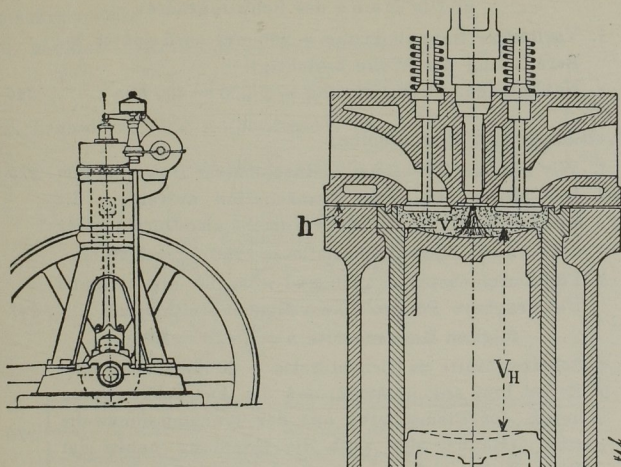


470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Viertakt-Dieselmotors m. Kompr.

Ein stehender Dieselmotor von $N = 70$ PS Nennleistung für Gewerbebetrieb ist in den Hauptteilen zu entwerfen und zu berechnen. Brennstoff Paraffinöl. Der Motor erhält Schwungrad für Gewerbebetrieb, Riemenscheibe neben dem Schwungrad und Außenlager, Drehzahl der Transmission $n_1 = 180$ je min. Die effektive Nutzleistung N_e kann man nach 10a bis 20% größer wählen als die Nennleistung N . Wir setzen $N_e = 80$ PS.



A. Hauptabmessungen. Wir wählen: ◇

1. Kolbenhub $H = 600$ mm 10 k

2. Drehzahl $n = 160$ je min und hieraus:
Kolbengeschw. $c = \frac{1}{30} \cdot 160 \cdot 0,6 = 3,2$ m/sek = 32 dm/sek.

3. Für $N = 70$ PS Nennleistung ist
spezifische Leistungszahl $N' = 5,7$ 10 k
 $F \cdot c = N' \cdot N = 70 \cdot 5,7 = 399$ dm³/sek,
demnach $F = \frac{N \cdot N'}{c} = \frac{399}{3,2} = 125,5$ dm².

Der Zylinderdurchmesser errechnet sich aus F
zu $D = 3,99$ dm = 39,9 cm,
gewählt $D = 40$ cm mit Querschnitt $F = 1256$ cm².

B. Der Verdichtungsraum.

1. Verdichtungsendspannung $C = 35$ at abs. *
2. Hubraum $V_H = F \cdot H = 1256 \cdot 60 = 75360$ cm³.
3. Ansaugspannung $p_s = 0,9$ at abs.,
Verdichtungsexponent $\kappa = 1,35$ 75 (4)

4. Rauminhaltsverhältnis $\omega = 15$. ◇
5. Rauminhalt $v = \frac{V_H}{\omega - 1} = F \cdot h + \Sigma_z - \Sigma_a = 5357$ cm³ 75 b
6. Vorsprünge $\Sigma_a = 400$ cm³ und
Höhlungen $\Sigma_z = 3150$ cm³ für gewölbten Boden nach Tab. 75 b

Aus der Formel unter 5 rechnet sich die Höhe des Verdichtungsraumes:

$$h = \frac{v - \Sigma_z + \Sigma_a}{F} = \frac{5357 - 3150 + 400}{1256} = \frac{2607}{1256} \sim 2,1 \text{ cm.}$$

C. Zylinderkopf mit Ventilen für Einlaß, Auslaß und Anlaß.

1. Hauptabmessungen in 304
2. Die Geschw. in den Ventilen soll sein $v = 32$ m/sek . . 86
3. Einlaßventil.

Freier Querschnitt des Einlaßventils (bei 3,2 m/sek Kolbengeschwindigkeit):

$$f_e = \frac{F \cdot c}{v} = \frac{1256 \cdot 3,2}{32} = 125 \text{ cm}^2 86 c$$

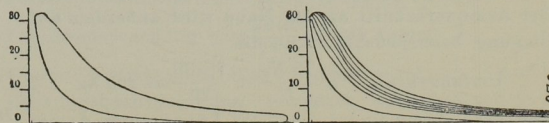
wir wählen $d = 130$ mm mit $f_e = \frac{\pi}{4} (13^2 - 2,8^2) \sim 127$ cm² 304

4. Auslaßventil.
Durchmesser und Querschnitt macht man gleich dem des Einlaßventils.
5. Anlaßventil.
Für den Durchmesser wählen wir $d = 40$ mm 86 e

D. Das Diagramm des Dieselmotors.

Das Diagramm des Dieselmotors unterscheidet sich von dem eines Viertakt-Verpuffungsmotors durch den hohen Verbrennungsdruck und den Verlauf der Verbrennungslinie. } 73

Nachstehend ist das normale Diagramm und das Regulierdiagramm eines Dieselmotors dargestellt.



Da der Verbrennungsdruck die gleiche Höhe hat wie die Verdichtungsendspannung C (bei unserem Motor 35 at), so berechnet man die Triebwerksteile mit $P_{max} = 35 \times F$ in kg.

* Betr. Größe C vgl. ◇ 471.

Beispiele.

470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors. (Fortsetzung.)

E. Das Schwungrad. Reihenfolge der Ermittlungen:

a) Hauptabmessungen des Schwungrades.

1. Übliche Umfangsgeschw. (außen) $V = 29$ Mtr/Sec
2. Durchm. d. Schwungrad. $D_s = \frac{V \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{29 \cdot 60}{\pi \cdot 160} = 3,5$ Mtr
3. Den Ungleichförmigkeitsgrad wählen wir für Gewerbetrieb mit elektrischem Licht = 1:60
4. Koeffizient i für einzylindr. 4-Takt-Dieselm. $i = 1100$
5. Schwungradkranzgewicht $G = \frac{100 \cdot 1100 \cdot 80}{160 \cdot (0,9 \cdot 29)^2} \cdot 60 \sim 4850$ kg
6. Gesamtschwungradgewicht = $1,3 \cdot 4850 + 25 \sim 6330$ kg
7. Kranzquerschnitt (angenähert) $f = \frac{G}{2,2 \cdot D_s} = \frac{4850}{2,2 \cdot 3,5} = 630$ qcm
8. Bei angenommener Breite von 30 cm ergibt sich dann Kranzhöhe $\sim 19,5$ cm.
9. Anordnung des Schwungrades auf der Welle nach

b) Berechnung der Arme des Schwungrades.

1. Wir wählen vorläufige Armstärken (massiv oval) am Kranz $a_1 \cdot b_1 = 14 \times 23$ cm; $f_1 = \frac{\pi}{4} 14 \cdot 23 = 252$ qcm
- a. d. Nabe $a_2 \cdot b_2 = 16 \times 25$ cm; $f_2 = \frac{\pi}{4} 16 \cdot 25 = 315$ "
2. Zentrifugalkraft eines Ringsegmentes (wenn 6 Arme angenommen) $C' = \frac{4500 \cdot 0,95 \cdot 29^2}{6 \cdot 9,81 \cdot 1,75} = 35200$ kg

Nehmen wir den ungünstigsten Fall, daß ein Arm nach unten steht, so kommt zu C' noch das halbe Kranzgewicht hinzu, also:

3. Zugkraft $P = C' + \frac{1}{2} G = 35200 + 2425 = 37625$ kg
4. Zugbeanspruchung der Arme am Kranz:
 $\sigma_z = P : f_1 = 37625 : 252 \sim 150$ kg/qcm
zulässig $k_z = 150-180$ kg/qcm

5. Der Armquerschnitt an der Nabe wird außerdem auf Biegung beansprucht, durch die

Umfangskraft $P = \frac{75 N_e}{U} = \frac{75 \cdot 80}{29} = 205$ kg

6. Für $z = 6$ Arme und $l = 157$ cm Länge eines Armes von Nabe bis Schwungradumfang wird:

Biegemoment $M_b = \frac{2 \cdot P}{z} \cdot l = \frac{2 \cdot 205}{6} \cdot 157 = 10700$ kgcm

7. Widerstandsmoment $W = 0,1 \cdot 16 \cdot 25^2 = 1000$ cm³
8. Biegebungsbeanspruchung $\sigma_b = 10700 : 1000 = 10,7$ kg/qcm
9. Zugbeanspruchung $\sigma_z = 37625 : 315 \sim 120$ kg/qcm
10. Gesamtbeanspruchung $\sigma = \sigma_b + \sigma_z \sim 131$ kg/qcm
zulässig $k = 120-150$ kg/qcm

c) Die Nabe des Schwungrades:

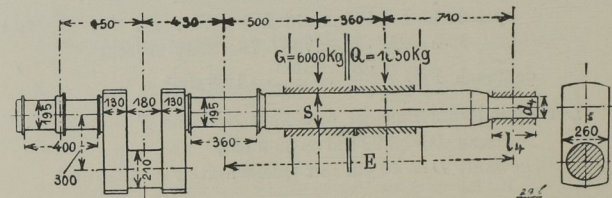
1. Vorläufige Nabenbohrung = 200 mm wird später bei Berechnung der Welle berichtigt.
2. Nabenlänge $\sim 2 \times$ Bohrung = $2 \cdot 200 = 400$ mm

F. Riemen und Riemscheibe.

1. Wir wählen: Riemscheibendurchmesser $D = 1750$ mm
2. Der Motor soll eine Transmission antreiben, die $n_1 = 180$ Touren in der Minute macht, also Durchmesser der Transmissionsriemscheibe = $1750 \cdot \frac{160}{180} = 1550$ mm.
3. Für Durchmesser = 1550 und $n = 180$ nimmt man: Übertragbare PS pro 10 cm Riemenbreite = 23
folglich Riemenbreite $b = \frac{80}{23} \cdot 10 = 35$ cm.
4. Scheibenbreite = Riemenbreite + 20 mm = 370 mm.
5. Es sei hier angenommen, daß die Ausrückkupplung neben der Riemscheibe auf der Transmissionswelle sitzt. (Häufig wird auch die Kupplung neben der Riemscheibe auf der Schwungradwelle angeordnet.)

G. Kurbelwelle. Material: Siemens-Martin-Stahl.

Hauptabmessungen nach 309 Welle im Maßstab 1:10 skizzieren



Berechnung der Welle auf Festigkeit:

a) Riemenzug und Achsendruck.

1. Effekt. Nutzleistung $N_e \sim 80$ PS.
2. Für $N_e = 80$ PS und $n = 160$ ist:

Beispiele.

470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors (Fortsetzung).

Mittl. Drehmoment $M_a = 71620 \cdot \frac{80}{160} = 35810 \text{ kgcm} \dots$

3. Riemenzug $K = \frac{M_a}{R} = \frac{35810}{87,5} = 410 \text{ kg} \dots$
 4. Achsendruck $Q = 3 \cdot K = 3 \cdot 410 = 1230 \text{ kg} \dots$

Hilfs-
tab.

b) Auflagerdrücke.

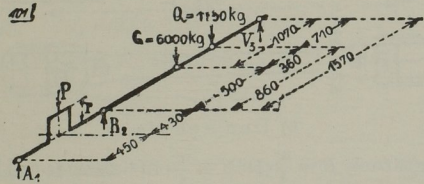
1. Maximaler Kolbendruck (im Totpunkt):

$P = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 35 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = 44000 \text{ kg} \dots$

2. Lagerdruck (aus Kolbendruck):

$A_2 = 44000 \cdot \frac{45}{88} = 22500 \text{ kg} \dots$

G
81
K₀
66



3. Lagerdruck durch Riemenzug und Schwungradgewicht. Unter Annahme der ungünstigsten Verhältnisse, Riemenzug nach unten, also parallel Schwungradgewicht, erhalten wir:

$V_2 = \frac{6000 \cdot (107:157)}{4100 \text{ kg}} + \frac{1230 \cdot (71:157)}{555 \text{ kg}} = 4655 \text{ kg} \dots$

4. Gesamtauflagerdruck.

$R_2 = A_2 + V_2 = 22500 + 4655 = 27155 \text{ kg} \dots$

5. Für Berechnung der Reibungsarbeit wird:

$P_r = \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \cdot 4 = 5024 \text{ kg}; A_2 = 5024 \cdot 45:88 = 2555 \text{ kg}$
 Gesamt-Reibungsdruck $R_r = 2555 + 4655 = 7210 \text{ kg}$

G
81
od.
K₀
66

c) Berechnung der Kurbelwelle auf Festigkeit.

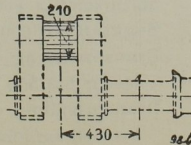
I. Kurbelzapfen.

Kraft A_2 , Hebelarm 43 cm.

1. Biegemom. = $22500 \cdot 43 = 970000 \text{ kgcm}$

2. Widerstandsm. = $0 \cdot 1 \cdot 21^3 = 926 \text{ cm}^3$

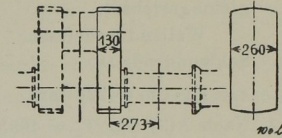
Biegebeanspr. $\tau = \frac{970000}{926} = 1050 \text{ kg/qcm}$, zulässig = 1000—1200 kg/qcm



II. Kurbelschenkel rechts.

Es genügt, wenn wir die Seite der Kraftabgabe berechnen, da man die andere Seite gleich stark macht.

- Nach b(2) ist Lagerdruck $A_2 = 22500 \text{ kg}$, also $M_b = 22500 \cdot 27,3 = 615000 \text{ kgcm}$.
- Widerstandsmoment $W = \frac{1}{8} \cdot b^2 \cdot h = \frac{1}{8} \cdot 13^2 \cdot 26 = 730 \text{ cm}^3$.

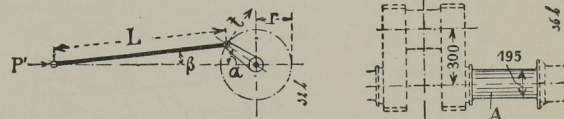


- Biegebeanspruchung $\sigma_b = \frac{615000}{730} = 840 \text{ kg/qcm}$.
- Druckbeanspruchung $\sigma_d = 0,5 \cdot \frac{44000}{13 \cdot 26} = 65 \text{ kg/qcm}$ (Totpunktlage)
- Gesamtbeanspruchung $\sigma = 840 + 65 = 905 \text{ kg/qcm}$
Zulässig 800—900 kg/qcm

G
81
od.
K₀
66

III. Lagerhals im Hauptlager.

- Verbrennungsdruck $p = 35 \text{ Atm}$
- Gestängedruck für größtes Drehmoment:
 $P' = F \cdot 0,75 p = 1256 \cdot 0,75 \cdot 35 = 33000 \text{ kg}$
- Kurbelwinkel für größtes Drehmoment $\alpha = 34^\circ$
(Abbildung zeigt die Kurbelstellung für größtes Drehmoment bei liegenden Motoren; für stehende Motoren gelten dieselben Verhältnisse).



- Größtes Drehmoment $M_d \sim 0,5 \cdot F \cdot p \cdot r = 659400 \text{ kgcm}$
- Drehwiderstandsm. $W_d = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 19,5^3 = 1483 \text{ cm}^3$
- Drehbeanspruchung $\tau = \frac{659400}{1483} = 445 \text{ kg/qcm}$

G
81
od.
K₀
66

- Hierzu kommt noch Biegebeanspruchung. Auf Drehbeanspruchung reduziert, ist schätzungsweise zu setzen:
Gesamtbeanspr. $\sigma = 1,7 \cdot \tau = 1,7 \cdot 445 = 758 \text{ kg/qcm}$
Zulässig für reine Drehbeanspruchung bis 550 kg/qcm
mit Zuschlag nach 7: „ 750 „

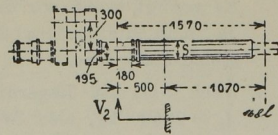
470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors (Fortsetzung).

IV. Berechnung der Welle (Schwungradsitz).

Angenommen Riemenzug und Schwungradgewicht gleichgerichtet.

Wellendurchmesser im Schwungradsitz:

$$s = 1,1 \cdot 195 = 220 \text{ mm}$$

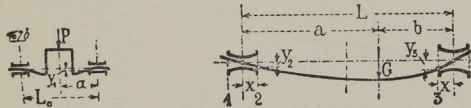


1. Nach b(3) ist: $V_2 = 4655 \text{ kg}$, demnach:
Biegemoment $M_b = V_2 \cdot l = 4655 \cdot 50 = 233\,000 \text{ kgcm}$
2. Widerstandsmoment $W = 0,1 \cdot 22^3 = 1065 \text{ cm}^3$
3. Biegebbeanspr. $\sigma_b = \frac{233\,000}{1065} = 220 \text{ kg/qcm}$
4. Da das größte Drehmom. (nach III(4) $M_d = 659\,400 \text{ kgcm}$) nur bei jedem vierten Hub einmal auftritt, genügt es für M_d die Hälfte einzusetzen, also
Drehmoment $M_a = 0,5 \cdot 659\,400 = 329\,700 \text{ kgcm}$
5. Drehwiderstandsmoment $W_a = 0,2 \cdot 22^3 = 2130 \text{ cm}^3$
6. Drehbeanspruchung $\tau = \frac{329\,700}{2130} = 155 \text{ kg/qcm}$
7. Gesamtbeanspruchung
 $\sigma = 0,35 \cdot 220 + 0,65 \cdot \sqrt{220^2 + 4 \cdot 155^2} = 324 \text{ kg/qcm}$
zulässig ist $\sigma = 350 - 400 \text{ kg/qcm}$.

G
81
od.
Ko
66

V. Prüfung auf Heißlaufen.

1. Die Durchbiegung an der Lagerkante errechnet sich zu:



Lagerkante 1 (durch Kolbendruck) $y_1 = 0,022 \text{ cm}$
Lagerkante 2 (durch Riemenzug und Schwungradgewicht) $y_2 = 0,01 \text{ cm}$

Da in beiden Fällen $y > 0,005 \text{ cm}$, so ist genaues Einschaben nach der gerechneten Durchbiegung y erforderlich

2. Flächendruck u. Reibungsarbeit im Hauptlager.

$$\text{Größter Flächendruck } q_{max} = \frac{R_2}{d \cdot l} = \frac{27\,155}{19,5 \cdot 36} = 39 \text{ kg/qcm}$$

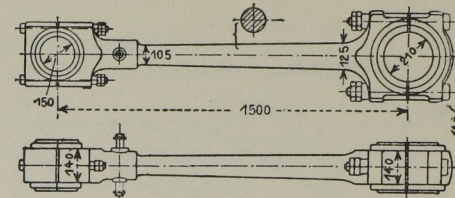
zulässig q_{max} bis 40 kg/qcm .

G
81
od.
Ko
66

Nach b(5) ist Reibungslagerdruck $R_r = 7260 \text{ kg/qcm}$.
Demnach mittl. Flächendruck $q = \frac{7210}{19,5 \cdot 36} = 10,3 \text{ kg/qcm}$
Reibungsgeschw. $v = 0,195 \cdot \pi \cdot 160 : 60 = 1,63 \text{ Mtr/Sek}$
Reibungsarbeit $A = 10,3 \cdot 1,63 \cdot 0,05 = 0,84 \text{ mkg/Sek}$
zulässig A bis $1,5 \text{ mkg/Sek}$

G
81
od.
Ko
66

- H. Treibstange. Material: Stahlguß. Hauptabmessungen nach 307. Treibstange im Maßstab 1:10 skizzieren.



a) Der Schaft.

1. Gestängedruck $P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \cdot 35 = 44\,000 \text{ kg}$
2. Für die Berechnung kommt Druck und Zerknickung in Frage.
3. Trägheitsmoment $J = 0,05 \cdot d^4 = 0,05 \cdot 11,5^4 = 870 \text{ cm}^4$;
für Stahlguß: Elastizitätsmodul $E = 2\,150\,000 \text{ kg/qcm}$.
4. Sicherheitsgrad $m = \frac{10 \cdot 870 \cdot 2\,150\,000}{44\,000 \cdot 15^3} = 19$
genügt $m = 15$, also
5. Zulässige Belastung für Knickung
 $= \frac{10 \cdot 870 \cdot 2\,150\,000}{15 \cdot 150^2} = 55\,050 \text{ kg}$

- b) Kopf an der Kurbel- und Kolbenseite
nebst Deckelschrauben.

Die Deckel und Deckelschrauben erhalten vom Kolbendruck keinen Anteil. Es kommt hier nur die Kraft zur Überwindung des Ansaugwiderstandes und zur Beschleunigung der Massen in Betracht, welche verhältnismäßig gering ist. In diesem Falle ergibt sich Zugkraft $\sim 6000 \text{ kg}$
Beanspruchung der Schrauben: $\sigma_s \sim 255 \text{ kg/qcm}$, zulässig bis 550 kg/qcm
Beanspruchung des Deckels: $\sigma_b \sim 310 \text{ kg/qcm}$, zulässig bis 600 kg/qcm

G
150
od.
Ko
86

470. Berechnung eines stehenden 70-PS-Dieselmotors (Fortsetzung).

J. Die Brennstoffpumpe.

Vorläufige Hauptabmessungen nach §100g. Kolbendurchmesser etwa 20 mm.

Genauere Ermittlung der Hauptabmessungen:

1. Brennstoffverbrauch (Paraffinöl) $B=185$ Gramm für die PS-Stde.

2. Das spez. Gewicht des Paraffinöls ist $\gamma=0,920$

3. Demnach Brennstoffverbrauch für die PS/Stde

$$V=185 : 0,920 \approx 205 \text{ ccm.}$$

4. Hieraus Brennstoffverbrauch für den Ladehub

$$B_h = 205 \cdot \frac{70 \cdot 2}{60 \cdot 180} = 2,65 \text{ ccm} \dots \text{ §100g (1)}$$

5. Hubraum $v_h = 2,65 : 0,75 \sim 3,5 \text{ ccm} \dots \text{ §100g (5)}$

6. Für Durchm. $d=20$ mm wird $\dots \text{ §100g}$

$$\text{Hub } h = \frac{4 \cdot 3,5}{2^2 \cdot \pi} \sim 11 \text{ mm.}$$

K. Der Kompressor (Falls ein Kompr. vorgesehen.)

Mit dem Kompressor wird Preßluft (60 Atm.) erzeugt, die zum Anlassen sowie zum Einblasen des Brennstoffes dient. Berechnung und Ausführung sowie Zwischenkühler und Schaltung der Leitungen nach §102 bis 114 in Band I und 317 und 327d in Band II.

Hauptabmessungen: Wir wählen.

Niederdruckzylinder $D=200$ mm $\dots \text{ §104 a}$

Hochdruckzylinder $d=65$ mm $\dots \text{ §104 a}$

Gemeinschaftlicher Hub = 200 mm $\dots \text{ §104 a}$

471. Der Höchstdruck für Kurbelwellen und Hauptgestänge.

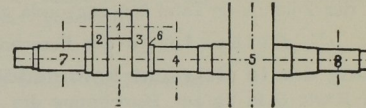
In vorstehendem Beispiel 470 ist

der Höchstdruck $p=35$ at.

eingesetzt.

Für kompressorlose Dieselmotoren rechnet man $p=40 \div 42$ at.

Den Unterschied beider Rechnungsarten zeigt nachstehende Tabelle.



Gerechnet mit	Querschnitt	1	3	4	5
		Totp.	Totp.	34°	34°
35 at	Beanspr. $\sigma=$	1050	905	758	321 kg/qcm
40 at	Beanspr. $\sigma=$	1190	1034	850	350 "
" "	zulässig $k=$	1000—1200	800—1000	900	450—550 "

Mit 40 at gerechnet wird man etwas höhere Beanspruchung zulassen als wenn mit 35 at gerechnet wird.

Für Heißlaufen der Lager ist nicht die Beanspruchung sondern hauptsächlich der Flächendruck und Durchbiegung der Welle an der äußeren Lagerkante maßgebend. (Ausführlicher behandelt in Buch „Konstruieren und Rechnen“ 74).