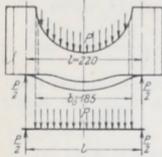


Kehlen und Kerben in den Aussparungen zu legen. Die Übergangsstelle von den Wangen zum Bügel in Abb. 1211 ist in zweifacher Beziehung bedenklich: wegen der durch die viereckige Lagerschale bedingten Kehle und wegen der Schwächung der Wangen durch den Schlitz für den Stellkeil.

Vergleicht man die Messungen ganz allgemein mit den bisher bekannt gewordenen Berechnungsweisen, so ist die Übereinstimmung meist wenig befriedigend, nicht allein in bezug auf die Höhe, sondern vielfach auch in bezug auf den Verlauf der Spannungen. Im einzelnen muß auf die Arbeit von Mathar verwiesen werden.

2. Offene und gegabelte Köpfe.

Auch bei der Berechnung offener Köpfe benutzt man ähnliche Näherungsrechnungen wie bei den geschlossenen. Dabei ist zu betonen, daß die Betrachtung eines Bügels als ein in der Mitte der Schrauben gestützter, frei aufliegender Balken, Abb. 1256, berechtigt ist, daß aber die meist starke Krümmung und die Versteifung durch die Lagerschale vernachlässigt wird, wenn man die Biegespannung im Scheitel nach der Formel für den geraden Balken:



$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{b_0}{4} \right) = \frac{P}{8} (2l - b_0) \quad (401)$$

Abb. 1256. Zur Berechnung des Bügels offener Schubstangenköpfe.

ermittelt und als Vergleichswert benutzt. Demgegenüber führt die Formel (46), die die Krümmung des Bügels zu berücksichtigen gestattet, zu höheren Werten für die Druckspannung am inneren Rande, zu niedrigeren am äußeren; vgl. Beispiel Nr. 1 b, S. 734. Um das Biegemoment klein zu halten, wird man die Schrauben einander so nahe wie irgend möglich anordnen.

Die meist gabelförmigen Übergangstellen zum Schaft, Abb. 1262, und gegabelte Schubstangenenden, Abb. 1263, pflegen ähnlich wie die in Abb. 1242 dargestellte Stelle an geschlossenen Köpfen berechnet zu werden, vgl. hierzu Beispiel 1 b.

III. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

1. Schubstange der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Größter Druck in der Totlage der Kurbel: Summe des Dampf- und Pumpendrucks auf der Hochdruckseite $P_{\max} = 20\,600$ kg, $n = 50$ Umdrehungen in der Minute. Die Zapfenabmessungen waren schon auf Seite 650 wie folgt ermittelt worden:

am Kreuzkopfende $d_1 = 120$ mm Durchmesser, $l_1 = 180$ mm Länge,
 „ Kurbelende $d_2 = 140$ „ „ „ $l_2 = 180$ „ „

Gewählt: Schubstangenlänge $L = 5R = 5 \cdot 400 = 2000$ mm.

Querschnittform: Kreis.

Schaftdurchmesser d	80	90	100	mm
Schlankheit $\frac{L}{i} = \frac{4L}{d}$	100	88,9	80	„
Knickspannung $K_k = 3100 \left[1 - 0,00368 \frac{L}{i} \right]$ für Flußeisen	1960	2090	2190	kg/cm ²
Knickspannung $K_k = 3350 \left[1 - 0,00185 \frac{L}{i} \right]$ für Flußstahl	— ¹⁾	2800	2850	„
$\sigma_k = \frac{P_{\max}}{f} = \frac{20\,600}{\frac{\pi d^2}{4}}$	410	324	262	„
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\varnothing_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußeisen	4,8	6,4	8,4	
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\varnothing_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$ für Flußstahl	— ¹⁾	8,6	10,9	
Sicherheitsgrad nach Euler $\varnothing_E = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot L^2 \cdot P_{\max}}$	5,30 ¹⁾			

¹⁾ Bei 80 mm Schaftdurchmesser liegt die Stange im Falle der Verwendung von Flußstahl im Gebiet der elastischen Knickung; ihre Sicherheit ist deshalb nach der Eulerschen Formel zu beurteilen.