

Durch Ausführung des Zahnkranzes in Gußeisen oder in Bronze entstehen verschiedene Belastungsfähigkeiten, durch Wahl geeigneter Schneckendurchmesser bei anderen Tei- lungen weitere Verwendungsmöglichkeiten des gleichen Gehäuses für andere Über- setzungen. Die Werkzeuge zur Bearbeitung der Räder lassen sich ferner für eine zweite Gruppe von Rädern mit 42 und 48 Zähnen in einem zweiten Gehäusemodell verwenden und geben wiederum 6 Übertragungsverhältnisse usw.

Zusammenstellung 156. Zur Normung von Schneckenrieben.

Zahn- zahl	Gang- zahl	Über- setzung	Steig- ungs- winkel $\alpha_1$	Wir- kungs- grad $\eta_s$ %	Zulässiger Zahndruck bei $b = 2,5 t$					
					Gußeisen			Bronze		
					$v = 0,5$ $k = 30$ kg	1 24 kg	2 16 kg	1 40 kg	2 26 kg	3 m/sek 20 kg
36	1	1:36	7° 49'	69,6	485	385	260	645	420	320
	2	1:18	15° 20'	80,3						
	3	1:12	22° 22'	84,2						
30	2	1:15	8° 33'	71,4	485	385	260	645	420	320
	3	1:10	12° 43'	77,8						
	4	1: 7,5	16° 45'	81,3						

### V. Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele.

In bezug auf die Berechnung der Zahndrucke und Übersetzungen an Hebezeugen usw. sei folgendes vorausgeschickt: An der Handwinde mit zwei Vorgelegen, Abb. 1995, ist zum Heben der Last  $Q$  eine Umfangskraft  $U_2$  an dem auf der Trommel- achse sitzenden Rade nötig, die auch die Zapfenreibung und den Widerstand beim Aufwickeln der Kette oder des Seiles überwinden muß. Nur der dem Wirkungsgrad  $\eta_t$  der Trommel entsprechende Teil des Momentes  $U_2 \cdot R_2$  kommt zur Wirkung, so daß  $U_2 \cdot R_2 \cdot \eta_t = Q \cdot R$  sein muß. Ist  $\eta_t$  beispielweise 0,97, so sind 3% des Antriebmomentes zur Überwindung der genannten Widerstände nötig. In entsprechen- der Weise ergibt sich an den beiden Vorgelegewellen I und II:

$$U_1 \cdot R_1 \cdot \eta_2 = U_2 \cdot r_2 \quad \text{und} \quad P \cdot a \cdot \eta_1 = U_1 \cdot r_1,$$

wenn  $\eta_2$  und  $\eta_1$  die Wirkungsgrade der beiden Zahnradvorgelege unter Zusammenfassen der Zapfen- und Zahnreibung sind. Entfernt man  $U_1$  und  $U_2$  aus den Gleichungen, so wird:

$$P \cdot a \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_t = Q \cdot R \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} = Q \cdot R \cdot u_1 \cdot u_2,$$

$$P \cdot a \cdot \eta = Q \cdot R \cdot u. \tag{639}$$

In Worten ausgedrückt, ist das Antriebmoment  $P \cdot a$ , multipliziert mit dem Ge- samtwirkungsgrad  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_t$ , gleich dem Lastmoment  $Q \cdot R$ , multipli- ziert mit der Gesamtübersetzung  $u = u_1 \cdot u_2$ . Ohne Rücksicht auf die Reibungs- verluste und Widerstände müßte  $P \cdot a = Q \cdot R \cdot u_0$  sein.

$$u_0 = \frac{P \cdot a}{Q \cdot R} \tag{640}$$

ist die theoretische Übersetzung, die man bei der ersten Berechnung zur Be- stimmung der Zahl der einzuschaltenden Getriebe zu benutzen pflegt. Sie ist durch das Verhältnis des Antrieb- zum Lastmoment gegeben.

**Zahlenbeispiel 9.** Für eine Handwinde von 1800 kg Tragkraft, die durch zwei Mann betrieben werden soll, sind die Zahnräder zu berechnen. Die Last hänge an einer Kette; die Kraft, die ein Mann an der Kurbel ausübt, sei zu 15 kg angenommen.

Die Last  $Q = 1800$  kg verlangt eine Gliederkette von  $d = 14$  mm Stärke und einen Trommeldurchmesser  $D \geq 20d$ , vgl. Seite 510. Gewählt  $D = 300$  mm. Mit einem nor-

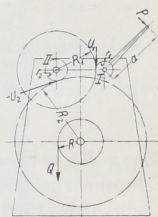


Abb. 1995. Schema der Winde Zahlen- beispiel 9.