

Eine Leistung von N_{kw} Kilowatt verlangt, da 1 kw 1,36 PS ist:

$$m_n = \frac{620000}{x \cdot D_R^2 \cdot k} \cdot \frac{N_{kw}}{n} \text{ in mm.} \quad (583d)$$

Bei der Berechnung eines Getriebes für eine bestimmte Leistung unter bestimmten Drehzahlen schätzt man zweckmäßigerweise das Verhältnis $x = \frac{b}{D_R}$ sowie den Steigungswinkel γ der Zähne, ermittelt in einer Zahlentafel unter Annahme verschiedener Werte für den Modul den Ritzeldurchmesser D_R , die Zahnzahl:

$$z = \frac{D_R \cdot \sin \gamma}{m_n} \quad (583e)$$

und wählt die zur Ausführung geeigneten Maße aus, wie Berechnungsbeispiel 11 zeigt. Anhaltspunkte sind dabei: Die üblichen Moduln an Hochleistungsgetrieben liegen zwischen 2 mm an kleinen Ritzeln und 8 mm an großen, die Belastungszahl k zwischen 50 und 80, wobei die hohen Werte die Ausführung des Ritzels aus Sonderstahl und der Großradverzahnung aus durchgeschmiedetem Stahl von hoher Festigkeit voraussetzen. Der Steigungswinkel γ findet sich zwischen 60° und 70° , während der an älteren Getrieben benutzte Wert von 45° neuerdings aufgegeben zu sein scheint. Als geringste Zahnzahl gilt 25, wenn man auch durch Anwendung unterschneidfreier Verzahnungen in der Lage ist, ausnahmsweise noch etwas weiter herunterzugehen. Die Umfangsgeschwindigkeit wählt man heute unbedenklich bis zu 40 und 50 m/sek; es sind schon Triebe mit 60 und 70 m/sek ausgeführt worden. Die Grenze für die Übersetzung liegt bei 1:15, äußerstenfalls 1:20, der Wirkungsgrad bei

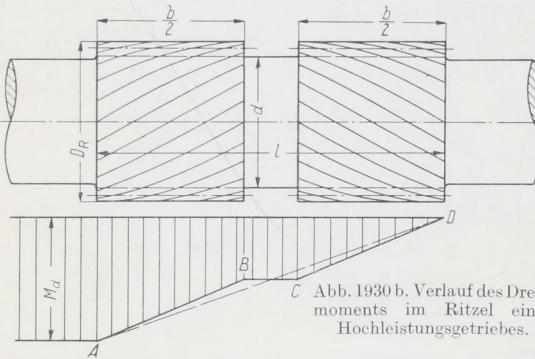


Abb. 1930 b. Verlauf des Drehmoments im Ritzel eines Hochleistungsgetriebes.

guter Ausführung und Wartung zwischen 97 und 99%.

Im Falle des Fräsens der Zähne muß wegen des Auslaufens der Werkzeuge zwischen den beiden Verzahnungshälften eine Lücke vorgesehen werden, die sich allerdings beim Stoßen der Zähne nach dem Verfahren von Sykes, S. 1081, vermeiden läßt. Zu beachten bleibt die Verdrehung des Ritzels infolge seiner Beanspruchung durch das Drehmoment. Sie darf wegen der gleichmäßigen Anlage der Zahnflanken nicht zu groß werden und kann annähernd wie folgt berechnet werden. Beträgt die Gesamtlänge des Ritzels unter Einschluß der Lücke l cm, so ergibt sich bei der weiteren Annahme, daß das Drehmoment M_d längs des Ritzels stetig nach der Linie AD der Abb. 1930 b auf Null sinkt, ein Verdrehungswinkel:

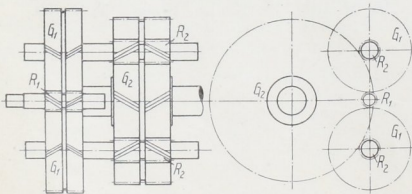


Abb. 1931. Doppelgetriebe.

$$\psi = \frac{16}{\pi d^4} \cdot M_d \cdot \beta \cdot l = \frac{\tau'_d \cdot \beta \cdot l}{d}, \quad (583f)$$

wenn τ'_d die Beanspruchung des Ritzels durch M_d ist. Die Zahnflanke eilt an der Stelle, wo das Drehmoment eingeleitet wird, gegenüber dem anderen Ende um:

$$\frac{\psi \cdot D_R}{2} \quad (583g)$$

vor. Können sich die Mittelebenen zweier Pfeilzahnäder gegenseitig einstellen, so sinkt der Betrag auf rund die Hälfte. Vgl. hierzu Berechnungsbeispiel 11.