

und nach Formel (583g) ein Voreilen der einen Zahnendfläche gegenüber der anderen von:

$$\frac{\psi \cdot D_R}{2} = 0,000151 \cdot 95 = 0,0143, \text{ bzw. } 0,0072 \text{ mm.}$$

Es ist von etwa derselben Größenordnung wie die Genauigkeit bei der Herstellung, die zu $\frac{1}{100}$ mm angegeben wird, erscheint also zulässig.

Hierzu sei bemerkt, daß die Verdrehung vermindert und auf beide Ritzelhälften gleichmäßig verteilt werden kann dadurch, daß das Ritzel hohl ausgebildet und durch eine darin liegende Welle von der Mitte aus angetrieben wird.

Zahlenbeispiel 12. Ein durch einen Mann zu bedienendes Schützenwindwerk für 2000 kg Widerstand, gegeben durch das Schützengewicht und die Reibung an den Führungen, ist zu berechnen.

Die Schütze hänge an zwei Zahnstangen mit Triebstöcken, die durch zwei Räder auf einer gemeinsamen Welle bewegt werden. Belastung Q je = 1000 kg. Die Triebstöcke werden auf Biegung schwelend beansprucht; bei der ungünstigen Annahme, daß die Belastung in der Mitte als Einzelkraft wirkt und unter Schätzung der Triebstocklänge auf 40, der Wangendicke auf 8 mm wird nach Skizze 2000 mit $k_b = 800 \text{ kg/cm}^2$ (weicher Flußstahl):

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{Q \cdot l}{4 \cdot k_b} = \frac{1000 \cdot 4,8}{4 \cdot 800} = 1,5 \text{ cm}^3, \\ d \approx 2,5 \text{ cm.}$$

Wangenbreite wegen des Vernietens der Triebstöcke gewählt zu 45 mm. Zugbeanspruchung der Wangen:

$$\sigma_z = \frac{Q}{f} = \frac{1000}{2(4,5 - 2,3)0,8} = 284 \text{ kg/cm}^2.$$

Als Teilung t werde rund der doppelte Triebstockdurchmesser:

$$t = 2d = 50 \approx 16 \cdot \pi = 50,26 \text{ mm}$$

genommen. Das Rad erhält bei 8 Zähnen $8 \cdot 16 = 128 \text{ mm}$ Teilkreisdurchmesser und die in Abb. 2001 wiedergegebene Zahnform. Der in der ungünstigsten Lage dargestellte, nämlich an der Spitze belastete Zahn wird durch die Seitenkraft $Q' = 750 \text{ kg}$ am Hebelarm a' auf Biegung beansprucht und zwar bei einer Breite b von 35 mm mit:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q' \cdot a'}{b h^2} = \frac{6 \cdot 750 \cdot 2,8}{3,5 \cdot 2,2^2} = 744 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 2001. Triebstockverzahnung zur Schützenwinde Abb. 2002. M. 1 : 2,5.

Da die Beanspruchung hoch ist und außerdem die Nabe der Zahnstange halber nur 80 mm Durchmesser erhalten kann, muß als Werkstoff guter Stahlguß gewählt werden.

Berechnung der Übersetzung. Kraft eines Arbeiters $P = 20 \text{ kg}$ an einem Kurbelhalbmesser $a = 400 \text{ mm}$. Ohne Rücksicht auf Reibungsverluste würde:

$$u_0 = \frac{P \cdot a}{2Q \cdot R} = \frac{20 \cdot 40}{2 \cdot 1000 \cdot 6,4} = \frac{1}{16}$$

sein; Ausführung durch zwei weitere Stirnräder vorgelege oder einen Schneckentrieb möglich.

Bei unbearbeiteten Stirnrädern mit je 90% Einzelwirkungsgrad wäre der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = 0,9^3 = 0,73$$

und die tatsächlich benötigte Übersetzung:

$$u = \frac{P \cdot a \cdot \eta}{2Q \cdot R} = \frac{20 \cdot 40 \cdot 0,73}{2 \cdot 1000 \cdot 6,4} = \frac{1}{22}$$

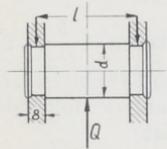


Abb. 2000. Zur Berechnung der Triebstöcke der Schützenwinde Abb. 2002.

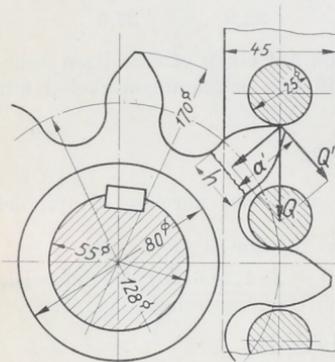


Abb. 2001. Triebstockverzahnung zur Schützenwinde Abb. 2002. M. 1 : 2,5.