Sie ist, selbst bei einem wechselnden Biegemoment, nur schwellend, aber höher als die durch das Anziehen der Schrauben erzeugte, die im Schaftquerschnitt:

$$\sigma_z = \frac{4\,Q_1}{\pi\, d^2} = \frac{4 \cdot 5360}{\pi \cdot 4{,}6^2} = 322\ \mathrm{kg/cm^2}$$

beträgt.

Es fällt jedoch die Gesamtspannung infolge der elastischen Zusammendrückung und Durchbiegung des Flansches niedriger aus, als die Summe der Einzelspannungen, wie des näheren in dem Beispiel 4 des Abschnittes über Schrauben, S. 251, nachgewiesen wurde.

Auch die Beanspruchung des Flansches ist nicht gering. Die Kraft P, die eine Schraube in der ungünstigsten Lage auf den Flansch ausübt, läßt sich annähernd aus der in der Schraubenmitte vorhandenen Biegespannung σ_b' errechnen:

$$\sigma_b' = \frac{M_b \cdot e'}{J} = \frac{750\,000 \cdot 25{,}55}{47\,880} = 400\ \mathrm{kg/cm^2};$$

$$P = F \cdot \sigma_b' = 16{,}62 \cdot 400 \approx 6650\ \mathrm{kg}.$$

Die Ansatzstelle des Flansches, die das durch P hervorgerufene Biegemoment aufzunehmen hat, darf man als ein Rechteck mit der Flanschdicke h_1 (unter Berücksichtigung der Ausrundung) als Höhe und 1/10 des Wellenumfanges als Breite annehmen. Daraus folgt die Beanspruchung auf Biegung:

$$\sigma_b'' = \frac{6 \cdot P \cdot a_1}{\frac{\pi D}{10} h_1^2} = \frac{6 \cdot 6650 \cdot 4{,}75}{\frac{\pi \cdot 25}{10} \cdot 6{,}8^2} = 523\ \mathrm{kg/cm^2}.$$

Sie ist größer als die Biegespannung in der glatten Welle, die oben mit 489 kg/cm² ermittelt wurde, wobei zu beachten ist, daß die Inanspruchnahme des Flansches zwar nur schwellend ist, daß aber die Kerbwirkung in der Hohlkehle noch eine Erhöhung des rechnerischen Wertes erwarten läßt. Auf gute Ausrundungen ist daher Gewicht zu legen.

Zahlenbeispiel 3. Die Flanschkupplung der Great Falls Turbinen, die $N = 5200$ PS bei $n = 225$ Umdrehungen in der Minute leisten, zeigt Abb. 1404. Die Stirnflächen der Flansche sind eben, ohne Zentrierung abgedreht und standen an den fertig zusammengebauten Maschinen um $a = 12$ mm voneinander ab. So konnte jede der Wellen leicht für sich gedreht, auf genaues Rundlaufen gegenüber der andern untersucht und auf Gleichheit des Abstandes a am ganzen Umfang in allen Stellungen nachgeprüft werden. Beim Schließen der Verbindung wurde eine ringförmige Stahlplatte in den Zwischenraum geschoben; dann wurden die Schraubenlöcher auf den genauen Durchmesser aufgerieben und die Stahlbolzen eingepaßt. Die letzteren mußten in Rücksicht auf den Hebelarm, der durch den Flanschabstand entsteht, kräftig gehalten werden. Beanspruchung der Welle:

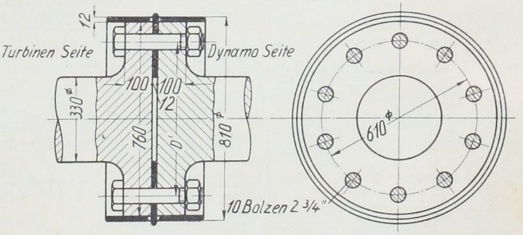

Abb. 1404. Flanschkupplung an den Great Falls Turbinen. M. ≈ 1 : 24.

$$\tau_d = 71\,620 \frac{N}{n} \cdot \frac{16}{\pi D^3} = 71\,620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{16}{\pi \cdot 33^3} = 235\ \mathrm{kg/cm^2};$$

Umfangskraft:

$$U = 71\,620 \frac{N}{n} \cdot \frac{2}{D'} = 71\,620 \cdot \frac{5200}{225} \cdot \frac{2}{61} = 54\,270\ \mathrm{kg}.$$