unmittelbar neben dem Lager sitzt. Ist diese dagegen zum Wechseln oder Ausschalten eines Vorgeleges verschiebbar und wirken dadurch die Kräfte an einem größeren Hebelarm, so ist sie auf 35 und 45 mm zu verstärken. Abnehmbare Kurbeln paßt man mit Schlichtgleitsitz auf die Vierkante auf. Gegen Verbiegungen durch die Fliehkraft bei großen Umlaufgeschwindigkeiten, die bei unvorsichtigem Senken der Last eintreten können, sind die Kurbelgriffe nicht genügend sicher. Sie gefährden dann leicht die Umgebung. Abhilfe bieten Sicherheitskurbeln mit Klinkwerken, die während des Ablassens still stehen.

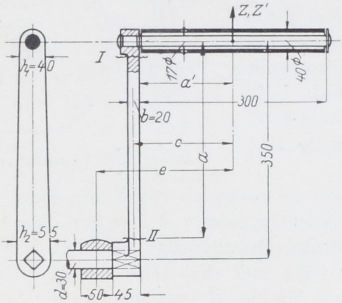

Abb. 1299. Einmann-Handkurbel. M. 1: 10.

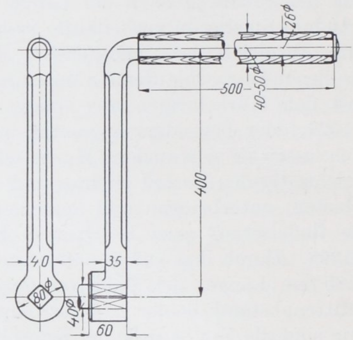

Abb. 1300. Zweimann-Handkurbel. M. 1: 10.

2. Berechnung der Stirnkurbeln.

Die Berechnung der Kurbelarme auf Festigkeit liefert meist geringe Spannungen. Sie bietet aber ein gutes Beispiel für die Ermittlung zusammengesetzter Festigkeit und werde deshalb an den Abb. 1301 und 1302 in den Querschnitten *I*, *II* und *III* durchgeführt, sowohl in der Totlage wie nach Drehung um 90°, unter Zugrundelegung der in der Maschine, Tafel I, auftretenden Kräfte.

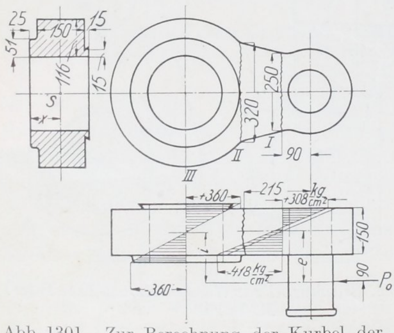

Abb. 1301. Zur Berechnung der Kurbel der Wasserwerkmaschine Tafel I. Totlage. M. 1 : 20.

Zahlenbeispiel 5. In der Totlage wirkt die Summe aus dem Dampf- und Pumpendruck, die auf der Hochdruckseite $P_0 = P_d + P_p = 16\,900 + 3700 = 20\,600$ kg beträgt; für die zweite Stellung sei der größte Dampfdruck im Niederdruckzylinder $P_d = 17\,400$ kg angenommen, da man die Maschine so durchbilden wird, daß sie auch als Betriebsmaschine dienen kann. Genauer sind die in den verschiedenen Stellungen am Kurbelzapfen angreifenden Kräfte in Abb. 1112 und 1113 ermittelt.

A. Totlage, Abb. 1301. Querschnitt *I*, durch P_0 auf Druck und am Hebelarm e auf Biegung beansprucht:

$$\sigma_d = \frac{P_0}{F} = \frac{20\,600}{25 \cdot 15} = 55 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_b = \frac{P_0 \cdot e}{W} = \frac{6 \cdot 20\,600 \cdot 16{,}5}{25 \cdot 15^2} = 363 \text{ kg/cm}^2.$$

Die größte Zugspannung an der dem Lager zugekehrten langen Seite wird $\sigma_b - \sigma_d = 308$, die größte Druckspannung auf der Gegenseite $\sigma_d + \sigma_b = 418$ kg/cm².

Die Berechnung des größeren Querschnitts *II* erübrigt sich, da in ihm wegen der genau gleichen Wirkung der Kräfte wie in *I* niedrigere Spannungen entstehen müssen.

Querschnitt *III*. Nimmt man an, daß die Druckkraft unmittelbar an der Nabeninnenfläche auf die Welle übertragen wird, so ist Querschnitt *III* nur noch dem Biegemoment ausgesetzt. Dabei ist allerdings fraglich, ob die Biegespannungen in ihrer vollen Höhe entstehen werden, da die Ausbildung der entsprechenden Formänderungen durch den mehr oder weniger dichten Schluß zwischen Welle und Kurbelnabe beeinträchtigt werden wird.

Schwerpunktabstand:

$$x = \frac{5,1 \cdot 2,5 \cdot 1,25 + 11,6 \cdot 15 \cdot 10 + 1,5 \cdot 1,5 \cdot 18,25}{5,1 \cdot 2,5 + 11,6 \cdot 15 + 1,5 \cdot 1,5} = 9,5 \text{ cm},$$

Trägheitsmoment:

$$J = 2\left[\frac{5,1 \cdot 2,5^3}{12} + 5,1 \cdot 2,5 \cdot 8,25^2 + \frac{11,6 \cdot 15^3}{12} + 11,6 \cdot 15 \cdot 0,5^2 + \frac{1,5 \cdot 1,5^3}{12} + 1,5 \cdot 1,5 \cdot 8,75^2\right]$$

$$= 8720 \text{ cm}^4.$$

Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{P_0 \cdot i \cdot x}{J} = \frac{20\,600 \cdot 16 \cdot 9,5}{8720} = 360 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie hat wegen des zufällig gleich großen Schwerpunktabstandes x von den beiden Stirnflächen an der Vorder- und Rückseite denselben Wert.

Dazu tritt noch die Schrumpfspannung, die schon bei einem Schrumpfmaß von nur $\frac{1}{1000}$ der Bohrung nahe an der Fließgrenze von weichem Flußstahl liegt.

Bedeutet q den Schrumpfdruck am Sitz des Kurbelarms in kg/cm², α_1 und α_2 die Dehnungszahlen der Werkstoffe der Welle bzw. des Kurbelarms in cm²/kg, d_i den lichten, d_a den Außendurchmesser der Nabe in cm, $\frac{z}{d_i}$ die Größe des Schrumpfmaßes, so wird:

$$q = \frac{z}{d_i} \cdot \frac{d_a^2 - d_i^2}{0,7 \cdot \alpha_1 (d_a^2 - d_i^2) + \alpha_2 (1,3\, d_a^2 + 0,7\, d_i^2)}. \qquad (417)$$

Der Ausdruck vereinfacht sich für den Fall, daß Werkstoffe gleicher Dehnungszahl für die Welle und den Arm genommen werden, daß also $\alpha_2 = \alpha_1$ ist, zu:

$$q = \frac{z}{d_i} \frac{d_a^2 - d_i^2}{2 \cdot \alpha_1 d_a^2}. \qquad (418)$$

In der Innenfläche der Nabenbohrung entsteht die größte tangentiale Anstrengung auf Zug:

$$\sigma_{z\max} = q \frac{1,3\, d_a^2 + 0,7\, d_i^2}{d_a^2 - d_i^2}, \qquad (419)$$

an der Wellenoberfläche eine solche auf Druck von: $\sigma_d = 0,79 \cdot q$. Die Formeln lassen sich unschwer aus denjenigen für die Spannungen in durch Schrumpfringe verstärkten Zylindern (491) bis (493) ableiten.

Auf das vorliegende Beispiel angewendet, wird bei einem Schrumpfmaß $\frac{z}{d_i} = \frac{1}{1000}$ und $\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{1}{2\,100\,000}$ cm²/kg:

$$q = \frac{z}{d_i} \frac{d_a^2 - d_i^2}{2\alpha_1 d_a^2} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{2\,100\,000\,(48^2 - 24,8^2)}{2 \cdot 48^2} = 770 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_{z\max} = q \frac{1,3\, d_a^2 + 0,7\, d_i^2}{d_a^2 - d_i^2} = 770 \frac{1,3 \cdot 48^2 + 0,7 \cdot 24,8^2}{48^2 - 24,8^2} = 1560 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_d = 0,79 \cdot q = 0,79 \cdot 770 = 609 \text{ kg/cm}^2.$$

Von der Summierung der vorstehend berechneten Schrumpf- und Biegespannungen wurde in Rücksicht auf die oben erwähnte Ungewißheit der Ausbildung der zuletzt genannten Spannungen abgesehen.

B. Mittelstellung, Abb. 1302. Die am Kurbelzapfen angreifende schräge Kraft $\frac{P_d}{\cos\psi}$ zerfällt in die senkrecht zum Kurbelarm stehende Tangentialkraft P_d und die radial nach außen gerichtete $P_d \cdot \operatorname{tg}\psi \approx P_d \cdot \frac{R}{L} = \frac{P_d}{5}$, wenn R der Kurbelhalbmesser und L die Schubstangenlänge ist. Sie rufen die folgenden Einzelspannungen hervor:

	Im Querschnitt I kg/cm²	Im Querschnitt II kg/cm²
a) Die Tangentialkraft $P_d = 17400$ kg:		
längs der Schmalseiten eine Biegespannung	$\sigma_b' = \frac{6 \cdot P_d \cdot g}{b\,h_1^2} = \frac{6 \cdot 17400 \cdot 9}{15 \cdot 25^2} = 100$	146
in der Mitte der langen Seiten eine Drehspannung . .	$\tau_d = \frac{9}{2} \cdot \frac{P_d \cdot e}{b^2 \cdot h_1} = \frac{9 \cdot 17400 \cdot 16{,}5}{2 \cdot 15^2 \cdot 25} = 230$	179
in der Mitte der langen Seiten eine Schubspannung . .	$\tau_s = \frac{3}{2}\,\frac{P_d}{b \cdot h_1} = \frac{3}{2}\,\frac{17400}{15 \cdot 25} = 70$	55
b) Die Radialkraft $\frac{P_d}{5} = 3480$ kg:		
längs der langen Seiten die Biegespannung	$\sigma_b'' = \frac{6 \cdot P_d \cdot e}{5 \cdot h_1 \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 3480 \cdot 16{,}5}{25 \cdot 15^2} = 61$	48
gleichmäßig über den Querschnitt verteilt, die Zugspannung	$\sigma_z = \frac{P_d}{5 \cdot b \cdot h_1} = \frac{3480}{15 \cdot 25} = 9{,}3$	7,2

Die Einzelwerte sind durchweg sehr niedrig und ohne weiteres zulässig. Um eine Anschauung über die auftretenden größten Spannungen zu geben, wurden in Abb. 1303 für den Querschnitt II die Anstrengungen an der langen, nach dem Kurbelzapfen zu gelegenen Seite ermittelt. Von den Einzelwerten gibt σ_b' ein überschlagenes Dreieck, dagegen sind σ_b'' und σ_z für alle Fasern gleich groß. τ_d und τ_s verlaufen nach Parabeln mit den größten Werten in der Mitte der Seite. Addiert man in den einzelnen Umfangspunkten die Längsspannungen zu σ und die Schubspannungen zu τ und setzt diese nach der Formel (41):

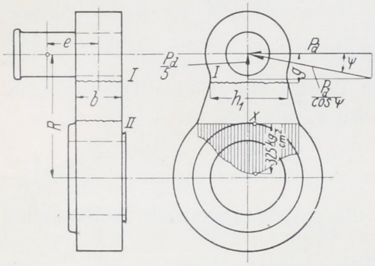

Abb. 1302. Zur Berechnung der Kurbel der Wasserwerkmaschine Tafel I. Mittellage.

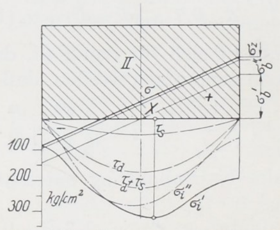

Abb. 1303. Spannungsverteilung im Querschnitt II, Abb. 1302.

$$\sigma_i = \frac{1}{3}\,\sigma \pm \frac{2}{3}\sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha_0\tau)^2}$$

zusammen, so erhält man die zwei sich überschneidenden Linienzüge der Anstrengungen σ_i' und σ_i'' und in deren Scheitel die größte Inanspruchnahme mit 342 kg/cm² im Punkte X. α_0 darf, da sowohl die Längs- wie die Schubspannungen schwellend sind, rund gleich 1 gesetzt werden.

Zahlenbeispiel 6. Beanspruchungen der Einmann-Handkurbel, Abb. 1299, bei $P = 20$ kg Druck am Griff. Es werde lediglich der für den Antrieb der Welle wichtige Fall, daß P senkrecht zum Kurbelarm und zwar in der Mitte des 300 mm langen Griffes wirkt, untersucht und dabei der Einfluß der Querkräfte vernachlässigt.

Beanspruchung des Griffes an der Einspannstelle:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{32\,P \cdot a'}{\pi\,d^3} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 15}{\pi \cdot 1{,}7^3} = 623\,\text{kg/cm}^2.$$

Spannungen im Armquerschnitt II:

$$\text{auf Biegung } \sigma_b = \frac{6 \cdot P \cdot a}{b\,h_2^2} = \frac{6 \cdot 20 \cdot 32}{2 \cdot 5{,}5^2} = 63{,}5\,\text{kg/cm}^2,$$

$$\text{auf Drehung } \tau_d = \frac{9}{2} \cdot \frac{P \cdot c}{b^2 \cdot h_2} = \frac{9}{2} \cdot \frac{20 \cdot 16}{2^2 \cdot 5{,}5} = 65{,}5\,\text{kg/cm}^2.$$

Beanspruchung einer Welle von 30 mm Durchmesser in der Mitte eines 50 mm breiten Lagers:

$$\text{auf Biegung } \sigma_b = \frac{32 \cdot P \cdot e}{\pi\,d^3} = \frac{32 \cdot 20 \cdot 22}{\pi \cdot 3^3} = 166\,\text{kg/cm}^2,$$

$$\text{auf Drehung } \quad \tau_d = \frac{16\,P \cdot R}{\pi\,d^3} = \frac{16 \cdot 20 \cdot 35}{\pi \cdot 3^3} = 132\,\text{kg/cm}^2,$$

$$\text{ideelle Spannung } \sigma_i = \frac{1}{3}\sigma + \frac{2}{3}\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0 \tau)^2} = \frac{1}{3} \cdot 166 + \frac{2}{3}\sqrt{166^2 + 4\,(1{,}15 \cdot 132)^2}$$
$$= 286\,\text{kg/cm}^2,$$

wobei $\alpha_0 = \dfrac{k_b}{1{,}3\,k_d}$ bei schwellender Beanspruchung mit $\dfrac{600}{1{,}3 \cdot 400} = 1{,}15$ eingesetzt wurde.

Wann verbiegt die Fliehkraft Z des Griffes den Arm? Die durch Z hervorgerufenen Spannungen dürfen die Fließgrenze, die bei $k_{fl} = 1600\,\text{kg/cm}^2$ angenommen sei, nicht erreichen. Als gefährliche Querschnitte kommen die Einspannstelle des Griffes und der Querschnitt I des Armes in Frage. Um im ersten $1600\,\text{kg/cm}^2$ Biegespannung zu erzeugen, müßte:

$$\frac{Z \cdot a'}{W} = 1600 \quad \text{oder} \quad Z = \frac{\pi \cdot 1{,}7^3 \cdot 1600}{32 \cdot 15} = 51{,}5\,\text{kg},$$

dagegen für den Querschnitt I:

$$Z' = \frac{k_{fl} \cdot W_I}{c} = \frac{4 \cdot 2^2 \cdot 1600}{6 \cdot 16} = 267\,\text{kg}$$

betragen. Maßgebend ist also die Festigkeit des Griffes, der sich früher als der Arm verbiegen wird. Ermittelt man nun Z aus den Gewichten des Griffdornes G_1 und des Rohres G_2, so ergibt sich das Maß für die Winkelgeschwindigkeit ω.

$$G_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 1{,}7^2 \cdot 32 \cdot \frac{7{,}8}{1000} = 0{,}57\,\text{kg},$$

$$G_2 = \frac{\pi}{4}\,(4^2 - 3^2) \cdot 30 \cdot \frac{7{,}8}{1000} = 1{,}3\,\text{kg},$$

$$Z = \frac{G_1 + G_2}{g}\,\omega^2 R \leqq 51{,}5; \quad \omega^2 = \frac{51{,}5 \cdot 9{,}81}{1{,}87 \cdot 0{,}35} = 773; \quad \omega = 27{,}8.$$

Umdrehzahl, bei der sich der Griff verbiegt:

$$n = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} = \frac{27{,}8 \cdot 30}{\pi} = 265$$

in der Minute.

3. Schmierung der Kurbelzapfen.

Die Schmierung der Kurbelzapfen geschieht entweder bei mäßigen Geschwindigkeiten vom Schubstangenkopf aus durch Abstreichöler, besondere Schmiergefäße oder Büchsen oder bei höheren nach Abb. 1298 durch einen Arm, der bis zur Kurbelmitte