2. bezogen auf die Kurbelwellenmitte aus:

$$6 \cdot f \cdot x = f(-63 + 45 + 135 + 133{,}5 + 2 \cdot 280); \qquad x = \frac{810{,}5}{6} = 135\,\text{cm}.$$

Die Reibung R, die auf jede der Schrauben entfällt, folgt dann aus der Summe der Abstände a vom Punkte S_a:

$$R \cdot \Sigma a = P_0 \cdot b; \qquad R = \frac{P_0 \cdot b}{\Sigma a} = \frac{20600 \cdot 43{,}5}{200 + 94 + 31 + 54{,}5 + 145 + 149{,}5} = 1330\,\text{kg}.$$

Ob die Reibung zur Übertragung der freien Kräfte genügt, kann man an der Reibungsziffer, die sich an dem stärkst belasteten Anker ergibt, nachprüfen. Nach Abb. 1699 ist das Schraube 3, an der die beiden Reibungskräfte nahezu in die gleiche Richtung fallen, sich also zu $R_3 = 1330 + 890 = 2220$ kg summieren. Da nun in dem Anker von 2″ Durchmesser durch das Anziehen bei $k_z = 500$ kg/cm² Zugspannung im Kernquerschnitt $Q = f_1 \cdot k_z = 14{,}91 \cdot 500 = 7455$ kg Längskraft entstehen, so wird die Reibungszahl:

$$\mu = \frac{R_3}{Q} = \frac{2220}{7455} = 0{,}298.$$

Sie ist hinreichend niedrig, da man an rauhen, unbearbeiteten Unterflächen der Rahmen auf $\mu = 0{,}4$, an untergegossenen auf noch höhere Werte rechnen kann.

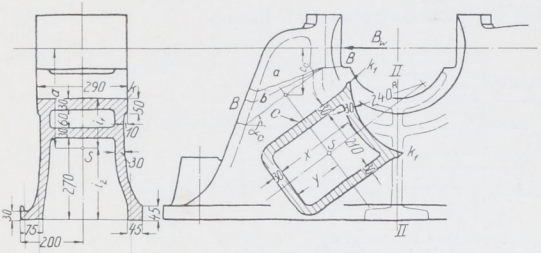

Abb. 1700. Zur Berechnung des vorderen Endes des Rahmens Abb. 1699. M. 1 : 20.

Querschnitt *II—II* unter dem Lager, Abb. 1700. Läßt man die Fußplatte unter der Mittelrippe außer Betracht, weil der Bruch um sie herum verlaufen würde, so folgt der Schwerpunktabstand:

$$i_1 = \frac{\Sigma F \cdot i}{\Sigma F} = \frac{29 \cdot 3 \cdot 1{,}5 + 21 \cdot 3 \cdot 10{,}5 + 2 \cdot 2 \cdot 4 + 2 \cdot 36 \cdot 3 \cdot 21 + 4{,}5 \cdot 1{,}5 \cdot 36{,}7 + 4{,}5 \cdot 4 \cdot 37}{29 \cdot 3 + 21 \cdot 3 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 36 \cdot 3 + 4{,}5 \cdot 1{,}5 + 4{,}5 \cdot 4} = 15{,}8\,\text{cm}.$$

und das Trägheitsmoment:

$$J = \frac{29 \cdot 3^3}{12} + 29 \cdot 3 \cdot 14{,}3^2 + \frac{21 \cdot 3^3}{12} + 21 \cdot 3 \cdot 5{,}3^2 + \frac{2 \cdot 2^3}{12} + 2 \cdot 2 \cdot 11{,}8^2 + \frac{2 \cdot 3 \cdot 36^3}{12} + 2 \cdot 3 \cdot 36 \cdot 5{,}2^2$$
$$+ \frac{1{,}5 \cdot 4{,}5^3}{12} + 1{,}5 \cdot 4{,}5 \cdot 21^2 + \frac{4{,}5 \cdot 4^3}{12} + 4{,}5 \cdot 4 \cdot 21{,}2^2 = 60500\,\text{cm}^4.$$

Damit wird die Biegebeanspruchung des Querschnitts längs der Lagerkante durch den Druck B_w:

$$\sigma_b = \frac{B_w \cdot a \cdot i_1}{J} = \frac{24160 \cdot 31{,}8 \cdot 15{,}8}{60500} = +201\,\text{kg/cm}^2.$$

Hierzu kommt noch eine gleichmäßig über den ganzen Querschnitt verteilte Zugspannung:

$$\sigma_z = \frac{B_w}{F} = \frac{24160}{395} = +61\,\text{kg/cm}^2,$$

so daß die höchste Zugspannung:

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_z = 201 + 61 = 262\,\text{kg/cm}^2$$

wird, und die Rahmenhöhe unter dem Lager ausreichend erscheint.

Querschnitt *I*. Da von vornherein nicht zu übersehen ist, wo der gefährliche Querschnitt liegt, wurden drei verschiedene, unter $\alpha = 16^0\,20'$, 27^0 und 37^0 geführte Schnitte untersucht und zwar unter der Annahme, daß der Bruch von der Kehle in der Lagerhöhlung ausgeht und in den Seitenwänden des Rahmens schräg verläuft, die Wandung der Lagerhöhlung aber längs einer wagrechten Ebene und die Stirnwand des Rahmens