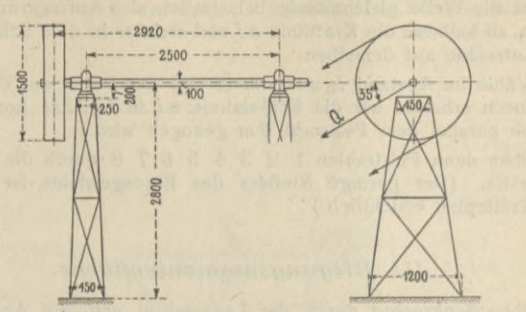
Es kommt hier auf die Art der Lagerung an, ob die Hauptkraft Q in der Mitte des Ständers oder seitlich abgeführt wird.

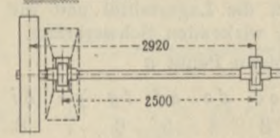
Nach obenstehenden 4 Anordnungen ist die für die Seitenwände in Betracht kommende Hauptkraft nach Gleich. 1—4 zu ermitteln.

Beispiel.

1557. Ständer aus Walzeisen.

Nachstehend gezeichneter Ständer dient als Lagerung für eine Transmission.





Gegeben ist:

Zu übertragende Leistung $N = 50$ PS,

Umdrehungen der Welle $n = 120$ i. d. Min.,

Durchmesser der Riemscheibe $D = 1500$ mm.

Ferner wurden ermittelt: §

Wellendurchmesser $d = 100$ mm *60b*

Riemenbreite $= 270$ „ *181a*

Umfangsgeschwindigkeit der Riemscheibe

$$U = \frac{1{,}5 \cdot \pi \cdot 120}{60} \sim 9{,}5 \text{ Mtr/Sek} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad \mathit{129}\ (1)$$

Nutzbare Riemenspannung

$$S = 75 \cdot \frac{N}{U} = 75 \cdot \frac{50}{9{,}5} \sim 400 \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (4)$$

Achsendruck $Q = 3\ S = 3 \cdot 400 = \mathbf{1200}$ kg *183p*

Die auftretenden Kräfte und Abmessungen der Eckpfosten und der Streben sowie die erforderliche Grösse des Fundamentes sind zu ermitteln. Hauptmaasse des Ständers sind in vorstehender Skizze angegeben. Der Neigungswinkel α für die Richtung des Treibriemens beträgt $\alpha = 35^0$.

Lösung zu dieser Aufgabe in 1558—1562.

Lösung zu Aufg. 1557.

1558. ***Zugkraft im Ständer.*** *Achsendruck $Q = 1200$ kg.*

Nach Gleich. 4, Aufg. 1556 erhalten wir:

$$\text{Zugkraft am Ständer} = Q \cdot \frac{l_1}{l_2} = 1200 \cdot \frac{2920}{2500} = \mathbf{1400} \text{ kg}.$$

Diese 1400 kg verteilen sich auf die beiden Seitenwände des Ständers, demnach jede Wand 700 kg.

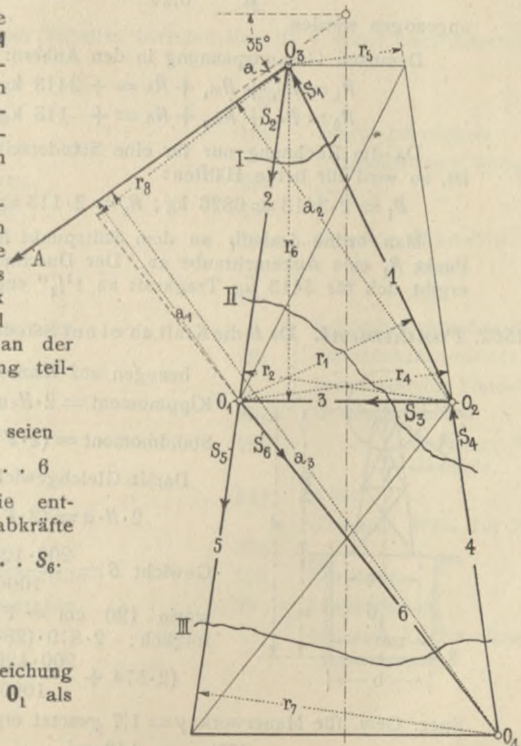
Um auch unvorhergesehene Fälle, z. B. zu starkes Anspannen des Riemens u. dergl. zu berücksichtigen, setzen wir

$$\text{Kraft } A = 1{,}4 \cdot 700 \sim \mathbf{1000} \text{ kg}.$$

1559. ***Berechnung der Stabkräfte.***

Man bringe die Kraft A unter Vernachlässigung des in praktischen Fällen kleinen Momentes $A \cdot a$ an der Systemspitze d. Eisenkonstruktion an und mache die Annahme, dass nur der stark gezeichnete Teil des Gerüstes an der Kraftübertragung teilnehme.

Die Stäbe seien mit 1, 2 . . . 6 bezeichnet, die entsprechenden Stabkräfte mit S_1, S_2 . . . S_6.

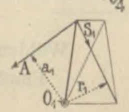


Schnitt I.

Momentengleichung in bezug auf O_1 als Pol:

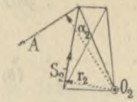
$$A \cdot a_1 + S_2 \cdot 0^* - S_1 \cdot r_1 = 0^*, \text{ demnach:}$$

$$S_1 = \frac{A \cdot a_1}{r_1} = 1000 \cdot \frac{48}{37} \sim 1300 \text{ kg} \quad . \quad . \quad (5)$$



*) Das Zeichen 0 bedeutet Null.

Lösung zu Aufg. 1557.

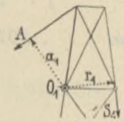


Momentengleichung in bezug auf O_2 als Pol:

$$A \cdot a_2 + S_2 \cdot r_2 + S_1 \cdot 0^* = 0^*, \text{ demnach:}$$

$$S_2 = -\frac{A \cdot a_2}{r_2} = -1000 \cdot \frac{72}{41} = -1750 \text{ kg} \quad (6)$$

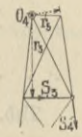
Schnitt II:



Momentengleichung bezüglich O_1 als Pol:

$$A \cdot a_1 + S_2 \cdot 0^* + S_3 \cdot 0^* - S_4 \cdot r_4 = 0^*, \text{ also}$$

$$S_4 = \frac{A \cdot a_1}{r_4} = 1000 \cdot \frac{48}{41} = 1170 \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

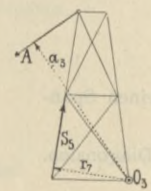


Momentengleichung bezüglich O_3 als Pol:

$$A \cdot 0^* + S_2 \cdot 0^* - S_4 \cdot r_5 - S_3 \cdot r_6 = 0^*, \text{ woraus:}$$

$$S_3 = \frac{-S_4 \cdot r_5}{r_6} = \frac{-1170 \cdot 22}{65} = \sim -400 \text{ kg} \quad . \quad (8)$$

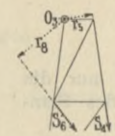
Schnitt III.



Momentengleichung auf Drehpunkt O_4:

$$A \cdot a_3 + S_5 \cdot r_7 + S_6 \cdot 0^* + S_4 \cdot 0^* = 0^*,$$

$$S_5 = \frac{-A \cdot a_3}{r_7} = \frac{-1000 \cdot 130}{59} = -2200 \text{ kg} \quad (9)$$



Momentengleichung bezogen auf Drehpunkt O_3:

$$A \cdot 0^* + S_5 \cdot 0^* + S_6 \cdot r_8 - S_4 \cdot r_5 = 0^*,$$

$$S_6 = \frac{S_4 \cdot r_5}{r_8} = 1170 \cdot \frac{22}{48} = 535 \text{ kg} \quad . \quad . \quad (10)$$

Wir haben demnach:

Grösste Spannung in den Eckpfosten $S_5 = -2200$ *kg.*

Grösste Diagonalspannung $S_1 = +1300$ *kg.*

Die positiven Vorzeichen bedeuten Zug (+),

" *negativen* " " *Druck* (—).

1560. ***Ermittlung der Stabquerschnitte.***

a) Eckpfosten.

Grösste Spannung = 2200 kg Druck (nach Gleich. 9).

Die Stäbe sind also auf Knickung bei einer Knicklänge $l = 132$ cm zu berechnen.

Lösung zu Aufg. 1557. §

Wählen wir Sicherheitsgrad $m = 6$, so ist 307a

Trägheitsmom. $J = \frac{P \cdot m \cdot l^2}{10\,E} = \mathbf{11{,}5}\ \text{cm}^4$ . . . . " (5)

Man wähle also Winkeleisen $60/60 \times 8$, das ein kleinstes Trägheitsmoment von 12,1 cm^4 und einen Querschnitt $F = 9$ qcm hat. Tab. Anh.

Druckbeanspruchung $\sigma = \frac{2200}{9} = \mathbf{245}$ kg/qcm . . 307b

b) Diagonalen.

Grösste Spannung = 1300 kg Zug (nach Gleich. 5).

Zulässige Zugbeanspruchung $k_z = 600$ kg/qcm . . . . . 39 (T 3)

Notwendiger Querschnitt $f = \frac{1300}{600} \sim 2{,}2$ qcm 40b (1)

Man wähle ∟ $30/30 \times 4$ mm nach . . . . . . Tab. Anh.

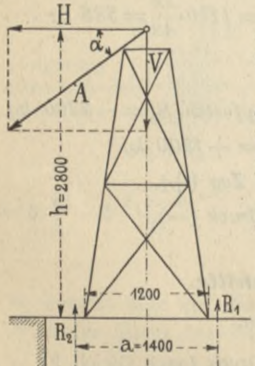
c) Horizontale.

Grösste Spannung = 800 kg Druck.

Die Rechnung ergibt bei der auftretenden kleinen Spannung konstruktiv unbrauchbare Werte.

Man wähle dieselben Winkeleisen wie für die Diagonalen.

1561. Fundamentanker zum Ständer.



Man betrachte wieder nur die meistbeanspruchte Hälfte des Ständers:

Zerlege die unter einem Winkel von 35^0 wirkende Kraft A in Vertikalkomponente $V = 574$ kg, Horizontalkomponente $H = 819$ kg.

Für die Berechnung der Fundamentanker kommen in Betracht:

1. die Vertikalkomponente $V = 574$ kg,
2. die Horizontalkomponente $H = 819$ kg,
3. das Moment $H \cdot h = 819 \cdot 280 = \mathbf{230000}$ kgcm.

Lösung zu Aufg. 1557.

Es treten nun folgende Einzelreaktionen auf:

infolge V ist $R_{v_1} = -\frac{V}{2} = -$ 287 kg; $R_{v_2} = -\frac{V}{2} = -287$ kg,

" $H \cdot h$ " $R_{m_1} = +\frac{H \cdot h}{a} = +1650$ " ; $R_{m_2} = -\frac{H \cdot h}{a} = -1650$ kg.

Die Horizontalkomponente H benötigt einen horizontalen Widerstand $W = H$, welcher durch den Reibungswiderstand zwischen Gerüst und Fundament hervorgerufen wird.

Um diesen in gewünschter Grösse hervorzurufen, müssen die Anker in beiden Reihen mit einer Spannung von

$$R_h = \frac{{}^1/_2\,H}{\mu} = \frac{410}{0{,}20} = 2050 \text{ kg}$$

angezogen werden.

Demnach Gesamtspannung in den Ankern:

$$R_1 = R_{v_1} + R_{m_1} + R_h = +\,3413 \text{ kg},$$
$$R_2 = R_{v_2} + R_{m_2} + R_h = +\ \ 113 \text{ kg}.$$

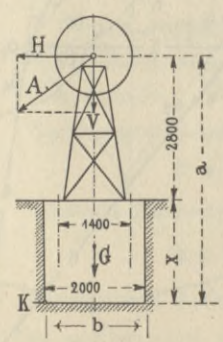
Da die Rechnung nur für eine Ständerseite durchgeführt ist, so wird für beide Hälften:

$$R_1 = 2 \cdot 3413 = 6826 \text{ kg}; \; R_2 = 2 \cdot 113 = 226 \text{ kg}.$$

Man ordne deshalb an dem Stützpunkt R_1 zwei und an Punkt R_2 eine Ankerschraube an. Der Durchmesser derselben ergibt sich für 3413 kg Tragkraft zu $1^1/_2$" engl. . Tab. 2 in 43b

1562. Fundament.

Da H die Kraft an einer Ständerseite, so wird:



bezogen auf Kante K

Kippmoment $= 2 \cdot H \cdot a$ . . . . . (11)

Standmoment $= (2 \cdot V + G) \cdot \frac{b}{2}$ . . . (12)

Damit Gleichgewicht herrscht ist:

$$2 \cdot H \cdot a = (2 \cdot V + G) \cdot \frac{b}{2}. \quad (13)$$

Gewicht $G = \frac{200 \cdot 120 \cdot x}{1000} \cdot \gamma$ in kg,

worin 120 cm = Fundamentbreite,

folglich: $2 \cdot 819 \cdot (280 + x) = \left(2 \cdot 574 + \frac{200 \cdot 120 \cdot x}{1000} \cdot \gamma\right) \cdot \frac{200}{2}$.

Spez. Gew. für Mauerwerk $\gamma = 1{,}7$ gesetzt ergibt demnach:

Höhe $x = 140$ cm.

Wählen wir 2fache Sicherheit gegen Kippen, so wird:

Fundamenthöhe $x \sim 280$ cm oder $b = 300$, $x = 200$ cm.

Anhang.

Gewichtstabellen.	Gewichte, Widerstandsm. u. Trägheitsm.	Normaltabellen.
Spezifische Gewichte.	⊥ hochstegig und breitfüssig.	Gusseiserne Flanschenröhren mit Tab.
Rund- und Quadrateisen.	⊏-Eisen und I-Eisen.	Zahl und Stärke der Schrauben für Röhren mit hohem Druck.
Flacheisen.	L-Eisen und Z-Eisen.	Nötige Schraubenentfernung.
Fein- und Grobbleche.	Säulen.	Whitworth'sches Gewinde.
Gusseiserne Kugeln.	Momente für den ○-Querschnitt.	

Ausser diesen Tabellen befinden sich im I. Band noch folgende, für den praktischen Gebrauch zusammengestellte Tabellen:

Ferner befinden sich im I. Band:
200 Normaltabellen von Maschinenteilen.

Specifische Gewichte.

a. Feste Körper (bezogen auf Wasser bei 4° Cels.).

Aluminium	2,7	Gold	19,3	Leder	0,85—1,05
Aluminiumbronce	7,7	Granit	2,5—3	Mennige	8,8
Antimon	6,7	Gusseisen	7,3	Messing, Neusilber	8,6
Asbest, nat.	2	Holz, trocken:		Nickel	9
Asbestpappe	1,2	a) Buche u. Esche	0,75	Platin	21,4
Asphalt	1,3	b) Ebenholz	1,25	Rotguss	8,7
Beton	2,4	c) Eiche	0,7—1,0	Silber	10,5
Bimsstein, nat.	0,4—0,9	d) Fichte	0,35—0,6	Stahl	8
Blei	11,4	e) Kief., Tanne	0,31—0,75	Schmiedeeisen	7,9
Bronze	7,4—8,9	f) Mahagoni	0,55—1,1	Weissmetall	7,3
Cement, gepulv.	1,7	g) Nussbaum	0,60—0,80	Ziegel	1,4—2,2
Deltametall	8,6	Kalk, gebr. 2,8, gelöscht	1,4	„ Klinker	1,5—2,3
Diamant	3,6	Kalkmörtel	1,7	Zink	7,1
Glas	2,7	Kupfer	8,8	Zinn	7,3

b. Flüssige Körper.

Aether 0° C	0,74	Oele ca. 16° C.	0,80—1,05	Salzsäure 15° C.	1,20
Ammoniak 0° C.	0,88	Quecksilber 0° C	13,6	Schwefelsäure 15° C.	1,80
Benzin 15° C.	0,70	Salpetersäure 15° C	1,52	Schwefl. Säure —20° C.	1,50

c. Gasförmige Körper (bei 0° C und 760 mm Quecksilbersäule)

bezogen auf Luft = 1.

Aetherdampf	2,59	Salzsäuregas	1,25	Stickstoff	0,97
Ammoniakgas	0,59	Sauerstoff	1,11	Wasserdampf	0,62
Kohlensäure	1,53	Schwefeldampf	6,62	Wasserstoffgas	0,069

d. Gewicht eines Kubikmeter verschiedener Körper.

Körper cbm	Wasser	Atmosph. Luft	Bruchsteine	Sandsteine	Ziegelsteine
	1000	1,29	2400	2000	1600 kg

e. Rundeisen und Quadrateisen.

Gewicht per laufende Mtr. in kg.

Stärke od. Durchm. mm	○ eisen	□ eisen	Stärke od. Durchm. mm	○ eisen	□ eisen	Stärke od. Durchm. mm	○ eisen	□ eisen	Stärke od. Durchm. mm	○ eisen	□ eisen
5	0,15	0,19	24	3,52	4,48	43	11,3	14,4	**110**	73,9	93,1
6	0,22	0,28	25	3,82	4,86	44	11,8	14,9	115	80,8	103
7	0,30	0,38	26	4,13	5,26	45	12,4	15,7	**120**	88,0	112
8	0,39	0,50	27	4,45	5,67	46	12,9	16,5	125	95,5	122
9	0,49	0,63	28	4,79	6,10	47	13,5	17,2	**130**	103	131
10	0,61	0,78	29	5,14	6,54	48	14,1	17,9	135	111	142
11	0,74	0,93	**30**	5,50	7,00	49	14,7	18,7	**140**	120	152
12	0,88	1,12	31	5,87	7,48	**50**	15,3	19,4	145	128	164
13	1,03	1,31	32	6,26	7,97	55	18,5	23,3	**150**	137	175
14	1,20	1,52	33	6,65	8,38	**60**	22,0	28,0	155	147	187
15	1,37	1,75	34	7,06	8,99	65	25,8	32,9	**160**	156	199
16	1,56	1,99	35	7,48	9,53	**70**	29,9	38,1	165	166	210
17	1,77	2,25	36	7,92	10,1	75	34,4	43,8	**170**	176	225
18	1,98	2,52	37	8,36	10,6	**80**	39,1	49,8	175	187	238
19	2,21	2,81	38	8,82	11,2	85	44,1	56,2	**180**	198	252
20	2,44	3,11	39	9,29	11,8	**90**	49,5	63,0	185	209	266
21	2,69	3,42	**40**	9,78	12,4	95	55,1	70,2	**190**	221	281
22	2,96	3,78	41	10,3	13,1	**100**	61,1	77,8	195	232	296
23	3,23	4,12	42	10,8	13,7	105	67,4	85,5	**200**	244	311

f. Flacheisen, Gewicht pro laufenden Mtr. in kg.

Dicke in mm	Breite in mm: 10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	Dicke in mm
4	0,31	0,47	0,62	0,78	0,93	1,09	1,25	1,40	1,56	1,71	1,87	2,02	2,18	2,34	2,49	2,65	2,80	2,96	3,12	4
5	0,39	0,58	0,79	0,97	1,17	1,36	1,56	1,75	1,95	2,14	2,34	2,53	2,73	2,92	3,12	3,31	3,51	3,70	3,89	5
6	0,47	0,70	0,93	1,17	1,40	1,64	1,87	2,10	2,34	2,57	2,80	3,04	3,27	3,51	3,74	3,97	4,21	4,44	4,67	6
7	0,54	0,82	1,09	1,36	1,64	1,91	2,18	2,45	2,73	3,00	3,27	3,54	3,82	4,09	4,36	4,63	4,91	5,18	5,45	7
8	0,62	0,93	1,25	1,56	1,87	2,18	2,49	2,80	3,12	3,43	3,74	4,05	4,36	4,67	4,99	5,30	5,61	5,92	6,23	8
9	0,70	1,05	1,40	1,75	2,10	2,45	2,80	3,15	3,51	3,86	4,21	4,56	4,91	5,26	5,61	5,96	6,31	6,66	7,01	9
10	0,78	1,17	1,56	1,95	2,34	2,73	3,12	3,51	3,89	4,28	4,67	5,06	5,45	5,84	6,23	6,62	7,00	7,40	7,79	**10**
11	0,86	1,28	1,71	2,14	2,57	3,00	3,43	3,86	4,28	4,71	5,14	5,57	6,00	6,43	6,85	7,28	7,71	8,14	8,57	11
12	0,93	1,40	1,87	2,33	2,80	3,27	3,74	4,21	4,67	5,14	5,61	6,08	6,54	7,01	7,48	7,95	8,41	8,88	9,35	12
13	1,01	1,52	2,02	2,53	3,04	3,54	4,05	4,56	5,06	5,57	6,08	6,58	7,09	7,59	8,10	8,61	9,11	9,62	10,1	13
14	1,09	1,64	2,18	2,73	3,27	3,82	4,36	4,91	5,45	6,00	6,54	7,09	7,63	8,18	8,72	9,27	9,81	10,4	10,9	14
15	1,17	1,75	2,34	2,92	3,51	4,09	4,67	5,26	5,84	6,42	7,01	7,59	8,18	8,76	9,35	9,93	10,5	11,1	11,7	15
16	1,25	1,87	2,49	3,12	3,74	4,36	4,99	5,61	6,23	6,85	7,48	8,10	8,72	9,35	9,97	10,6	11,2	11,8	12,5	16
17	1,32	1,99	2,65	3,31	3,97	4,64	5,30	5,96	6,62	7,28	7,95	8,61	9,27	9,93	10,6	11,3	11,9	12,6	13,2	17
18	1,40	2,10	2,80	3,51	4,21	4,91	5,61	6,31	7,01	7,71	8,41	9,11	9,81	10,5	11,2	11,9	12,6	13,3	14,0	18
19	1,48	2,22	2,96	3,70	4,44	5,18	5,92	6,66	7,40	8,14	8,88	9,62	10,4	11,1	11,8	12,6	13,3	14,1	14,8	19
20	1,56	2,34	3,12	3,89	4,67	5,45	6,23	7,01	7,79	8,57	9,3	10,1	10,9	11,7	12,5	13,2	14,0	14,8	15,6	**20**
21	1,64	2,45	3,27	4,09	4,91	5,73	6,54	7,36	8,18	9,00	9,8	10,6	11,4	12,3	13,1	13,9	14,7	15,5	16,4	21
22	1,71	2,57	3,43	4,28	5,14	6,00	6,85	7,71	8,57	9,43	10,3	11,1	12,0	12,9	13,7	14,6	15,4	16,3	17,1	22
23	1,79	2,69	3,58	4,48	5,38	6,27	7,17	8,06	8,96	9,85	10,7	11,6	12,5	13,4	14,3	15,2	16,1	17,0	17,9	23
24	1,87	2,80	3,74	4,67	5,61	6,54	7,48	8,41	9,35	10,3	11,2	12,1	13,1	14,0	15,0	15,9	16,8	17,8	18,7	24
25	1,95	2,92	3,89	4,87	5,84	6,82	7,79	8,76	9,74	10,7	11,7	12,7	13,6	14,6	15,6	16,5	17,5	18,5	19,5	25
26	2,02	3,04	4,05	5,06	6,08	7,09	8,10	9,11	10,1	11,1	12,1	13,2	14,2	15,2	16,2	17,2	18,2	19,2	20,2	26
27	2,10	3,15	4,21	5,26	6,31	7,36	8,41	9,46	10,6	11,6	12,6	13,7	14,7	15,8	16,8	17,9	18,9	20,0	21,0	27
28	2,18	3,27	4,42	5,45	6,54	7,63	8,72	9,81	10,9	12,0	13,1	14,2	15,3	16,4	17,4	18,5	19,6	20,7	21,8	28
29	2,26	3,39	4,52	5,65	6,78	7,91	9,04	10,2	11,3	12,4	13,5	14,7	15,8	16,9	18,1	19,2	20,3	21,5	22,6	29
30	2,34	3,51	4,67	5,84	7,01	8,18	9,35	10,5	11,7	12,9	14,0	15,2	16,4	17,5	18,7	19,9	21,0	22,2	23,4	**30**
35	2,73	4,09	5,45	6,82	8,18	9,54	10,9	12,3	13,6	15,0	16,4	17,7	19,1	20,4	21,8	23,2	24,5	25,9	27,3	35
40	3,12	4,67	6,23	7,79	9,35	10,9	12,5	14,0	15,6	17,1	18,7	20,2	21,8	23,4	24,9	26,5	28,0	29,6	31,2	40
45	3,51	5,26	7,01	8,76	10,5	12,3	14,0	15,8	17,5	19,3	21,0	22,8	24,5	26,3	28,0	29,8	31,5	33,3	35,1	45
50	3,89	5,84	7,79	9,74	11,7	13,6	15,6	17,5	19,5	21,4	23,4	25,3	27,3	29,2	31,2	33,1	35,1	37,0	38,9	**50**

g. Feinbleche.

Dicke in mm		1/2	3/4	1	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5
Flusseisen	wiegt pro qm	4	6	8	12	16	20	24	32	40 kg
Kupfer u. Messing	„ „ „	4,3	6,4	8,6	13	17	21	26	34	43 „
Zink	„ „ „	3,5	5,2	7,3	11	14,6	18	22	29	37 „
Blei	„ „ „	5,8	8,5	11	17	23	29	35	46	58 „

h. Grobbleche. (Flusseisen.)

Dicke in mm	6	7	8	9	10	11	12
Gewicht pro qm	47	55	62	70	78	86	94 kg
Dicke in mm	13	14	15	16	17	18	19
Gewicht pro qm	102	110	117	125	133	140	148 kg
Dicke in mm	20	21	22	23	24	25	26
Gewicht pro qm	156	164	172	180	188	195	203 kg

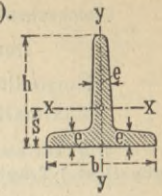
i. Gewichte von gusseisernen Kugeln (spez. Gewicht 7,3).

d in cm	kg	*d* in cm	kg	*d* in cm	kg	*d* in cm	kg
2	0,03	6	0,81	10	3,79	27,5	79
2,5	0,06	6,5	1,04	11	5,04	30	102
3	0,10	7	1,30	12,5	7,4	32,5	130
3,5	0,16	7,5	1,60	15	12,8	35	164
4	0,24	8	1,94	17,5	20,3	37,5	202
4,5	0,34	8,5	2,32	20	30,3	40	245
5	0,47	9	2,76	22,5	43	45	348
5,5	0,63	9,5	3,30	25	59	50	478

Es wiegen Kugeln aus Schmiedeeisen oder Stahl das 1,07 fache, aus Rotguss das 1,19 fache, aus Kupfer das 1,2 fache, aus Blei das 1,56 fache, aus Holz das 0,08—0,1 fache der obigen Werte.

k. Hochstegige ⊥-Eisen (Deutsche Normalprofile).

Normallängen = 4 bis 8 Mtr.,
Maximallänge = 12 Mtr.

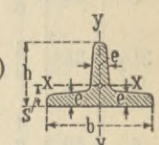


Die letzte Spalte zeigt das kleinste (ungünstigste) Trägheitsmoment für Zerknickung.

Normal-Profil No.	Höhe *h* mm	Breite *b* mm	Steg *e* mm	*Gewicht pro Mtr. in kg*	Querschnitt *F* qcm	Schwerpunktabstand *s* cm	$J = W\cdot(h-s)$ *W**) cm³	$J = W\cdot h$ *W**) cm³	*J**) cm⁴
2/2	20	20	3	*0,9*	1,12	0,58	0,27	0,76	0,20
3/3	30	30	4	*1,8*	2,26	0,85	0,8	2,24	0,87
4/4	40	40	5	*2,9*	3,77	1,12	1,84	5	2,58
5/5	50	50	6	*4,4*	5,66	1,39	3,36	9,2	6,06
6/6	60	60	7	*6,2*	7,94	1,66	5,48	15	12,2
7/7	70	70	8	*8,3*	10,6	1,94	8,79	24	22,1
8/8	80	80	9	*10,6*	13,6	2,22	12,8	35	37
9/9	90	90	10	*13*	17,1	2,48	18,2	50	58,5
10/10	100	100	11	*16*	20,9	2,74	24,6	75	88,3
12/12	120	120	13	*23*	29,6	3,28	42	114	178
14/14	140	140	15	*31*	39,9	3,80	65	177	330

l. Breitfüssige ⊥-Eisen. (Deutsche Normalprofile.)

Normallängen = 4 bis 8 Mtr.,
Maximallänge = 12 Mtr.



Normal-Profil No.	Höhe *h* mm	Breite *b* mm	Steg *e* mm	*Gewicht pro Mtr. in kg*	Querschnitt *F* qcm	Schwerpunktabstand *s* cm	$J = W\cdot(h-s)$ *W**) cm³	$J = W\frac{b}{2}$ *W**) cm³	*J**) cm⁴
6/3	30	60	5,5	*3,6*	4,64	0,67	1,1	2,87	2,58
7/3 1/2	35	70	6	*4,6*	5,94	0,77	1,65	4,32	4,49
8/4	40	80	7	*6,2*	7,9	0,88	2,5	7,13	7,81
9/4 1/2	45	90	8	*7,9*	10,2	1	3,64	10,2	12,7
10/5	50	100	8,5	*9,4*	12	1,1	4,78	13,5	18,7
12/6	60	120	10	*13*	17	1,3	8,1	22,8	38
14/7	70	140	11,5	*18*	23	1,5	12,6	36,9	69
16/8	80	160	13	*23*	29	1,7	18,6	52,8	117
18/9	90	180	14,5	*29*	37	1,9	26	74,4	185
20/10	100	200	16	*35*	45	2,1	35	100	277

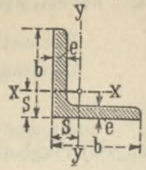
*) Es ist einzusetzen:
J aus der letzten Spalte bei Zerknickung nach § 40 d,
J aus *W* gerechnet bei Berechnung der Einsenkung *f* nach § 40 k.

Gleichschenkelige Winkeleisen.

Deutsche Normalprofile.

Normallängen = 4 bis 8 Mtr.,

Maximallänge = 12 Mtr.



Die vorletzte Spalte zeigt das kleinste (ungünstigste) Trägheitsmoment für Zerknickung.

Normal-Profil No.	Breite b mm	Dicke e mm	Gewicht pro Mtr. kg	Querschnitt F mm	Schwerpunktabstand s mm	W cm³	W cm³	J cm⁴	J cm⁴
1½	15	3	*0,64*	0,82	0,48	0,15	W doppelt so gross wie bei einfachen L-Eisen.	0,06	1,33
		4	*0,82*	1,05	0,51	0,19		0,08	1 84
2	20	3	*0,87*	1,12	0,6	0,28		0,15	3,14
		4	*1,13*	1,45	0,64	0,35		0,19	4,29
2½	25	3	*1,11*	1,42	0,73	0,45		0,31	6,14
		4	*1,44*	1,85	0,76	0,58		0,4	8,32
3	30	4	*1,8*	2,27	0,89	0,86		0,76	14,2
		6	*2,5*	3,27	0,96	1,22		1,06	21,9
3½	35	4	*2,1*	2,67	1	1,18		1.24	22.5
		6	*3*	3,87	1,08	1,71		1,77	34,6
4	40	4	*2,4*	3,08	1,12	1,55		1,86	33,3
		6	*3,5*	4,48	1,2	2,26		2,67	51,1
		8	*4,5*	5,8	1,28	2,9		3,38	69,5
4½	45	5	*3,4*	4,3	1,28	2,43		3,25	59,5
		7	*4,6*	5,86	1,36	3,31		4,39	85,0
		9	*5,7*	7,34	1,44	4,12		5,40	111
5	50	5	*3,7*	4,8	1,4	3,05		4,59	81.7
		7	*5,1*	6,56	1,49	4,15		6,02	116
		9	*6,4*	8,24	1,56	5,2		7,67	152
5½	55	6	*4,9*	6,31	1,56	4,4		7,24	131
		8	*6,4*	8,23	1,64	5,72		9,35	177
		10	*7,8*	10	1,72	7		11,3	224
6	60	6	*5,4*	6,9	1,69	5,28		9,43	170
		8	*7*	9	1,77	6,9		12,1	230
		10	*8,6*	11	1,85	8,4		14,6	291
6½	65	7	*6,8*	8,7	1,85	7,2		13,8	252
		9	*8,6*	11	1,93	9		17,2	329
		11	*10,3*	13,2	2	10,8		20,7	406

Normal-Profil No.	Breite b mm	Dicke e mm	Gewicht pro Mtr. kg	Querschnitt F qcm	Schwerpunktabstand s cm	W cm³	W cm³	J cm⁴	J cm⁴
7	70	7	*7,3*	9,4	1,97	8,4	W doppelt so gross als beim einfachen L-Eisen.	17,6	315
		9	*9,3*	12	2,05	10,6		22	410
		11	*11,1*	14,3	2,13	12,7		26	506
7½	75	8	*8,9*	11,5	2,13	11		24,4	444
		10	*11*	14	2,2	13,5		29,8	561
		12	*13*	16,7	2,3	16		34,7	679
8	80	8	*9,6*	12,3	2,26	12,6		29,6	539
		10	*11,8*	15	2,34	15,5		35,9	680
		12	*14*	18	2,41	18,3		43	823
9	90	9	*12*	15,5	2 54	18		47,8	863
		11	*14,6*	18,7	2 62	21,6		57,1	1064
		13	*17*	22	2,7	25		65,9	1268
10	100	10	*15*	19,2	2,82	25		73.3	1317
		12	*17,7*	22,7	2,9	29		86,2	1593
		14	*20,4*	26,2	2,98	34		98,3	1871
11	110	10	*16,5*	21,2	3,07	30		98,6	1753
		12	*19,6*	25	3,15	36		116	2118
		14	*22,6*	29	3,21	41		133	2486
12	120	11	*19,8*	25,4	3,36	39		140	2505
		13	*23,2*	29,7	3,44	46		162	2979
		15	*26,5*	34	3,5	53		186	3456
13	130	12	*23,4*	30	3,64	50		194	3476
		14	*27*	34,7	3,72	58		223	4079
		16	*30,6*	39,3	3,8	66		251	4685
14	140	13	*27,3*	35	3,92	64		262	4702
		15	*31.2*	40	4	72		298	5454
		17	*35*	45	4,08	81		334	6215
15	150	14	*31,4*	40,3	4,2	78		347	6235
		16	*35,7*	45,7	4,3	89		391	7160
		18	*40*	51	4,4	99		438	8091
16	160	15	*36*	46	4,5	96		453	8110
		17	*40*	51,8	4,6	108		506	9232
		19	*45*	57,5	4,7	118		558	10362

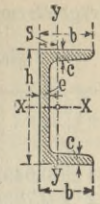
Es ist zu setzen:

J aus den beiden letzten Spalten bei Zerknickung nach § 40 d.

$J = W \cdot (b - s)$ bei Berechnung der Einsenkung f nach § 40 k.

⊏-Eisen. Deutsche Normalprofile.

Normallängen = 4 bis 8 Mtr.,
Maximallänge = 12 Mtr.



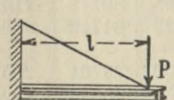
Die Querschnittform der letzten Rubrik kommt in Betracht für Säulen und für Ausleger, welche auf Zerknickun beansprucht werden. Bei dem angegebenen Lichtmaass a wird das Trägheitsmoment der x Achse gleich dem Trägheitsmoment der y Achse.

Normal-Profil No.	Höhe h mm	Breite b mm	Steg e mm	Flansch c mm	*Gewicht pro Mtr.* kg	Querschnitt F qcm	Schwerpunktabstand s cm	$J = W \cdot \frac{h}{2}$ W cm³	W cm³	J cm⁴	J cm⁴	a cm
3	30	33	5	7	*4,2*	5,44	1,31	4,3	8,6	5,3	12,8	—
4	40	35	5	7	*4,9*	6,2	1.33	7	14	6,7	28,2	—
5	50	38	5	7	*5,6*	7,12	1,37	10,6	*W* doppelt so gross wie bei einfachen ⊏-Eisen.	9,1	52,8	0,38
6,5	65	42	5,5	7,5	*7*	9	1,42	17,7		14	115	1,54
8	80	45	6	8	*8,6*	11	1,45	26,5		19	212	2 72
10	100	50	6	8,5	*11*	13,5	1,55	41		29	412	4,14
12	120	55	7	9	*13*	17	1,6	61		43	728	5,5
14	140	60	7	10	*16*	20,4	1,75	86		63	1210	6,82
16	160	65	7,5	10,5	*19*	24	1,84	116		85	1850	8,16
18	180	70	8	11	*22*	28	1,92	150		114	2708	9,48
20	200	75	8,5	11,5	*25*	32,2	2	191		148	3822	10,8
22	220	80	9	12,5	*29*	37,4	2.14	245		197	5380	12,2
24	240	85	9,5	13	*33*	42,3	2.23	300		248	7196	13,3
26	260	90	10	14	*38*	48,3	2,36	371		317	9646	14.6
28	280	95	10	15	*42*	53,3	2,53	450		399	12552	15,9
30	300	100	10	16	*46*	59	2,7	535		495	16052	17,2

Es ist zu setzen:

J aus den beiden letzten Spalten bei Zerknickung nach § 40 d,

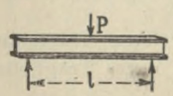
$J = W \cdot \frac{h}{2}$ bei Berechnung der Einsenkung f nach § 40 k.



Beispiel zur ⊏-Eisentab. Ein Ausleger aus 2][-Eisen, NP 6,5, ist auf Zerknickung zu berechnen.

Wählen wir nach obiger Tabelle, letzte Spalte, $a = 1,54$ cm lichten Abstand, so ist zu setzen:

$$J = 115 \text{ cm}^4.$$



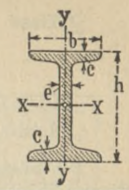
Beispiel zur I-Eisentab. Ein I-Eisen, NP 25, sei nach nebenstehender Figur belastet, so bestimmen wir das Biegungsmoment nach § 40 k und entnehmen der Tabelle nächste Spalte:

Widerstandsmoment $W = 396$ cm³.

Soll für diesen Träger die Einsenkung f nach § 40 k berechnet werden, so wäre $J = W \cdot \frac{h}{2} = 396 \cdot 12,5 = 4950$ cm⁴ einzusetzen.

I-Eisen. (Deutsche Normalprofile.)

Normallängen = 4 bis 10 Mtr.,
Maximallänge = 14 Mtr.



Die letzte Spalte giebt das kleinste (ungünstigste) Trägheitsmoment für Zerknickungen.

Normal-Profil No.	Höhe h mm	Breite b mm	Steg e mm	Flansch c mm	*Gewicht pro Mtr.* kg	Querschnitt F qcm	W*) cm³	J*) cm⁴
8	80	42	3,9	5,9	*5.9*	7,57	19,4	6.3
9	90	46	4,2	6,3	*7*	9	26	8,8
10	100	50	4.5	6,8	*8.3*	10,6	34	12,2
11	110	54	4.8	7,2	*9 6*	12,3	43,3	16,2
12	120	58	5,1	7,7	*11*	14.2	54.5	21,4
13	130	62	5,4	8,1	*12.6*	16	67	27.4
14	140	66	5,7	8,6	*14,2*	18,2	81,7	35,2
15	150	70	6	9	*16*	20,4	98	43,7
16	160	74	6,8	9,5	*18*	22,8	117	54,5
17	170	78	6,6	9,9	*20*	25,2	137	66,5
18	180	82	6,9	10,4	*22*	28	161	81,3
19	190	86	7,2	10,8	*24*	30,5	185	97,2
20	200	90	7.5	11,3	*26*	33,4	214	117
21	210	94	7,8	11,7	*28*	36.3	244	137
22	220	98	8,1	12,2	*31*	39,5	278	163
23	230	102	8,4	12 6	*33*	42,6	314	188
24	240	106	8,7	13,1	*36*	46	353	220
25	250	110	9	13,6	*39*	49,7	396	255
26	260	113	9 4	14,1	*42*	53,3	441	287
27	270	116	9,7	14,7	*44*	57	491	325
28	280	119	10,1	15,2	*48*	61	541	363
29	290	122	10,4	15,7	*51*	64,8	594	403
30	300	125	10.8	16.2	*54*	69	652	449
32	320	131	11,5	17,3	*61*	77.7	781	554
34	340	137	12,2	18 3	*68*	86,7	922	672
36	360	143	13	19,5	*76*	97	1088	817
38	380	149	13,7	20,5	*83*	107	1262	972
40	400	155	14,4	21.6	*92*	118	1459	1160
42.5	425	163	15,3	23	*103*	132	1739	1433
45	450	170	16.2	24.3	*115*	147	2040	1722
47,5	475	178	17,1	25,6	*127*	163	2375	2084
50	500	185	18	27	*140*	179	2750	2470
55	550	200	19	30	*166*	212	3602	3486

*) Es ist zu setzen:

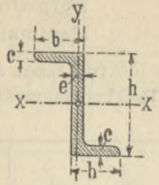
J aus der letzten Spalte bei Zerknickung nach § 40 d,

$J = W \cdot \frac{h}{2}$ bei Berechnung der Einsenkung f nach § 40 k.

Z-Eisen (Deutsche Normalprofile).

Normallängen = 4 bis 8 Mtr.,
Maximallänge = 12 Mtr.

Die letzte Spalte zeigt das **kleinste** (ungünstigste) Trägheitsmoment für Zerknickung.



Normal-Profil No.	Höhe h mm	Breite b mm	Steg e mm	Flansch c mm	*Gewicht pro Mtr.* *kg*	Querschnitt F qcm	W cm³	J cm⁴
3	30	38	4	4,5	*3,37*	4,32	3,98	1,54
4	40	40	4,5	5	*4,23*	5,43	6,74	3,05
5	50	43	5	5,5	*5 28*	6,77	10,5	5,23
6	60	45	5	6	*6,17*	7,9	14,9	7,60
8	80	50	6	7	*8,67*	11	27,3	14,7
10	100	55	6,5	8	*11,3*	14,5	44,4	24,6
12	120	60	7	9	*14,2*	18,2	67	37,7
14	140	65	8	10	*17,9*	23	95,2	56,4
16	160	70	8,5	11	*21,5*	27,5	132	79,5
18	180	75	9,5	12	*26*	33,3	178	110
20	200	80	10	13	*30*	38,7	230	147

Gusseiserne Säulen.

Annäherungswerte für Gewichte mit Kopf und Fuss.

Aeusserer Durchm. . . .		100	125	150	175	200	225	250	300	mm
Wandstärke		12	13	15	16	18	20	25	30	„
Gewicht bei einer **Höhe** von	2 Mtr. =	80	120	175	225	280	320	460	660	kg
	3 „ =	110	170	230	300	360	420	600	870	„
	4 „ =	140	225	290	370	460	520	750	1050	„
	5 „ =	170	270	350	440	550	630	900	1300	„
	6 „ =	200	320	400	500	640	720	1050	1500	„

Berechnung der Säulen nach § 307 a.

Trägheitsmom. $J=\frac{\pi}{64}d^4 \sim 0{,}05\,d^4$ **u. Widerstandsmom.** $W=\frac{\pi}{32}d^3 \sim 0{,}1\,d^3$

des **kreisförmigen** Querschnittes bezogen auf den Durchm. d.

d	J	W	d	J	W	d	J	W
1	0,0491	0,0982	35	73662	4209	69	1112660	32251
2	0,7854	0,7854	36	82448	4580			
3	3,976	2,651	37	91998	4973	70	1178588	33674
4	12,57	6,283	38	102354	5387	71	1247393	35138
5	30,68	12,27	39	113561	5824	72	1319167	36644
6	63,62	21,21				73	1393995	38192
7	117,9	33,67	40	125664	6283	74	1471963	39783
8	201,1	50,27	41	138709	6766	75	1553156	41417
9	322,1	71,57	42	152745	7274	76	1637662	43096
			43	167820	7806	77	1725571	44820
10	490,9	98,17	44	183984	8363	78	1816972	46589
11	718,7	130,7	45	201289	8946	79	1911967	48404
12	1018	169,6	46	219787	9556			
13	1402	215,7	47	239531	10193	80	2010619	50265
14	1886	269,4	48	260576	10857	81	2113051	52174
15	2485	331,3	49	282979	11550	82	2219347	54130
16	3217	402,1				83	2329605	56135
17	4100	482,3	50	306796	12272	84	2443920	58189
18	5153	572,6	51	332086	13023	85	2562392	60292
19	6397	673,4	52	358908	13804	86	2685120	62445
			53	387323	14616	87	2812205	64648
20	7854	785,4	54	417393	15459	88	2943748	66903
21	9547	909,2	55	449180	16334	89	3079853	69210
22	11499	1045	56	482750	17241			
23	13737	1194	57	518166	18181	90	3220623	71569
24	16286	1357	58	555497	19155	91	3366165	73982
25	19175	1534	59	594810	20163	92	3516586	76448
26	22432	1726				93	3671992	78968
27	26087	1932	60	636172	21206	94	3832492	81542
28	30172	2155	61	679651	22284	95	3998198	84173
29	34719	2394	62	725332	23398	96	4169220	86859
			63	773272	24548	97	4345671	89601
30	39761	2651	64	823550	25736	98	4527664	92401
31	45333	2925	65	876[illegible]40	26961	99	4715315	95259
32	51472	3217	66	931420	28225	100	4908738	98175
33	58214	3528	67	989166	29527			
34	65597	3859	68	1049556	30869			

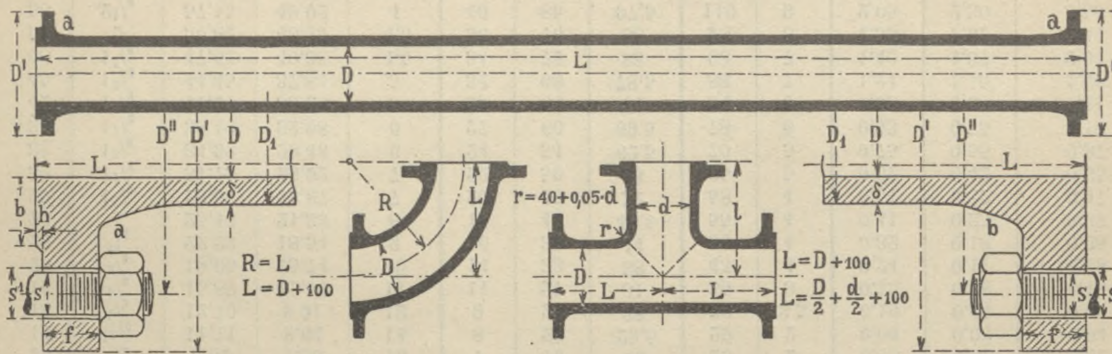
Polares Widerstandsmoment W_p } sind doppelt so gross (vergl.
Polares Trägheitsmoment J_p } § 39, Tab. 9).

Beispiel: Welle $d = 28$ cm Durchmesser. Hierfür ergibt obige Tabelle:

Bei Berechnung auf Biegung: $W = 2155$ cm³,

„ „ „ Drehung: $W_p = 2 \cdot 2155 = 4310$ cm³.

Normalien gusseiserner Flanschenröhren.



Bemerkungen.

Die Röhren entsprechen den Vorschriften der von den Vereinen deutscher Ingenieure und Gas- und Wasserfachmänner aufgestellten Normal-Tabelle, haben indefs zum Theil wesentlich gröfsere Baulängen. Dieselben werden aufrecht stehend geformt, nahtfrei in geschwärzten und getrockneten Formen aus Cupolöfen gegossen, auf der Hütte auf 20 Atm. geprüft und, falls besonders gewünscht, nach dem Dr. Angus Smith'schen Verfahren innen und aufsen asphaltirt.

Für Leitungen bei ganz besonderen Beanspruchungen durch hohen Druck oder Temperaturdifferenzen, Stöfse, Spannungen, wie bei Wasserhaltungssteigeröhren für Bergwerke etc. liefern wir die Röhren mit entsprechend gröfseren Wandstärken und auf den doppelten bis dreifachen Arbeitsdruck probirt. Bei Wandverstärkungen ist der äufsere Durchmesser feststehend und der innere Durchmesser wird um so viel verengt, als die Wandungen stärker werden. Die Flanschen werden abgedreht und die Schraubenlöcher gebohrt. Für die Schraubenlöcher der Formstücke gilt die Regel, dafs sich in der Vertical-Ebene keine Löcher befinden. Die Baulänge der Schieber ist D + 200. Aufser den Formstücken K und T liefern wir auch Kreuz- (┼) Stücke von derselben Schenkellänge und dem 1,3 fachen Gewicht der T-Stücke.

Schalker Gruben- und Hüttenverein, Gelsenkirchen.

Abmessungen (mm)														Gewichte (kg)			Formstücke			
Lichter Rohr-Durchm.	Normal-Wand-stärke	Aeufserer Rohr-Durchm.	Flanschen		Loch-kreis-durchm.	Dichtungsleist.		Schrauben				Schraub-loch-durchm.	Uebliche Bau-länge	einer Flansche	incl. Flanschen		Lichter Rohr-durchm.	Schenkel-länge	Gewichte (kg)	
			Durch-messer	Dicke		Breite	Höhe	Zahl	Stärke		Länge				pro Rohr	pro Meter				
D	δ	D_1	D'	f	D''	b	h	A	S	Zoll engl.	l	S^1	L m		ca.	ca.	D	L	K Stücke ca.	T Stücke ca.
																				d = D
40	8	56	140	18	110	25	3	4	13	1/2	70	15	2	1,89	22	11	40	140	7	9
50	8	66	160	18	125	25	3	4	16	5/8	75	18	2	2,41	26	13	50	150	8,5	14
60	8,5	77	175	19	135	25	3	4	16	5/8	75	18	2	2,96	33	16,5	60	160	11	18
70	8,5	87	185	19	145	25	3	4	16	5/8	75	18	3	3,21	52,5	17,5	70	170	13	21
80	9	98	200	20	160	25	3	4	16	5/8	75	18	3	3,84	63	21	80	180	15,5	25
90	9	108	215	20	170	25	3	4	16	5/8	75	18	3	4,37	70,5	23,5	90	190	18	28,5
100	9	118	230	20	180	28	3	4	19	3/4	85	21	3	4,96	78	26	100	200	20	33
125	9,5	144	260	21	210	28	3	4	19	3/4	85	21	3	6,26	100,5	33,5	125	225	28	43
150	10	170	290	22	240	28	3	6	19	3/4	85	21	3	7,69	126	42	150	250	36	57
175	10,5	196	320	22	270	30	3	6	19	3/4	85	21	3	8,96	151,5	50,5	175	275	45	72
200	11	222	350	23	300	30	3	6	19	3/4	85	21	3 oder 4	10,71	180 232,5	60 58	200	300	55	90
225	11,5	248	370	23	320	30	3	6	19	3/4	85	21	3 oder 4	11,02	208 270	69 67,5	225	325	65	104
250	12	274	400	24	350	30	3	8	19	3/4	100	21	3 oder 4	12,98	241 312	80 78	250	350	80	127
275	12,5	300	425	25	375	30	3	8	19	3/4	100	21	3 oder 4	14,41	274 356	91,5 89	275	375	94	147
300	13	326	450	25	400	30	3	8	19	3/4	100	21	3 oder 4	15,32	309 401	103 100	300	400	108	172
325	13,5	352	490	26	435	35	4	10	22,5	7/8	105	25	4	19,48	456	114	325	425	131	210
350	14	378	520	26	465	35	4	10	22,5	7/8	105	25	4	21,29	508	127	350	450	150	241
375	14	403	550	27	495	35	4	10	22,5	7/8	105	25	4	24,29	544	136	375	475	174	272
400	14,5	429	575	27	520	35	4	10	22,5	7/8	105	25	4	25,44	600	150	400	500	191	307
425	14,5	454	600	28	545	35	4	12	22,5	7/8	105	25	4	27,64	636	159	425	525	210	336
450	15	480	630	28	570	35	4	12	22,5	7/8	105	25	4	29,89	700	175	450	550	237	380
475	15,5	506	655	29	600	40	4	12	22,5	7/8	105	25	4	32,41	760	190	475	575	265	425
500	16	532	680	30	625	40	4	12	22,5	7/8	105	25	4	34,69	820	205	500	600	295	475
550	16,5	583	740	33	675	40	5	14	26	1	120	28,5	4	44,28	940	235	550	650	368	590
600	17	634	790	33	725	40	5	16	26	1	120	28,5	4	47,41	1052	263	600	700	430	690
650	18	686	840	33	775	40	5	18	26	1	120	28,5	4	50,13	1196	299	650	750	508	815
700	19	738	900	33	830	40	5	18	26	1	120	28,5	4	56,50	1360	340	700	800	604	970
750	20	790	950	33	880	40	5	20	26	1	120	28,5	4	59,81	1524	381	750	850	864	1135

Zahl und Stärke der Schrauben *)

für Röhren mit hohem Druck.

Lichter Rohr-durchm.	Druck in Atm.													
	7 **)		10		15		20		40		60		80	
mm	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.	Zahl	Dm.
40	4	1/2	4	1/2	4	1/2	6	1/2	6	5/8	6	5/8	6	3/4
50	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	5/8	6	5/8	6	3/4
60	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	3/4	8	3/4	8	3/4
70	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	5/8	6	3/4	8	3/4	8	7/8
80	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	3/4	8	3/4	10	3/4	10	7/8
90	4	5/8	4	5/8	4	5/8	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	7/8
100	4	3/4	4	3/4	4	3/4	6	3/4	8	3/4	10	7/8	14	1
125	4	3/4	4	3/4	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	1	16	1
150	6	3/4	6	3/4	8	3/4	8	7/8	12	1	16	1	—	—
175	6	3/4	6	3/4	8	7/8	10	7/8	14	1	18	1	—	—
200	6	3/4	8	3/4	10	7/8	12	7/8	18	1	24	1 1/8	—	—
250	8	3/4	8	3/4	10	7/8	12	1	20	1	28	1 1/8	—	—
300	8	3/4	10	3/4	12	7/8	16	1	22	1 1/8	—	—	—	—
400	10	7/8	12	7/8	16	1	20	1 1/8	—	—	—	—	—	—
600	16	1	20	1	24	1	30	1 1/8	—	—	—	—	—	—
800	20	1 1/8	22	1 1/8	26	1 1/8	32	1 1/4	—	—	—	—	—	—

Für **rechteckige Gefässe,** z. B. **Schieberkasten** von derselben Querschnittsfläche wie das Rohr, sind 2 bis 4 Schrauben mehr zu nehmen.

Nötige Schraubenentfernung,

um die Schraubenmuttern mit dem gewöhnlichen Schraubenschlüssel noch bequem anziehen zu können.

Millimeter.

Schraubendurchmesser in Zoll engl.												
1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8	2
50	58	65	70	85	90	100	110	120	130	135	144	150

*) Vgl. auch „Haeder, Dampfkessel", IV. Aufl., neue Normalrohrtabelle für hohen Druck.

**) Die Werte dieser Rubrik decken sich mit den Zahlen der Normaltabelle auf voriger Seite.

Whitworthsches Schraubensystem.

Durchmesser d. glatt. Bolzens in mm abgerundet	Schrauben-Bolzen: Gewinde-Durchmesser in den Spitzen, Zoll engl.	Gewinde-Durchmesser in den Spitzen, mm	Kern-Durchm. in mm d_1	Zahl der Gänge auf 1" engl. A	Kopf und Mutter: Kopfhöhe h_1	Schlüsselweite W	Kreis um das Muttersechseck D	Unterlegscheibe: Durchmesser U	Dicke u	Gewicht: von 100 mm Bolzenlänge kg B	des Kopfes kg K	der Mutter u. Unterlegscheibe incl. darin befindl. Bolzen in kg M
7	1/4	6,35	4,72	20	5	15	17,5	20	1,5	0,03	0,008	0,01
8	5/16	7,94	6,09	18	6	16	18,5	21	1,5	0,04	0,01	0.01
10	3/8	9,52	7,36	16	7	19	22	25	2	0,06	0,02	0,02
12	7/16	11,11	8.64	14	8	22	25,5	29	2	0,09	0,03	0,04
13	1/2	12,70	9 91	12	9	24	28	32	2,5	0,10	0,04	0.06
16	5/8	15,87	12,92	11	11	27	31	35	3	0,15	0,06	0,10
20	3/4	19,05	15,74	10	14	33	38	43	4	0,24	0,11	0,18
23	7/8	22,22	18,54	9	16	38	44	50	4	0.32	0,18	0,28
26	1	25,40	21,33	8	18	42	48,5	55	4	0,41	0.25	0,37
29	1 1/8	28,57	23,87	7	20	45	52	58	4	0,51	0,32	0.47
32	1 1/4	31,75	26,92	7	22	50	58	65	5	0,62	0,42	0,65
35	1 3/8	34,92	29.46	6	24	54	62,5	70	5	0,75	0,55	0,87
39	1 1/2	38,10	32,68	6	27	60	69,5	78	6	0,93	0,75	1,16
42	1 5/8	41,27	35.28	5	29	64	74	84	6	1,08	0,95	1,41
45	1 3/4	44,45	37,84	5	32	68	78,5	88	7	1,24	1,15	1,66
48	1 7/8	47,62	40.38	4,5	34	72	83	93	7	1,40	1,37	2,04
51	2	50,82	43,43	4,5	36	76	88	98	8	1,58	1,62	2,44
58	2 1/4	57,15	49,02	4	40	85	97,5	110	9	2,05	2,30	3,55
64	2 1/2	63,50	55,37	4	45	94	109	121	9	2,50	3,10	4,72
70	2 3/4	69,85	60.45	3,5	49	103	119	134	10	3.00	4,08	6,12
77	3	76,20	66,80	3,5	54	112	130	145	12	3,62	5,32	8,98

Der Steigungswinkel α rechnet sich für die kleinste Schraube zu $3^{0}\ 40'$, für die grösste zu $1^{0}\ 43'$.

Zeichnungen.

Abteilung 1.

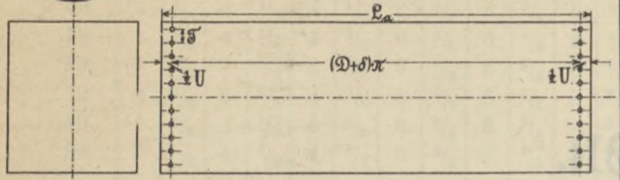
Tafeln zu Abschnitt I des ersten Bandes

Abwicklungen	Schriftproben
Durchdringungen	Probezeichnungen

Abwicklungen (im Kesselbau gebräuchlich).

I. Zylindrisches Rohr.

Durchm. von Mitte zu Mitte Blech $= D + \delta$; Überlappung U nach § 50; dann wird Blechlänge $L_a = (D + \delta) \cdot \pi + U$; Nietteilung T nach § 50.

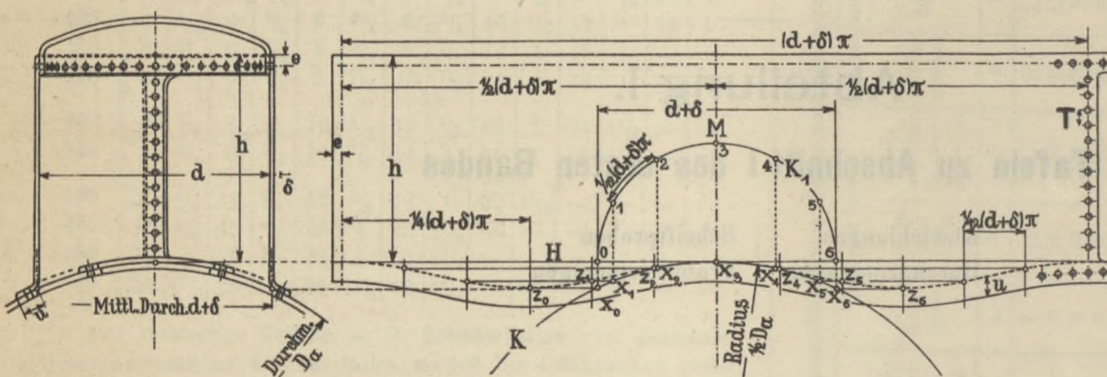


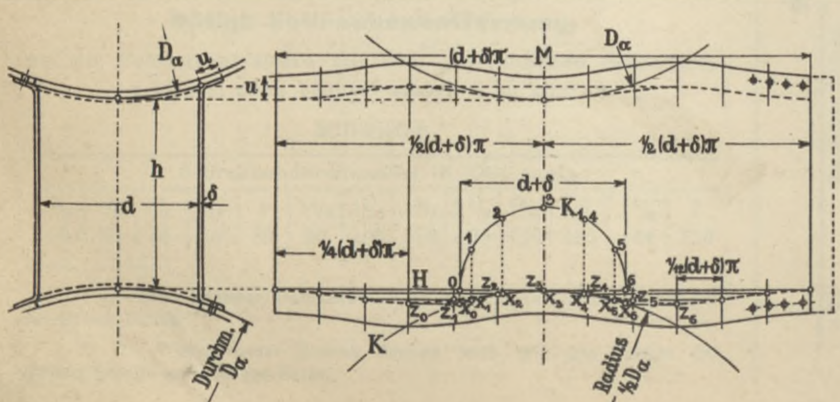
II. Genieteter Dampfdom auf Mitte Kessel.

Zeichne das Viereck $(d + \delta) \cdot \pi \times h$ und Mittellinie M. Auf M Kreisbogen K mit Radius $= {}^1/_2\, D_a$ schlagen, tangierend an Horizontale H. Im Schnittpunkt der Linien H und M Halbkreis K_1 mit Radius ${}^1/_2\, (d + \delta)$ zeichnen.

Umfang vom Halbkreis K_1 in $\frac{n}{2}$ Teile (z. B. $\frac{12}{2} = 6$) einteilen, Länge $(d + \delta) \cdot \pi$ in n gleiche Teile (z. B. 12). Von den Schnittpunkten 0 bis 6 auf Halbkreis K_1 Senkrechte ziehen, welche den Kreisbogen K in den Punkten X_0 bis X_6 schneiden.

Von diesen Schnittpunkten ziehe man Horizontale bis zu den entspr. Teillinien des Umfanges $(d + \delta) \cdot \pi$ und erhält Schnittpunkte z_0 bis z_6, deren Verbindung die punktiert angedeutete Begrenzungslinie der Blechplatte ergibt. Die nicht näher bezeichneten Punkte findet man in ähnlicher Weise, wie aus den Abbildungen ersichtlich. Trägt man nun von der punktierten Begrenzungslinie aus die Überlappung u senkrecht nach unten ab, so findet man die wirkliche Blechform.





III. Geschweisste Verbindungsstutzen.

Die Aufzeichnung der Begrenzung geschieht in derselben Weise wie unter II angegeben. Da es sich um den Anschluss an 2 Kessel handelt, so ist die Aufzeichnung für beide Seiten durchzuführen. Die rechts gezeichnete Fläche (punktiert) ist die Zugabe für die Schweissung.

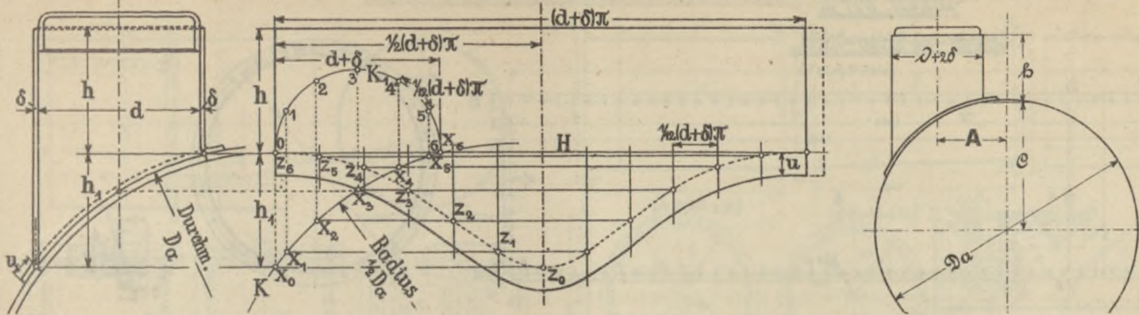
Die Breite u für die Bördelung ist, wie unter II gezeigt, sowohl oben, als auch unten anzutragen.

Stärke der Nieten und Verhältnis zur Blechdicke sowie Nietentfernung nach § 50.

Abwicklungen (im Kesselbau gebräuchlich).

IV. Geschweisster Dampfdom einseitig auf dem Kessel sitzend.

Zeichne das Rechteck $(d+\delta)\cdot\pi\times h$ und auf Linie H den Halbkreis K_1 tangierend an der seitlichen Begrenzung des Vierecks. Bestimme in den Entfernungen A und C vom Mittelpunkt des Halbkreises K_1 den Mittelpunkt des Kreisbogens K, welcher mit Radius $\frac{1}{2} D_a$ geschlagen wird und durch Punkt X_6 gehen muss. Umfang von Halbkreis K_1 in 6 und Länge $(d+\delta)\cdot\pi$ in 12 gleiche Teile einteilen. Von den Punkten 0 bis 6 Senkrechte ziehen, welche Kreisbogen K in X_0 bis X_6 schneiden. Diese Schnittpunkte durch Horizontale mit den entspr. Teillinien der Länge $(d+\delta)\cdot\pi$ verbunden, ergeben Punkte z_0 bis z_6, deren Verbindung untereinander die punktierte Linie ergibt. Daran wird senkrecht nach unten die Überlappung u angetragen und man erhält die wirkliche Begrenzung des Bleches bis zur Mitte, welche dann nach rechts in derselben Weise vervoilständigt wird. Der rechts angedeutete punktierte Streifen ist die Zugabe für die Schweissnaht.

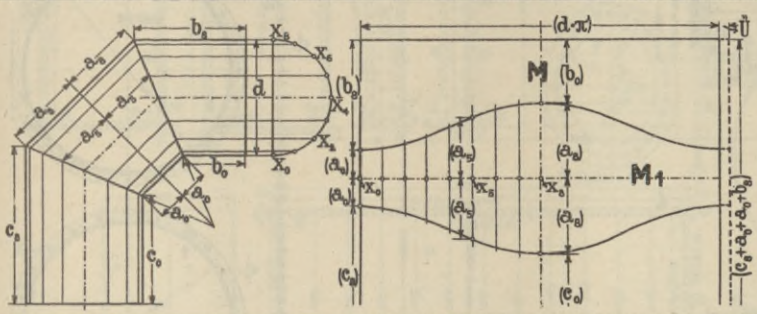


V. Zylindrisches Rohrknie.

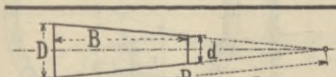
Rechteck $d\cdot\pi\times(c_8+a_0+a_0+b_8)$ aufzeichnen und Mittellinien M und M_1 ziehen. Umfang des Halbkreises vom Durchm. d und Strecke $d\cdot\pi$ in gleiche Teile einteilen.

Die einzelnen Strecken des Rohrknies a_0 bis a_8, b_0 bis b_8 und c_0 bis c_8 werden wie aus Abbild. ersichtlich nach (a_0) bis (a_8) usw. abgetragen, womit man die Form der einzelnen Blechplatten erhält. Der rechts angedeutete punktierte Streifen ist die Zugabe für die Schweissnaht.

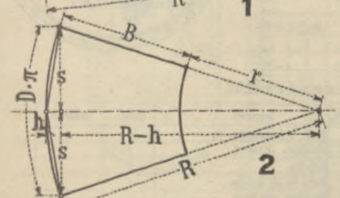
Für d gilt hier der Durchmesser von Mitte bis Mitte Blech.



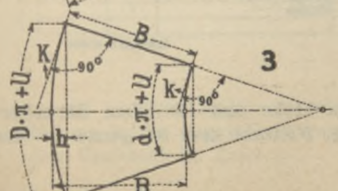
VI. Aufzeichnen konischer Kesselschüsse (abweichend von Abbild. I—IV ist hier mit D u. d der Durchmesser von Mitte zu Mitte Blech bezeichnet).



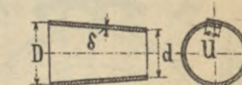
1



2



3



Nach *Fig. 1* ist: $(D-d):B=D:R$, folglich $R=(B\cdot D):(D-d)$, ferner wird nach *Fig. 2*: $s^2=(2\,R-h)\cdot h$ oder, da h im Verhältnis zu $2\,R$ sehr klein ist, $s^2=2\,R\cdot h$.

Bei sehr flachen Bogen setzt man an Stelle der Sehne mit genügender Annäherung den Bogen, also $s=D\cdot\pi:2$, dann wird, da auch nach obigem $R=(B\cdot D):(D-d)$ eingesetzt werden kann, $h=\frac{D^2\cdot\pi^2}{4}\cdot\frac{D-d}{2\,B\cdot D}=\frac{D\cdot\pi\,(D-d)\cdot\pi}{8\,B}$

Berücksichtigen wir noch die Überlappung der Längsnaht (nach § 50) als zur abgewickelten Blechlänge gehörig, so wird nach *Fig. 3*: $h=\frac{(D\cdot\pi+U)\cdot(D-d)\cdot\pi}{8\cdot B}$

R und r fallen meistens so gross aus, dass die Anwendung eines Zirkels in der Kesselschmiede nicht möglich ist. Man trägt die Maasse (nach *Fig. 3*) $D\cdot\pi+U$; $d\cdot\pi+U$, B und h auf, zieht rechtwinklig zu den Aussenkanten die Linien K und k, an welche sich die Kurven tangential anschliessen.

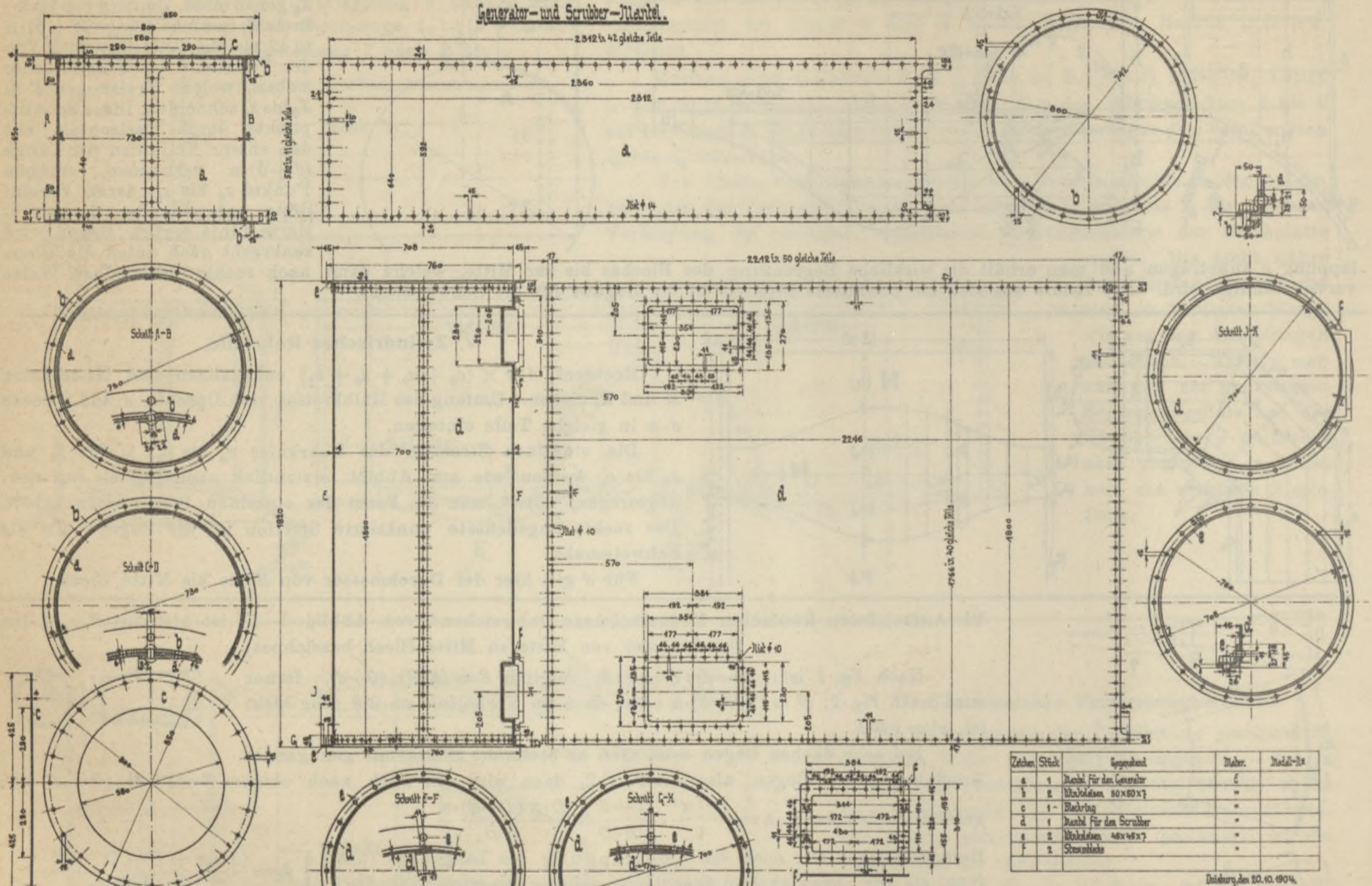
Beispiel: Der Schuss eines Flammrohres habe $D=90$ cm, $d=74$ cm, $B=106$ cm, $\delta=1{,}3$ cm. Wir wählen nach § 50 Überlappung $U=7$ cm, dann ist die Pfeilhöhe $h=\frac{(90\cdot\pi+7)\cdot(90-74)\cdot\pi}{8\cdot 106}=17{,}17$ cm.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Abwicklungen.

Generator 25 PS.

Generator- und Scrubber-Mantel.



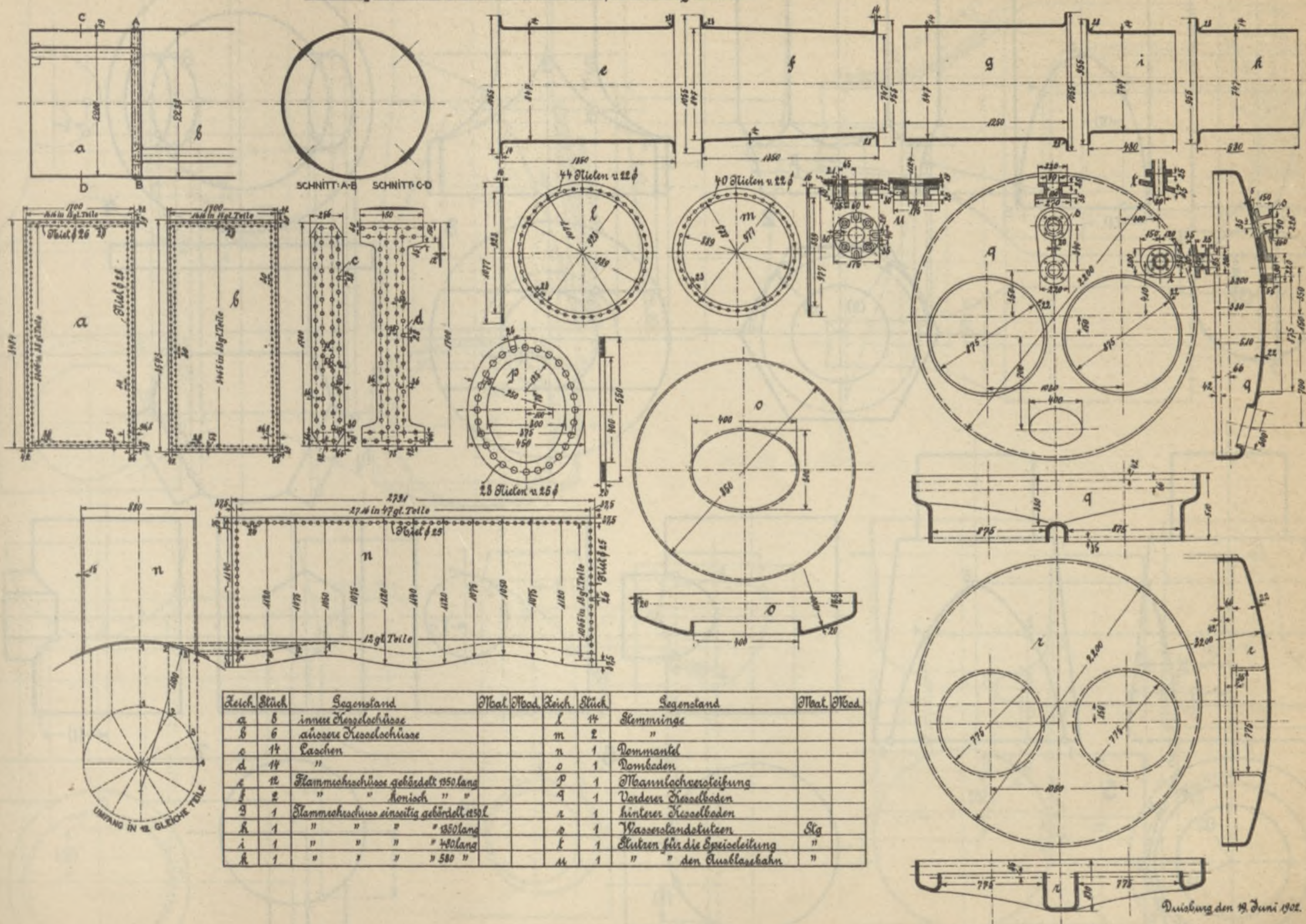
Zeichen	Stück	Gegenstand	Mater.	Modell-Nr.
a	1	Mantel für den Generator	E	
b	2	Winkeleisen 50×50×7	"	
c	1	Blechring	"	
d	1	Mantel für den Scrubber	"	
e	2	Winkeleisen 45×45×7	"	
f	2	Stemmbleche	"	

Duisburg, den 20.10.1904.

Das obige Blatt zeigt die Abwicklung der Bleche für einen Generatormantel von 73 cm Durchm., 64 cm Höhe und für einen Skrubbermantel von 70 cm Durchm., 180 cm Höhe. Beide Mäntel haben oben und unten Winkeleisenringe. Art der Nietung, Nietzahl usw. ist genau in der Zeichnung angegeben.

Abwicklungen (Kessel).

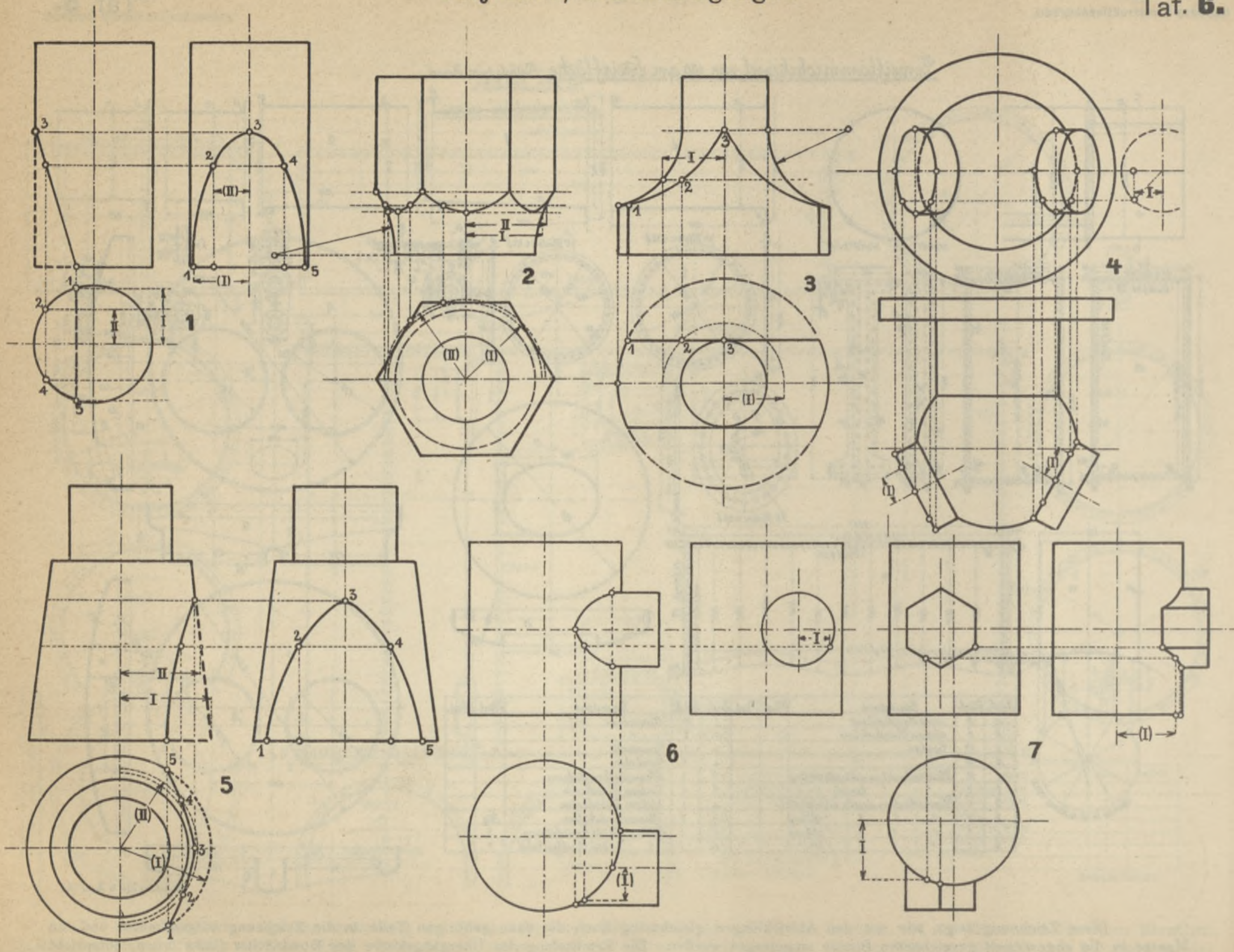
Zweiflammrohrkessel von 100 qm Heizfläche. Details zum Kessel.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.	Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	8	innere Kesselschüsse			l	14	Stemmringe		
b	6	äussere Kesselschüsse			m	2	"		
c	14	Laschen			n	1	Dommantel		
d	14	"			o	1	Domboden		
e	12	Flammrohrschüsse gebördelt 1350 lang			p	1	Mannlochversteifung		
f	2	" " konisch " "			q	1	Vorderer Kesselboden		
g	1	Flammrohrschuss einseitig gebördelt 1250 l			r	1	hinterer Kesselboden		
h	1	" " " " 1350 lang			s	1	Wasserstandstutzen	Stg	
i	1	" " " " 480 lang			t	1	Stutzen für die Speiseleitung	"	
k	1	" " " " 580 "			u	1	" " den Ausblasehahn	"	

Diese Zeichnung zeigt, wie mit den Abwicklungen gleichzeitig noch die dazu gehörigen Teile in die Zeichnung aufgenommen und die Maasse in die abgewickelt gezeichneten Bleche eingetragen werden. Die Ermittelung der Übergangskurve des Dombleches (links unten) entspricht dem Verfahren in Tafel 2.

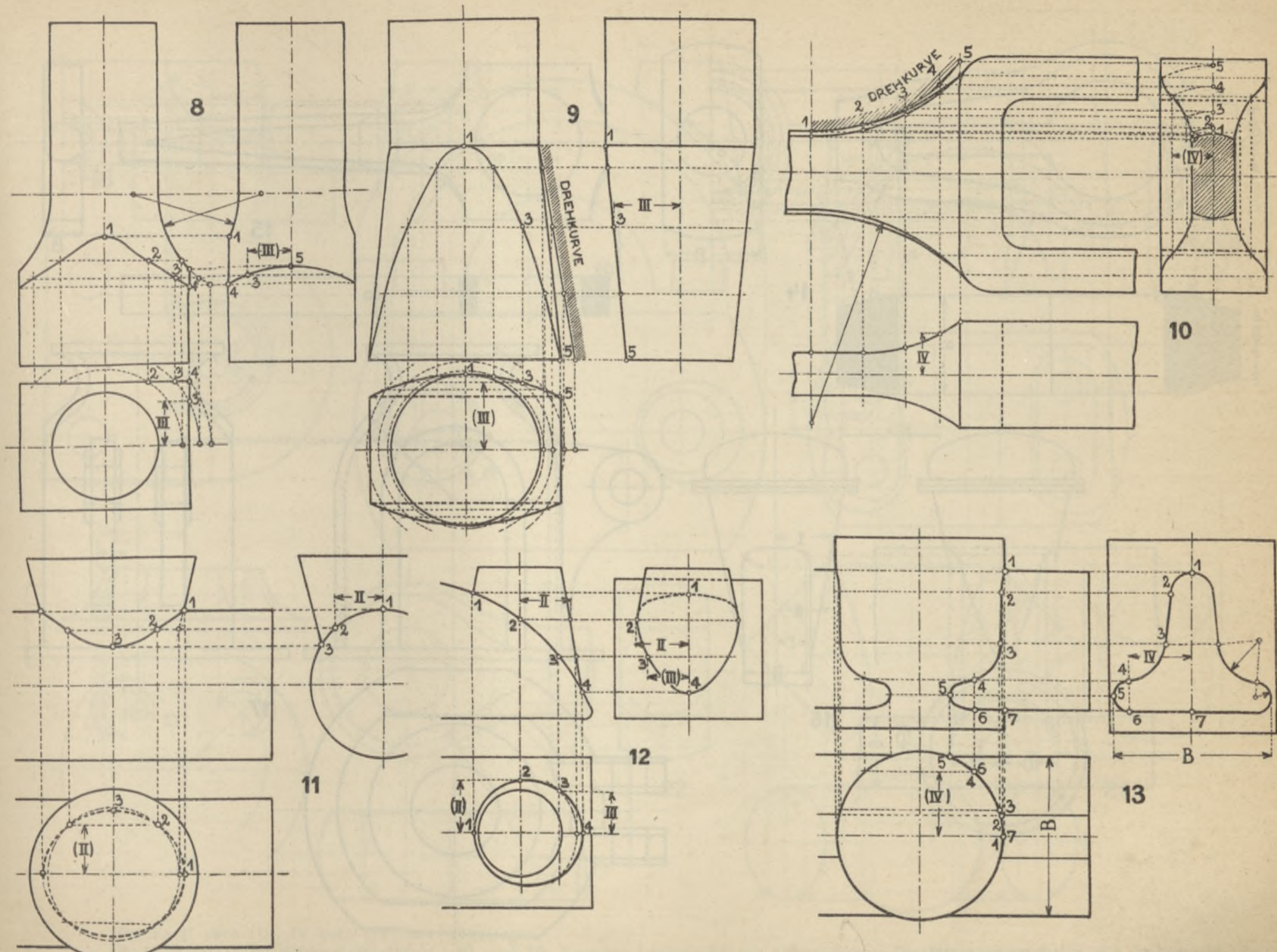
Projektion, Durchdringungen.



Strecke I nach (I), II nach (II) usw. abgetragen.

1. Zylinder mit schrägem Abschnitt. 2 Sechskantmutter mit rundem Ansatz 3. Rotationskörper mit geraden Abschnitten. 4. Kugelförmiger Körper mit zylindrischen Ansätzen. 5. Konischer Körper mit krummlinigem Einschnitt. 6. Zylinder mit rundem Ansatz. 7. Zylinder mit sechseckigem Ansatz.

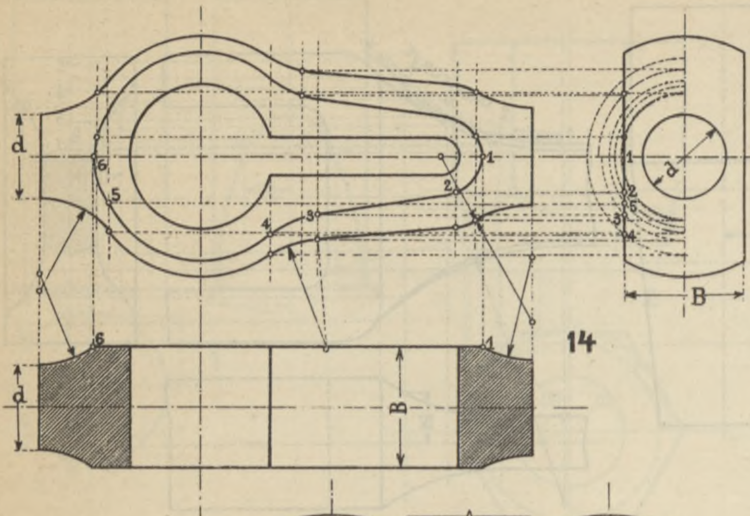
Projektion, Durchdringungen.



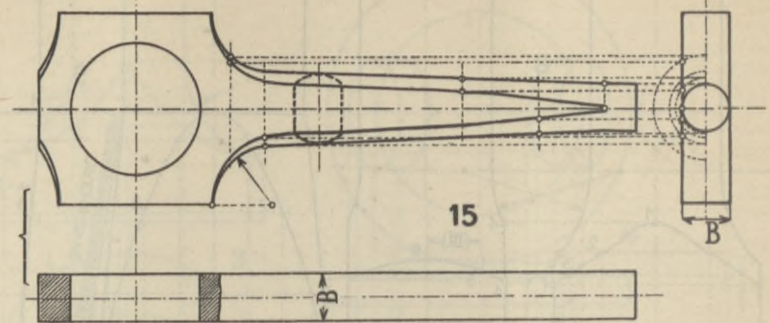
Strecke III nach (III), IV nach (IV) usw. abgetragen.

8. Säulenfuss mit rechteckiger Begrenzung. **9.** Konus mit geraden Abschnitten. **10.** Treibstangenkopf. **11.** Zylinder mit kegelförmigem Ansatz. **12.** Lagerdeckel mit runden Nocken. **13.** Zylinder mit ⊥ Ansätzen.

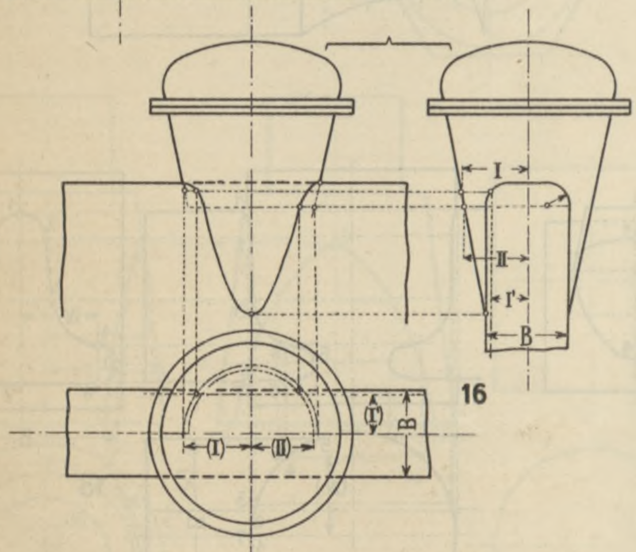
Projektion, Durchdringungen.



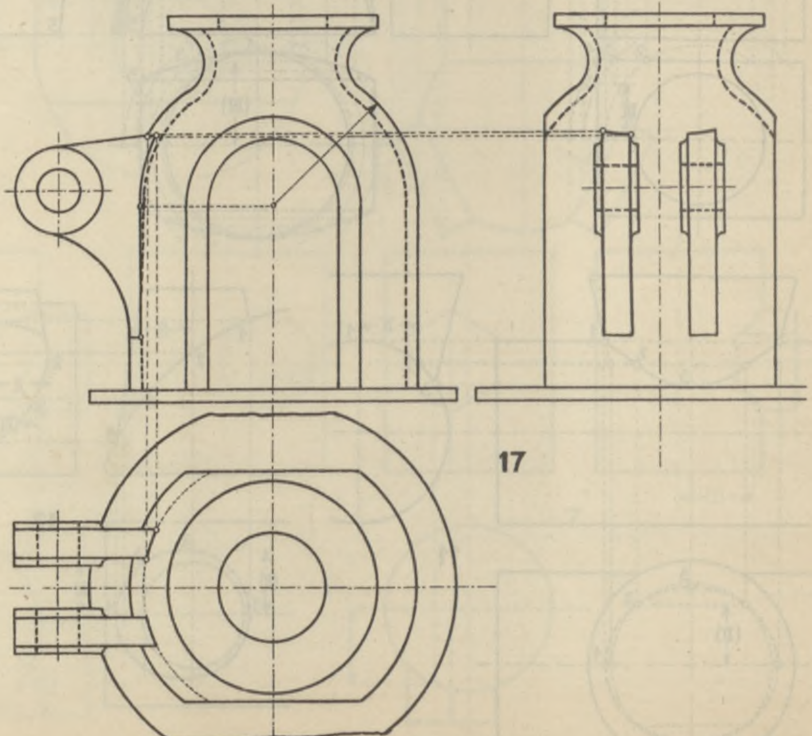
14



15



16

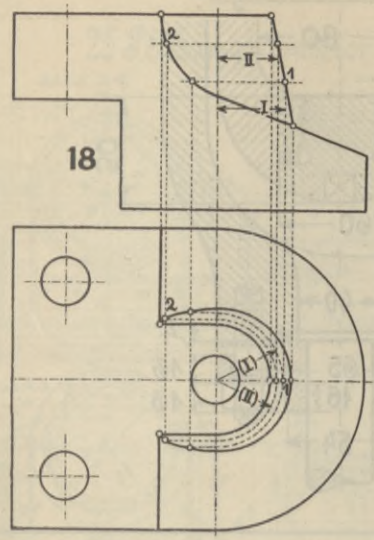


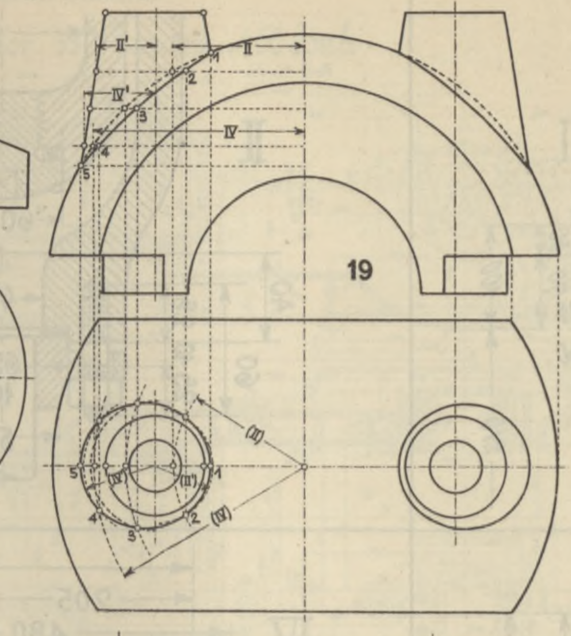
17

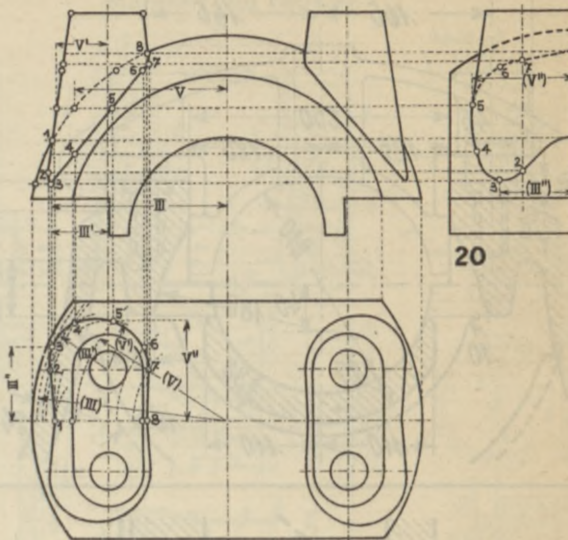
Strecke I nach (I), II nach (II) abgetragen.

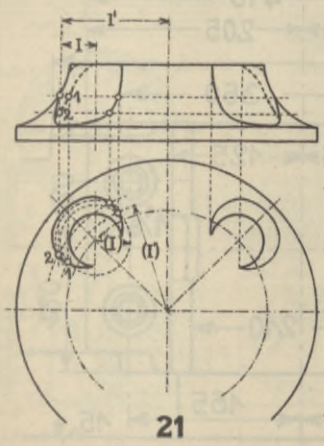
14. Treibstangenkopf. **15.** Treibstangenkopf mit Schaft. **16.** Rechteckiger Körper mit konischem Aufsatz. **17.** Ventil-Hebelstuhl mit Lagerung für den Hebel.

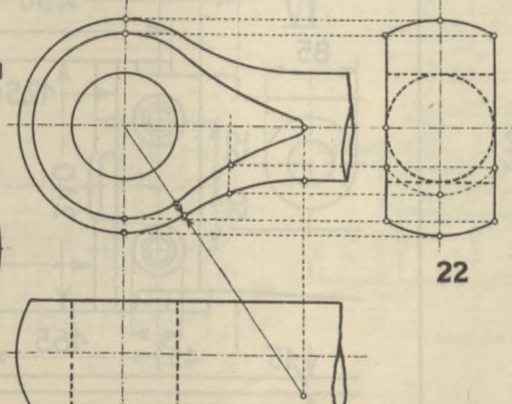
Projektion, Durchdringungen.

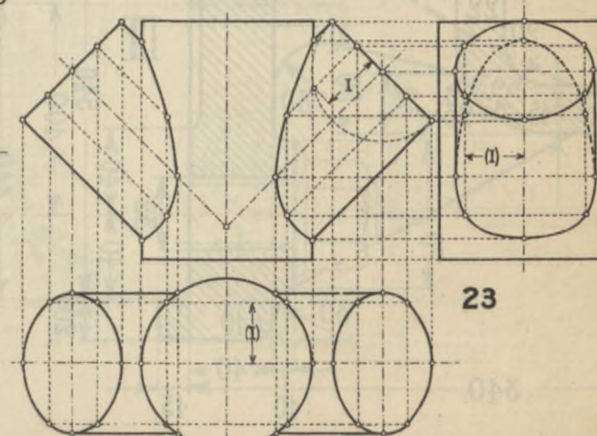

18


19


20


21


22

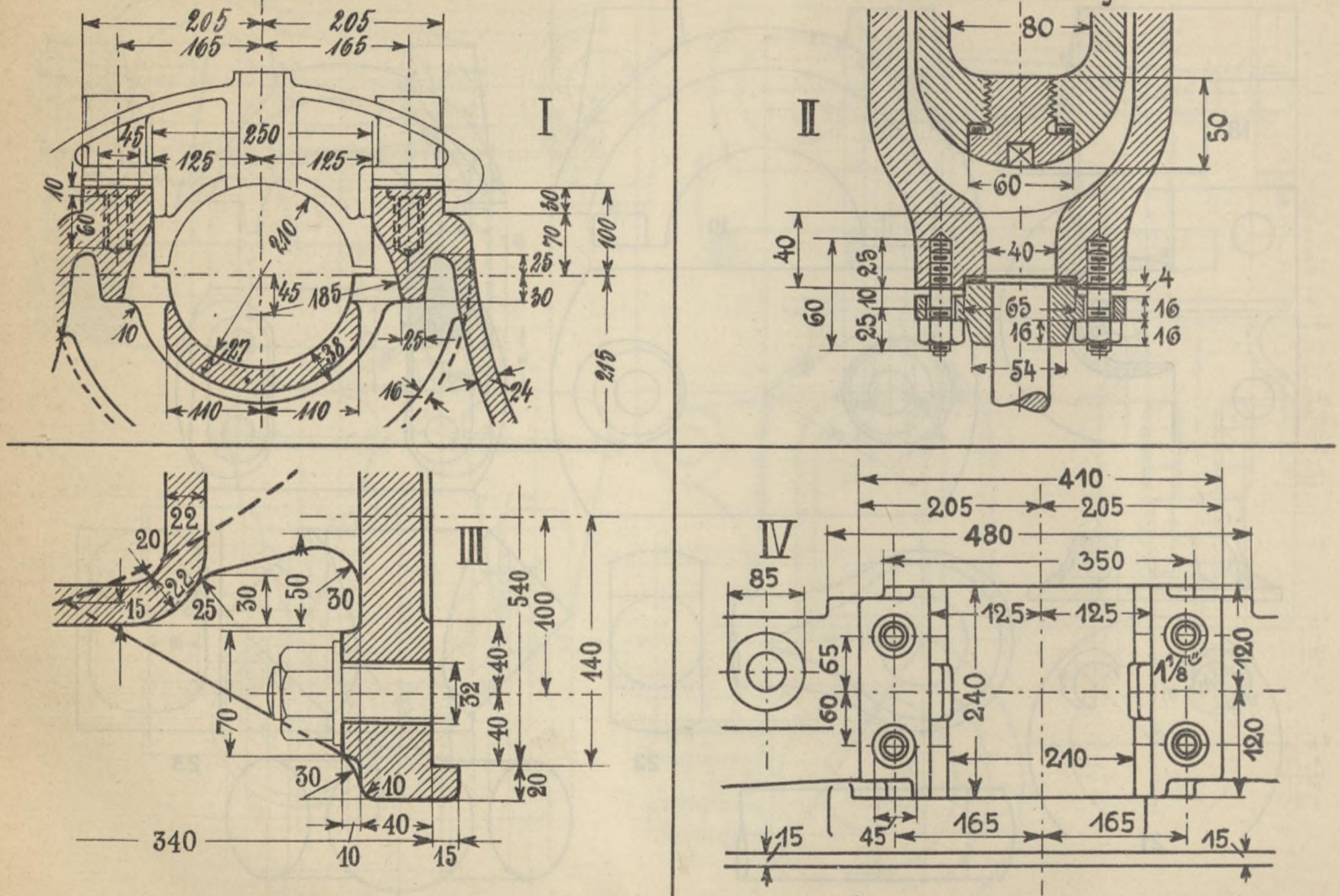

23

Strecke II nach (II), IV nach (IV) usw. abgetragen.

18. Klemmstück für Werkzeugmaschinen. **19.** und **20.** Kugelige Lagerdeckel mit Ankernocken. **21.** Geschweifte Scheibe mit Nocken. **22.** Treibstangenkopf. **23.** Zylinder mit runden Ansätzen.

Schriftproben und Stärke der Linien.

Gewöhnliche Schrift. — *Rundschrift.*

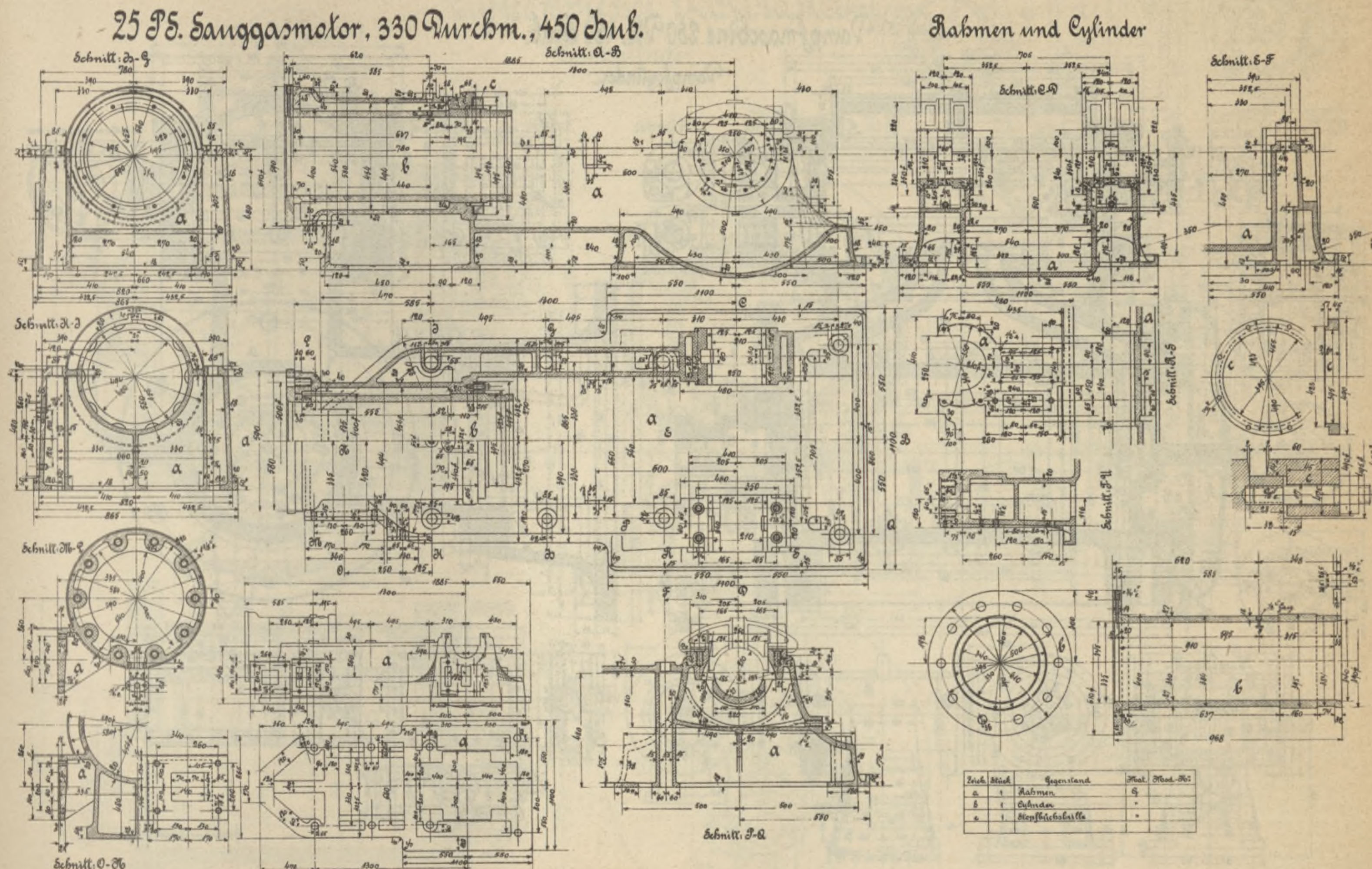


Maasse mit Schreibfeder geschrieben — MAASSE MIT REISSFEDER GESCHRIEBEN

Die **Linien** in der Werkstattzeichnung sollen möglichst dick, die Maasslinien aber dünn (etwas dünner als oben gezeichnet) gezogen werden. Die angrenzenden Teile, welche in der Stückliste nicht aufgeführt sind, werden dünner ausgezogen, wie bei I der Deckel, bei III die Schraube. **Maasse** sind gross und deutlich einzutragen, Steilschrift nach IV, mit der Reissfeder geschrieben ist die zweckmässigste für Werkstattzeichnungen. Maasshaken ebenfalls kräftig.

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

Maasse in gewöhnlicher Schrift geschrieben.

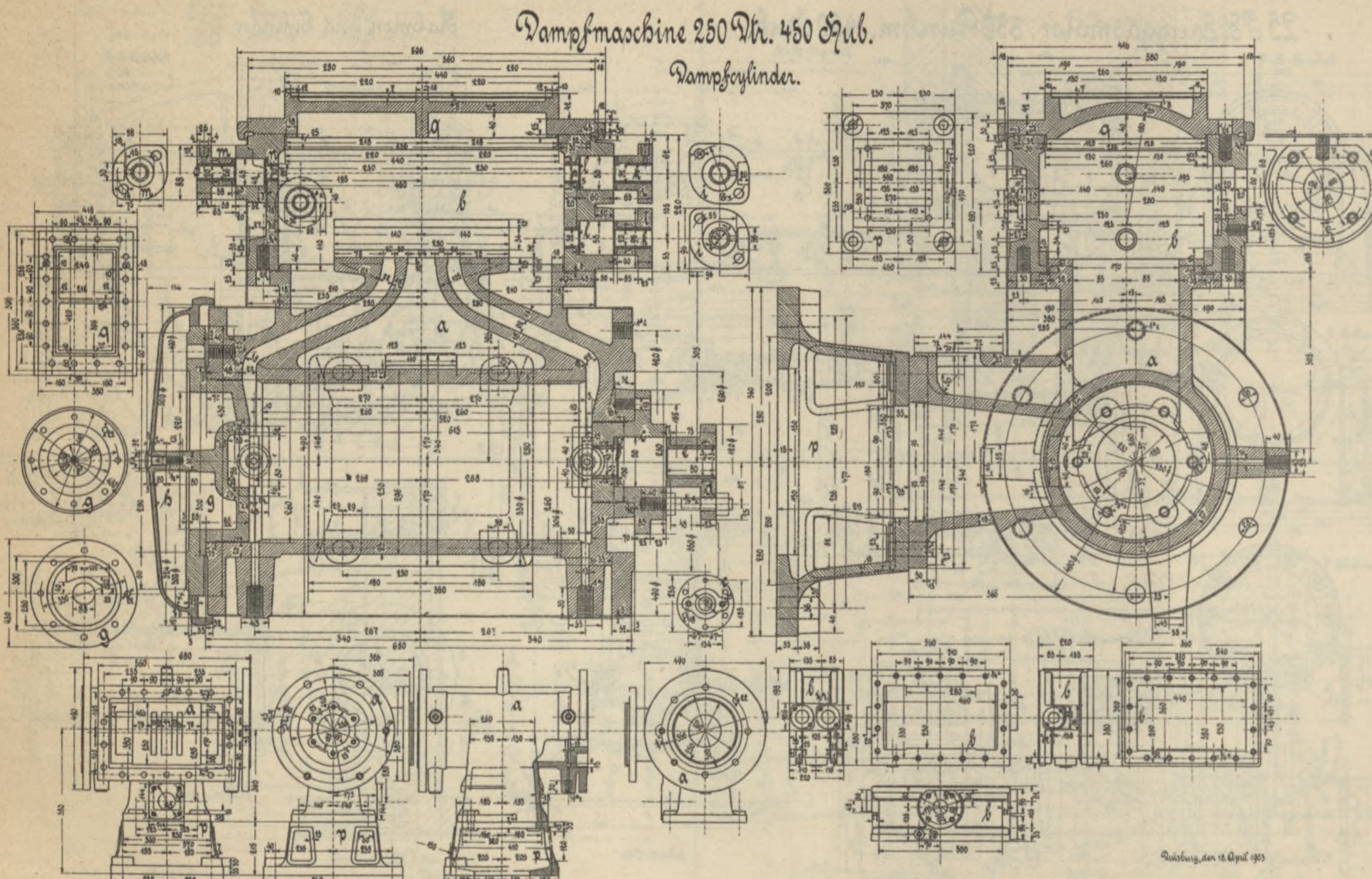


Um den Modellschreinern die Arbeit zu erleichtern und Missverständnissen vorzubeugen, soll Aufriss und Grundriss noch in Ansicht gezeichnet werden, wie in vorstehender Zeichnung links unten.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

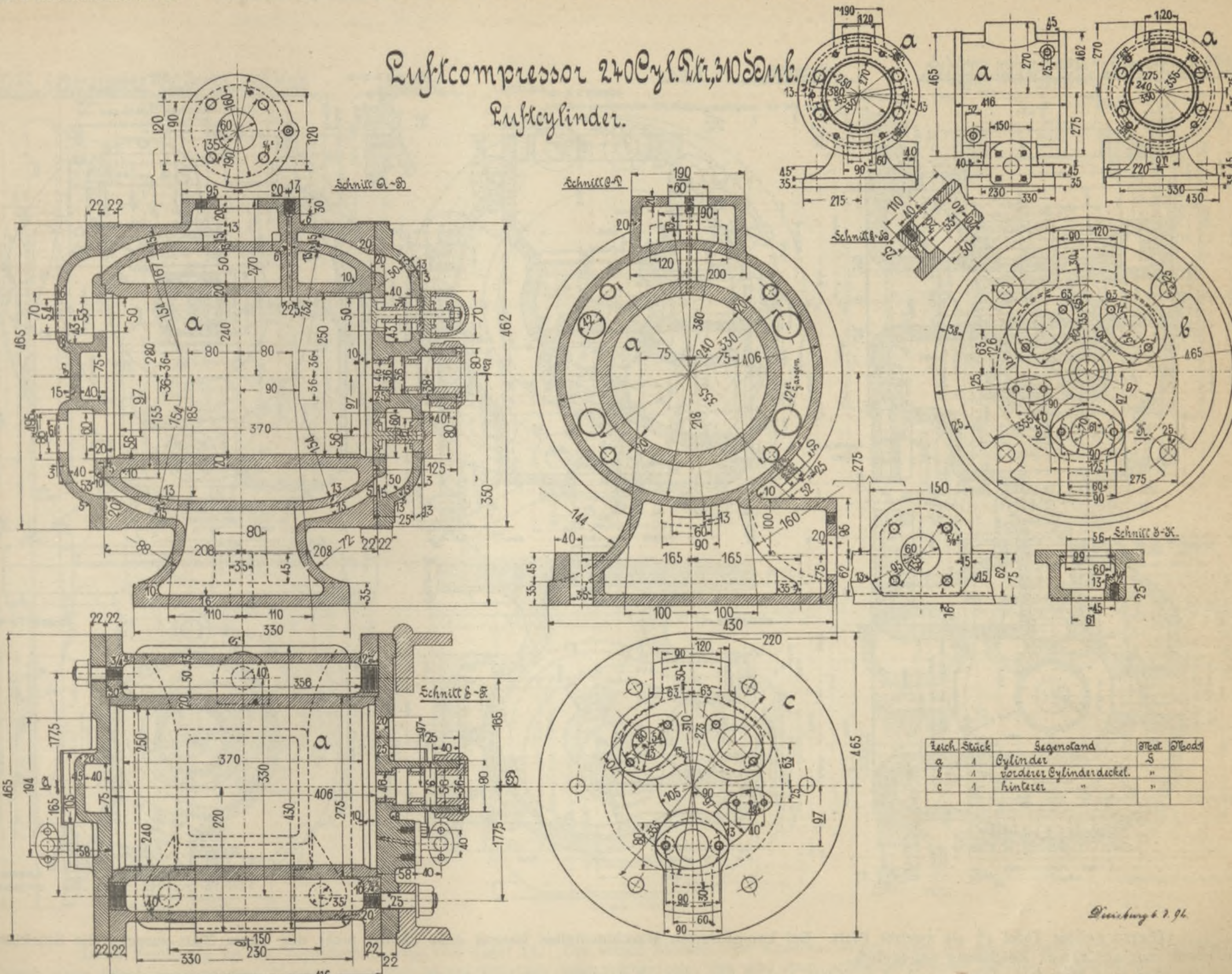
Maasse in Rundschrift geschrieben.



Der Zeichner hatte für die Stückliste nicht den erforderlichen Raum auf der Zeichnung vorgesehen. Deshalb musste dieselbe auf ein besonderes Blatt geschrieben werden, doch sollte man dieses vermeiden und die Stückliste stets auf der Zeichnung angeben.

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

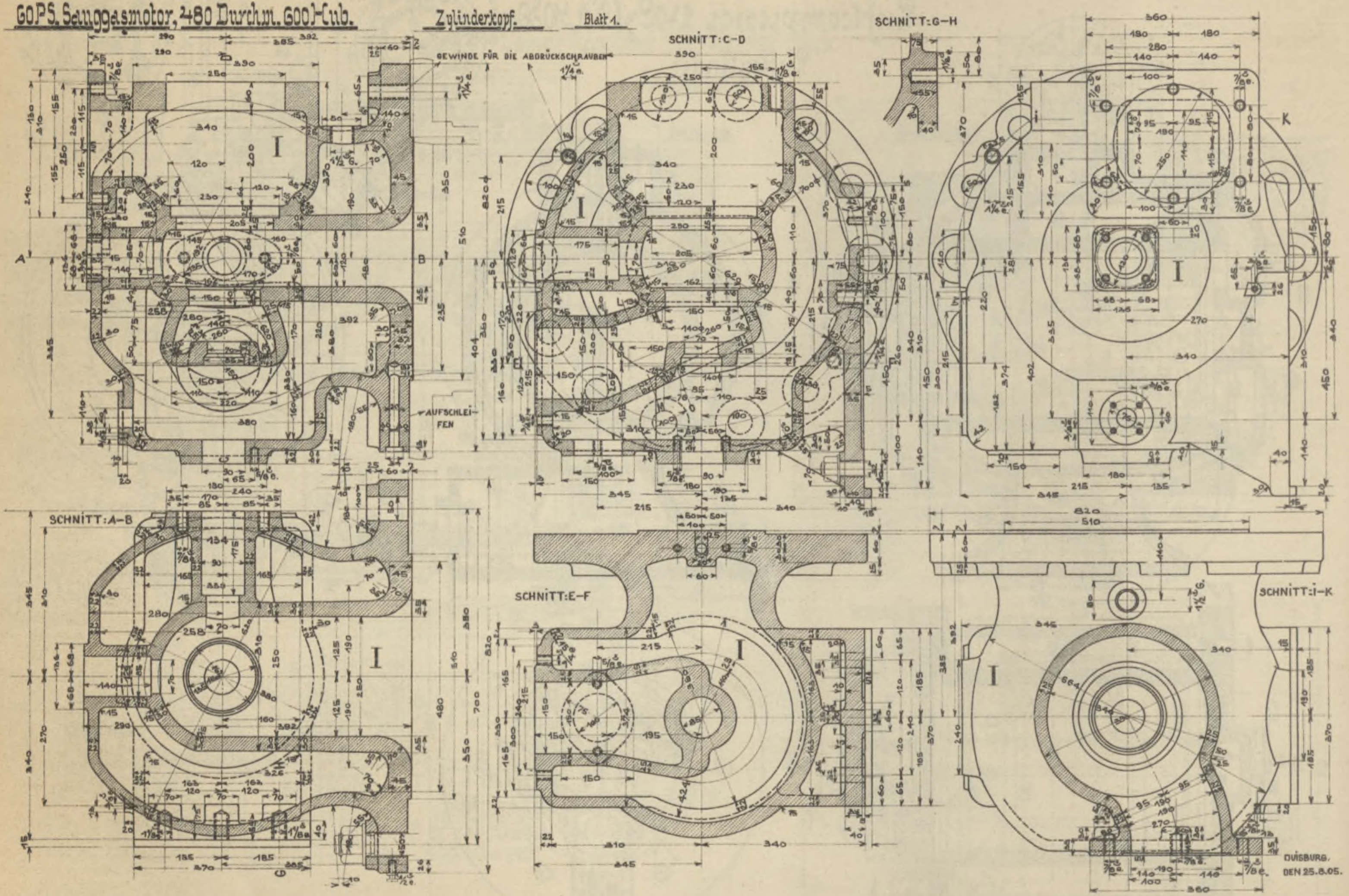
Maasse in Steilschrift mit der Schreibfeder geschrieben.



Obwohl in den Hauptschnitten alle Maasse vorhanden sind, ist doch der Sicherheit und Kontrolle wegen oben rechts der Zylinder nochmals in Aufriss und Seitenansicht dargestellt.

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

MAASSE IN STEILSCHRIFT MIT DER REISSFEDER GESCHRIEBEN.

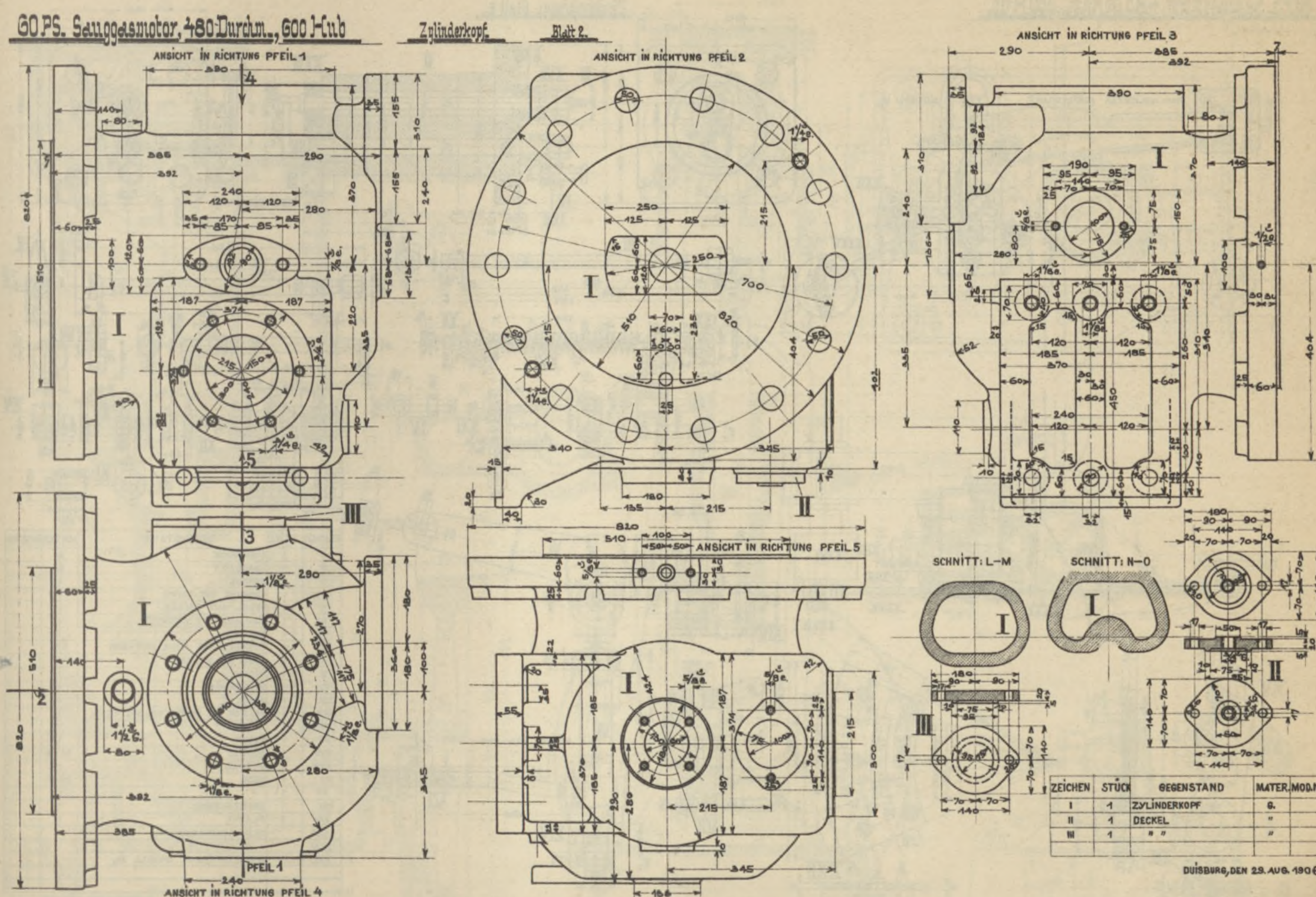


Hierzu gehört Tafel 15 als zweites Blatt. Bei komplizierten Maschinenteilen kommt man häufig nicht mit einem Blatt zurecht, die Stückliste wird dann nur auf einer Zeichnung angegeben.

Auf gute Materialverteilung und abgerundete Ecken hat man bei derartigen Gussstücken besonders zu achten.

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

MAASSE IN STEILSCHRIFT MIT DER REISSFEDER GESCHRIEBEN.

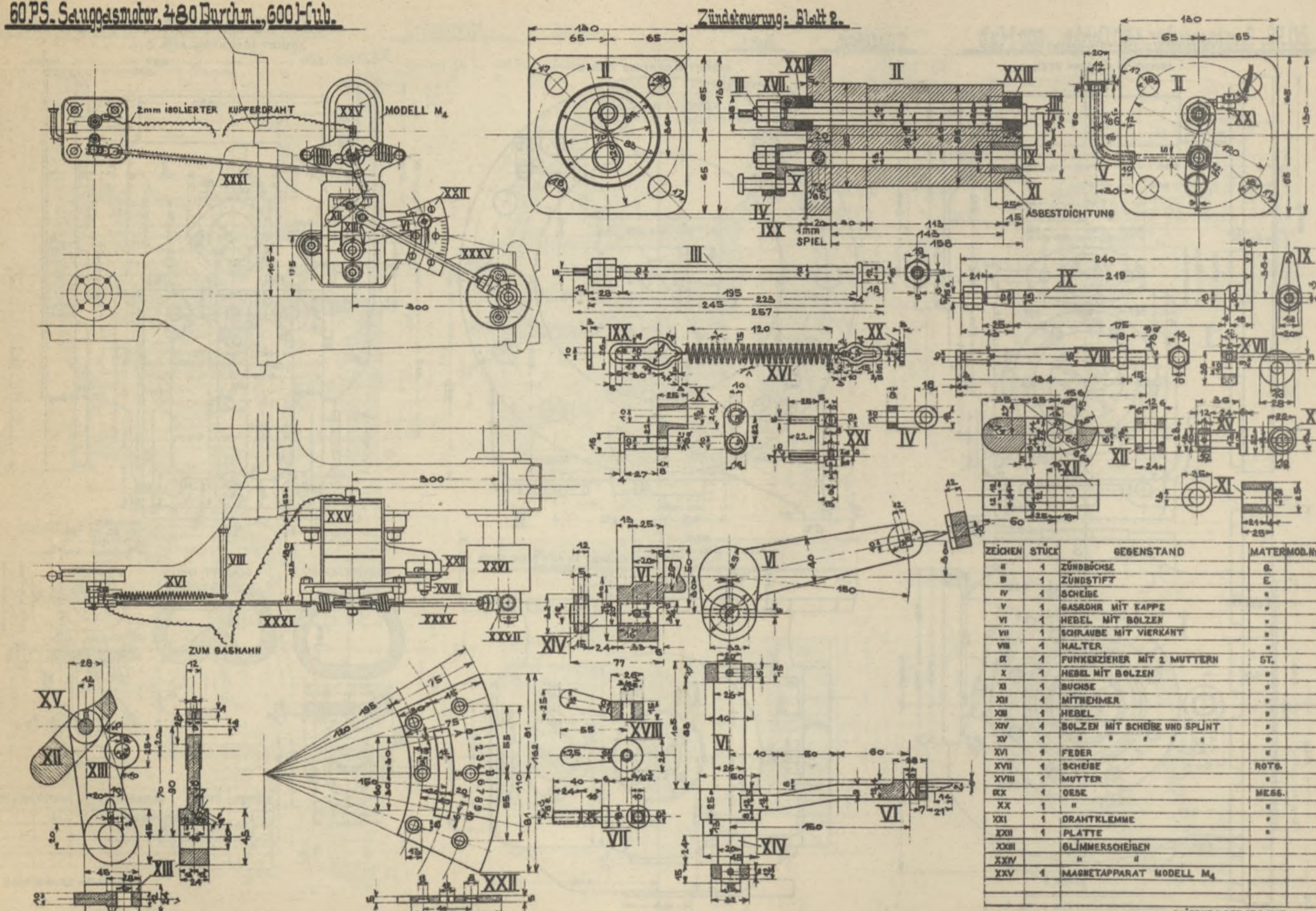


ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD.№
I	1	ZYLINDERKOPF	G.	
II	1	DECKEL	"	
III	1	" "	"	

Diese Zeichnung ist die Vervollständigung von Tafel 14. Der vielen Stutzen und Ansätze wegen muss sie sehr sorgfältig angefertigt werden. Durch einen falsch angegossenen Nocken kann das ganze Gußstück unbrauchbar sein, das gibt dann schlaflose Nächte für den Konstrukteur.

Probezeichnung, $^{1}/_{5}$ photographisch verkleinert.

Mehrere kleine Teile auf einem Blatt darstellen.



ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD. №
II	1	ZÜNDBÜCHSE	G.	
III	1	ZÜNDSTIFT	E.	
IV	1	SCHEIBE	″	
V	1	GASROHR MIT KAPPE	″	
VI	1	HEBEL MIT BOLZEN	″	
VII	1	SCHRAUBE MIT VIERKANT	″	
VIII	1	HALTER	″	
IX	1	FUNKENZIEHER MIT 2 MUTTERN	ST.	
X	1	HEBEL MIT BOLZEN	″	
XI	1	BUCHSE	″	
XII	1	MITNEHMER	″	
XIII	1	HEBEL	″	
XIV	1	BOLZEN MIT SCHEIBE UND SPLINT	″	
XV	1	″ ″ ″ ″ ″	″	
XVI	1	FEDER	″	
XVII	1	SCHEIBE	ROTG.	
XVIII	1	MUTTER	″	
IXX	1	OESE	MESS.	
XX	1	″	″	
XXI	1	DRAHTKLEMME	″	
XXII	1	PLATTE	″	
XXIII		GLIMMERSCHEIBEN		
XXIV		″ ″		
XXV	1	MAGNETAPPARAT MODELL M_4		

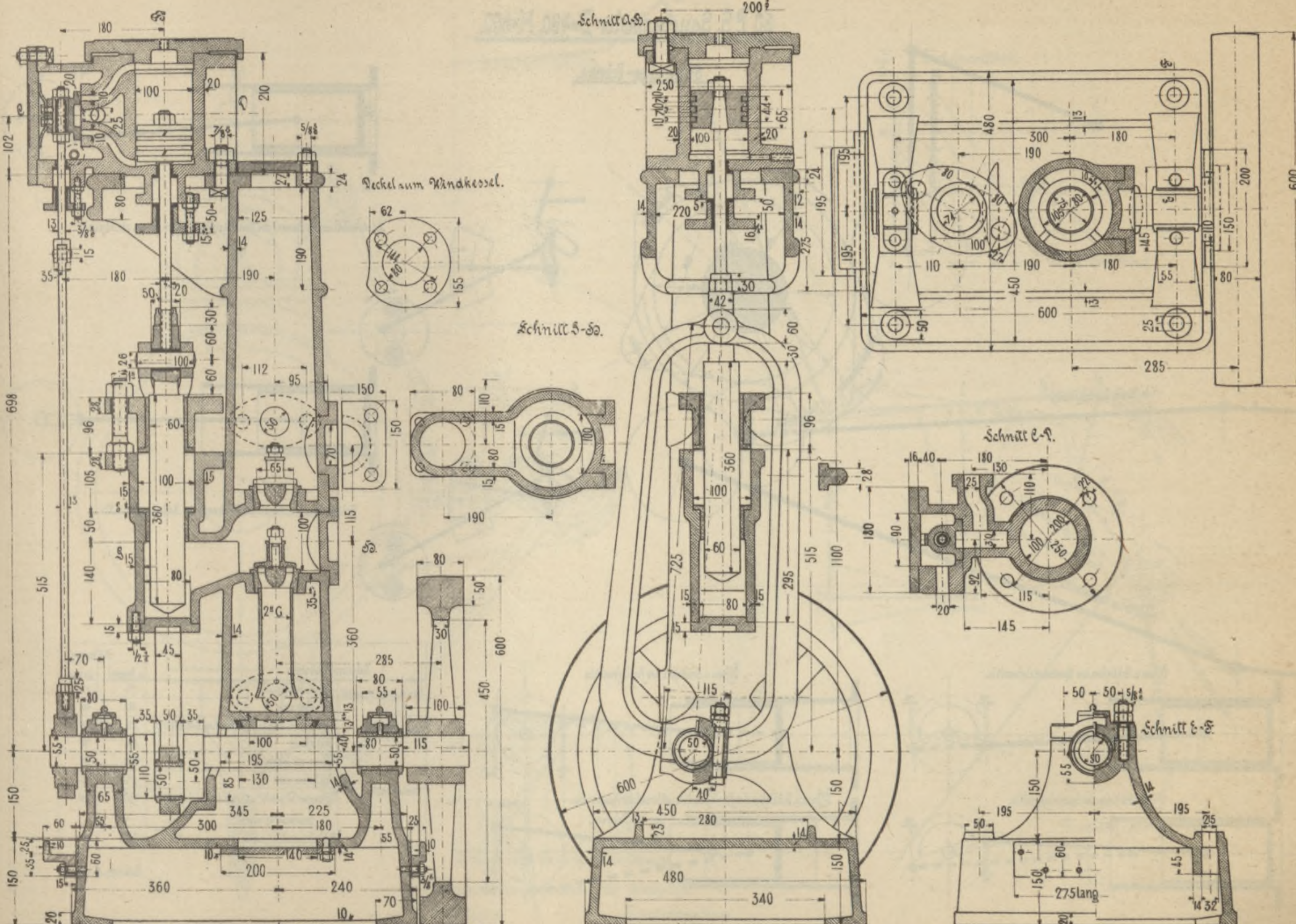
DUISBURG, DEN 27.9.1905.

Handelt es sich um die Darstellung vieler kleiner Teile, so hat man auf den notwendigen Platz für die Stückliste Rücksicht zu nehmen und ferner die einzelnen Teile noch einmal im Zusammenhang anzudeuten, wie oben links gezeichnet. (Die in der Stückliste nicht aufgeführten Teile XXVI bis XXXVI sind auf einem besonderen Blatt dargestellt.)

Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

Entwurfzeichnung. (Vorläufiges Festlegen der Konstruktion und der Maasse.)

Stehende Dampfpumpe (einf. wirk.): **Plunger 100; Dampfzyl. 60; Hub 100, $n = 150$.**

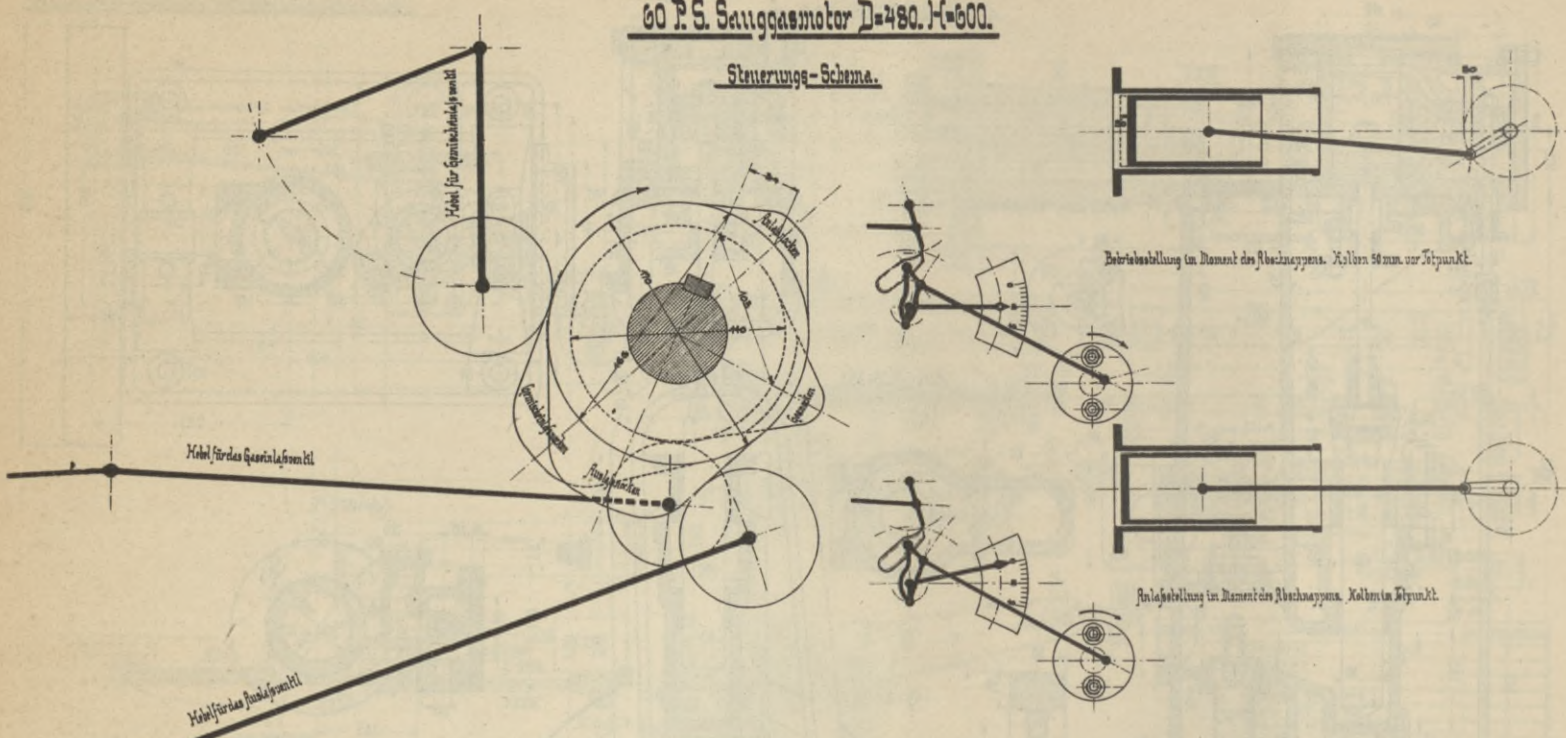


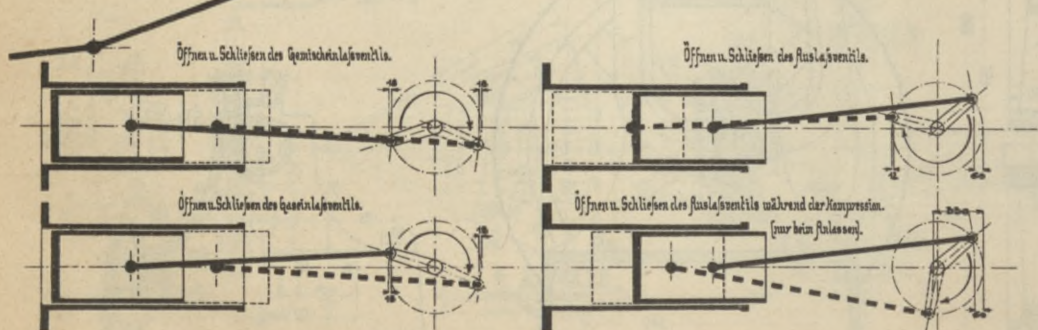
Entwurfzeichnung: Die einzelnen Teile werden in ihren Hauptmaassen festgelegt. Verschiedene Teile skizziert man sich dabei in grösserem Maaßstab etwas auf. Nach diesem Entwurf werden dann die Konstruktionszeichnungen angefertigt.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Probezeichnung, $^1/_5$ photographisch verkleinert.

Schematische Darstellung für das Einstellen „Justieren" zusammenarbeitender Maschinenteile.





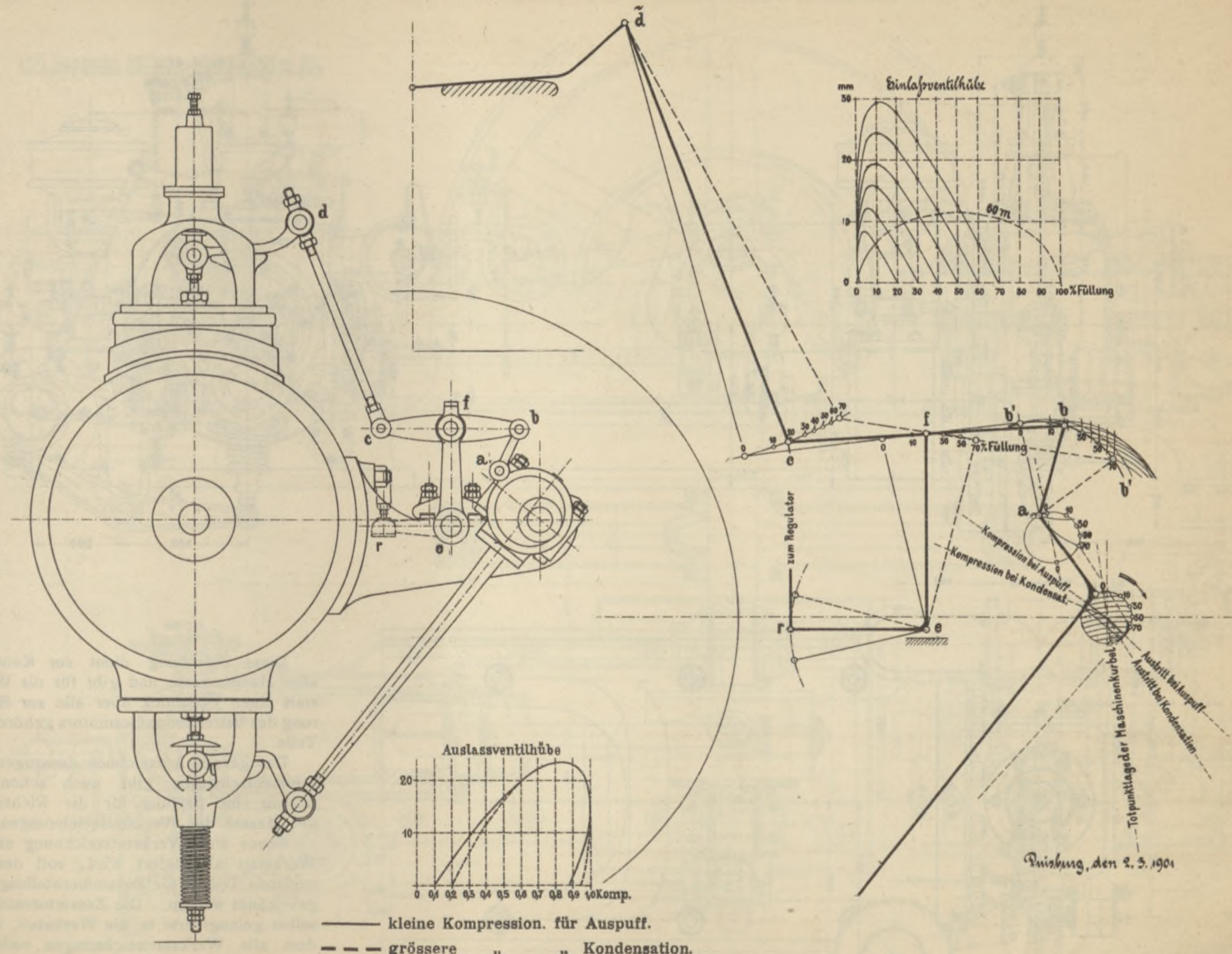
Daten zur Steuerung		Kolbenweg in Prozent	Kolbenweg in mm
Gemischeinlaßventil	Öffnen vor Totpunkt	3%	18
	Schließen nach "	3%	18
Gaseinlaßventil	Öffnen nach Totpunkt (höchste Regulatorstellung)	3%	18
	Schließen " "	3%	18
Auslaßventil	Öffnen vor Totpunkt	10%	60
	Schließen nach "	2%	12
	Öffnen vor Totpunkt während der Kompression (nur beim Anlassen).	10%	60
	Schließen nach Totpunkt " " " "	55%	330

Duisburg, 31. Okt. 05.

Für viele Maschinen (z. B. Dampfmaschinen, Gasmotoren) hat man für die Werkstattmontage ein Steuerungsschema anzufertigen, welches deutlich und übersichtlich sein muss, so dass jeder Techniker, Meister und Monteur das Dargestellte versteht.

Probezeichnung, $^1/_5$ photographisch verkleinert.

Darstellung einer Widnmann-Steuerung.



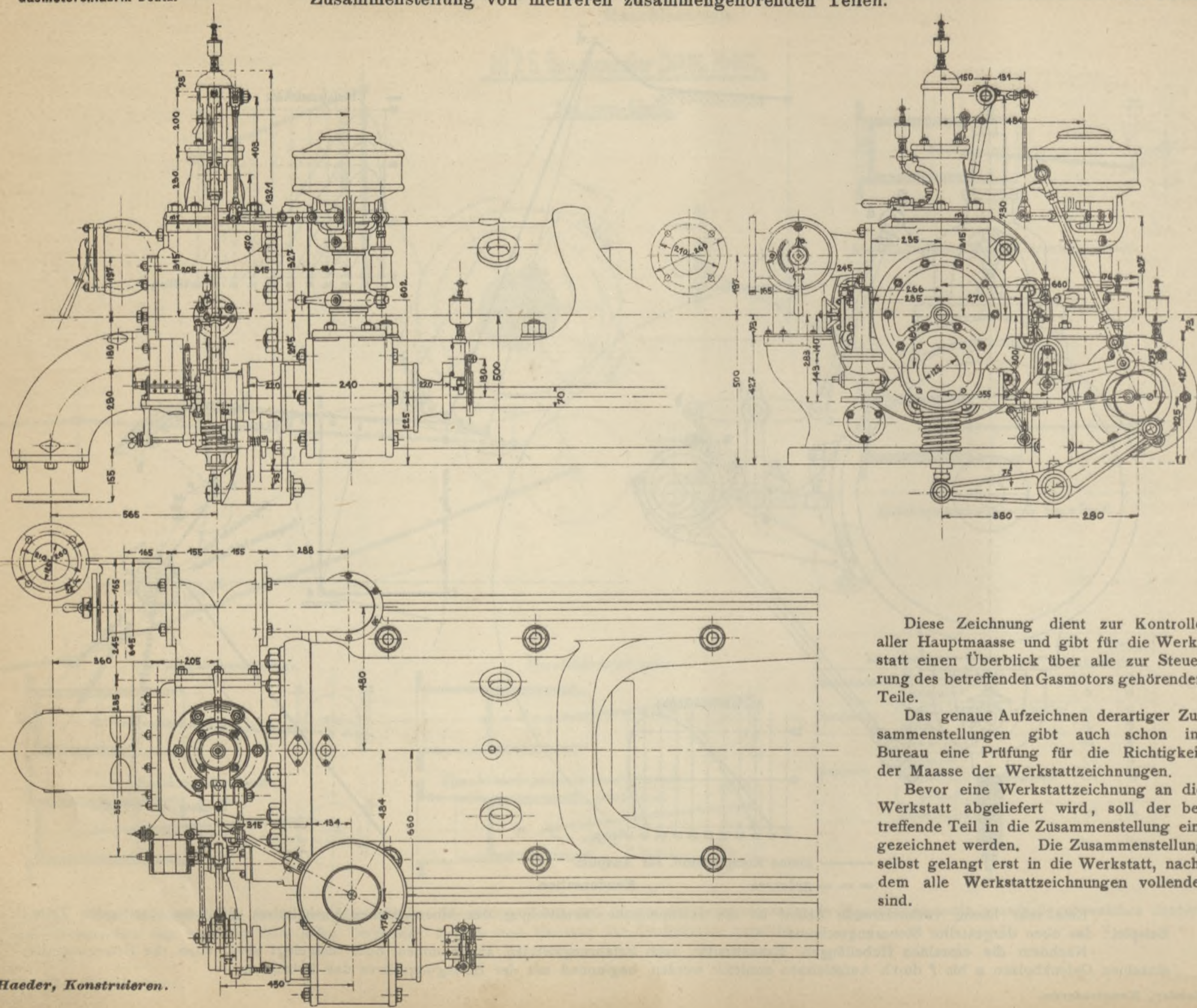
Eine sehr häufig vorkommende Arbeit ist die zeichnerische Ermittelung der kinematischen Verhältnisse zusammenarbeitender Teile. Beispiel: das oben dargestellte Steuerungsschema:

Nachdem die einzelnen Hebellängen, Exzentrizität nach Erfahrungswerten angenommen oder festgelegt sind, muss die Bewegung der einzelnen Gelenkbolzen *a* bis *f* durch Aufzeichnen ermittelt werden, beginnend mit der Bewegungskurve des Bolzens *a*.

Nach Zeichnung der Gasmotorenfabrik Deutz.

Probezeichnung, $^1/_5$ photographisch verkleinert.

Zusammenstellung von mehreren zusammengehörenden Teilen.



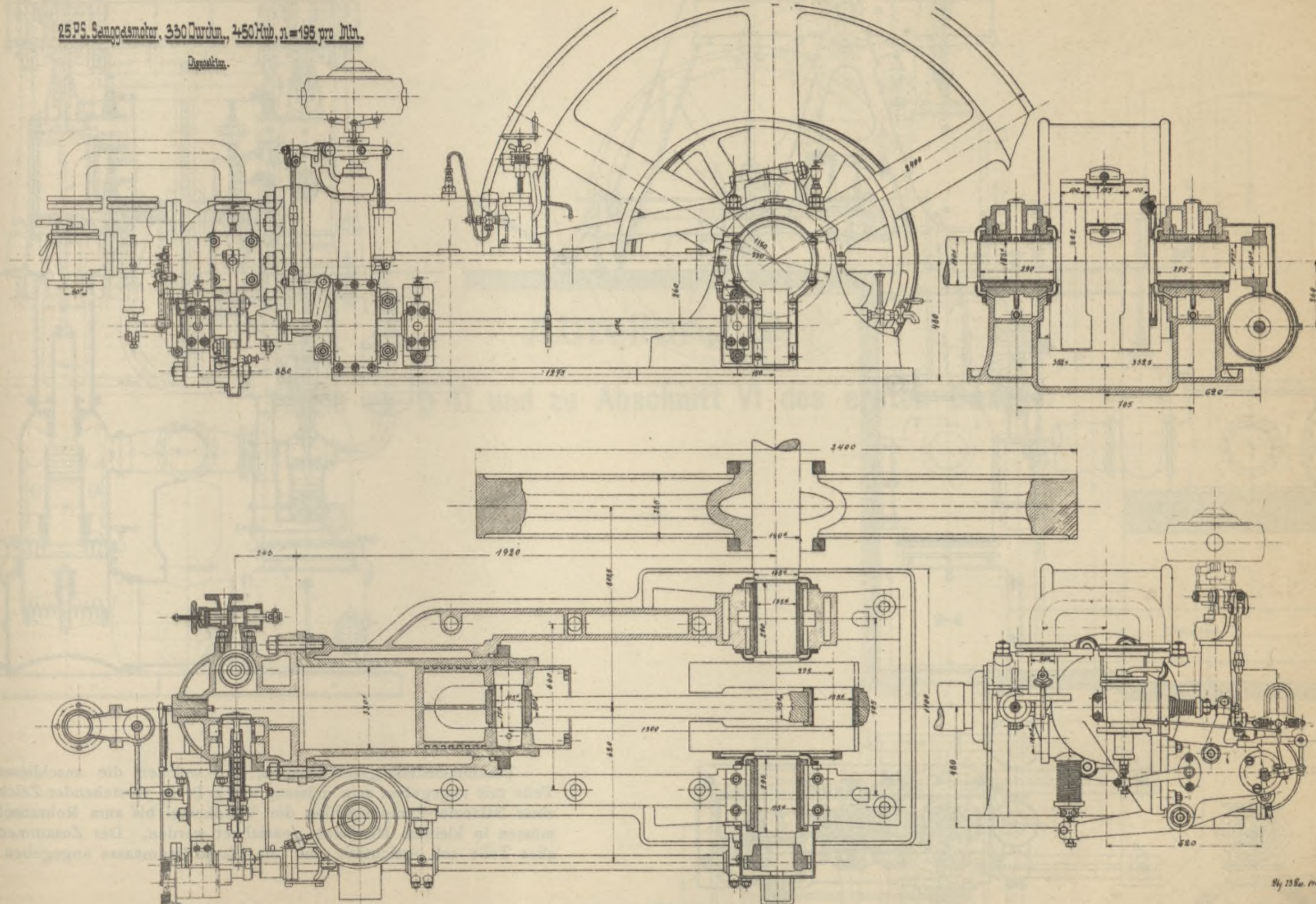
Diese Zeichnung dient zur Kontrolle aller Hauptmaasse und gibt für die Werkstatt einen Überblick über alle zur Steuerung des betreffenden Gasmotors gehörenden Teile.

Das genaue Aufzeichnen derartiger Zusammenstellungen gibt auch schon im Bureau eine Prüfung für die Richtigkeit der Maasse der Werkstattzeichnungen.

Bevor eine Werkstattzeichnung an die Werkstatt abgeliefert wird, soll der betreffende Teil in die Zusammenstellung eingezeichnet werden. Die Zusammenstellung selbst gelangt erst in die Werkstatt, nachdem alle Werkstattzeichnungen vollendet sind.

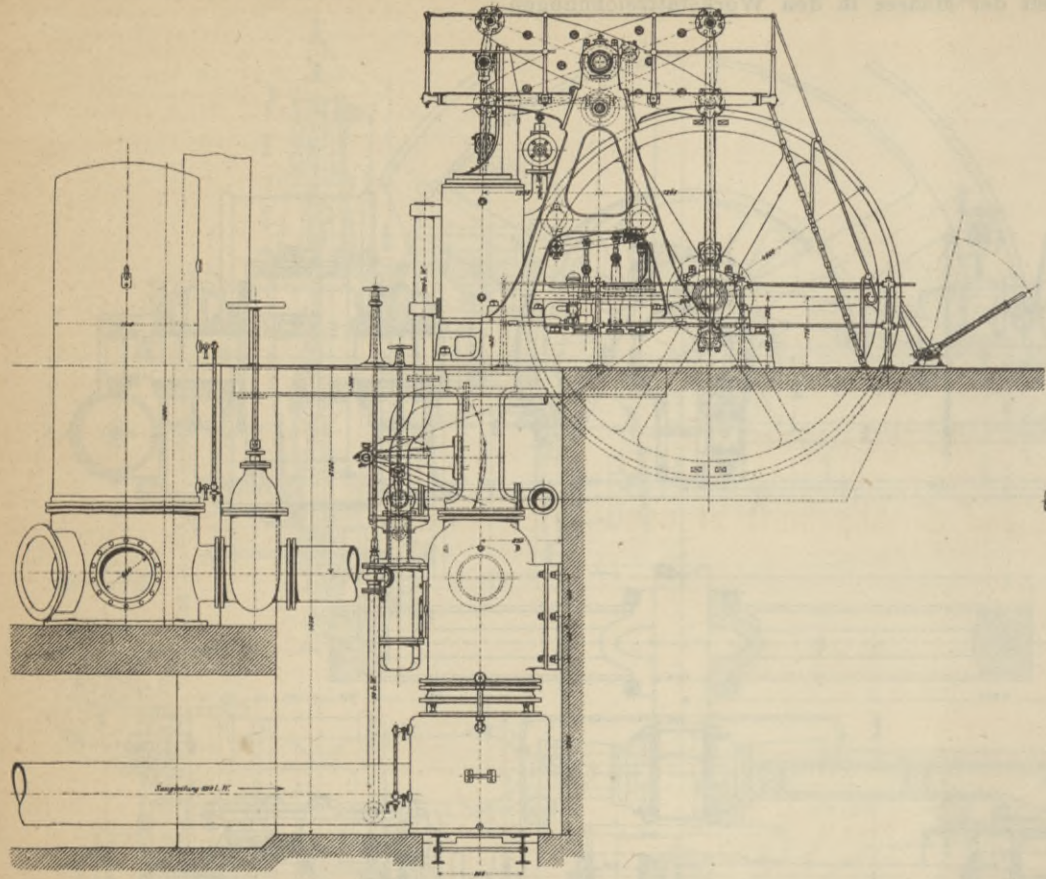
Probezeichnung, 1/5 photographisch verkleinert.

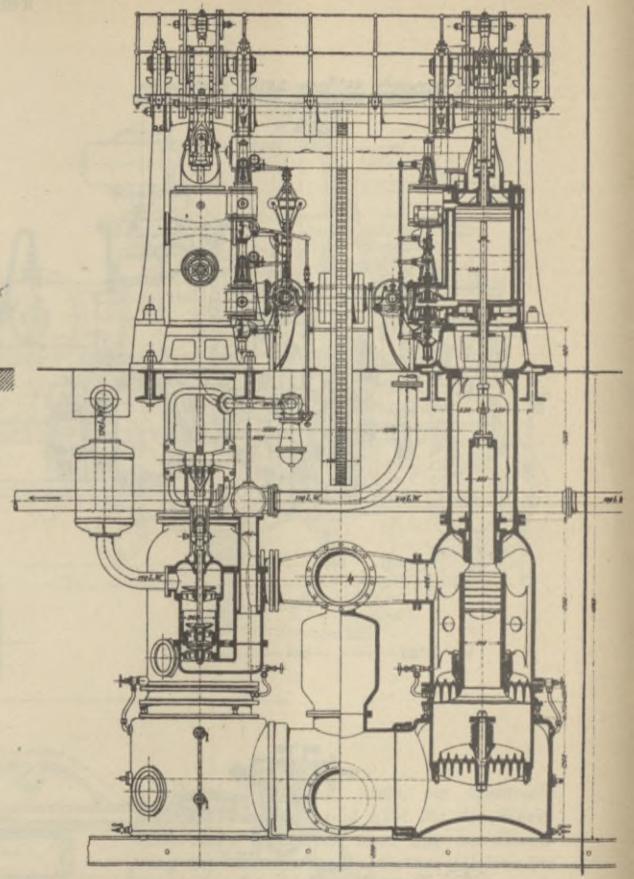
Disposition für die Werkstatt angefertigt und gleichzeitig zur Prüfung der Richtigkeit der Maasse in den Werkstattzeichnungen.

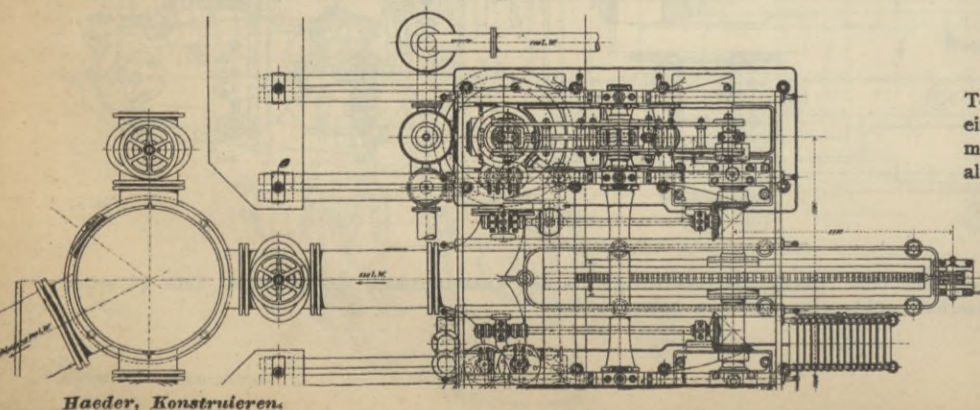


Die Werkstatt erhält ausser den Werkstattzeichnungen noch eine **Zusammenstellung**, um den Zusammenhang der einzelnen Teile zu sehen und einen besseren Überblick über alle zu der betreffenden Maschine gehörenden Teile zu haben.

Probezeichnung, $^1/_8$ photographisch verkleinert.







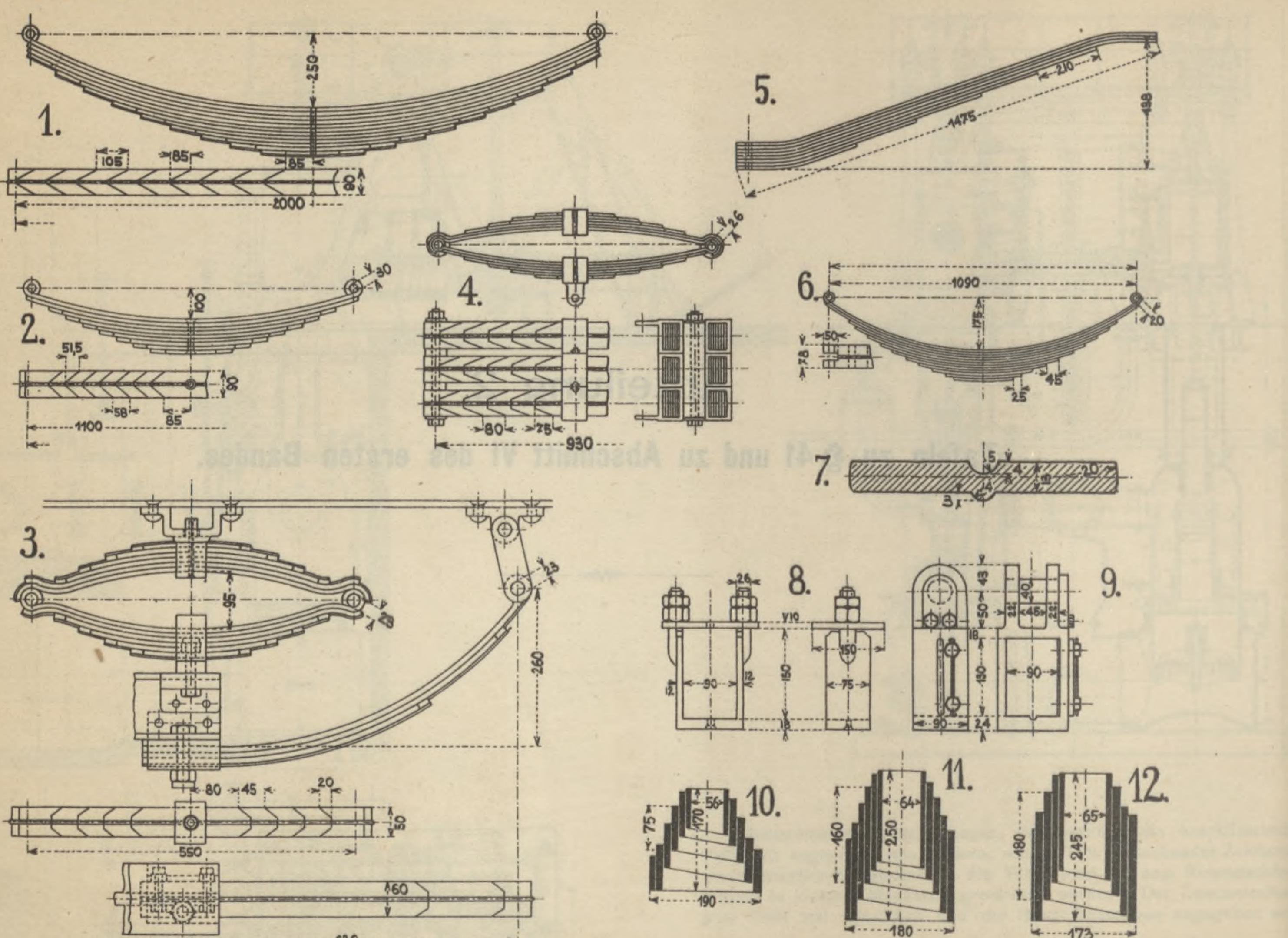
Zusammenstellungszeichnungen, bei welchen die anschliessenden Teile mit angegeben sein müssen, wie z. B. in vorstehender Zeichnung einer Balanzier-Pumpmaschine die Windkessel bis zum Rohranschluss, müssen in kleinem Maaßstab gezeichnet werden. Der Zusammenhang aller Teile soll ersichtlich und die Haupt Baumaasse angegeben sein.

Abteilung 2.

Tafeln zu § 41 und zu Abschnitt VI des ersten Bandes.

Nach Zeichnungen
der
Federnfabrik Dittmann & Neuhaus.

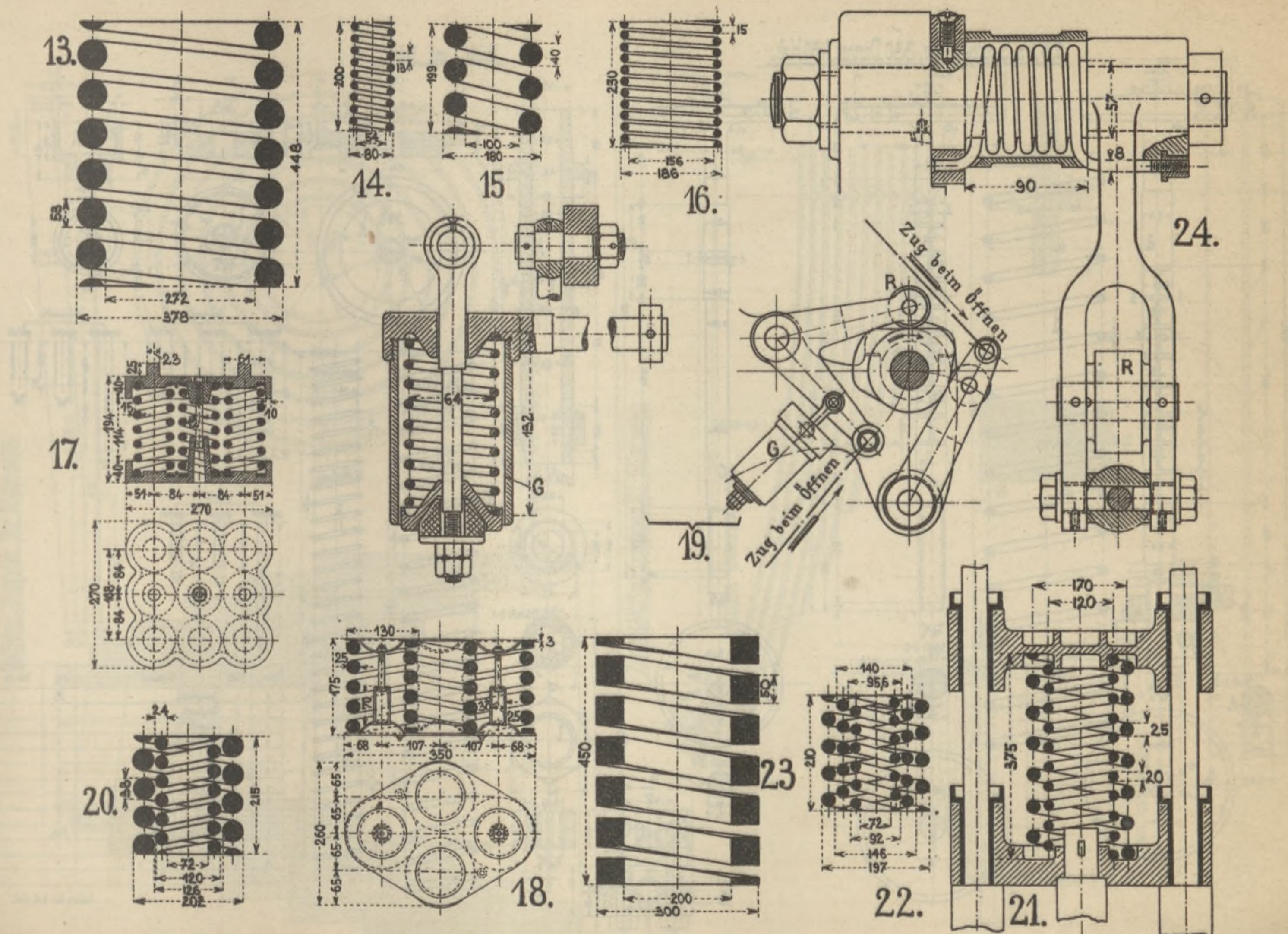
Ausgeführte Federn.



1. Tragfeder für kurzgekuppelte zweiachsige Berliner Stadtbahnwagen, 12 Blatt 90 × 13 mm gerippt. 2. Tragfeder für zweiachsige 12,5 Tonnen-Güterwagen, 9 Blatt 90 × 13 mm. 3. Tragfedern für elektrische Strassenbahnwagen, innere Feder 2 × 6 Blatt 50 × 7,4 gerippt, äussere Feder 3 Blatt 60 × 10 mm gerippt. 4. Doppel- oder Querfeder mit Bunden je 6 Blatt 90 × 9 mm gerippt. 5. Tragfeder für Förderkörbe, 8 Blatt 65 × 12 mm gerippt. 6. Tragfeder für Förderkörbe, 12 Blatt 78 × 8 mm gerippt. 7. Ausführung der Rippen zur Verhinderung des Verschiebens für 1—6. 8. u. 9. Federbunde für Waggon- und Lokomotiv-Tragfedern. 10 Konische Spiralfeder, Tragkraft 4000 kg, Flachstahl 75 × 11 mm. 11. Tragkraft 7000 kg; 160 × 10,5 mm. 12. Tragkraft 15000 kg; 180 × 16 mm.

Text in § 41.

Ausgeführte Federn.

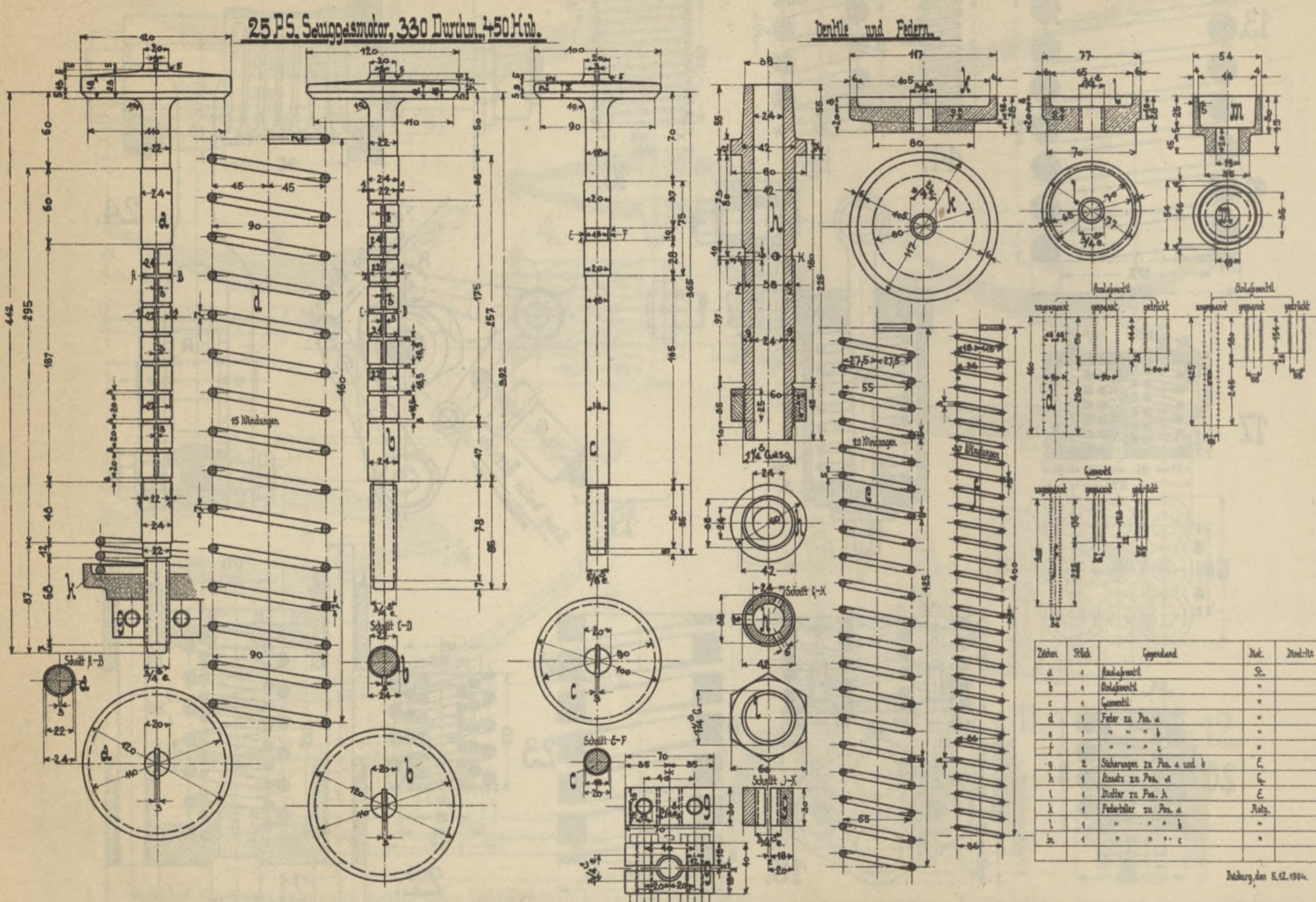


13., **14.**, **15.**, **16.** Zylindrische Spiralfedern aus Rundstahl für Druck- und Zugvorrichtungen. **17.** u. **18.** Zylindrische Trag-Spiralfedern aus Rundstahl mit Teller und Schrauben für Eisenbahnwagen. **19.** Spiralfeder in Gehäuse *G*, damit Rolle *R* stets angedrückt wird. **20.** Doppelte Spiralfeder für Druck- und Stossvorrichtungen. **21.** Doppelte Spiralfeder für Wasserdruck-Akkumulatoren. **22.** Dreifache Spiralfeder für Druck- und Stossvorrichtungen. **23.** Zylindrische Spiralfeder aus Quadratstahl. **24.** Durch Aufwickelung wirkende Feder, dient demselben Zweck wie 19.

Die Federn Nr. 13—18, 20 u. 22 zeigen Ausführungen der Federnfabrik Dittmann & Neuhaus, Herbede i. W.

Text in § 41.

Spiralfedern und Ventile
zum Sauggasmotor 25 PS.

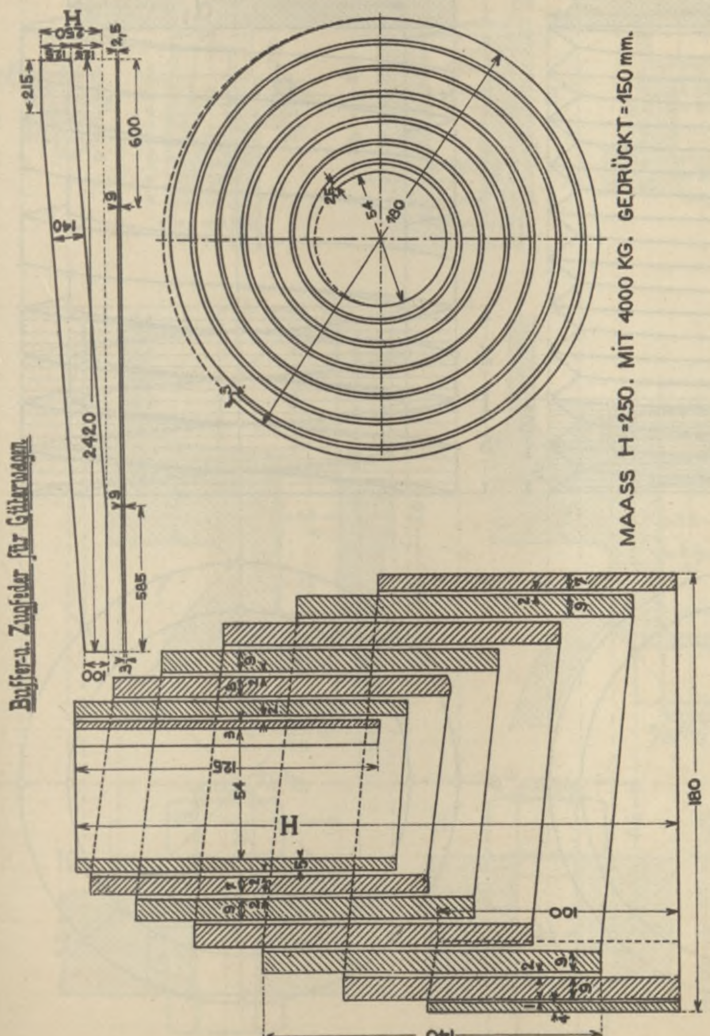


Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.-Nr.
a	1	Auslaßventil	St.	
b	1	Einlaßventil	"	
c	1	Gasventil	"	
d	1	Feder zu Pos. a	"	
e	1	" " " b	"	
f	1	" " " c	"	
g	2	Sicherungen zu Pos. a und b	E.	
h	1	Einsatz zu Pos. a	G.	
i	1	Mutter zu Pos. h	E.	
k	1	Federteller zu Pos. a	Rotg.	
l	1	" " " b	"	
m	1	" " " c	"	

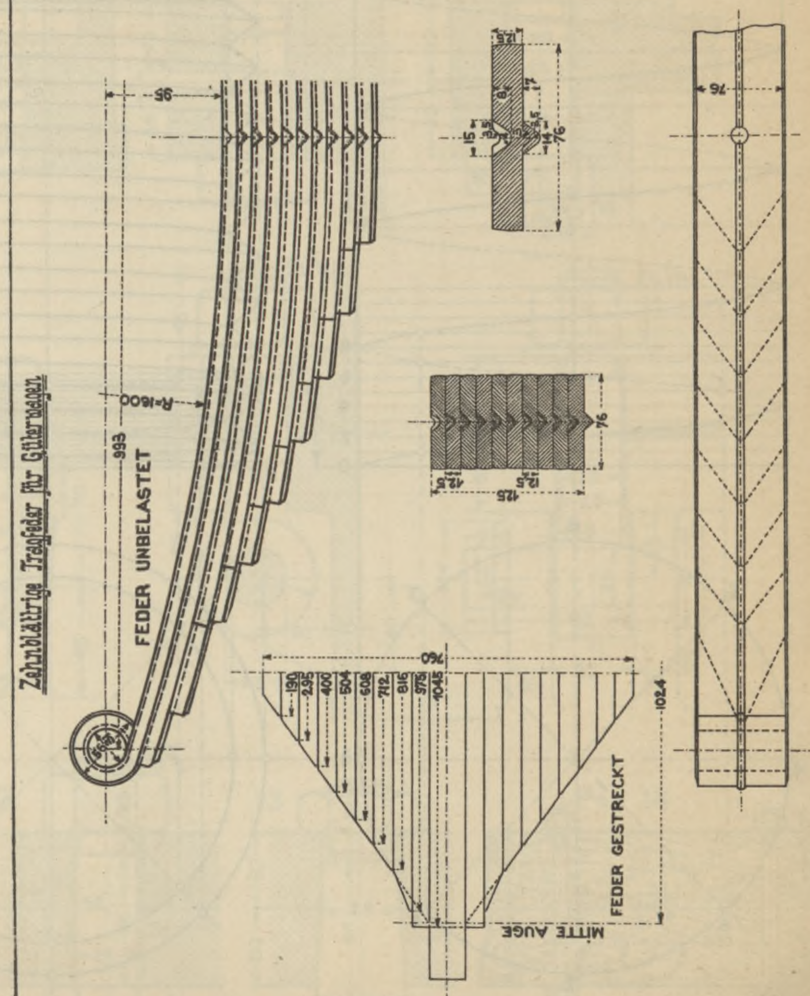
Duisburg, den 5.12.1904.

Die Federn sind in ungespanntem Zustand zu zeichnen, aber auch deutlich die Baulänge in gedrücktem und gespanntem Zustand anzugeben, wie in obiger Tafel (rechts) gezeichnet. Die Zeichnung zeigt 3 verschiedene Spiralfedern d—f. Text in § 41.

Ausgeführte Federn.



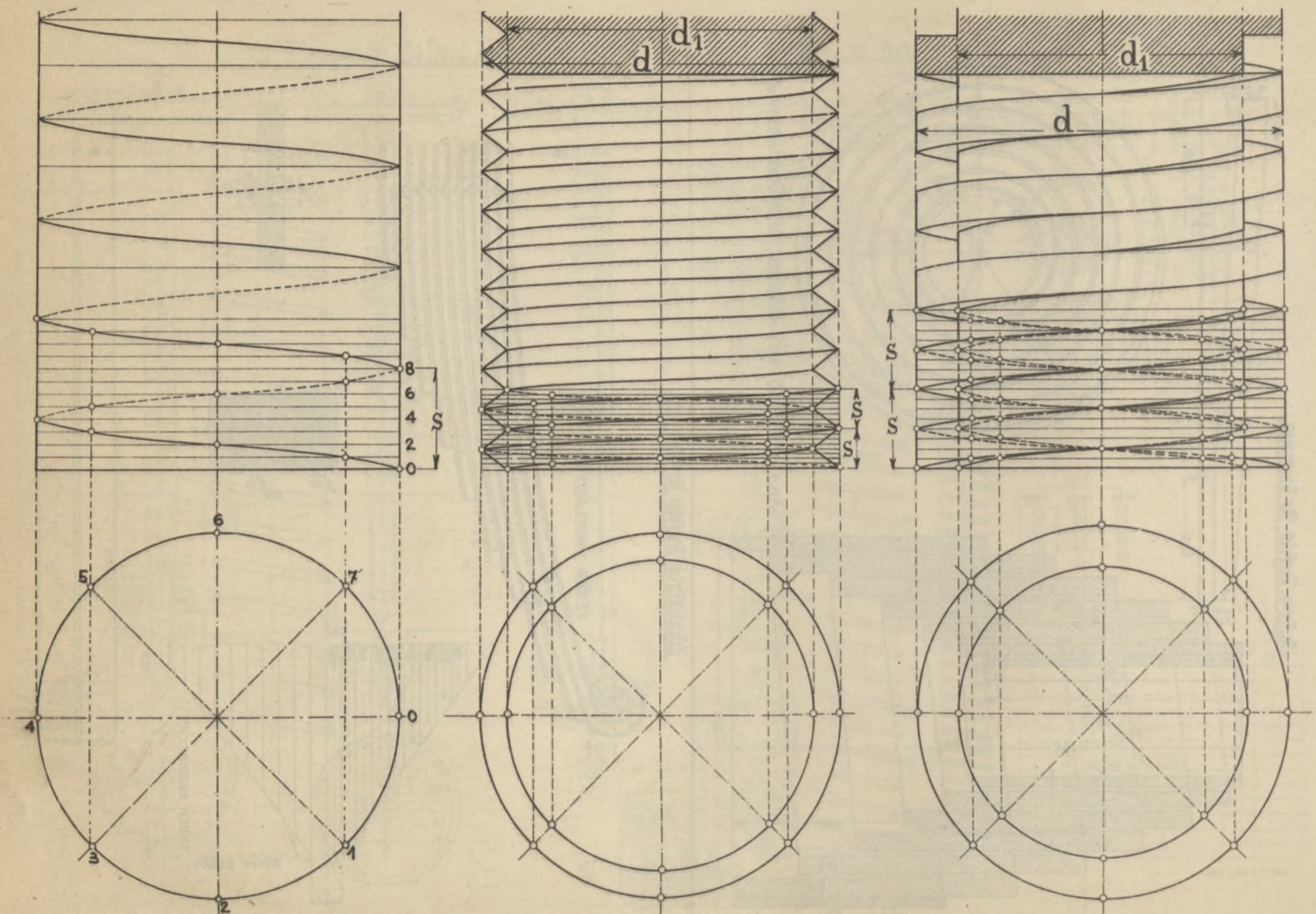
Buffer- u. Zugfeder für Güterwagen



Zehnblättrige Tragfeder für Güterwagen

Text in § 41.

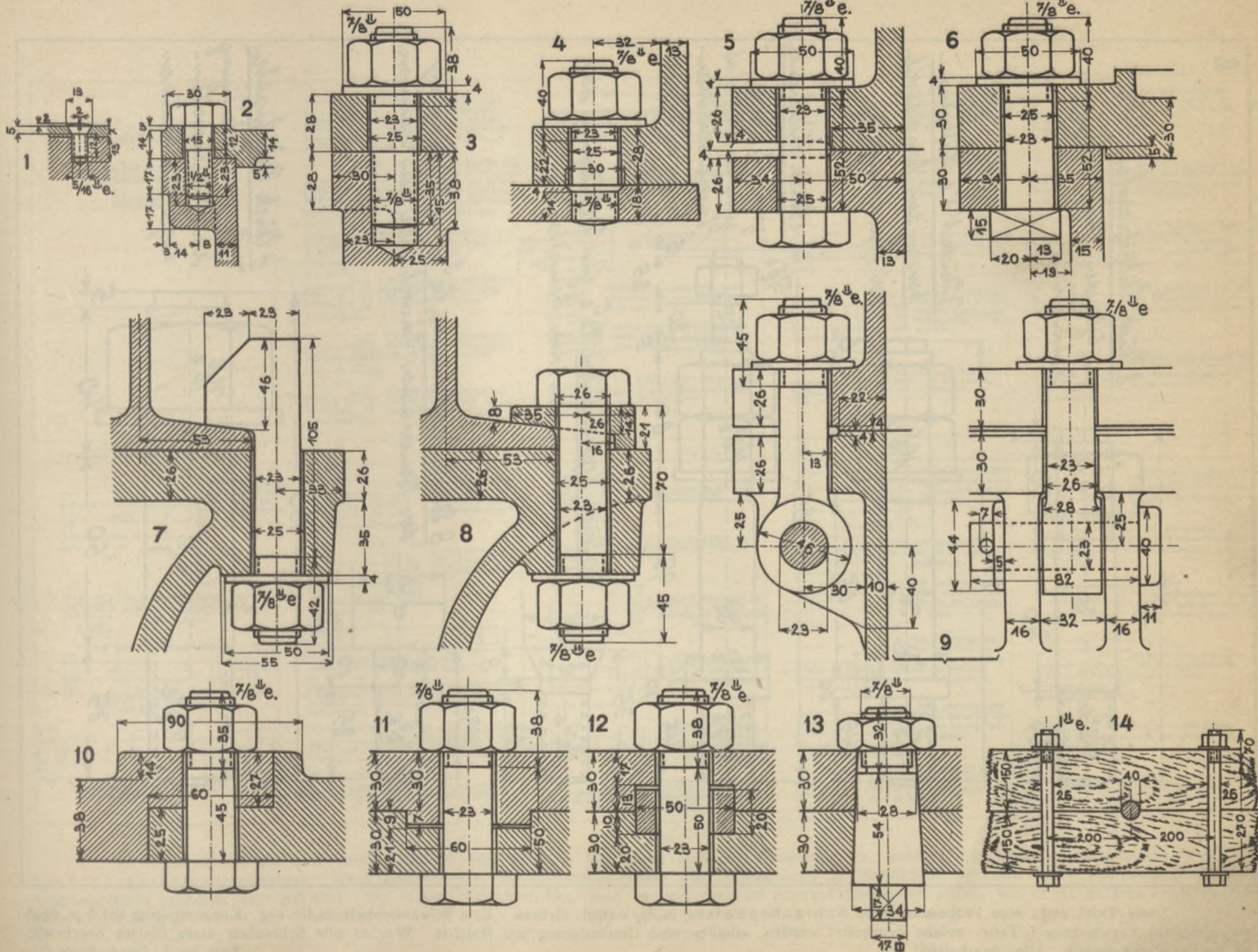
Übungstafel. Aufzeichnen des Gewindes.



Anfänger sollten einige Schraubengewinde nach vorstehendem Muster (für einen bestimmten Schraubendurchmesser, Maasse nach § 43 b u. 44 a) aufzeichnen, um sich über Schraubenlinie, Steigung, Gangzahl usw. Sicherheit zu verschaffen.

Text in § 43.

Schrauben-Verbindungen.

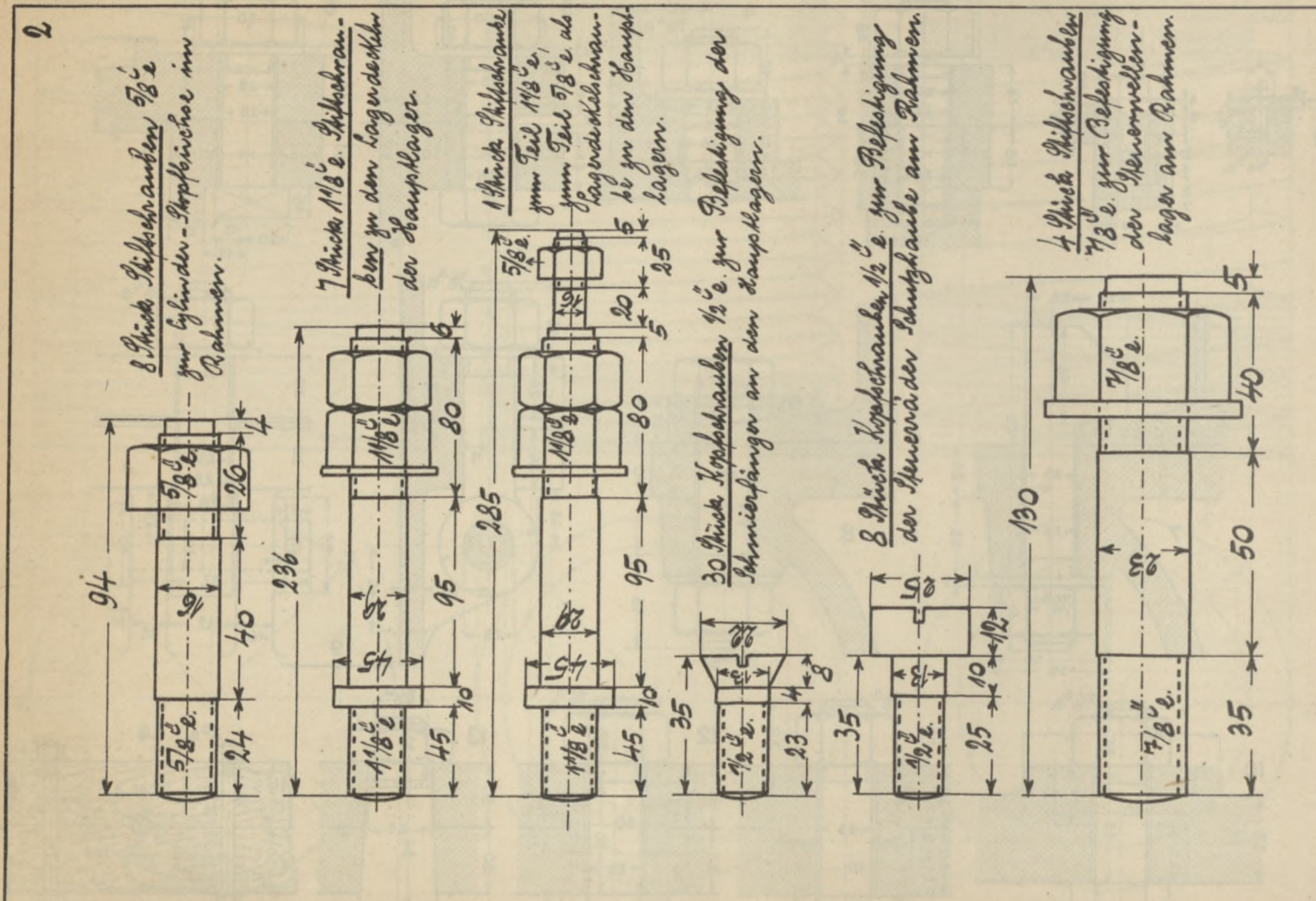


1. Versenkte Schraube. **2.** Kopfschraube. **3.** Stiftschraube. **4.** Stiftschraube in Eiscnblech befestigt. **5.** u. **6.** Kopfschrauben. **7.** Hakenschraube. **8.** Kopfschraube als Ersatz der Hakenschraube. **9.** Gelenkschraube. **10.** Plattenverbindung für einseitigen Druck. **11.** u. **12.** Für doppelseitigen Druck. **13.** Prisonstift. **14.** Holzverbindung.

Text in § 43.

Probeseite aus einem Schraubenheft

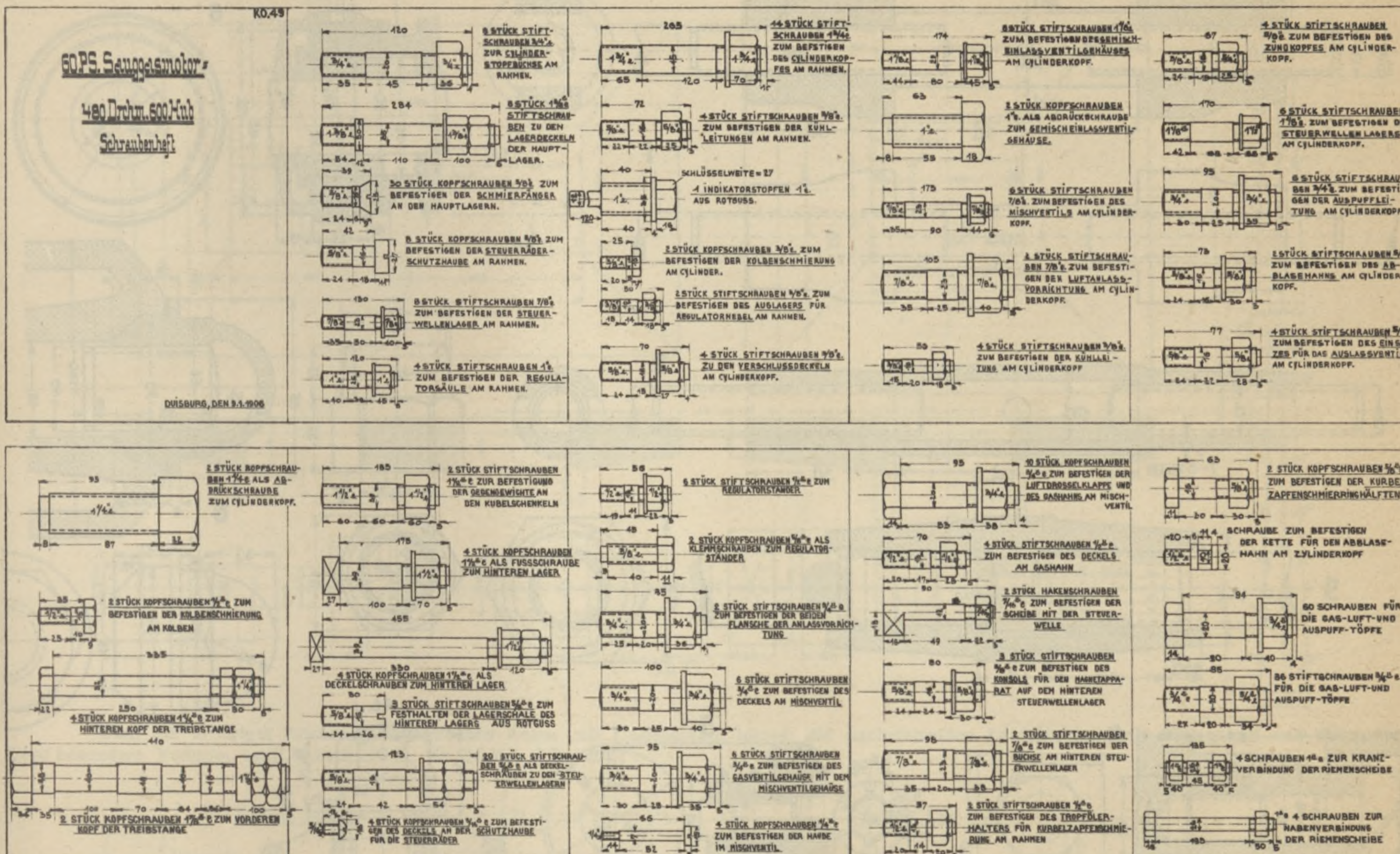
zum 25 PS. Gasmotor.



Diese Tafel zeigt eine Probeseite eines Schraubenheftes in $^2/_3$ natürl. Grösse. Zum Schraubenheft findet sog. Konzeptpapier (21,5 × 33,5 cm, gelblich) Verwendung. Teile, welche bearbeitet werden, erhalten eine Umränderung mit Rotstift. Werden alle Schrauben eines Blattes bearbeitet, so genügt der Vermerk „Alles bearbeiten".

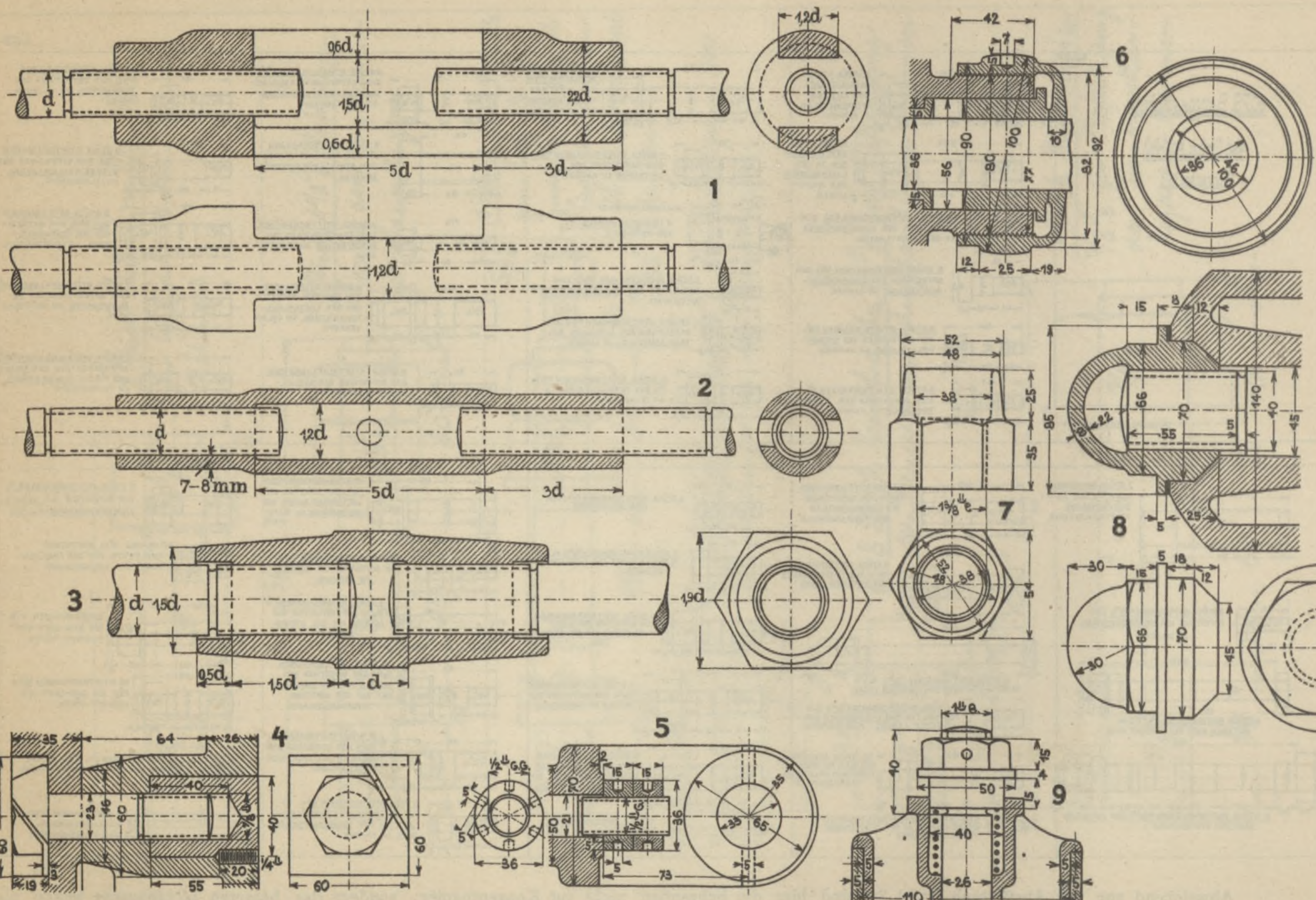
Text im I. Band, Seite 31.

Schraubenheft zum 60 PS. Gasmotor.



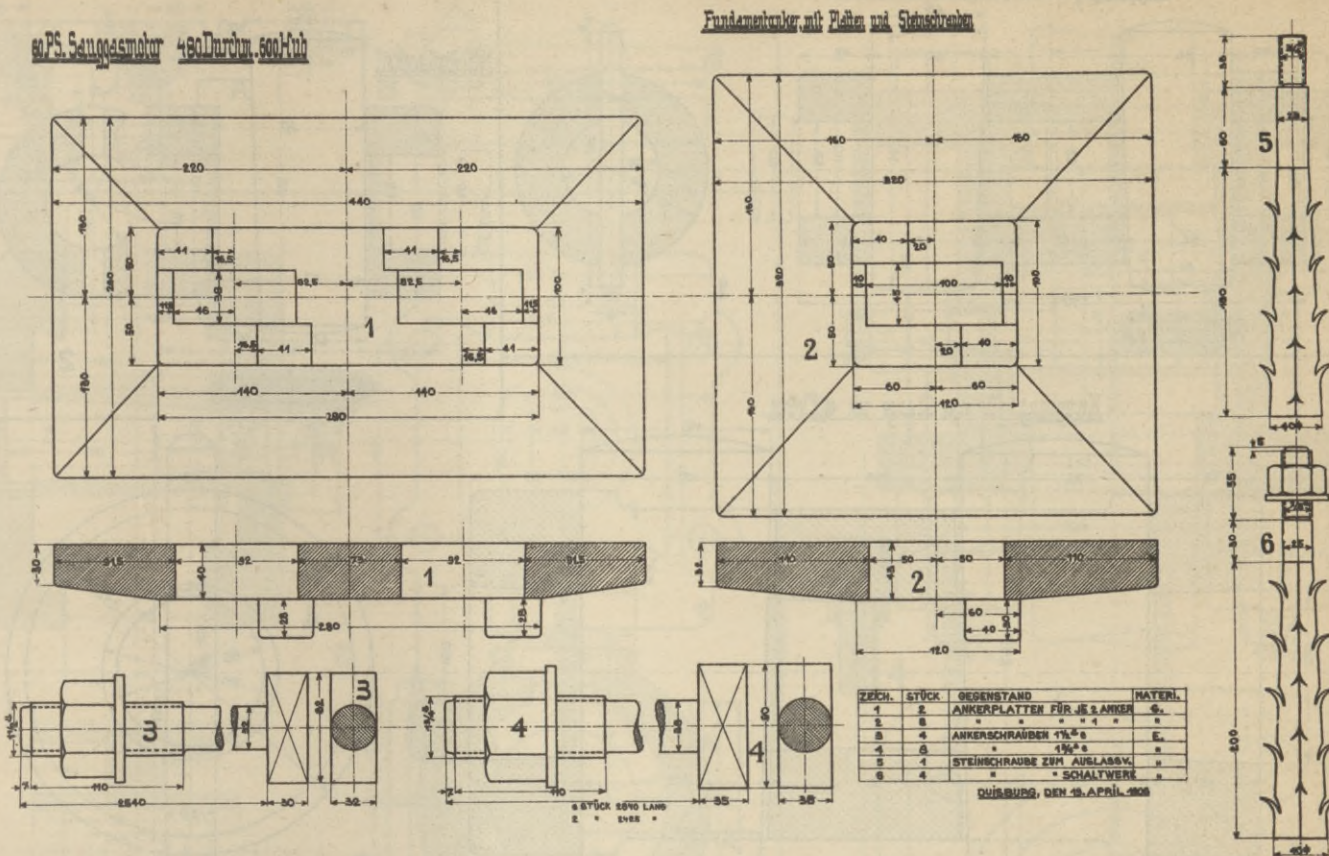
Abweichend von der Ausführung Tafel 30 sind hier die Schrauben nicht auf Konzeptpapier, sondern des besseren Lichtpausens wegen als Lichtpausoriginal gezeichnet Nach Zerschneiden der Lichtpause (Blau- oder Weisspause) in einzelne Blätter wird dann das Schraubenheft zusammengestellt (geheftet oder geklebt). Bei diesem Verfahren kann man bequem mehrere Schraubenhefte herrichten, wie es in grossen Fabriken vielfach üblich ist.

Spannschellen. Verschiedene Schraubenmuttern.



1. Spannschelle (Temperguss) mit Rechts- und Linksgewinde. 2. Spannschelle aus Pressrohr (die Enden zusammengestaucht). 3. Mutter mit Rechts- und Linksgewinde (bei Gasgewinde genaue Einstellung). Die Eindrehungen sollen das Gewinde verdecken. 4. Runde Mutter (Rotguss) durch Gewindestift gegen Drehen gesichert. 5. Runde Mutter mit Löcher für Hakenschlüssel. 6. Überwurfmutter mit Gasgewinde. 7. Mutter mit rundem Ansatz, welcher das Gewinde verdecken soll. 8 Haubenmutter mit konischem Ansatz. 9. Sechskantmutter mit rundem Ansatz, dessen Ringfläche als nachstellbarer Federträger dient (Pumpenventil). Text in § 43.

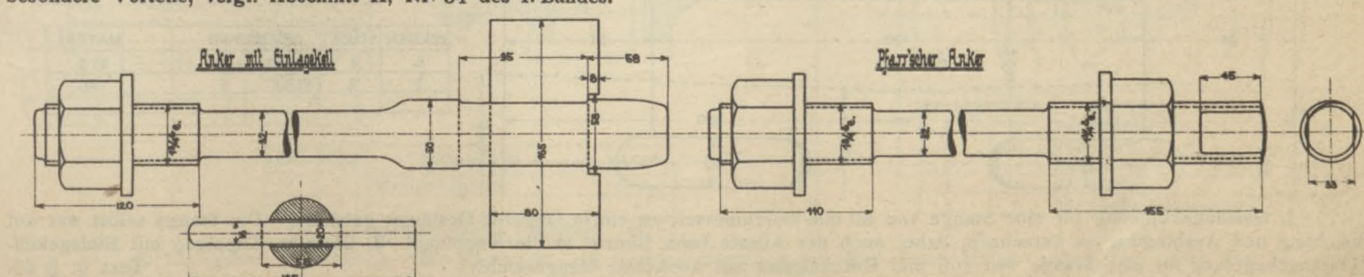
Fundamentanker mit Platten, Steinschrauben.



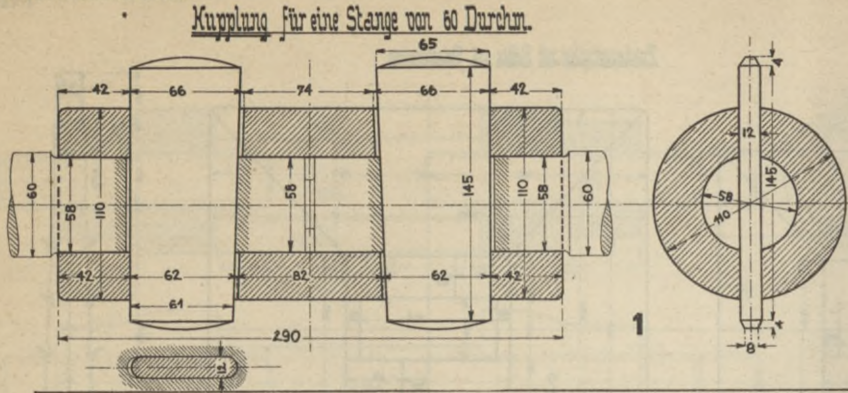
ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MATERI.
1	2	ANKERPLATTEN FÜR JE 2 ANKER	G.
2	8	" " " 1 "	"
3	4	ANKERSCHRAUBEN 1½" ⌀	E.
4	6	" 1¾" ⌀	"
5	1	STEINSCHRAUBE ZUM AUSLASSV.	"
6	4	" " SCHALTWERK	"

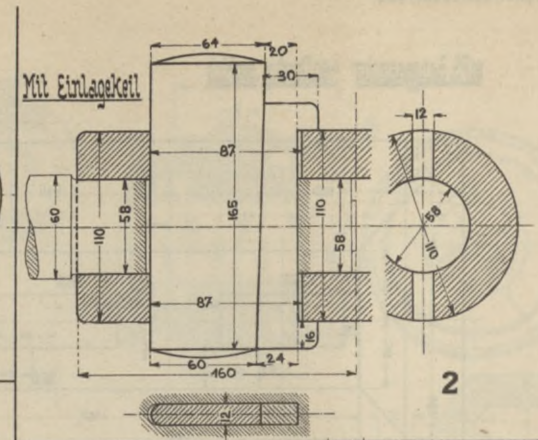
DUISBURG, DEN 19. APRIL 1906

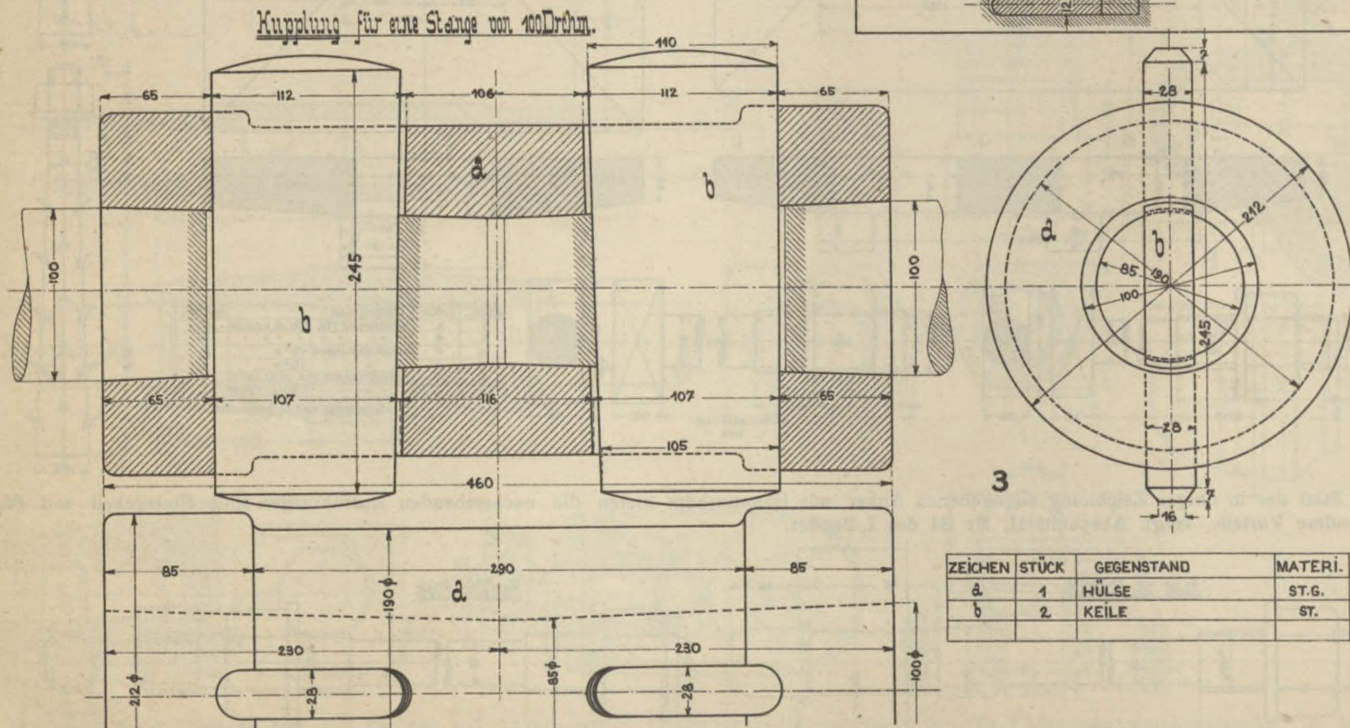
Statt der in obiger Zeichnung angegebenen Anker mit Hammerkopf bieten die nachstehenden Ausführungen mit Einlagekeil und Pfarrschem Kopf besondere Vorteile, vergl. Abschnitt II, Nr. 34 des I. Bandes.



Keilverbindungen.



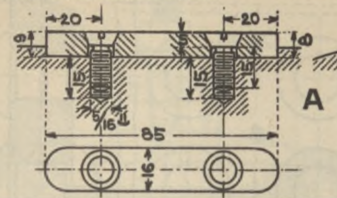


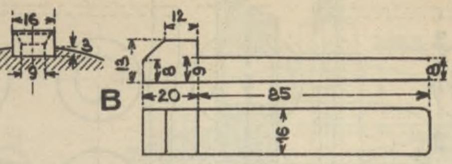


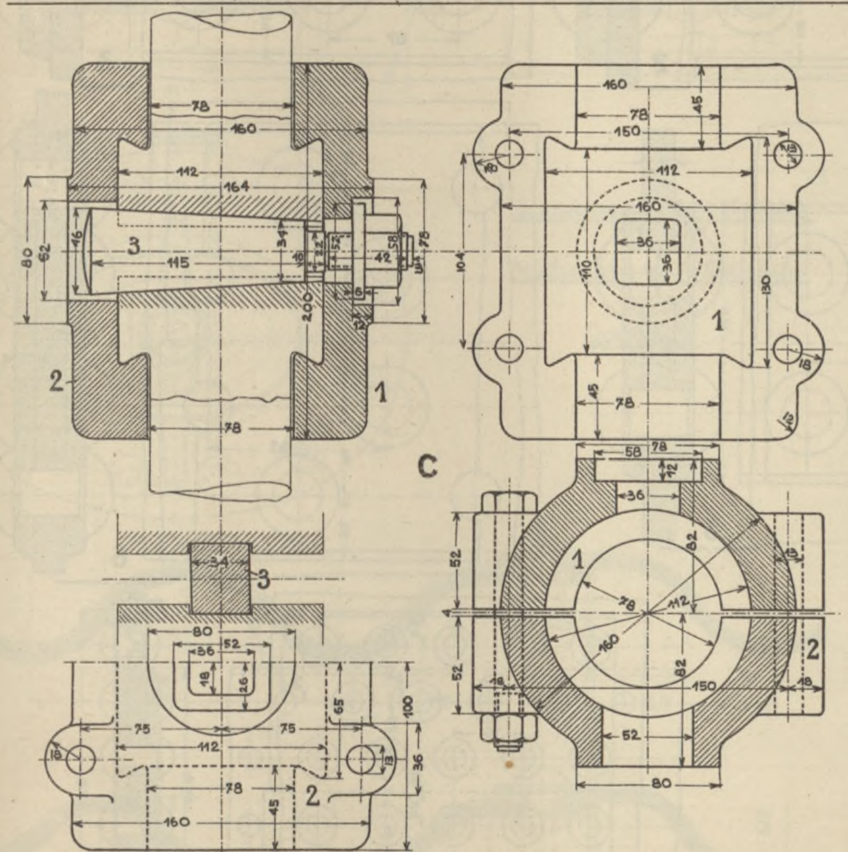
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERI.
a	1	HÜLSE	ST.G.
b	2	KEILE	ST.

1. Gestängekupplung für eine Stange von 60 mm Durchmesser, zu einem längeren Gestänge gehörend. Die Stange selbst war auf Zerknickung und Ausbiegung zu berechnen, daher auch der Absatz beim Eintritt in die Kupplung. **2.** Dieselbe Kupplung mit Einlagekeil. **3.** Gestängekupplung für eine Stange von 100 mm Durchmesser mit konischen Stangenenden. Text in § 48.

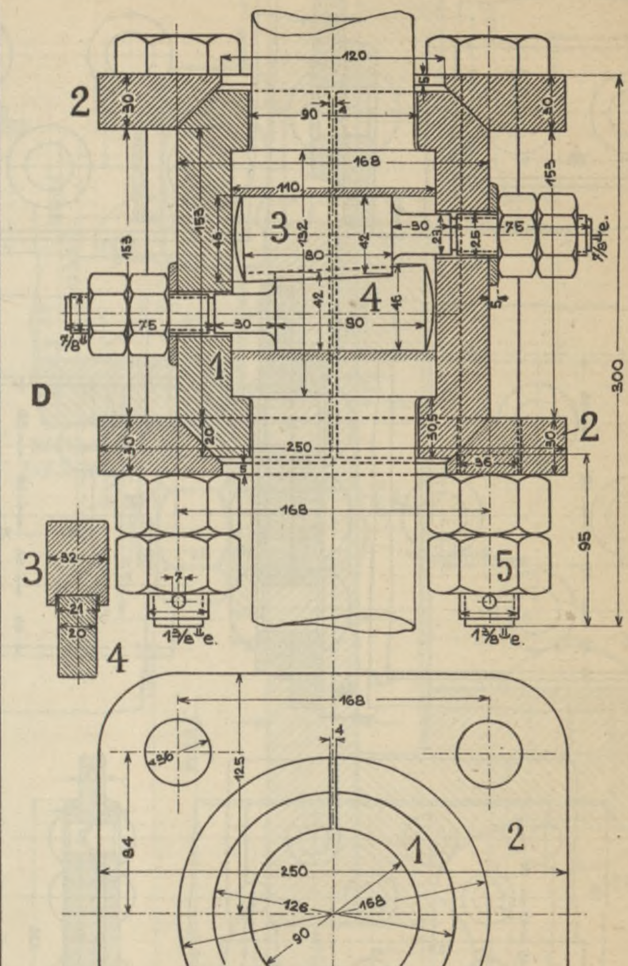
Keilverbindungen.







ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MATERI.
1	1	SCHALENHÄLFTE	ST.G.
2	1	"	"
3	1	KEIL MIT MUTTER U. SCHEIBE	ST.

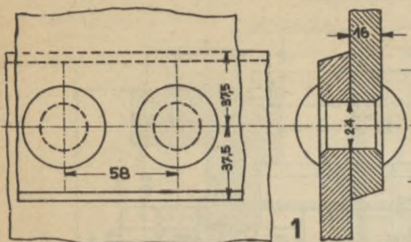


ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
1	2	HÜLSENHÄLFTEN	ST.G.
2	2	FLANSCHE	E.
3	1	OBERER KEIL	ST.
4	1	UNTERER "	"
5	4	VERBINDUNGSSCHRAUBEN	E.

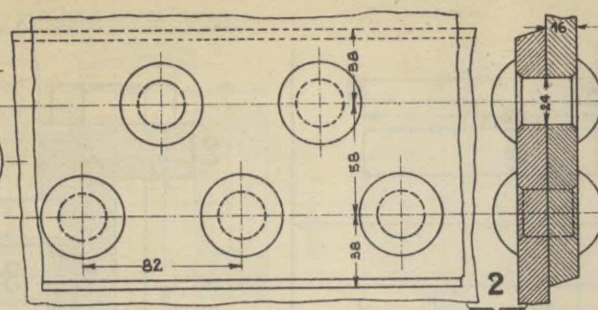
A. Einlegekeil (Federkeil). *B.* Nasenkeil. *C.* Gestängekupplung mit Keil durch Mutter anzuziehen. Der Keil ist beiderseitig konisch. *D.* Gestängekupplung mit Doppelkeil, von denen der obere über den unteren greift, um Ausweichen zu verhindern. Die Kupplung besteht aus 2 Hälften, welche durch Flansche mit Konus an den Stangenbund gepresst werden. Text in § 46.

Zeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

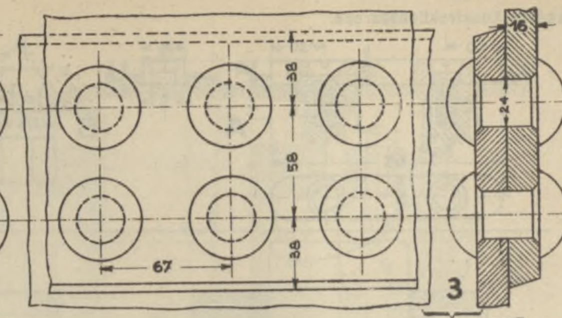
Nietverbindungen.



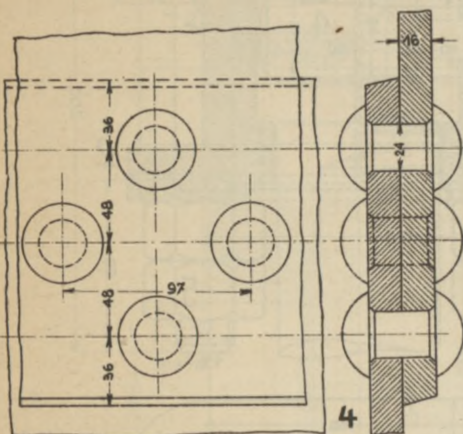
1



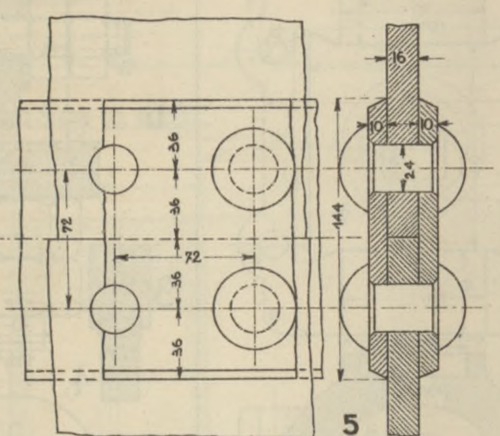
2



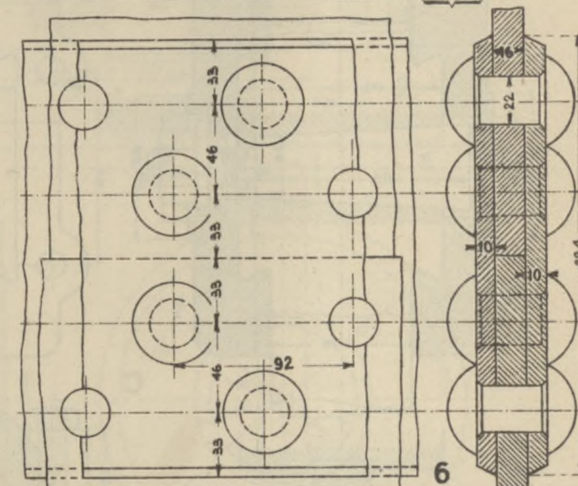
3



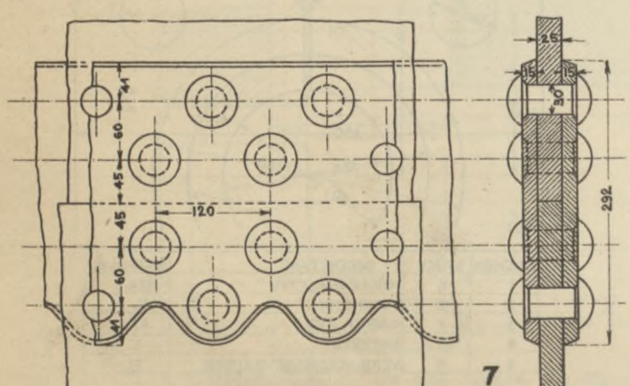
4



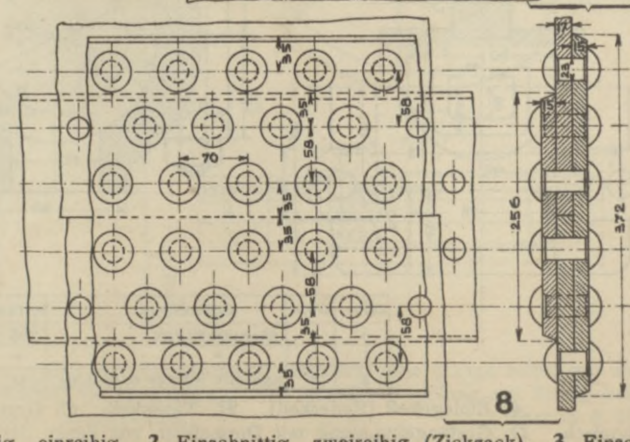
5



6



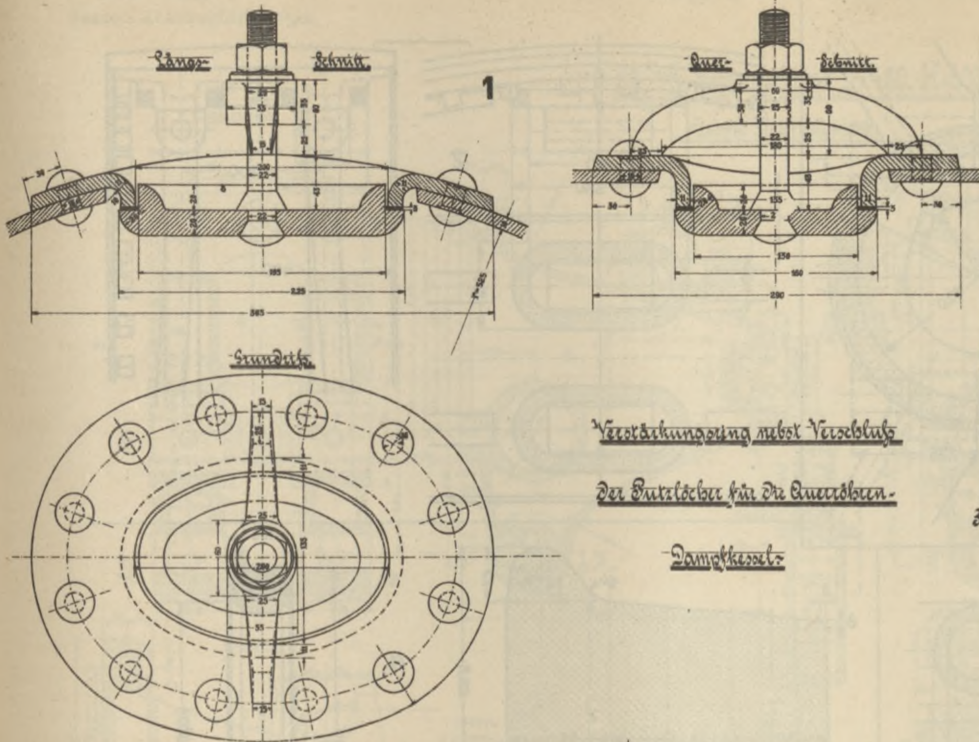
7

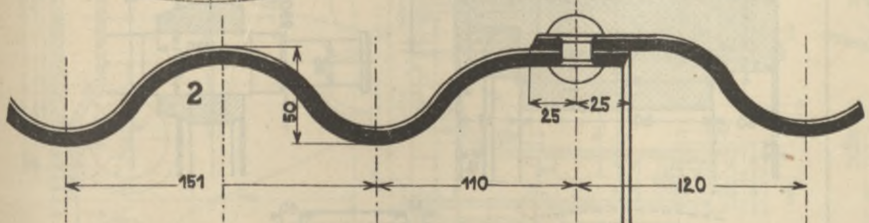


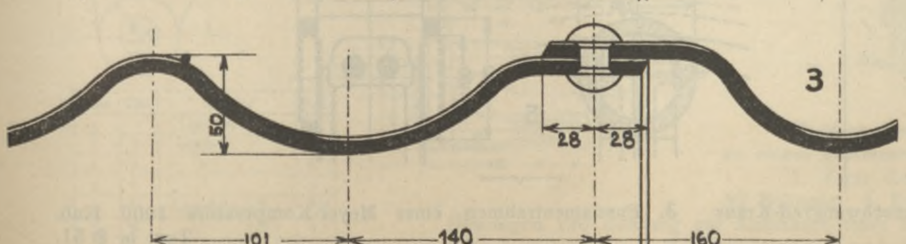
8

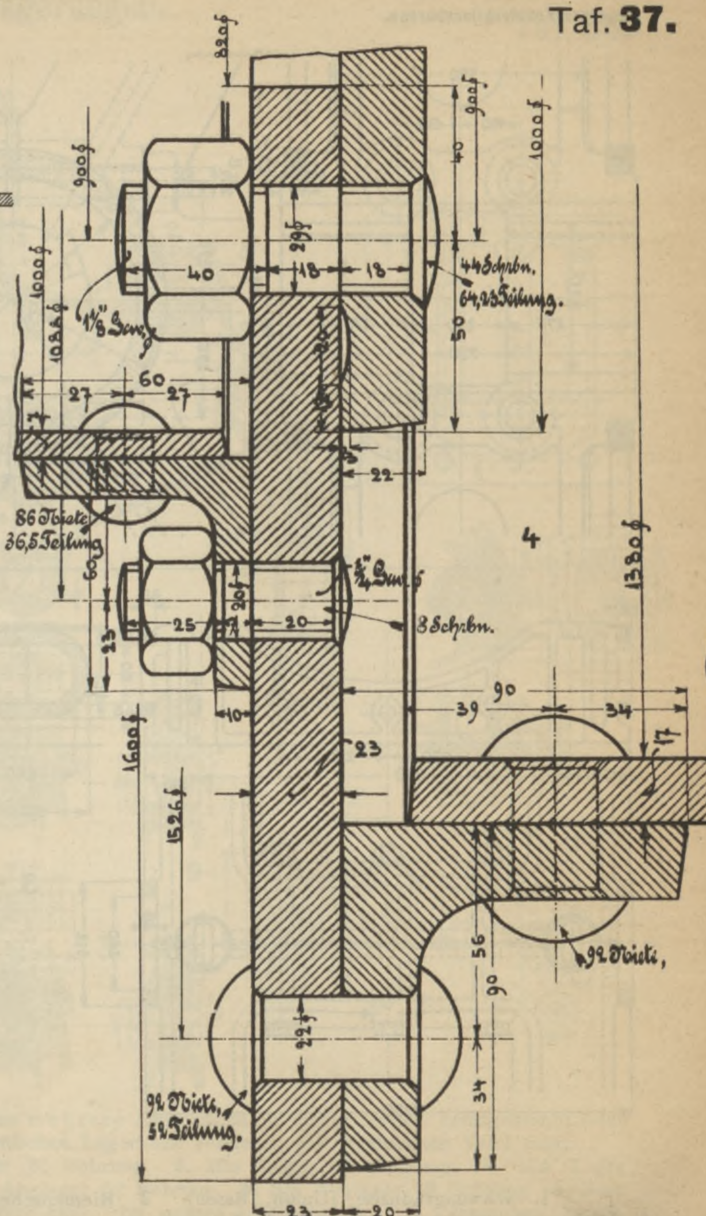
Auf dieser Tafel sind folgende Verbindungen dargestellt: **1**. Einschnittig, einreihig. **2**. Einschnittig, zweireihig (Zickzack). **3** Einschnittig, zweireihig (Parallel). **4**. Einschnittig, dreireihig. **5**. Zweischnittig, einreihig. **6**. u. **7**. Zweischnittig, zweireihig. **8**. Zweischnittig, dreireihig.

Nietverbindungen.



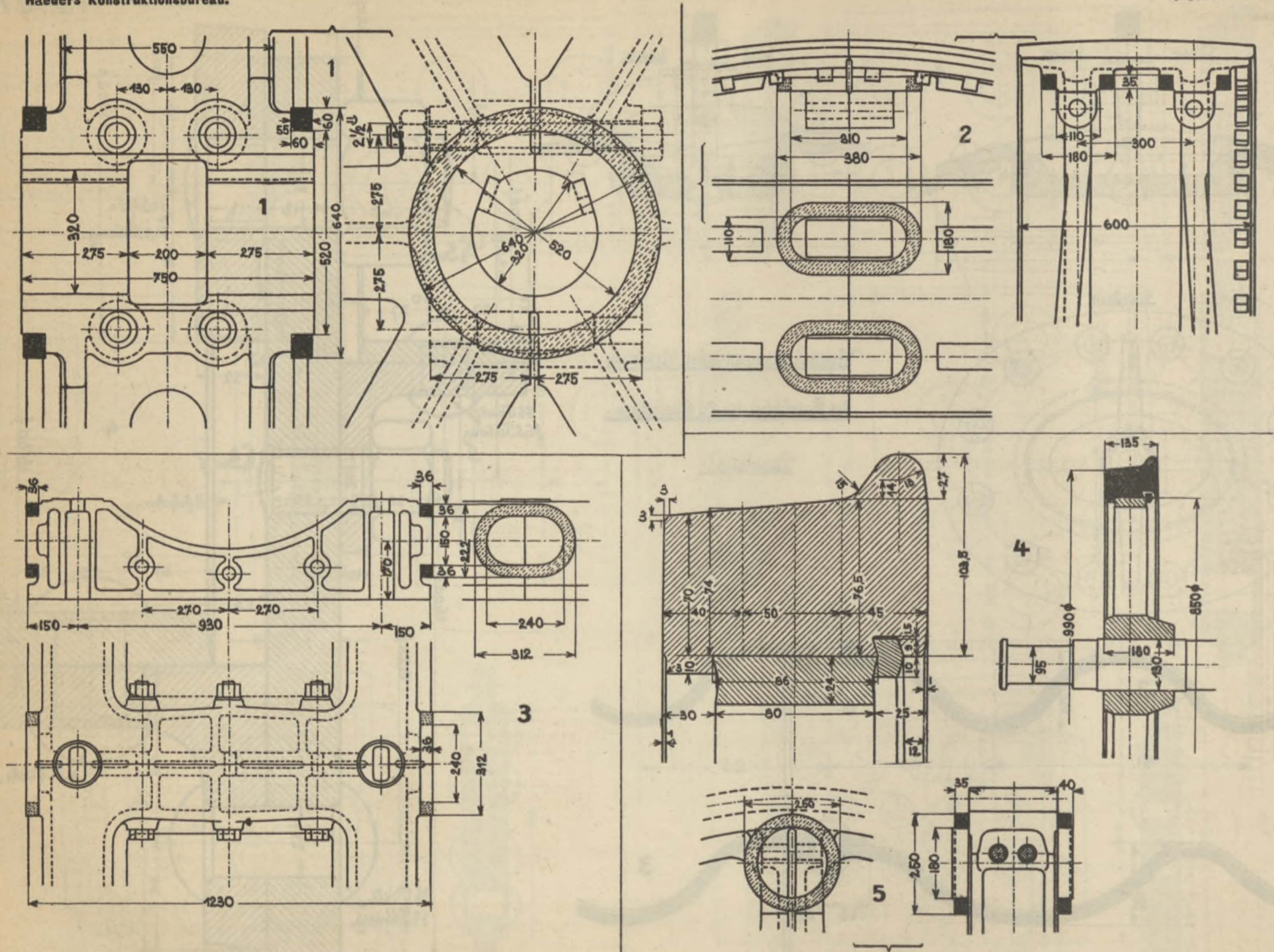






1. Verstärkungsring nebst Verschluss der Putzlöcher für Querröhren-Dampfkessel. **2.** Fox-Wellrohr. **3.** Morison-Wellrohr. **4.** Nietverbindung an der Stirnwand des ausziehbaren Rauchröhrenkessels einer Siegelschen Lokomobile. Text in § 50.

Schrumpfmittel.

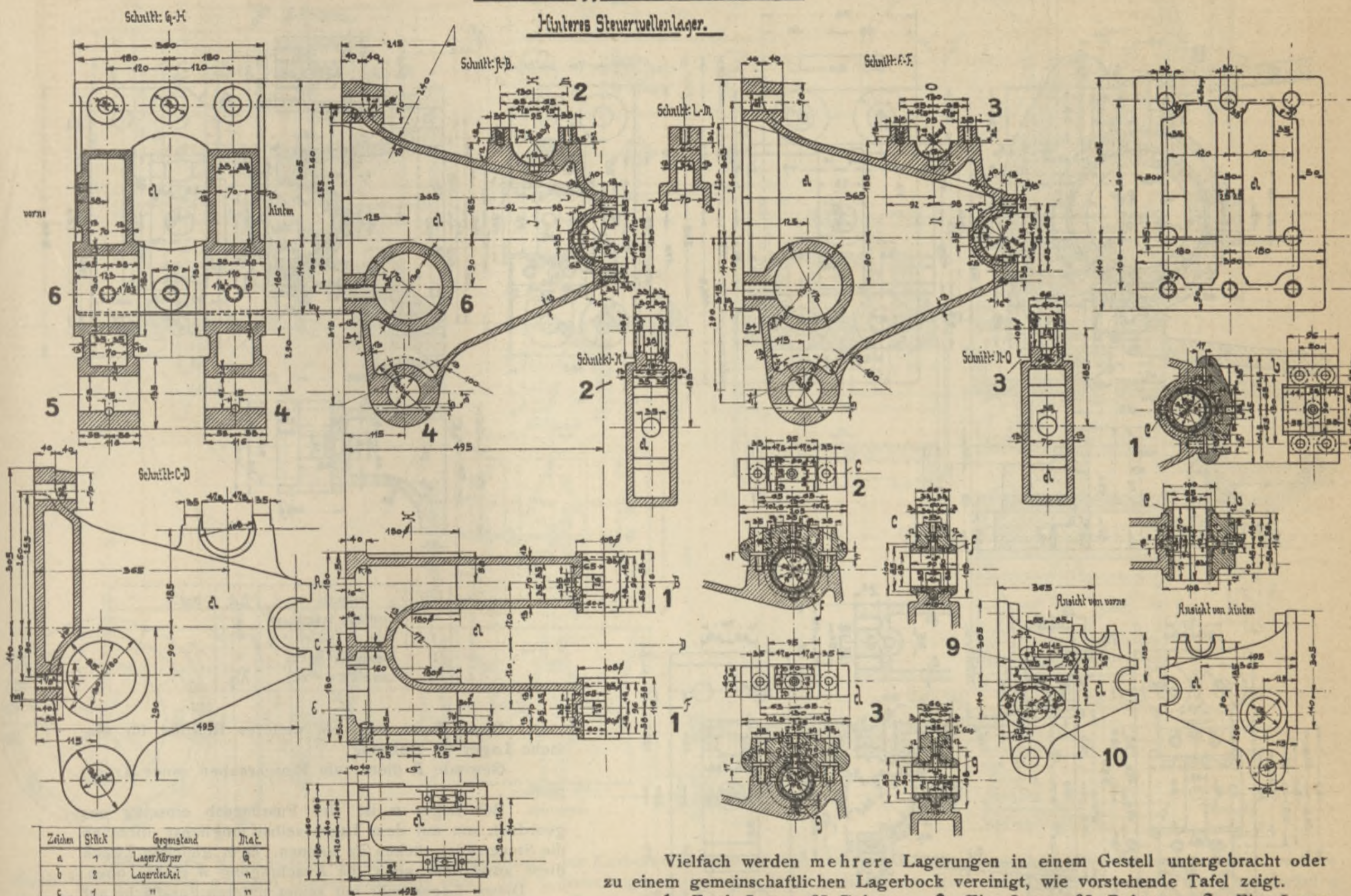


1. Schwungradnabe (Union, Essen). **2.** Riemenscheibenschwungrad-Kranz. **3.** Fundamentrahmen eines Meyer-Kompressors 1000 Hub. **4.** Bandage für Eisenbahnwagenrad. **5.** Zahnradkranz. Text in § 51.

Lagerbock mit 8 Lagerungen.

60 P. S. Sauggasmotor. D=480. H=600.

Hinteres Steuerwellenlager.

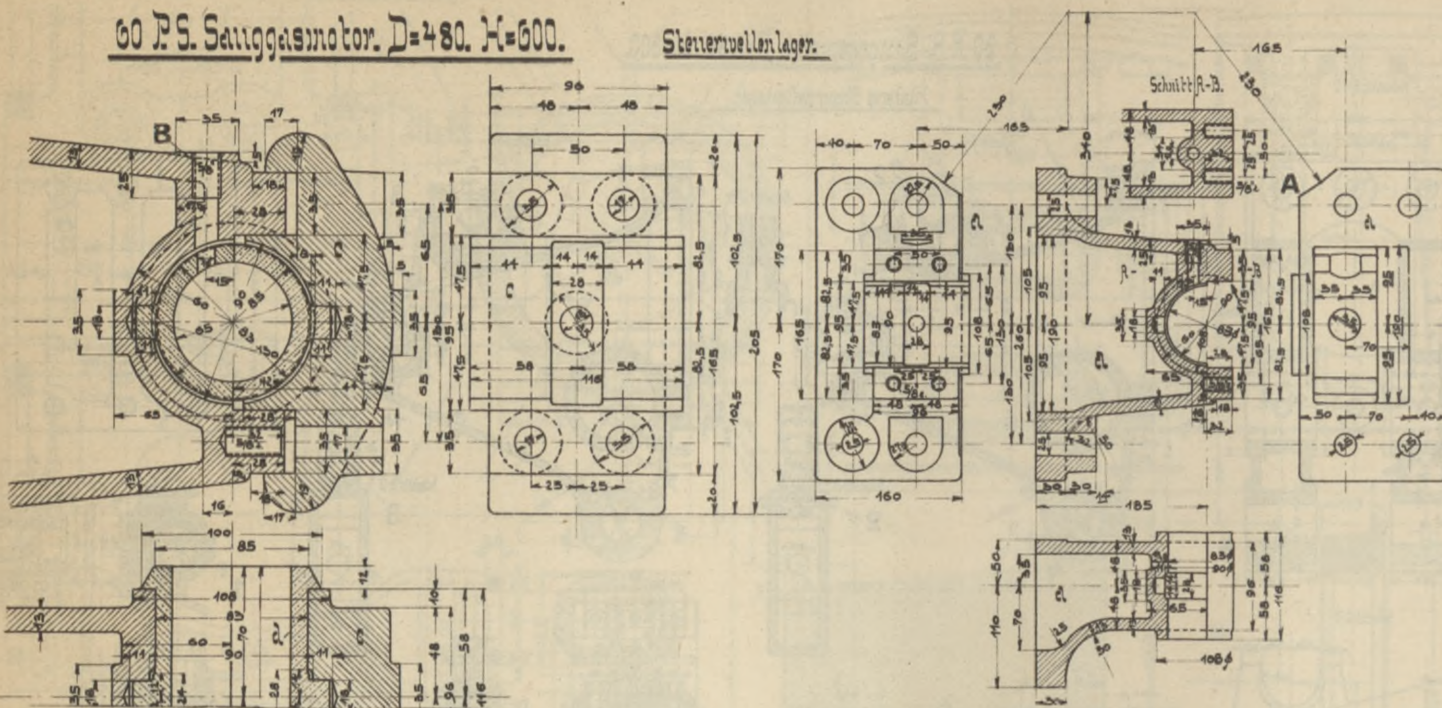


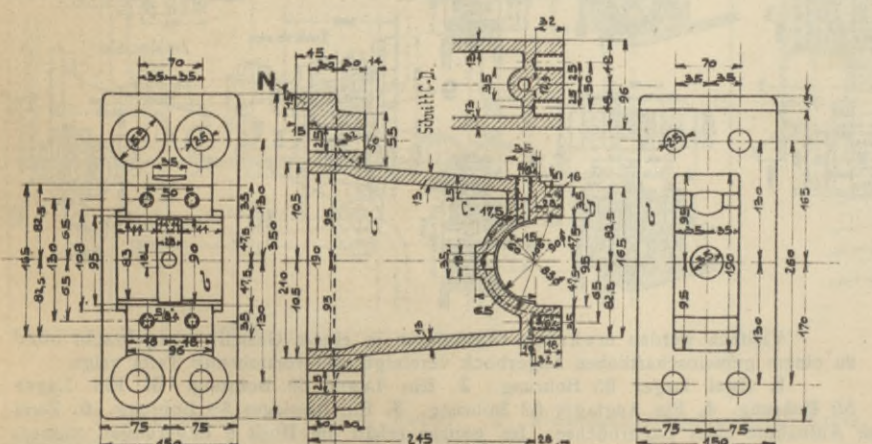
Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.
a	1	Lagerkörper	G
b	2	Lagerdeckel	"
c	1	"	"
d	1	"	"
e	4/2	Lagerschalen zu Pos. a	Rtg
f	2/2	" " " c	"
g	2/2	" " " d	"

Vielfach werden mehrere Lagerungen in einem Gestell untergebracht oder zu einem gemeinschaftlichen Lagerbock vereinigt, wie vorstehende Tafel zeigt. **1.** Zwei Lager 65 Bohrung. **2.** Ein Lager 65 Bohrung. **3.** Ein Lager 50 Bohrung. **4.** Ein Auglager 62 Bohrung. **5.** Ein Auglager 68 Bohrung. **6.** Zwei Öffnungen 130 Bohrung zur Aufnahme einer Lagerbüchse. Im ganzen erhält der Bock 8 Lagerungen, ausserdem Arbeitsleisten 9 für Magnetapparat und 10 für Lagerbüchse in 6.

Text in § 53.

Zwei Konsollager je 65 Bohrung.





Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.Nr.
a	1	Lagerkörper (vorderes Lager)	G.	
b	1	" (mittleres ")	"	
c	2	Lagerdeckel zu Pos. a u. b	"	
d	4/2	Lagerschalen " " a u. b	Rtg.	

Diese Tafel zeigt ein weiteres Beispiel für einfache Lager 65 Bohrung.

Gewinde *B* dient zum Einschrauben eines Tropfölers.

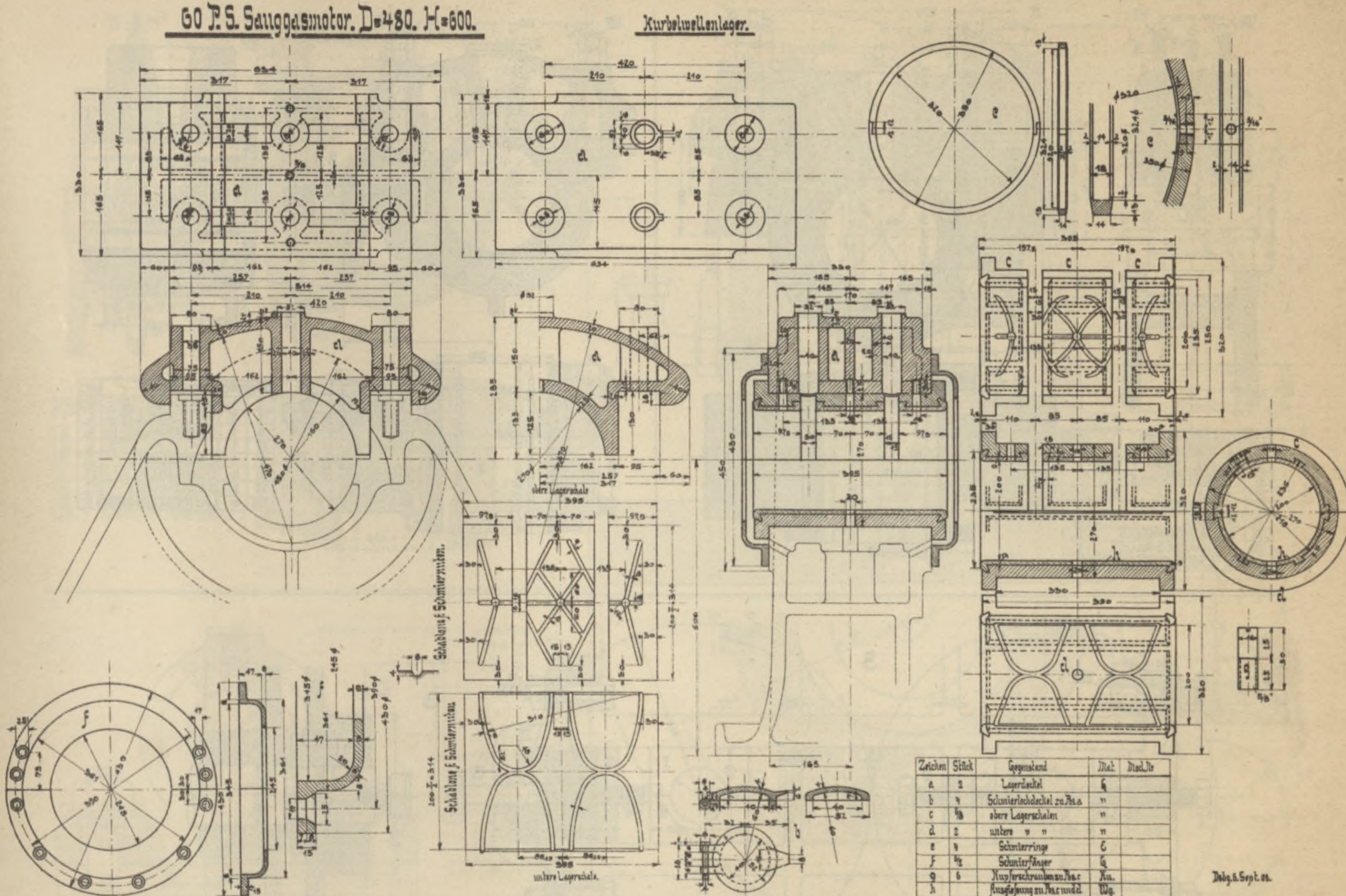
Bei Lager *a* ist der Fussflansch einseitig angeordnet, um mit dem Lager selbst möglichst dicht an die Steuerräder rücken zu können. Dem gleichen Zweck dient ausserdem noch die Abschrägung *A* rechts oben.

Dieses Lager ruht mit seiner unteren Fussfläche auf einer Arbeitsleiste.

Lager *b* ist symmetrisch angeordnet. Zur Entlastung der Schrauben ist oben eine Nase *N* vorgesehen.

Text in § 53.

Ringschmierlager für Kurbelwellen.



Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
a	2	Lagerdeckel	G	
b	4	Schmierlochdeckel zu Pos. a	"	
c	6/3	obere Lagerschalen	"	
d	2	untere " "	"	
e	4	Schmierringe	E	
f	6/2	Schmierfänger	G	
g	6	Kupferschrauben zu Pos. c	Ku.	
h		Ausgiessung zu Pos. c und d	Wg.	

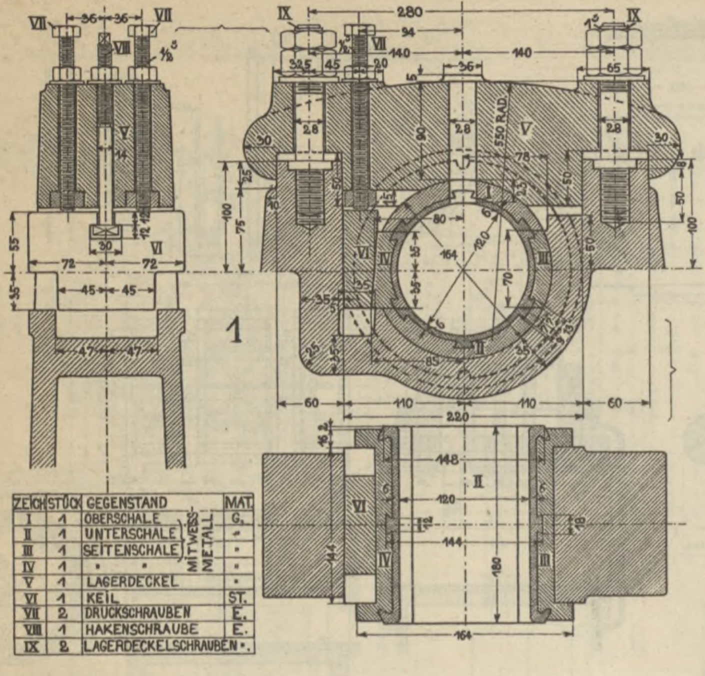
Zweiteiliges **Ringschmierlager** (270 Bohrung) zur Kurbelwelle eines 60 PS. Gasmotors. Die Oberschale besteht aus 3 Teilen, welche durch $^5/_8$" Schrauben *g* gegen Drehen gesichert sind. Die Schmierfänger *f* sind geteilt und derart am Rahmenfuss befestigt, dass der Lagerdeckel *a* ohne Entfernung der Schmierfänger abgehoben werden kann. Durch die Schmierfänger *f* wird das austretende Öl aufgefangen und dem Ölbehälter wieder zugeführt. Das Arbeiten der Schmierringe *c* kann durch Öffnungen im Lagerdeckel, welche durch Schmierlochdeckel *b* verschlossen sind, beobachtet werden.

Der Lagerdeckel *a* ist zwecks Gewichtsersparnis als Hohlkörper durchgebildet. Die Schmiernuten für die Lagerschalen sind in der Zeichnung angegeben.

Text in § 53 g.

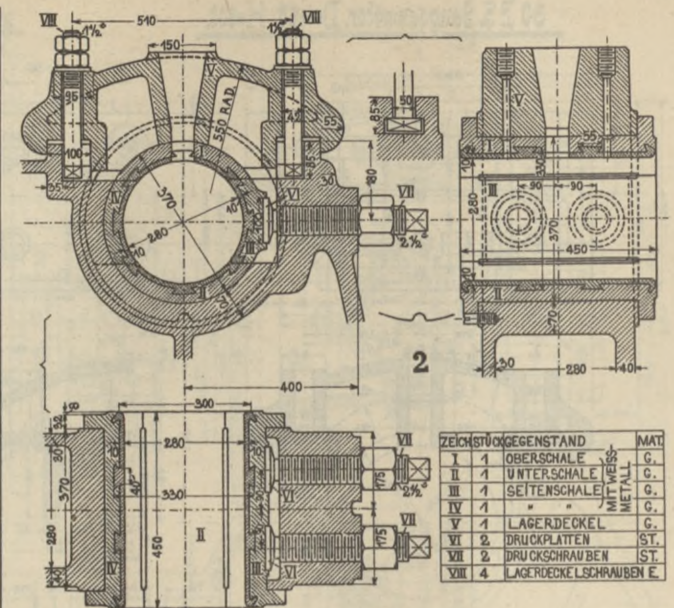
Zeichnung aus Haeders Konstruktionsbureau.

Verstellbare Lager.



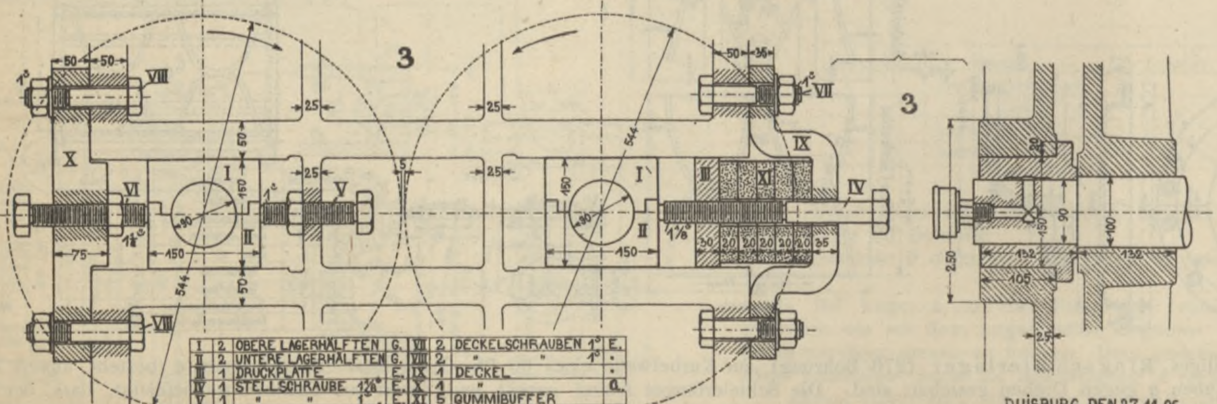
1

ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND		MAT.
I	1	OBERSCHALE	MIT WEISS-METALL	G.
II	1	UNTERSCHALE		"
III	1	SEITENSCHALE		"
IV	1	" "		"
V	1	LAGERDECKEL		"
VI	1	KEIL		ST.
VII	2	DRUCKSCHRAUBEN		E.
VIII	1	HAKENSCHRAUBE		E.
IX	2	LAGERDECKELSCHRAUBEN		".



2

ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND		MAT.
I	1	OBERSCHALE	MIT WEISS-METALL	G.
II	1	UNTERSCHALE		G.
III	1	SEITENSCHALE		G.
IV	1	" "		G.
V	1	LAGERDECKEL		G.
VI	2	DRUCKPLATTEN		ST.
VII	2	DRUCKSCHRAUBEN		ST.
VIII	4	LAGERDECKELSCHRAUBEN		E.



3

I	2	OBERE LAGERHÄLFTEN	G.	VII	2	DECKELSCHRAUBEN 1"	E.
II	2	UNTERE LAGERHÄLFTEN	G.	VIII	2	" " 1"	"
III	1	DRUCKPLATTE	E.	IX	1	DECKEL	"
IV	1	STELLSCHRAUBE 1⅛"	E.	X	1	"	G.
V	1	" " 1"	E.	XI	5	GUMMIBUFFER	
VI	1	" " 1⅛"	E.				

DUISBURG, DEN 27.11.06

1. Vierteiliges Kurbelwellenlager, 120 mm Bohrung, mit einseitiger Keilstellung. Durch die Schrauben VII wird der Keil VI nachgestellt. Schraube VIII dient zum Fixieren des Keiles.

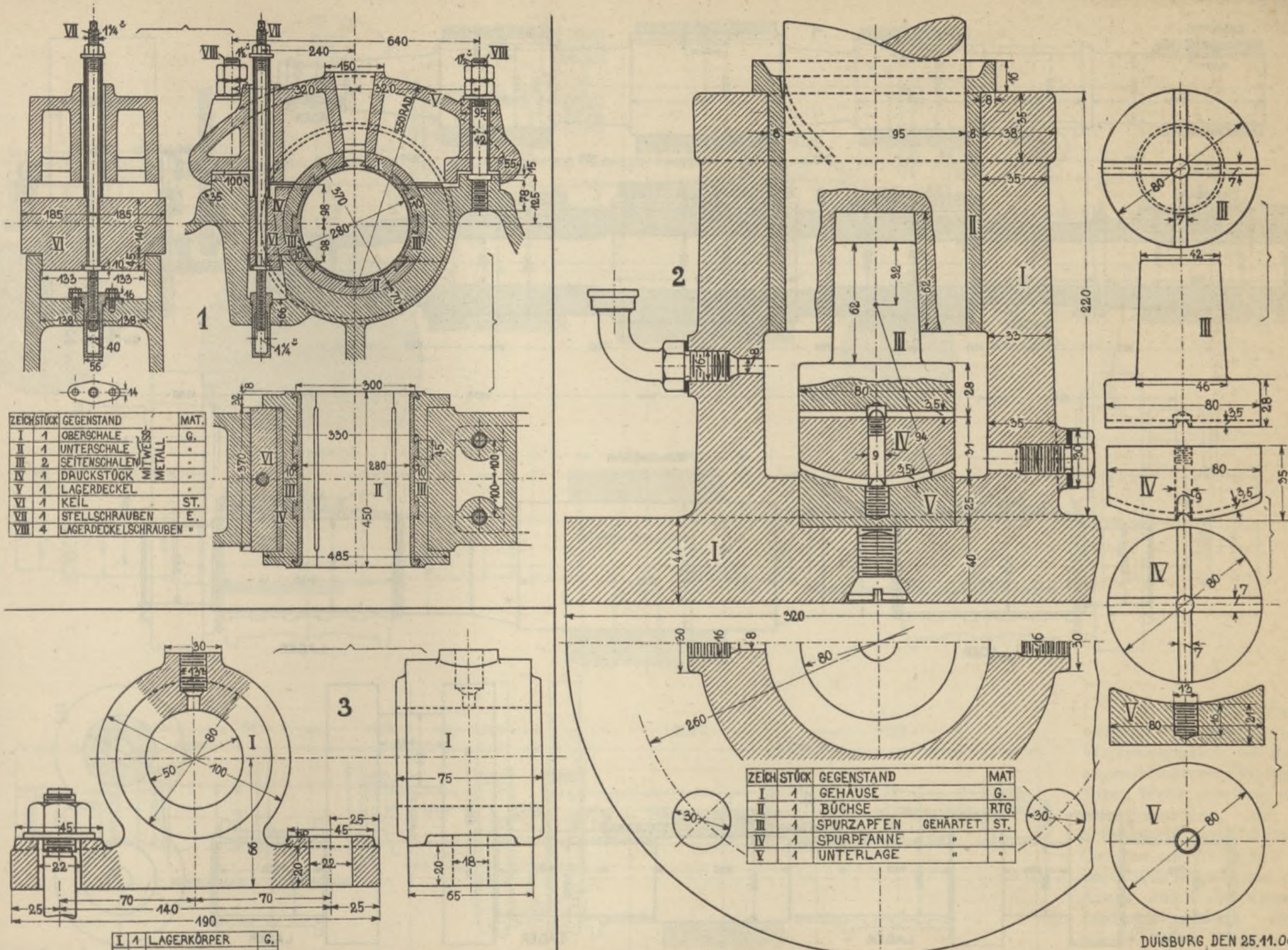
2. Vierteiliges Kurbelwellenlager, 280 mm Bohrung, mit einseitiger Schraubenstellung.

3. Schiebelager mit Schraubenstellung und mit Gummipuffer für Tonwalzwerke.

Text in § 53 g.

Zeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Verstellbare Lager, Spurlager, Auglager.



ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.
I	1	OBERSCHALE	G.
II	1	UNTERSCHALE	"
III	2	SEITENSCHALEN MIT WEISSMETALL	"
IV	1	DRUCKSTÜCK	"
V	1	LAGERDECKEL	"
VI	1	KEIL	ST.
VII	1	STELLSCHRAUBEN	E.
VIII	4	LAGERDECKELSCHRAUBEN	"

ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND	MAT
I	1	GEHÄUSE	G.
II	1	BÜCHSE	RTG.
III	1	SPURZAPFEN GEHÄRTET	ST.
IV	1	SPURPFANNE "	"
V	1	UNTERLAGE "	"

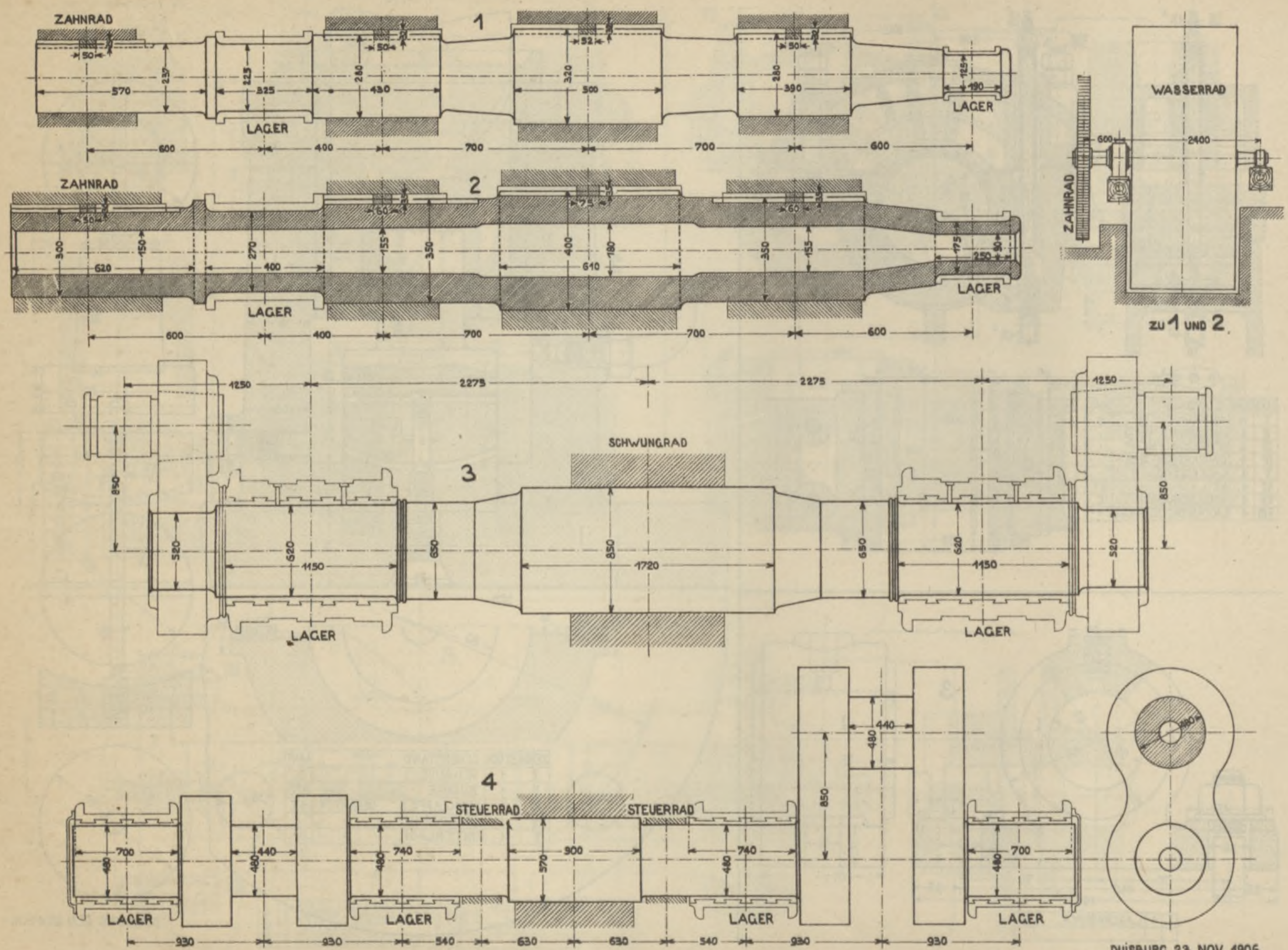
I	1	LAGERKÖRPER	G.

1. Vierteiliges **Kurbelwellenlager**, 280 mm Bohrung, mit einseitiger Keilstellung. Diese Keilstellung gestattet genaueres Einstellen als Druckschraubenstellung nach 1 vorige Tafel.
   Die Keilschraube wird fest angezogen und die Entfernung bis zum Keil durch ein Pressrohr fixiert. Die Öffnung im Lagerdeckel ist so gross gewählt, dass der letztere abgehoben werden kann, ohne Änderungen an der Keilstellung vornehmen zu müssen.
2. **Spurlager** für $n = 150$ und $P = 5000$ kg.
3. **Auglager** für 50 mm Wellendurchmesser.

Text in § 53—54.

Zusammengestellt
in
Haeders Konstruktionsbureau.

Wasserradwellen, Kurbelwellen.



1. Wasserradwelle aus Stahl, **2.** Welle aus Grausguss; zu **1** und **2**: Belastung durch Wasserrad 16000 kg. Belastung durch Zahnradgewicht und Zahndruck 4500 kg, $n = 10$.

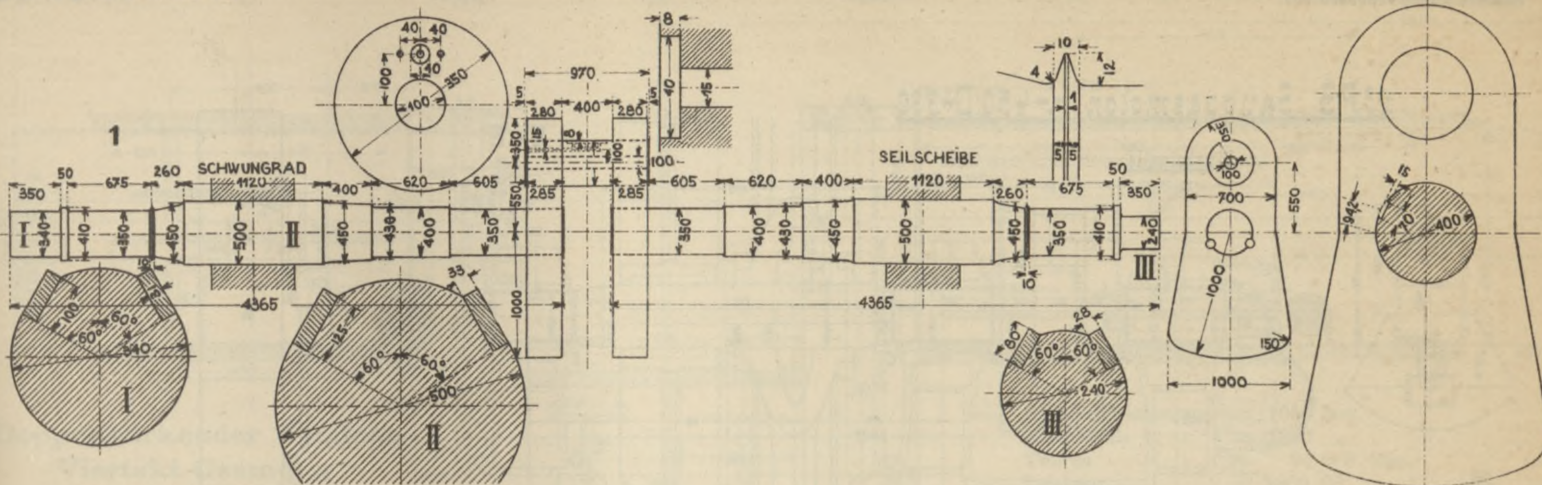
3. Kurbelwelle zur Dreifach-Expansionsmaschine, Hochdruckzylinder 1030, Mitteldruckzylinder 1525, zwei Niederdruckzylinder 1850 mm, Kolbenhub 1700 mm, Touren $n = 83$, gebaut von Gebr. Sulzer u. beschr. in Z. d. V. d. Ing. 1905.

4. Kurbelwelle zur Wasserhaltungsmaschine, Hochdruckzylinder 950 mm, Mitteldruckzylinder 1500 mm, zwei Niederdruckzylinder 1650 mm, Kolbenhub 1700 mm, Touren $n = 60$, gebaut von Haniel & Lueg u. beschr. in Z. d. V. d. Ing. 1902.

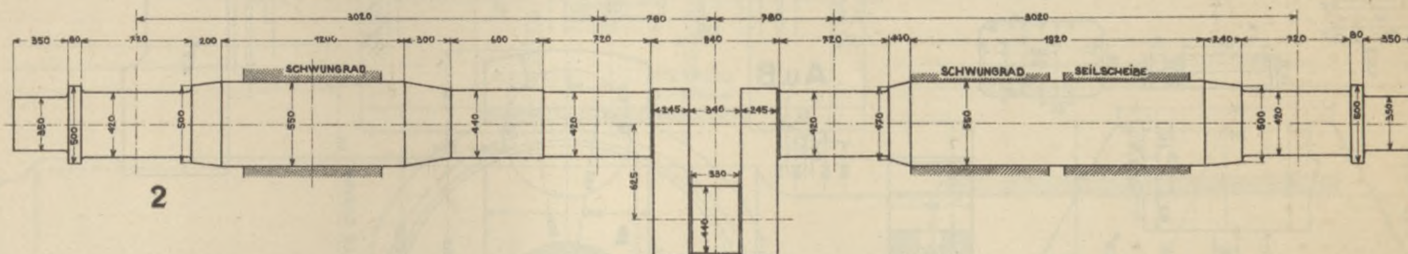
Text in § 58—59 u. 63—76.

Gekröpfte Kurbelwellen.

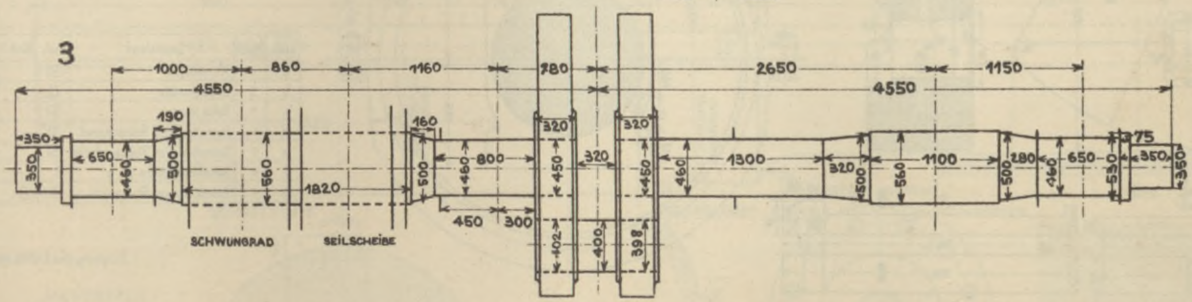
1



2



3



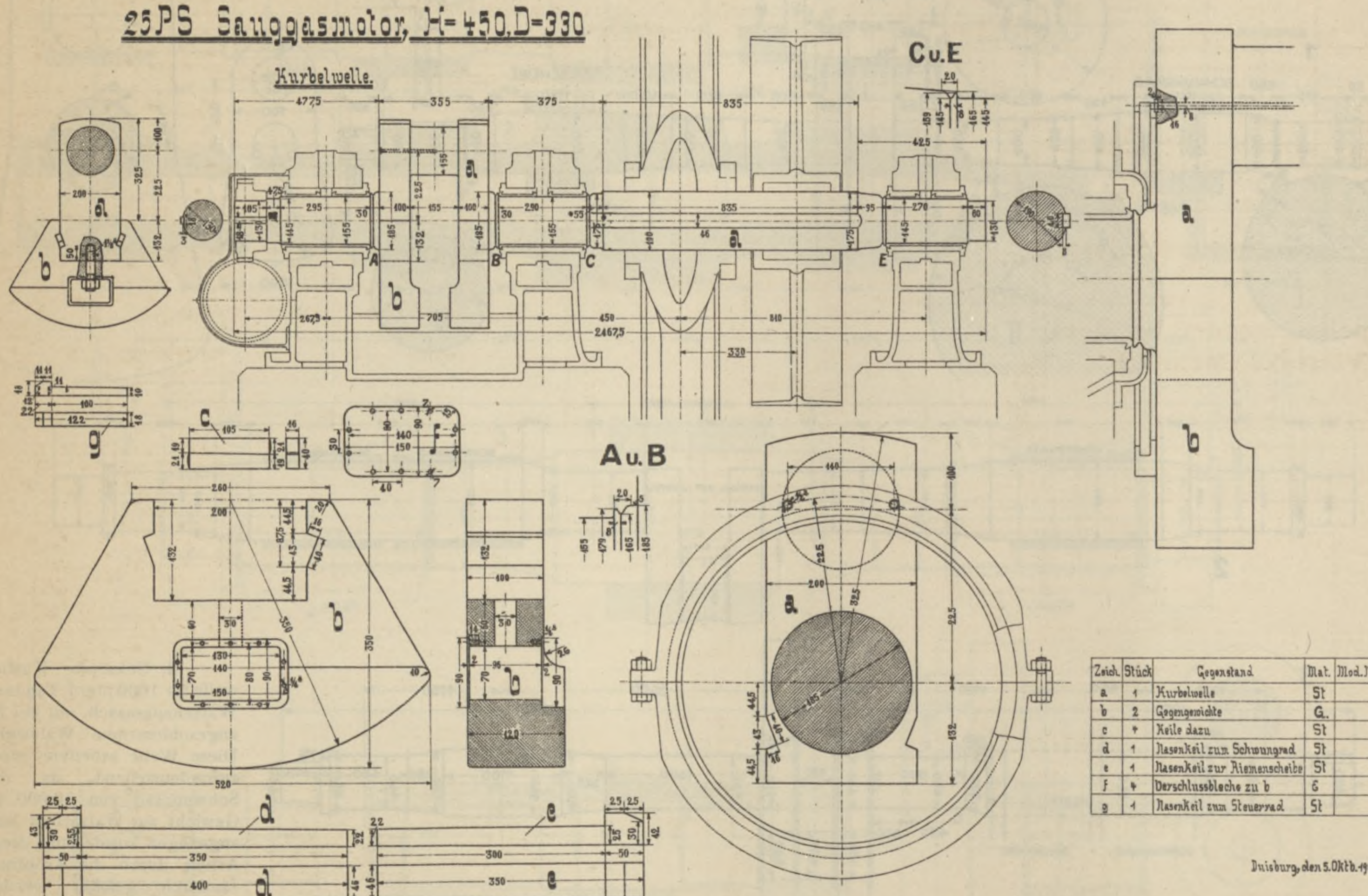
1. Gekröpfte Kurbelwelle für 1000 pferd. Tandem-Walzenzugmasch. mit bei III angeschlossenem Walzwerk. Diese Welle arbeitete nicht zufriedenstellend, da das Schwungrad von 50000 kg Gewicht zur Walzarbeit herangezogen wurde und diese Arbeit durch die Kröpfung hindurch geleitet werden musste. Die Folge war Heisslaufen der Lager. Eine durchgreifende Änderung und Beseitigung der Mängel liess sich nur durch Verlegung des Schwungrades auf die Seite des angeschlossenen Walzwerks durchführen, welche Massnahme infolge der bestehenden Verhältnisse jedoch nicht möglich war. Für den Betrieb in der gezeichneten Anordnung war die Welle zu schwach. Die Seilscheibe diente zum Antrieb der Fertigstrasse.

Querschnitt I—III zeigt die Anordnung der Keile und zwar I für den Kupplungsstutzen des projektierten Walzwerks, II für Schwungrad und Seilscheibe, III für den Kupplungsstutzen des angeschlossenen Walzwerks.

2. u. **3.** Gekröpfte Kurbelwellen für Walzenzugmaschinen mit rechts und links angeschlossenen Walzwerken. Diese Wellen haben sich im Betrieb bewährt.

Text in § 63—76.

Einfach gekröpfte Kurbelwelle.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. №
a	1	Kurbelwelle	St	
b	2	Gegengewichte	G.	
c	4	Keile dazu	St	
d	1	Nasenkeil zum Schwungrad	St	
e	1	Nasenkeil zur Riemenscheibe	St	
f	4	Verschlussbleche zu b	G	
g	1	Nasenkeil zum Steuerrad	St	

Duisburg, den 5. Oktb. 1904

Die Länge der Kurbelwelle ist so gewählt, dass neben dem Schwungrad noch eine Riemenscheibe Platz findet. Das Gegengewicht *b* wird erst durch Schrauben angezogen und dann mittels Doppelkeile *c* gegen Lockern gesichert.

Die Kurbelwelle ist an den Lagerstellen *A* und *B* mit etwas Spiel einzupassen.

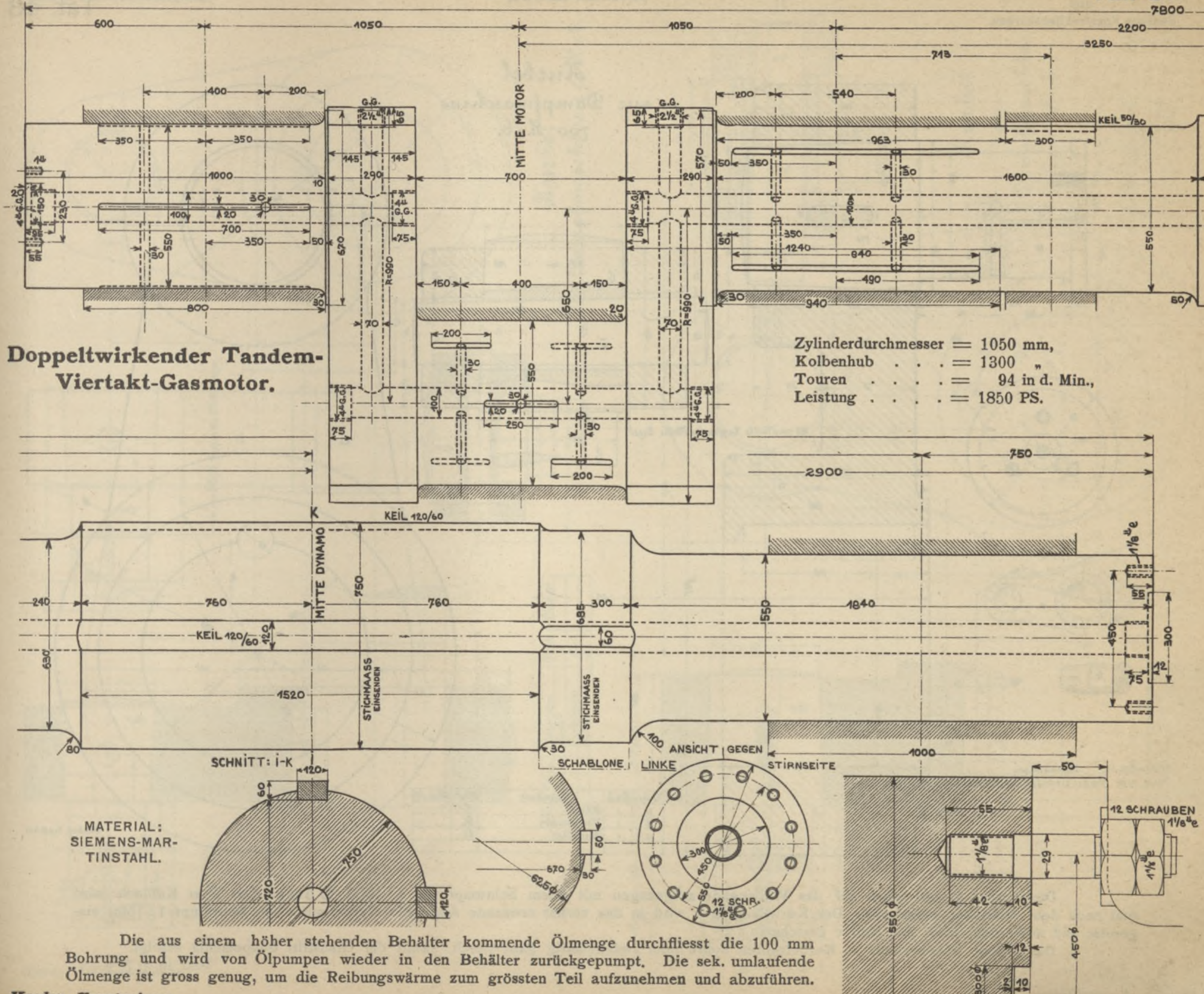
Die Wellenbunde *A*, *B*, *C* und *E* sind als Spritzringe durchgebildet.

Text in § 75.

Einfach gekröpfte Kurbelwelle (Nürnberg)

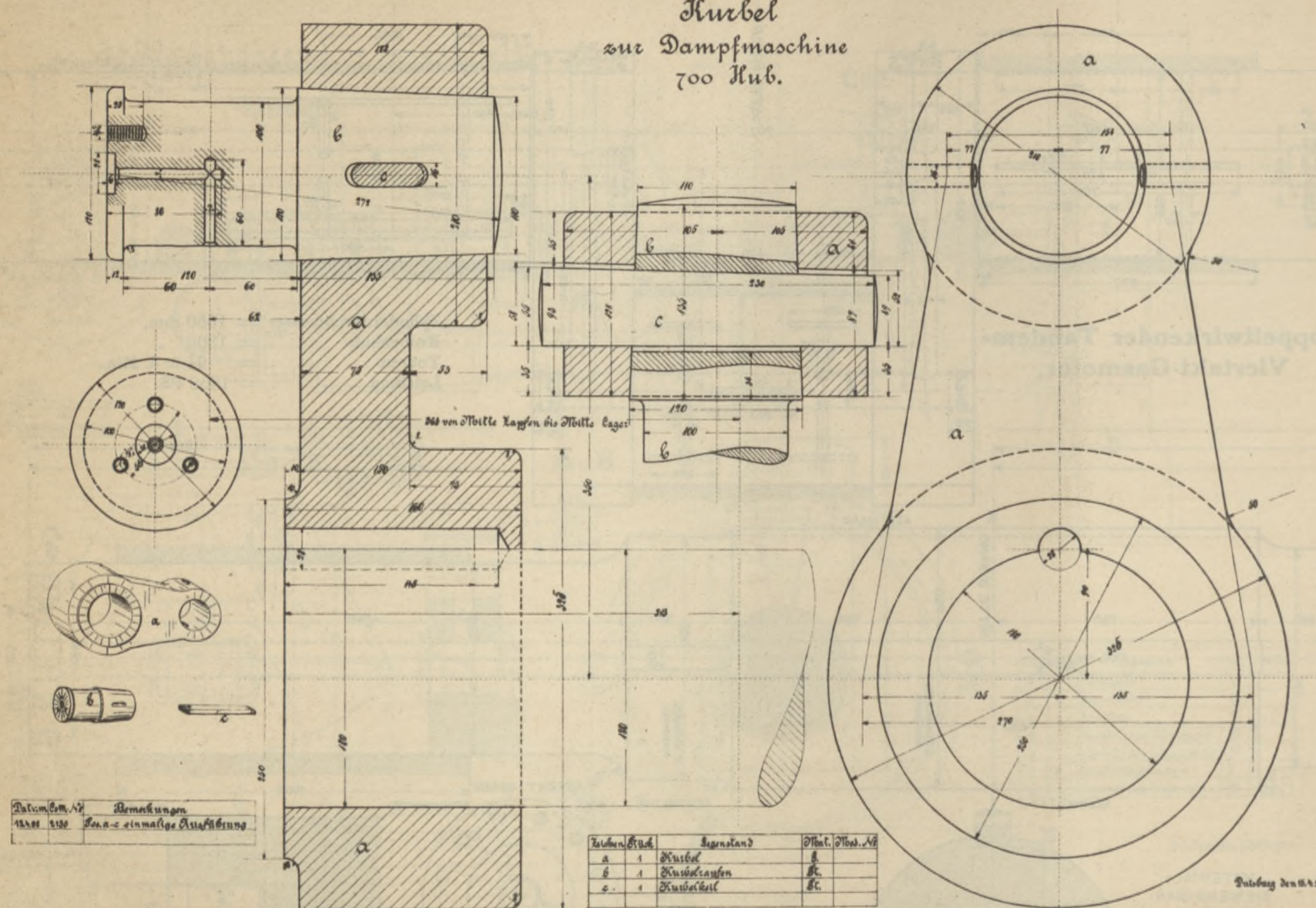
Doppeltwirkender Tandem-Viertakt-Gasmotor.

Zylinderdurchmesser = 1050 mm,
Kolbenhub . . . = 1300 „
Touren . . . . = 94 in d. Min.,
Leistung . . . . = 1850 PS.



Die aus einem höher stehenden Behälter kommende Ölmenge durchfliesst die 100 mm Bohrung und wird von Ölpumpen wieder in den Behälter zurückgepumpt. Die sek. umlaufende Ölmenge ist gross genug, um die Reibungswärme zum grössten Teil aufzunehmen und abzuführen.

Stirnkurbel.

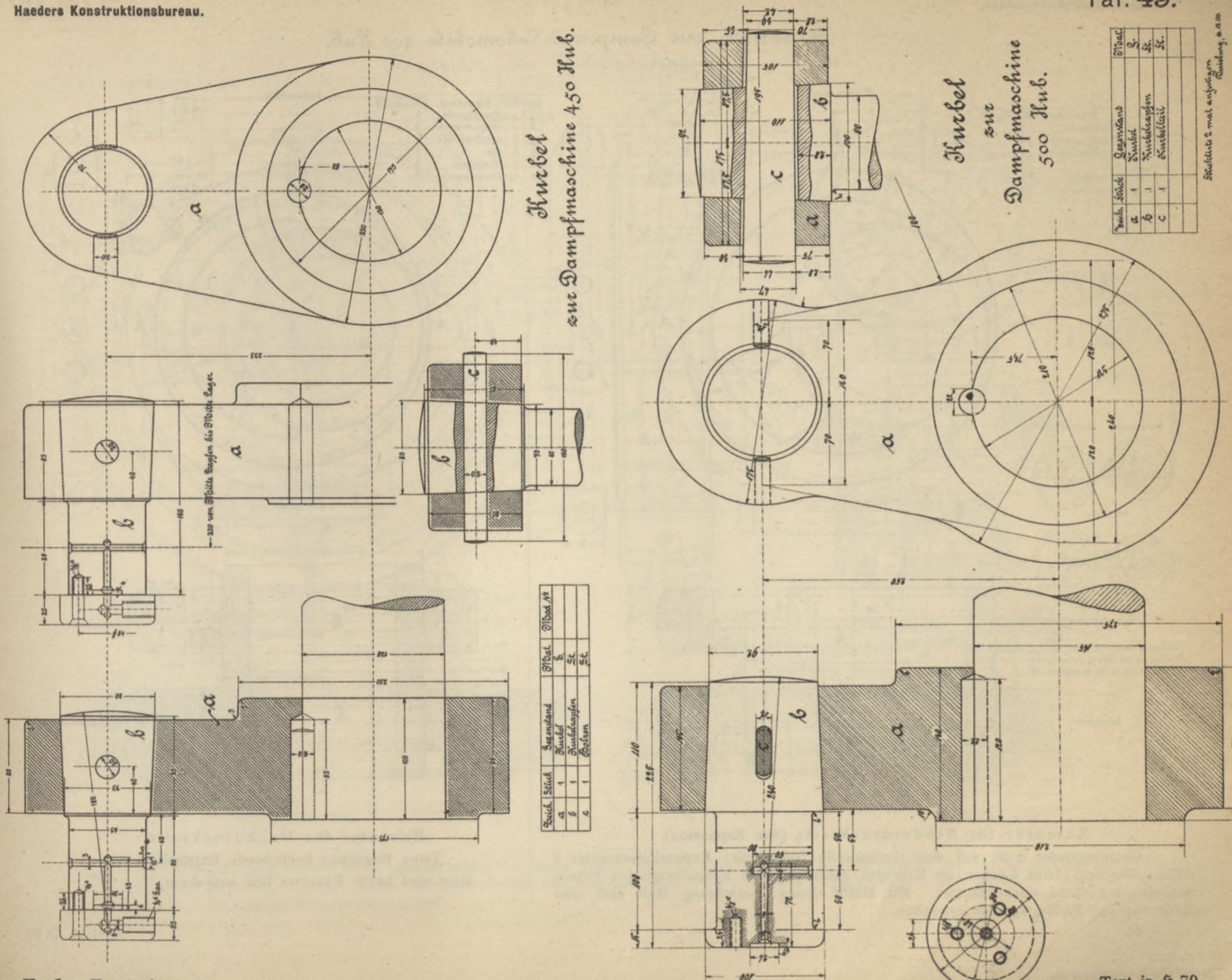


Die Kurbel *a* wird warm auf das Wellenende aufgezogen mit einem Schrumpf von 1 : 1500 (§ 51 a). Das 28er Keilloch wird erst nach dem Aufziehen eingebohrt. Der Kurbelzapfen *b* wird in das vorher erwärmte Auge der Kurbel mit einem Schrumpf 1 : 1500 eingesetzt und ausserdem noch mit Keil *c* gesichert.

Das radiale Schmierloch im Kurbelzapfen bohre man zweckmässig ganz durch, damit der Ölaustritt doppelseitig erfolgt.

Text in § 77 a—e.

Zwei Stirnkurbeln.



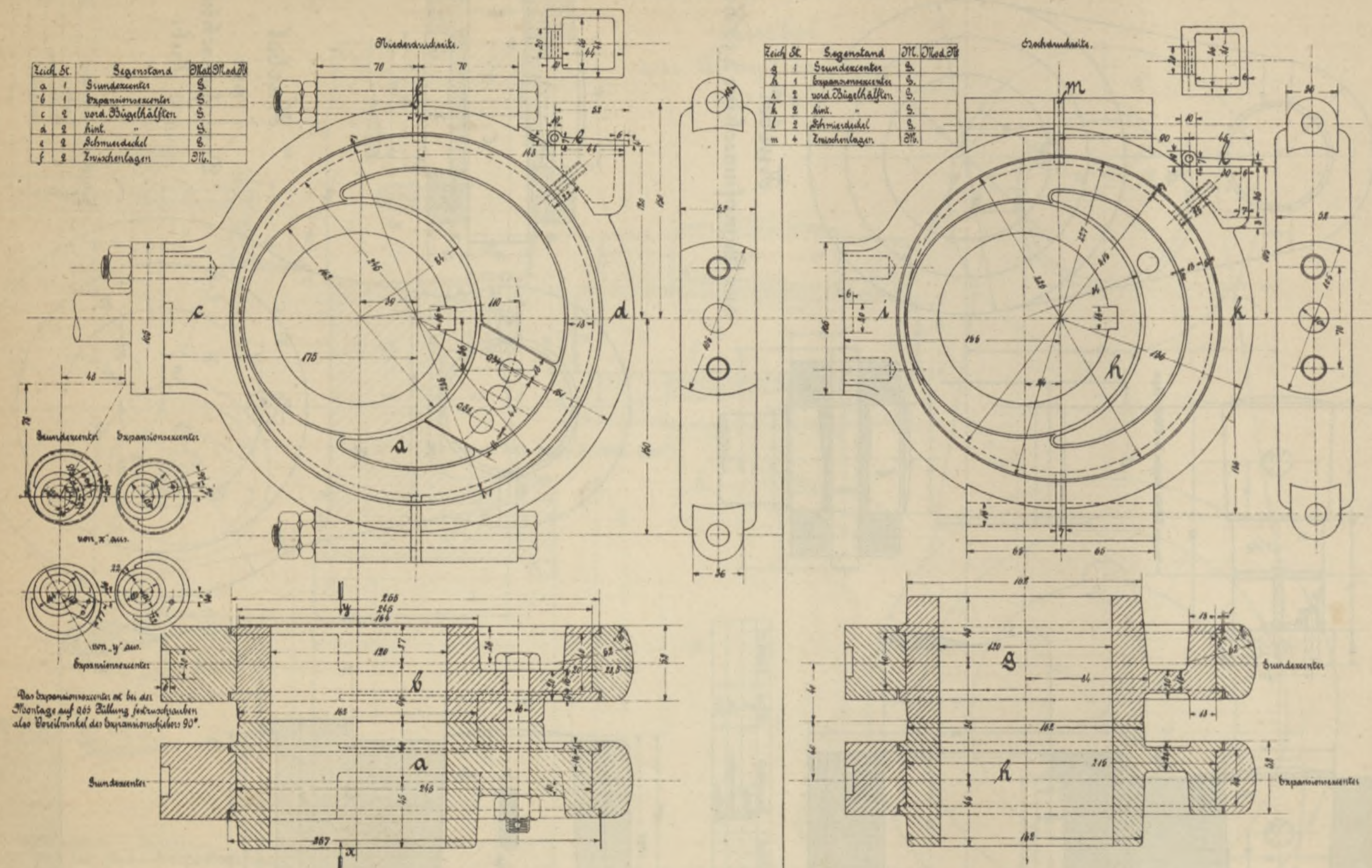
Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. №
a	1	Kurbel	G.	
b	1	Kurbelzapfen	St.	
c	1	Bolzen	St.	

Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.
a	1	Kurbel	G.
b	1	Kurbelzapfen	St.
c	1	Kurbelkeil	St.

Text in § 79.

Exzenter.

Exzenter zur Compound-Lokomobile 400 Hub.



Zeich.	St.	Gegenstand	Mat.	Mod. №
a	1	Grundexzenter	G.	
b	1	Expansionsexzenter	G.	
c	2	vord. Bügelhälften	G.	
d	2	hint. "	G.	
e	2	Schmierdeckel	G.	
f	2	Zwischenlagen	M.	

Zeich.	St.	Gegenstand	M.	Mod. №
g	1	Grundexzenter	G.	
h	1	Expansionsexzenter	G.	
i	2	vord. Bügelhälften	G.	
k	2	hint. "	G.	
l	2	Schmierdeckel	G.	
m	4	Zwischenlagen	M.	

Exzenter für Niederdruckseite (fixe Expansion).

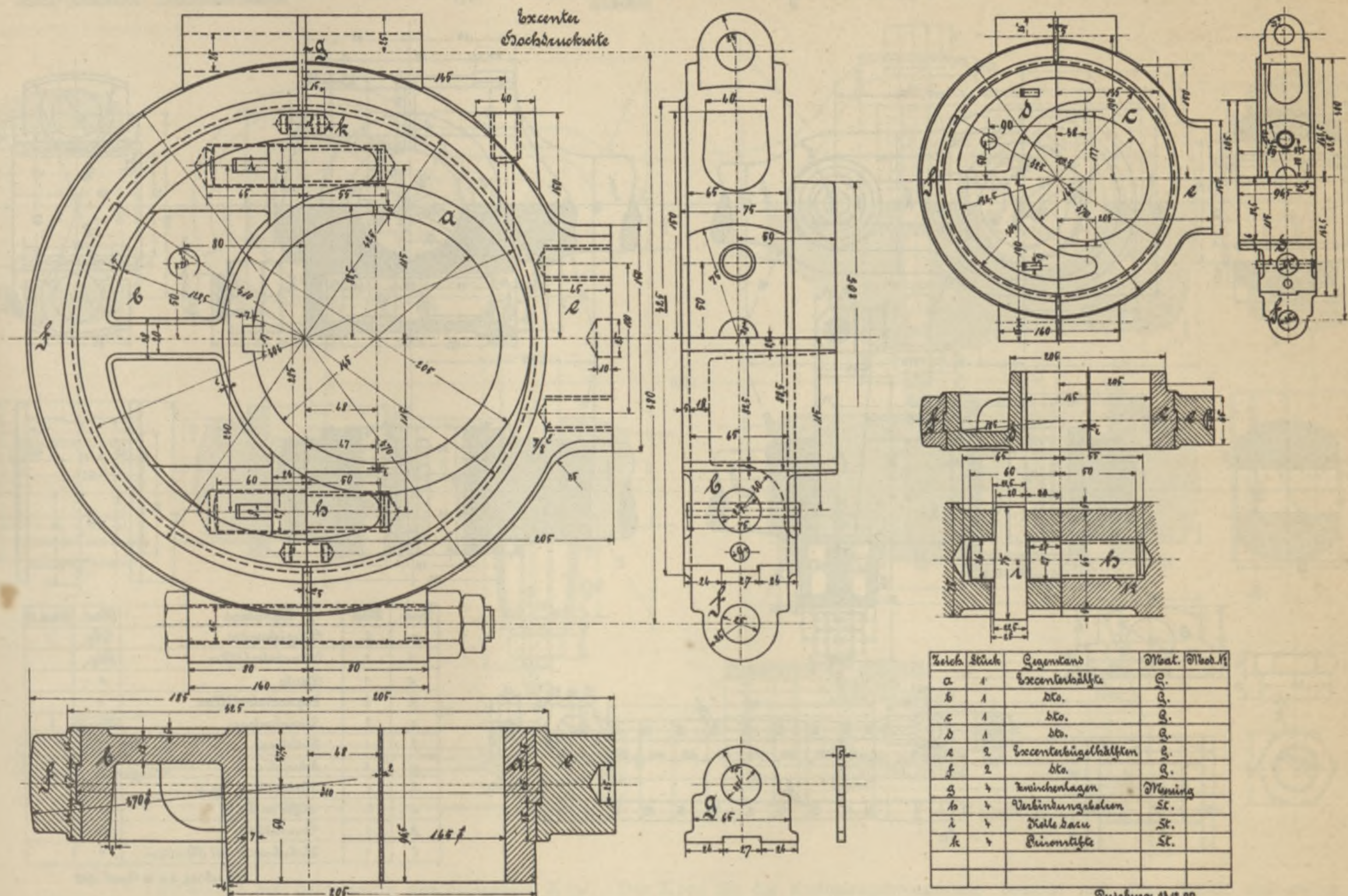
Grundexzenter *a* ist auf der Kurbelwelle festgekeilt; Expansionsexzenter *b* nicht. Die drei 16 er Löcher im Exzenter gestatten eine Verstellung des Voreilwinkels des Expansionsexzenters. Mit Hülfe dieser Einrichtung lässt sich eine Änderung des Füllungsgrades erreichen.

Exzenter für Hochdruckseite
(vom Regulator beeinflusste Expansion).
Hier sind beide Exzenter fest aufgekeilt.

Text in § 81.

Exzenter.

Exzenter zur Compoundmaschine 500 Hub.



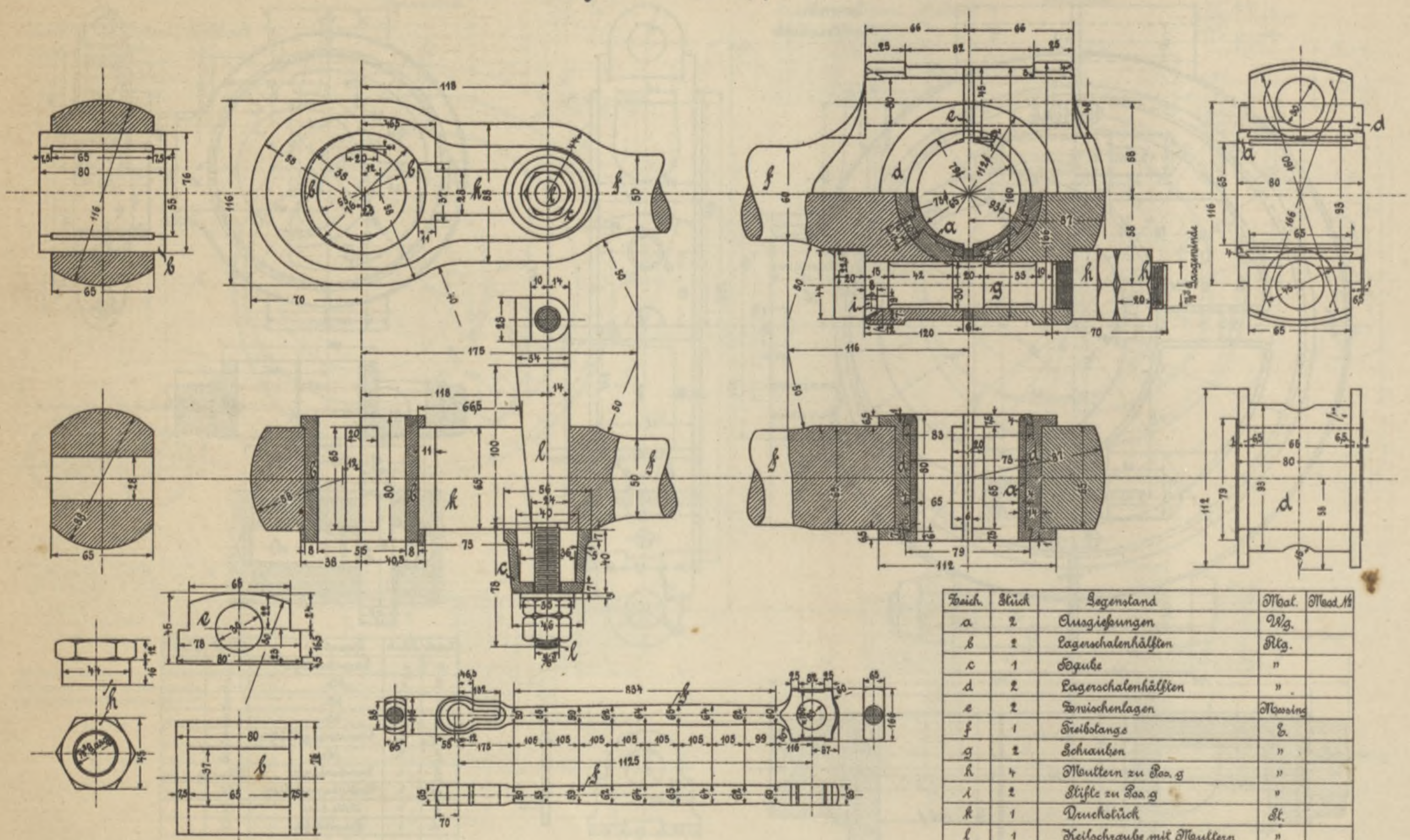
Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. №
a	1	Excenterhälfte	G.	
b	1	dto.	G.	
c	1	dto.	G.	
d	1	dto.	G.	
e	2	Excenterbügelhälften	G.	
f	2	dto.	G.	
g	4	Zwischenlagen	Messing	
h	4	Verbindungsbolzen	St.	
i	4	Keile dazu	St.	
k	4	Schraubstifte	St.	

Beide Exzenter sitzen nahe nebeneinander auf einer Welle von 165 mm Durchm. Exzenterscheibe *a b* hat 48 mm Exzentrizität, die Exzenterscheibe *c d* 38 mm. Beide Exzenterscheiben und Exzenterbügel werden nach demselben Modell ausgeführt, so dass nur die Nabenstärke der Scheibe verschieden ausfällt.

Text in § 81.

Treibstange mit Schiffskopf.

Treibstange zur Dampfmaschine 450 Hub.

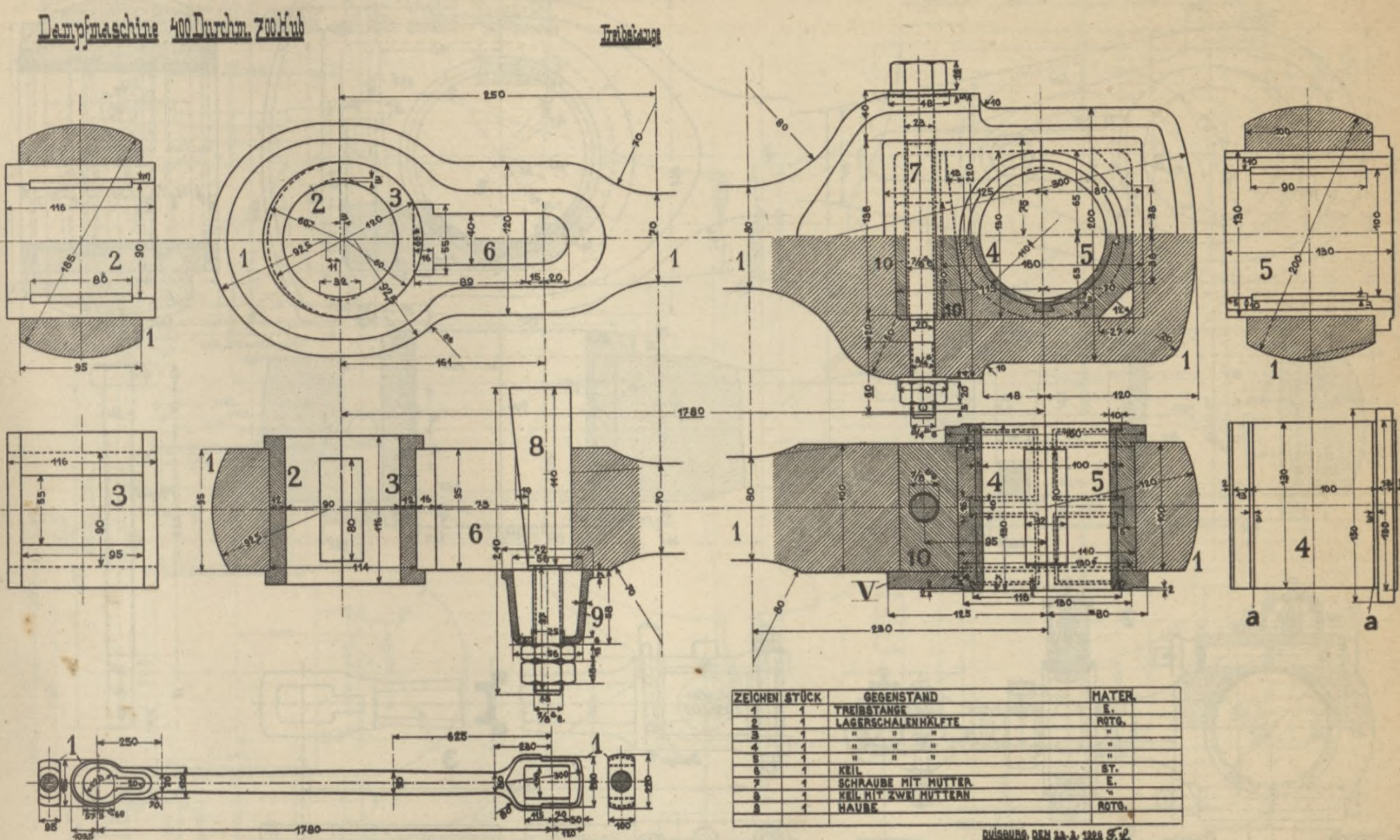


Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. №
a	2	Ausgießungen	Wg.	
b	2	Lagerschalenhälften	Rtg.	
c	1	Haube	"	
d	2	Lagerschalenhälften	"	
e	2	Zwischenlagen	Messing	
f	1	Treibstange	E.	
g	2	Schrauben	"	
h	4	Muttern zu Pos. g	"	
i	2	Stifte zu Pos. g	"	
k	1	Druckstück	St.	
l	1	Keilschraube mit Muttern	"	

Duisburg, den 16. April 1905.

Treibstange mit geschlossenem Kopf an der Kreuzkopfseite und sog. Schiffskopf an der Kurbelseite. Die Zwischenlagen *e* ermöglichen einem evtl. eingetretenen Verschleiss in den Lagerungen Rechnung zu tragen. Man macht die Zwischenlagen zweckmässig aus verschieden starken Plättchen (vergl. § 85). Die Schrauben *g*, durch welche der Treibstangendeckel stets fest angezogen wird, sind durch Stift *i* gegen Drehen gesichert. Auf der Zeichnung ist gleichzeitig zum Ausdruck gebracht, in welcher Weise die Maasse für die Bearbeitung der Treibstange einzuschreiben sind. Hinsichtlich der Kreuzkopfbolzenlagerung beachte Tafel 53. Text in § 82—86.

Treibstange mit geschl. Kopf.



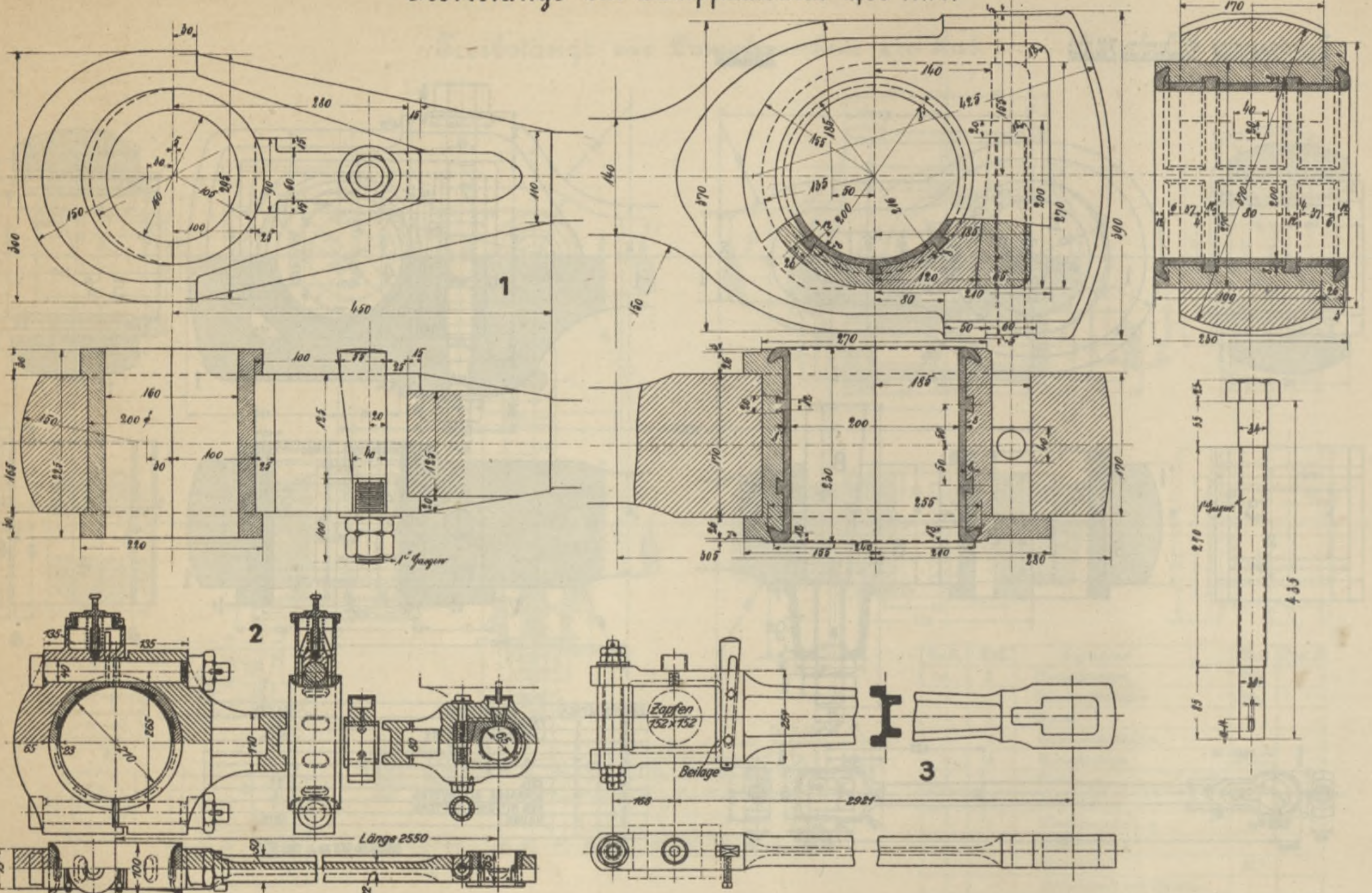
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	
1	1	TREIBSTANGE	E.	
2	1	LAGERSCHALENHÄLFTE	ROTG.	
3	1	" " "	"	
4	1	" " "	"	
5	1	" " "	"	
6	1	KEIL	ST.	
7	1	SCHRAUBE MIT MUTTER	E.	
8	1	KEIL MIT ZWEI MUTTERN	"	
9	1	HAUBE	ROTG.	

DUISBURG, DEN 23. 1. 1906 F. L.

Treibstange mit beiderseitig geschlossenem Kopf. Der Kopf für die Kurbelzapfenlagerung besteht mit dem Schaft aus einem Stück. Diese Ausführung ist etwas teuerer als der sog. Schiffskopf, wird aber vielfach bei schweren Maschinen, z. B. Walzenzugmaschinen, besonders vorgeschrieben. In Lagerschalen 4 u. 5 ist *a a* eine runde Eindrehung von 130 mm Durchm. Die genaue Einstellung der Kurbelzapfenlagerung erfolgt durch Schraube 7 und Keilstück 10. Der Vorsprung *V* an Schale 4 dient zum Verdecken der Keilstücköffnung in der Treibstange. Die Kreuzkopfbolzenlagerung wird eingestellt vermittels Keil 6 und Keilschraube 8. Die Bohrung in der Treibstange für die Lagerschale 2 u. 3 ist um 3 mm exzentrisch gesetzt. Es wird dadurch ermöglicht, die Lagerschale 2 mit beiderseitigem Kragen zu versehen, um ein Herausfallen zu verhüten. Die Lagerschale 3 wird gesichert durch Keil 6. Text in § 82—86.

Treibstangen.

Treibstange zur Dampfmaschine 1400 Hub.

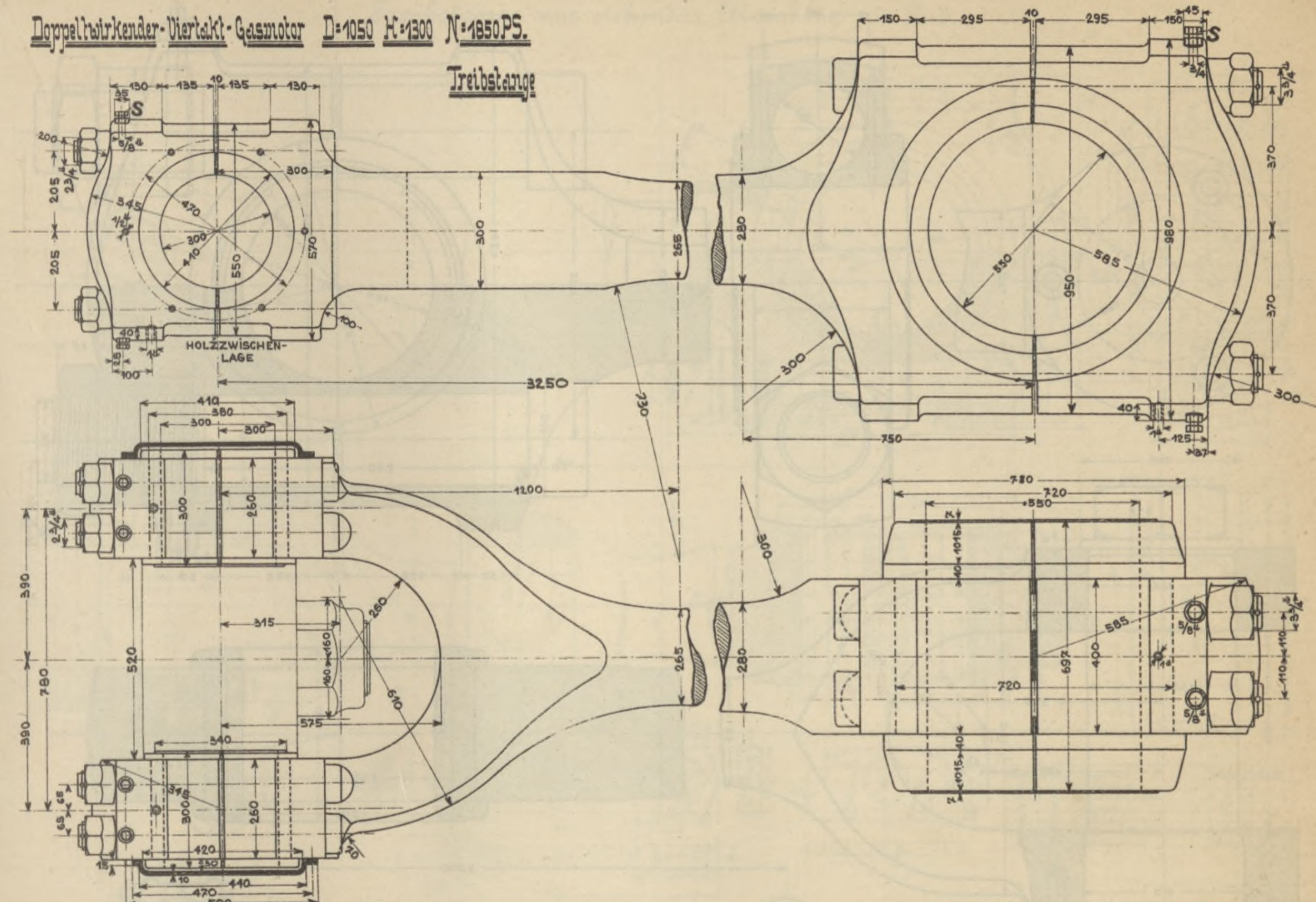


1. Treibstange mit beiderseitig geschlossenem Kopf. Die Keilstellung der Kurbelzapfenlagerung ist hier abweichend von der Ausführung Taf. 52 nach aussen verlegt. Bei eingetretener Abnützung beider Lager bleibt die Länge der Treibstange unverändert. Text in § 82 a.
2. Treibstange für Lokomotive 600 Hub (Z. d. V. d. Ing. Jahrg. 1902 S. 993). Querschnitt Iförmig zur Erzielung leichteren Gewichtes. Am Treibrad ist die Stange mit Schiffskopf, an der Kreuzkopfseite mit geschlossenem Kopf und Keilstellung ausgeführt.
3. Treibstange für Lokomotive 660 Hub (Z. d. V. d. Ing. Jahrg. 1904 S. 453). Querschnitt Iförmig. Der vordere Kopf ist als offener Kopf durchgebildet. Die Nachstellung der Lager erfolgt mittels gewöhnlichem durch Schrauben gesichertem Keil.

Text in § 82—86.

Zeichnung
der
Maschinenbau-Ges. Nürnberg.

Grosse Treibstange.



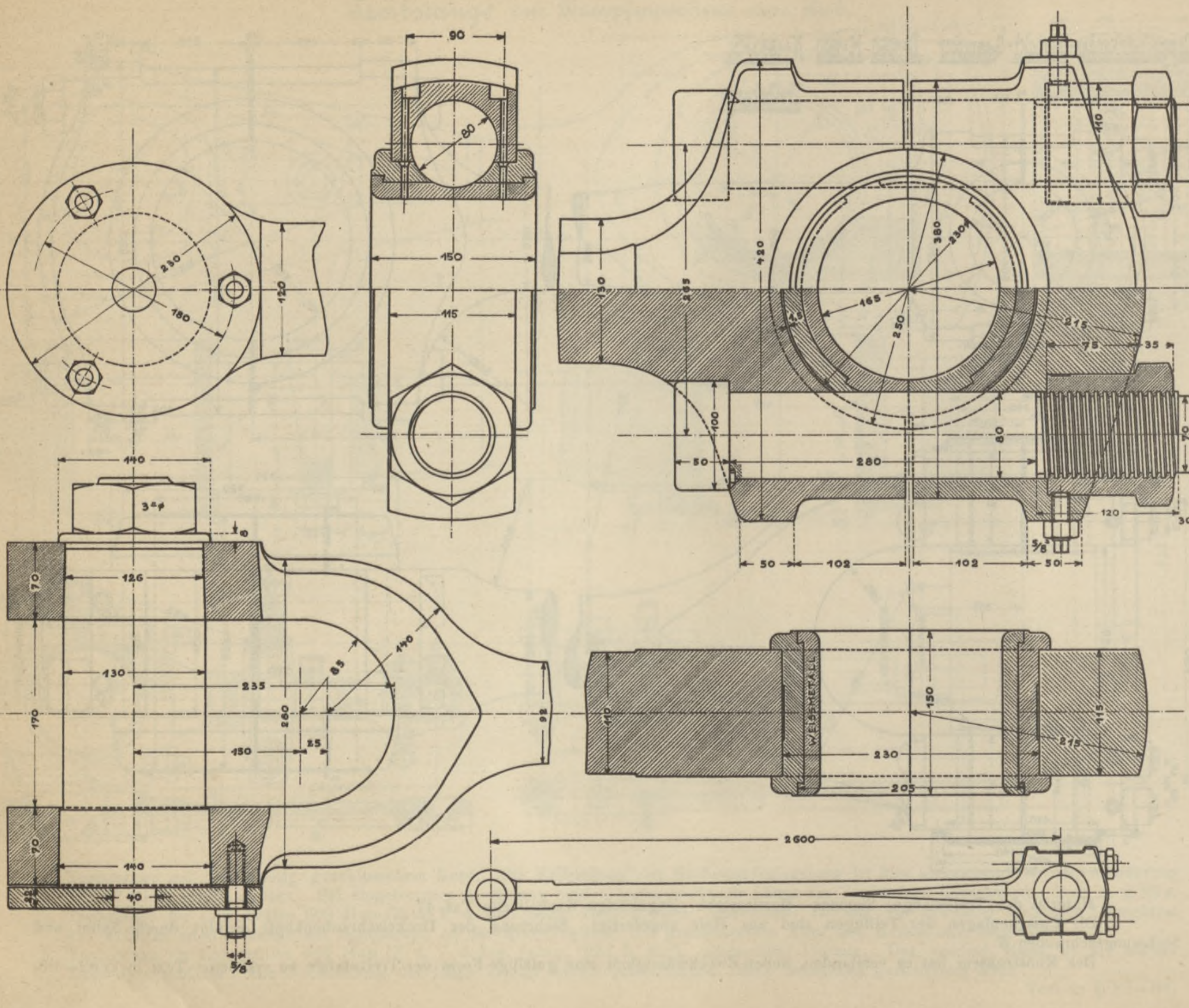
Material der Treibstange: Siemens—Martinsstahl. Zugehörige Kurbelwelle Taf. 47.

Die Zwischenlagen der Teilfugen sind aus Holz angefertigt. Sicherung der Deckelschraubenköpfe erfolgt durch Splint und Sicherungsschrauben *S*.

Der Konstrukteur hat es verstanden, neben Zweckmässigkeit eine gefällige Form der Treibstange zu erzielen. Text in § 82—86.

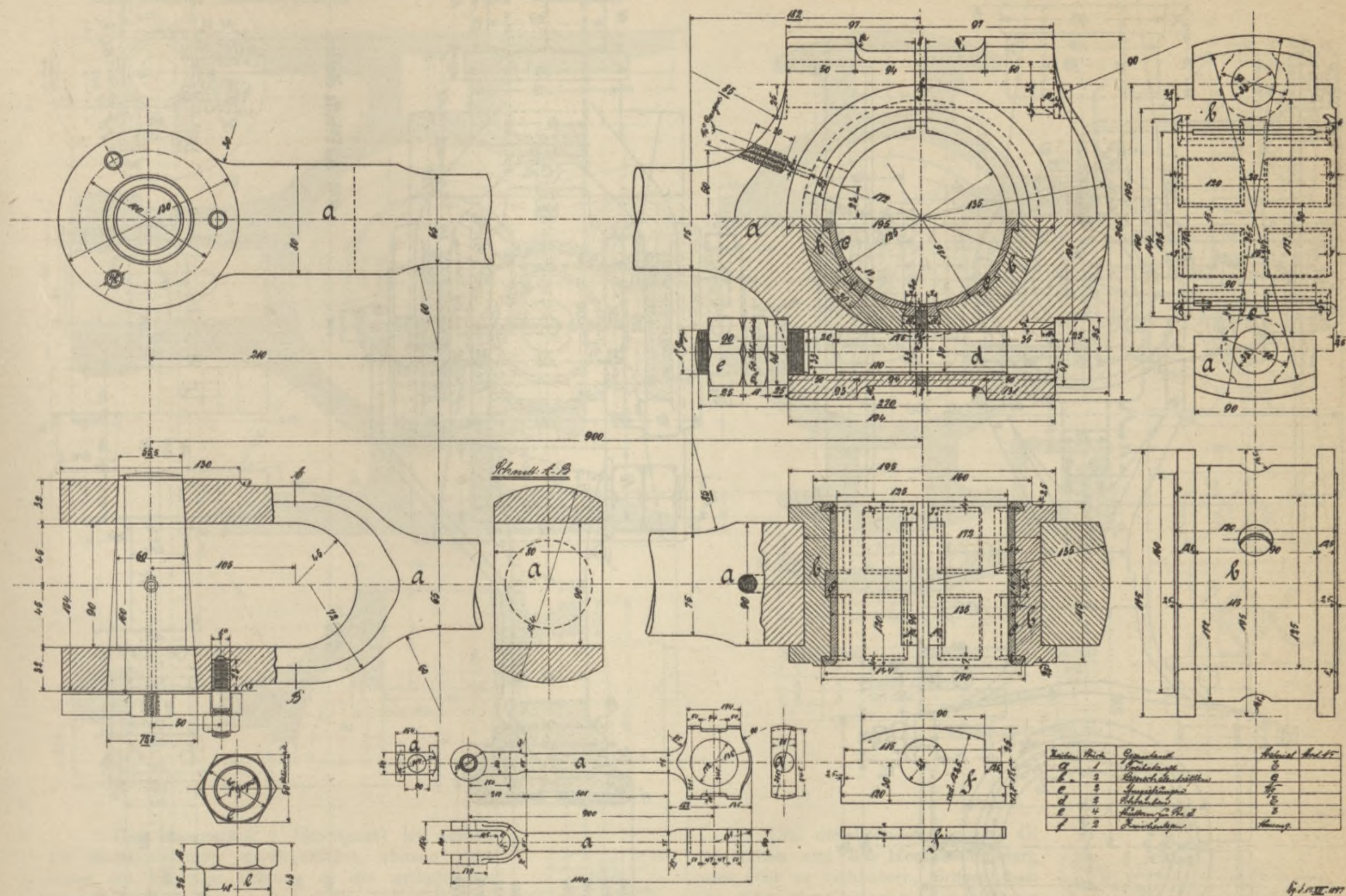
Nach Aufnahmeskizzen
von
einer Sulzer Maschine.

Gabeltreibstange mit Schiffskopf.



Treibstangen für stehende Maschinen.

Treibstange zur stehenden Maschine 360 Hub.

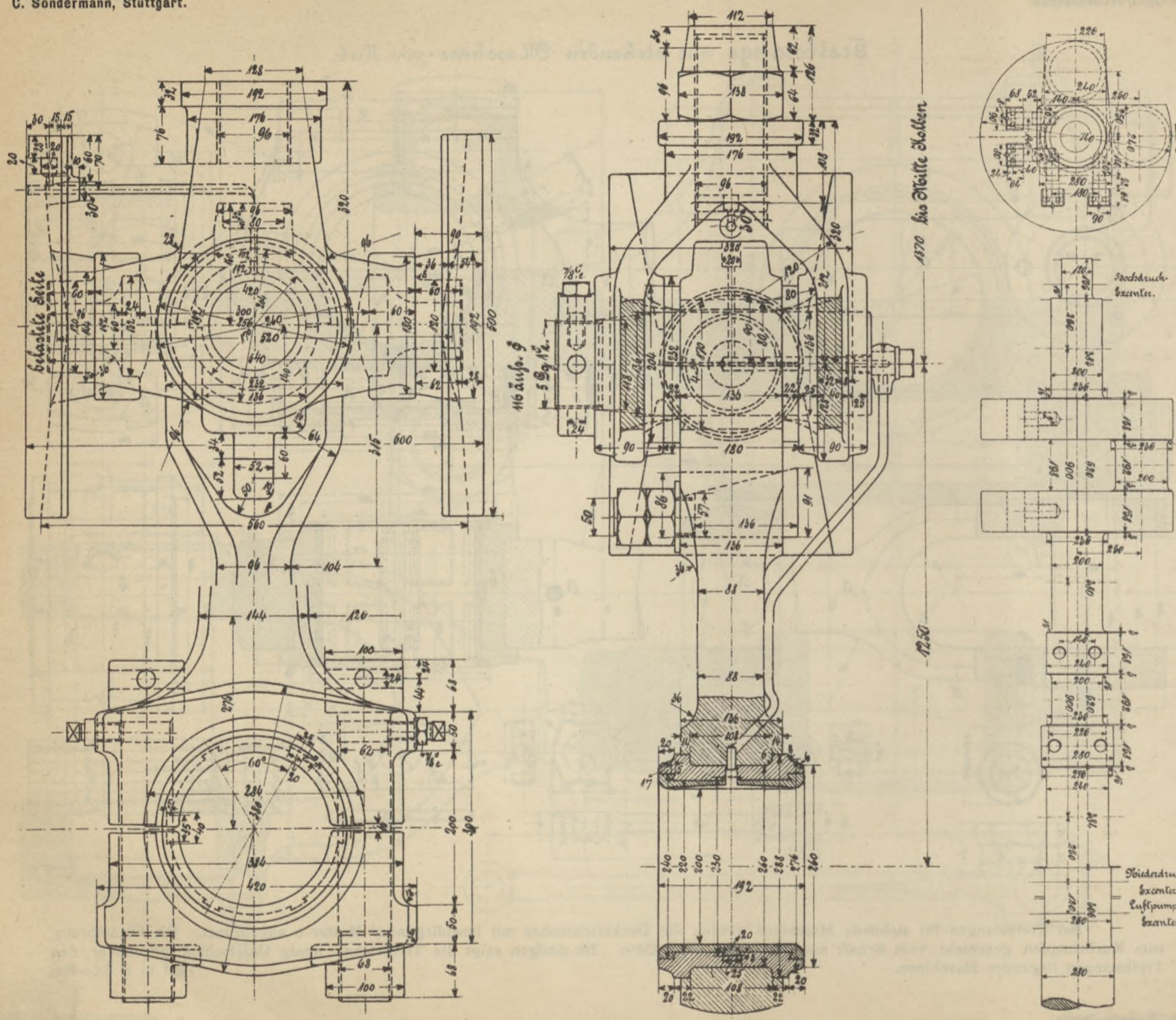


Bei Treibstangen für stehende Maschinen werden die Deckelschrauben mit innenliegender Mutter *e* angeordnet. Die Ölzuführung zum Kurbelzapfen geschieht vom Schaft aus durch das $1^1/_4$″ Gew. Im übrigen zeigt die Treibstange wenig Unterschied gegenüber den Treibstangen liegender Maschinen.

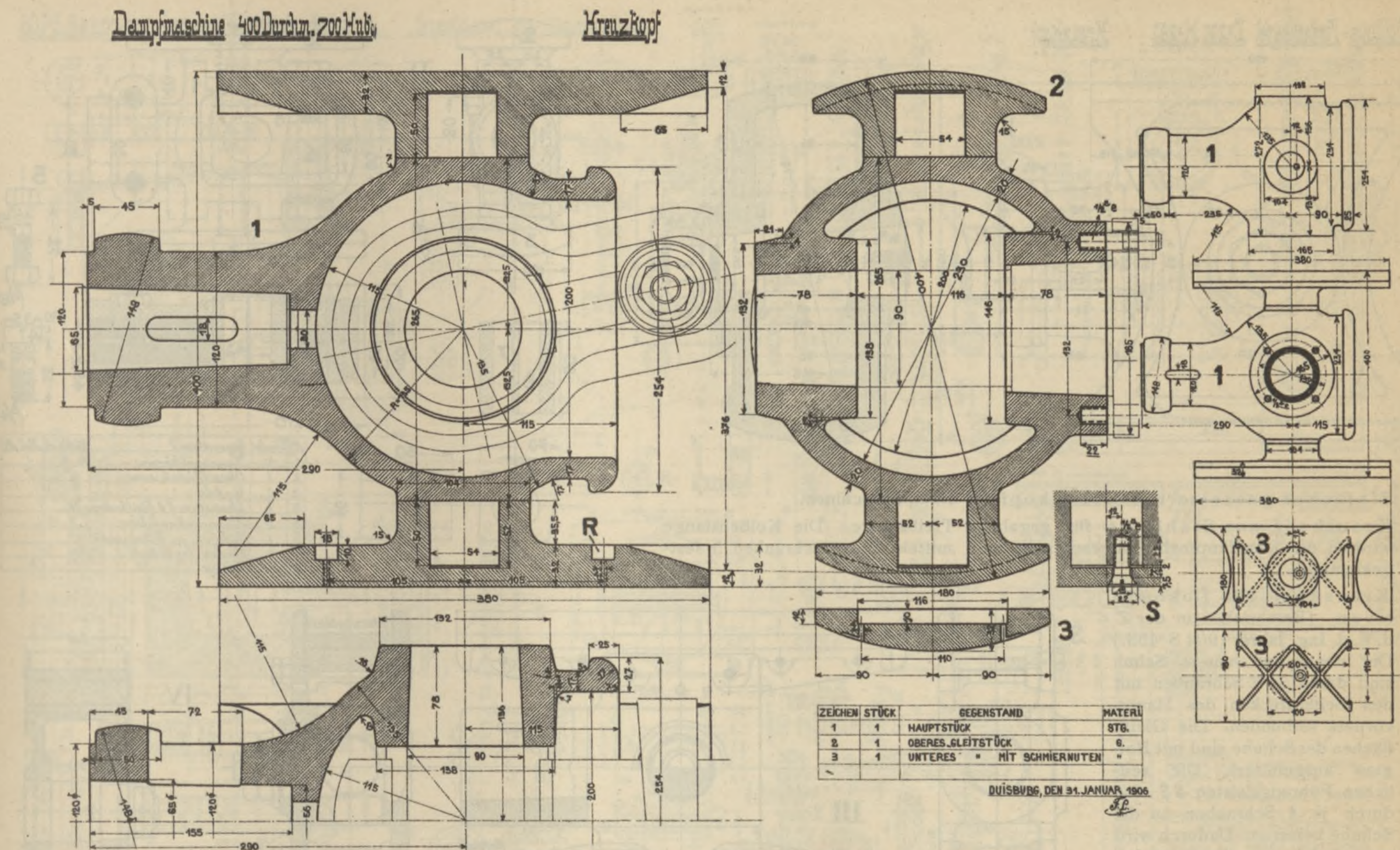
Text in § 82—86.

Zeichnungen
von
C. Sondermann, Stuttgart.

Treibstange, Kreuzkopf, Kurbelwelle zur steh. Masch. 500 Hub.



Kreuzkopf.

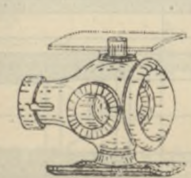


ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERI.
1	1	HAUPTSTÜCK	STG.
2	1	OBERES GLEITSTÜCK	G.
3	1	UNTERES " MIT SCHMIERNUTEN	"

DUISBURG, DEN 31. JANUAR 1906

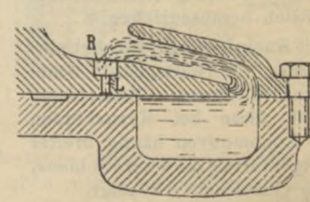
Das Hauptstück 1 (Stahlguss) ist aussen als Rotationskörper durchgebildet, ebenso geht innen die kugelige Öffnung in die zylindrische über. Rechts unten sind die erforderlichen Schmiernuten für die untere Gleitfläche angegeben, hierzu nebenstehender Schmierfänger.

Die Gleitschuhe 2 und 3 sind durch Schrauben *S* gegen Drehen gesichert.



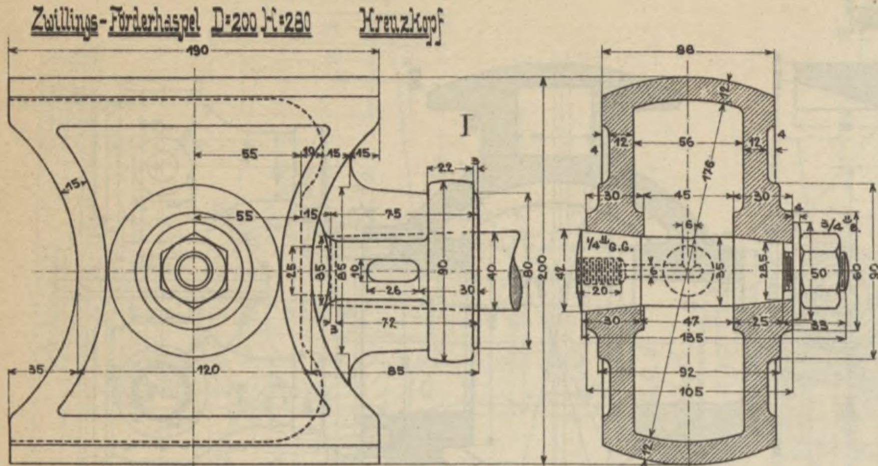
Um die Gleitbahn gut in Öl zu halten und das Herausschleudern des Öles zu verhindern, ordnet man am Ende der Gleitbahn einen Ölfänger an und versieht den unteren Gleitschuh mit Rinne *R* und Löchern *L*.

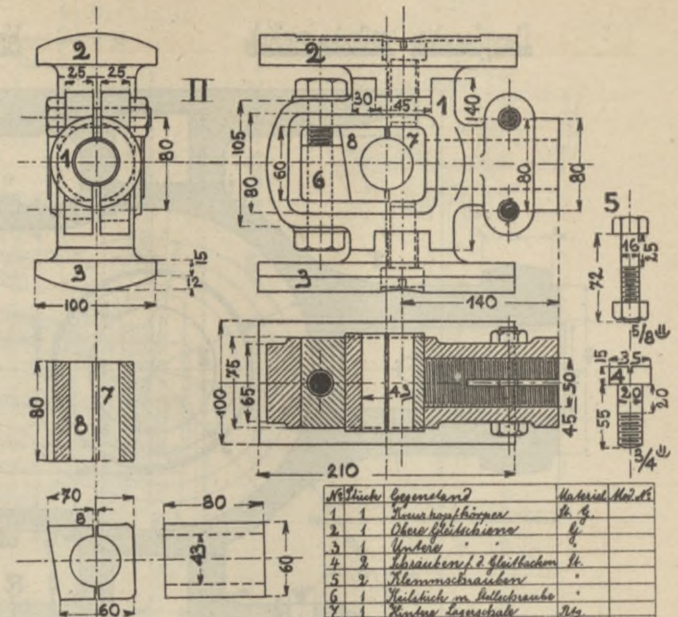
Der Überlauf der Gleitschuhe über die Laufbahn kann ungefähr $^1/_6$ der Gleitschuhlänge betragen.



Text in § 90.

Versch. Kreuzköpfe.





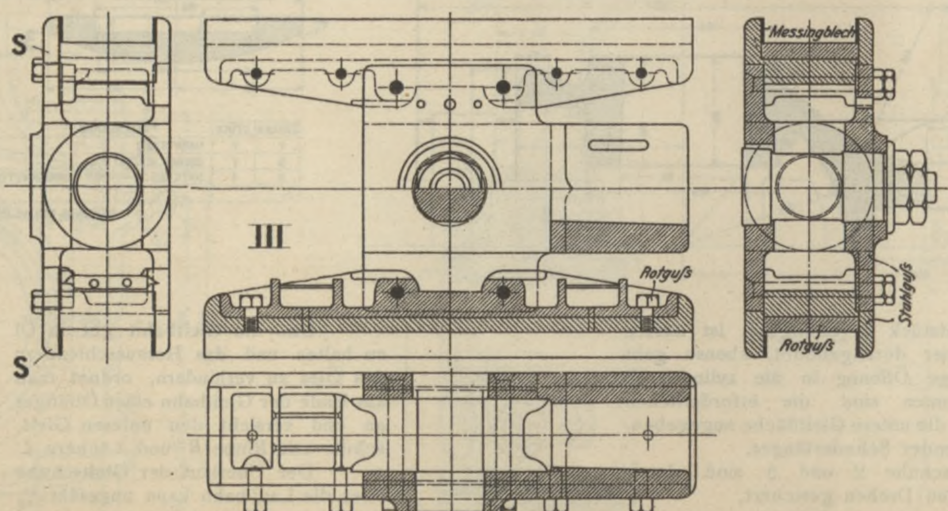
Nr.	Stück	Gegenstand	Material	Mod. Nr.
1	1	Kreuzkopfkörper	St. G.	
2	1	Obere Gleitschiene	G.	
3	1	Untere " "	G.	
4	2	Schrauben f. d. Gleitbacken	St.	
5	2	Klemmschrauben	"	
6	1	Keilstück m. Stellschraube	"	
7	1	Hintere Lagerschale	Rtg.	
8	1	Vordere " "		

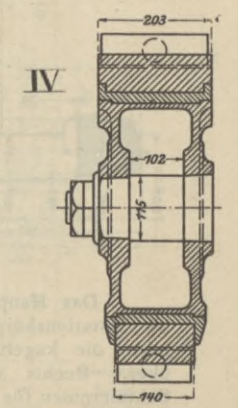
I. Einfacher gusseiserner Kreuzkopf für Dampfmaschinen.

II. Kreuzkopf aus Stahlguss für gegabelte Treibstange. Die Kolbenstange wird in die Kreuzkopfnabe eingeschraubt und mittels Klemmschrauben 5 festgeklemmt.

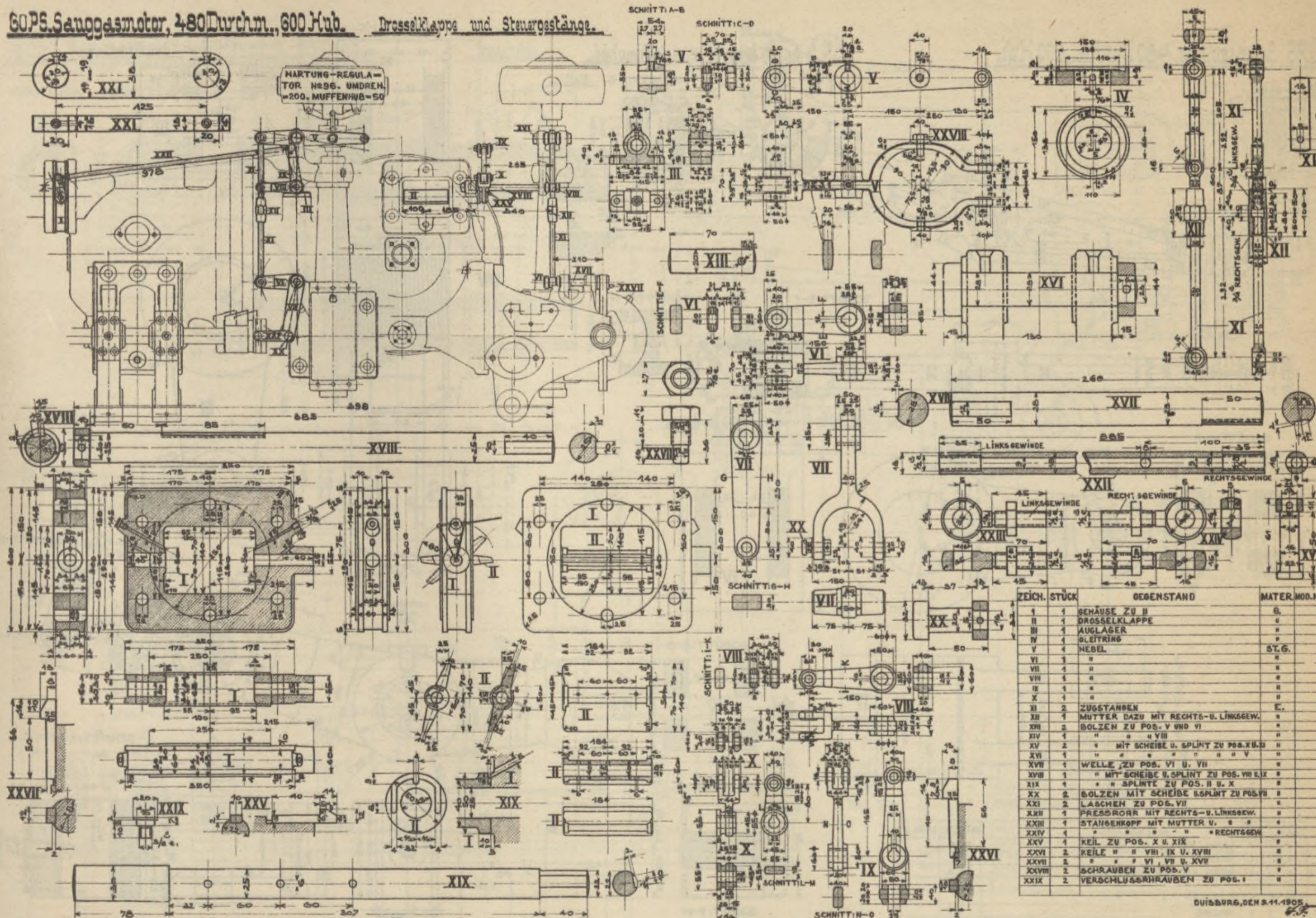
III. Kreuzkopf für Lokomotiven. (Beschrieben in der Z d. V. d. Ing. Jahrg 1904 S 453.) Der obere und untere Schuh sind durch je 2 Schrauben mit den Seitenstücken des Hauptkörpers verbunden. Die Gleitflächen der Schuhe sind mit Rotguss ausgefüttert. Die seitlichen Führungsleisten *SS* sind durch je 4 Schrauben an die Schuhe befestigt. Dadurch wird ermöglicht, die Futterstücke, nach Entfernung dieser Leisten, seitlich herauszuziehen.

IV. Mit Rücksicht auf die, bei normalem Vorwärtsgang beanspruchte obere Gleitschiene, wird diese bei Kreuzköpfen für Lokomotiven häufig breiter ausgeführt als die untere Schiene, wie Querschnitt IV zeigt.





Hebel aus Stahlguss, Bolzen aus Stahl.

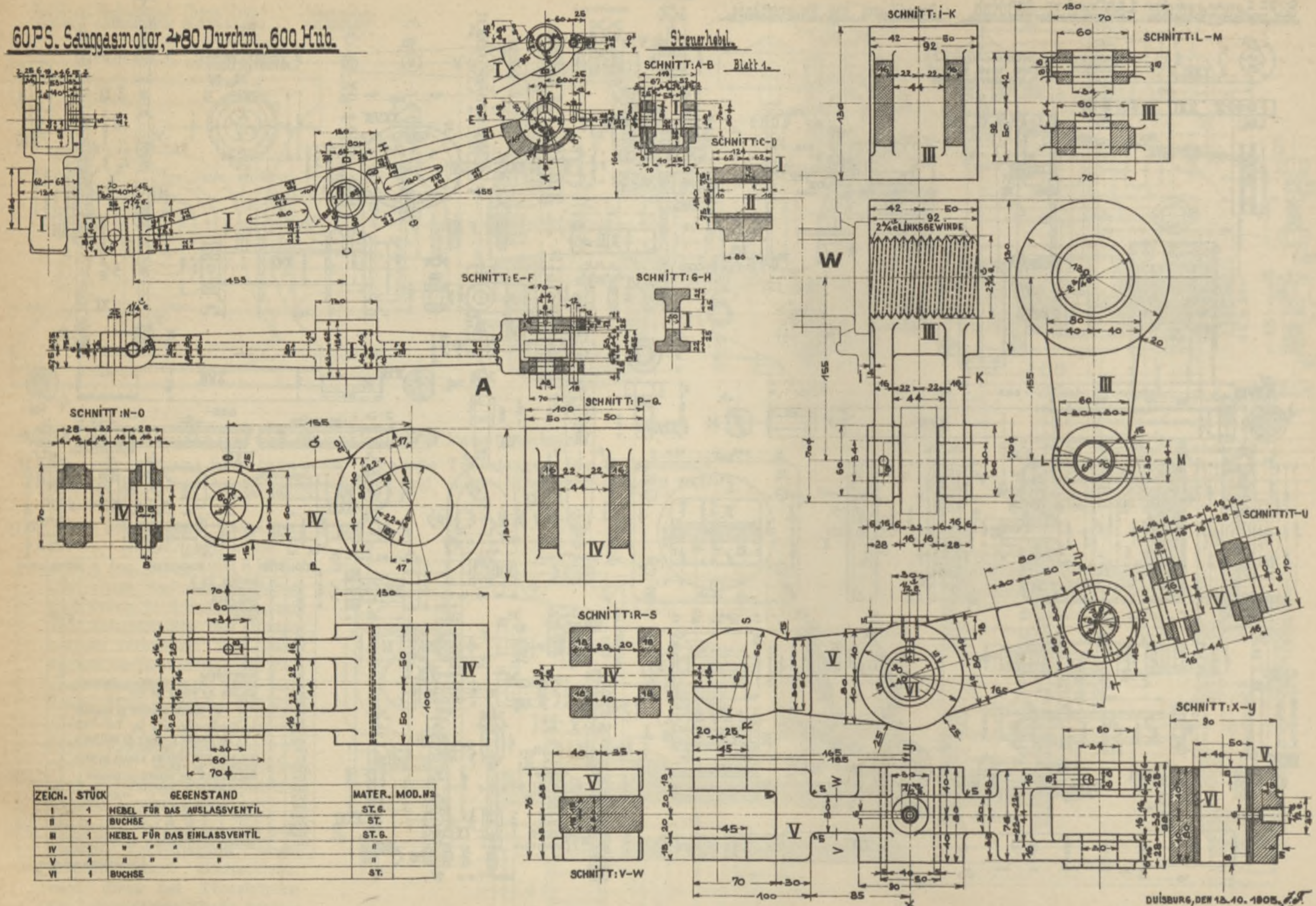


ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD. No
I	1	GEHÄUSE ZU II	G.	
II	1	DROSSELKLAPPE	"	
III	1	AUGLAGER	"	
IV	1	GLEITRING	"	
V	1	HEBEL	ST. G.	
VI	1	"	"	
VII	1	"	"	
VIII	1	"	"	
IX	1	"	"	
X	1	"	"	
XI	2	ZUGSTANGEN	E.	
XII	1	MUTTER DAZU MIT RECHTS- U. LINKSGEW.	"	
XIII	2	BOLZEN ZU POS. V UND VI	"	
XIV	1	" " " VIII	"	
XV	2	" MIT SCHEIBE U. SPLINT ZU POS. X U. XI	"	
XVI	1	" " " " " " " V	"	
XVII	1	WELLE ZU POS. VI U. VII	"	
XVIII	1	" MIT SCHEIBE U. SPLINT ZU POS. VIII U. IX	"	
XIX	1	" " SPLINTE ZU POS. II U. X	"	
XX	2	BOLZEN MIT SCHEIBE U. SPLINT ZU POS. VII	"	
XXI	2	LASCHEN ZU POS. VII	"	
XXII	1	PRESSRORR MIT RECHTS- U. LINKSGEW.	"	
XXIII	1	STANGENKOPF MIT MUTTER U. " "	"	
XXIV	1	" " " " " " RECHTSGEW.	"	
XXV	1	KEIL ZU POS. X U. XIX	"	
XXVI	2	KEILE " " VIII, IX U. XVIII	"	
XXVII	2	" " " VI, VII U. XVII	"	
XXVIII	2	SCHRAUBEN ZU POS. V	"	
XXIX	2	VERSCHLUSSRHRAUBEN ZU POS. I	"	

Die Zeichnung zeigt eine grössere Anzahl Hebel, Bolzen u. dergl., welche Anhaltspunkte geben für derartige kleinere Teile. Die Art des Gewindes, Schmierlöcher usw. müssen deutlich aus der Zeichnung ersichtlich sein. Wichtig ist auch die links oben gezeichnete Zusammenstellung der Teile.

Text in § 92—95.

Hebel aus Stahlguss, Bolzen aus Stahl.

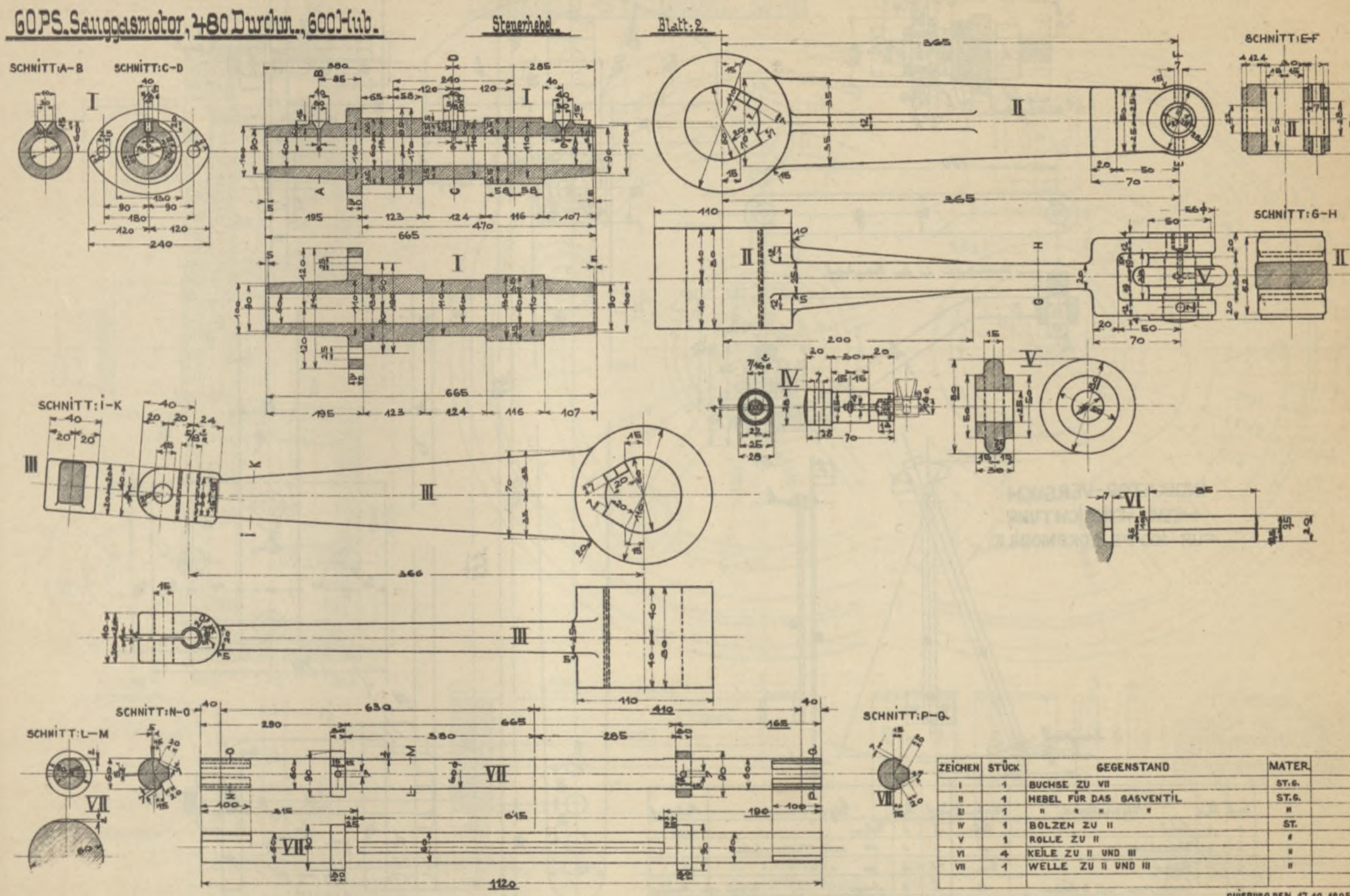


ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD. No
I	1	HEBEL FÜR DAS AUSLASSVENTIL	ST. G.	
II	1	BUCHSE	ST.	
III	1	HEBEL FÜR DAS EINLASSVENTIL	ST. G.	
IV	1	" " " "	"	
V	1	" " " "	"	
VI	1	BUCHSE	ST.	

Hebel aus Stahlguss werden jetzt vielfach angefertigt als Ersatz für schmiedeeiserne Hebel, da die Formgebung letzterer höhere Herstellungskosten erfordert.

Text in § 92—95.

Hebel u. Büchse aus Stahlguss, Bolzen u. Welle aus Stahl.

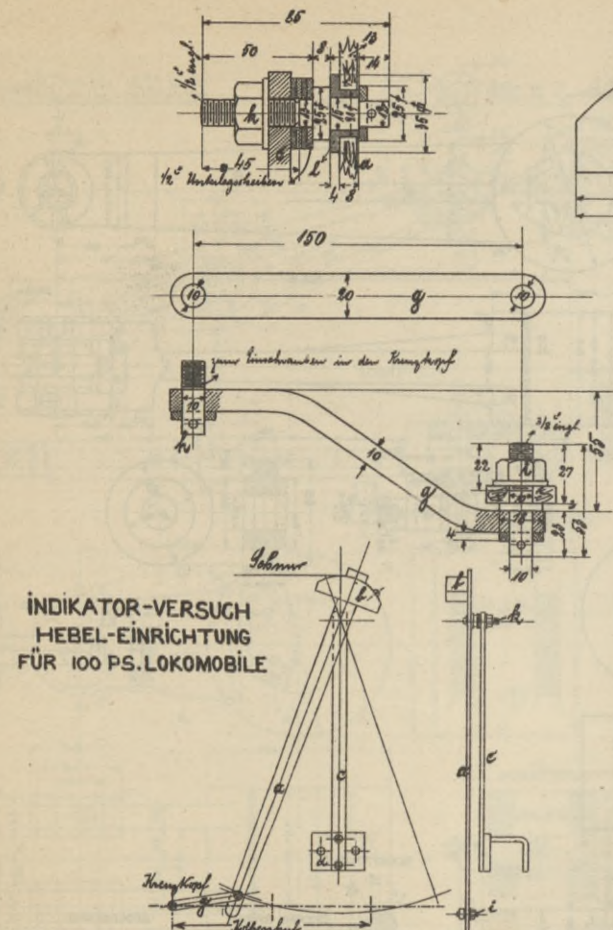


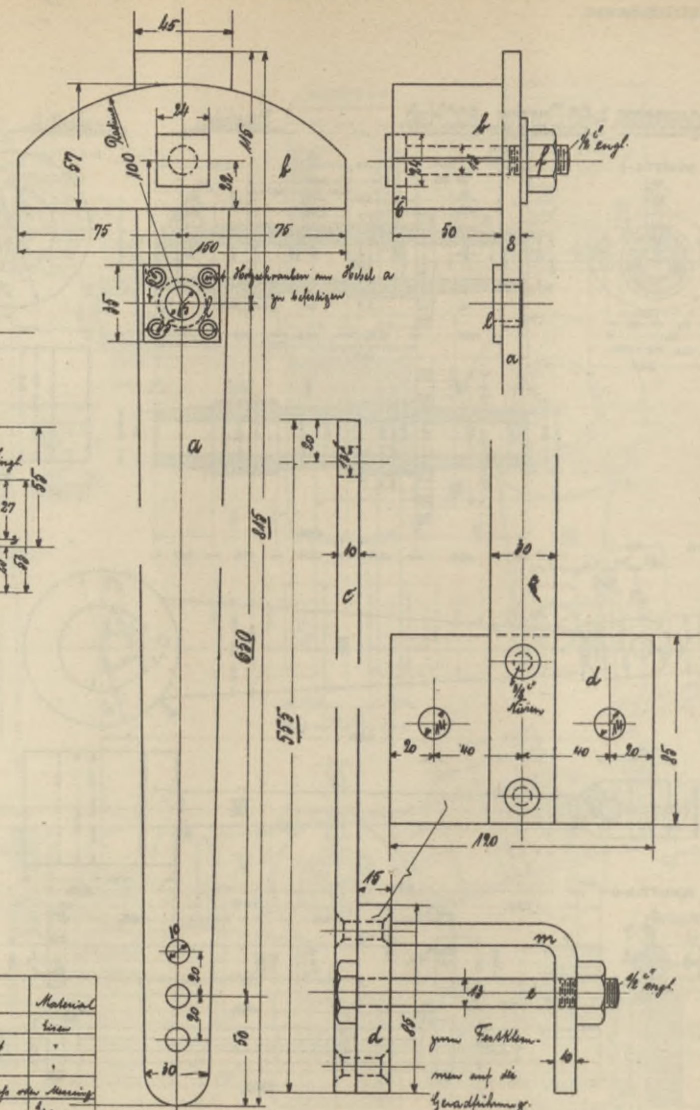
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	
I	1	BUCHSE ZU VII	ST.G.	
II	1	HEBEL FÜR DAS GASVENTIL	ST.G.	
III	1	" " " "	"	
IV	1	BOLZEN ZU II	ST.	
V	1	ROLLE ZU II	"	
VI	4	KEILE ZU II UND III	"	
VII	1	WELLE ZU II UND III	"	

Auch diese Tafel gibt Anhaltspunkte für die Ausführung von Stahlgusshebeln. Die Büchse I, welche als Lagerung der Welle VII (Stahl) dient, ist ebenfalls aus Stahlguss hergestellt.

Text in § 92—95.

Hebeleinrichtung für Indikatorversuche.



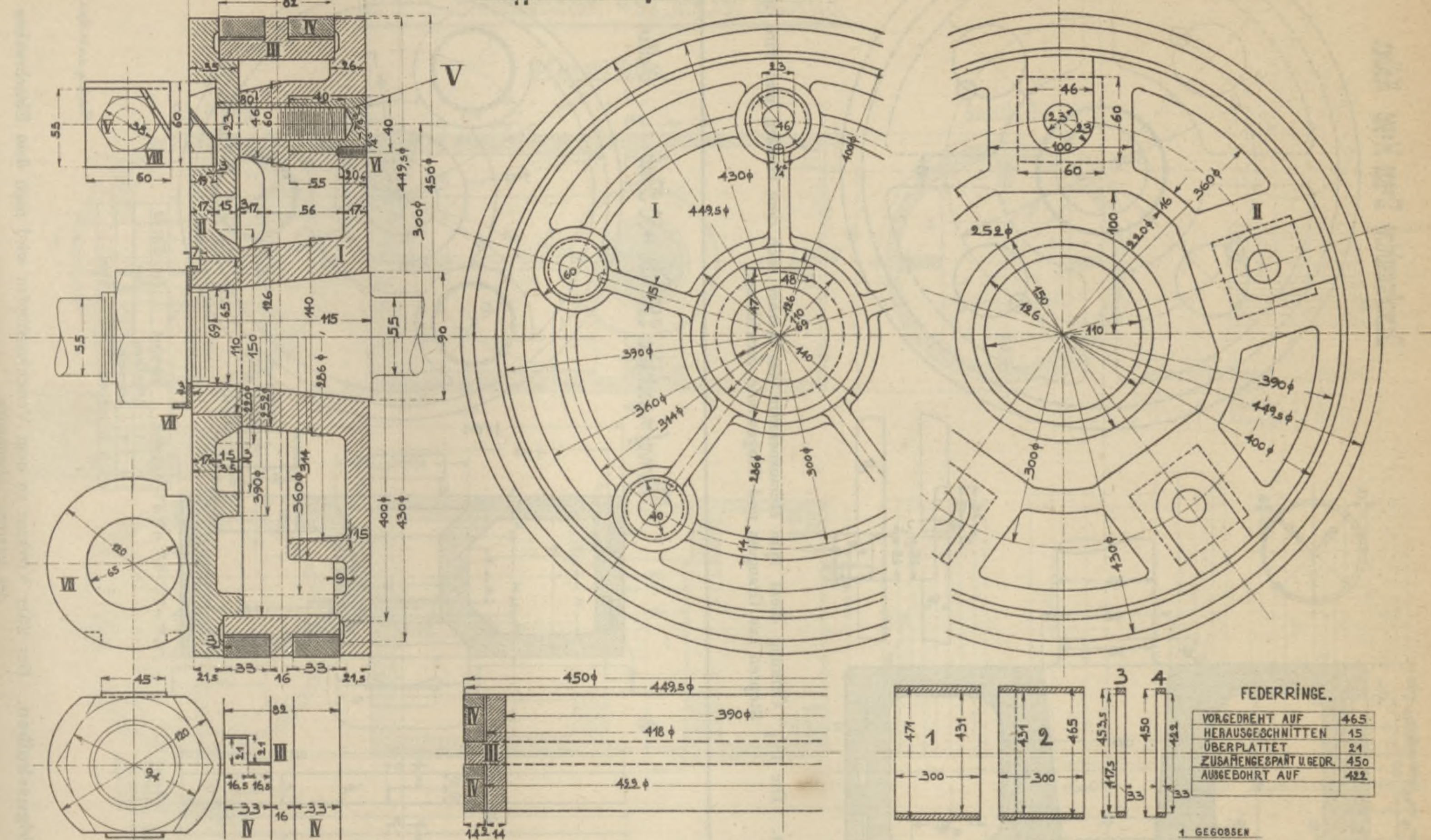


Zeich.	Stück	Gegenstand	Material	Zeich.	Stck.	Gegenstand	Material
a	1	Hebel	Holz	h	1	Bolzen	Eisen
b	1	Schnurhalter	do	i	1	do und Mutter u. Gelenk	"
c	1	Stütze	Eisen	k	1	do " " " "	"
d	1	Lasche dazu mit 2 Nuten	do	l	1	Auge	Rotguss oder Messing
e	2	Schrauben 1/2" e.	do	m	1	Klemme	Eisen
f	1	Schraube zu Pos. b	do		Alle	Positionen zweimal anfertigen	
g	1	Mitnehmer	do				

Vermittels dieser Einrichtung wird der Kolbenhub der Maschine auf den Hub der Indikatortrommel reduziert. Die Schnur wird an *b* mit Schräubchen befestigt. Die Klemme *m* wird auf die obere Rippe der Rundführung aufgeklemmt. Für hohe Tourenzahlen führt man die Stange *g* leichter aus, etwa 6 bis 10 mm Durchm.

Kolben für Dampfmaschine.

Dampfmaschine 450 Zylinderdurchm. 500 Hub



FEDERRINGE.

VORGEDREHT AUF	465
HERAUSGESCHNITTEN	15
ÜBERPLATTET	21
ZUSAMMENGESPANT U. GEDR.	450
AUSGEBOHRT AUF	422

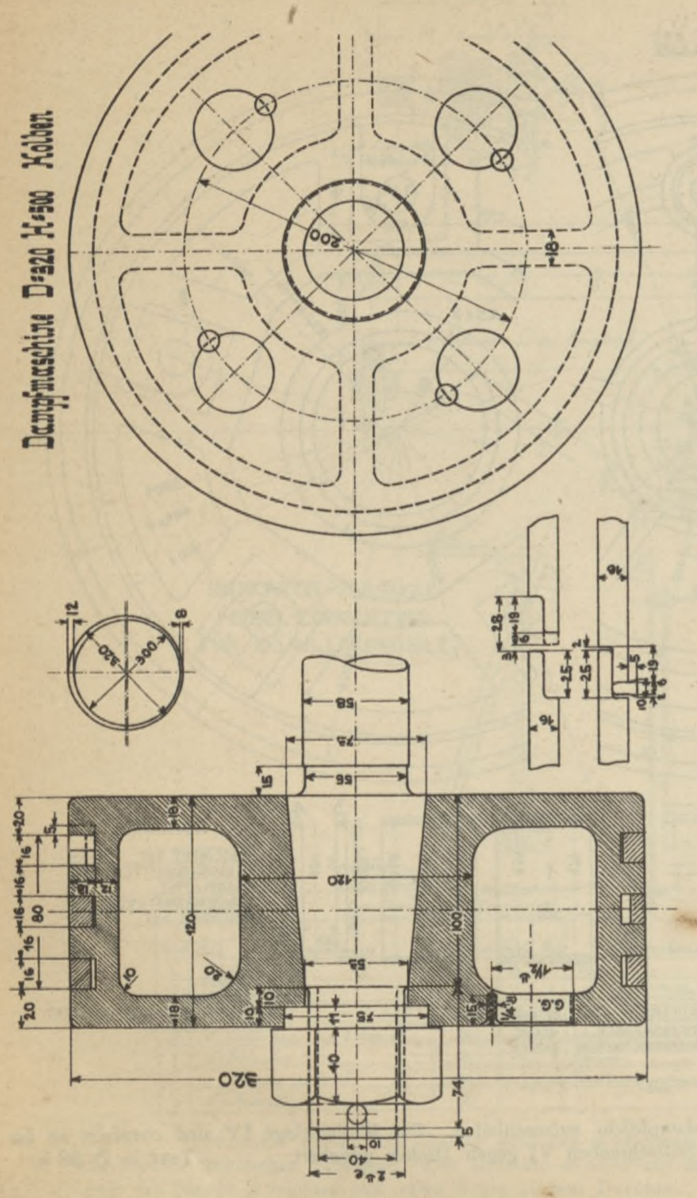
1 GEGOSSEN
2 VORGEDREHT
3 HERAUSGESCHNITTEN U. ÜBERPLATTET
4 FERTIG BEARBEITET

ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL	MODELLNr.
I	1	KOLBENKÖRPER	GUSS	
II	1	KOLBENDECKEL	"	
III	1	GRUNDRING	"	
IV	2	KOLBENRINGE	"	

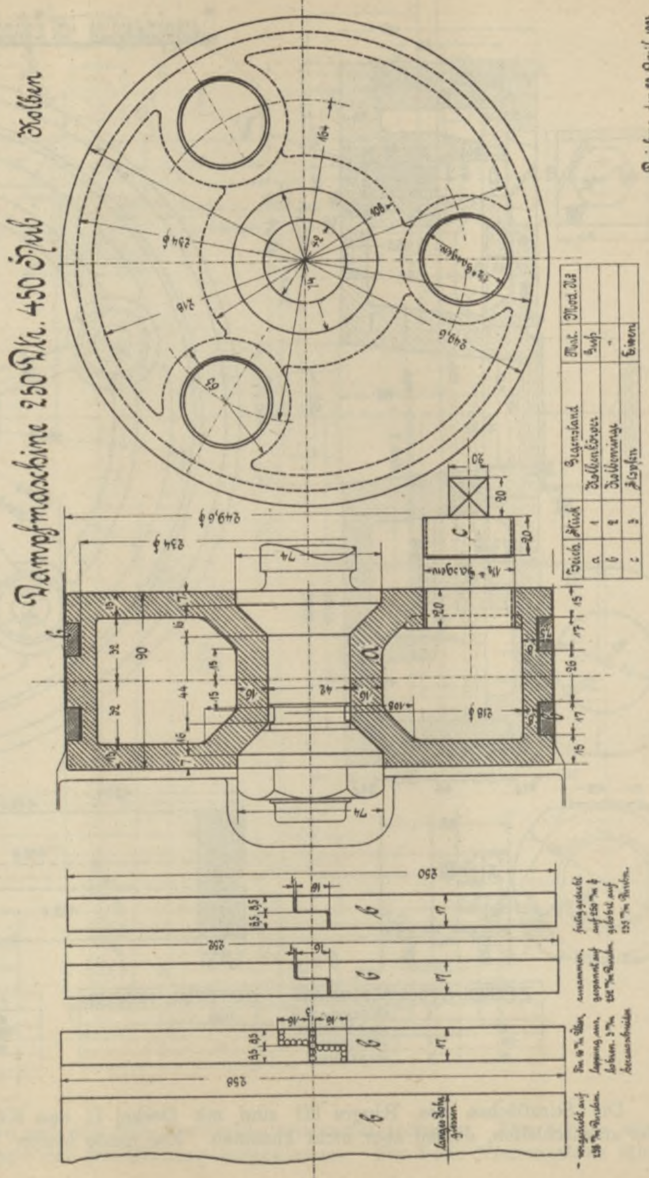
V	5	MUTTERN	ROTGUSS	
VI	5	STIFTSCHRAUBEN	STAHL	
VII	1	SCHRAUBENSICHERUNG	KUPFER	
VIII	5	"	"	

Die Stirnflächen des Ringes III sind mit Deckel II und Körper I gut dampfdicht aufzuschleifen. Die Kolbenringe IV sind ebenfalls an der Stirnfläche aufzuschleifen, dürfen aber nicht klemmen. Die runde Mutter V ist durch Stiftschrauben VI gegen Drehen gesichert. Text in § 98 b.

Hohle Kolben.

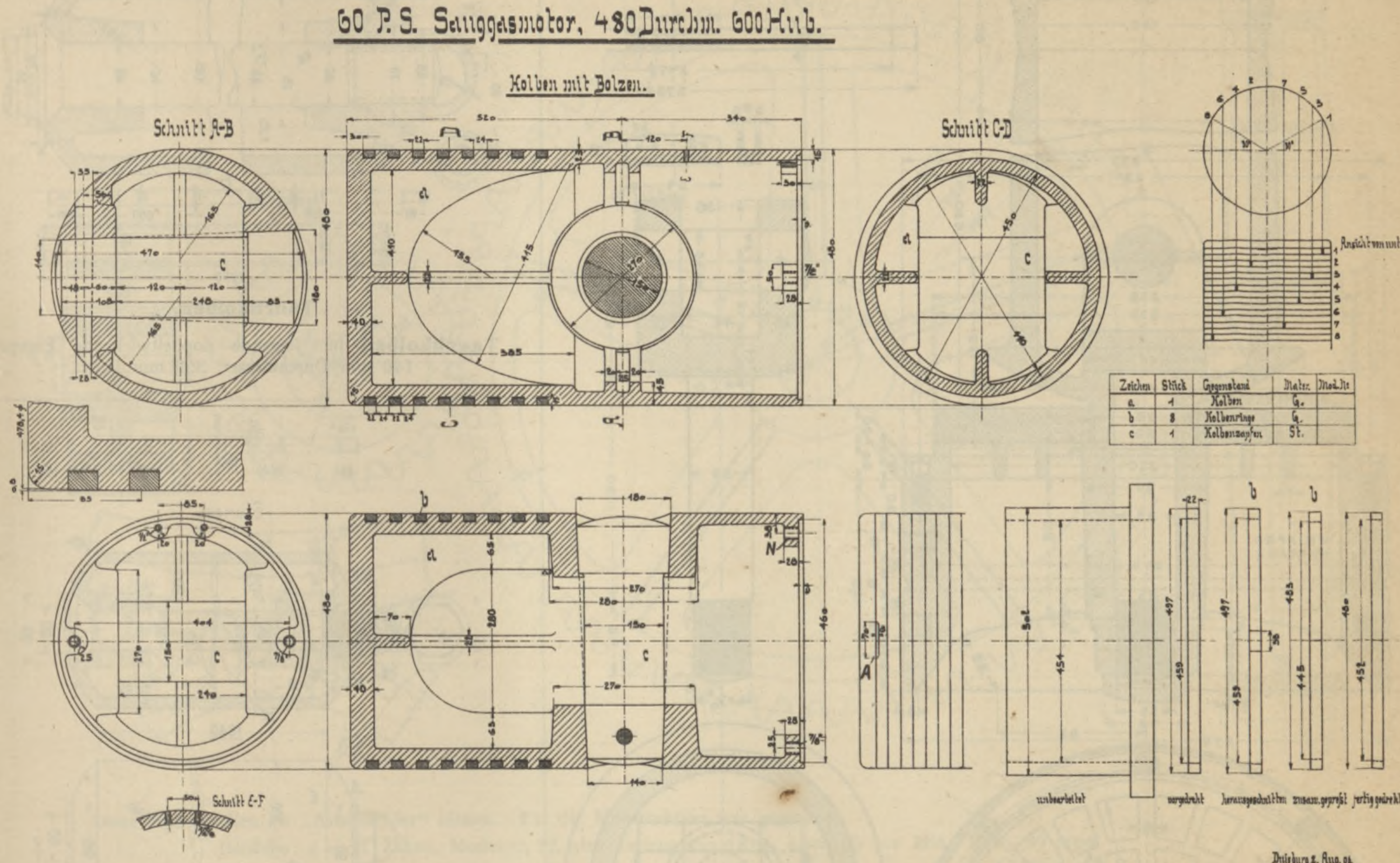


Hohlgusskolben. Die $1^1/_2$" Öffnung dient zum Herausnehmen des Kernes nach dem Giessen und wird mit Stopfen aus Grauguss und Gasgewinde verschlossen.



Ebenfalls Hohlgusskolben. Der 20er Vierkant an dem Verschlusstopfen wird nach dem Einschrauben des letzteren abgehauen.

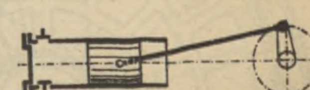
Tauchkolben.



Zeichen	Stück	Gegenstand	Mater.	Mod. Nr.
a	1	Kolben	G.	
b	8	Kolbenringe	G.	
c	1	Kolbenzapfen	St.	

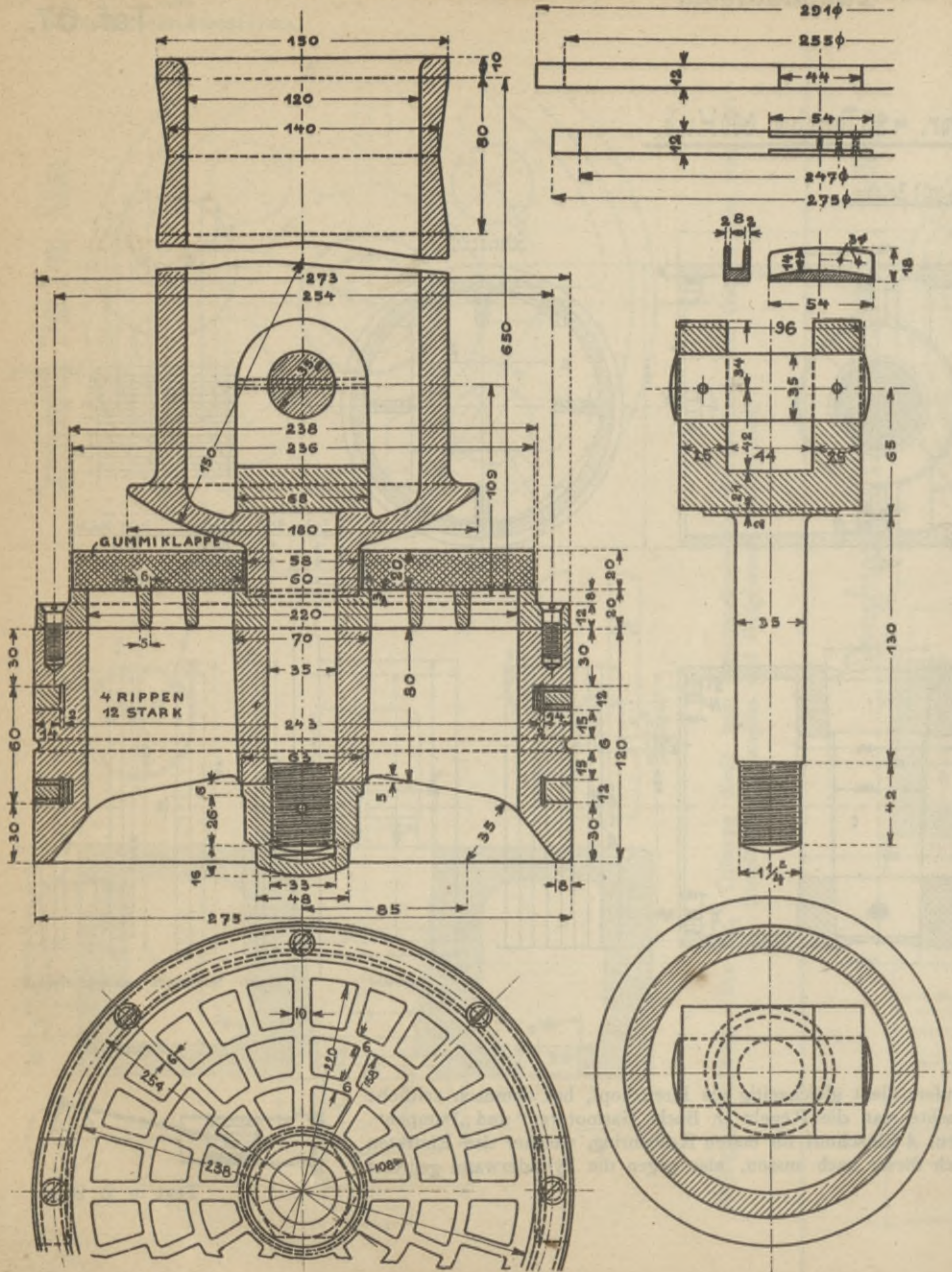
Dieser Kolben, für einen Viertaktgasmotor konstruiert, dient gleichzeitig als Kreuzkopf, hat demnach seitliche Drücke aufzunehmen. Beim Aufzeichnen von Tauchkolben beachte man die Regeln in Buch „Gasmotoren" und „Pumpen".

N Nocken zum bequemen Aufspannen beim Bearbeiten, **A** Einschnitt im ersten Kolbenring, welcher das Eintreten des verdichteten Gemisches unter den Ring vermittelt, wodurch dieser nach aussen, also gegen die Zylinderwand gepresst wird.



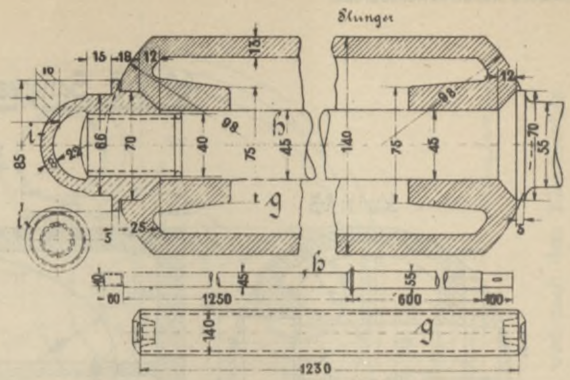
Text in $\mathfrak{H}$ 98 a.

Durchbrochener Kolben.



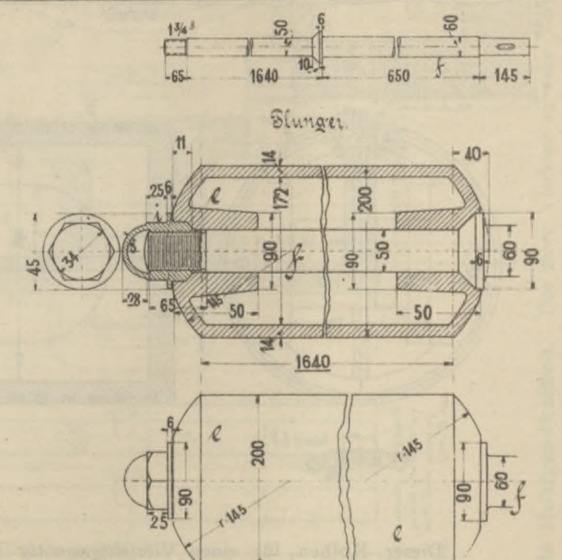
Ausgeführt für Luftpumpe einer Kondensation.

Tauch-Kolben.



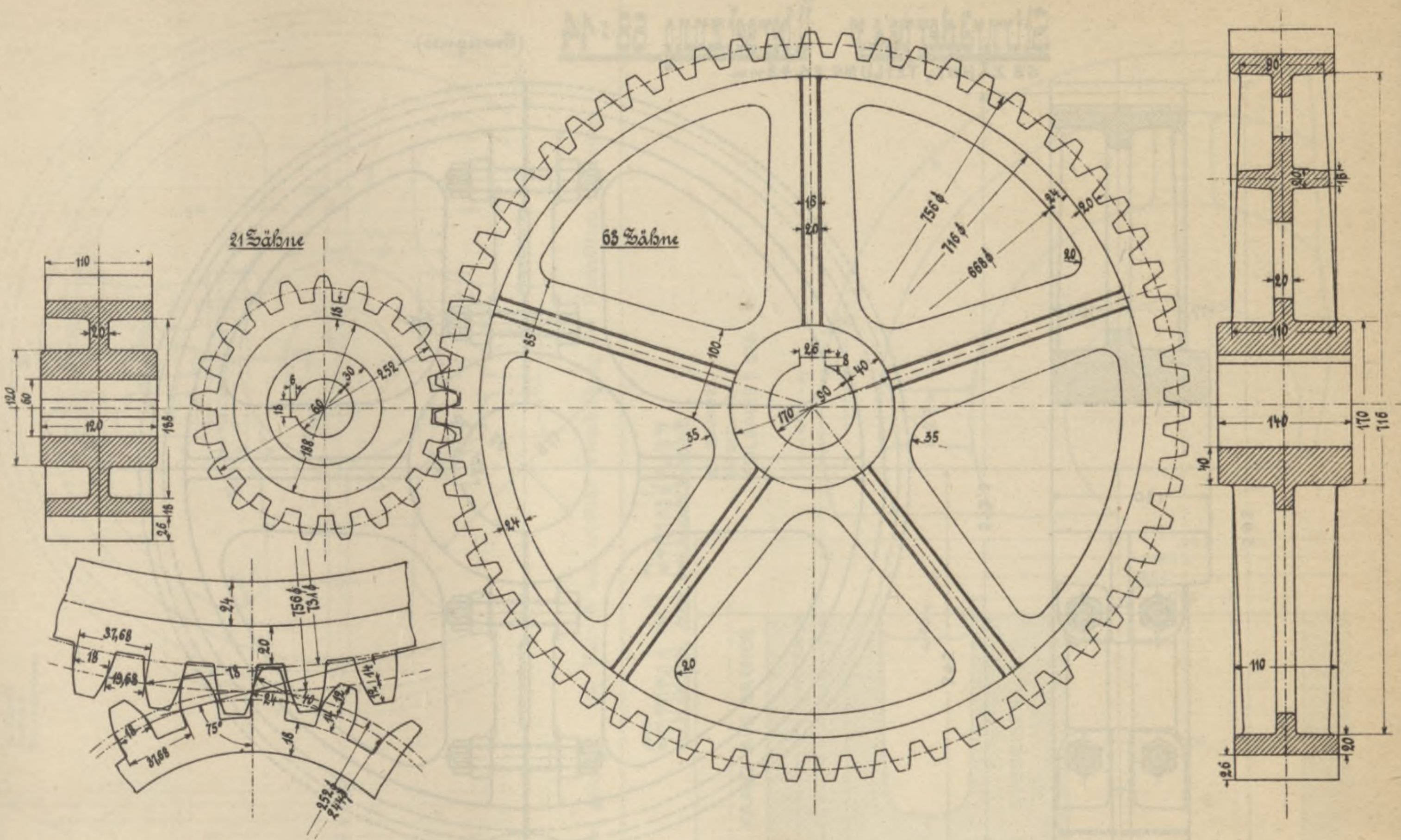
Tauchkolben.

Tauchkolben für liegende doppeltwirkende Pumpe, 140 mm Durchmesser, 350 mm Hub.



Tauchkolben für liegende doppeltwirkende Pumpe, 200 mm Durchmesser, 500 mm Hub.

Zahnrädergetriebe mit Evolventenverzahnung.



Diese Räder sollen als „Arbeitsräder" dienen. Für die Konstruktion war gegeben:

Getriebe: $z = 21$ Zähne, Modul $= 12$, also Teilung $t = 12 \cdot \pi$, $n = 135$ pro Min., Bohr. 60 mm.
Zahnrad: $z_1 = 63$ „ „ $= 12$, „ „ $t = 12 \cdot \pi$, $n = 45$ „ „ „ 90 „

Für $z = 21$ Zähne und $n = 135$ wird Belastungskoeffizient $k = 9$ nach Spalte B in § 109 Tab. 1.

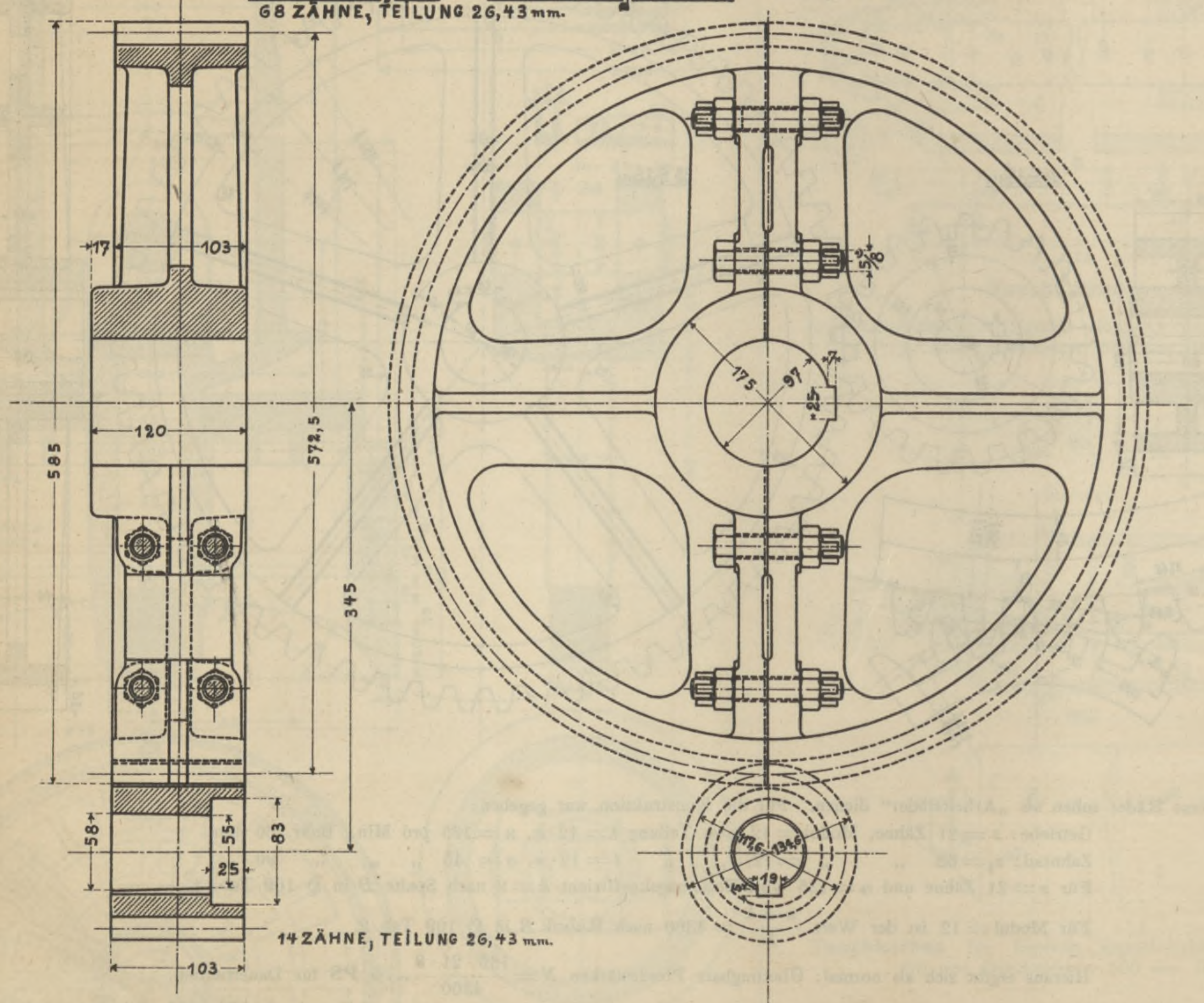
Für Modul $= 12$ ist der Wert $\dfrac{n \cdot z \cdot k}{N} = 4300$ nach Rubrik B in § 109 Tab. 2.

Hieraus ergibt sich als normal: Übertragbare Pferdestärken $N = \dfrac{135 \cdot 21 \cdot 9}{4300} \sim$ **6 PS** für Dauerbetrieb.

Text in § 102—111, Zahnform nach § 103 b.

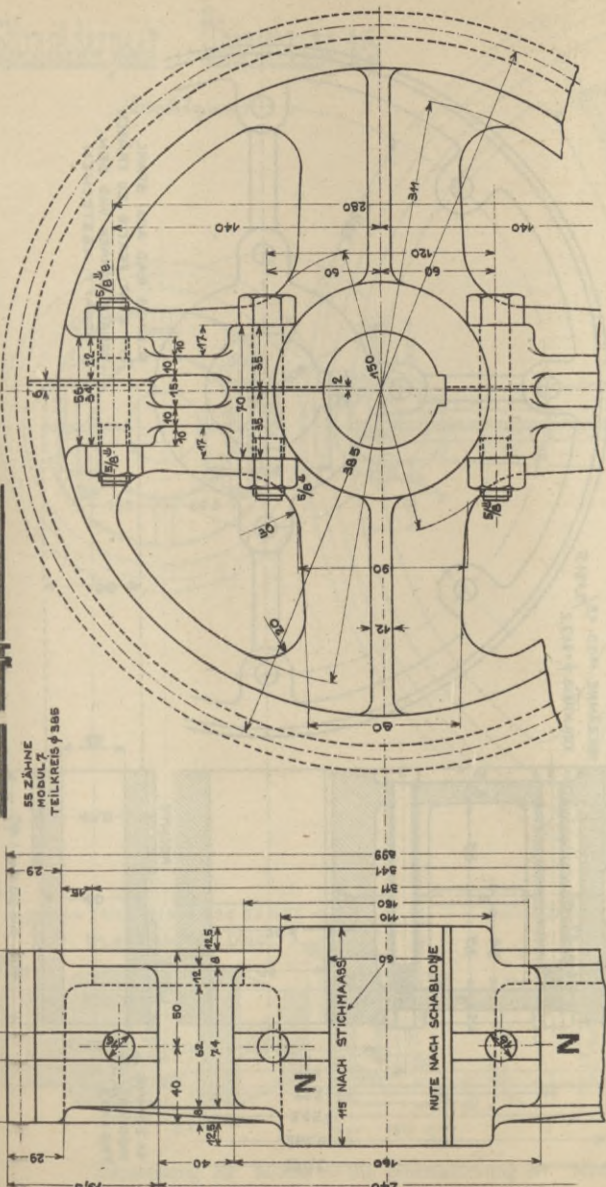
Ausgeführtes Stirnräderpaar.

Stirnräderpaar Übersetzung 68 : 14 (Grauguss).



Die Stossfugen sind gehobelt und durch eine radiale Nute gegen Verschieben gesichert.

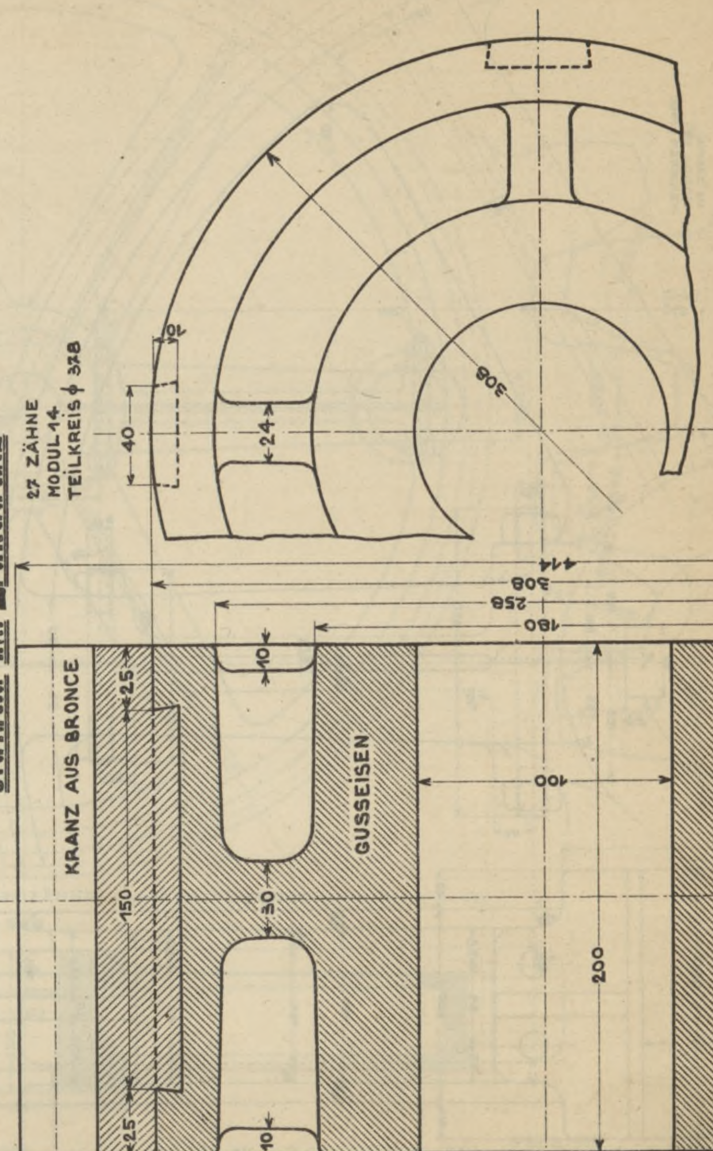
Ausgeführte Arbeitsräder.



Stirnrad mit gefrästen Zähnen (Gusseisen).

55 ZÄHNE
MODUL 7
TEILKREIS ϕ 385

Die Teilstellen sind gehobelt. Die Nute *N* soll seitliche Verschiebung der Radhälften verhindern.



Stirnrad mit Broncekranz

27 ZÄHNE
MODUL 14
TEILKREIS ϕ 378

Der gusseiserne Körper ist mit einem Radkranz aus Bronze umgossen und zu diesem Zweck mit schwalbenschwanzförmigen Nuten versehen.

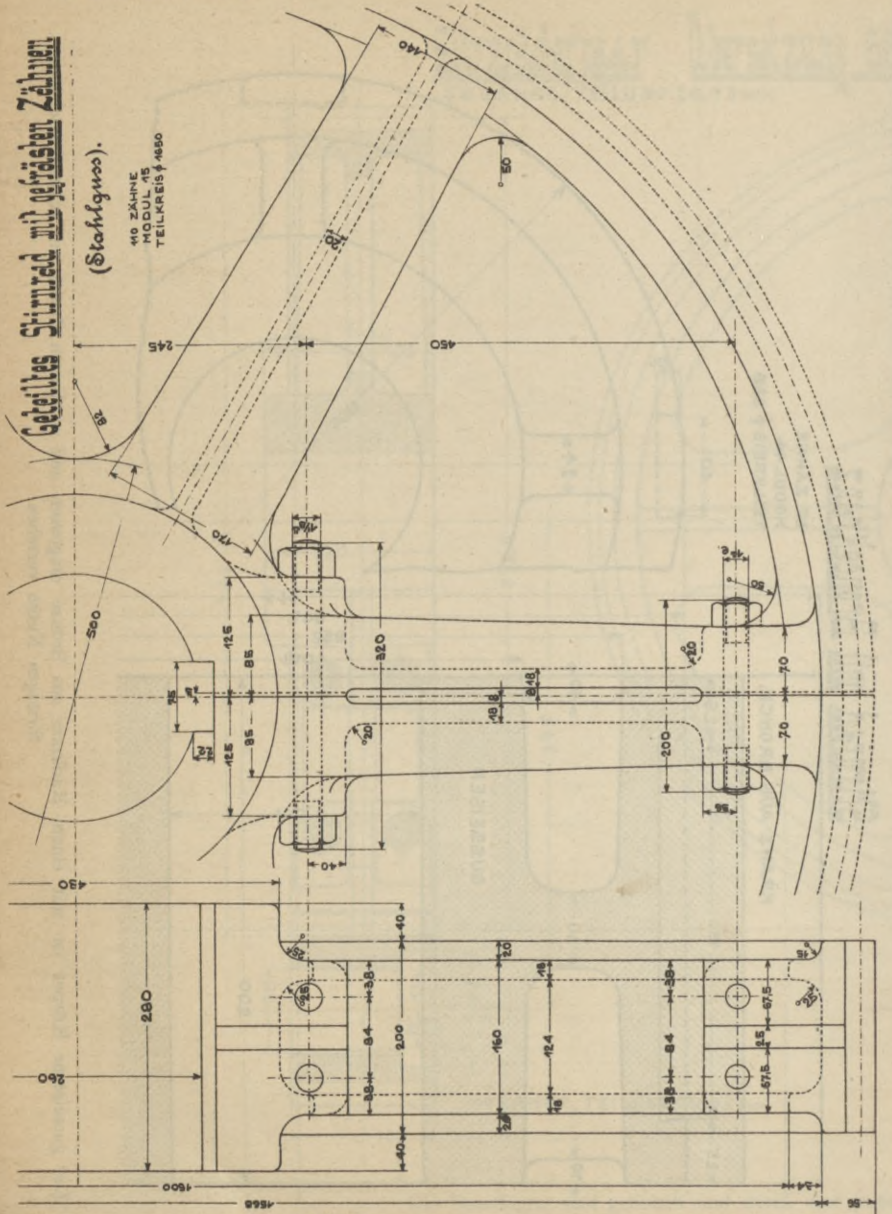
Text in § 106—109.

Zeichn. von
Stolzenberg & Co.,
Reinickendorf-Berlin

Ausgeführte Stirnräder.

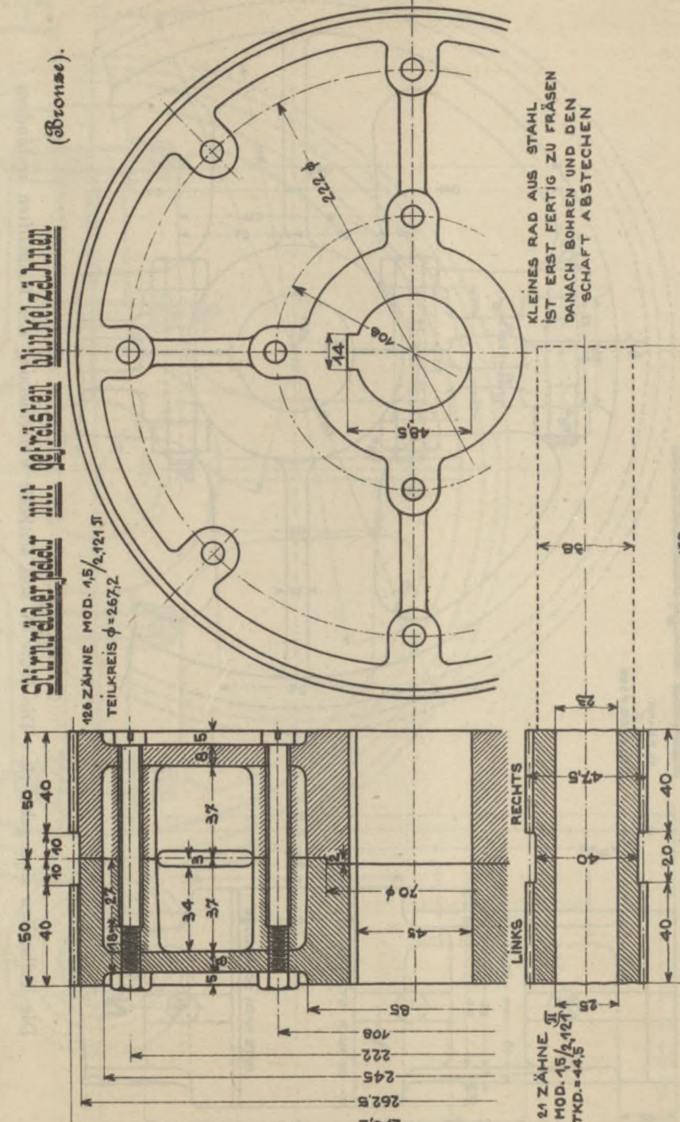
Geteiltes Stirnrad mit gefrästen Zähnen (Stahlguss).

110 ZÄHNE
MODUL 15
TEILKREIS ϕ 1650



Stirnräderpaar mit gefrästen Winkelzähnen (Bronze).

126 ZÄHNE MOD. 1,5/2,121 π
TEILKREIS ϕ = 267,2

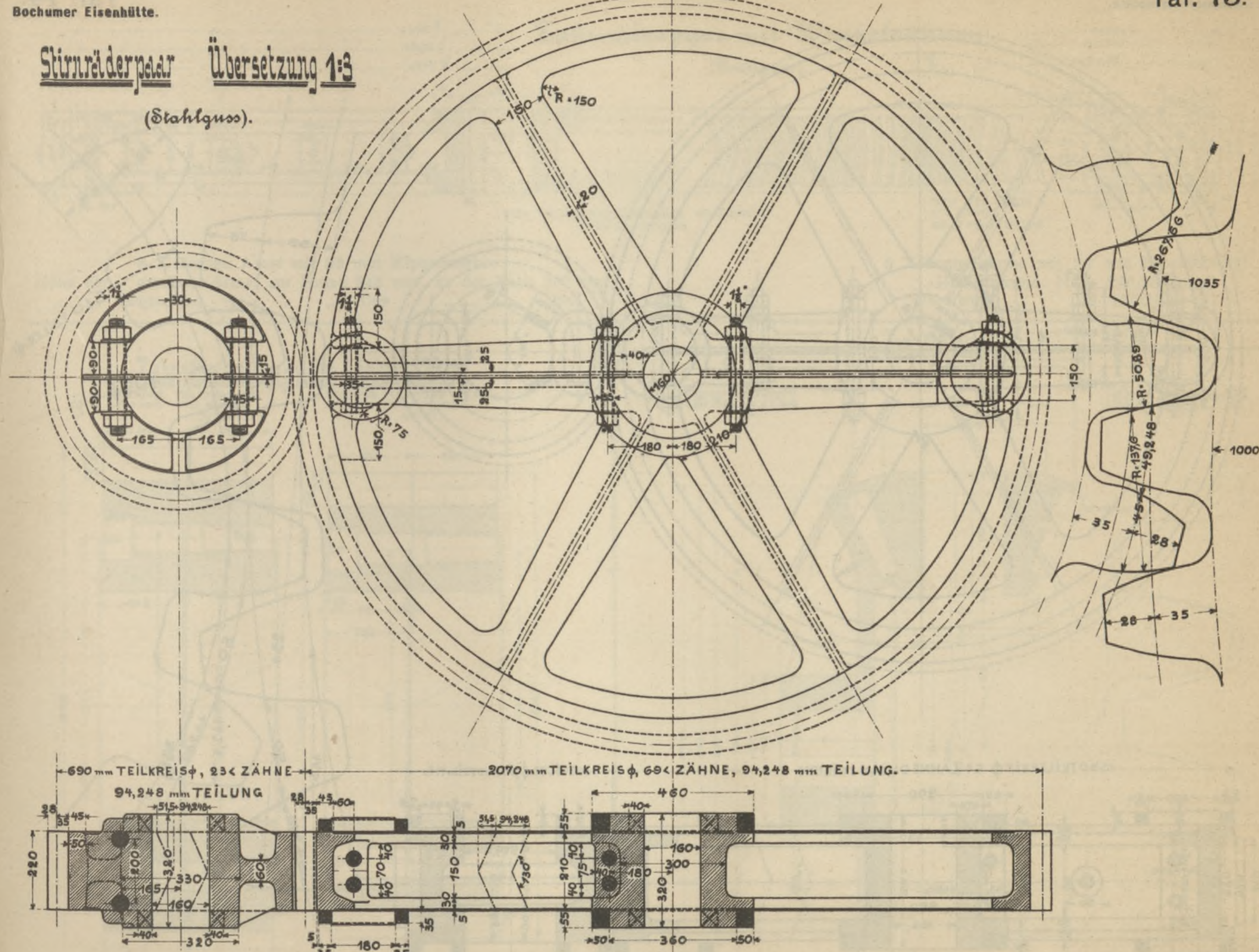


21 ZÄHNE
MOD. 1,5/2,121 π
TKD. = 44,5

Zeichnung
der
Bochumer Eisenhütte.

Stirnräderpaar Übersetzung 1:3

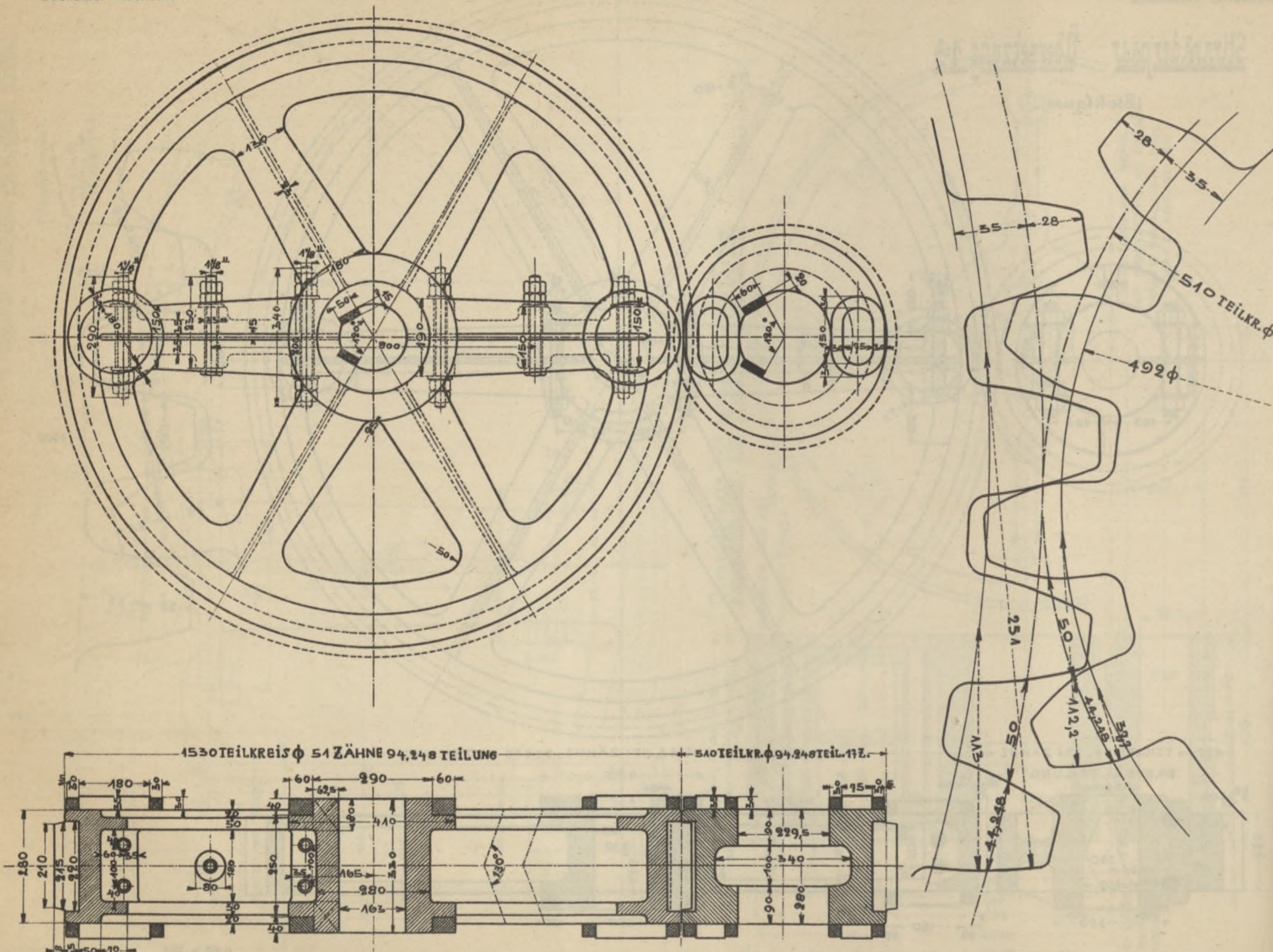
(Stahlguss).



Stirnteilung *St* Modul $= 30$, Normalteilung *Nt* Modul $= 30 \times \cos 25^0 \sim 27$; $z = 23$, $b : Nt = 2{,}6$, $n = 150$, $U = \frac{0{,}69 \cdot \pi \cdot 501}{60} = 5{,}4$ Mtr/Sek.

Nach § 109 Tab. 1 ist Koeffizient $k = 12$ und nach § 113a Gleich. 5 wird $N = \frac{\text{Modul}^2 \cdot U \cdot k \cdot (b : Nt)}{750} = \frac{27^2 \cdot 5{,}4 \cdot 12 \cdot 2{,}6}{750} = 160$ PS.

Ausgeführtes Räderpaar mit Winkelzähnen (Grauguss).



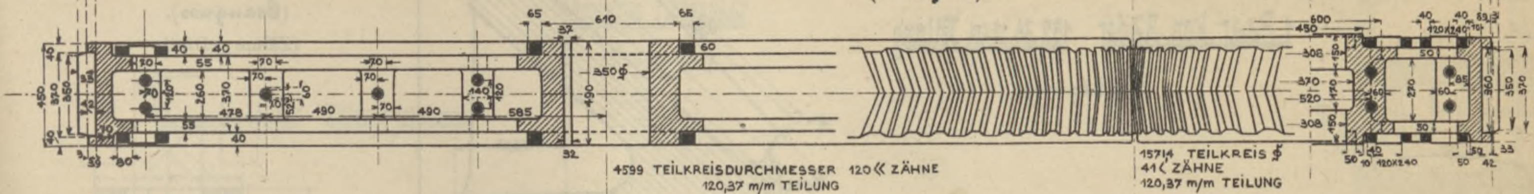
Berechnung wie auf Tafel 73 und in Aufgabe 854.

Ausgeführte Zahnräder.

Zahnräderpaar mit Winkelzähnen

(Grauguss).

1



8 I förmige Arme mit 55 mm Rippenstärke:
Höhe der geteilten Arme: am Kranz 245 mm, an der Nabe 300 mm
„ „ ungeteilten „ „ „ 190 „ „ „ „ 260 „

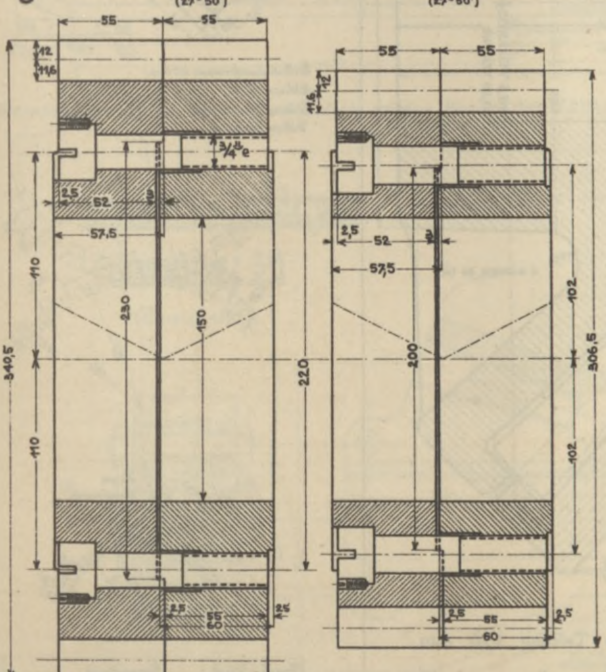
6 I förmige Arme mit 50 mm Rippenstärke:
Geteilte Arme: Höhe 240/280 mm
Ungeteilte „ „ 150/190 „

Zahnräder mit gefrästen Winkelzähnen

3

28 ZÄHNE TEILKREIS ∅ 365
NTLG. 10 π STLG. 35,49 mm
(27° 50')

25 ZÄHNE TEILKREIS ∅ 282,5 mm
NTLG. 10 π STLG. 35,49 mm
(27° 50')

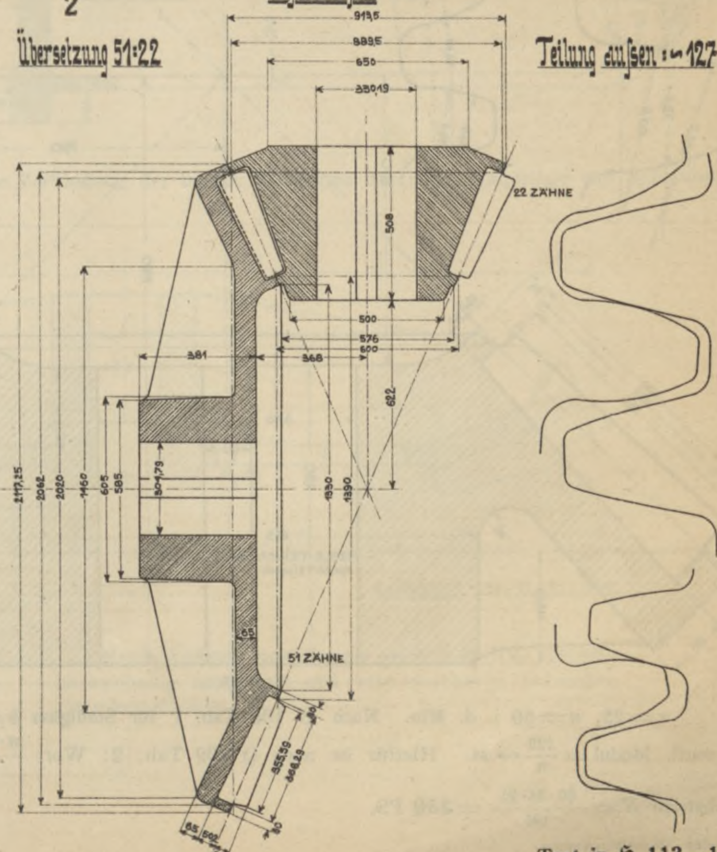


Kegelräderpaar

2

Übersetzung 51:22

Teilung außen: ~127



1 und 2 ausgeführt von der Bochumer Eisenhütte,
3 ausgeführt von Stolzenberg & Co., Reinickendorf-Berlin.

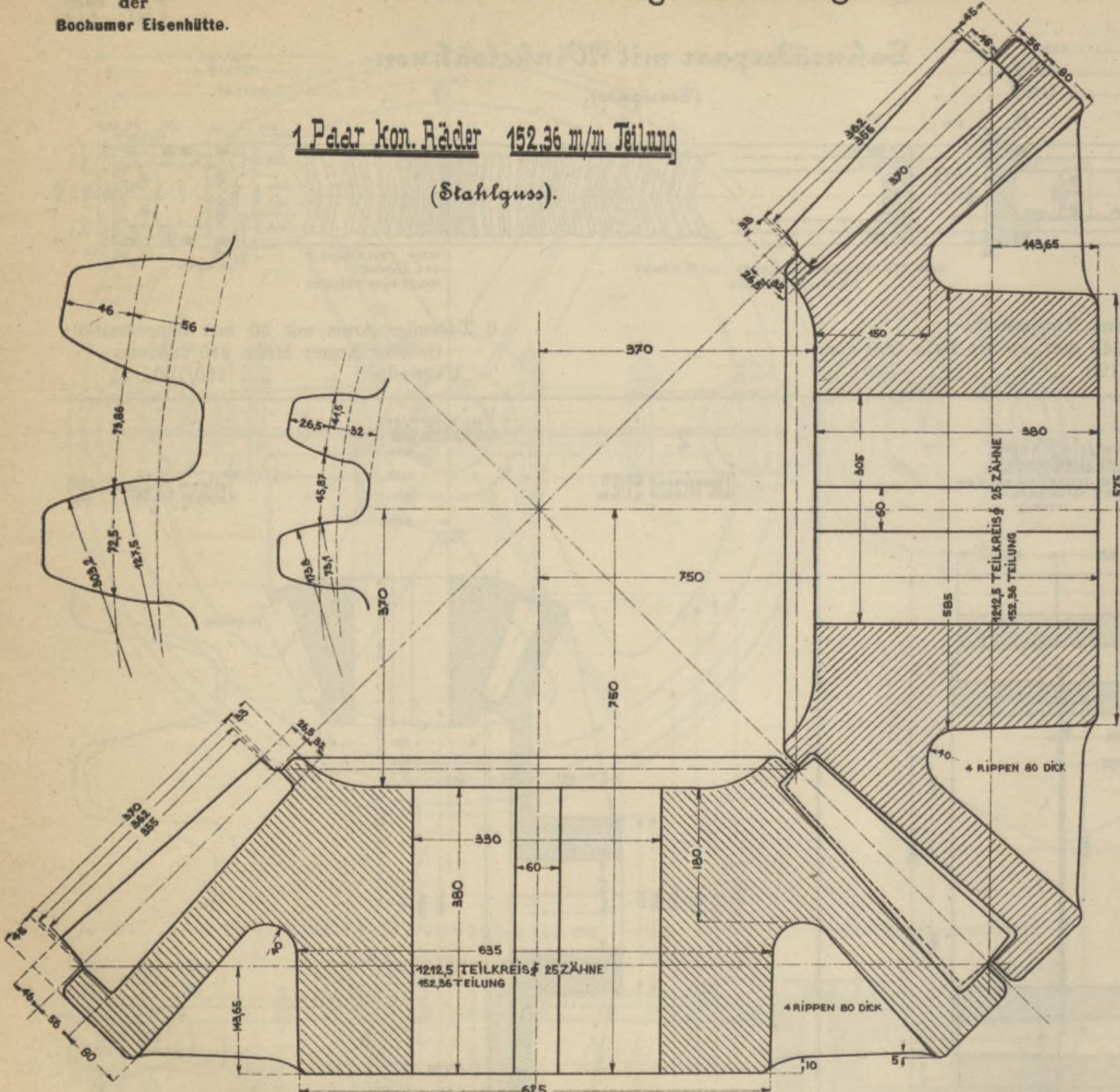
Text in § 113—114.

Zeichnung
der
Bochumer Eisenhütte.

Ausgeführte Kegelräder.

1 Paar kon. Räder 152,36 m/m Teilung

(Stahlguss).



$z = 25$, $n = 60$ i. d. Min. Nach ℌ 109 Tab. 1 für Stahlguss $k = 21$. Mittlere Teilung 120 mm.

Also mittl. Modul $= \frac{120}{\pi} \sim 38$. Hierfür ist nach ℌ 109 Tab. 2: Wert $\frac{n \cdot z \cdot k}{N} = 135$, demnach normal für

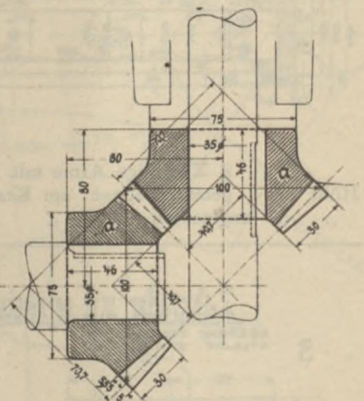
Dauerbetrieb $N = \frac{60 \cdot 25 \cdot 21}{135} = \mathbf{230}$ **PS.**

Zeichnung
von
Haeder.

Regulatorräder

(Grauguss).

(Zähne gefräst).



Teilkreisdurchmesser 100 mm
Zähnezahl 20.
Teilung 5·π = 15,71 mm
Zähne bearbeiten.

Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.
a	2	Kegelräder	Guß

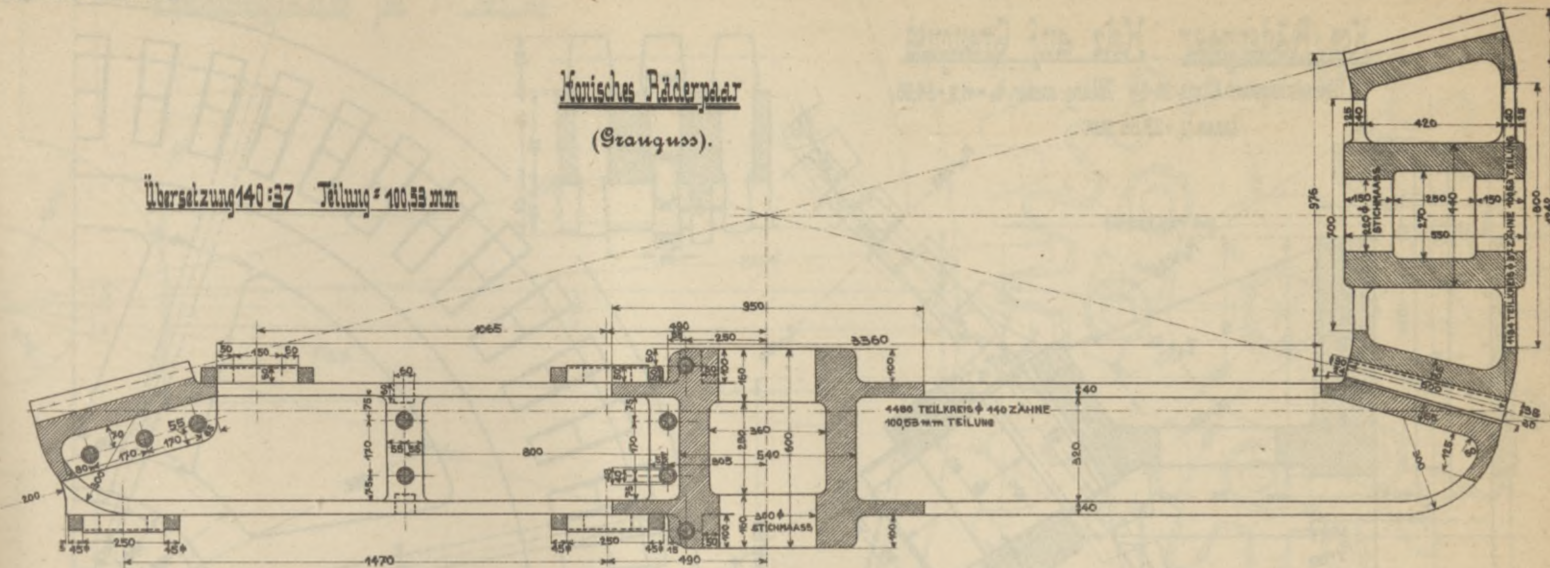
Text in ℌ 114.

Ausgeführte Kegelräder.

Konisches Räderpaar

(Grauguss).

Übersetzung 140:37 Teilung = 100,53 mm

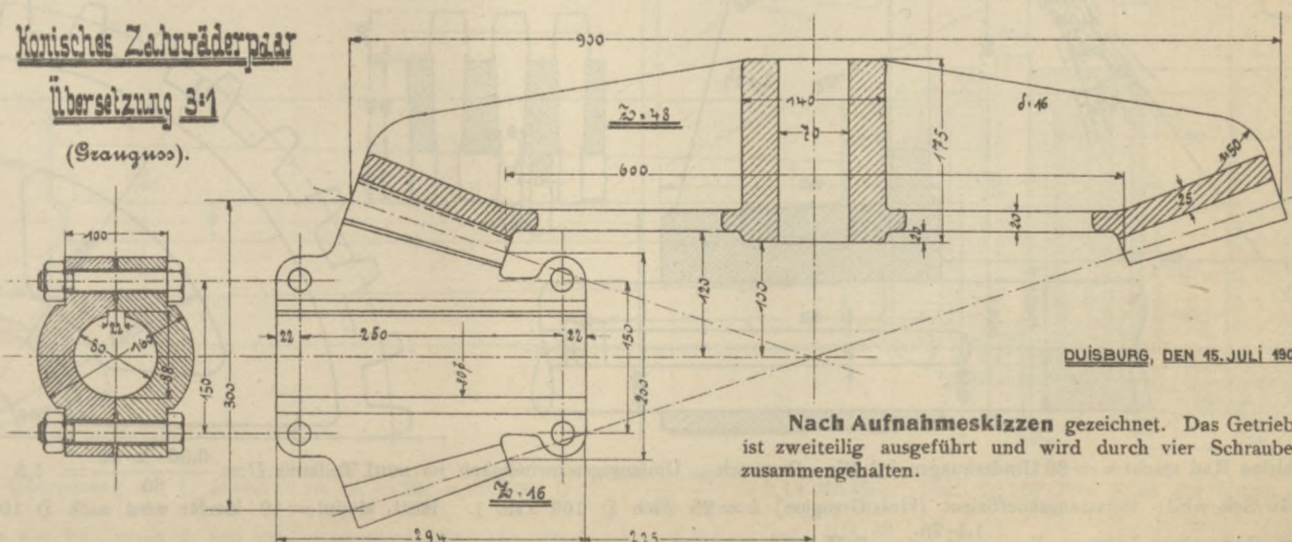


Bemerkenswert ist die ungewöhnlich grosse Breite der Zähne und die solide Verbindung der beiden Radhälften durch Schrumpfringe und Schrauben.

Konisches Zahnräderpaar

Übersetzung 3:1

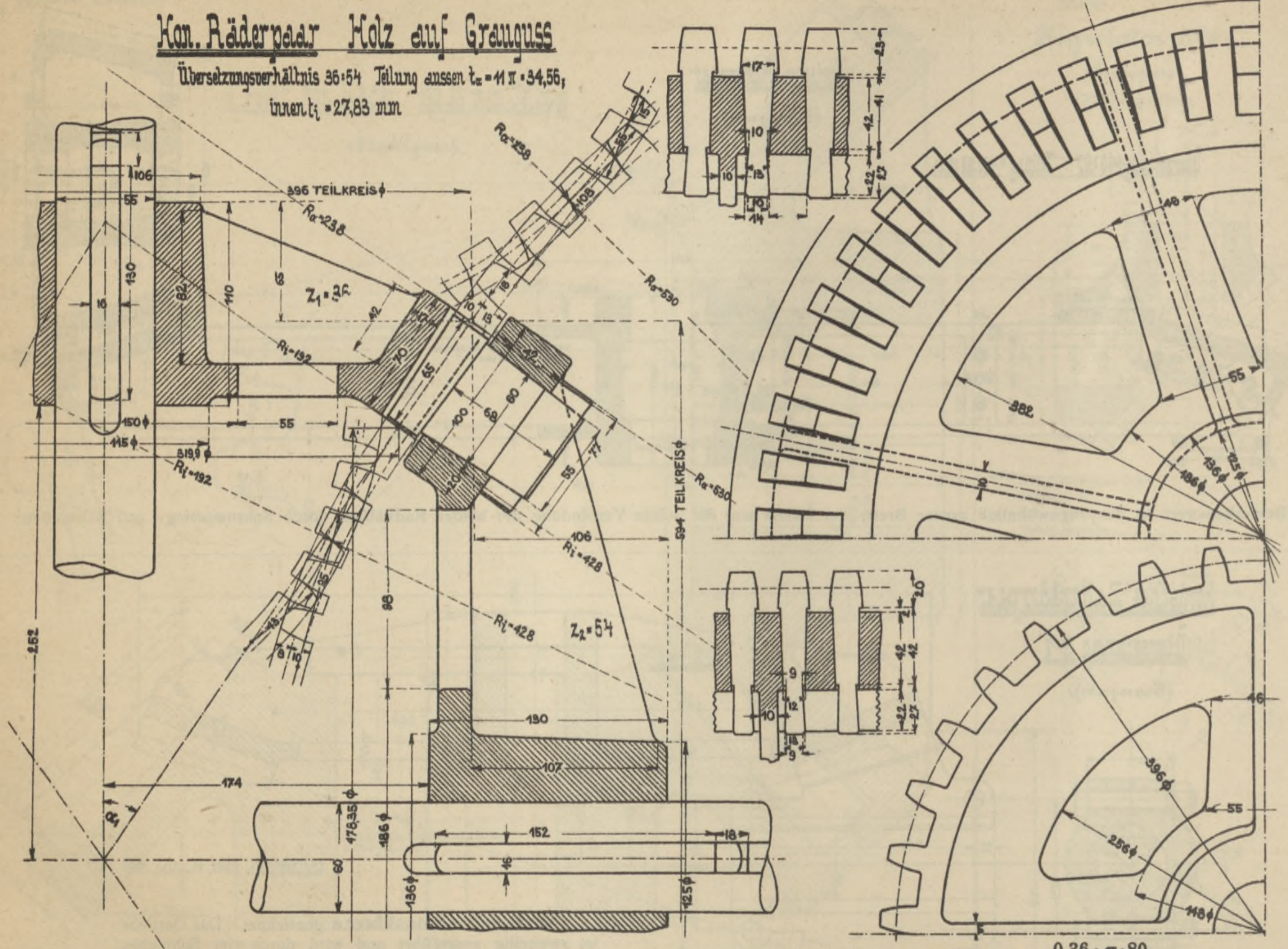
(Grauguss).



DUISBURG, DEN 15. JULI 1906

Nach Aufnahmeskizzen gezeichnet. Das Getriebe ist zweiteilig ausgeführt und wird durch vier Schrauben zusammengehalten.

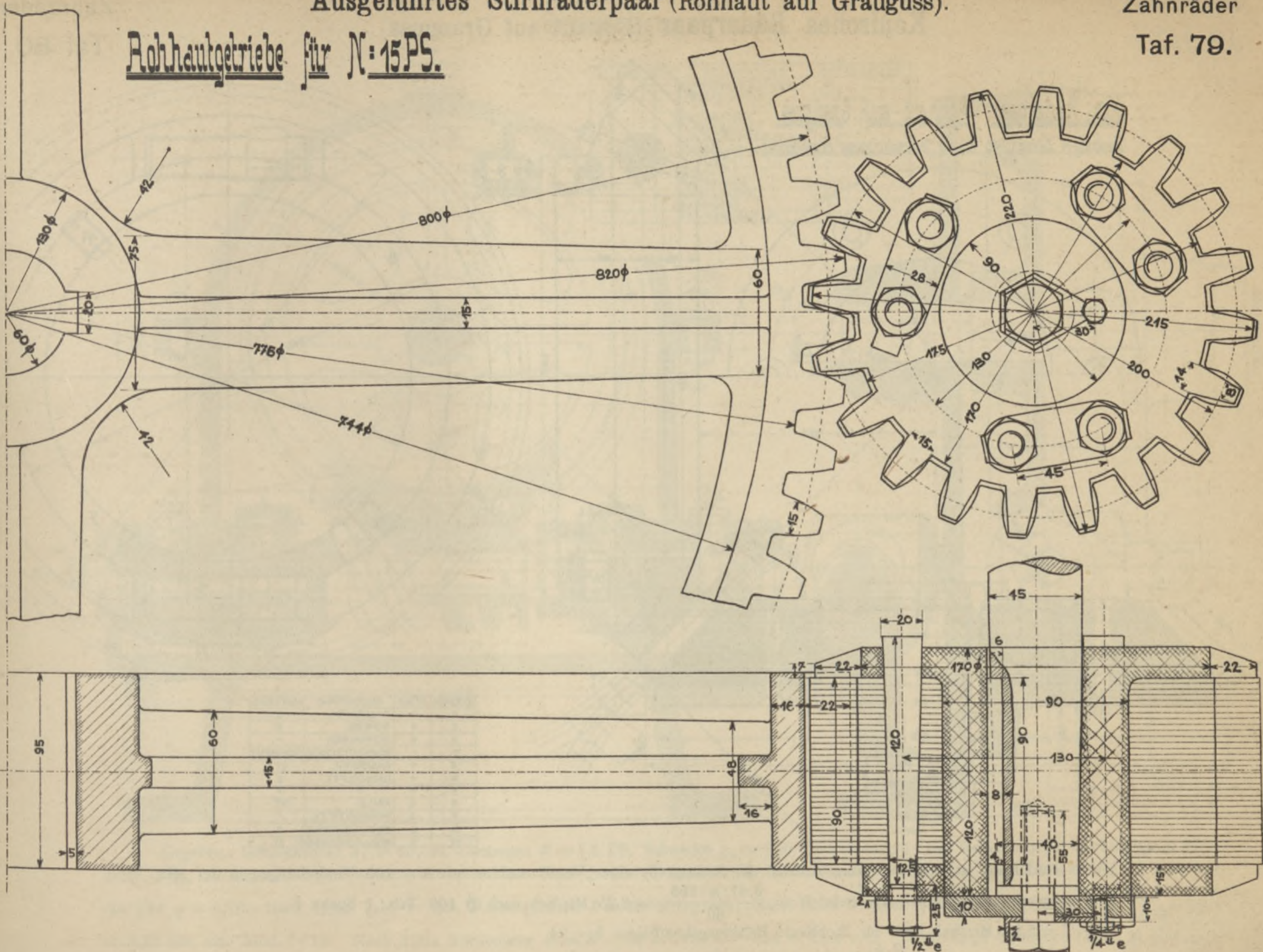
Kegelräderpaar (Holz auf Grauguss).



Das kleine Rad macht $n = 80$ Umdrehungen i. d. Min. Demnach Umfangsgeschwindigkeit im mittl. Teilkreis $U = \frac{0{,}36 \cdot \pi \cdot 80}{60} = 1{,}5$ Mtr / Sek.

Für $U = 1{,}5$ Mtr/Sek wird: Belastungskoeffizient (Holz-Grauguss) $k = 25$ nach § 109 Tab. 1. Mittl. Modul $= 10$ hierfür wird nach § 109 Tab. 2 $\frac{U \cdot k}{N} = 3{,}9$, also übertragbare Leistung $N = \frac{1{,}5 \cdot 25}{3{,}9} = \mathbf{9{,}25}$ **PS.**

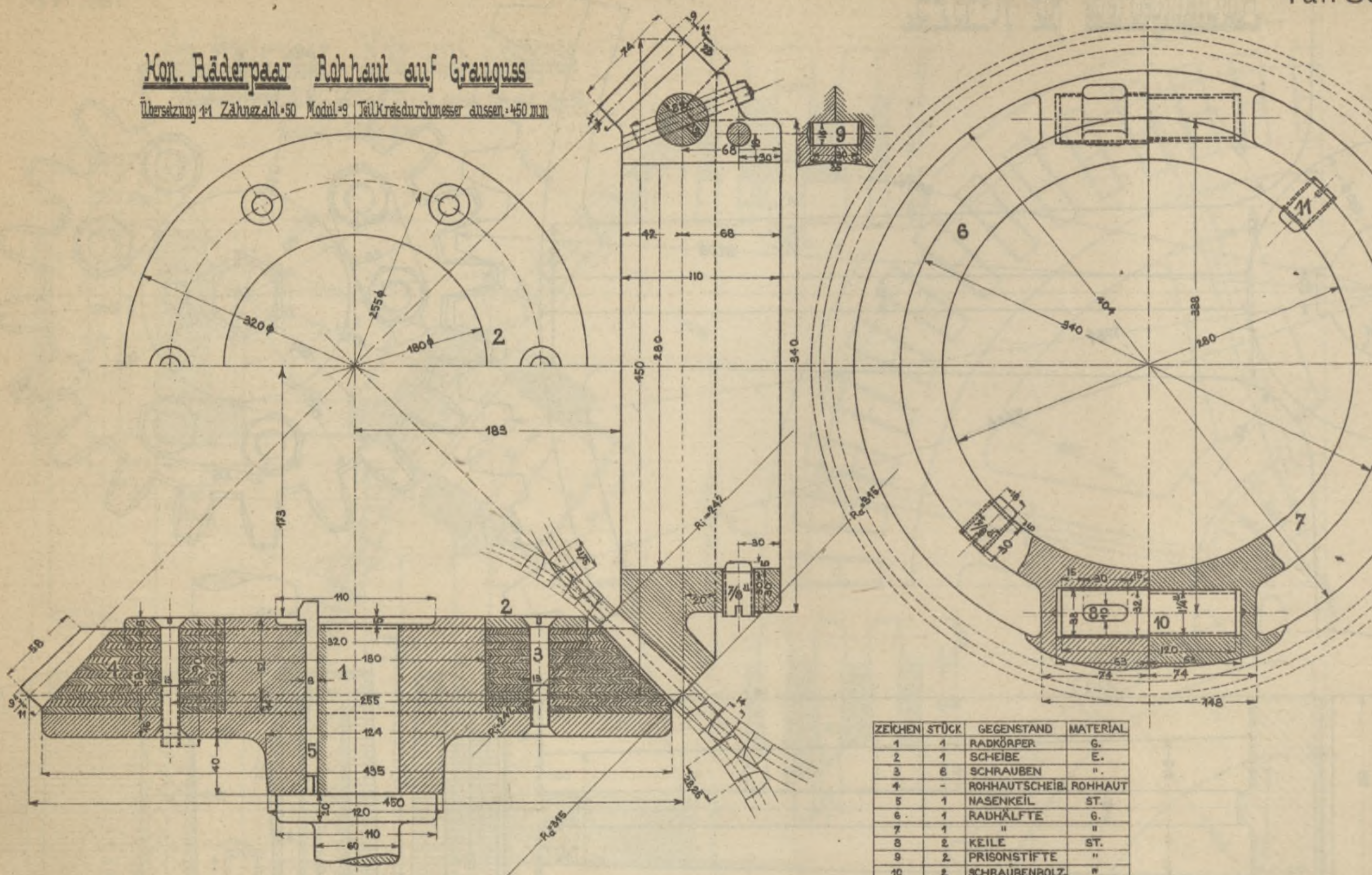
Text in § 115 (Berechn. nach § 106—109).



Übersetzung 1 : 4, Modul = 10, $z_1 = 20$, $n_1 = 300$, $U = \frac{0{,}20 \cdot \pi \cdot 300}{60} = 3{,}14$ Mtr/Sek. Nach § 109 Tab. 1 ist für $U = 3{,}14$ Mtr/Sek der Koeffizient $k = 22$. Nach § 109 Tab. 2 ist für Modul = 10: Übertragbare Leistung $N = \frac{3{,}14 \cdot 22}{3{,}9} \sim 18$ PS.

Text in § 116 (Berechn. nach § 106—109).

Konisches Räderpaar (Rohaut auf Grauguss)



ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
1	1	RADKÖRPER	G.
2	1	SCHEIBE	E.
3	6	SCHRAUBEN	".
4	-	ROHHAUTSCHEIB.	ROHHAUT
5	1	NASENKEIL	ST.
6	1	RADHÄLFTE	G.
7	1	"	"
8	2	KEILE	ST.
9	2	PRISONSTIFTE	"
10	2	SCHRAUBENBOLZ.	"
11	2	STELLSCHRAUBEN	ST.

Dieses Räderpaar ist entworfen zum Antrieb der Steuerwelle einer Ventilmaschine mit $n = 105$ Umdrehungen in der Min

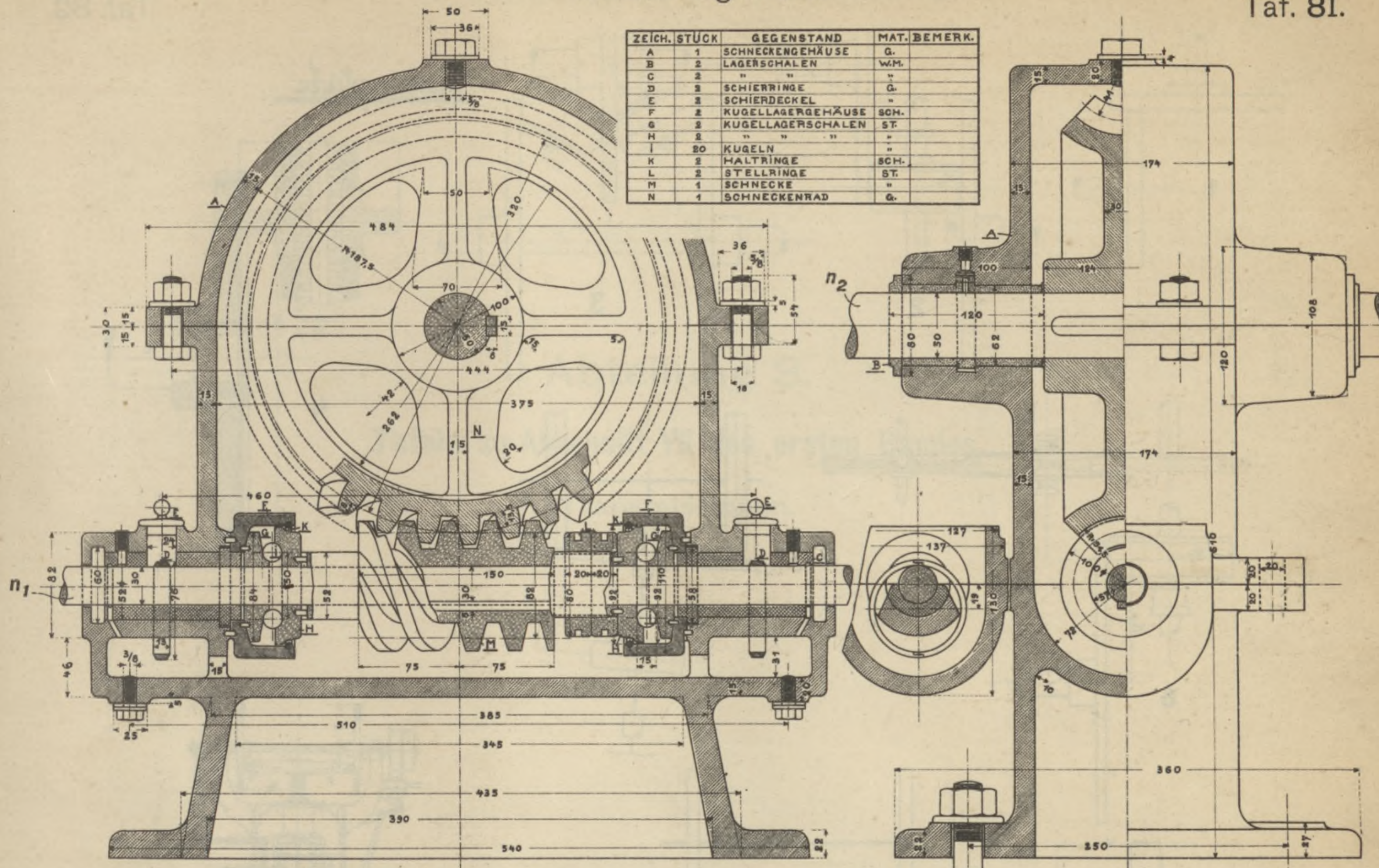
Umfangsgeschw. im mittl. Teilkreis $U = \frac{0{,}41 \cdot \pi \cdot 105}{60} = 2{,}25$ Mtr/Sek nach § 109 Tab. 1 Spalte C.

Für $U = 2{,}25$ Mtr/Sek wird für Rohhaut: Belastungskoeffizient $k = 24$

Für mittl. Modul $= 8$ ist $\frac{U \cdot k}{N} = 6$ nach § 109 Tab. 2 Rubrik C. Demnach:

Übertragbare Leistung $N = \frac{n \cdot k}{6} = \frac{2{,}25 \cdot 24}{6} = 9$ PS.

Schneckengetriebe.

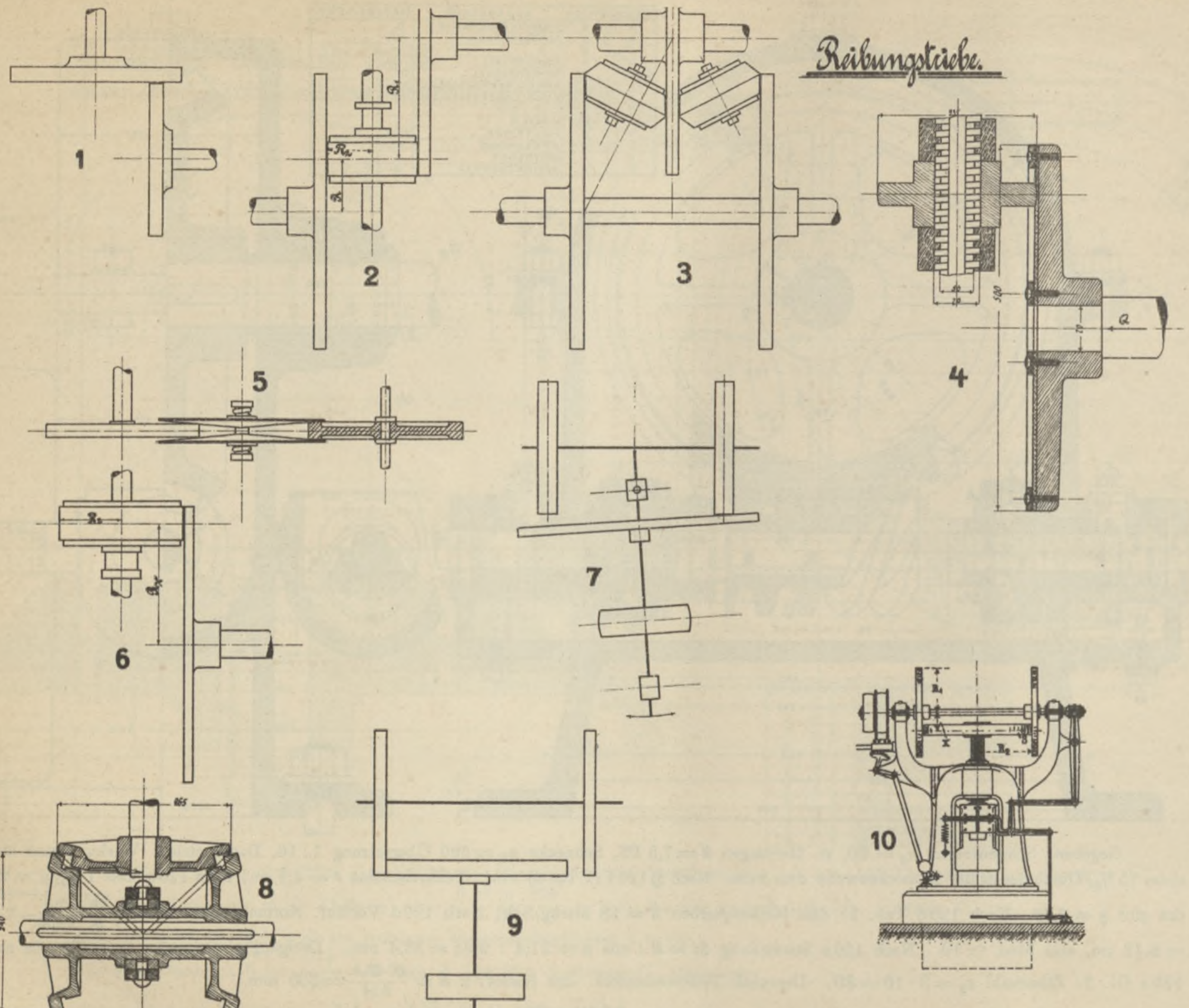


ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	BEMERK.
A	1	SCHNECKENGEHÄUSE	G.	
B	2	LAGERSCHALEN	W.M.	
C	2	" "	"	
D	2	SCHIERRINGE	G.	
E	2	SCHIERDECKEL	"	
F	2	KUGELLAGERGEHÄUSE	SCH.	
G	2	KUGELLAGERSCHALEN	ST.	
H	2	" " "	"	
I	20	KUGELN	"	
K	2	HALTRINGE	SCH.	
L	2	STELLRINGE	ST.	
M	1	SCHNECKE	"	
N	1	SCHNECKENRAD	G.	

Gegeben: Schneckenrad $n_2 = 60$, zu übertragen $N = 7{,}5$ PS, Schnecke $n_1 = 600$ Übersetzung 1 : 10, Dauerbetrieb: Wirkungsgrad nicht unter 75 %, Durchmesser der Schneckenwelle $d = 3$ cm. Nach § 120 f (I. Band) wird: Teilkreisradius $r = 4{,}1$ cm; nach 120 c Tab. 1: $\sphericalangle\, \alpha = 20^0$ das gibt $\eta = 0{,}76$. Nach 120 d Tab. 1: Zul. Reibungsarbeit $A = 18$ Mtrkg/Sek; Nach 120 d Vorläuf. Normalteilung $Nt = \sqrt{\frac{75}{18} \cdot \left(\frac{7{,}5}{0{,}76} - 7{,}5\right)} = 3{,}12$ cm, also Mod. ~ 10. Nach 120 a Stirnteilung $St = N : \cos \alpha = 31{,}4 : 0{,}94 = 33{,}4$ mm. Dreigängige Schnecke ($z_1 = 3$) gibt nach 120 a Gl. 2: Zähnezahl $z_2 = 3 \cdot 10 = \mathbf{30}$. Demnach Teilkreisdurchm. des Rades: $2\,R = \frac{30 \cdot 33{,}4}{3{,}14} = 320$ mm.

Nach § 129 ist Umfangsgeschw. der Schnecke: $U = \frac{2 \cdot 0{,}041 \cdot \pi \cdot 600}{60} = 2{,}56$ Mtr/Sek. Kraftbedarf der Schnecke $= N : \eta = 7{,}5 : 0{,}76 = 9{,}85$ *PS*. demnach $P_1 = 285$ kg nach § 129 Gl. 4. Hierfür ergibt § 121 Gl. 2: Achsialdruck $P_2 = \mathbf{580}$ kg.

Studienblatt für Reibungsantriebe.



1.—9. Studien über Reibungsräder. **10.** Anwendung von Fall 9 bei einer Schwungradschraubenpresse (Bauart Zelsmann).

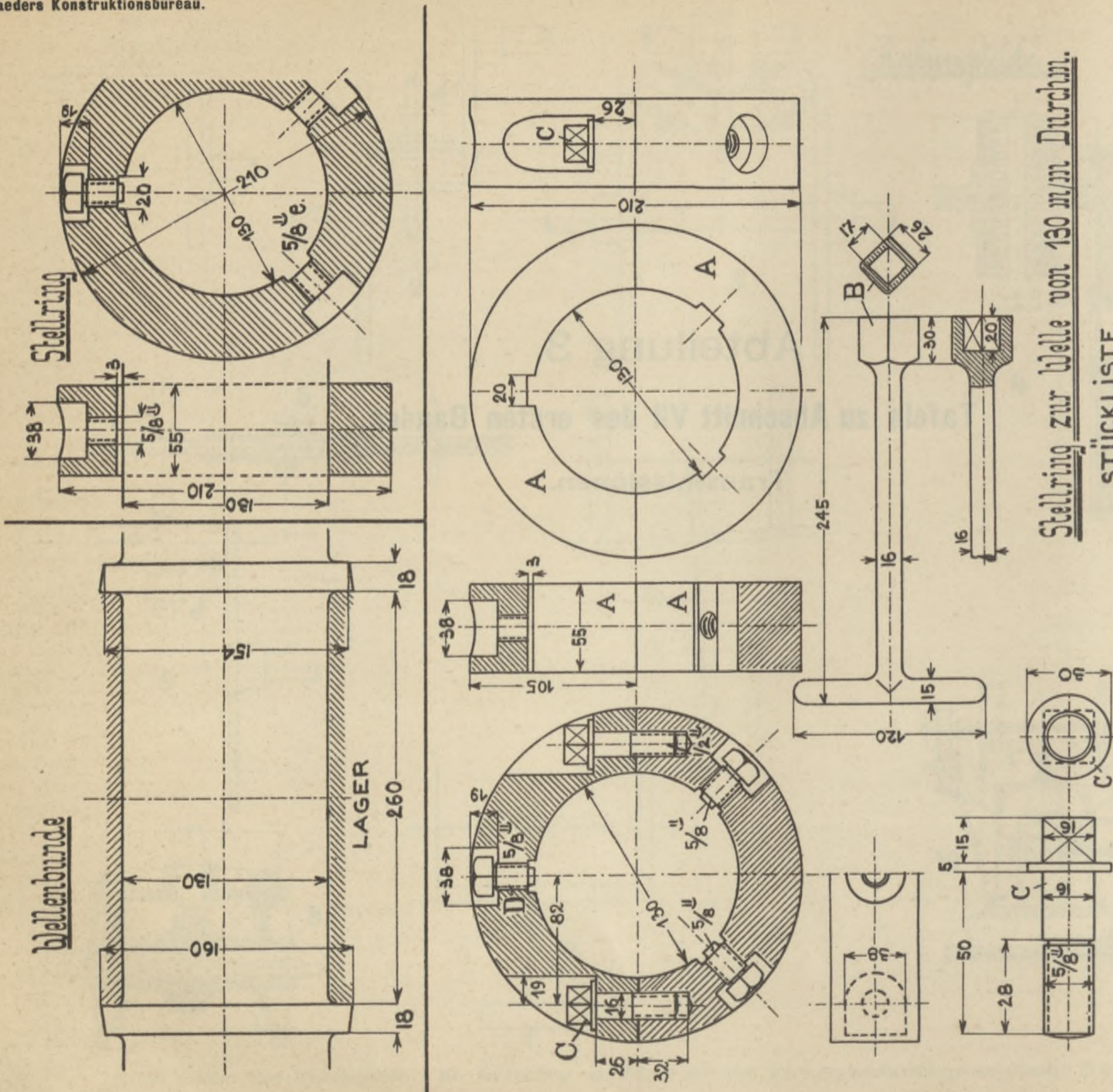
Text in § 125—128.

Abteilung 3.

Tafeln zu Abschnitt VII des ersten Bandes.

Transmissionen.

Wellenbunde und Stellringe.



STÜCKLISTE

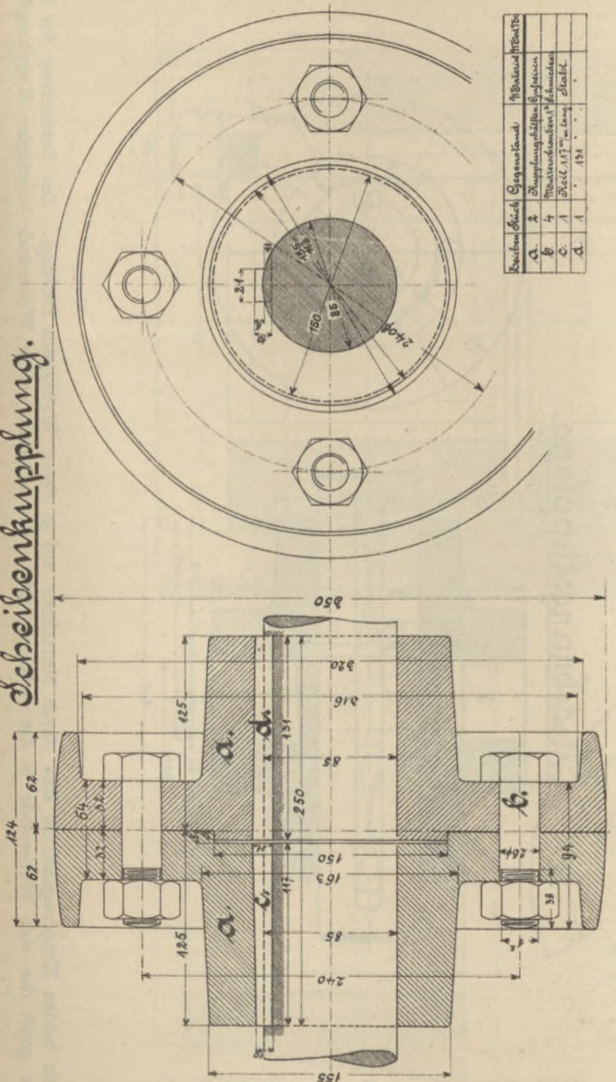
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
A	2	STELLRINGHÄLFTEN	E.
B	1	KANONENSCHLÜSSEL	T.G.
C	2	SCHRAUBEN	E.
D	2	STELLSCHRAUBEN	ST.

DUISBURG, DEN 12.9.1906

Kanonenschlüssel *B* dient zum Lösen der Stellringschrauben *C* und *D*.

Scheibenkupplung, Schalenkupplung.

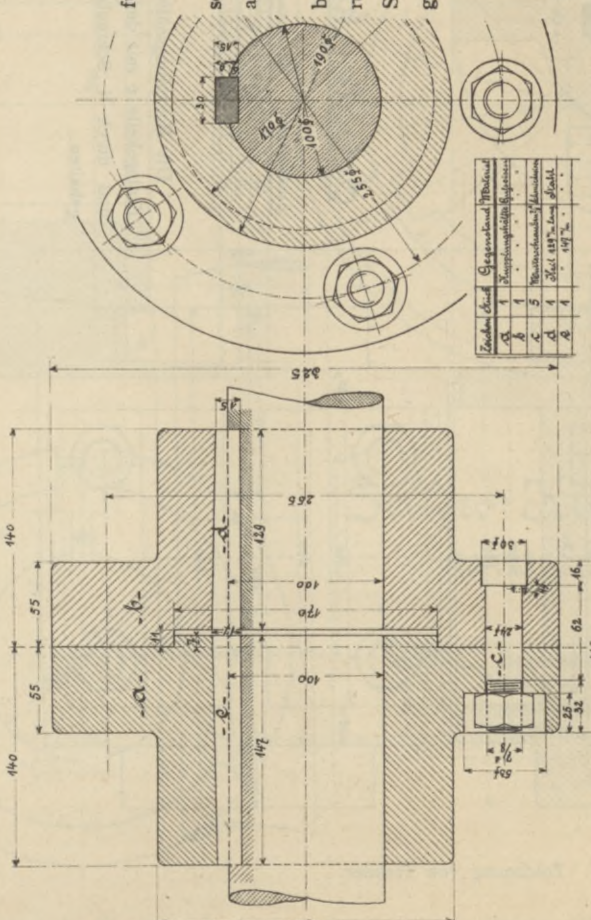
Scheibenkupplung.



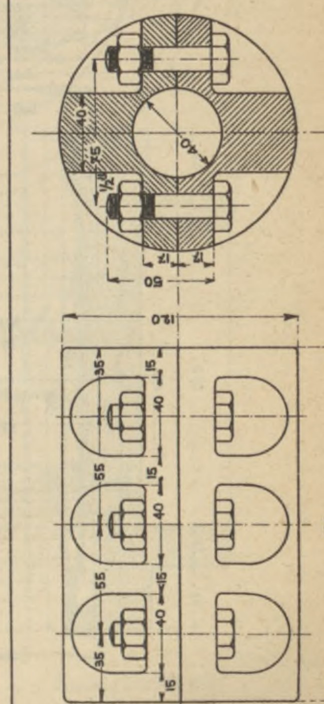
Scheibenkupplung
für 100 mm Wellenbohrung.

Die Köpfe der Verbindungsschrauben sind hier versenkt angeordnet.

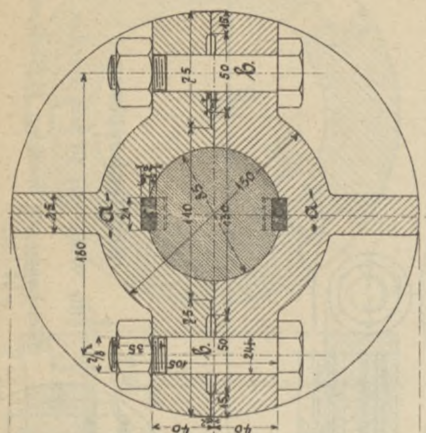
Eine solche Kupplung hat besseres Aussehen. Die runden Köpfe sind durch Stifte von 4 mm Durchm. gegen Drehen gesichert.



Schalenkupplung
für Welle von 40 mm Durchm.
(Zeichnung von Spengler, M.Gladbach.)



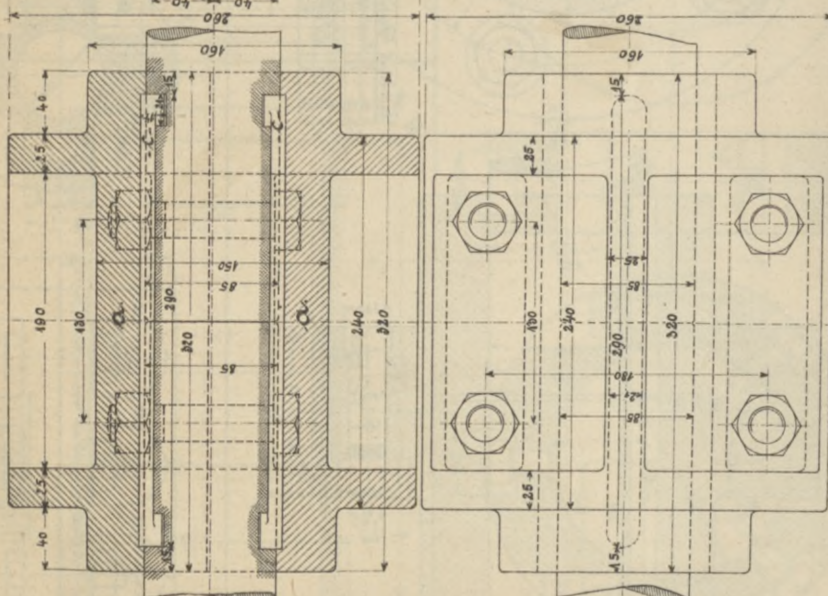
Schalenkupplung, Ausdehnungskupplung.



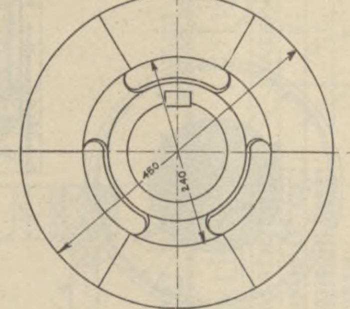
Schalenkupplung.

Zeichen	Stück	Gegenstand	Material	Modell-Nr.
a	2	Kupplungshälften	Gußeisen	
b	4	Mutterschrauben	Schmiedeeisen	
c	2	Einlegekeile	Stahl	

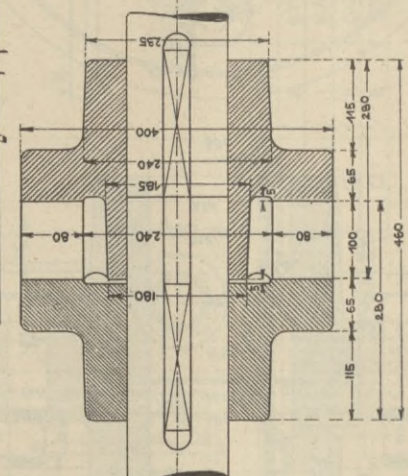
Die Kupplungshälften *a* sind durch Einlegekeile *c* mit der Welle verbunden und durch 4 Schrauben *b* zusammengehalten.



Zeichnung von Haeder.



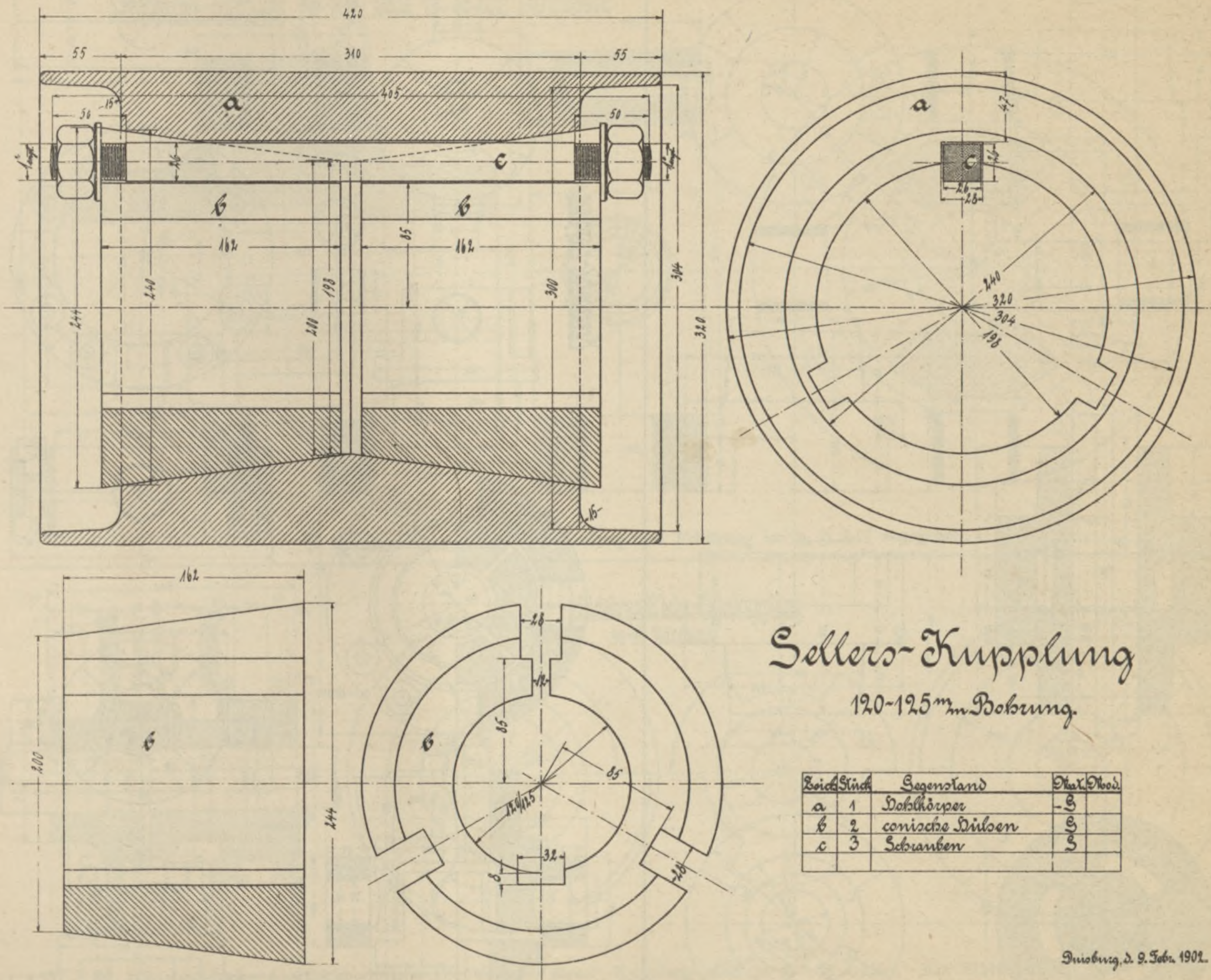
Ausdehnungskupplung.



Nach Zeichnung von Spengler, M.Gladbach.

Die beiden Kupplungshälften sind durch Nutenkeile auf je einem Wellenende befestigt. Zur Zentrierung der beiden Wellenenden greift das eine Wellenende in die verlängerte Nabe der auf dem andern Wellenende befestigten Kupplungshälfte.

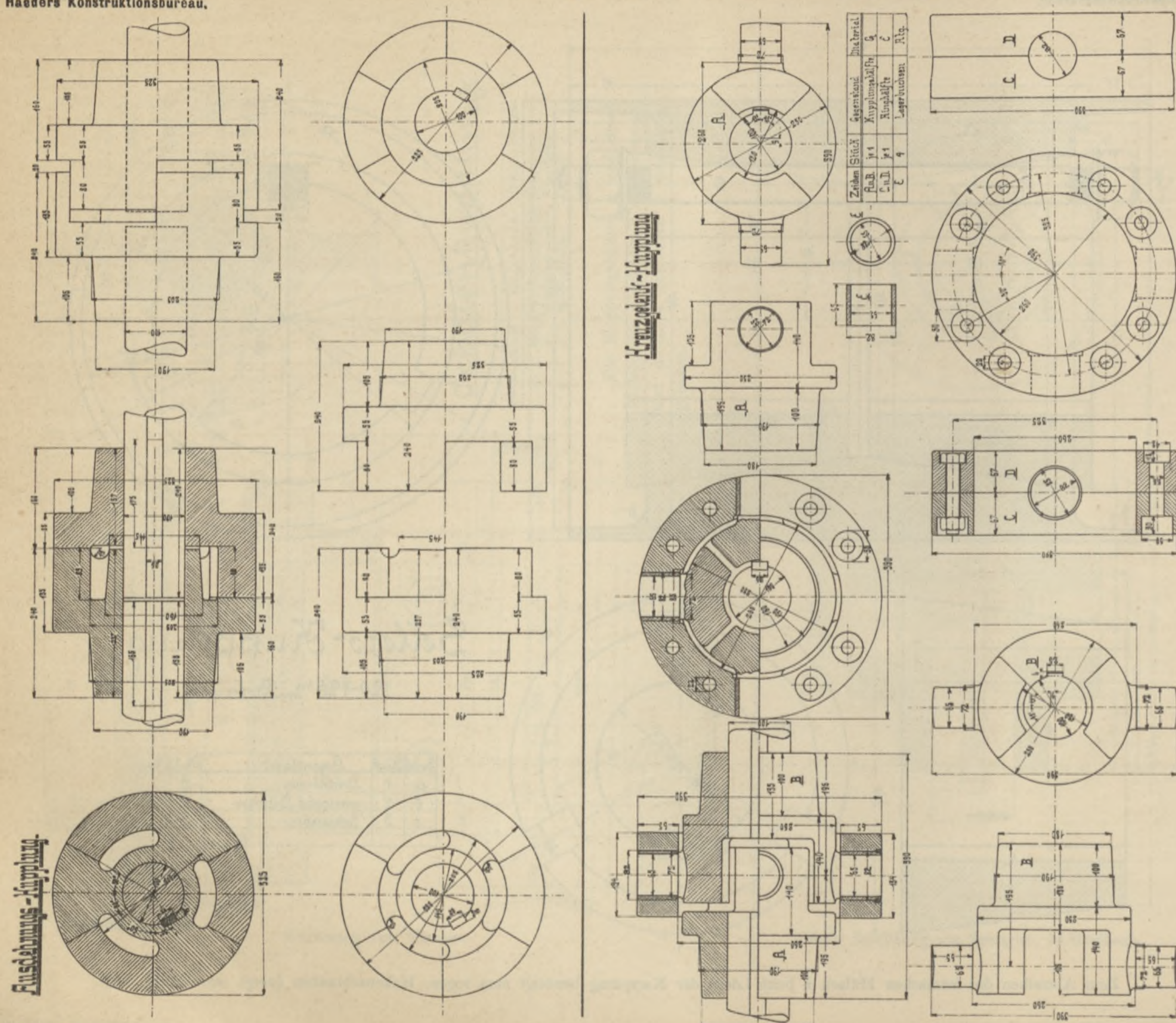
Sellers-Kupplung für 120—125 mm Bohrung.



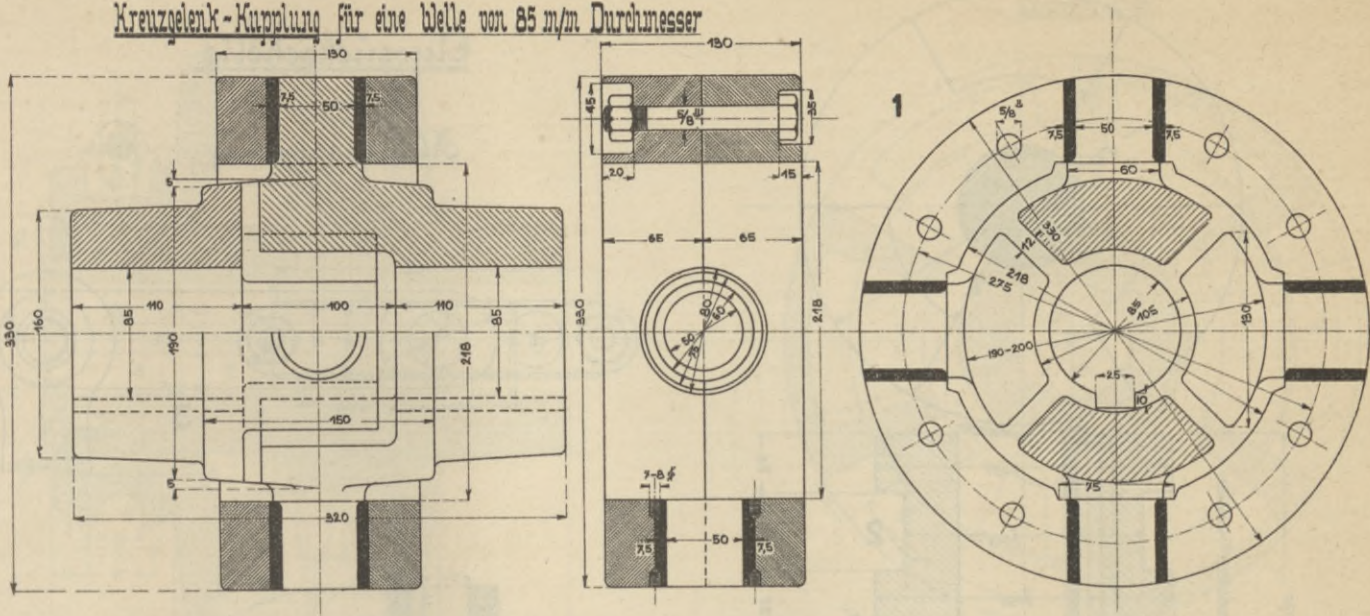
Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	1	Hohlkörper	G	
b	2	conische Hülsen	G	
c	3	Schrauben	S	

Zum Abtreiben der konischen Hülsen *b* beim Lösen der Kupplung benötigt man sogen. Hakenschrauben (vergl. auch Aufg 907).

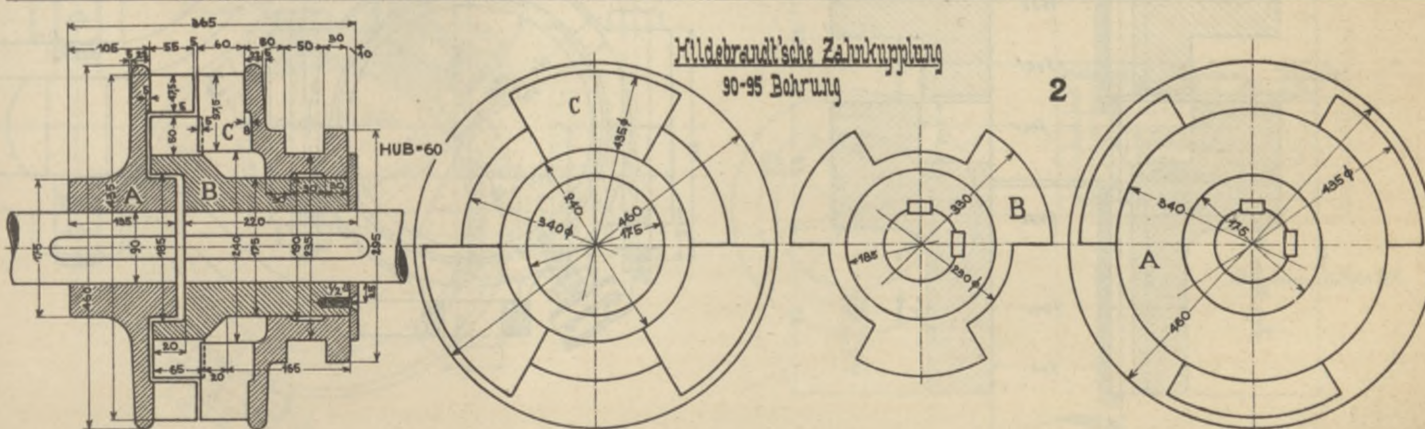
Ausdehnungskupplung, Kreuzgelenkkupplung.



Kreuzgelenkkupplung, Hildebrandt-Kupplung.



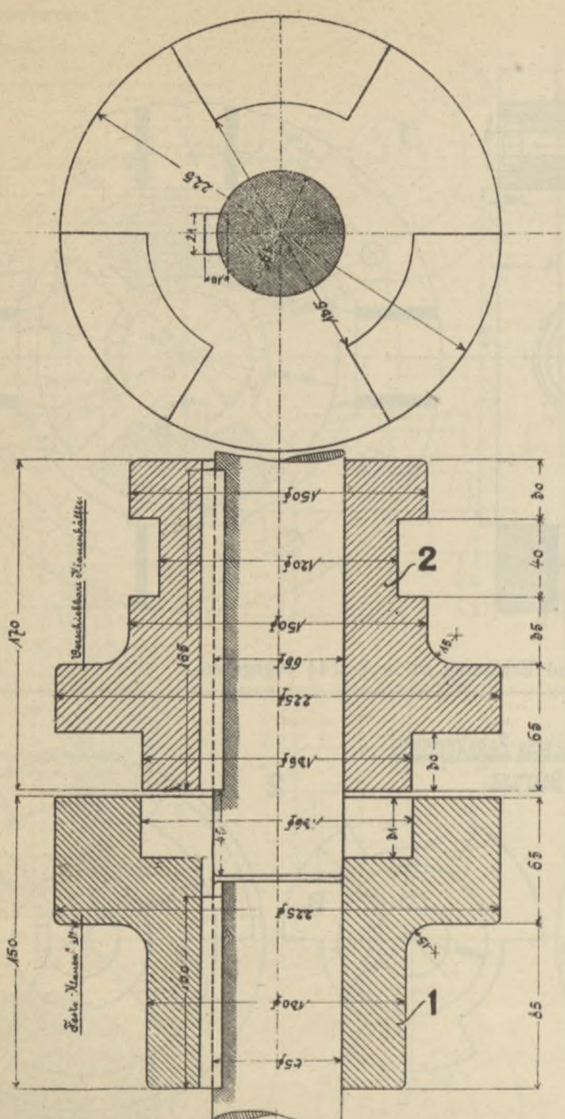
1. Kreuzgelenkkupplung. Anwendung und Erklärung ist in § 144 angegeben.



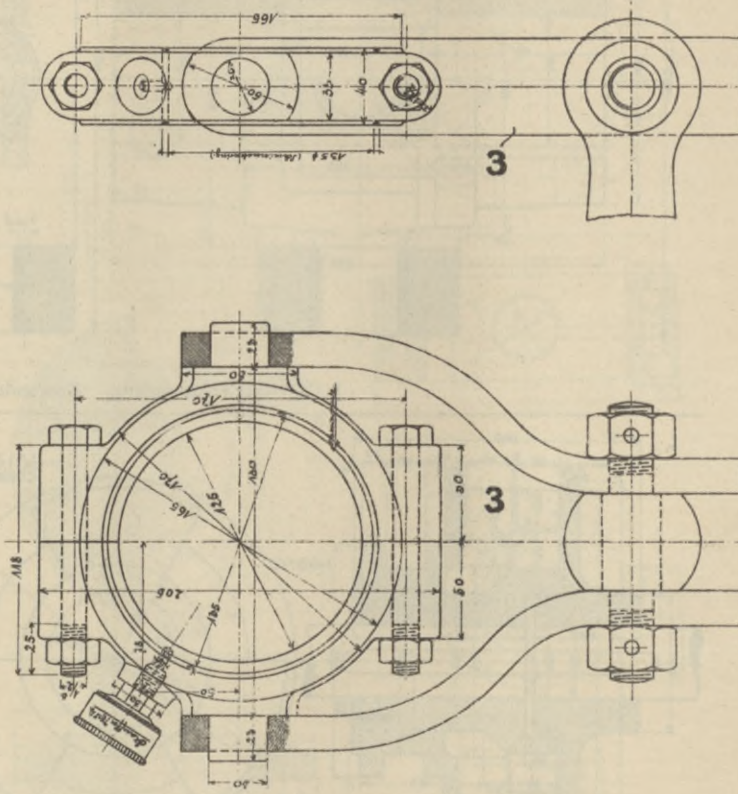
2. Hildebrandtsche Ausrückkupplung. Die Vorteile dieser Kupplung sind in § 148 erklärt. Ein Einrücken der Kupplung kann nur bei stillstehender Welle erfolgen.

Klauenkupplung mit Ausrückschelle.

Klauenkupplung.



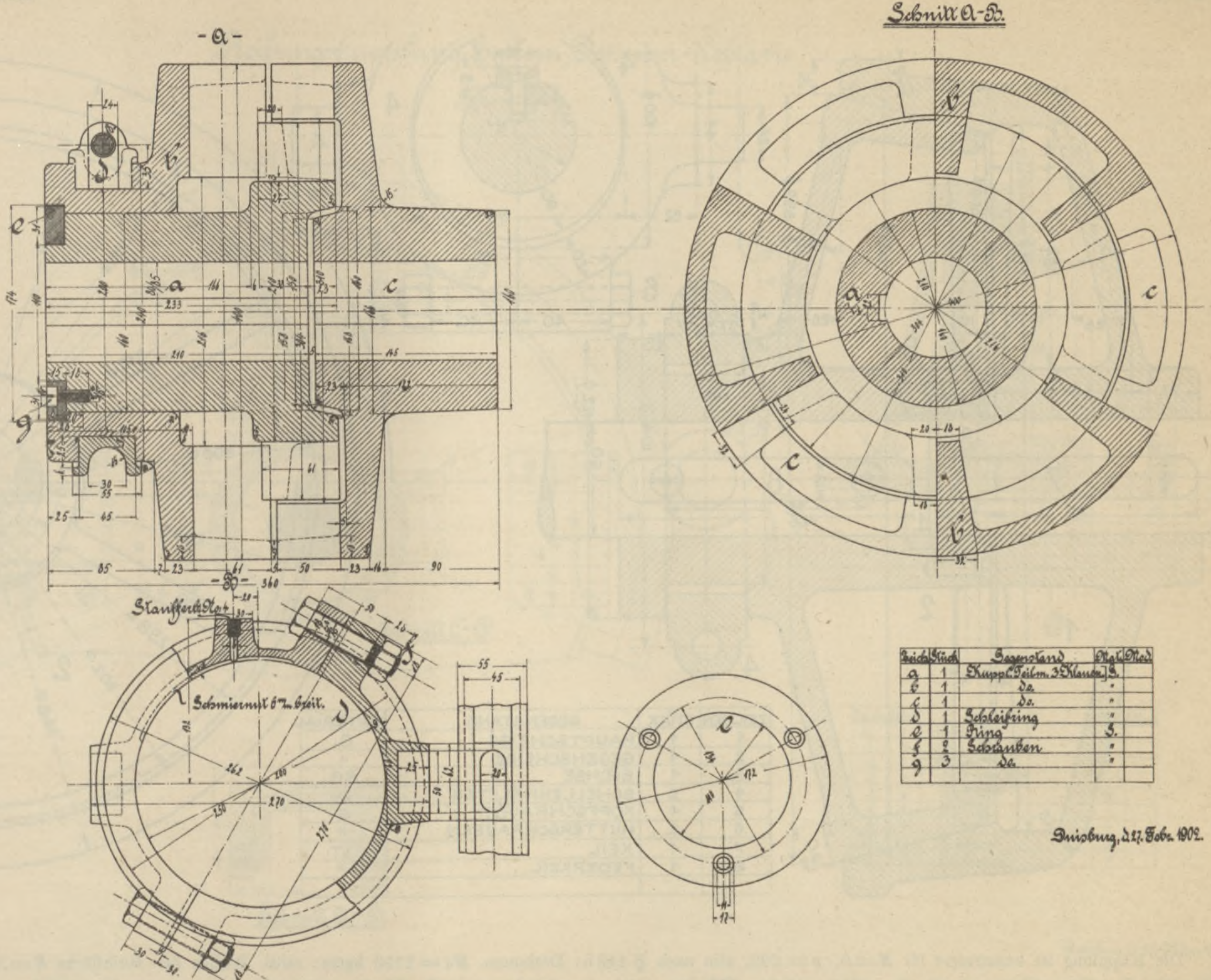
Ausrückschelle
zur
Klauenkupplung.



Klauenkupplungen lassen sich nur bei sehr langsamem Gang bezw. bei Stillstand einrücken, sind deshalb für häufige Ein- und Ausrückung nicht zu empfehlen. Nachteile: Die verschiebbare Kupplungshälfte 2 wird leicht locker.

Mit der gezeichneten Ausrückschelle 3 wird die verschiebbare Kupplungshälfte ein- bezw. ausgerückt.

Hildebrandt-Kupplung.

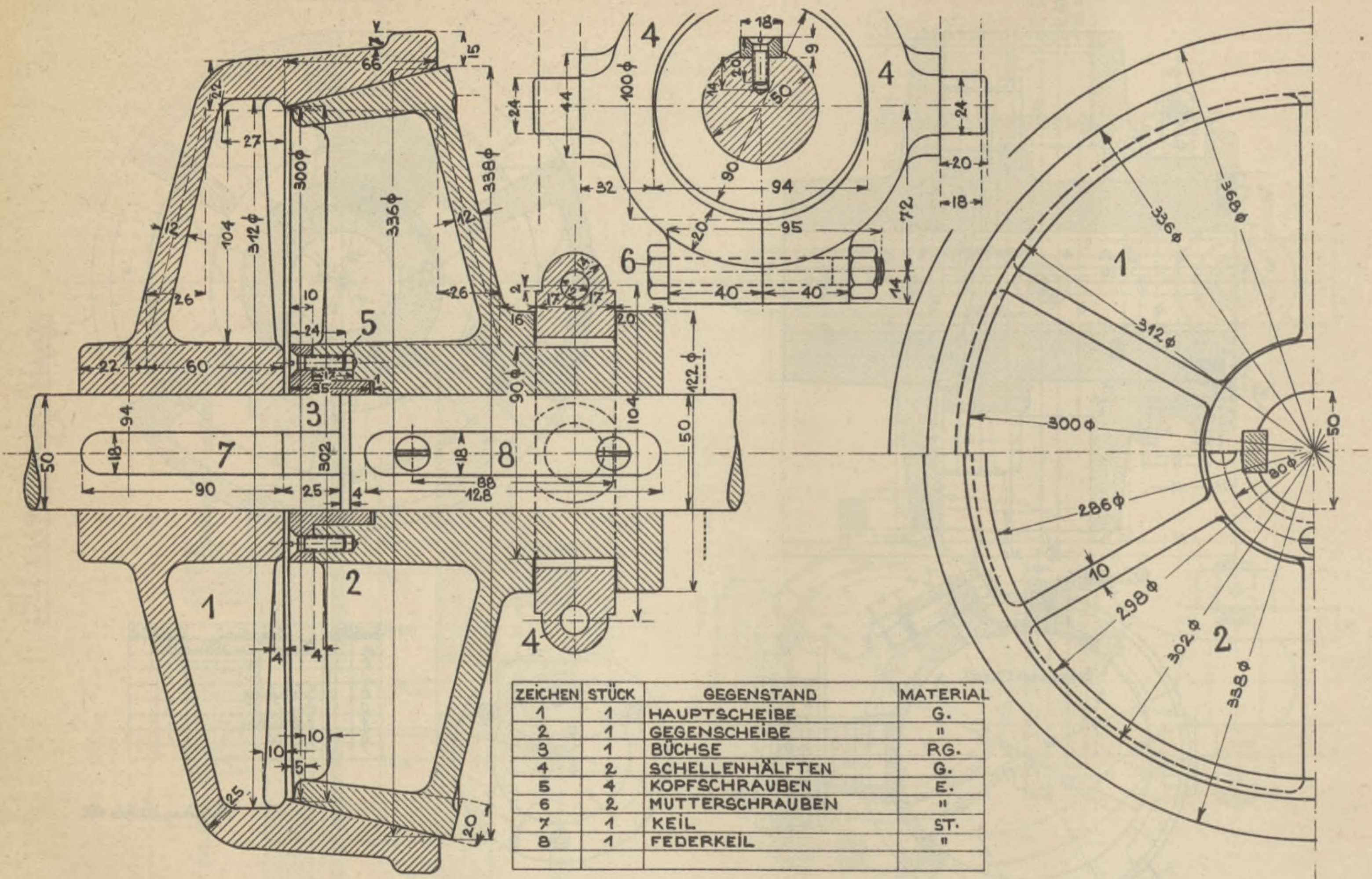


Zeich.	Stück	Gegenstand	Matl.	Mod.
a	1	Kuppl. Teil m. 3 Klauen	S.	
b	1	do.	"	
c	1	do.	"	
d	1	Schleifring	"	
e	1	Ring	S.	
f	2	Schrauben	"	
g	3	do.	"	

Die Hildebrandtsche Zahnkupplung eignet sich zur Verbindung selten zu lösender Wellenstränge. Die Einrückung muss bei Stillstand erfolgen. Die Teile *a* und *c* sitzen fest auf ihren Welleu. Die 3 Zähne des verschiebbaren Teiles *b* greifen in 3 Zahnlücken von *c* ein.

Text in § 148.

Regel-Reibungskupplung.



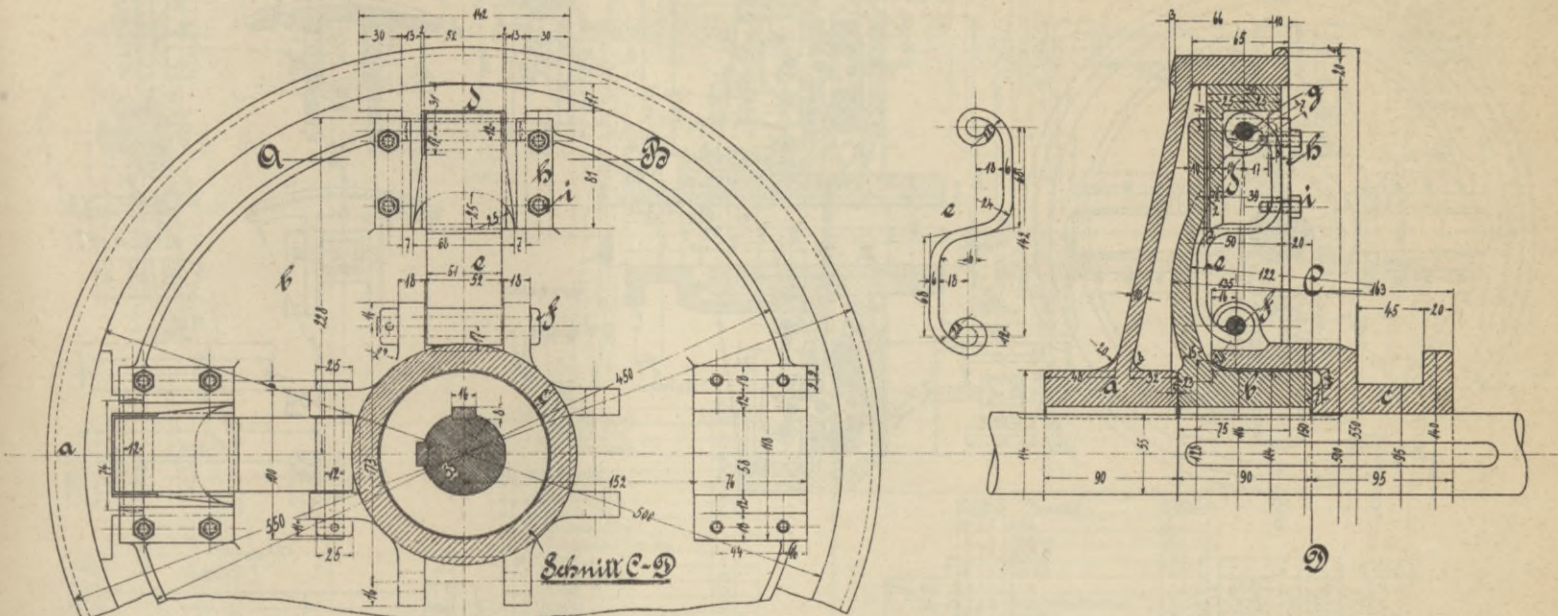
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
1	1	HAUPTSCHEIBE	G.
2	1	GEGENSCHEIBE	"
3	1	BÜCHSE	RG.
4	2	SCHELLENHÄLFTEN	G.
5	4	KOPFSCHRAUBEN	E.
6	2	MUTTERSCHRAUBEN	"
7	1	KEIL	ST.
8	1	FEDERKEIL	"

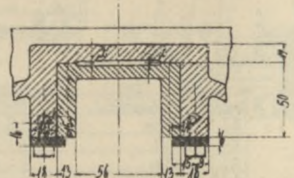
Die Kupplung ist konstruiert für $N = 6$, $n = 200$, also nach § 149 b: Drehmom. $M_d = 2150$ kgcm; mittl. Radius der Reibfläche $R = 15{,}9$ cm, demnach nach § 149 b: Umfangskraft $P = 2150 : 15{,}9 = \mathbf{135}$ kg, Neigungswinkel $\alpha \sim 15^0$, hierfür (nach § 149 c) Anpressungsdruck (achsial): $Q = 2{,}7 \cdot 135 = \mathbf{365}$ kg.

Dohmen-Leblanc-Kupplung für 55er Welle.

Reibungskupplung System „Dohmen-Leblanc"

55 mm Bohr.





Schnitt A-B.

Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat'l.	Modell
a	1	Gehäuse	G.	
b	1	Kreuz	"	
c	1	Muffe	"	
d	4	Bremsbacken	"	
e	4	Federn	St.	
f	4	Bolzen	"	
g	4	do.	"	
h	8	Leisten	B.	
i	16	Schrauben	"	

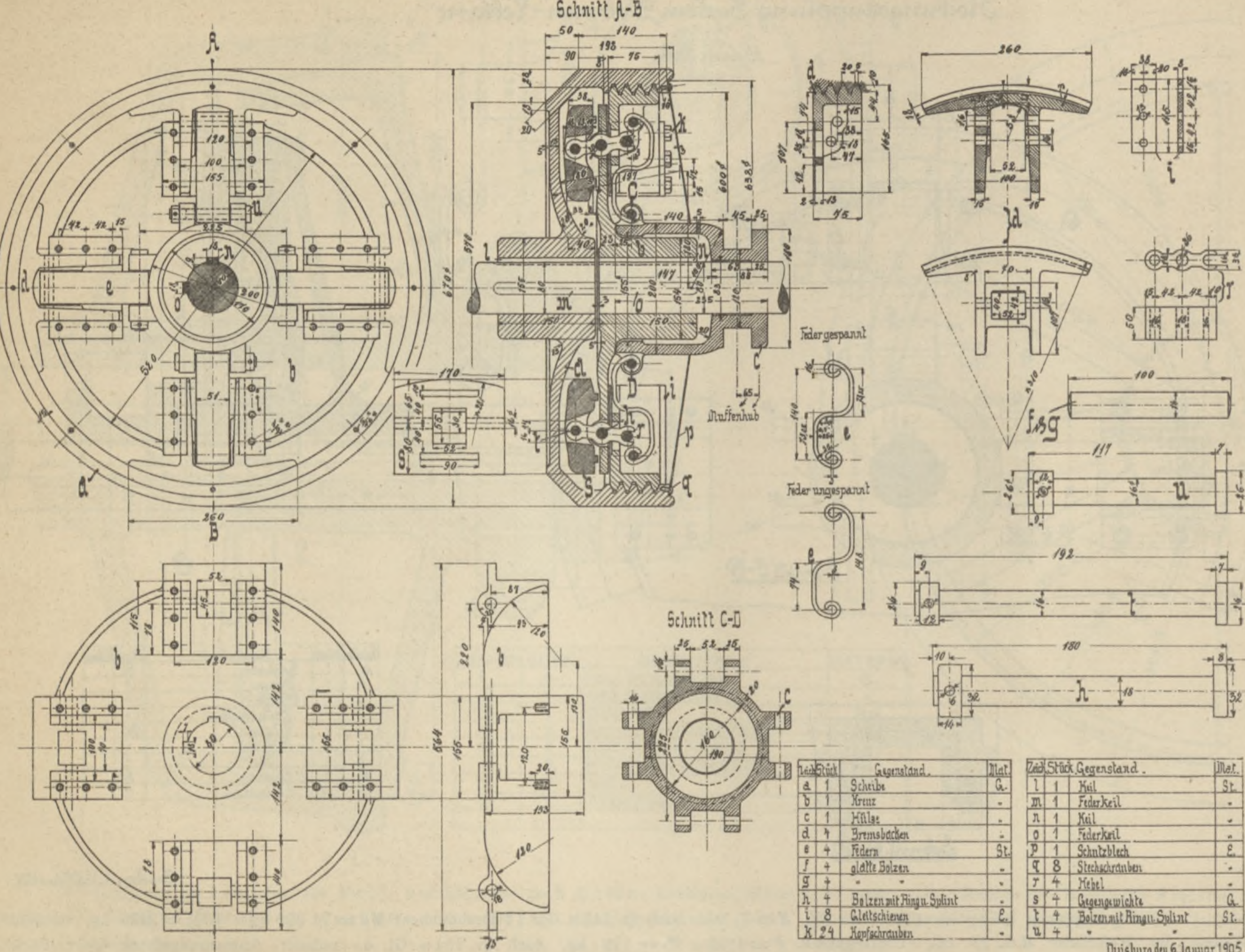
Duisburg, d. 15. März 1902.

Diese Kupplung ist bestimmt für $n = 160$, $N = 7$, also nach ℌ 149 b Gl. 1: Drehmoment $M_d = 71\,620\ (7 : 160) = \mathbf{3120}$ kg, mittlerer Radius der Reibfläche $R = 25$ cm, Umfangskraft $P = 3120 : 25 = 125$ kg, nach ℌ 151 a Gl. 4: radialer Anpressungsdruck jeder Backe $Q = 2{,}5 \cdot 125 = 312$ kg. Nach ℌ 152 ist dann: Achsialer Anpressungsdruck $Q_0 \sim 2 \cdot 312 = \mathbf{624}$ kg.

Text in ℌ 149—156.

Reibungskupplung für 80 mm Wellendurchm.

Reibungskupplung System „Dohmen—Leblanc". $N = 32$, $n = 195$.



Zeich.	Stück	Gegenstand.	Mat.
a	1	Scheibe	G.
b	1	Kreuz	"
c	1	Hülse	"
d	4	Bremsbacken	"
e	4	Federn	St.
f	4	glatte Bolzen	"
g	4	" "	"
h	4	Bolzen mit Ring u. Splint	"
i	8	Gleitschienen	E.
k	24	Kopfschrauben	"

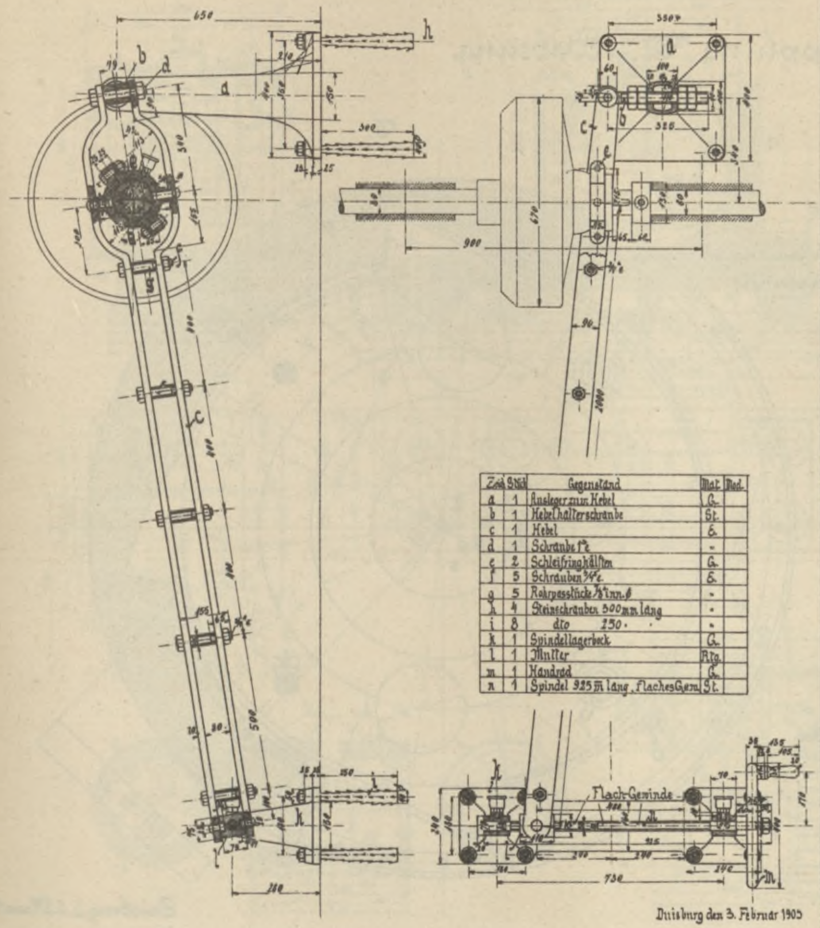
Zeich.	Stück	Gegenstand.	Mat.
l	1	Keil	St.
m	1	Federkeil	"
n	1	Keil	"
o	1	Federkeil	"
p	1	Schutzblech	E.
q	8	Stechschrauben	"
r	4	Hebel	"
s	4	Gegengewichte	G.
t	4	Bolzen mit Ring u. Splint	St.
u	4	" "	"

Duisburg den 6. Januar 1905

Für $N = 32$, $n = 195$, $R = 30{,}5$ cm ist nach § 149a: Umfangskraft $P = 385$ kg, demnach für 4 Bremsbacken nach § 151a: radialer Anpressungsdruck für jede Backe $Q = 1{,}1 \cdot 385 = 425$ kg. Nach § 152: Horizontaler Anpressungsdruck $Q_0 \sim 2 \cdot 425 = \mathbf{850}$ kg.

Ausrückvorrichtung für Reibungskupplung.

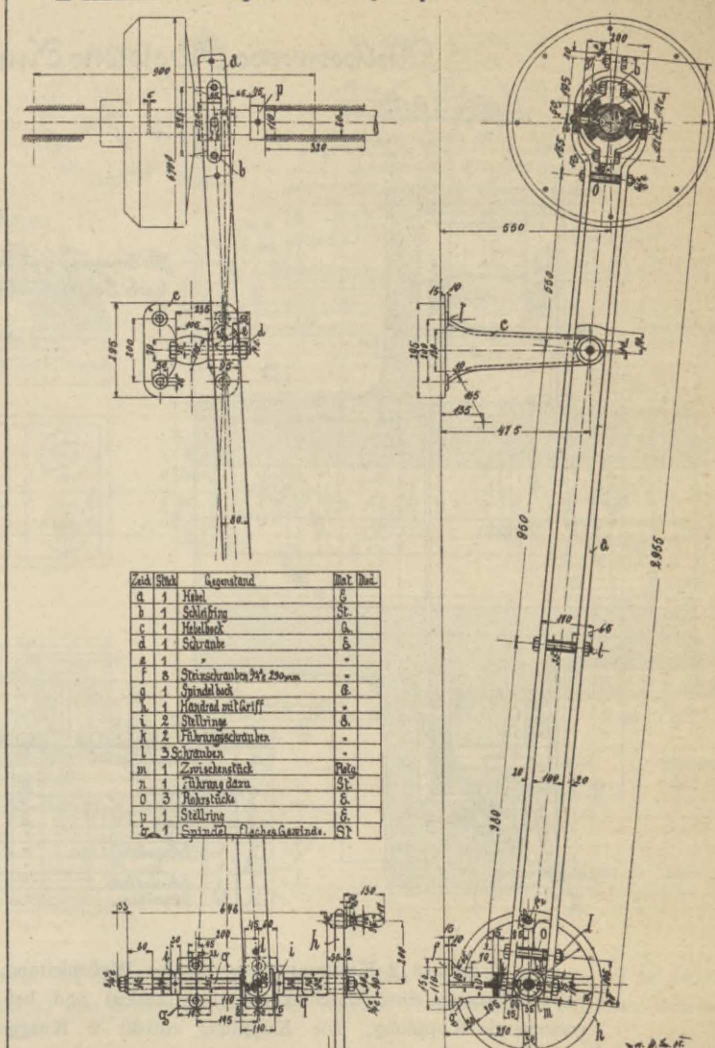
Ausrückvorichtung zur Reibungskupplung N=32 Ps. n=195



Zeich	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	1	Ausleger zum Hebel	G.	
b	1	Hebelhalterschraube	St.	
c	1	Hebel	S.	
d	1	Schraube 1" e	"	
e	2	Schleifringhälften	G.	
f	5	Schrauben 3/4" e	S.	
g	5	Rohrpassstücke 3/8" inn. ∅	"	
h	4	Steinschrauben 300 mm lang	"	
i	8	dto 250 "	"	
k	1	Spindellagerbock	G.	
l	1	Mutter	Rtg.	
m	1	Handrad	G.	
n	1	Spindel 925 m/m lang, flaches Gew.	St.	

Aufhänge-Drehpunkt des Hebels oberhalb der Kupplung.

Ausrückvorichtung zur Reibungskupplung N=32 n=195.

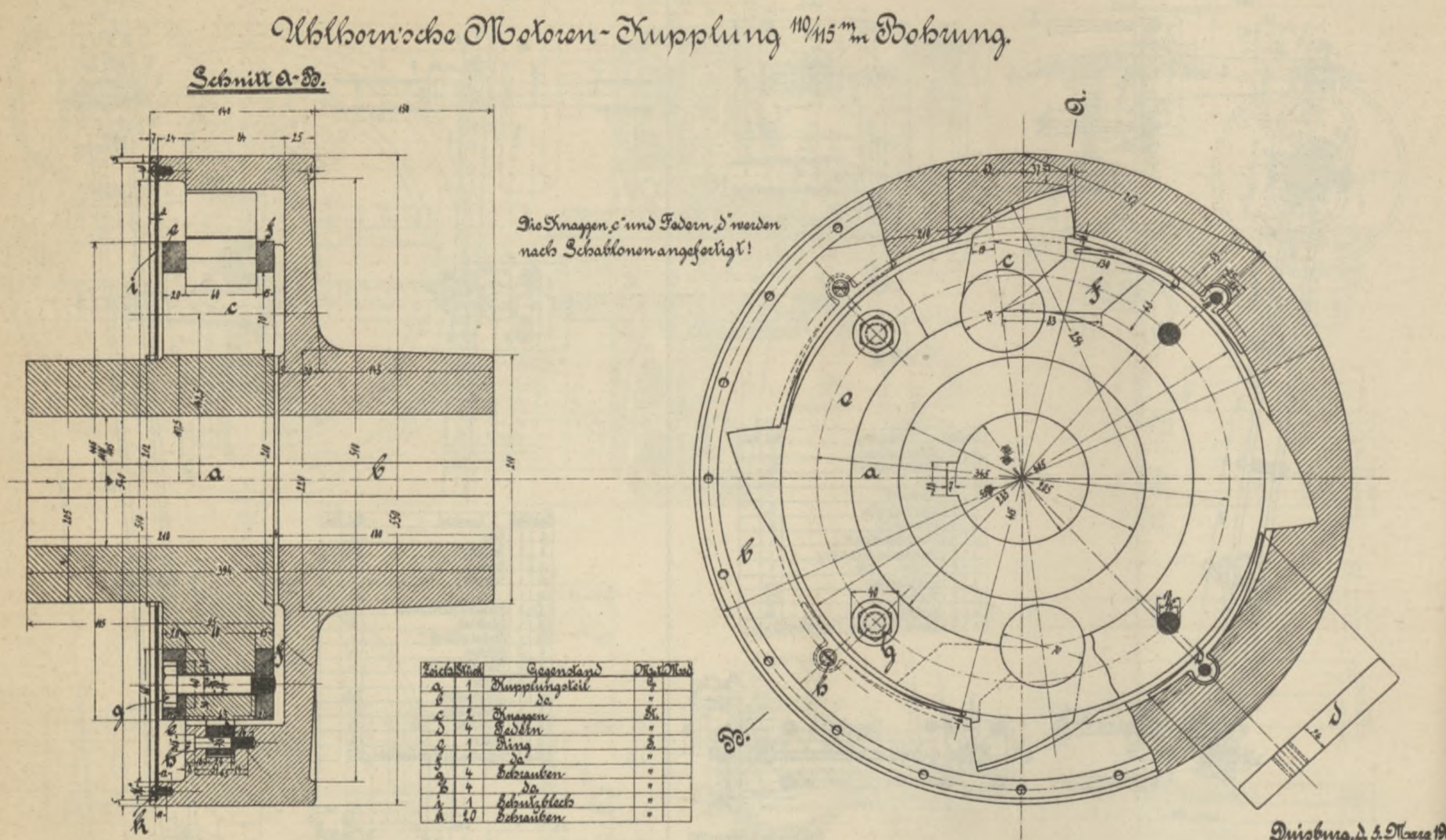


Zeich	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	1	Hebel	S.	
b	1	Schleifring	St.	
c	1	Hebelbock	G.	
d	1	Schraube	S.	
e	1	"	"	
f	8	Steinschrauben 3/4" e 290 mm	"	
g	1	Spindelbock	G.	
h	1	Handrad mit Griff	"	
i	2	Stellringe	S.	
k	2	Führungsschrauben	"	
l	3	Schrauben	"	
m	1	Zwischenstück	Rotg.	
n	1	Führung dazu	St.	
o	3	Rohrstücke	S.	
p	1	Stellring	S.	
q	1	Spindel, flaches Gewinde.	St.	

Aufhänge-Drehpunkt des Hebels unterhalb der Kupplung.

Diese Ausrückvorrichtung dient für eine Kupplung nach Dohmen-Leblanc. Anpressungsdruck $Q_0 = 850$ kg, Muffenhub $= 65$ mm.

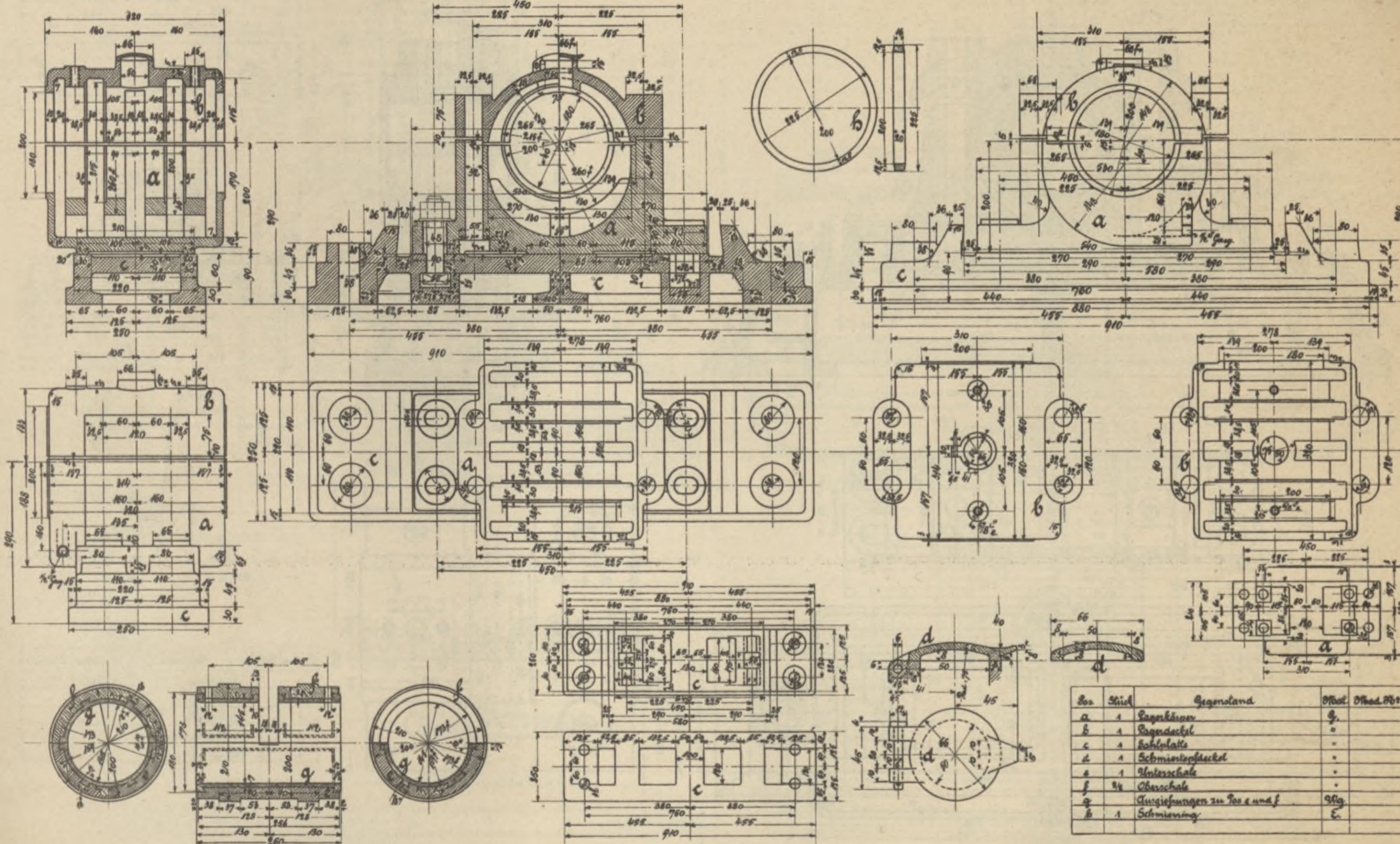
Motorenkupplung.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	1	Kupplungsteil	G.	
b	1	do.	"	
c	2	Knaggen	St.	
d	4	Federn	"	
e	1	Ring	S.	
f	1	do.	"	
g	4	Schrauben	"	
h	4	do.	"	
i	1	Schutzblech	"	
k	10	Schrauben	"	

Treiben 2 Kraftmaschinen dieselbe Wellenleitung, so ist oft die Einschaltung einer Kupplung notwendig, welche sich beim Stillstande einer Maschine selbsttätig auslöst und bei Inbetriebnahme wieder selbsttätig einrückt. Diesem Zweck dient vorstehende Kupplung. Die Kupplung enthält 2 Knaggen *c*, welche, falls die Scheibe *b* voreilt, die punktiert gezeichnete Stellung einnehmen. Eilt der Teil *a* vor, so werden die Knaggen durch Federn hervorgehoben und die Kupplung wieder geschlossen.

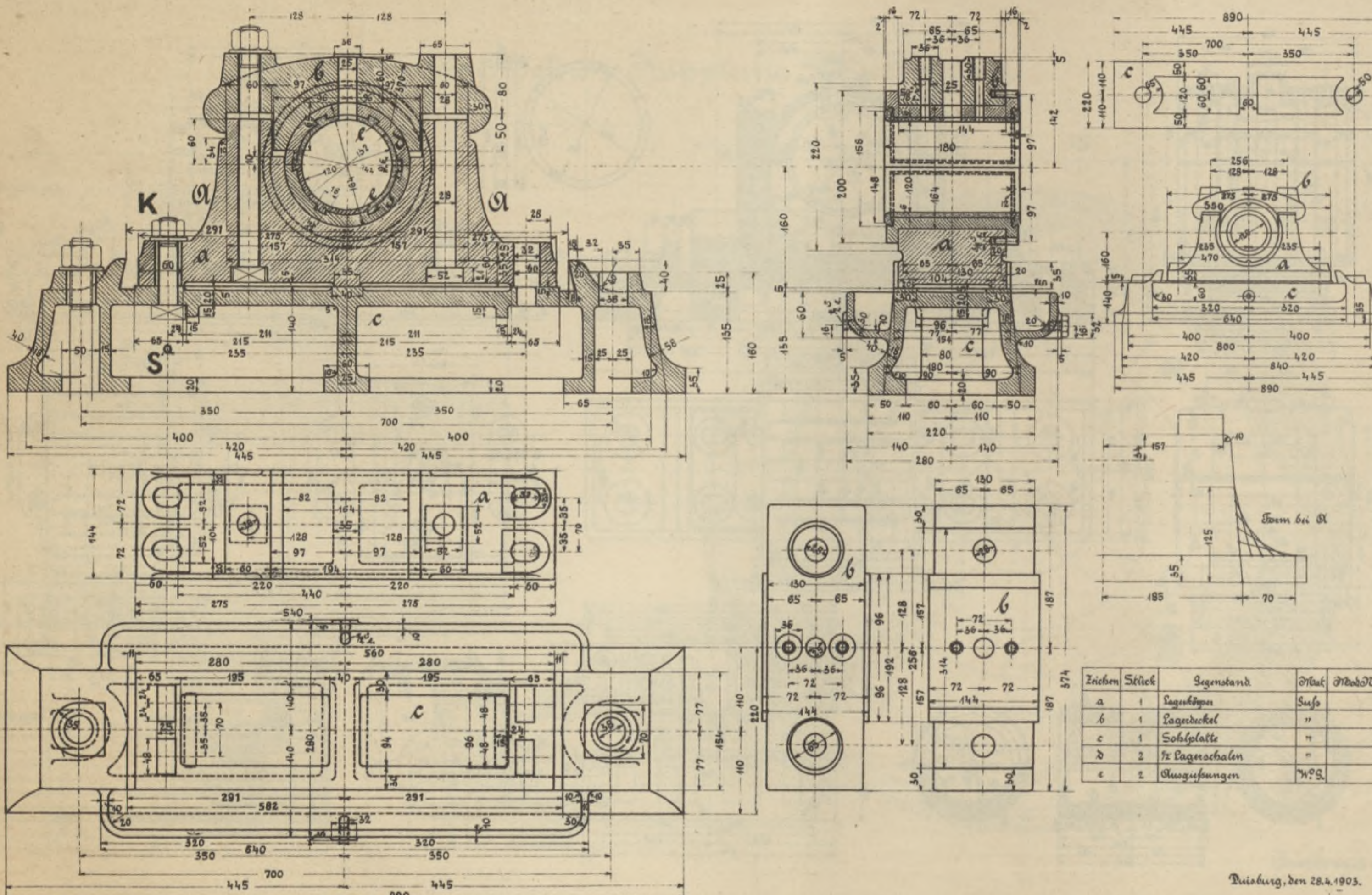
Stehlager mit Ringschmierung.



Pos.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.-Nr.
a	1	Lagerkörper	G.	
b	1	Lagerdeckel	"	
c	1	Sohlplatte	"	
d	1	Schmiertopfdeckel	"	
e	1	Unterschale	"	
f	2/2	Oberschale	"	
g		Ausgießungen zu Pos e und f	W.M.	
h	1	Schmierring	E.	

Dieses Lager hat **145** mm Bohrung, **260** mm Lauflänge und besitzt in der Mitte einen Schmierring *h*. Die obere Lagerschale *(f)* ist zweiteilig, die untere *(e)* einteilig ausgeführt, wie aus der Fig. links unten erkenntlich; die 37 mm breiten zylindrischen Ansätze verhindern ein seitliches Verschieben der Schalen.

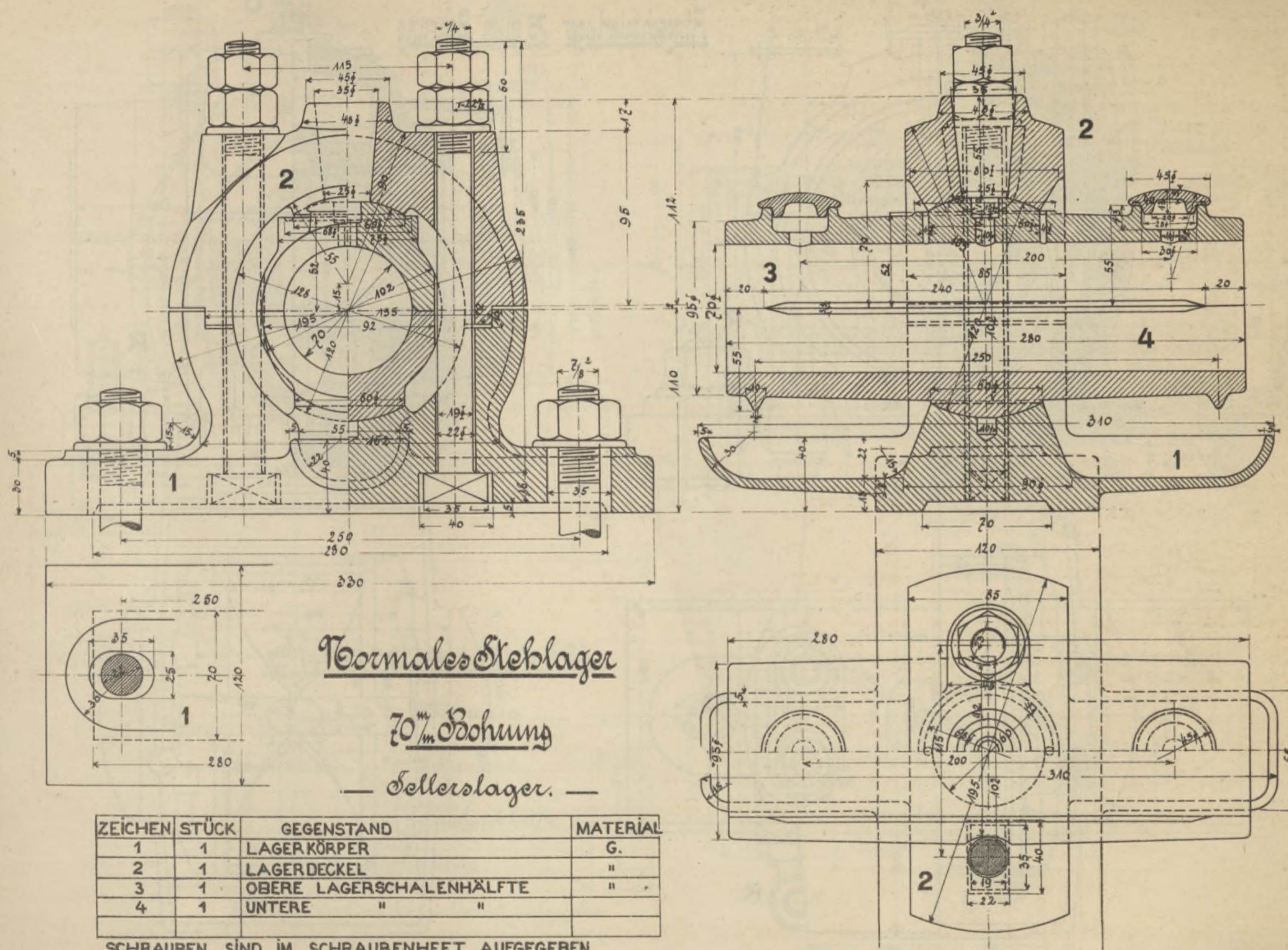
Stehlager mit Sohlplatte.



Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
a	1	Lagerkörper	Guß	
b	1	Lagerdeckel	"	
c	1	Sohlplatte	"	
d	2	½ Lagerschalen	"	
e	2	Ausgießungen	W.°G.	

Dieses Lager, eine allgemein gebräuchliche Bauart, findet vielfach Anwendung. Man versäume nicht, bei *S* einen Stift von etwa 5 mm Durchm. anzuordnen, damit die Schraube *K* nicht nach unten fallen kann.

Stehlager, 70 mm Bohrung.

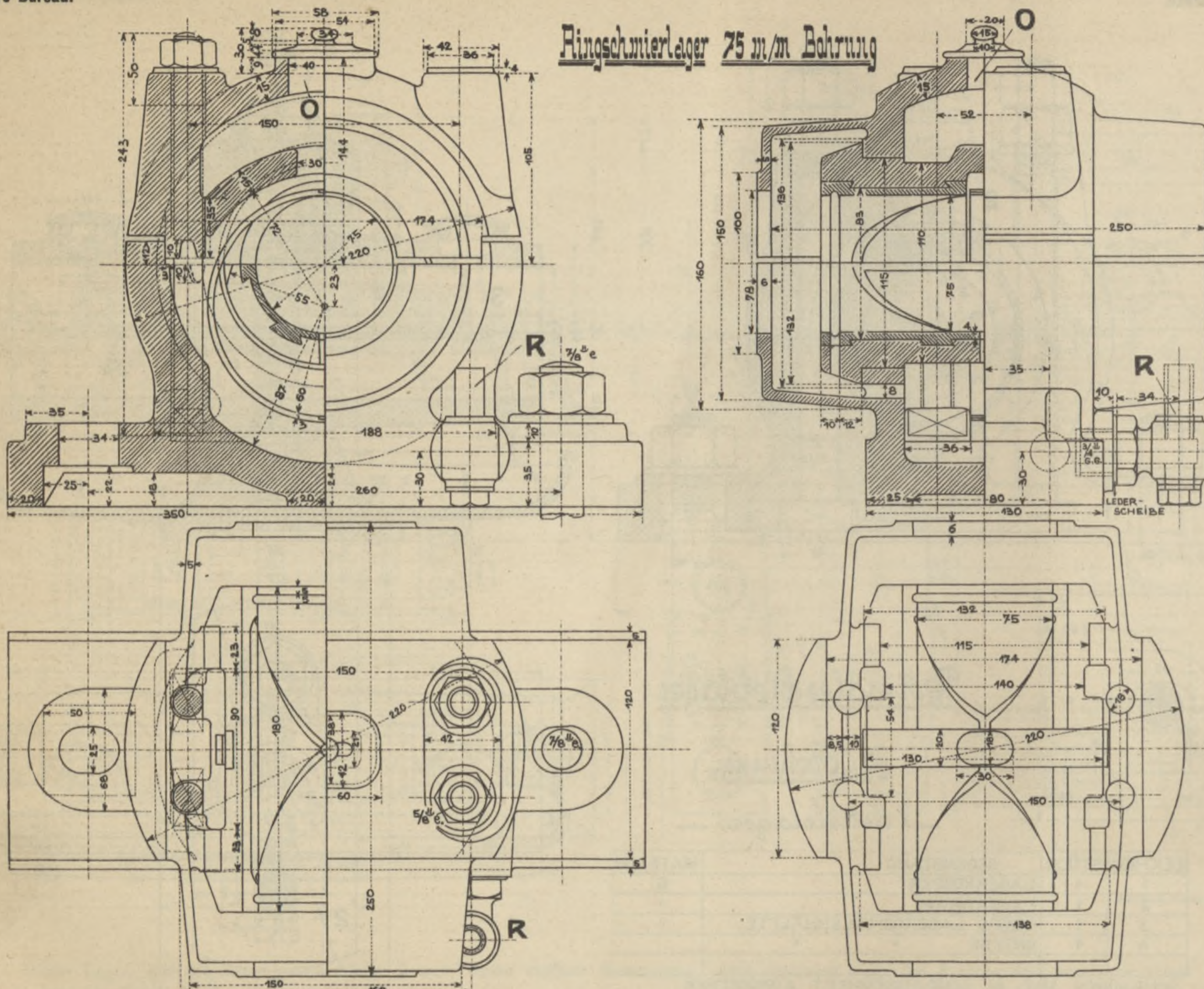


ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
1	1	LAGERKÖRPER	G.
2	1	LAGERDECKEL	"
3	1	OBERE LAGERSCHALENHÄLFTE	"
4	1	UNTERE " "	

SCHRAUBEN SIND IM SCHRAUBENHEFT AUFGEGEBEN

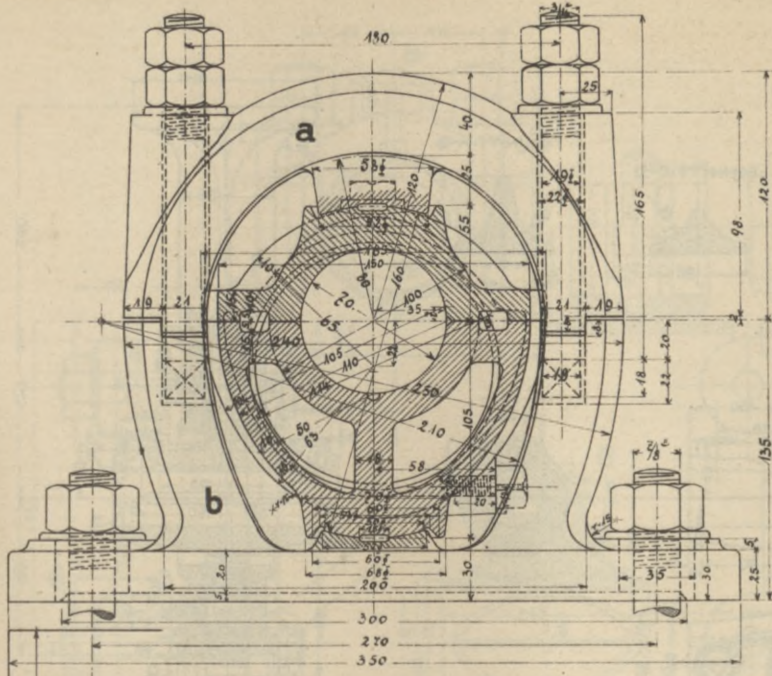
Die Lagerschale (3,4) ruht in einem Kugelgelenk, so daß Nachgiebigkeit nach allen Richtungen hin gewahrt bleibt. Auch der Lagerkörper mit Deckel hat aussen kugelige Begrenzung.

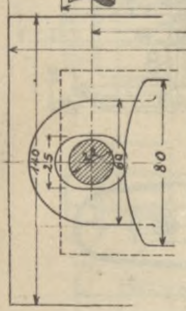
Stehlager mit Ringschmierung.

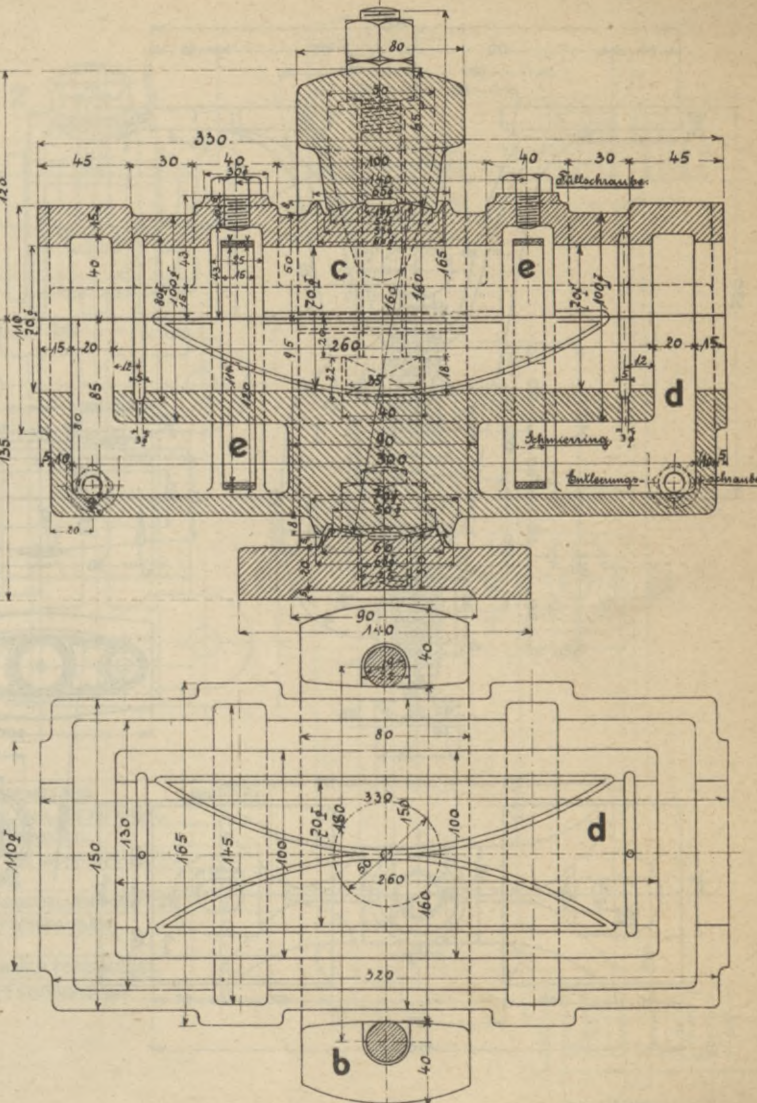


Obiges Lager hat außen kugelige Form. Die Lagerschale ist mit Weissmetall ausgegossen. Röhrchen *R* dient zum Beobachten des Ölstandes. Durch Öffnung *O* wird Schmiermaterial nachgefüllt.

Stehlager mit Ringschmierung.







Ringschmierlager.

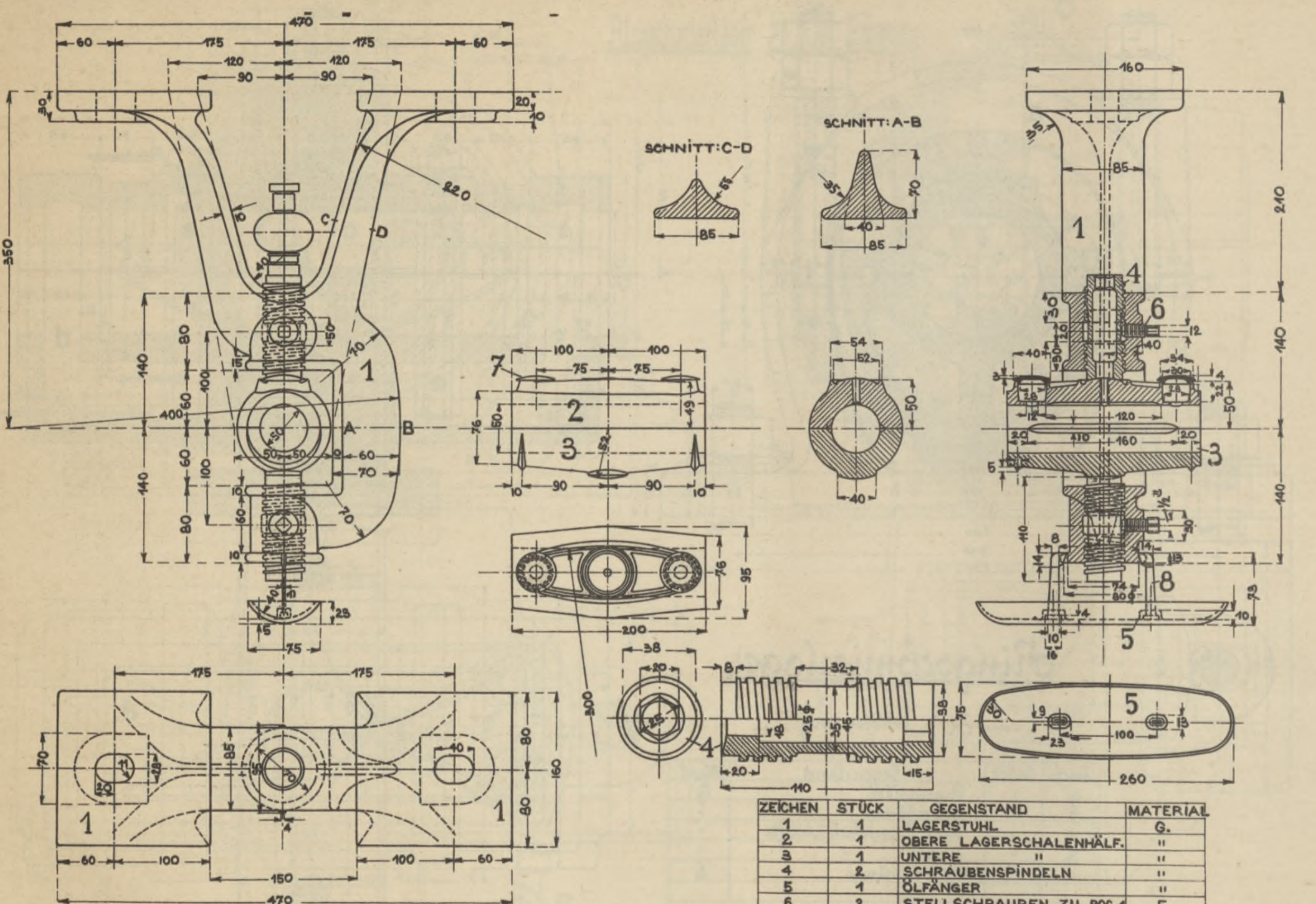
— 70 m/m Bohrung. —

Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.
a	1	Lagerdeckel	G
b	1	Lagerkörper	"
c	1	obere Lagerschalenhälfte	"
d	1	" untere "	"
e	2	Schmierringe	E

Schrauben sind im Schraubenheft aufgegeben.

Stehlager 70 mm Bohrung mit Ringschmierung und Kugelbewegung. Die untere Lagerschale ist gleichzeitig als Ölbehälter durchgebildet und die beiden Ölkammern durch grosse Öffnung untereinander verbunden. Zur Schmierung sind zwei Schmierringe *e* von je 15 mm Breite und 114 mm innerem Durchmesser vorgesehen.

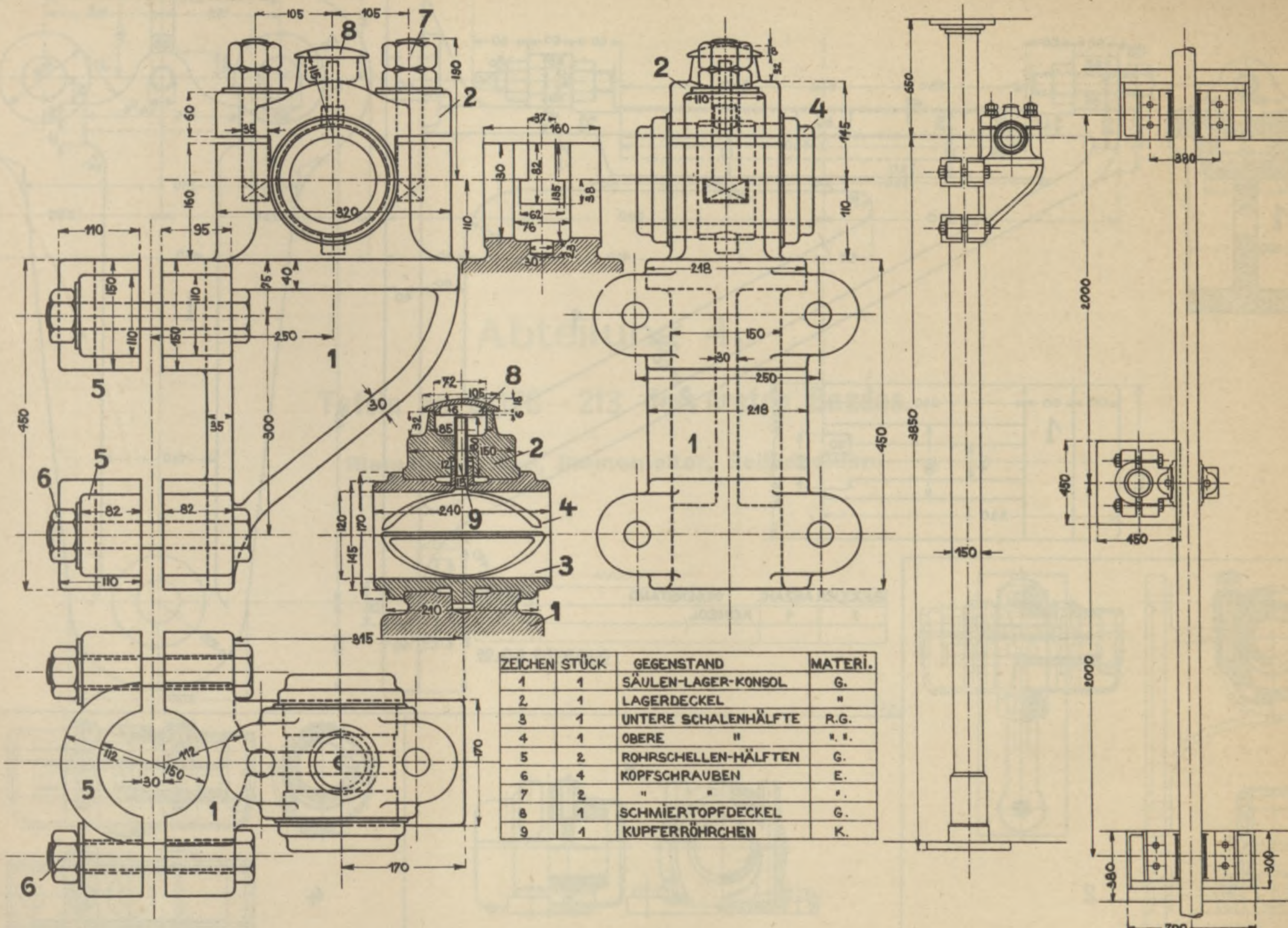
Hängelager mit Kugelbewegung.



ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERIAL
1	1	LAGERSTUHL	G.
2	1	OBERE LAGERSCHALENHÄLF.	"
3	1	UNTERE "	"
4	2	SCHRAUBENSPINDELN	"
5	1	ÖLFÄNGER	"
6	2	STELLSCHRAUBEN ZU POS.4	E.
7	2	SCHMIERTOPTDECKEL " " 2	G.
8	2	HÄNGEEISEN ZU POS.5	E.

Diese Zeichnung hat der Schüler einer Fortbildungsschule nach einem vorhandenen neuen Lager ausgeführt.

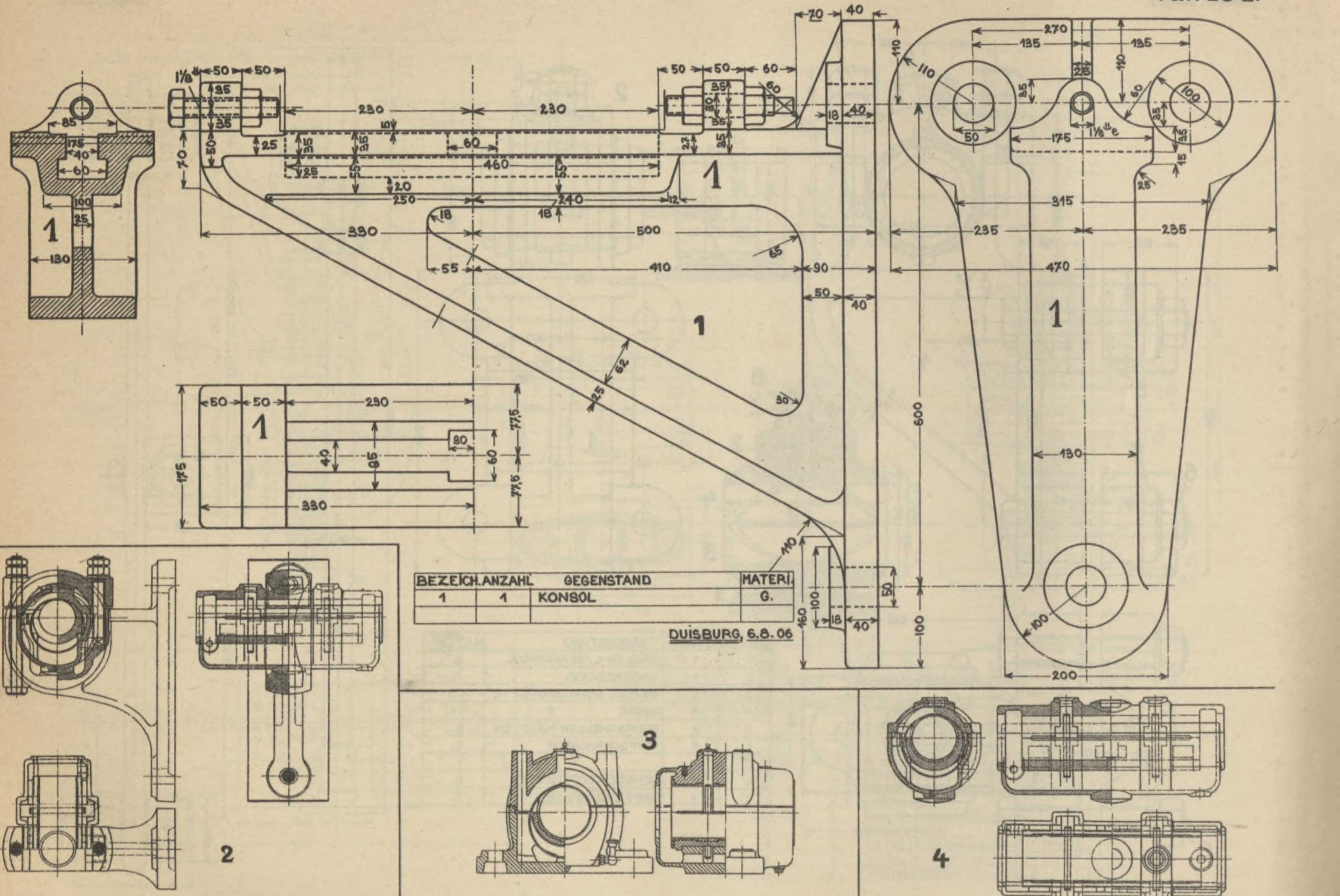
Säulenkonsollager.



ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATERI.
1	1	SÄULEN-LAGER-KONSOL	G.
2	1	LAGERDECKEL	"
3	1	UNTERE SCHALENHÄLFTE	R.G.
4	1	OBERE "	" "
5	2	ROHRSCHELLEN-HÄLFTEN	G.
6	4	KOPFSCHRAUBEN	E.
7	2	" "	"
8	1	SCHMIERTOPFDECKEL	G.
9	1	KUPFERRÖHRCHEN	K.

Die Säulen des Gebäudes waren bereits vorhanden, deshalb musste das Lager ohne Arbeitsleiste an der Säule befestigt werden mit Hilfe von Spannschellen und Schrauben.

Wandkonsol. · Verschiedene Lager.



1. Lagerkonsol für 140 er Stehlager. 2. Säulenlager mit Ringschmierung für 40 mm Bohrung (F. Zelsmann). 3. Schweres Transmissionslager (Tannwalder Baumwollspinnfabrik). 4. Leichtes Stehlager mit Kugelbewegung (Werkstätte Reichenberg, 2, 3, 4 beschr. in Z. d. V. d. I., 1906 Seite 1849 u. f.).

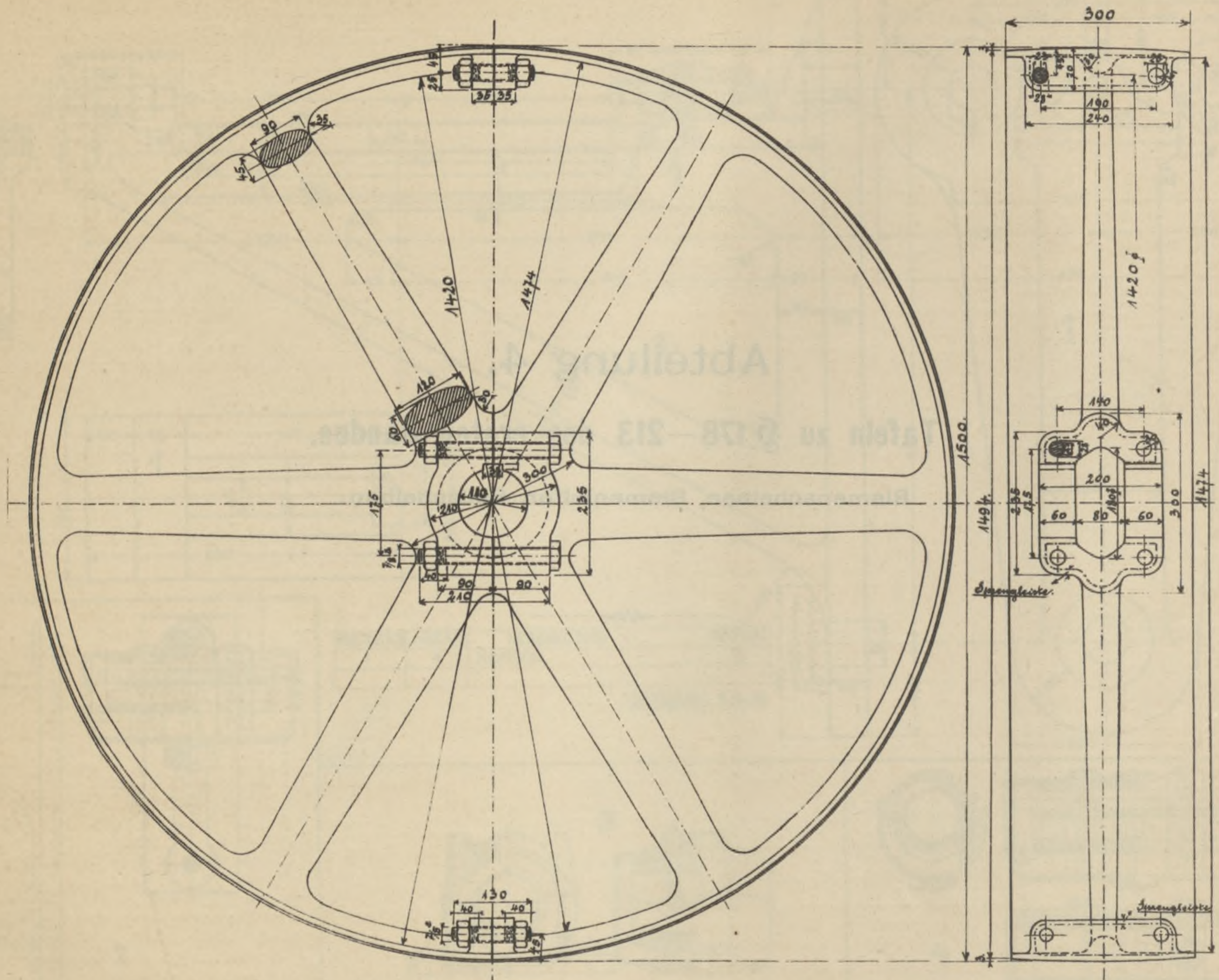
Text in § 173.

Abteilung 4.

Tafeln zu § 178—213 des ersten Bandes.

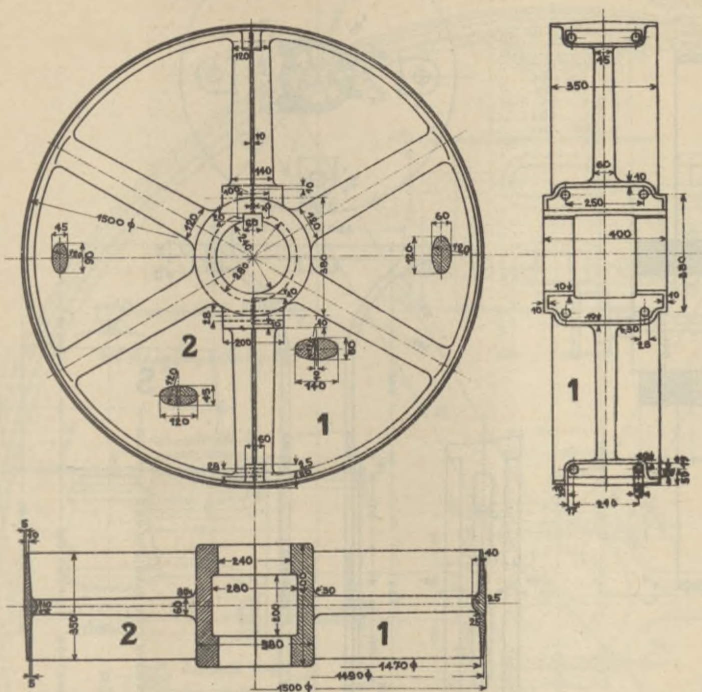
Riemenscheiben, Riemenleiter, Seilscheiben.

Zweiteilige Riemenscheibe.



Die zwei Hälften der Scheibe werden in einem Stück gegossen und, nachdem dieselben fertig bearbeitet sind, auseinander gesprengt; das ist billiger als das Giessen der einzelnen Radhälften, da die Hobelarbeit für die Stossfläche fortfällt.

Riemenscheibe.



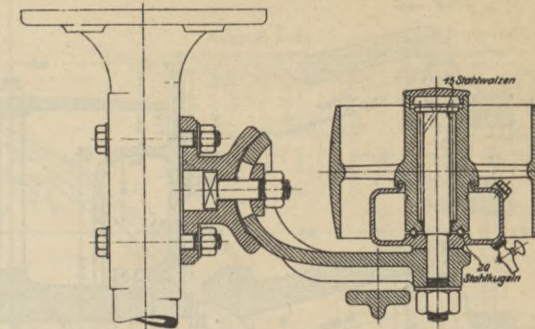
Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.
1	1	Riemenscheibenhälfte	G
2	1	„	„

Duisburg, den 12. 4. 06.

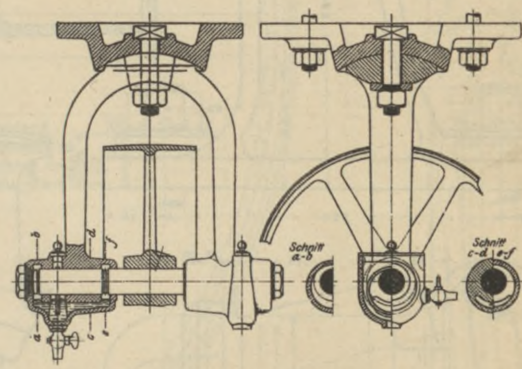
Gasmotoren, welche für den Gewerbebetrieb bestimmt sind, erhalten neben dem Schwungrad eine besondere Riemenscheibe. Die vorstehende Scheibe ist bestimmt für einen Gasmotor von $N = 60$ PS und $n = 165$ Umdrehungen in der Minute.

Die beiden Scheibenhälften werden in einem Stück gegossen und nach dem Bearbeiten auseinander gesprengt.

Riemenleiter.



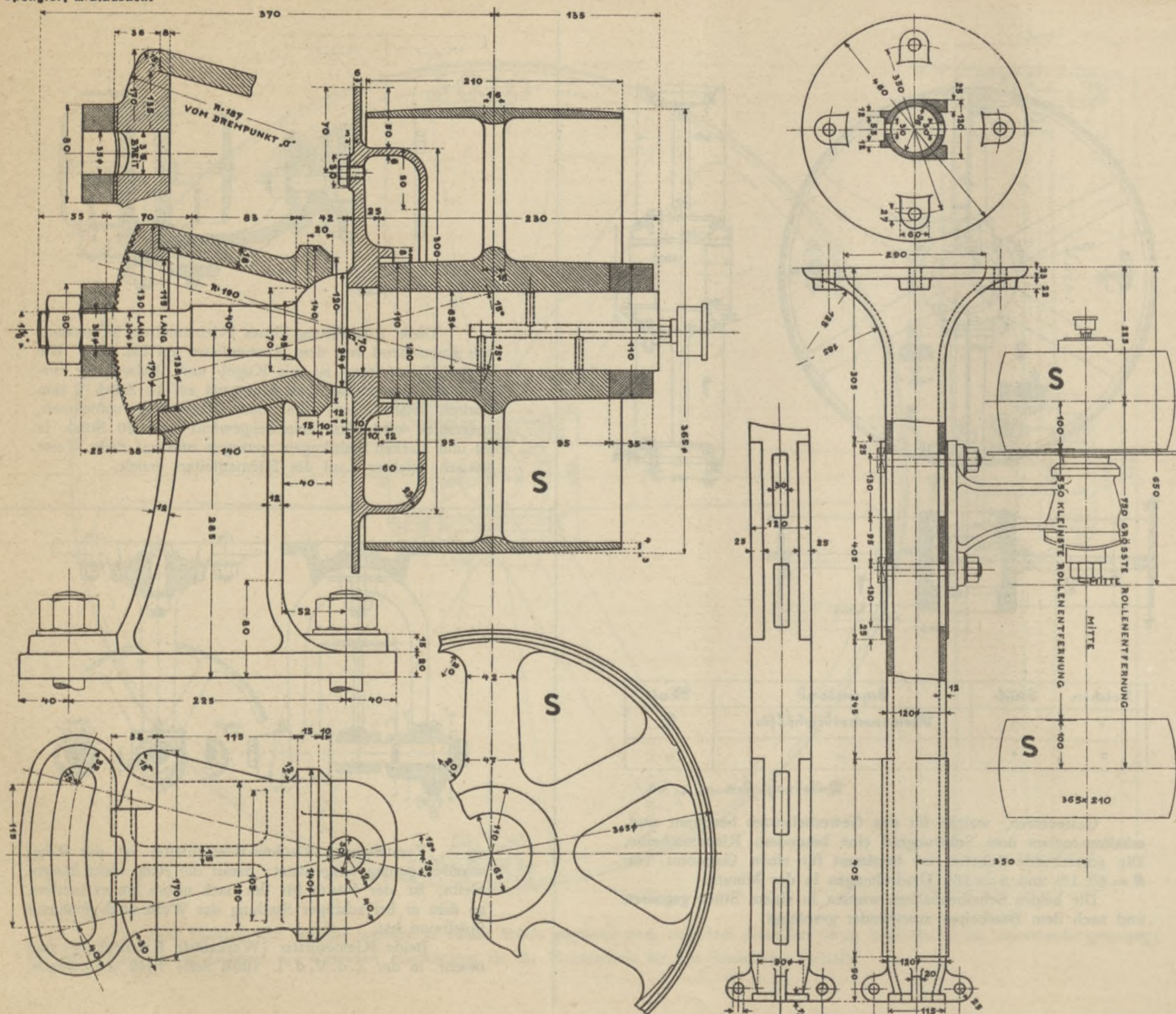
Diese Ausführung dieses Riemenleiters ist wesentlich abweichend von dem Riemenleiter auf Taf. 108. Die Universaleinstellung ist mit Kugel- und Walzenlager ausgebildet. Die Rolle läuft einerseits auf 15 Stück 9 mm starken Stahlwalzen, die den Riemenzug aufnehmen, anderseits wird das Scheibengewicht von 20 Stück je 10 mm starken Stahlkugeln getragen und auf diese Weise ein sehr leichter Lauf des Riemenleiters erzielt.



Vorstehender Decken-Riemenleiter ist mit Ringschmierlagerung ausgerüstet; damit der Ring nicht hängen bleibt, ist der Raum für ihn nach unten hin verbreitert, so dass er bei schräger Stellung der Welle noch genügend Spielraum hat.

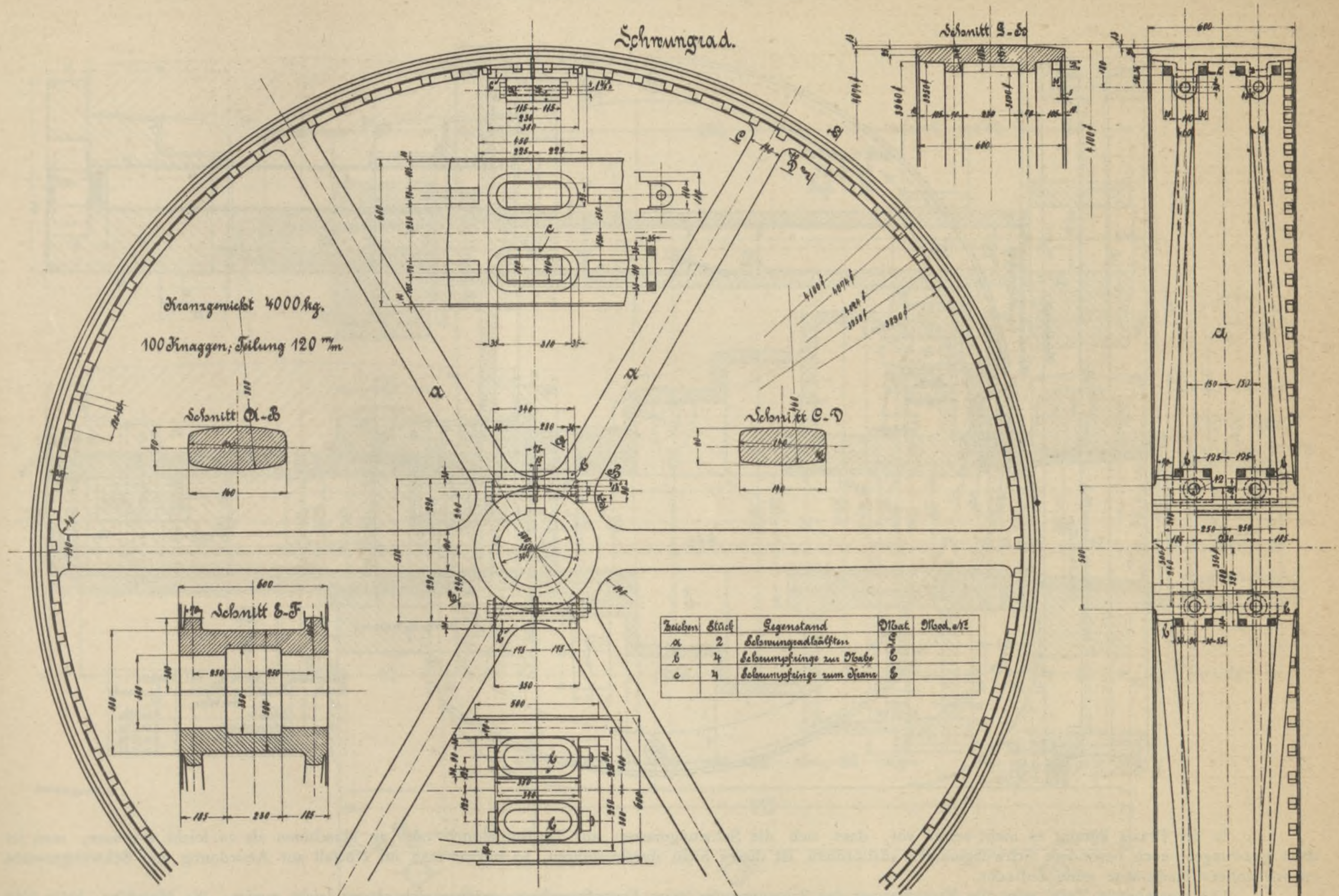
Beide Riemenleiter (Werkstätte Reichenberg) sind beschr. in der Z. d. V. d. I. 1906 Seite 1849 u. folgende.

Riemenscheibe.



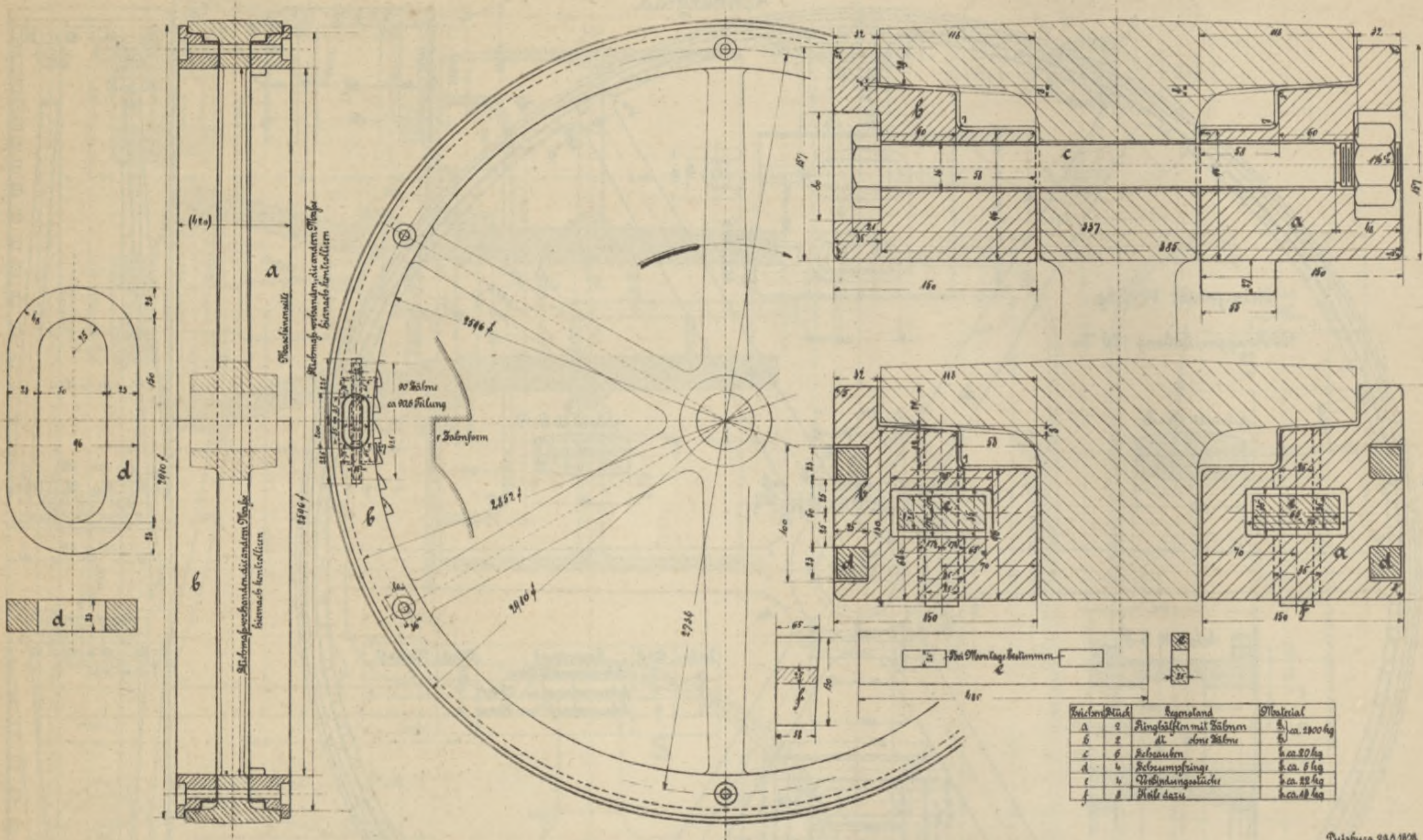
Dieser Riemenleiter gestattet eine Verdrehung der Scheibe *S* nach 4 Richtungen.

Riemenscheibenschwungrad.



Diese Riemenscheibe dient gleichzeitig als Schwungrad und ist deshalb im Kranzquerschnitt kräftig gehalten. Die an den Kranz angegossenen rechteckigen Zähne dienen zum Angriff des Schaltwerkes, Drehen der kalten Maschine beim Einstellen der Steuerung usw.

Schwungraderschwerung.



Zeichen	Stück	Gegenstand	Material
a	2	Ringhälften mit Zähnen	G. } ca. 2800 kg
b	2	dt. ohne Zähne	G.
c	6	Schrauben	S. ca. 20 kg
d	4	Schrumpfringe	S. ca. 6 kg
e	4	Verbindungsstücke	S. ca. 22 kg
f	8	Keile dazu	S. ca. 12 kg

In der Praxis kommt es nicht selten vor, dass sich die Schwungmassen auf Transmissionen oder an Maschinen als zu leicht erweisen, man ist dann gezwungen, noch besondere Schwungmassen anzuordnen, ist dieses nicht durchzuführen, so nimmt man im Notfall zur Anordnung von Schwungmassen an vorhandene Radkränze seine Zuflucht.

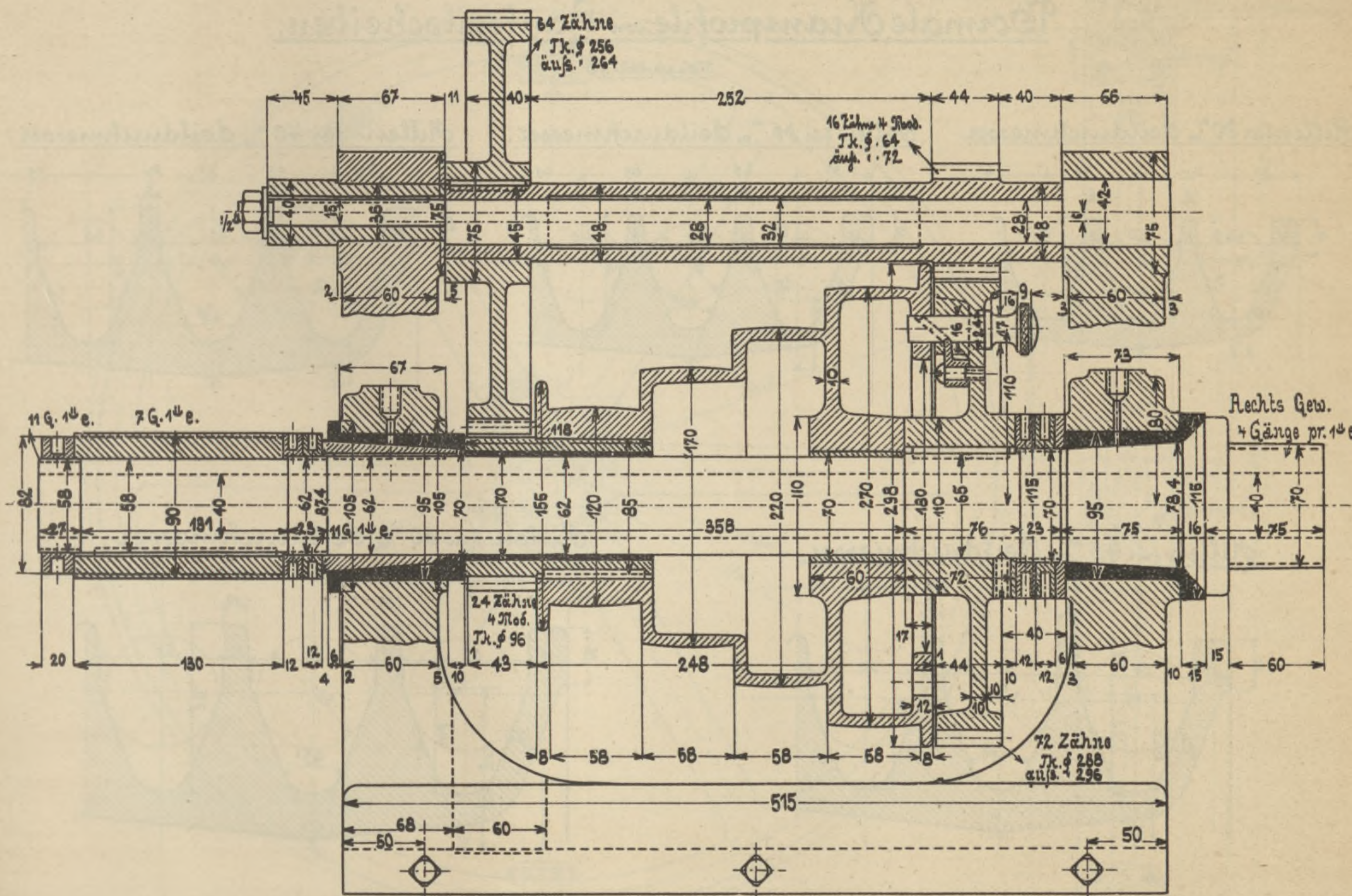
Die vorstehende Tafel zeigt die Erschwerung des Schwungrades einer Dampfmaschine, welches sich als zu leicht erwies; die Maschine hatte eine sehr schwankende Tourenzahl.

Die **Schraubenlöcher** im Schwungrad wurden an Ort und Stelle gebohrt, als Zwischenlage in Leinöl getränktes dickes Papier verwandt.

Die **Knippzähne** mussten an der Erschwerung angebracht werden; bei der Montage hatte der Monteur die Schwungringe gegeneinander verwechselt, so dass die Drehvorrichtung umgeändert werden musste; man sollte deshalb immer rechteckige Zähne, wie auf Tafel 109 angegeben, vorsehen.

Stufenscheibe.

Stufenscheibe mit Wechselrädergetriebe.

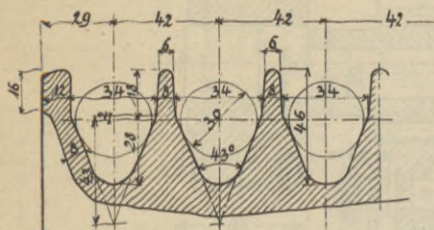


Stufenscheiben haben besonders im Werkzeugmaschinenbau vielfach Anwendung gefunden. Vorstehende Zeichnung zeigt eine Ausführung der Werkzeugmaschinenfabrik Froriep in Rheydt.

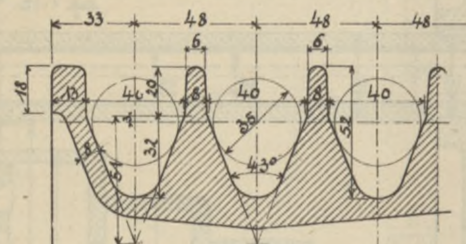
Normale Kranzprofile von Hanfseilscheiben.

Maaßstab 1:3

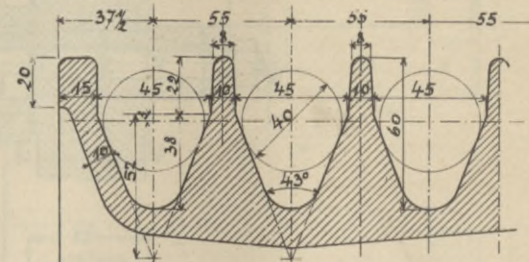
Rillen für 30 m/m Seildurchmesser.



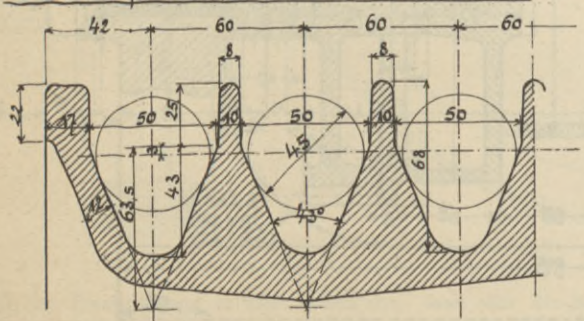
Rillen für 35 m/m Seildurchmesser.



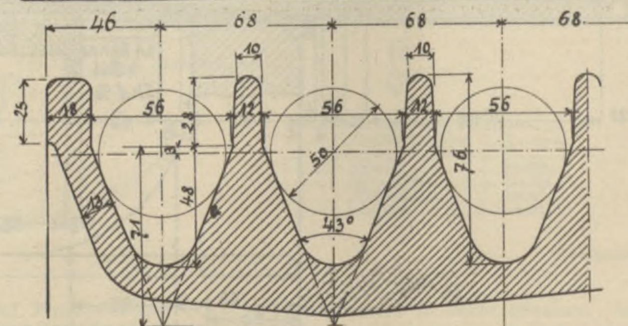
Rillen für 40 m/m Seildurchmesser.



Rillen für 45 m/m Seildurchmesser.



Rillen für 50 m/m Seildurchmesser.

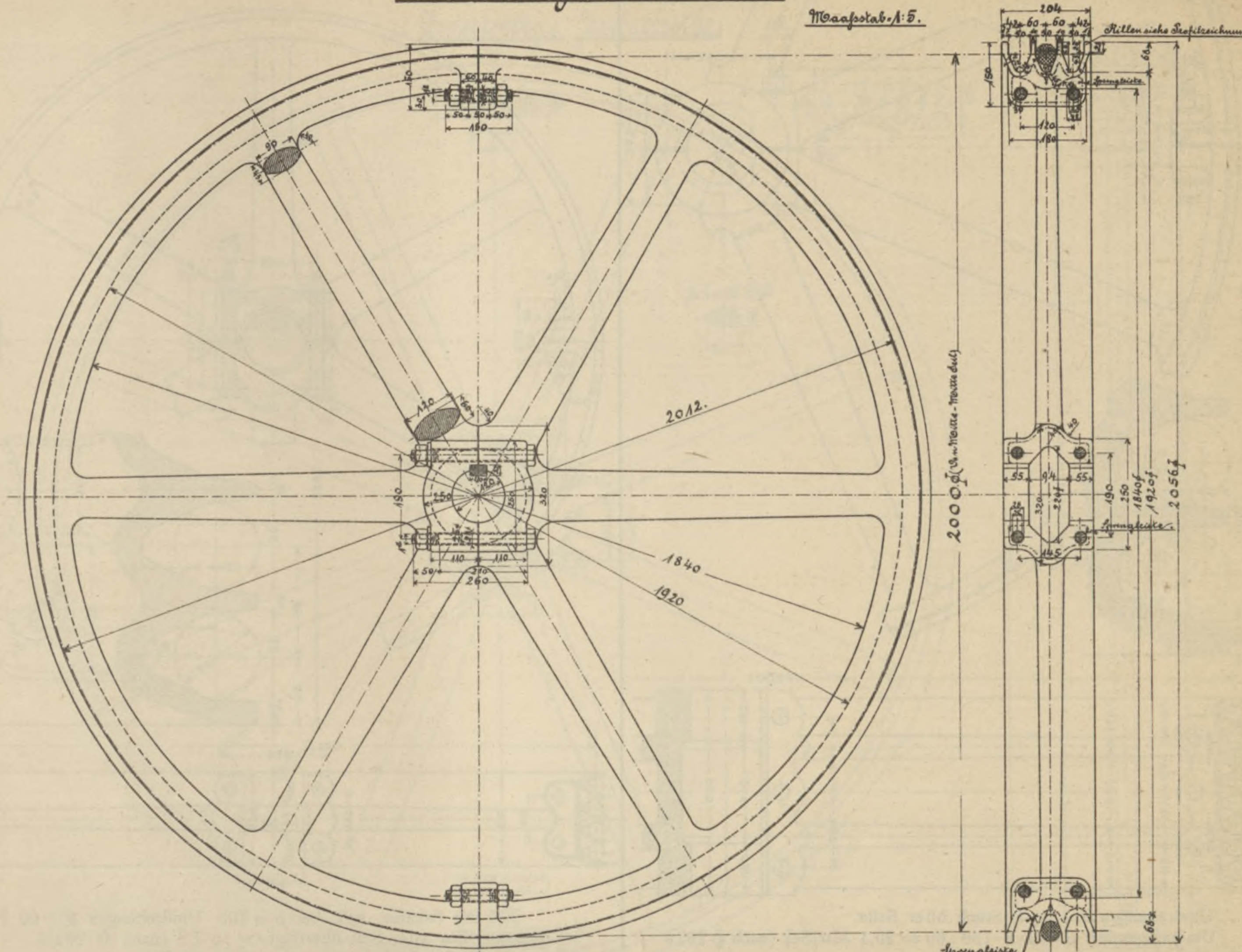


Zur Erleichterung der Ausführung wird man für einen bestimmten Seildurchmesser stets dieselbe Rillenform anwenden und entsprechende Schablonen für die Werkstatt aus Stahlblech herrichten.

Text in ℌ 208a.

Hanfseilscheibe.

Zweiteilige Seilscheibe.

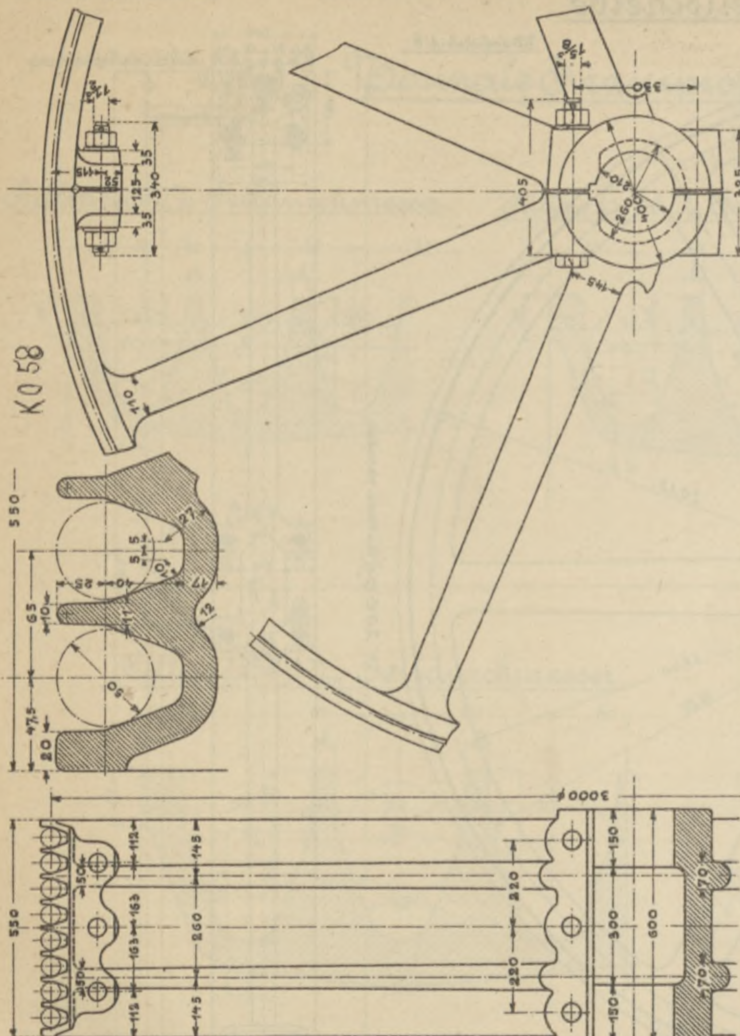


Seilscheibe von $d = 200$ cm Durchm. für 3 Seile von $\mathfrak{d} = 4$ cm Durchm., Nabenbohrung $= 12$ cm.
Die Scheibe macht $n = 125$ Umdrehungen, also Umfangsgeschw. $U = 2 \cdot \pi \cdot 125 : 60 = \mathbf{13{,}2}$ Mtr/Sek.
Umfangskraft $P = i \cdot 0{,}125\, d \cdot \mathfrak{d} = 3 \cdot 0{,}125 \cdot 200 \cdot 4 = \mathbf{300}$ kg nach $\mathfrak{H}$ 202a Gleich. 5—6.
Demnach $N = P \cdot U : 75 = 300 \cdot 13{,}2 : 75 = 53$ PS nach $\mathfrak{H}$ 202a Gleich. 4.

Nach Zeichnungen
von
A. Spengler, M.Gladbach.

Zwei Seilscheiben.

Seilscheibe 3000 Durchm.



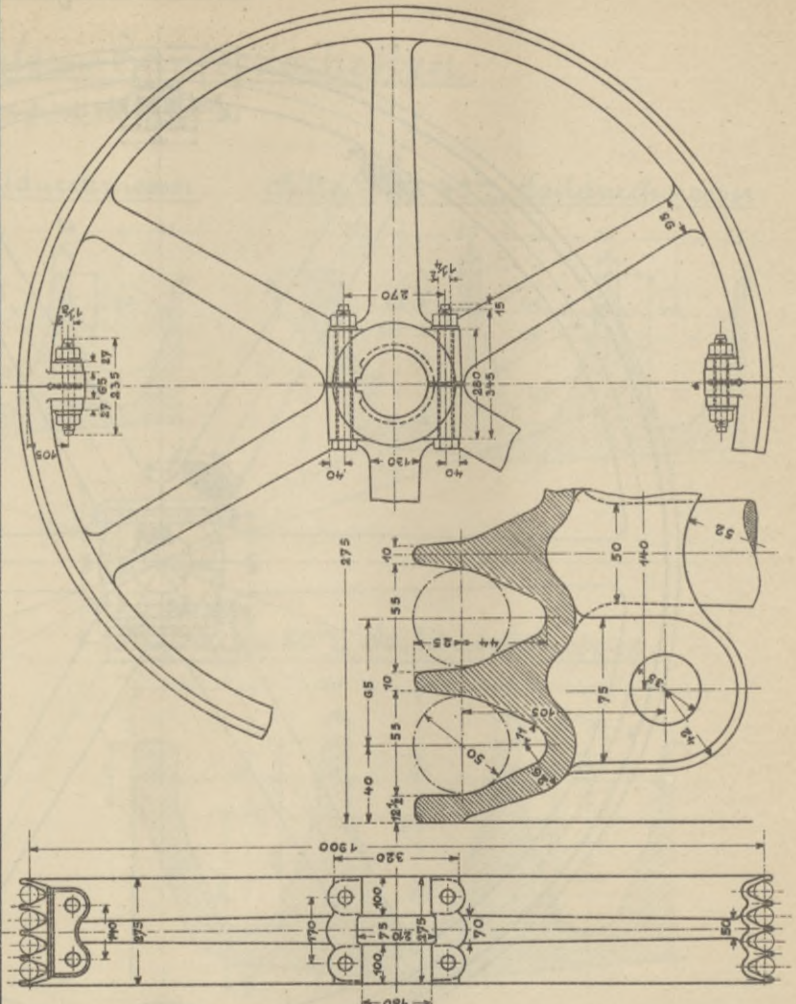
Umdrehungen = 130, 8 Stück 50er Seile.

Umfangsgeschw. $U = 3 \cdot \pi \cdot 130 : 60 = 20{,}4$ Mtr/Sek (nach § 202a Gleich. 1).

Umfangskraft $P = i \cdot 0{,}125 \cdot d \cdot \mathfrak{d} = 8 \cdot 0{,}125 \cdot 300 \cdot 5 = 1500$ kg (nach § 202a Gleich. 5—6).

Übertragb. Pferdest. $N = P \cdot U : 75 = 1500 \cdot 20{,}4 : 75 = 408$ PS (nach § 202a Gleich. 4).

Seilscheibe 1900 Durchm.



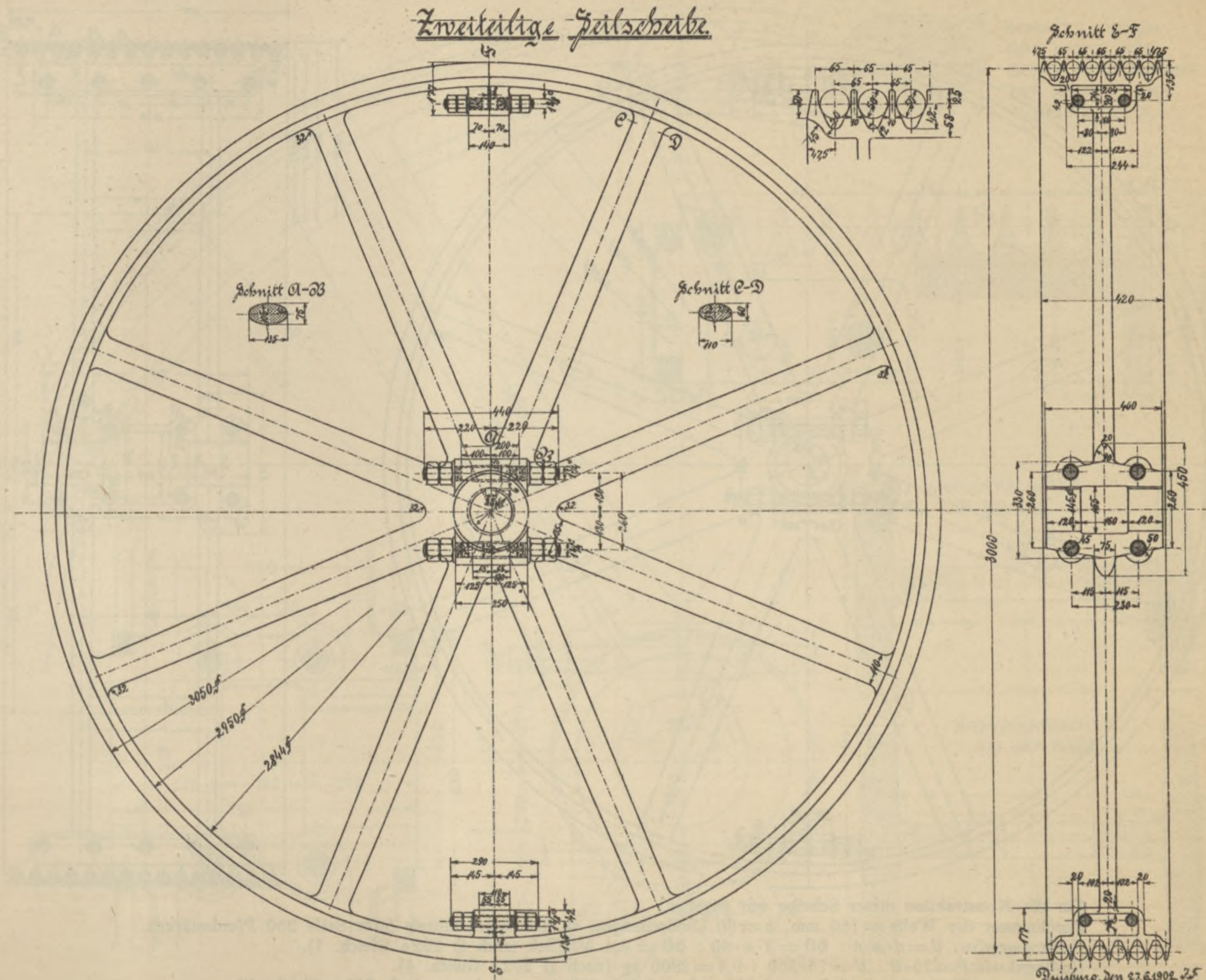
Die Scheibe soll bei $n = 105$ Umdrehungen $N = 60$ PS übertragen. Ein 50er Seil überträgt ~ 15 PS (nach § 202b).

Demnach sind nötig $60 : 15 = 4$ Seile.

Ist die Gegenscheibe kleiner, so hat man für diese die Werte zu bestimmen nach § 202.

Text in § 208.

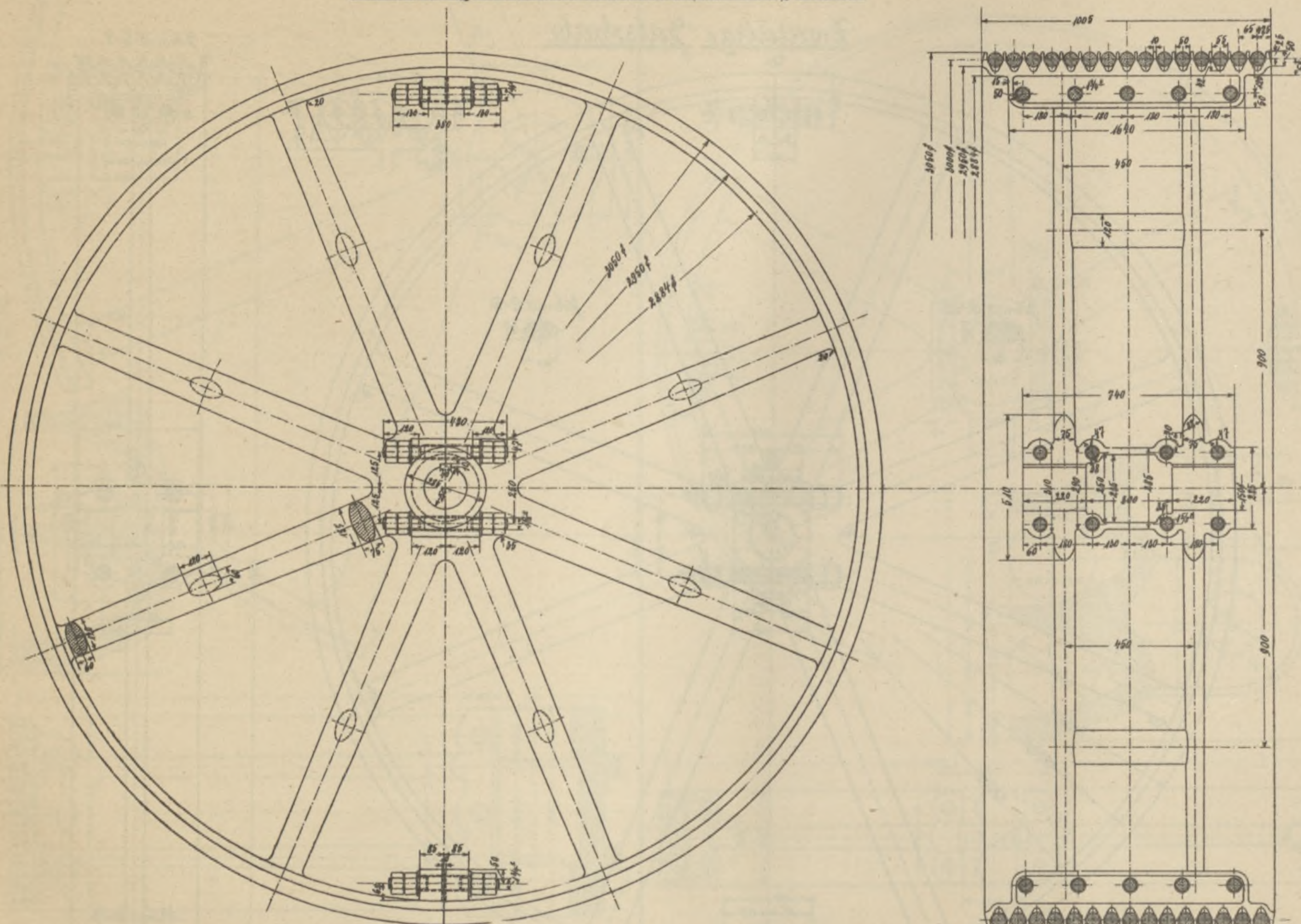
Hanfseilscheibe.



Zweiteilige Seilscheibe von 300 cm Durchm. für 6 Seile von je 5 cm Durchm. 14,5 cm Nabenbohrung.

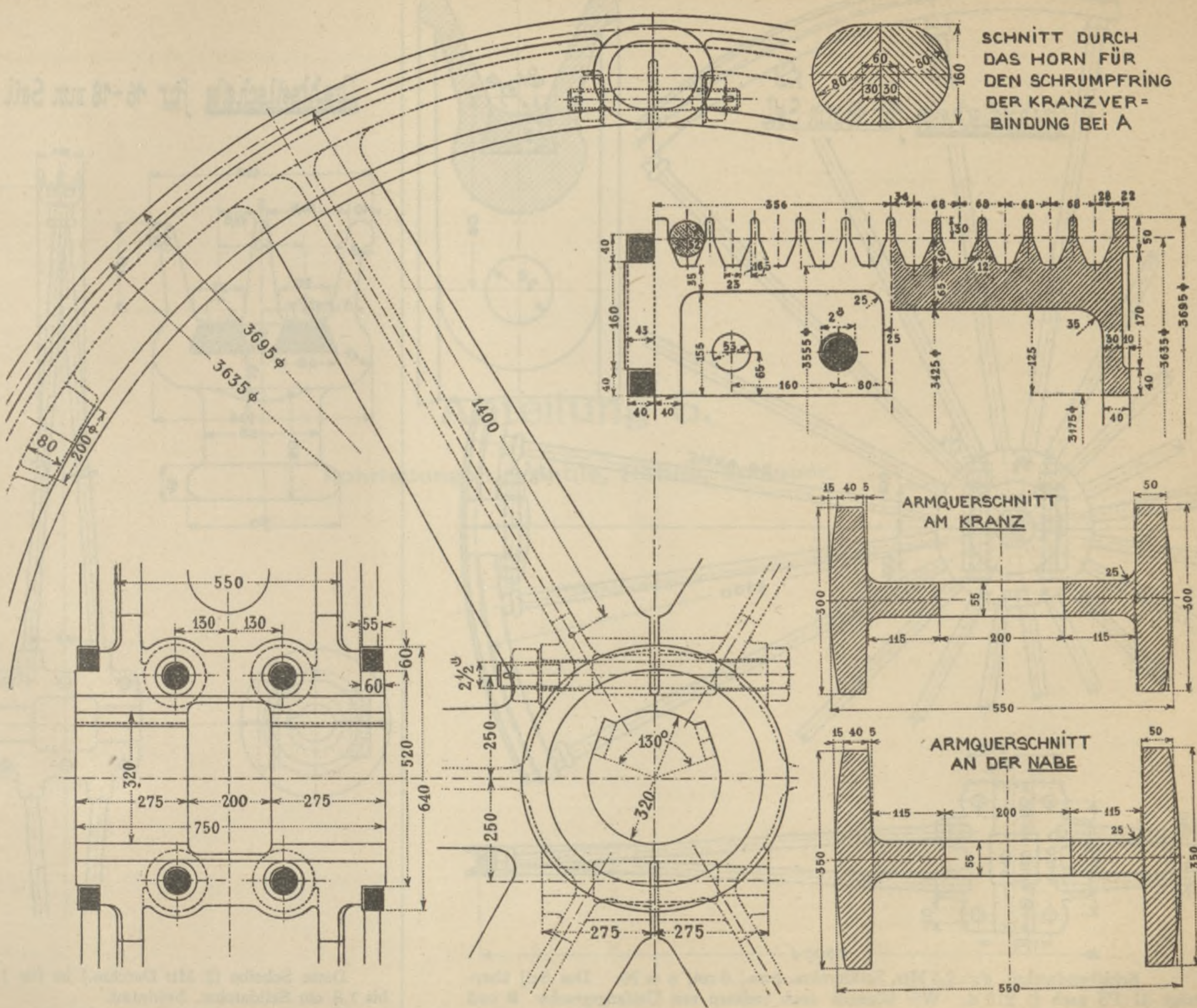
Hanfseilscheibe.

Zweiteilige Seilscheibe mit zwei Armsystemen.



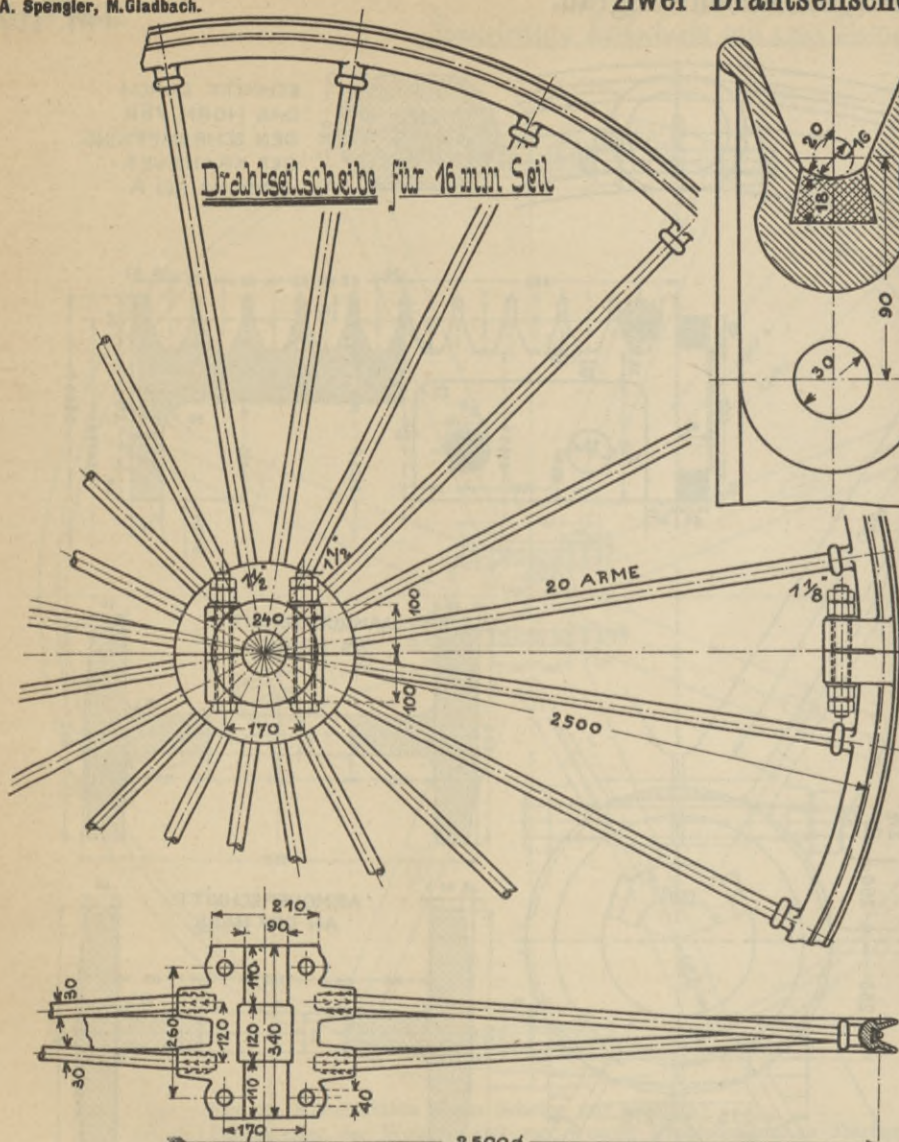
Für die Konstruktion dieser Scheibe war gegeben:
Durchmesser der Welle = 150 mm, $n = 60$ Umdrehungen, zu übertragen mittels 50er Seile 350 Pferdestärken.
Umfangsgeschw. $U = d \cdot \pi \cdot n : \mathbf{60} = 3 \cdot \pi \cdot 60 : \mathbf{60} = 9{,}4$ Mtr/Sek (nach § 202a Gleich. 1).
Umfangskraft $P = 75 \cdot N : U = 75 \cdot 350 : 9{,}4 = 2800$ kg (nach § 202a Gleich. 4).
Übertragbare Kraft für ein Seil $p = 0{,}125 \cdot d \cdot \mathfrak{d} = 0{,}125 \cdot 300 \cdot 5 = 188$ kg (nach § 202a Gleich. 6).
Demnach Anzahl der Seile $i = P : p = 2800 : 188 = 15$.
Infolge der grossen Kranzbreite sind 2 Armsysteme angeordnet, welche durch Stege miteinander verbunden sind.

Seilscheibenschwungrad.



Hanfseilscheibe 3635 Durchm., 10 Stück 52er Seile, $n = 135$.
Gegenscheibe auf der Transmission $d = 2500$ mm, $n = 240$, $U = 25{,}7$ Mtr/Sek, $N = 600$ PS.

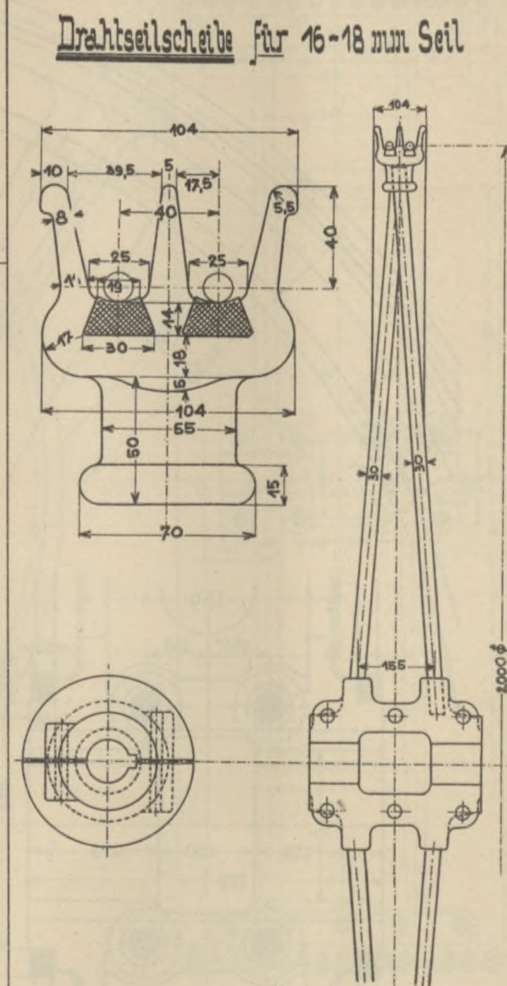
Zwei Drahtseilscheiben.



Scheibendurchm. $d = 2{,}5$ Mtr, Seildurchm. $\mathfrak{d} = 1{,}6$ cm, $n = 70$. Das Seil überträgt 31 PS nach § 210 d. Wir könnten auch rechnen mit Umfangsgeschw. U und Umfangskraft P, dann ist

$N = P \cdot U : 75$ . . . . nach § 210 c.

Die schmiedeeisernen Arme sind in den gusseisernen Kranz und Nabe eingegossen. Die Rillen haben Lederausfütterung.



Diese Scheibe (2 Mtr Durchm.) ist für 1,6 bis 1,8 cm Seildurchm. bestimmt.

Die Scheibe wird auch einteilig gegossen und nach dem Giessen gesprengt.

Text in § 212.

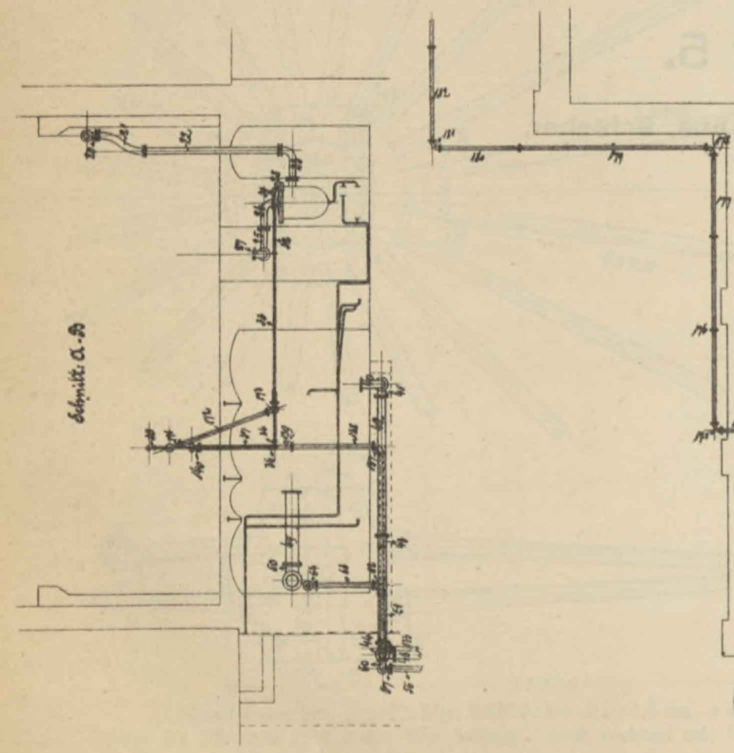
Abteilung 5.

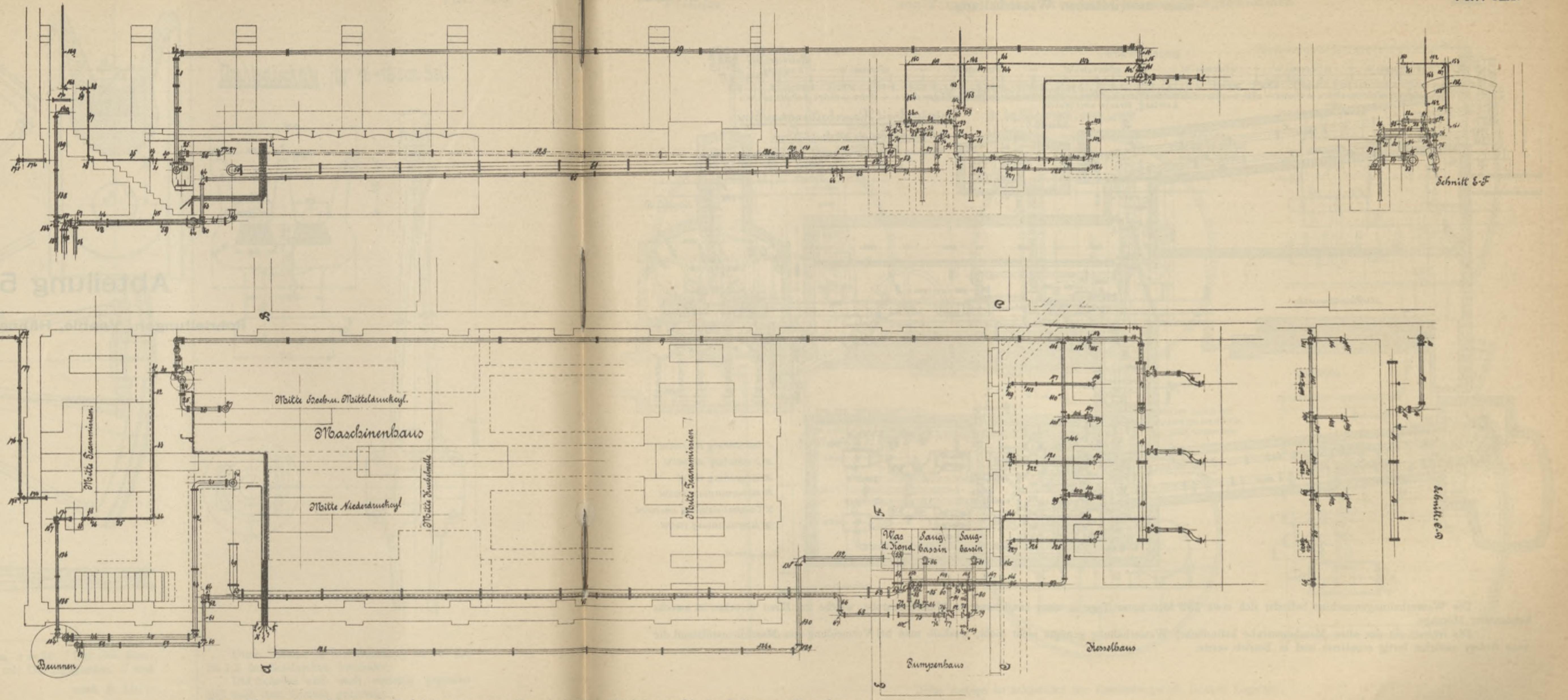
Rohrleitungen, Ventile, Hähne, Schieber.

Zeichnung
aus
Haeders Bureau.

Rohrleitungsplan für eine 400 PS-Dampfanlage mit Dreif.-Expansionsmaschine.

Nr. 1—27 Frischdampfleitung zur Dampfmaschine (12 Atm.)
„ 28—39 „ zu der Reservoirpumpe „
„ 40—48 Einspritzleitung zum Kondensator
„ 49—55 Warmwasserablaufleitung
„ 56—87 Saugleitungen zu den Speisepumpen
„ 88—115 Druckleitungen „ „ „ (Speiseleitung 12 Atm)
„ 116—127 Abblaseleitungen zu den Dampfkesseln
„ 128—132 Kondenswasserablaufleitung
„ 133—140 Saugleitung zur Reservoirpumpe
„ 141 161 Frischdampfleitung zu den Speisepumpen (12 Atm)
„ 162—169 Abdampfleitungen zu den Speisepumpen und der Reservoirpumpe
„ 170 an Druckleitung zur Reservoirpumpe (4 Atm)
„ F. G. H. J. L. Kondensröhrchen zu den Kondenstopfen.





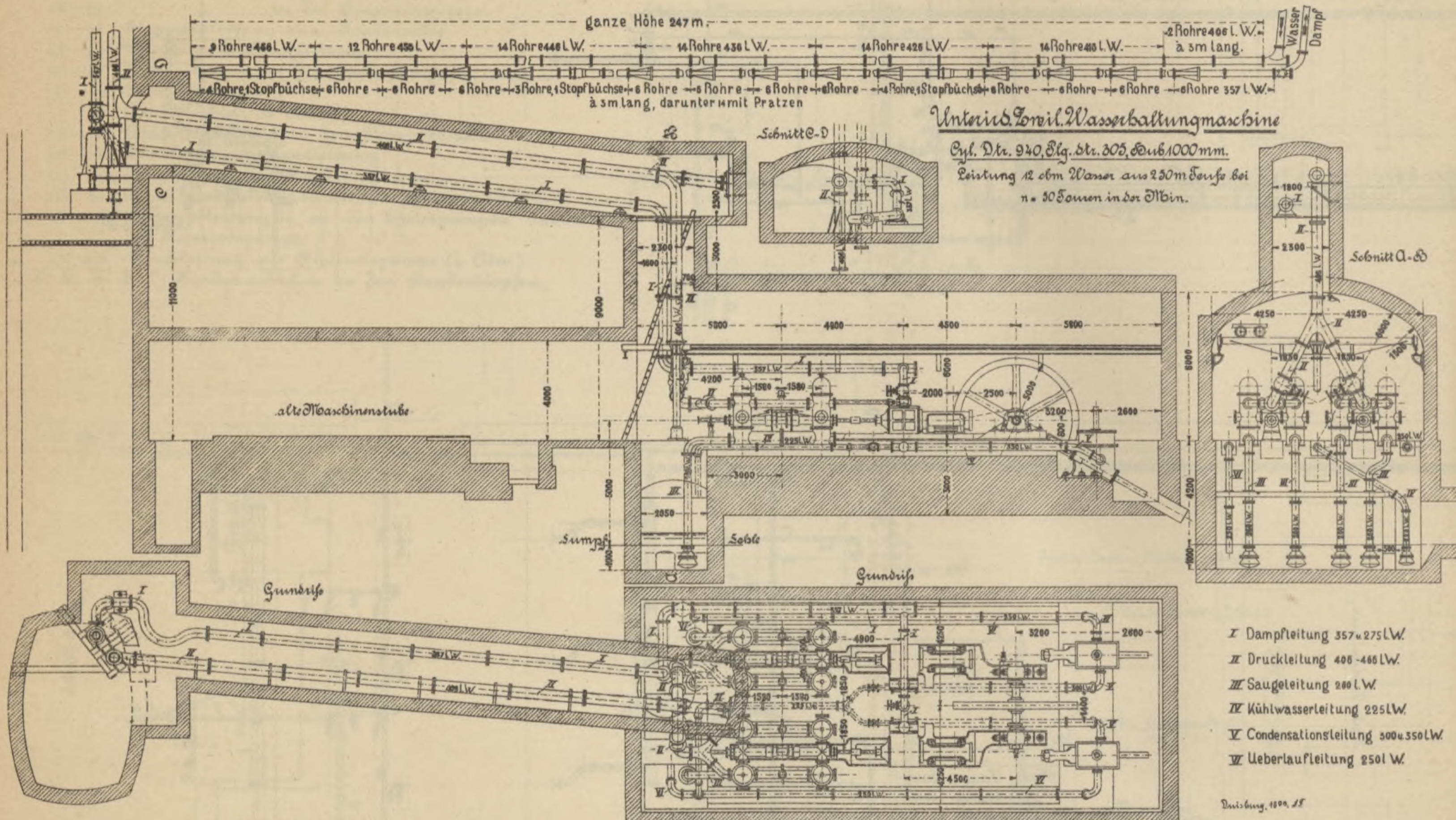
Dieser Plan umfasst die gesamte Rohrleitung zu einer Dampfanlage von 400 PS. einschl. der Leitung im Kesselhaus.
Für die Dampfleitungen kamen schmiedeeiserne Rohre zur Verwendung, die sonstigen Leitungen bestehen aus Graugussröhren. Zur Bestellung der Rohrleitung wurden besondere, zum Teil mit Skizzen versehene Stücklisten angefertigt und die einzelnen Rohre fortlaufend nummeriert (vgl. Text links oben).

Haeder, Konstruieren.

Text in § 214—225.

Nach Zeichnung
Wilhelmshütte
Eulau.

Rohrleitungsplan
einer unterirdischen Wasserhaltung.



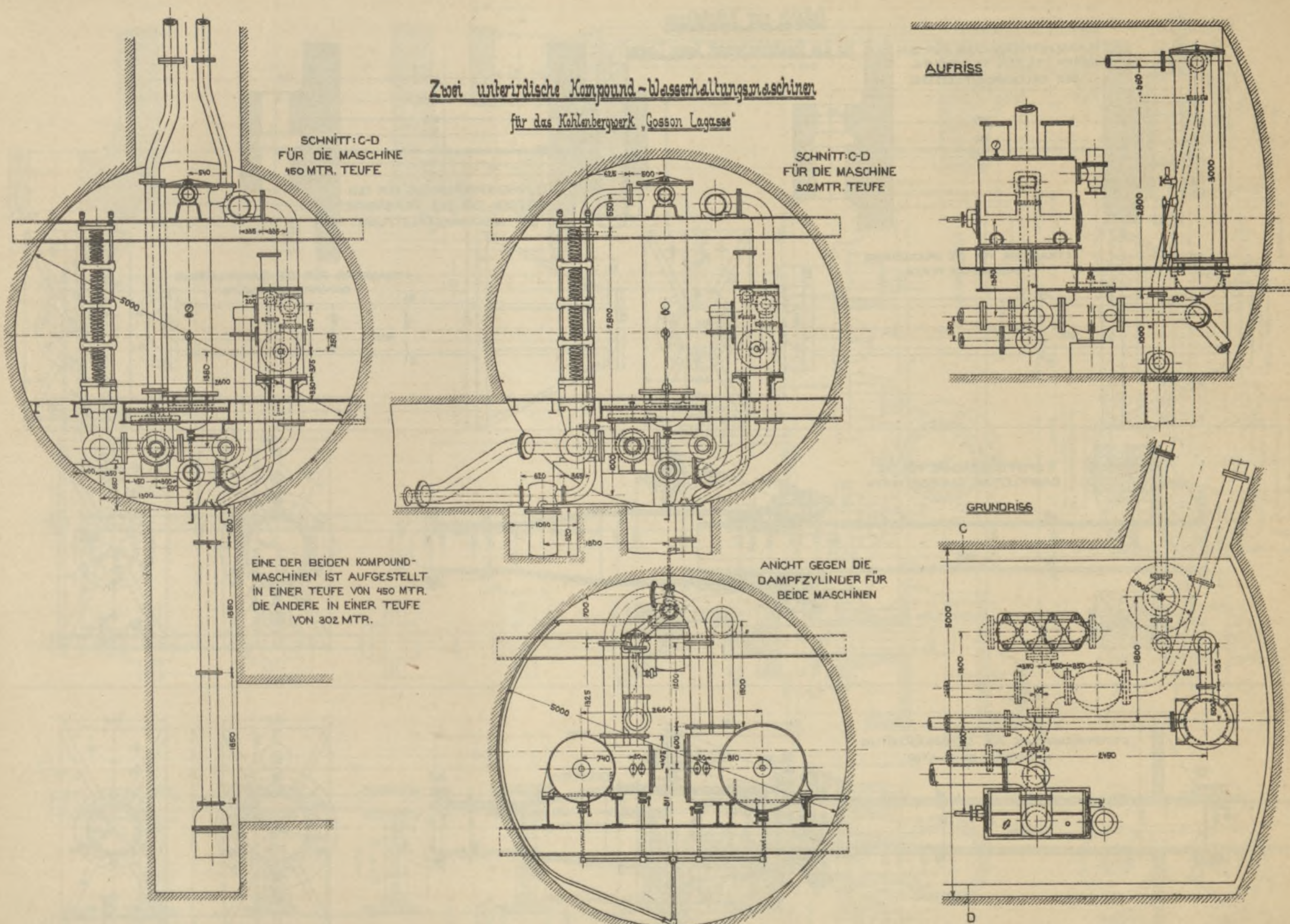
Die Wasserhaltungsmaschine befindet sich etwa **250** Mtr. unter Tage in einer ausgemauerten Maschinenstube, welche mit Kran versehen ist zwecks bequemerer Montage.

Die frühere (in der alten Maschinenstube befindliche) Wasserhaltung genügte nicht mehr, weshalb man bei Vermeidung von Maschinenstillstand die neue Anlage zunächst fertig montierte und in Betrieb setzte.

Nach Zeichn. von
Maison Beer Sté An.m
à Jemeppe

Rohrleitung

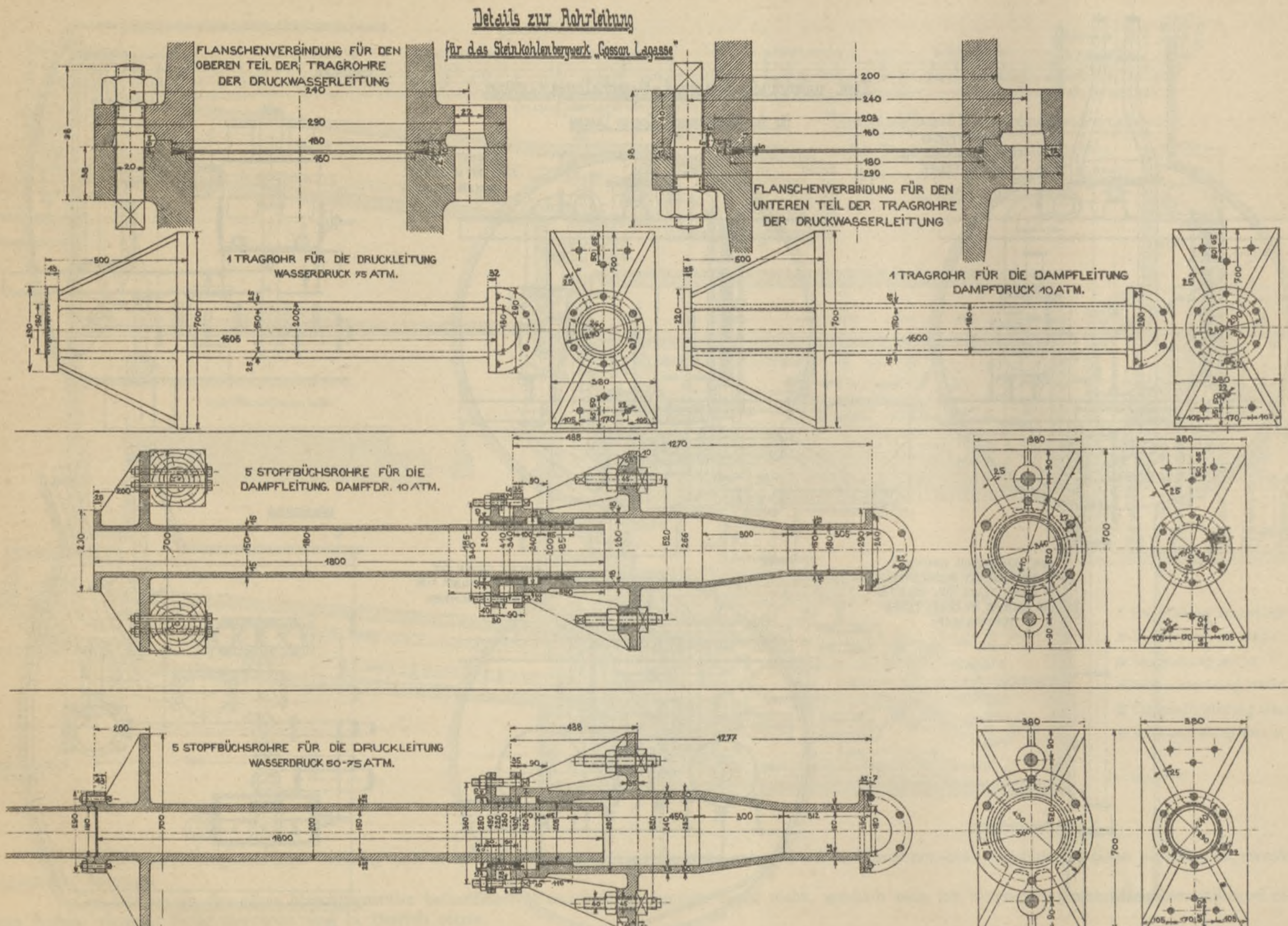
von 2 unterirdischen Kompound-Wasserhaltungsmaschinen.



Diese Anlage ist ausgeführt für Kohlenbergwerk Gosson Lagasse.

Rohrleitung

zur Wasserhaltungsanlage auf Tafel 123.

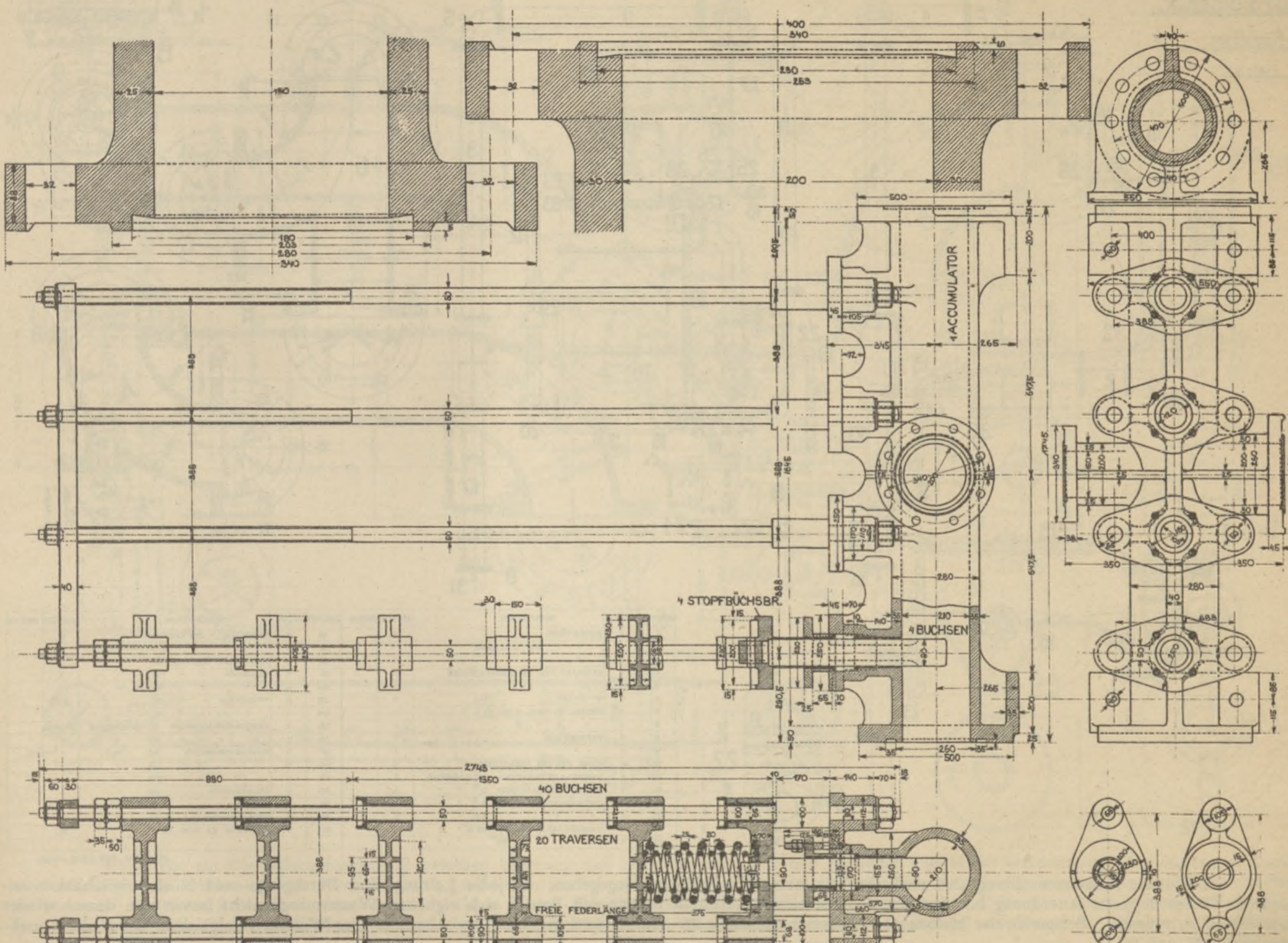


Zur Aufnahme der Dehnung der Rohre infolge Temperaturunterschiede sind Ausgleicher mit Stopfbüchsen eingeschaltet.

Nach Zeichn. von
Maison Beer Sté An.m.
à Jemeppe

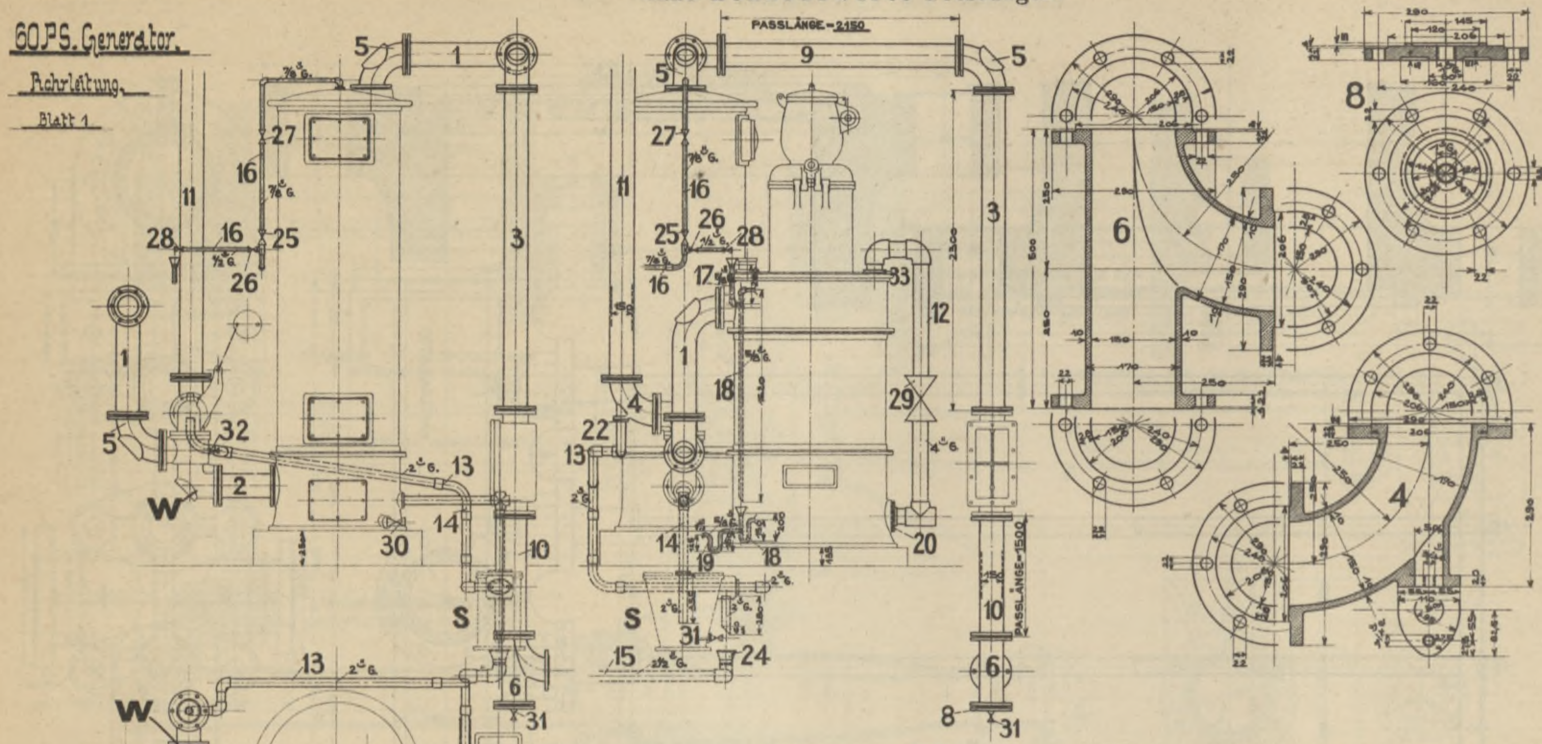
Akkumulator

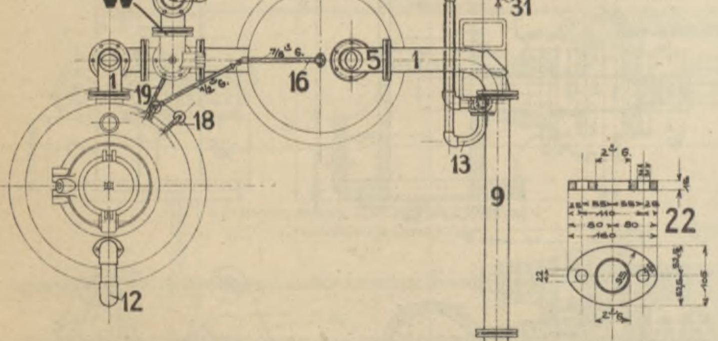
zur Anlage Tafel 123.



Rohrleitungen

ohne nennenswerte Pressungen.





ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD. Nr.	ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD. Nr.
1	2	ROHRSTÜCKE	G.		18	1	ÜBERFALL 5/8" GASROHR	E.	
2	1	" ZUM SCRUBBER	"		19	1	" " "	"	
3	1	"	"		20	2	FLANSCHE ZU POS. 12	"	
4	1	KRÜMMER FÜR DIE ABGASLEITUNG	"		21	1	FLANSCH " " 16	"	
5	3	"	"		22	5	" " " 13 UND 14	"	
6	1	T-STÜCK	"		23	2	TRICHTER " " 18	RTG.	
7	5	DECKEL ZU POS. 1 UND 5	"		24	1	" " " 15	"	
8	1	" " " 6	"		25	1	NIEDERSCHRAUBHAHN 20 DURCHGANG	DIVERSE	
9	1	PASSSTÜCK	"		26	1	" " " 40 "	"	
10	1	"	"		27	1	DURCHGANGSHAHN 20 "	"	
11	1	ROHR FÜR DIE ABGASLEITUNG	"		28	1	" " 40 "	"	
12	1	DAMPF-LUFTLEITUNG 4" GASROHR	E.		29	1	" " 100 "	"	
13	1	ENTLÜFTUNGSLEITUNG 2" " "	"		30	1	ABLASSHAHN 35 "	"	
14	1	ENTWÄSSERUNGSLEITUNG 2" " "	"		31	2	" 20 "	"	
15	1	" " " 2½ " "	"		32	1	PROBIERHAHN 40 "	"	
16	1	WASSER ZULEITUNG 7/8" UND ½" " "	"		33	1	FLANSCH ZU POS. 12	E.	
17	1	" " 5/8" " "							

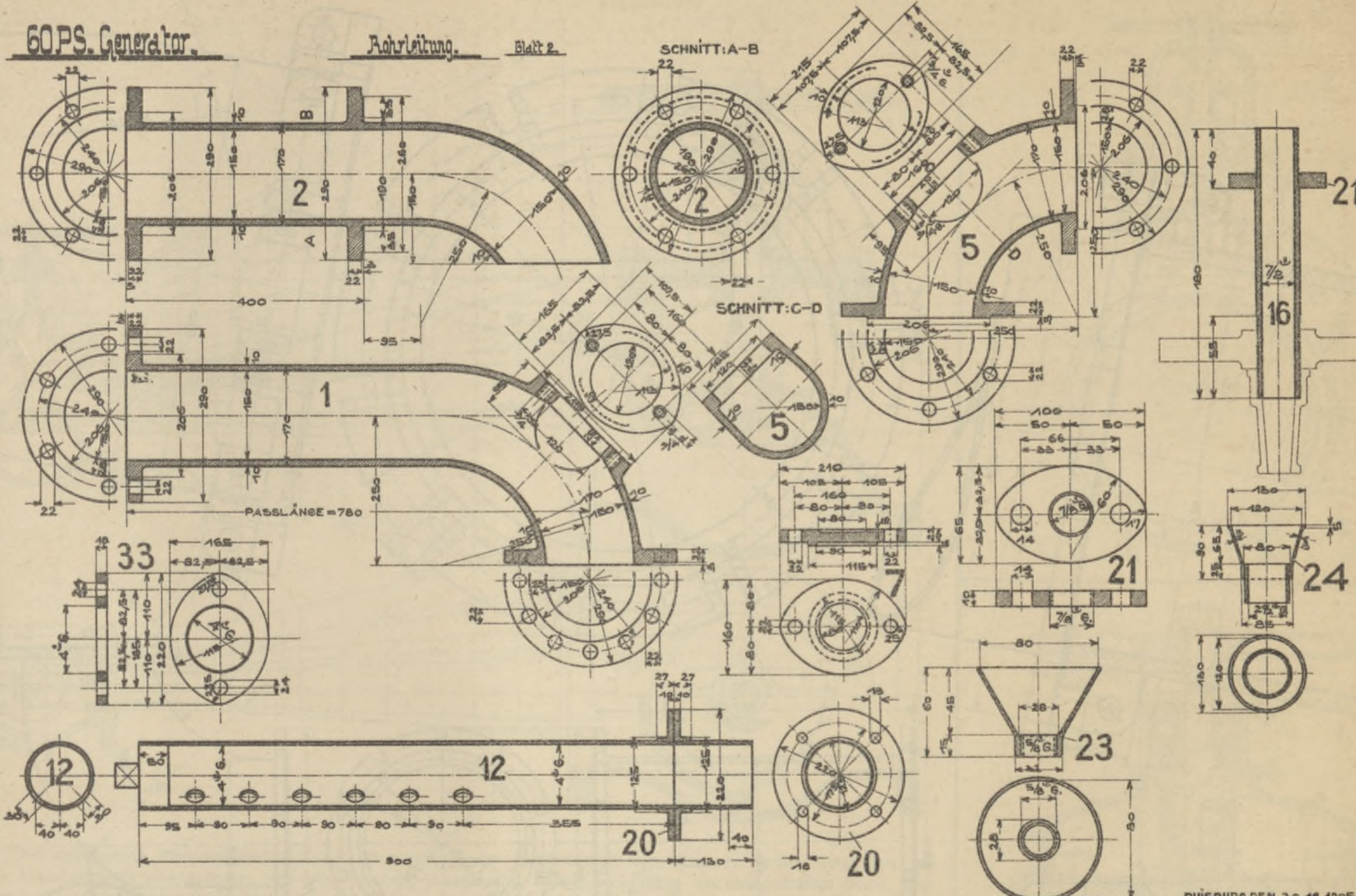
DUISBURG, DEN 28.12.1905.

Auf dieser Zusammenstellung sind noch die Wasseranschlussleitungen angegeben. In jeder Leitung sind Durchgangs- und Niederschraubhähne angeordnet. Diese doppelte Anordnung hat den Zweck, eine einmal ausprobierte, für den Betrieb sich eignende Wassermenge nicht immer von neuem wieder ausprobieren zu müssen. Beispielsweise bleiben die Niederschraubhähne 25 und 26 stets geöffnet, der Abschluss des Wassers erfolgt dann durch die Durchgangshähne 27 und 28.

Durch Rohrleitung 11 treten während der Betriebspausen, nach Umstellung des Wechselventils *W*, die sich bildenden Gase ins Freie. Auch dient diese Leitung gleichzeitig als Schornsteine zur Aufrechterhaltung des Durchbrennens der Feuerung. Gasrohrleitung 13 ist ebenfalls an Leitung 11 angeschlossen und vermitteln den Abzug schädlicher Gase aus dem Syphon *S*. (Werkstattzeichnung der Rohre siehe Taf. 127.)

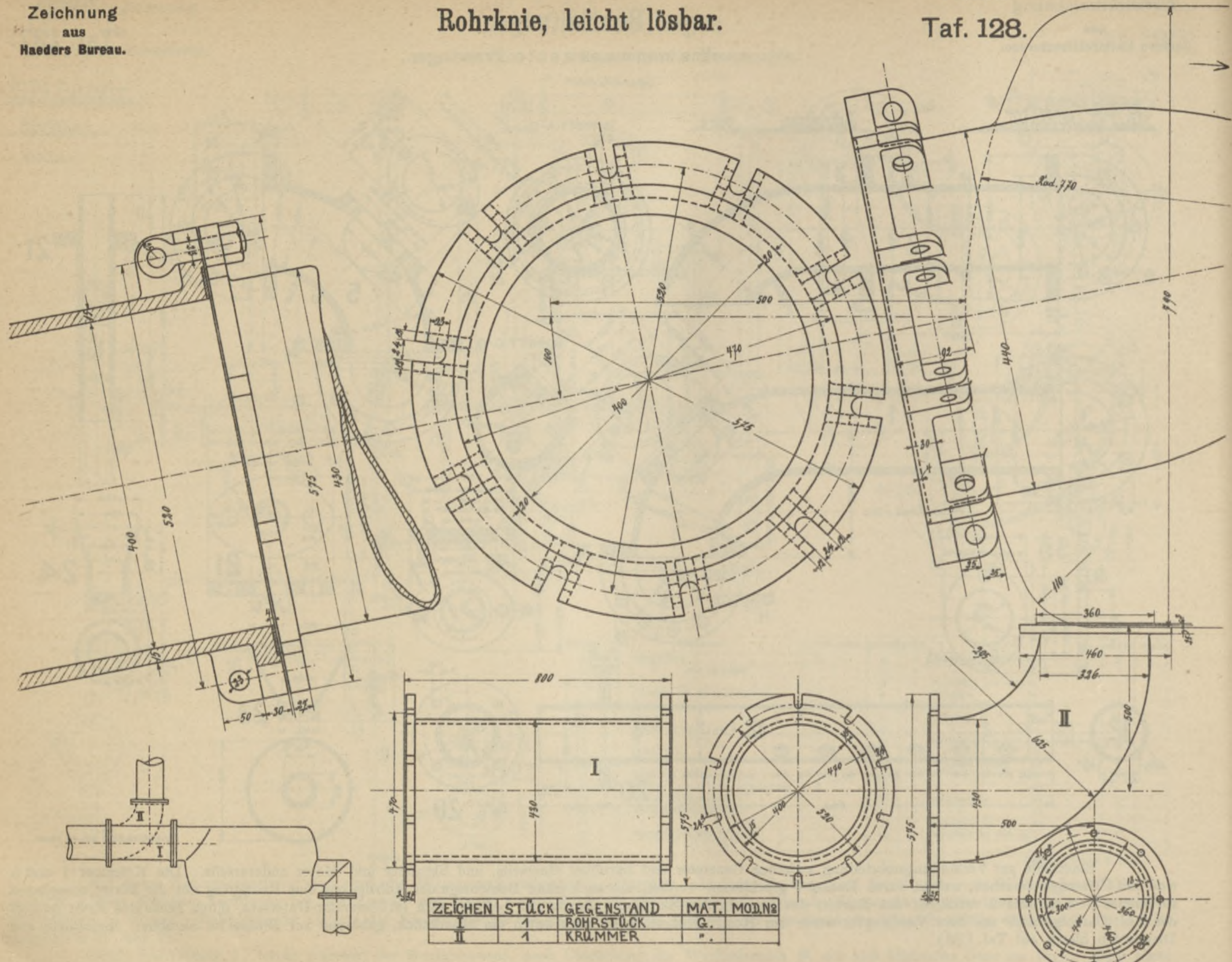
Rohrleitungen

ohne nennenswerte Pressungen.



Einzelteile zur Verbindungsrohrleitung zwischen Generator und Skrubber einerseits, und Skrubber und Motor andererseits. Die Krümmer 1 und 5 sind mit Öffnungen versehen, welche durch Deckel 7 geschlossen werden, um auch ohne Demontage der Rohrleitung eine Reinigung mit der Bürste vornehmen zu können.. Krümmer 2 vermittelt den Eintritt des Gases in den Skrubber, Gasrohr 12 befindet sich im Generator-Untersatz, durch genanntes Rohr gelangt das Luft-Dampfgemisch aus dem Verdampfer unter den Rost. Rohrstück 16 trägt unten ein Mundstück, gehörend zur Brause im Skrubber. (Stückliste und Disposition hierzu auf Taf. 126.)

Rohrknie, leicht lösbar.



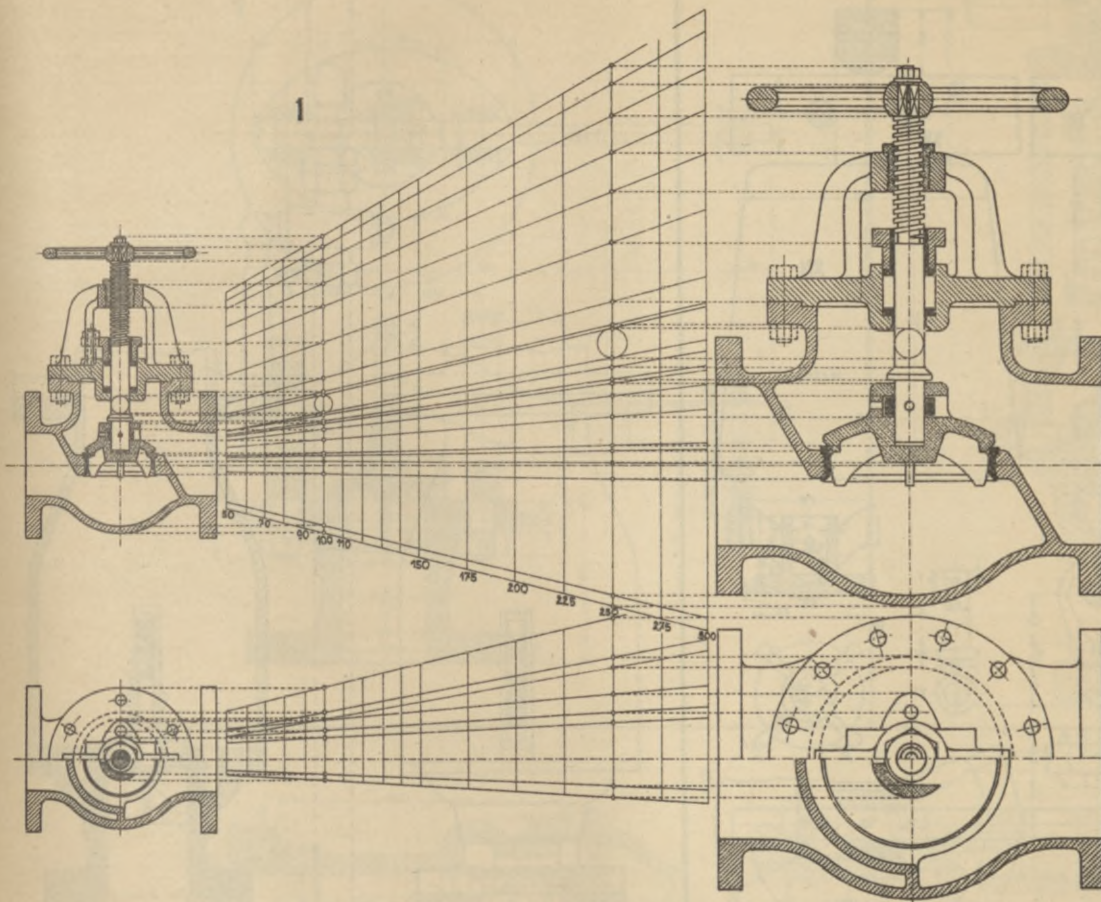
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	MOD.№
I	1	ROHRSTÜCK	G.	
II	1	KRÜMMER	".	

Zum Umschalten benötigt man Wechselventile, welche erfahrungsgemäss leicht undicht werden und das Vakuum ungünstig beeinflussen. Zur Vermeidung dieser Undichtigkeiten ist bei einer grossen Dampfmaschine obenstehend gezeichnete Anordnung mit Ösenschrauben vorgesehen zur Umschaltung von Auspuff auf Kondensation wie in der Figur unten links angedeutet.

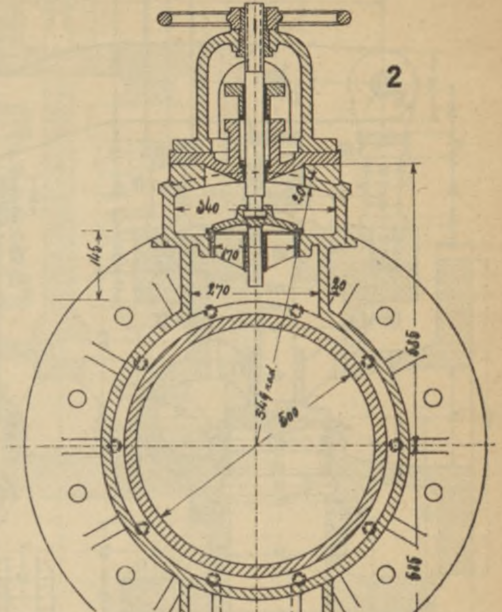
Text in § 43 n.

Absperrventile.

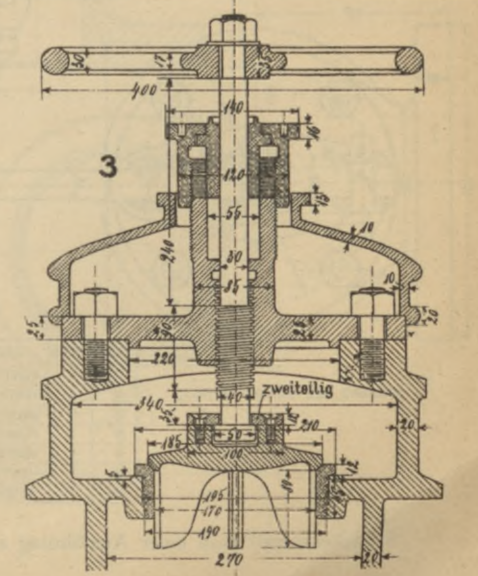
1



2



3



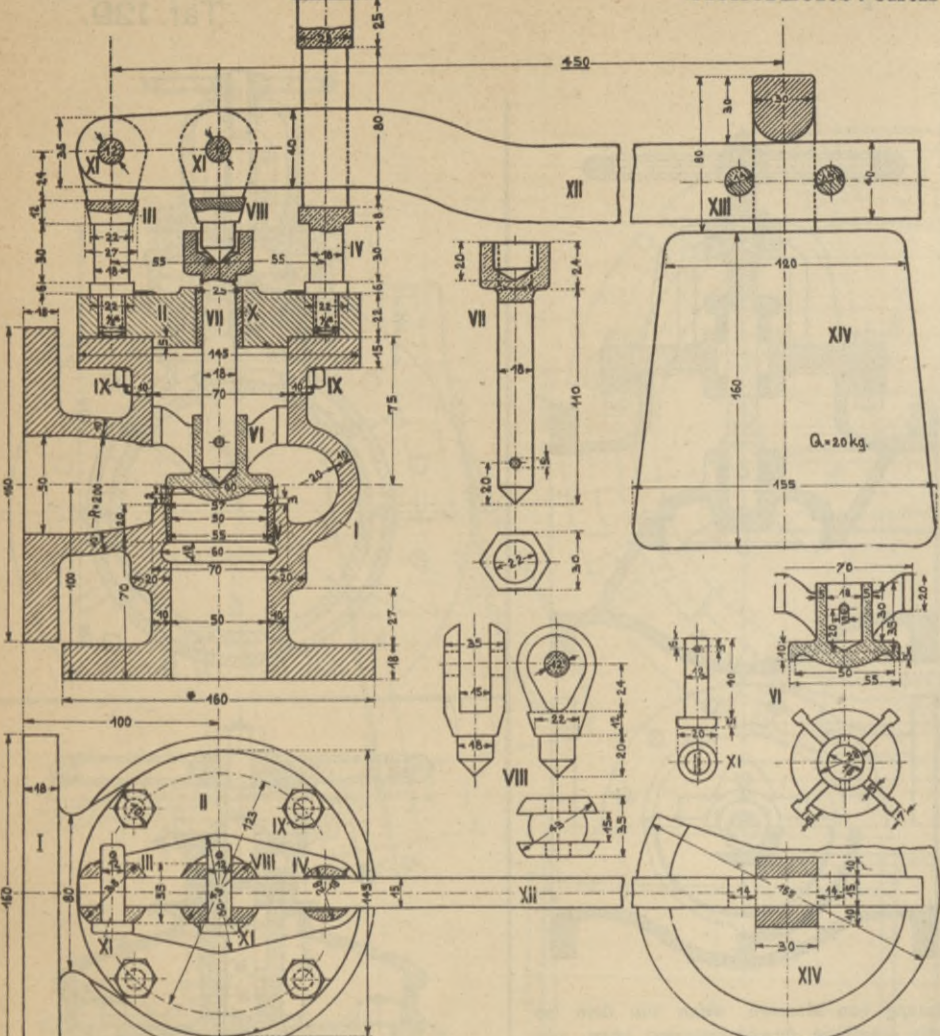
1. Der sogenannte Proportionsriss findet Anwendung zur Bestimmung von Maassen, wenn von dem betreffenden Maschinenteil eine grössere und eine kleinere Ausführung bereits sorgfältig durchkonstruiert bezw. vorhanden ist. Im vorstehenden Beispiel waren die Maasse des Ventils von 100 mm Durchm. und des Ventils von 250 mm Durchm. vorhanden und die entsprechenden Maasse für die Ventile von 50 bis 350 mm Durchm. zu ermitteln. Horizontal werden die Ventildurchmesser den Abstufungen gemäss abgetragen. Die entsprechenden Linien für 100 und 250 mm Durchm besonders markiert und auf diese diejenigen Maasse der seitlichen Schnittzeichnung projiziert. Die gewünschten Maasse können dann aus dem Schema für einen beliebigen Ventildurchmesser entnommen werden.

2. Dampfabsperrventil unmittelbar mit am Dampfzylinder angegossenem Ventilgehäuse. Spindel Aussengewinde.

3. Dient demselben Zweck wie Ventil 2, Spindel jedoch Innengewinde.

Text in ℌ 226.

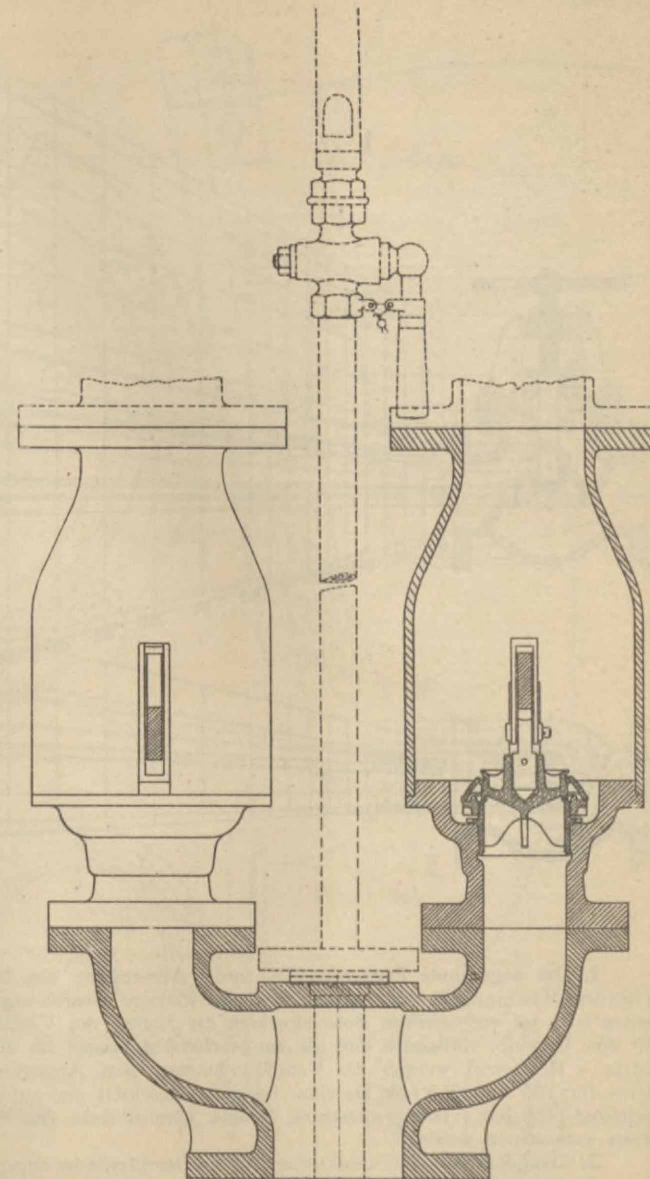
Sicherheitsventile.



DUISBURG, DEN 15. JANUAR 1907

ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.
I	1	VENTILGEHÄUSE	G.	VIII	1	SPINDELGELENK	ST.
II	1	VENTILDECKEL	"	IX	4	SCHRAUBEN 3/8" e.	E.
III	1	DREHGELENK	M.	X	1	EINSATZRING	M.
IV	1	FÜHRUNGSSTÜCK	"	XI	2	BOLZEN MIT SPLINT	E.
V	1	VENTILSITZ	"	XII	1	HEBEL	"
VI	1	VENTILTELLER	"	XIII	2	SPLINT	"
VII	1	VENTILSPINDEL	"	XIV	1	GEGENGEWICHT	G.

Sicherheitsventil nach einer Ausführung aufgenommen und aufgezeichnet.



Hochhub Doppelsicherheitsventil von C. W. J. Blancke & Co.

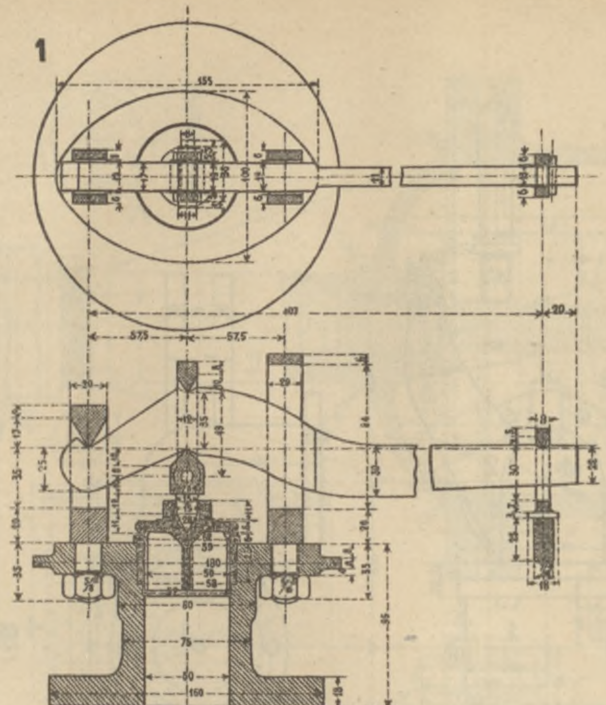
Text in $\mathfrak{H}$ 231.

Sicherheitsventile.

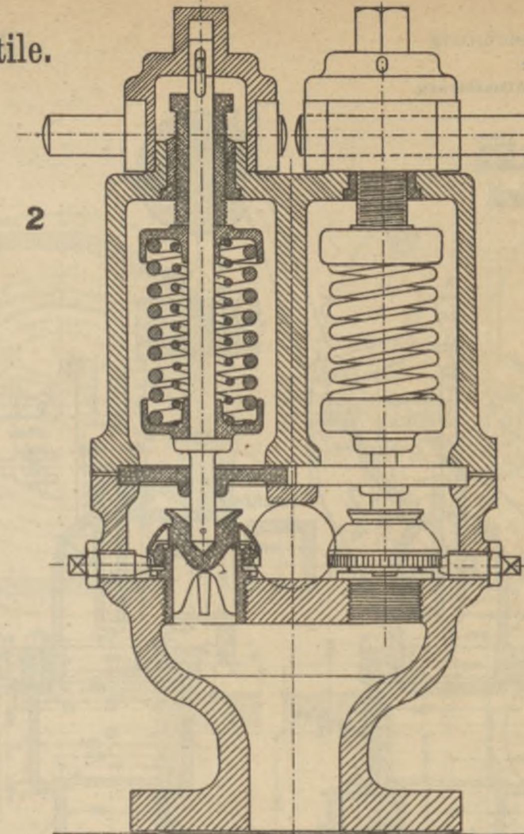
Sicherheitsventil.

50 mm Durchm.

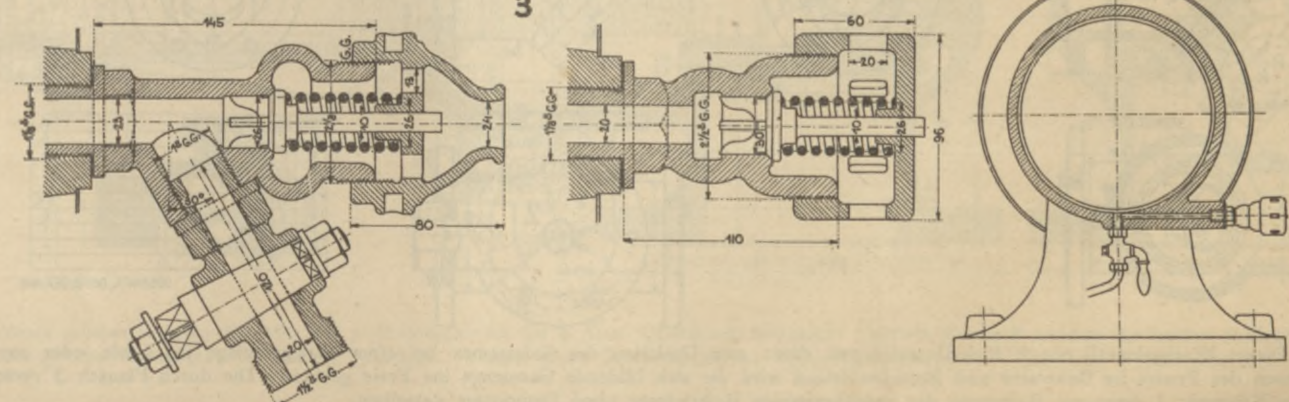
1



2



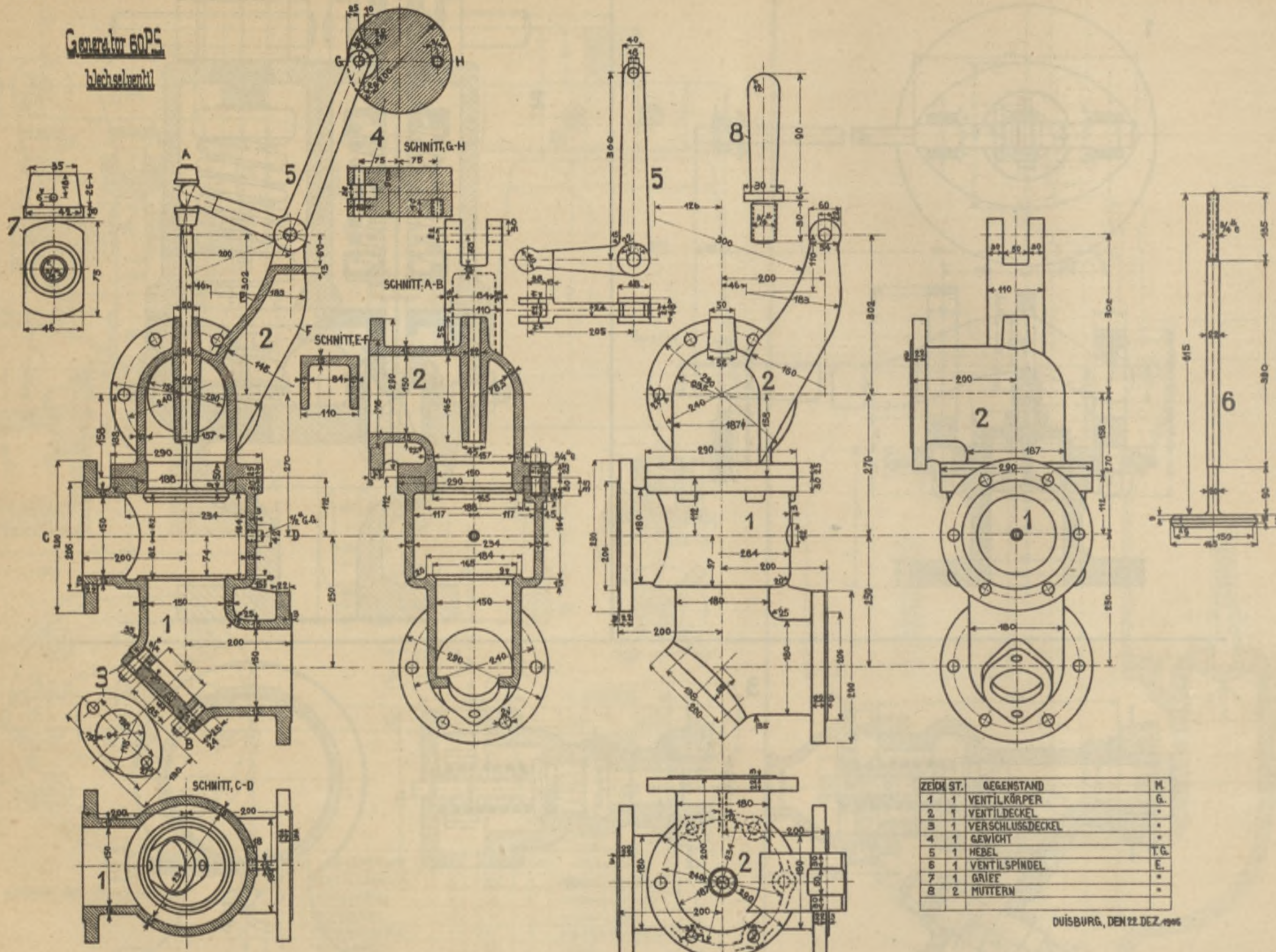
3



1. Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung, Ausführung Dreyer, Rosenkranz & Droop.
2. Hochhub Doppelsicherheitsventil mit Federbelastung C. W. J. Blancke & Co.
3. Sicherheitsventile für Dampfzylinder.

Text in § 231.

Wechselventil.

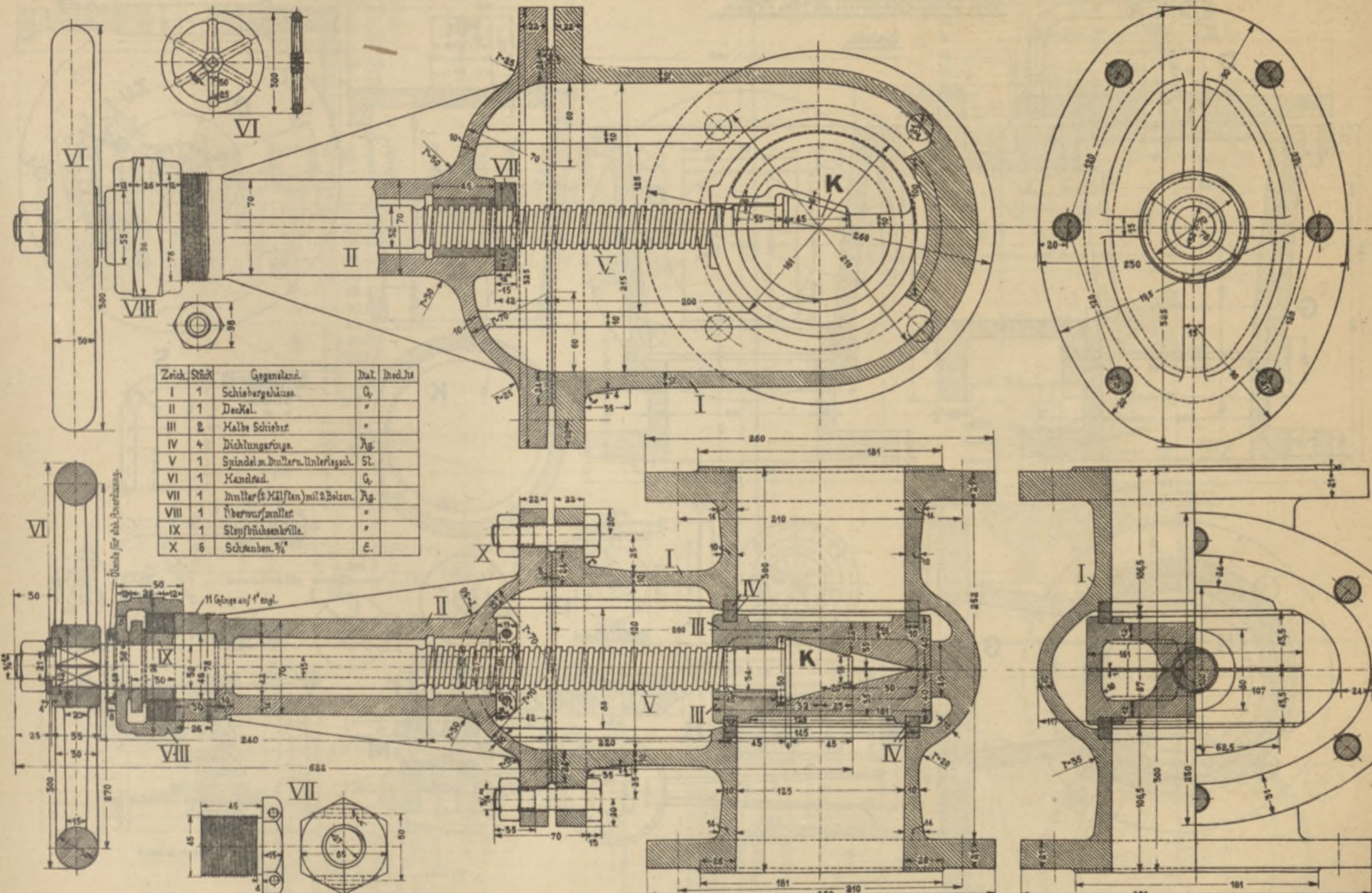


ZEICH.	ST.	GEGENSTAND	M.
1	1	VENTILKÖRPER	G.
2	1	VENTILDECKEL	"
3	1	VERSCHLUSSDECKEL	"
4	1	GEWICHT	"
5	1	HEBEL	T.G.
6	1	VENTILSPINDEL	E.
7	1	GRIFF	"
8	2	MUTTERN	"

Dieses Wechselventil mit 3 Rohrabzweigungen dient zum Umleiten des Gasstromes bei einer Sauggasanlage ins Freie oder zum Motor. Beim Anblasen des Feuers im Generator und Betriebsstillstand wird die sich bildende Gasmenge ins Freie geleitet. Die durch Flansch 3 verschlossene Öffnung im Krümmer 1 dient zur Reinigung der anschliessenden Rohrleitung ohne Demontage derselben.

Das Umschalten des Ventils geschieht durch Umlegen des Gewichtes 4. Der Ventilteller ist oben und unten mit Dichtungsflächen versehen.

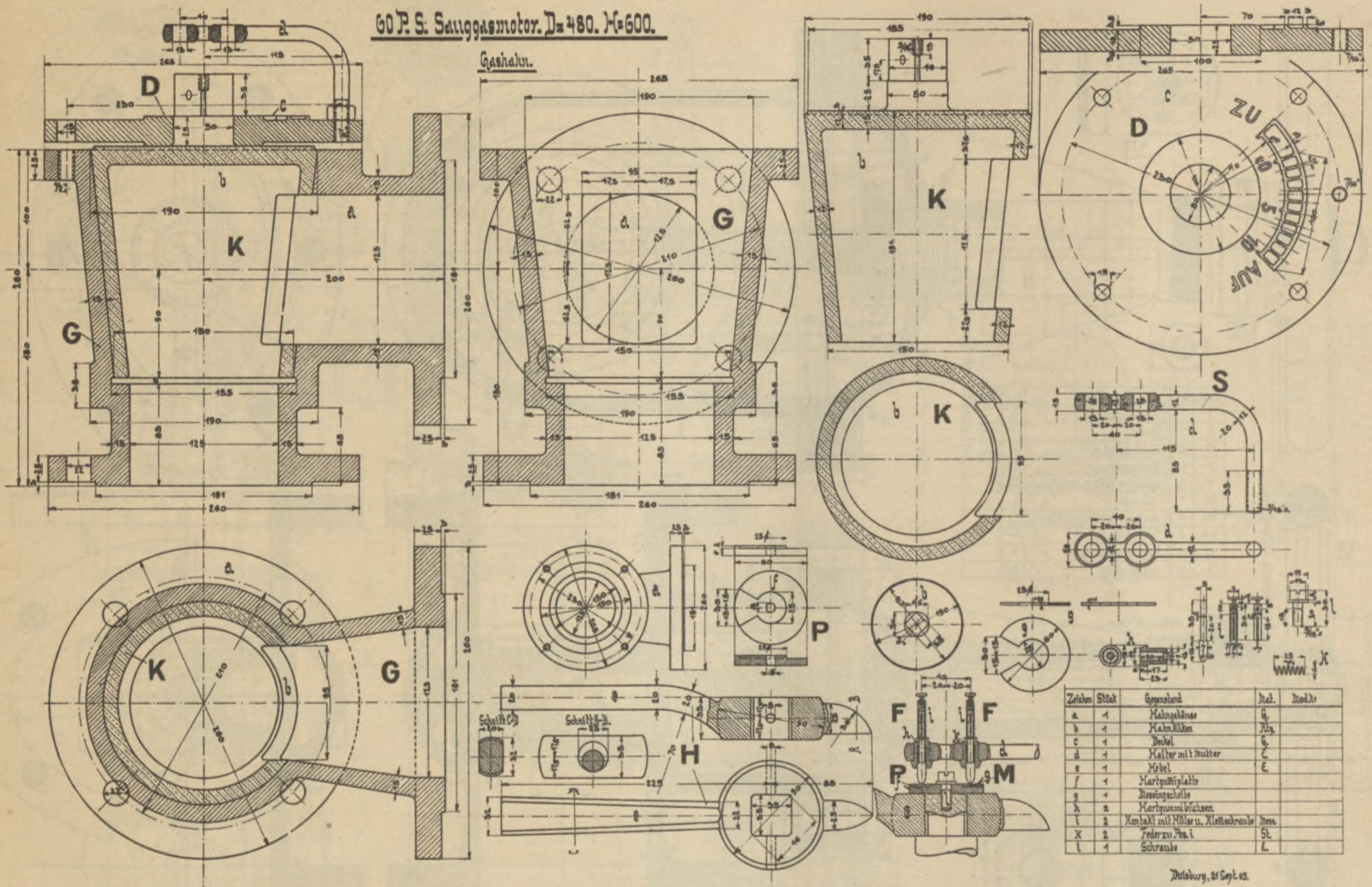
Absperrschieber.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
I	1	Schiebergehäuse	G.	
II	1	Deckel	"	
III	2	Halbe Schieber	"	
IV	4	Dichtungsringe	Rg.	
V	1	Spindel m. Muttern u. Unterlegsch.	St.	
VI	1	Handrad	G.	
VII	1	Mutter (2 Hälften) mit 2 Bolzen	Rg.	
VIII	1	Überwurfmutter	"	
IX	1	Stopfbüchsenbrille	"	
X	6	Schrauben 3/4"	E.	

Dieser Absperrschieber für 125 mm l. Rohrweite ist für 6 Atm Überdruck bestimmt. Mittels Konus *K* werden die beiden Schieberhälften gegen die im Schiebergehäuse befestigten Dichtungen gedrückt. Vorteil dieser Konstruktion ist leichtes und bequemes Öffnen des Absperrschiebers.

Gashahn für Sauggasmotor.

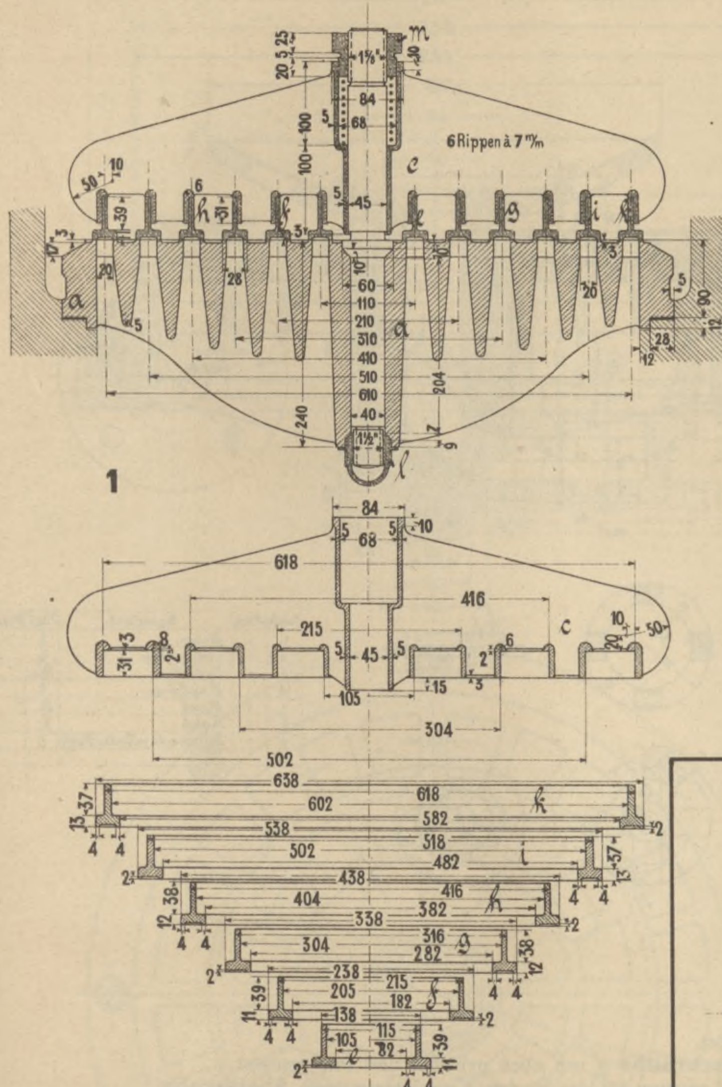


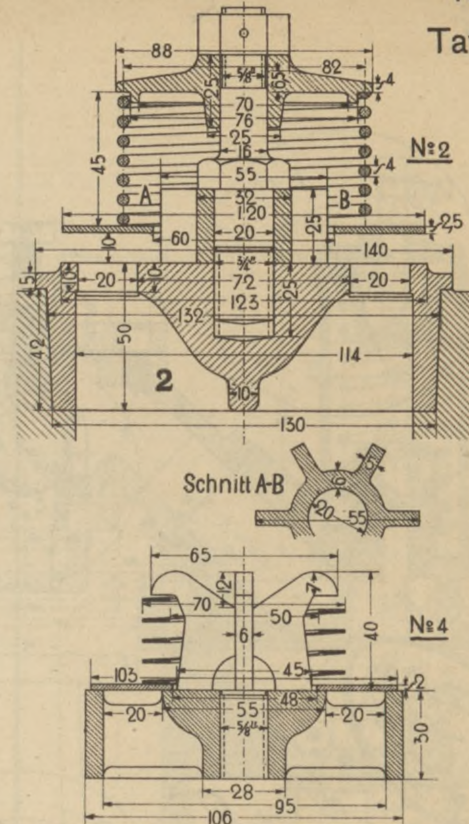
Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.
a	1	Hahngehäuse	G.
b	1	Hahnküken	Rtg.
c	1	Deckel	G.
d	1	Halter mit Mutter	E.
e	1	Hebel	E.
f	1	Hartgummiplatte	
g	1	Messingscheibe	
h	2	Hartgummibüchsen	
i	2	Kontakt mit Hülse u. Klemmschraube	Mess.
K	2	Feder zu Pos. i	St.
l	1	Schraube	E.

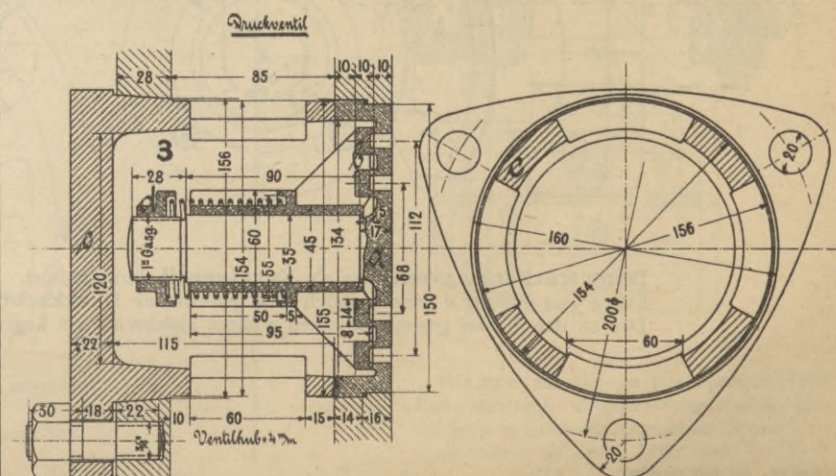
Das Rotguss-Hahnküken *K* wird durch Deckel *D* in dem Hahngehäuse *G* gehalten. Das Öffnen und Schliessen erfolgt vermittels Handhebels *H*.

Die Drähte der Zündung werden vom Magnetapparat zuerst nach diesem Gashahn und dann zur Zündbüchse im Zylinderkopf weiter geleitet. Hiermit bezweckt man eine Unterbrechung des elektrischen Stromes bei geschlossenem Gashahn, um beim Arbeiten an dem ausser Betrieb gesetzten Motor unbeabsichtigtes Zünden zu vermeiden. Der Halter *S* trägt zwei Kontakte *F*, welche auf einer Messingscheibe *M* gleiten. Bei geschlossenem Hahn tritt ein Kontakt auf die unter der Messingscheibe befestigte Hartgummiplatte *P*, wodurch der Strom unterbrochen wird.

Ventile.

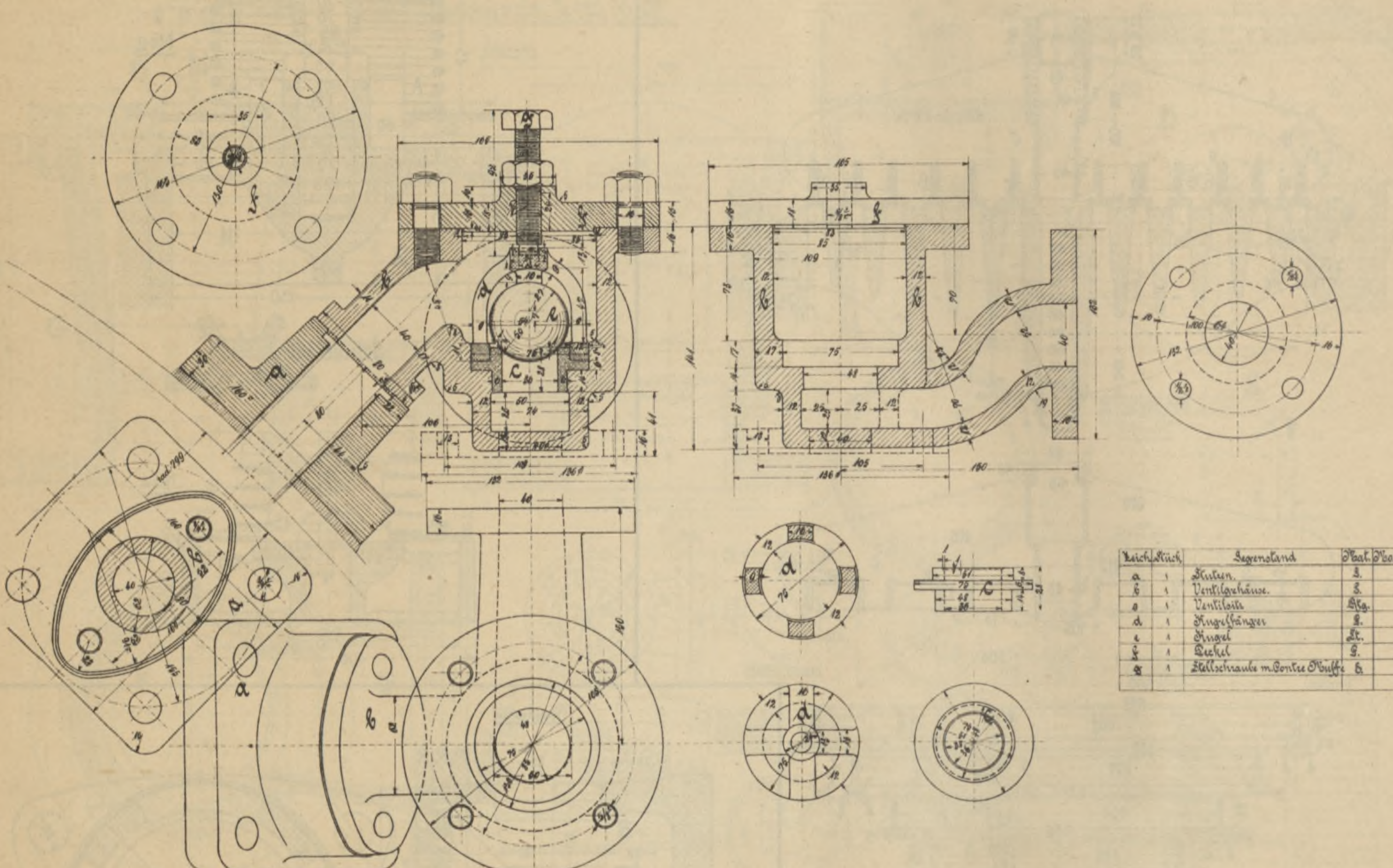






1. Saugventil für grosse Wasserpumpe.
2. Corlissventil für Wasserpumpen.
3. Luftkompressorventil (Druckventil).

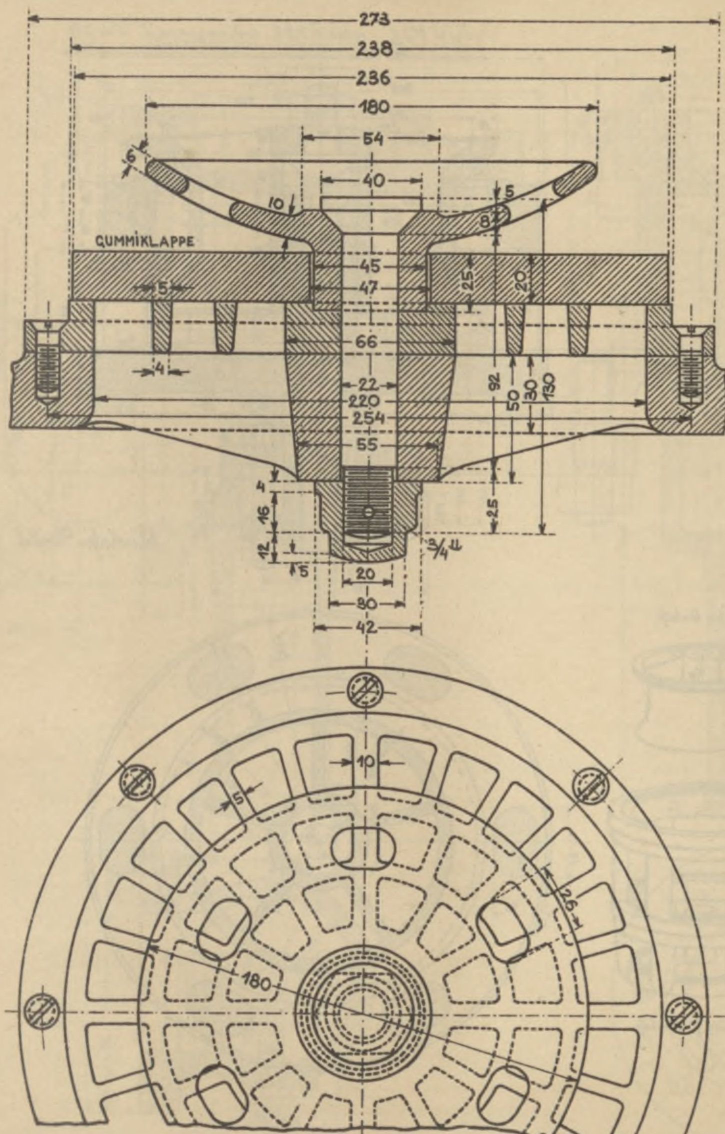
Rückschlagventile.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod.
a	1	Stutzen.	S.	
b	1	Ventilgehäuse.	S.	
c	1	Ventilsitz	Rtg.	
d	1	Kugelfänger	R.	
e	1	Kugel	Lt.	
f	1	Deckel	G.	
g	1	Stellschraube m. Contre Muffe	E.	

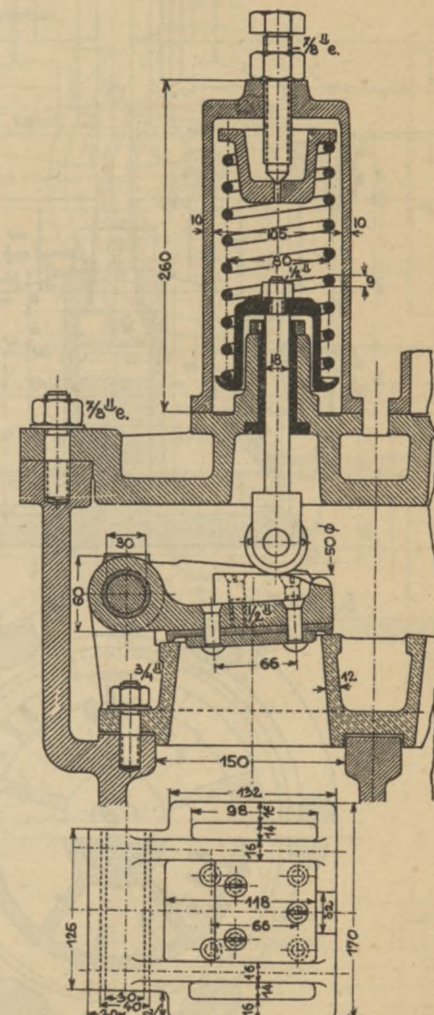
Dieses **Rückschlagventil** ist als **Kugelventil** durchgebildet.
Sitz *c* und Fänger *d* werden durch eine gemeinsame **Druckschraube** *g* von oben gehalten und fest gepresst.
Der an den Kessel genietete Stutzen *a* dient gleichzeitig als Lagerung für das in den Kessel eintretende **Speiserohr.**

Klappenventile.



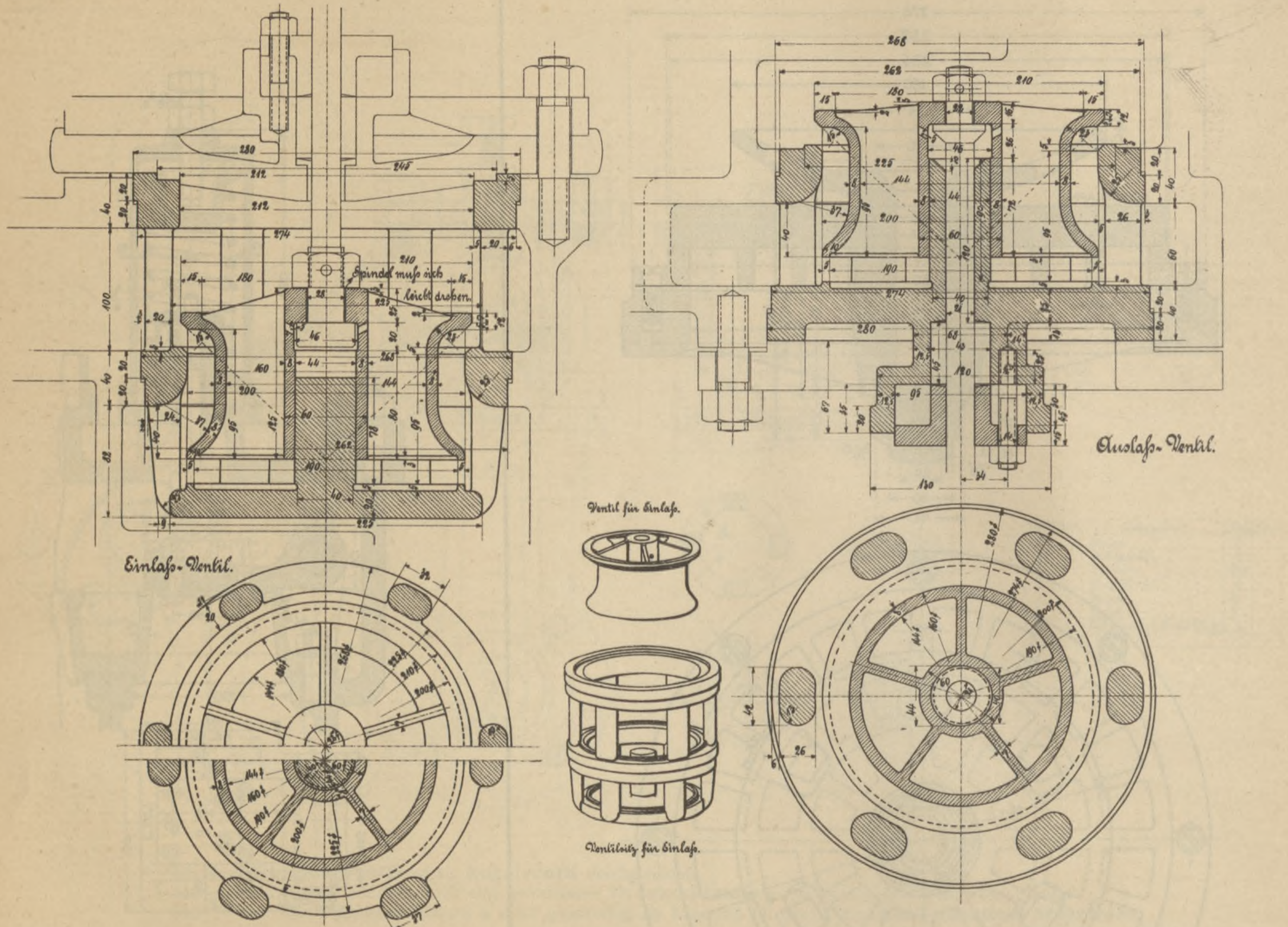
Klappenventil. Rundes Klappenventil mit Gummiplatte, angewandt für Luftpumpe mit Kondensation

Text in Buch Dampfmaschinen.



Klappe aus Bronze mit untergenieteter Lederdichtung. Zur Erzielung rechtzeitigen Schliessens dient die angegebene Spiralfeder. Text hierzu in Aufg. 1165 und § 245 d.

Steuer-Ventile für Dampfmaschinen.



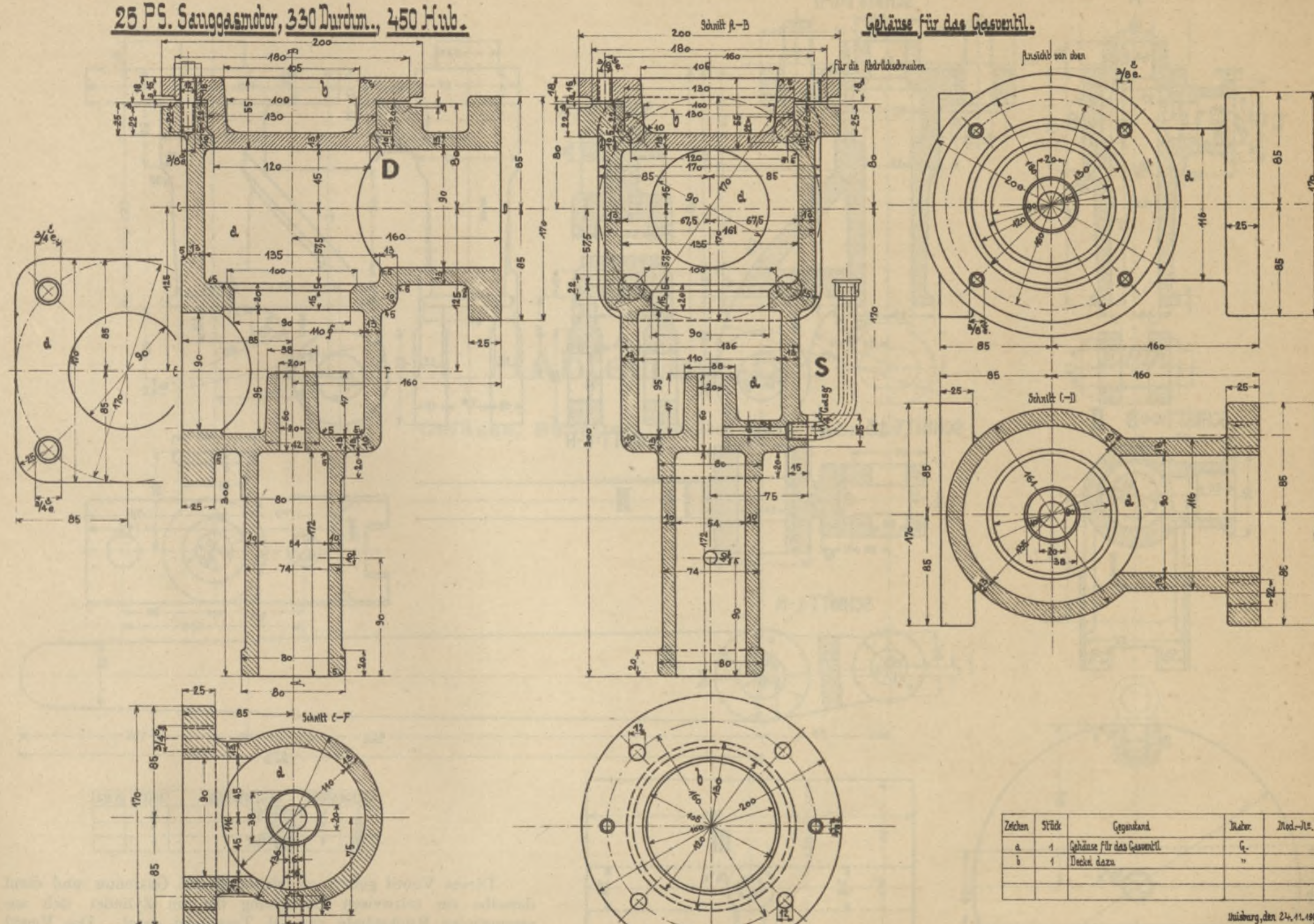
Diese beiden Ventile 200 mm Durchmesser sind nach den Normalien in Buch Steuerungen gezeichnet, nur wurde eine andere, vielfach gebräuchliche Art der Sitzflächen (oben schräg, unten gerade) gewählt.

Text in Buch Steuerungen.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Gehäuse für ein Gasventil.

Ventile
Taf. 139.



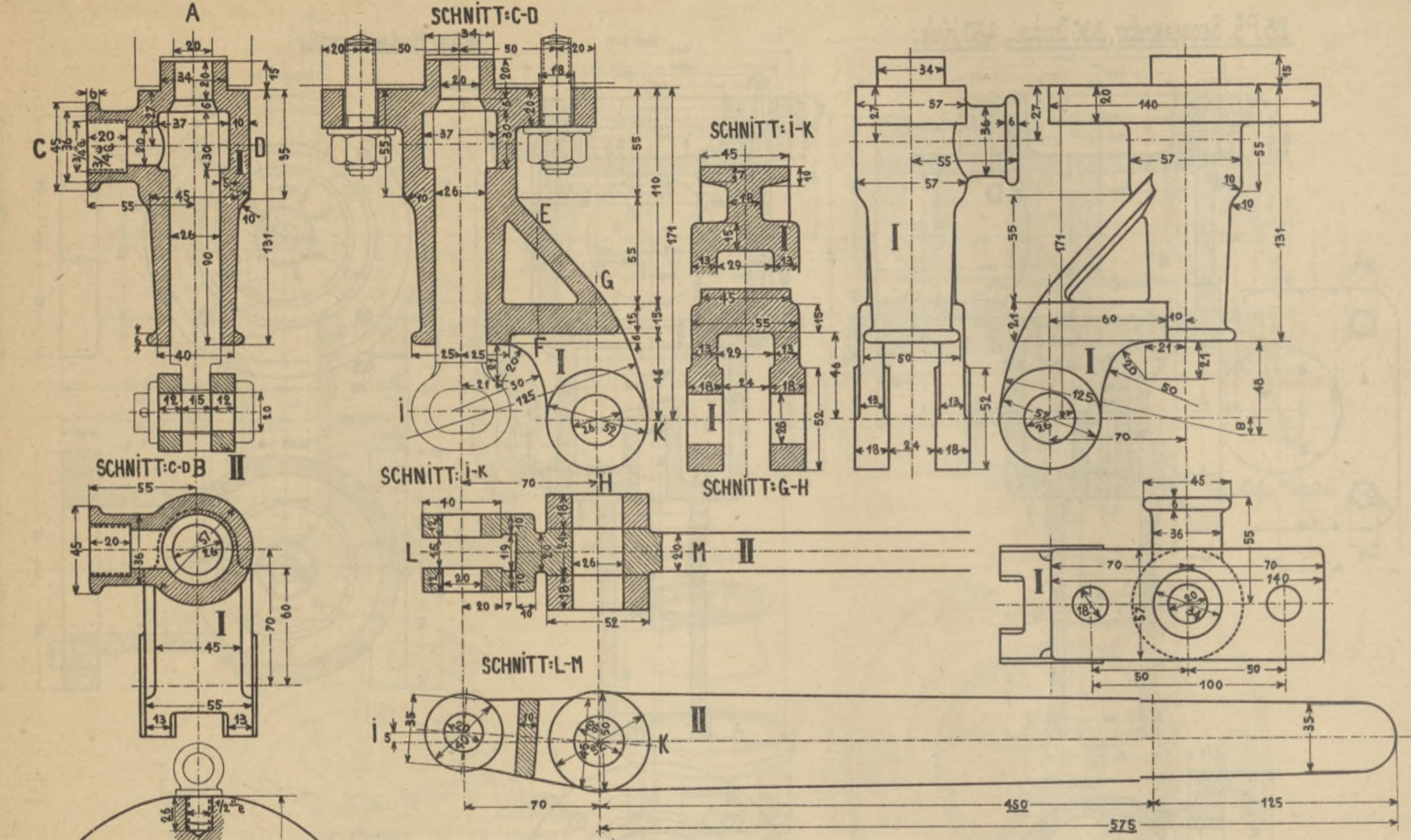
Zeichen	Stück	Gegenstand	Mater.	Mod.-Nr.
a	1	Gehäuse für das Gasventil	G.	
b	1	Deckel dazu	"	

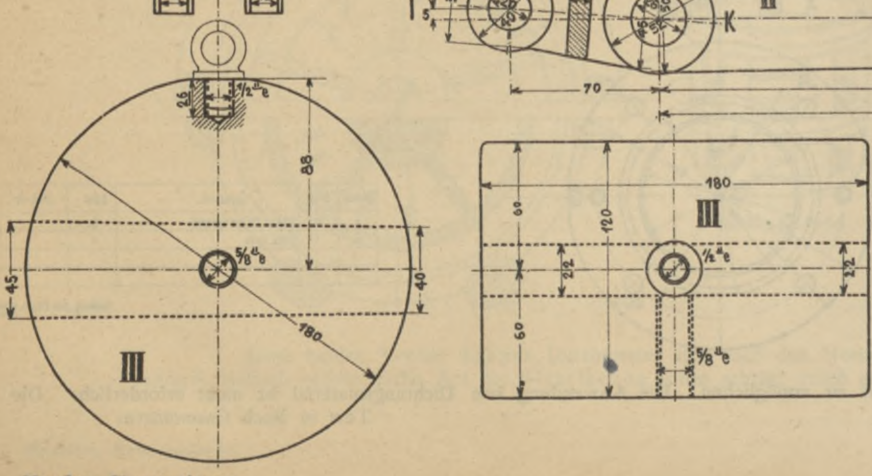
Die Dichtleiste *D* ist konisch gewählt, um ein Einschleifen zu ermöglichen. Die Anwendung von Dichtungsmaterial ist nicht erforderlich. Die Schmierröhre *S* dient zum Zuführen von Öl.

Text in Buch Gasmotoren.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Abblaseventil für Gasmotoren.





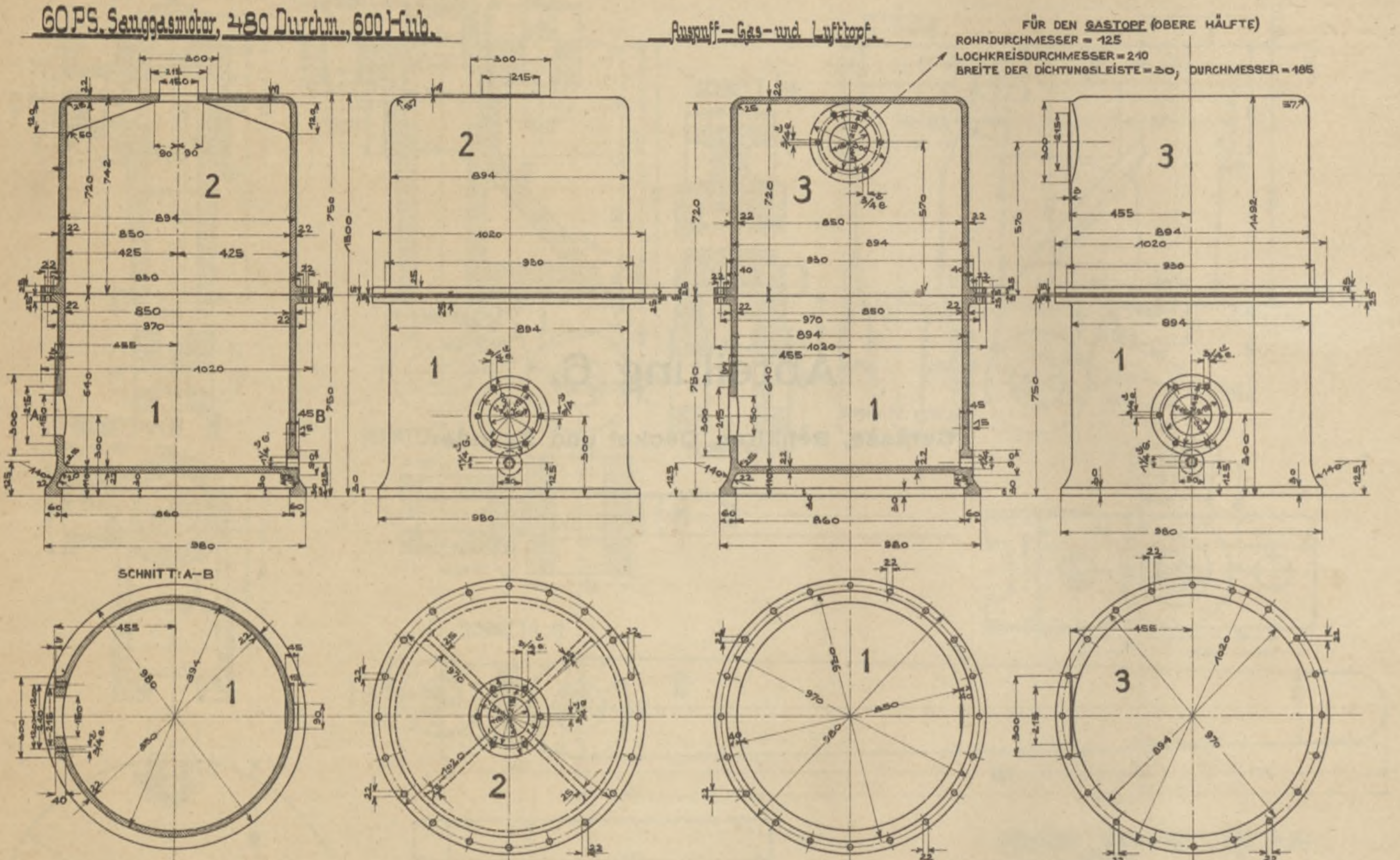
ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	M.No.
I	1	GEHÄUSE	G	
II	1	HEBEL	"	
III	1	GEWICHT	"	

Dieses Ventil gehört zu einem 60 PS Gasmotor und dient dasselbe zur zeitweisen Entfernung der im Zylinder sich ansammelnden Rückstände von Öl, Teer und dergl. Das Ventil von 20 mm Durchm. muss infolgedessen gegen den Explosionsdruck (20—30 Atm.) abdichten und dient hierzu durch Vermittlung des Hebels *II* das Gewicht *III*. Die austretenden Rückstände werden durch das bei *C* anzuschliessende $^3/_4$" Gasrohr fortgeleitet.

Abteilung 6.

Gefässe, Behälter, Deckel und Zylinder.

Behälter für Sauggasmotoranlage.

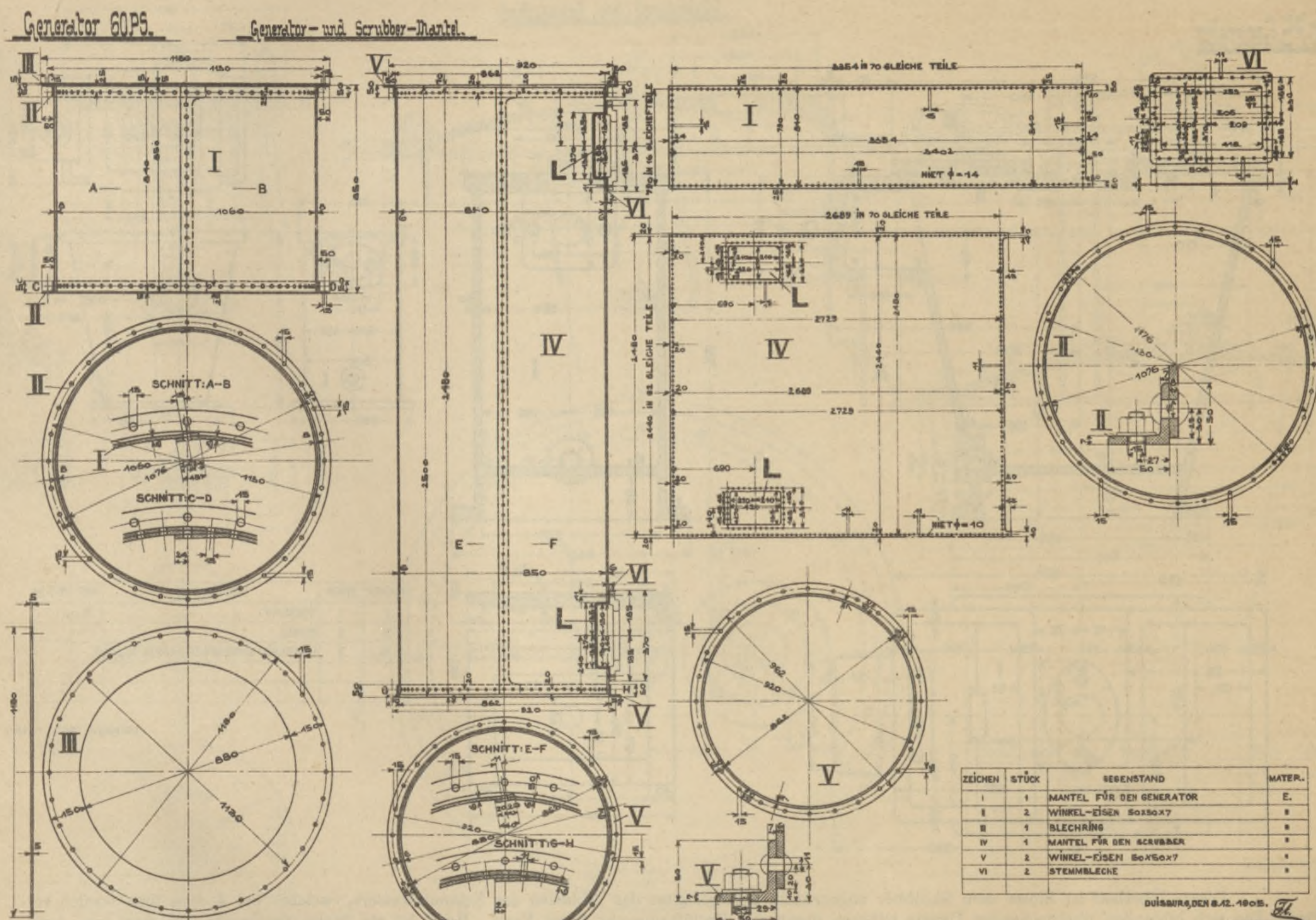


ZEICHDI	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.	MOD.-Nr.
1	3	AUSPUFF-, GAS- UND LUFTTOPF UNTERE HÄLFTE	G.	
2	1	AUSPUFFTOPF OBERE "	"	
3	2	" " " " " "	"	

DUISBURG, DEN 3. 1. 1906. Th.

Die oben dargestellten Behälter haben keinen nennenswerten inneren oder äusseren Druck auszuhalten. Die Wandstärken wählt man lediglich nach dem Gefühl, mit Berücksichtigung ähnlicher Ausführungen.

Behälter für Sauggasmotoranlage.

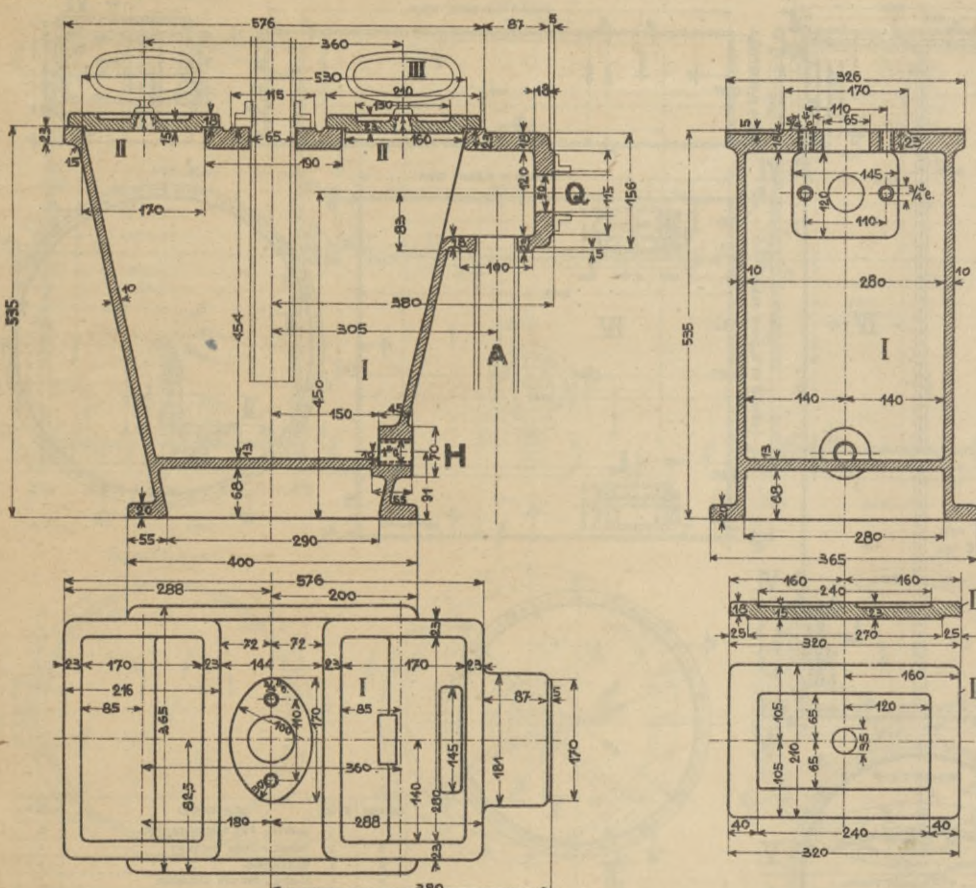


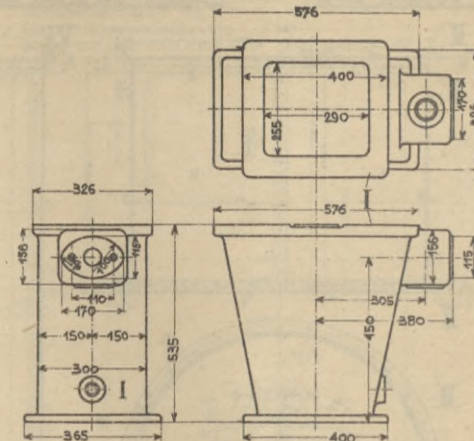
ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MATER.
I	1	MANTEL FÜR DEN GENERATOR	E.
II	2	WINKEL-EISEN 50x50x7	"
III	1	BLECHRING	"
IV	1	MANTEL FÜR DEN SCRUBBER	"
V	2	WINKEL-EISEN 50x50x7	"
VI	2	STEMMBLECHE	"

Der auf dieser Tafel dargestellte Generator-Mantel *I*, 1060 mm Durchm. 850 mm hoch und Skrubber-Mantel *IV* 850 mm Durchm. 2500 mm hoch hat keinen nennenswerten inneren oder äusseren Druck auszuhalten. Die Wandstärken und Verstärkungsringe wählt man nach dem Gefühl, indem man besonders ähnliche bereits ausgeführte Gefässe als Vorbild dienen lässt.

Behälter für Sauggasmotoranlage.

60 PS. Generator



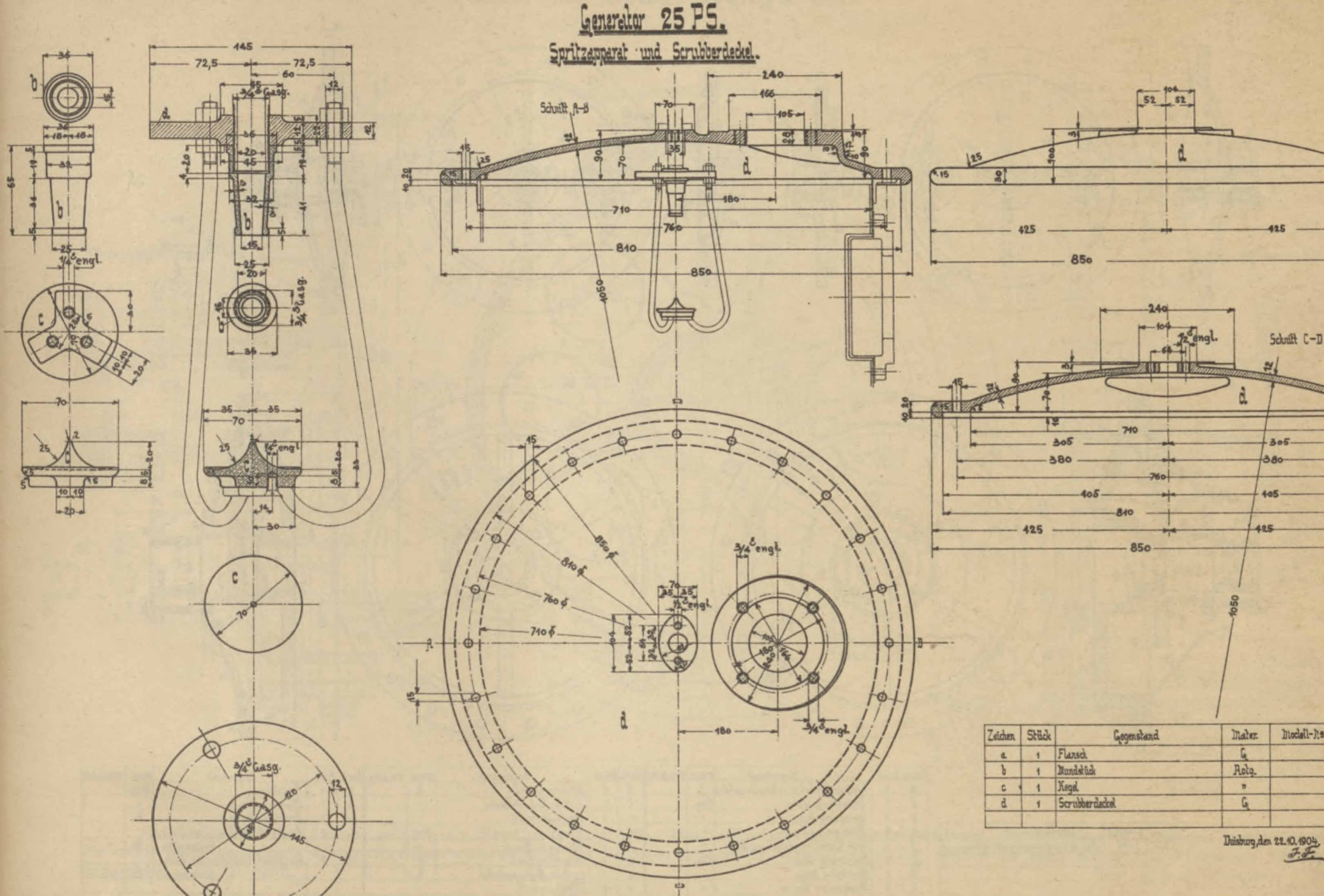


ZEICHEN	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	MOD. №
I	1	ÜBERLAUF	G.	
II	2	DECKEL	"	
III	2	HANDGRIFFE (VON SPEZIALFABRIK BEZIEH.)		

DUISBURG, DEN 28. 12. 1905
FL.

Dieser Überlauf ist hinter dem Skrubber angeordnet, und gestattet das Ablassen des Schmutzwassers, welches bei *A* denselben wieder verlässt. Die sich bildenden übelriechenden Dünste strömen durch das Entlüftungsrohr *Q* ins Freie. Bei *H* ist ein Hahn angebracht, welcher dazu dient, bei einer Reinigung des Syphons das Wasser abzulassen.

Skrubberdeckel mit Spritzapparat.

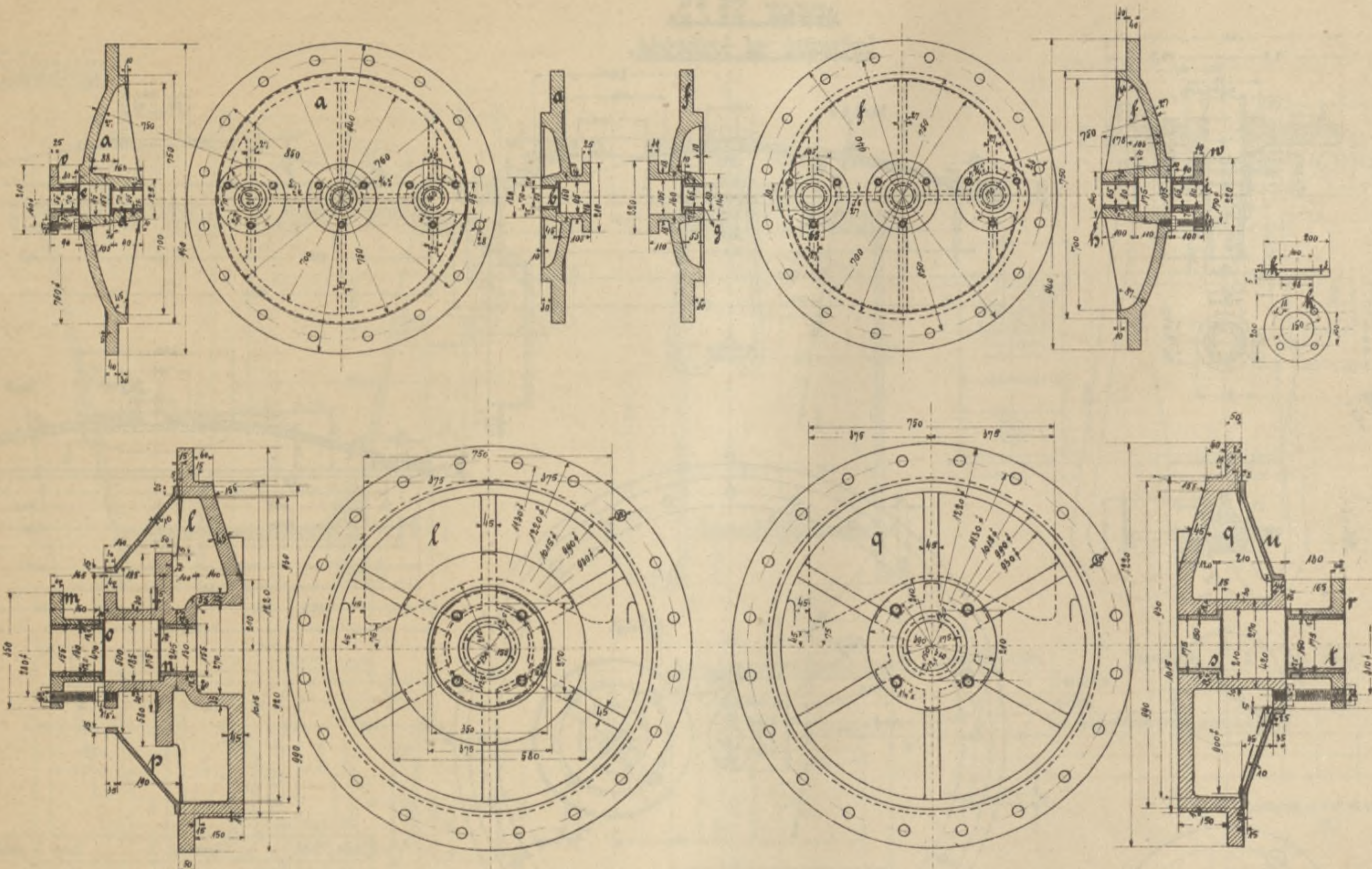


Zeichen	Stück	Gegenstand	Mater.	Modell-Nr.
a	1	Flansch	G.	
b	1	Mundstück	Rotg.	
c	1	Kegel	"	
d	1	Scrubberdeckel	G.	

Der Deckel *d* dient zum Verschliessen des Skrubber-Mantels Taf. **143**. Er ist ebenfalls nur geringen Pressungen ausgesetzt und mit Schrauben auf dem Winkeleisenring des Mantels befestigt. In der Mitte ist eine Brause untergebracht, bestehend aus Mundstück *b* und Kegel *c* mit Tragarmen. Das durch Mundstück *b* eintretende Wasser strömt gegen den Kegel *c* und wird dann kreisförmig verteilt. Text in Buch Gasmotoren.

Werkstattzeichnung
aus
Haeders Konstruktionsbureau.

Deckel für Dampfzylinder.



Datum	Com. Nr.	Bemerkungen
27.8.98	2132	Pos. a–w einmalige Ausführung

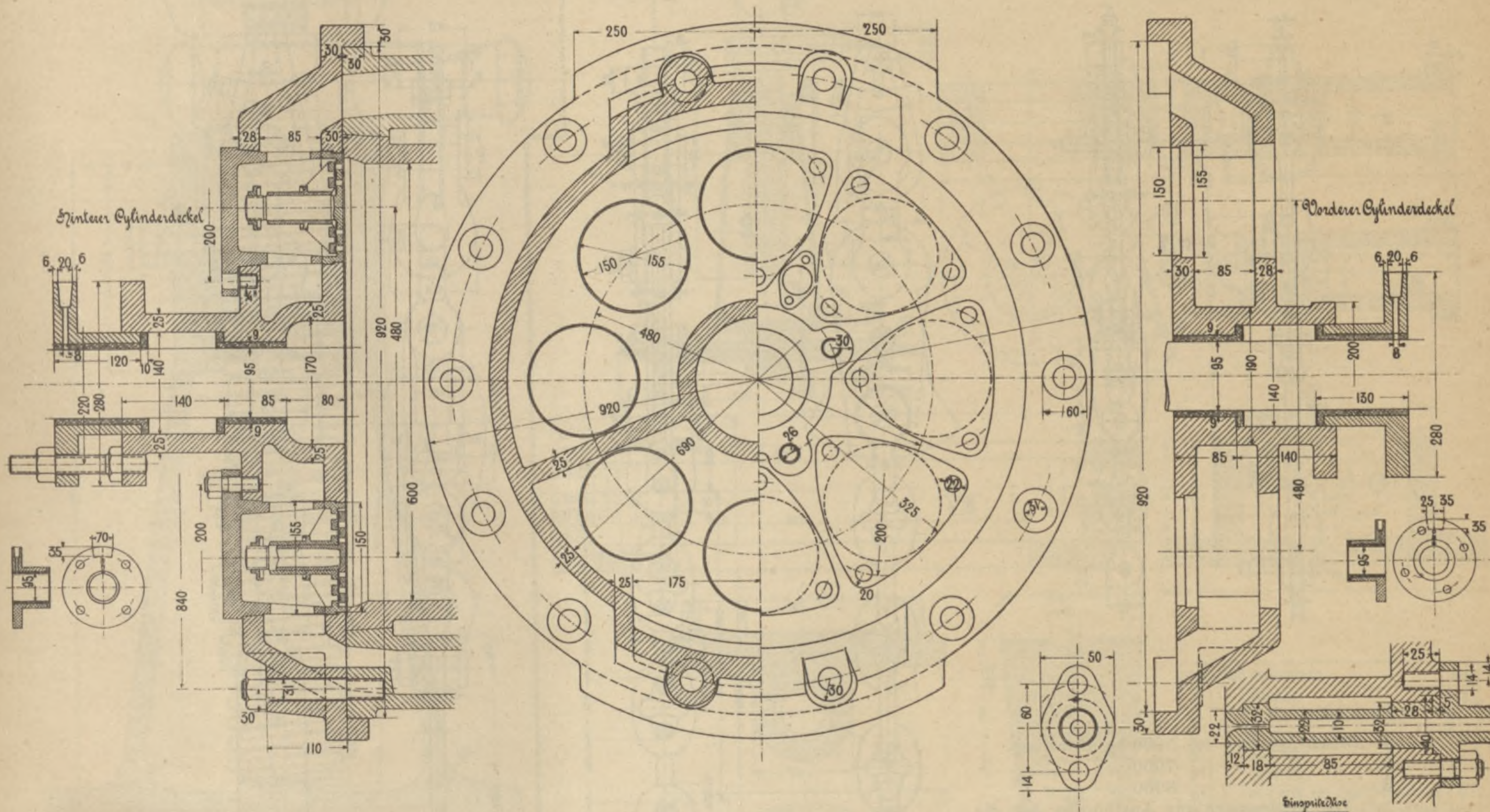
Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.	Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.	Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
a	1	hinterer Deckel zum Schiebergehäuse	G.		k	2	Schaulochdeckel	G.		s	1	Grundring	Rtg.	
b	2	Grundringe dazu	Rtg.		l	1	hinterer Cylinderdeckel	"		t	1	Büchse zu Pos. r	"	
d	1	Grundring dazu	"		m	1	Stopfbüchsbrille	"		u	1	Haube zu Pos. q	G.	
e	3	Büchsen zu Pos v	"		n	1	Grundring	Rtg		v	3	Stopfbüchsbrillen zu den Schie-		
f	1	vord. Deckel zum Schiebergehäuse	G.		o	1	Büchse zu Pos. m	"				berstangen	G.	
g	2	Grundringe dazu	Rtg.		p	1	Haube zu Pos. l	"		w	3	Stopfbüchsbrillen zu den Schie-		
h	1	Grundring dazu	"		q	1	vorderer Cylinderdeckel	G.				berstangen	G.	
i	3	Büchsen zu Pos. w	"		r	1	Stopfbüchsbrille	"						

Duisburg, den 16.8.98.

Die beiden **Schieber** werden durch je einen Excenter angetrieben und zwar sitzt der Expansionsexcenter dicht am Lager.
Die mittlere **Stopfbüchse** dient zur Führung der Expansionsschieberstange, die beiden äusseren zur Grundschieberstange.

Text in § 261 und Buch Dampfmaschinen.

Deckel für Kompressorzylinder.

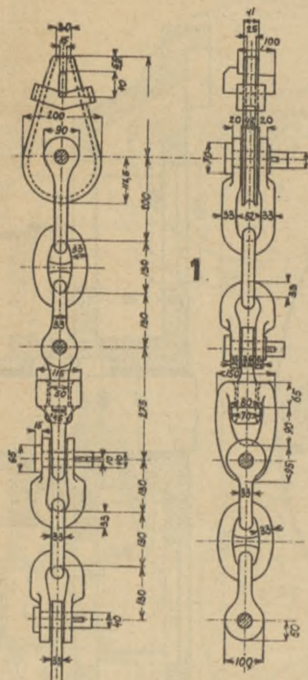


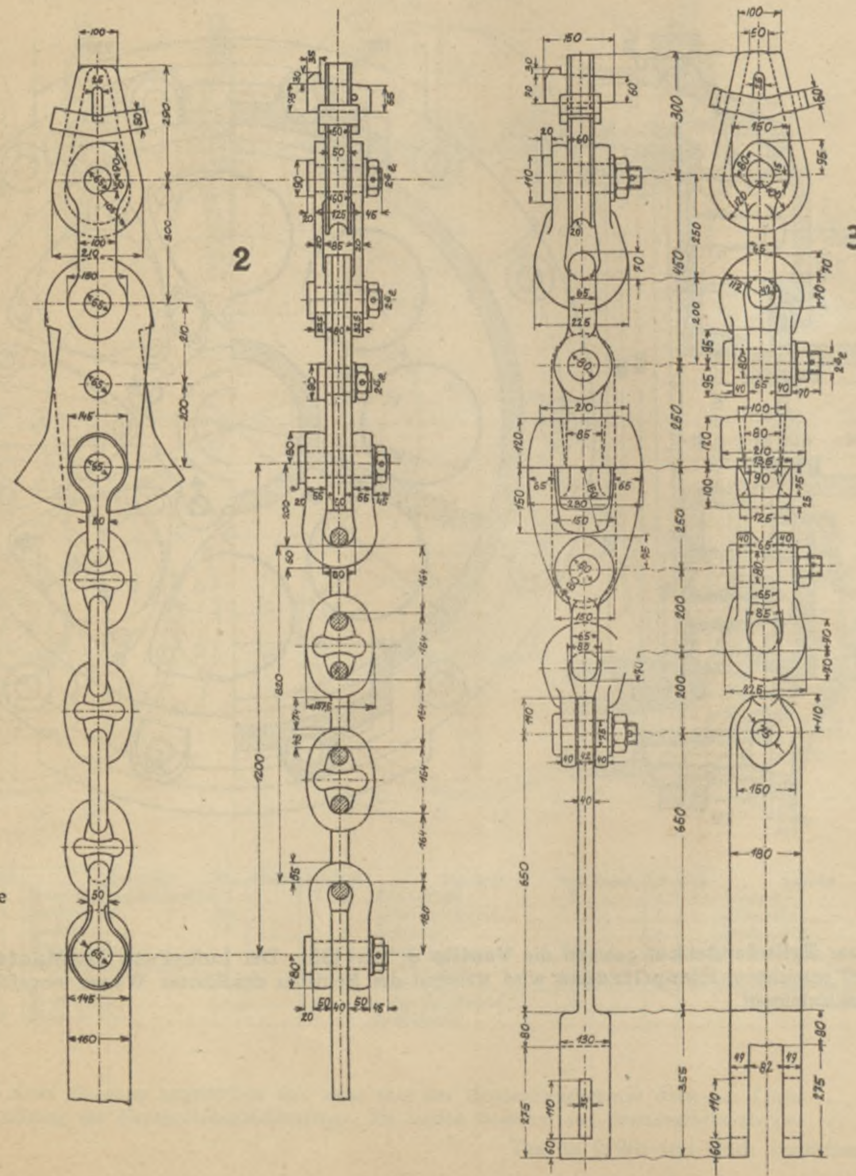
Zu diesem **Zylinderdeckel** gehören die **Ventile 3** Tafel **135.** Der Luftzylinder hat **Mantelkühlung,** der Zylinderdeckel dagegen nicht. Durch die rechts unten gezeichnete **Einspritzdüse** wird während des Betriebes destilliertes Wasser eingeführt, weches die beim Komprimieren erzeugte Wärmemenge zum Teil aufnimmt.

Text in Buch Pumpen.

Abteilung 7. Verschiedenes.

Zwischengeschirre für Förderkörbe.

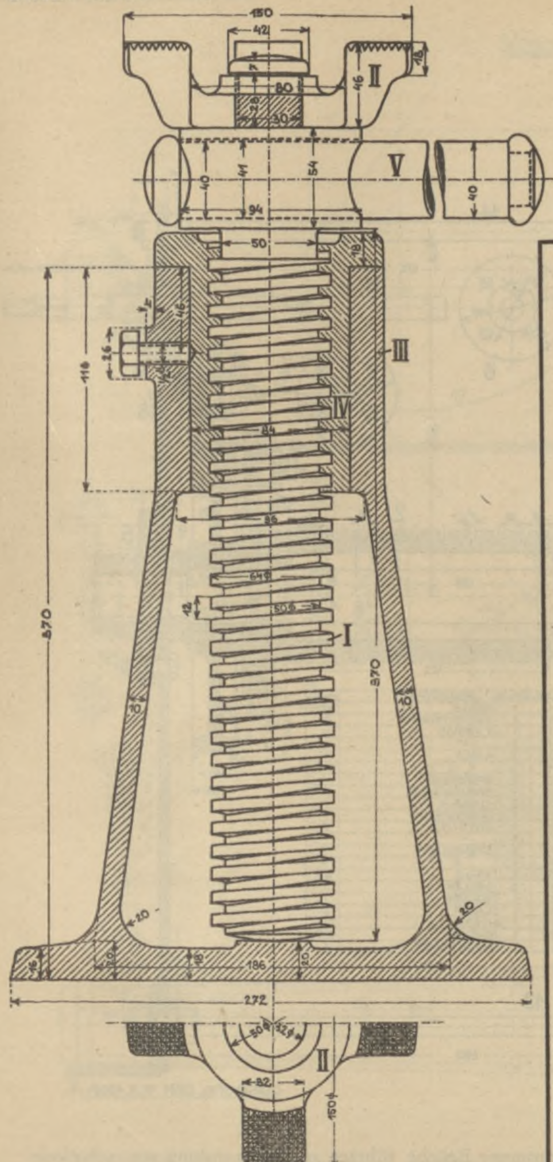




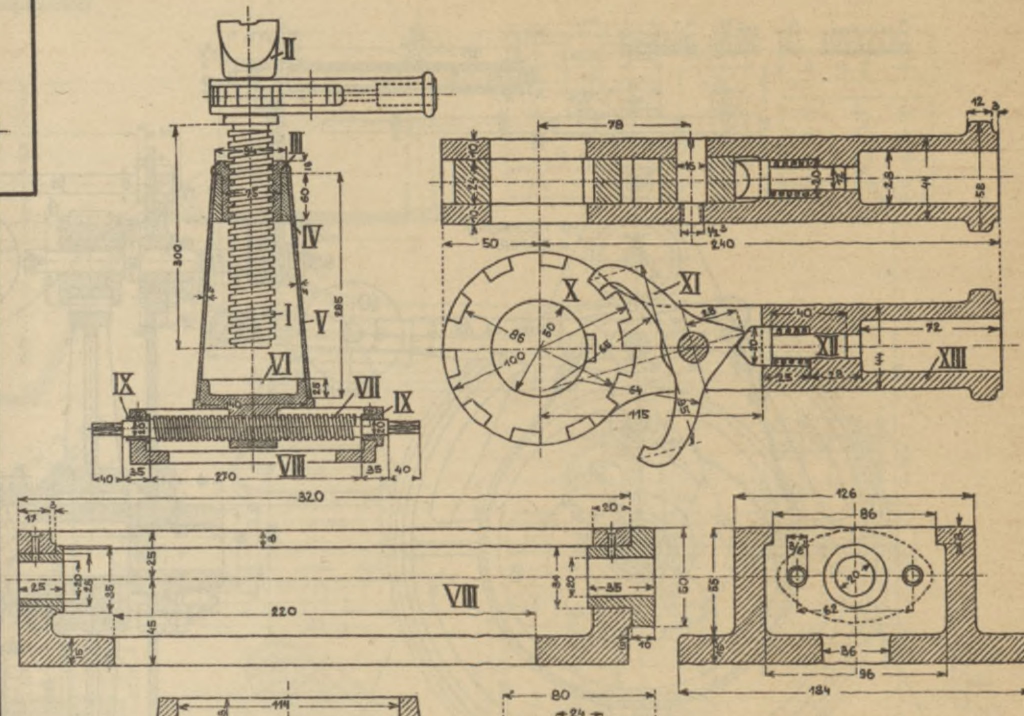
1. Zwischengeschirr für 5000 kg Belastung.
2. „ „ 7000 „ „
3. „ „ 8000 „ „

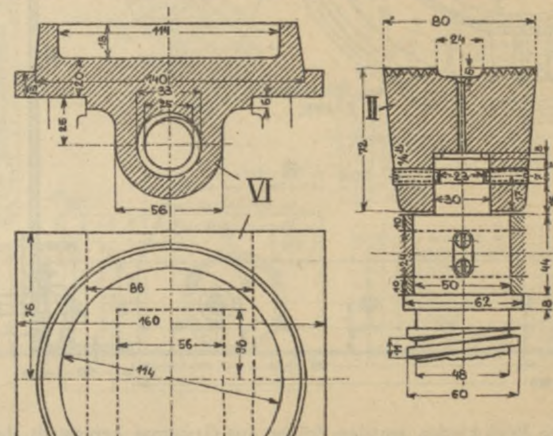
Die Zeichnungen zur Ausführung hat die betreffende Zeche selbst angefertigt.

Schraubenwinden.



Schraubenwinde für 7000 kg Tragkraft.



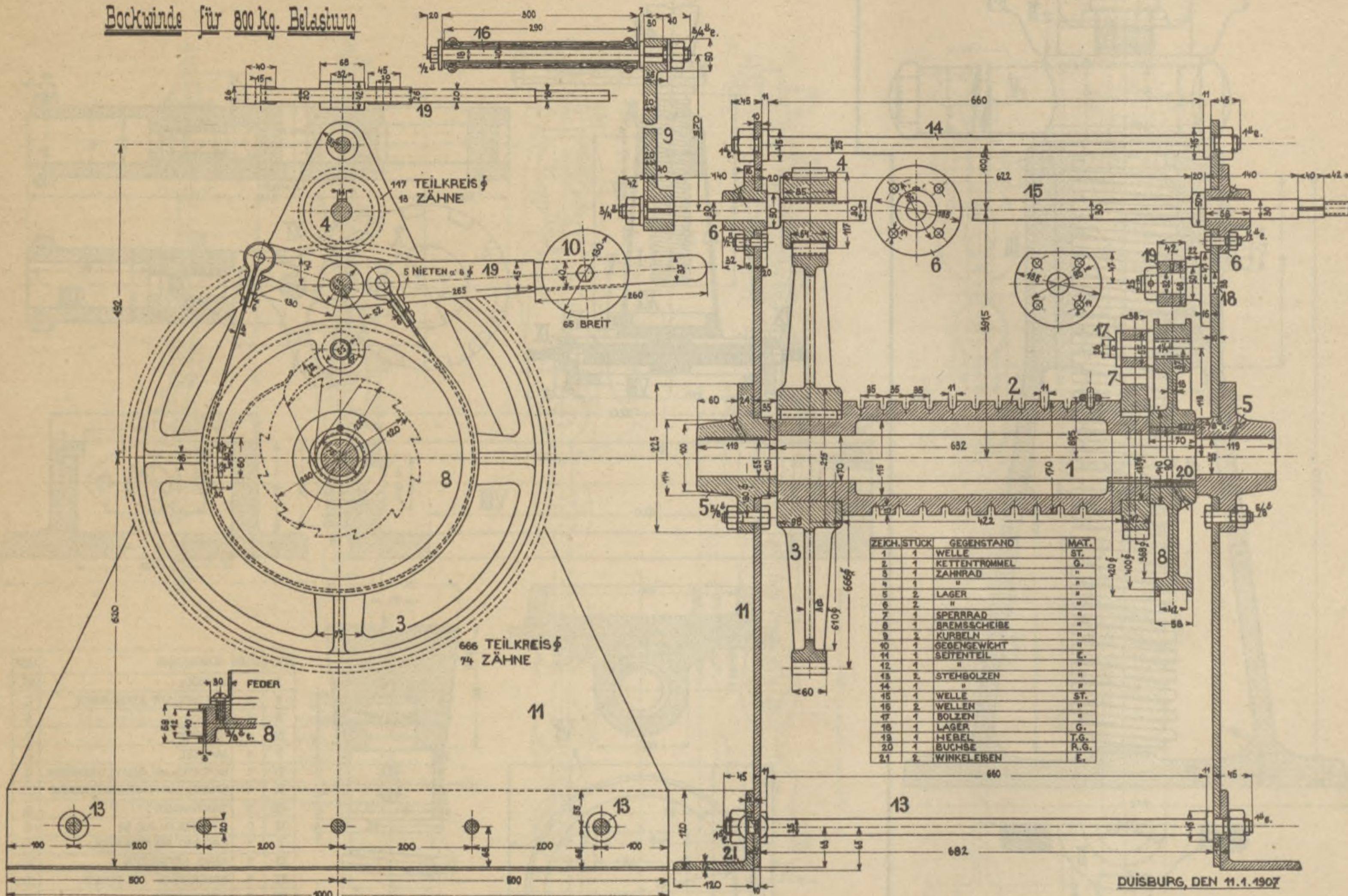


ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.
I	1	SPINDEL	ST.
II	1	AUFSATZ MIT 2 SCHRAUBEN	E.
III	1	MUTTER	G.
IV	1	PASSTÜCK	G.
V	1	MANTEL	E.
VI	1	UNTERTEIL MIT ANSATZ U. GEWINDE	G.
VII	1	SPINDEL ZUR HORIZONTALBEWEGUNG	ST.
VIII	1	TRAGRAHMEN	G.
IX	2	BUCHSEN ZU POS. VII	G.
X	1	SPERRAD MIT FEDERKEIL	ST.
XI	1	KLINKE MIT BOLZEN	ST.
XII	1	DRUCKSTÜCK MIT FEDER	ST.
XIII	1	HEBELHALTER	E.

Verstellbare Schraubenwinde für 7000 kg Tragkraft. Eine seitliche Verstellung der Winde nebst Last ist durch die horizontal angeordnete untere Spindel möglich.

Text in $\mathfrak{H}$ 289; Hierzu Aufg. 1157.

Bockwinde.



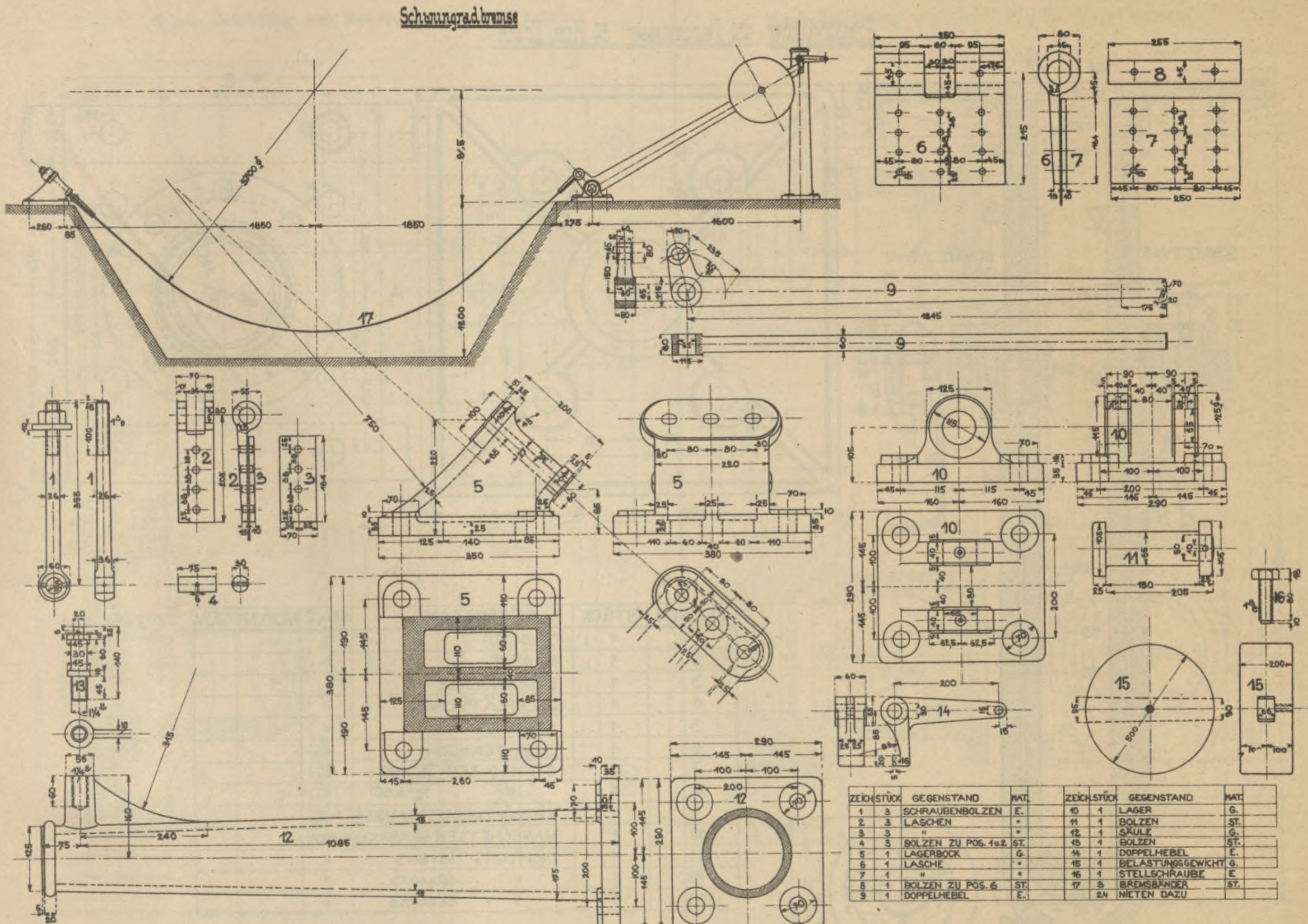
ZEICH.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.
1	1	WELLE	ST.
2	1	KETTENTROMMEL	G.
3	1	ZAHNRAD	"
4	1	"	"
5	2	LAGER	"
6	2	"	"
7	1	SPERRRAD	"
8	1	BREMSSCHEIBE	"
9	2	KURBELN	"
10	1	GEGENGEWICHT	"
11	1	SEITENTEIL	E.
12	1	"	"
13	2	STEHBOLZEN	"
14	1	"	"
15	1	WELLE	ST.
16	2	WELLEN	"
17	1	BOLZEN	"
18	1	LAGER	G.
19	1	HEBEL	T.G.
20	1	BUCHSE	R.G.
21	2	WINKELEISEN	E.

Die Ständer der gewöhnlichen Bockwinden wurden früher aus Grauguss hergestellt, häufig vorgekommene Brüche führten zur Verwendung von schmiedeeisernen Platten von 8—13 mm Stärke. Die beiden Ständer werden durch Spannanker 13 und 14 zusammengehalten.

Die Bremse ist als Differentialbremse durchgebildet.

Text in § 278, 298, 301 und Aufg 1181.

Schwungradbremse.

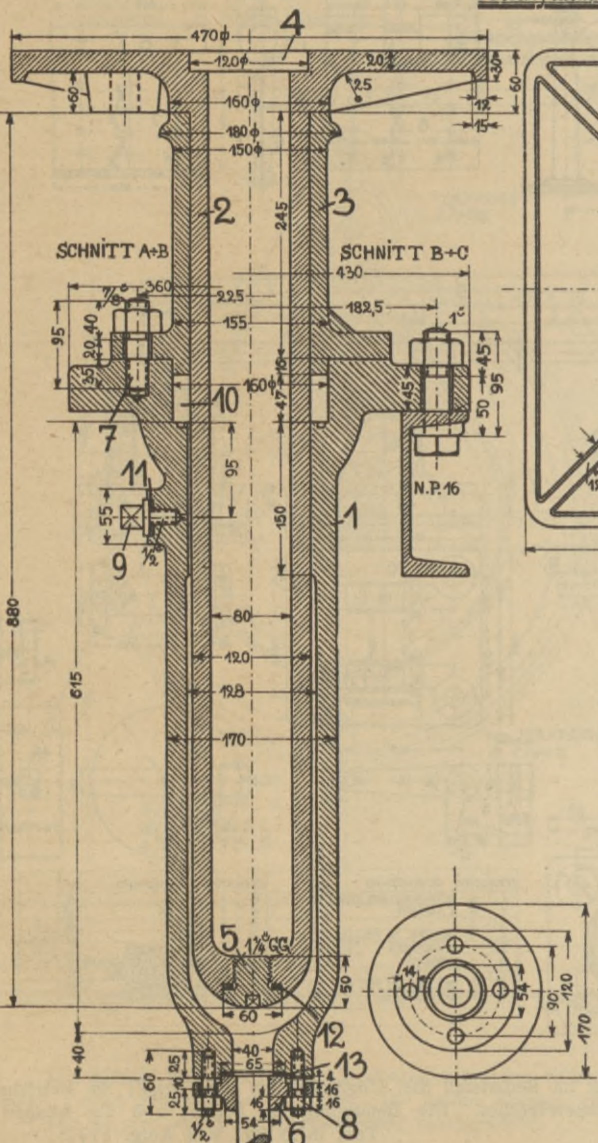


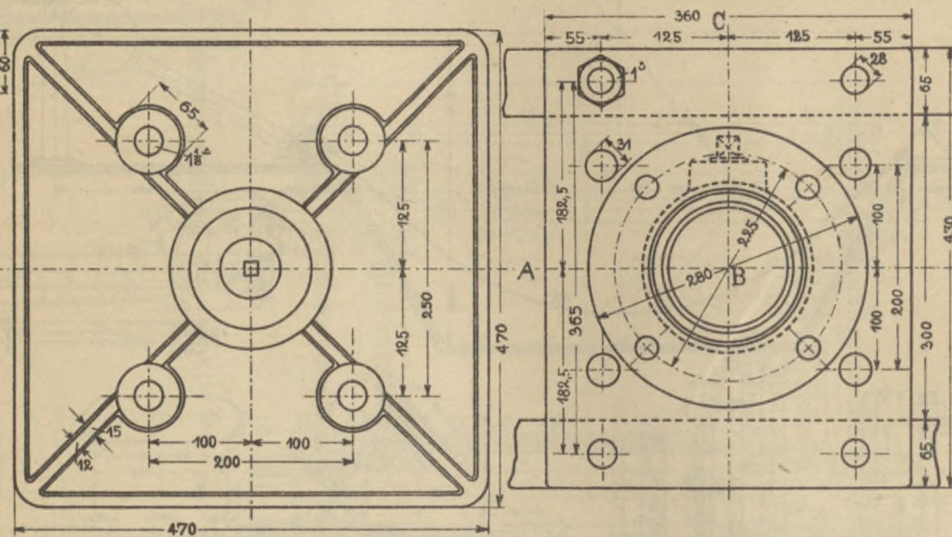
ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.		ZEICH	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	
1	3	SCHRAUBENBOLZEN	E.		10	1	LAGER	G.	
2	3	LASCHEN	"		11	1	BOLZEN	ST.	
3	3	"	"		12	1	SÄULE	G.	
4	3	BOLZEN ZU POS. 1 u. 2	ST.		13	1	BOLZEN	ST.	
5	1	LAGERBOCK	G.		14	1	DOPPELHEBEL	E.	
6	1	LASCHE	"		15	1	BELASTUNGSGEWICHT	G.	
7	1	"	"		16	1	STELLSCHRAUBE	E	
8	1	BOLZEN ZU POS. 6	ST.		17	3	BREMSBÄNDER	ST.	
9	1	DOPPELHEBEL	E.			24	NIETEN DAZU		

Obige Schwungradbremse ist geliefert für eine staatliche Behörde und hat den Zweck im Bedarfsfall (bei Unglücksfällen oder dergl.) die Betriebsdampfmaschine in 6 Sek. zum Stillstand zu bringen bei gleichzeitiger Schliessung des Absperrventiles. Die Betätigung der Bremse und des Absperrventiles (Schnellschlussventil) kann von verschiedenen Stellen aus elektrisch erfolgen. Text in § 297 und Aufg. 1177.

Zylinder für hydr. Pressen.

Presszylinder 120 Durchmesser 50 Atm. Druck



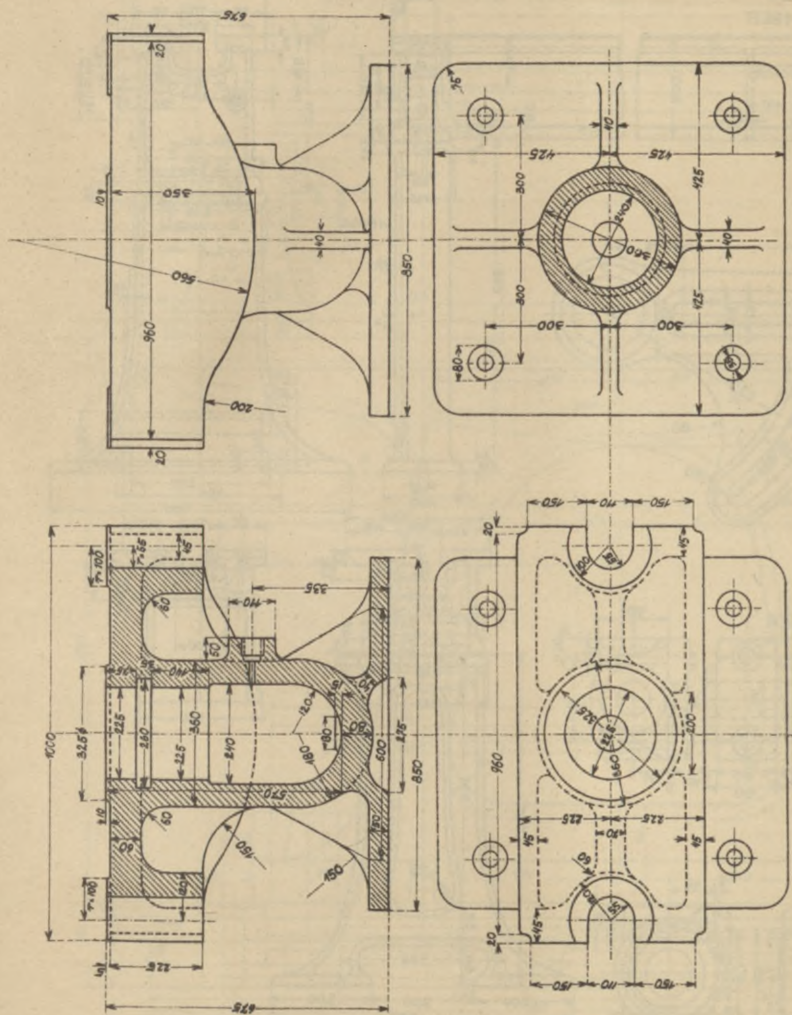


ZEICHEN.	STÜCK	GEGENSTAND	MAT.	MOD.№	GEW.
1	1	CYLINDER	G.		
2	1	PLUNGER	"		
3	1	STOPFBÜCHSE	"		
4	1	DECKPLÄTTCHEN	"		
5	1	STOPFEN	"		
6	1	GEGENFLANSCH	"		
7	4	STEHBOLZEN ⅞" x 95	E.		
8	4	" ½" x 60	"		
9	1	ENTLÜFTUNGSCHRAUBE ⅛"	R.G.		
10	1	MANSCHETTEN 120x160x33	GUMMI		
11	1	DICHTUNG 35x21x3	"		
12	1	" 60x40x3	"		
13	1	" 65x40x3	"		

DUISBURG, DEN 15.10.1906

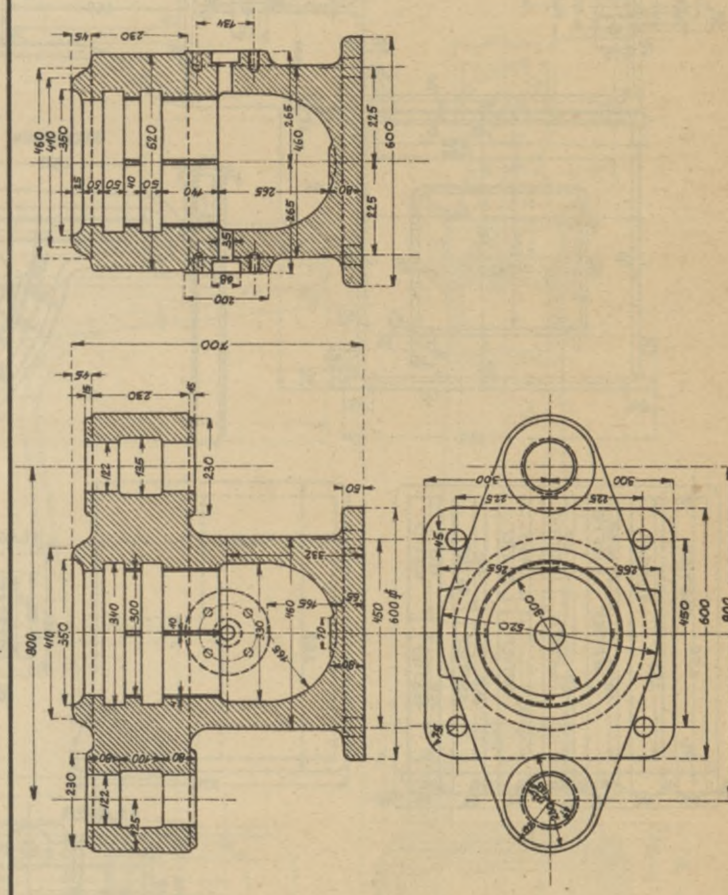
Zylinder für hydr. Pressen.

Nach Zeichnung von Neumann & Esser, Aachen.



Material: Stahlguss.

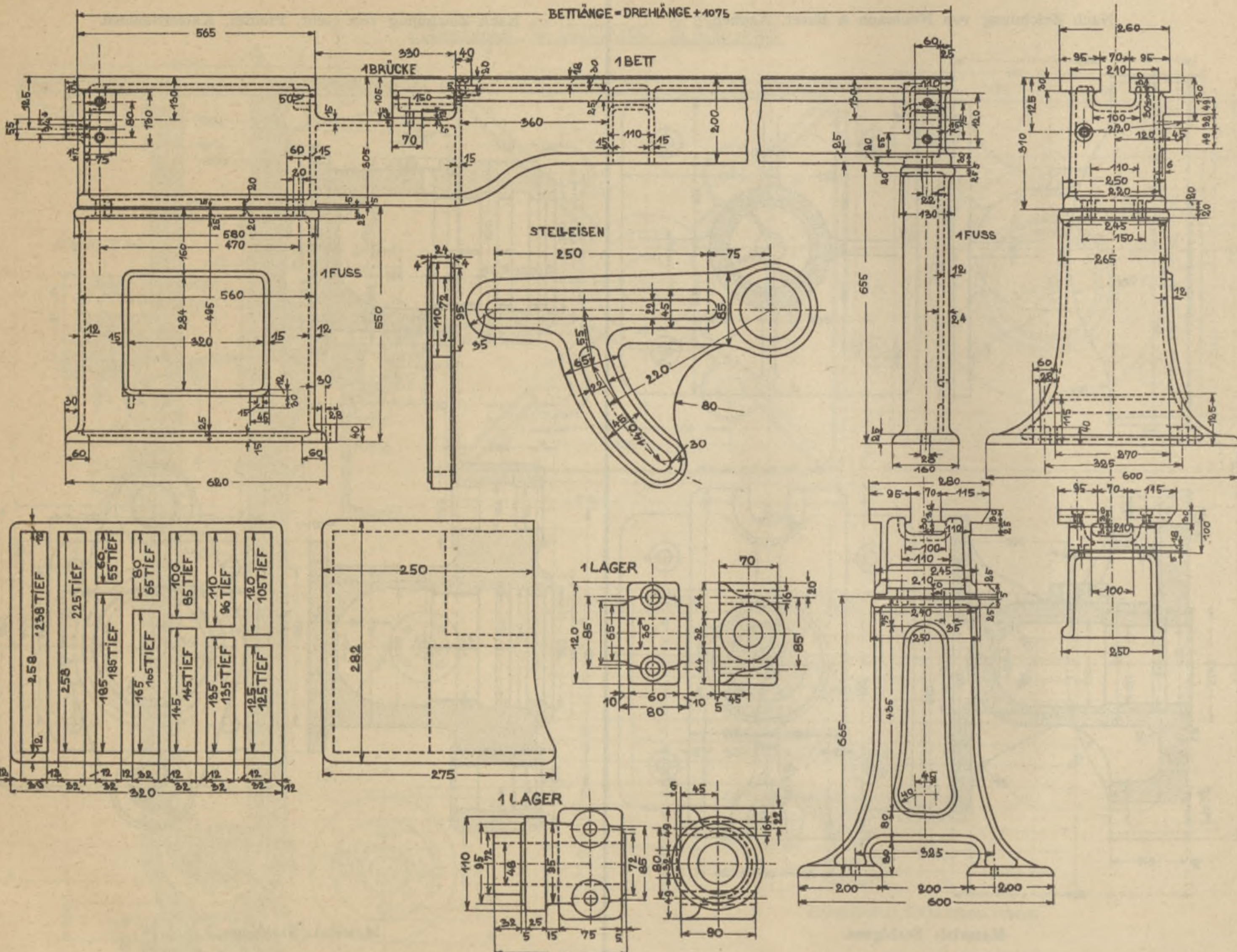
Nach Zeichnung von Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern.



Material: Stahlguss.

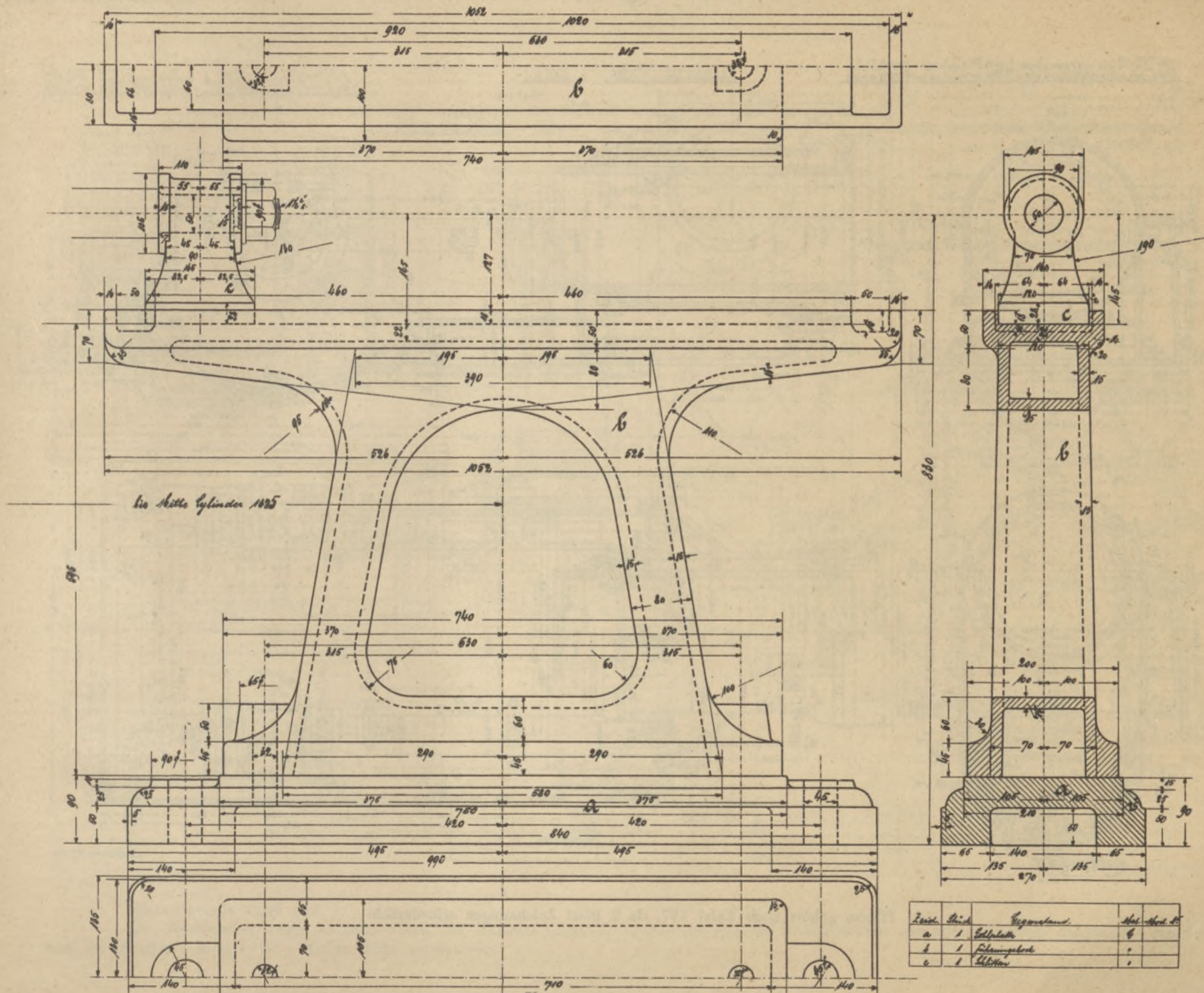
Nach Zeichnung
von
O. Frorlep, Rheydt.

Bett zu einer Support-Drehbank von 180 mm Spitzenhöhe.



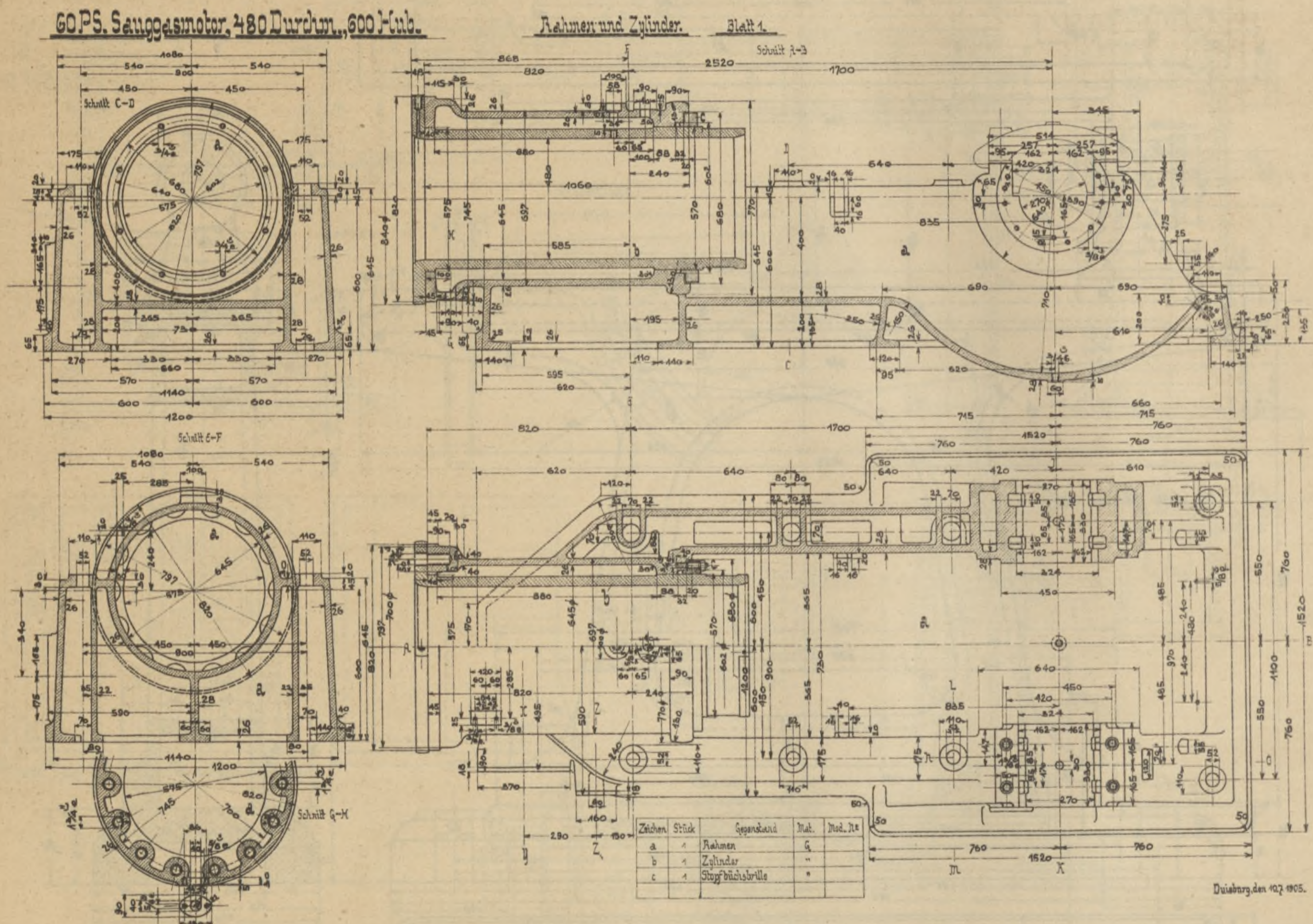
Mit Hilfe der Festigkeitsrechnung lassen sich die Wandstärken für derartige Teile nicht bestimmen. Man benutzt hier nur Erfahrungswerte, welche die Spezialfirmen im Laufe der Zeit gesammelt haben.

Bock für hintere Kolbenstangenführung.



Zeich.	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
a	1	Sohlplatte	G	
b	1	Führungsbock	"	
c	1	Schlitten	"	

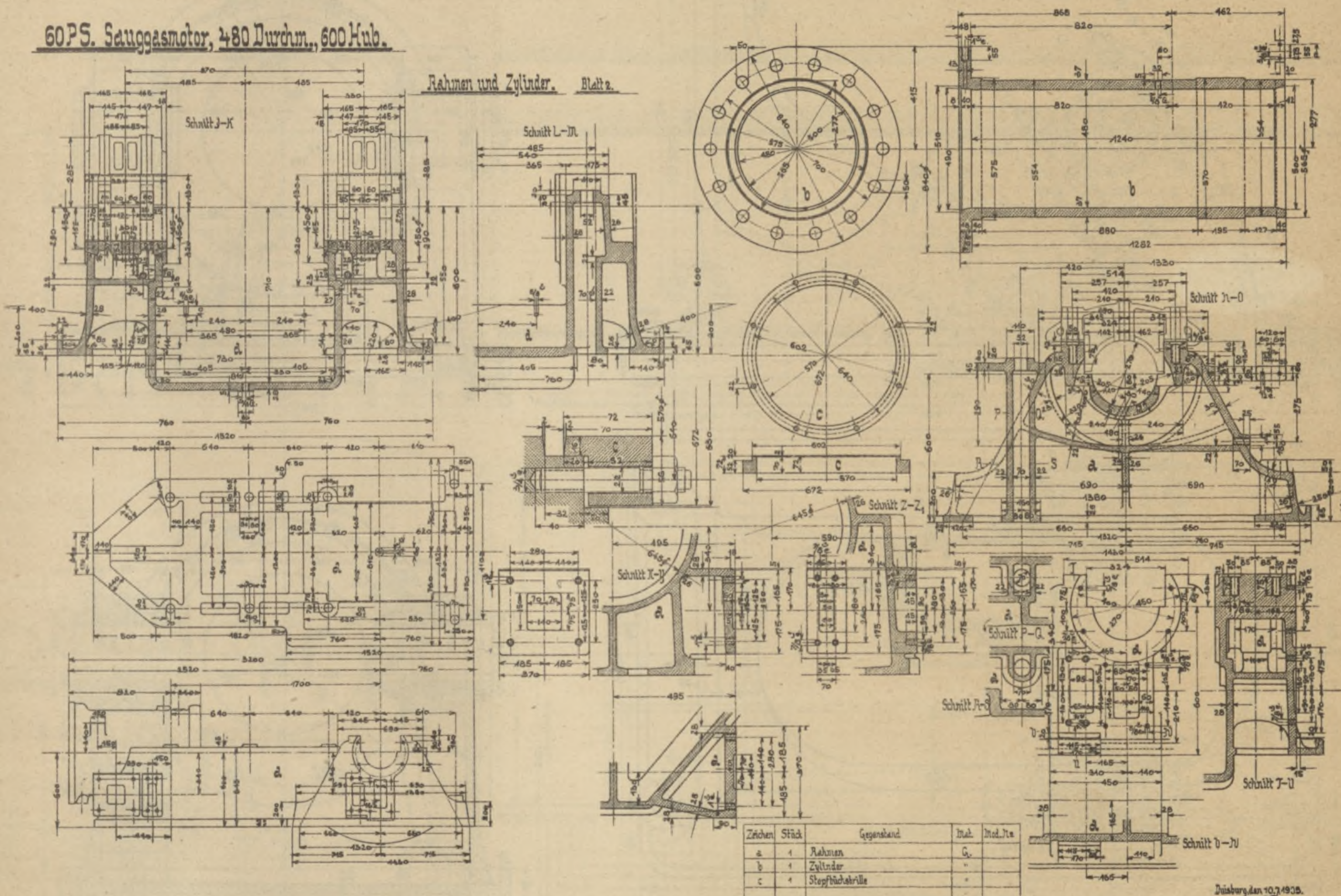
Rahmen zum Sauggasmotor, 60 PS.



Zeichen	Stück	Gegenstand	Mat.	Mod. Nr.
a	1	Rahmen	G	
b	1	Zylinder	"	
c	1	Stopfbüchsbrille	"	

Hierzu gehört noch Tafel 157, da 2 Blatt Zeichnungen erforderlich.

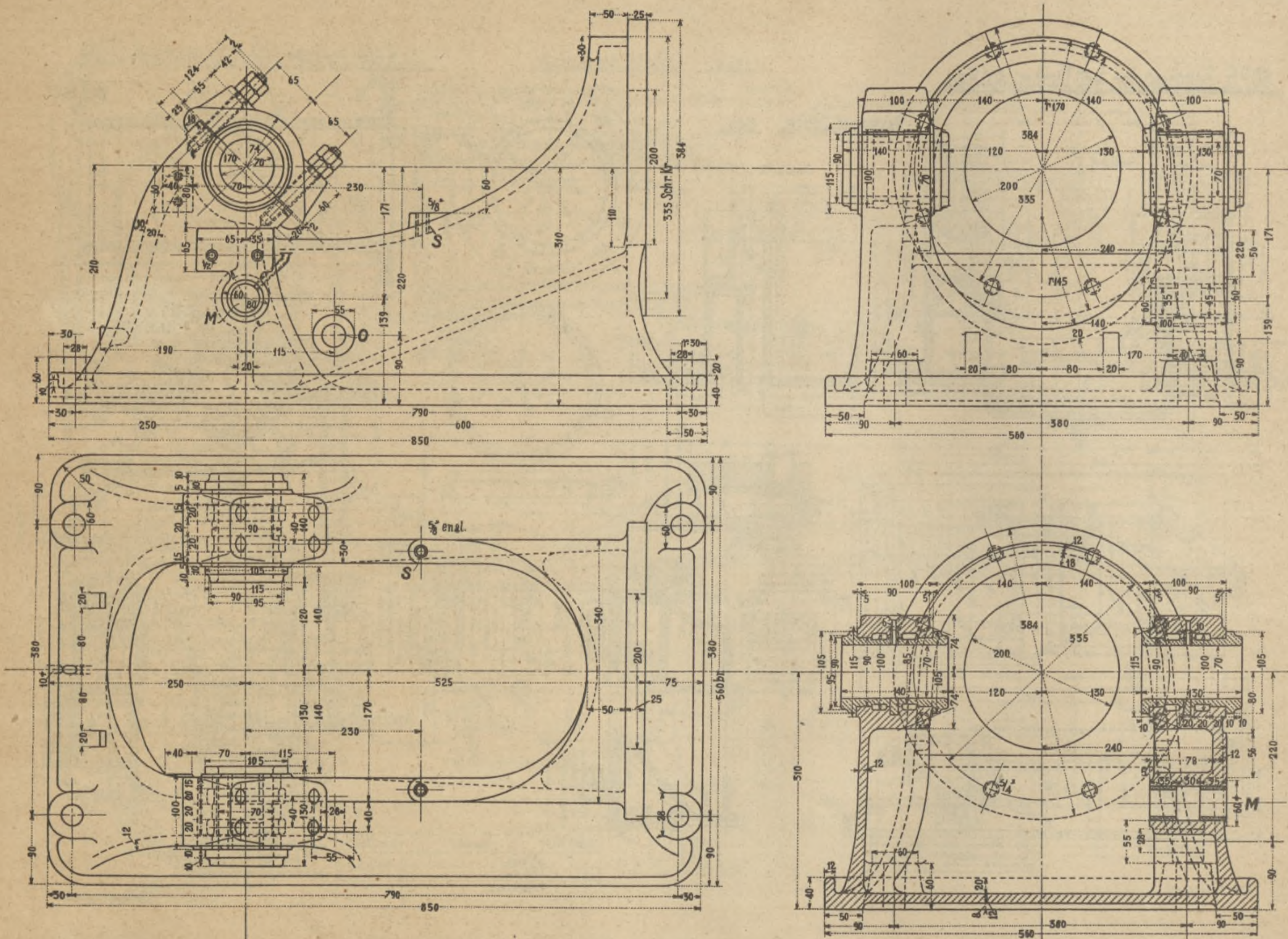
Rahmen für Sauggasmotor, 60 PS.



Hierzu gehört Tafel 156.

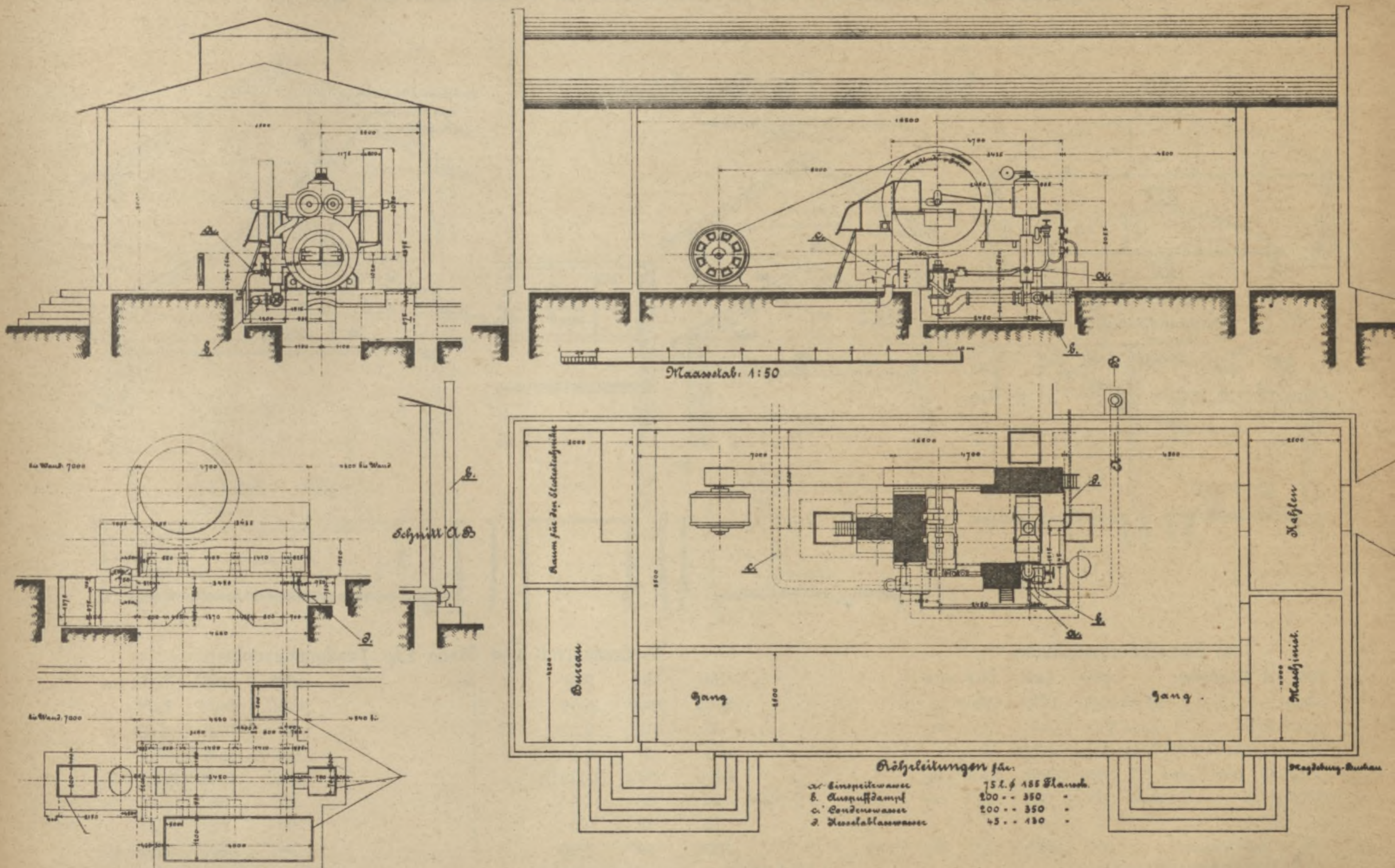
Der Deutlichkeit wegen ist links unten der Rahmen nochmais in Ansicht (Aufriss und Grundriss von unten gesehen) dargestellt; dies soll man bei derartigen komplizierten Teilen nicht unterlasssen.

Rahmen für 4 PS-Motor.



Die Oeffnung ***M*** dient zur Lagerung der parallel zur Kurbelwelle liegenden Steuerwelle und Bohrung ***O*** zur Lagerung des Hebels für den Antrieb des Auslassventiles. An Nocken ***S*** wird ein Schutzblech befestigt zum Auffangen des vom Kurbelzapfen abgeschleuderten Schmieröles.

Aufstellung einer 100 pferd. R. Wolf schen Compound Locomobile - 65,76 qm Heizfl. 10 at. Ueberdruck



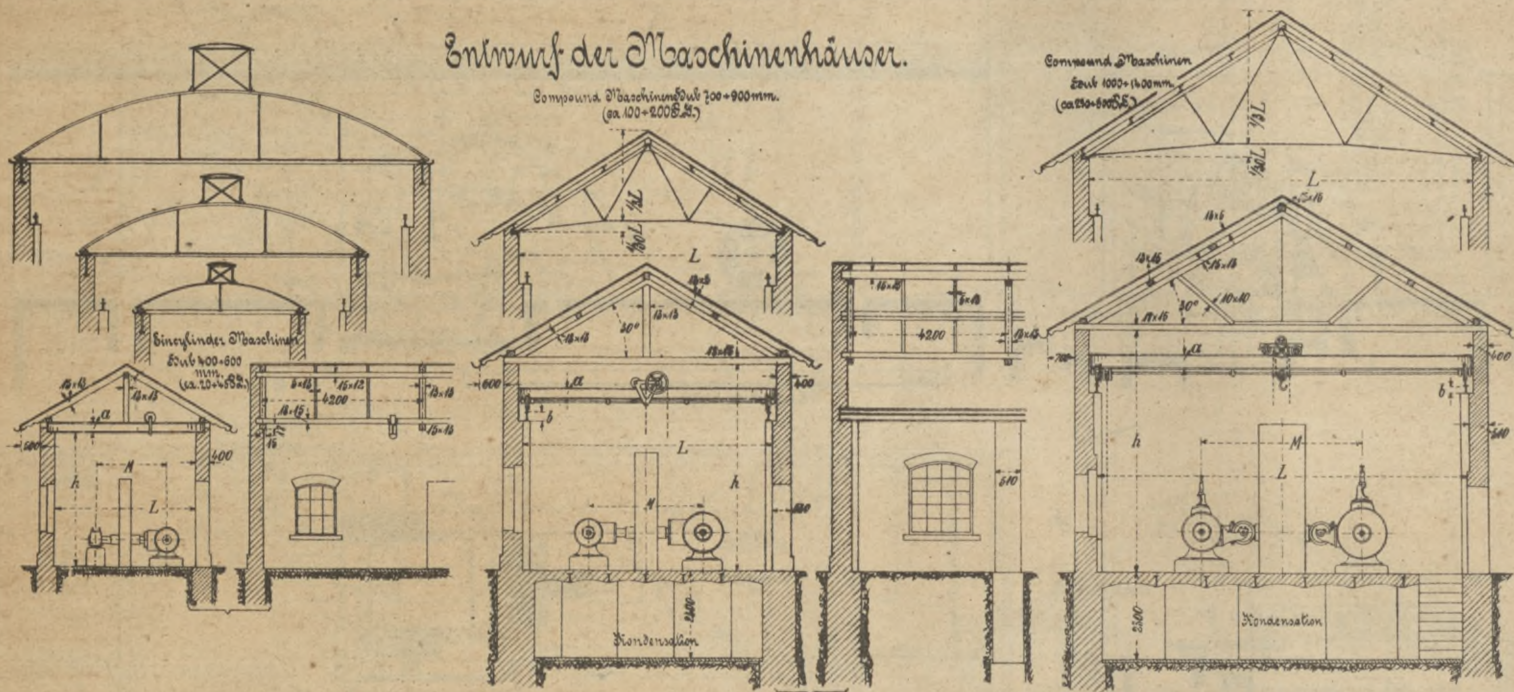
Beim Projektieren von Maschinenhäusern soll man die Gebäude in äusseren Umrissen und Hauptmasse im Grundriss sowie die Höhe des Maschinengebäudes angeben. Nach diesen Entwürfen wird von dem Bautechniker für das Gebäude und das Dach eine besondere Zeichnung angefertigt.

Zeichnung aus **Haeders Bureau.**

Maschinenhäuser.

Beim Projektieren der Dampfanlagen muss man häufig auch das **Gebäude** für die Maschinen mit entwerfen, für die meisten Maschinentechniker eine schwere Aufgabe. Zur Erleichterung sollen nachstehende Angaben dienen.

Die (links gezeichneten) **Wellblech**dächer werden für Maschinenhäuser nie, für Kesselhäuser selten angewandt.



a) Einzylindermaschinen. b) Compound- und 3fach Exp.-Tandemmaschinen.

	a)				b)						
Hub der Maschine	400	500	600	mm,	700	800	900	1000	1200	1400	mm
Maass $M=$	1530	1725	1900	„	3300	3600	3900	4200	4800	5400	„
Spannweite $L=$	3,2	3,6	4	m	7	7,6	8,3	9	10,3	11,5	m
Höhe bis Dachbinder $h=$	3	3,5	4	„	4,5	5	5,4	5,8	6,2	6,5	„
Tragkraft des Krans	2000	3000	4000[1])	kg.	5000	5500	6000[2])	6500	7500	9000[3])	kg.
I-Träger *a* 1 Stück (a) / 2 Stück (b)	20	24	26	cm,	26	28	30	32	36	40	cm.
I- „ *b*					16	18	20	20	22	22	„
Preis des Krans	*200*	*250*	*300*	*Mk.*	*1200*	*1900*	*2200*	*3000*	*4000*	*5000*	*Mk.*

[1]) Nur I-Eisen mit Laufrolle.

[2]) Mit Laufwagen, an welchen Flaschenzug gehangen wird.

[3]) Mit Laufwinde.