

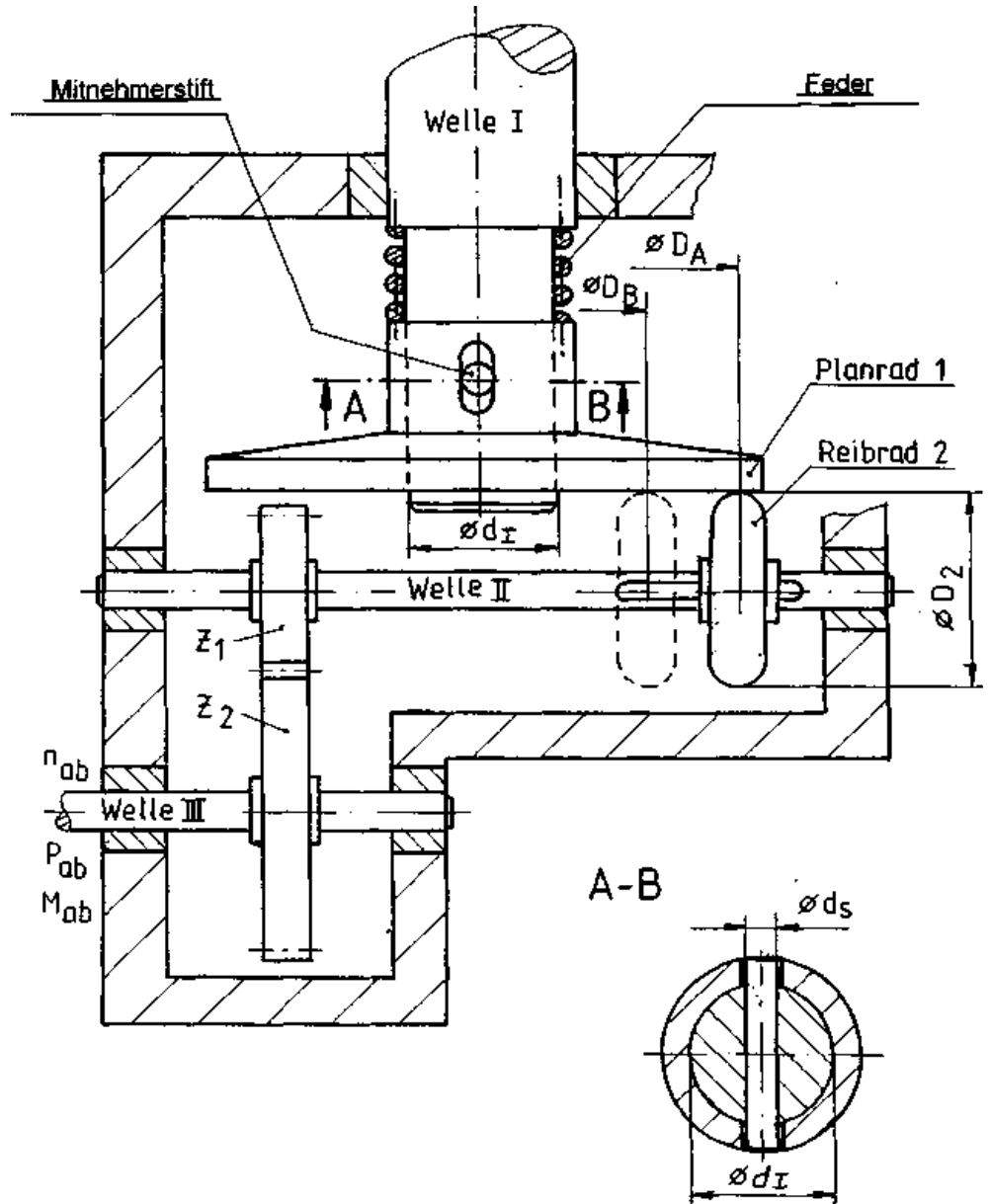
HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

Funktionsschema für ein Reibradgetriebe mit veränderbarem Übersetzungsverhältnis

Das 2-stufige Getriebe besteht aus einem Reibrad und einem Zahnradpaar. Welle I wird von einem Motor angetrieben.

Zur Änderung des Übersetzungsverhältnisses kann das Reibrad 2 am Planrad 1 im Durchmesserbereich D_A bis D_B verschoben werden. Eine Feder drückt das auf Welle I verschiebbare Planrad 1 an das Reibrad 2. Reibrad 2 und Zahnrad 1 sind mit der Welle II formschlüssig verbunden.



Angaben:

Antriebswelle I:

$$M_I = 3,0 \text{ Nm}$$

$$n_I = 630 \text{ min}^{-1}$$

$$d_I = 12 \text{ mm}$$

Reibräder:

$$D_A = 120 \text{ mm}$$

$$D_B = 60 \text{ mm}$$

$$D_2 = 90 \text{ mm}$$

Zähnezahlen:

$$z_1 = 16$$

$$z_2 = 54$$

Reibungskoeffizient zwischen Rad 1 und Rad 2:

$$\mu = 0,45$$

Wirkungsgrade :

$$\text{Reibradstufe } \eta_R = 0,55$$

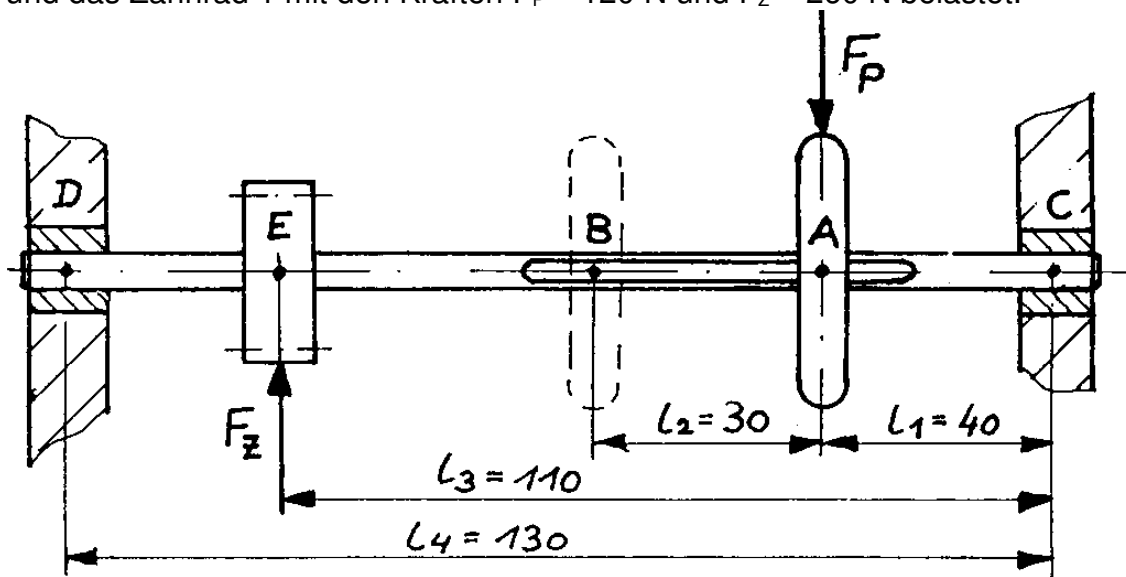
$$\text{Zahnradstufe } \eta_Z = 0,95$$

HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie die kleinste und größte einstellbare Drehzahl n_{ab} an Welle III. Wie groß ist die vom Getriebe abgegebene Leistung P_{ab} ?	3,0
2 Berechnen Sie die erforderliche Federkraft F_F , um das angegebene Antriebsdrehmoment übertragen zu können.	3,0
3 Mit welchem Durchmesser d_s muss der Mitnehmerstift aus S235 bei 6 - facher Sicherheit gegen Abscheren mindestens ausgeführt werden ?	4,0
4 Überprüfen Sie , ob die Vollwelle III mit dem Durchmesser $d_{III} = 12$ mm für ein Drehmoment $M_{ab} = 20$ Nm ausreichend dimensioniert ist. Zulässige Torsionsspannung $\tau_{zul} = 70$ N/mm ²	2,5

Angaben zu den Aufgaben 5 und 6 :

Die Welle II mit Durchmesser $d_{II} = 10$ mm wird durch das verschiebbare Reibrad 2 und das Zahnrad 1 mit den Kräften $F_P = 120$ N und $F_Z = 260$ N belastet.



5 Ermitteln Sie zeichnerisch die Lagerkräfte F_C und F_D . Das Reibrad sei wie gezeigt in Position A.	5,0
6 Welche Biegespannung tritt in den Wellenquerschnitten B und E auf, falls sich das Reibrad 2 in der Position B befindet ?	5,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

1 $i_{max} = \frac{D_2}{D_B} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{90 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} \cdot \frac{54}{16} = 5,06$ 3,0

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{lmin} = \frac{n_I}{i_{max}} = \frac{630 \text{ min}^{-1}}{5,06} = 124,4 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{min} = \frac{D_2}{D_A} \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{90 \text{ mm}}{120 \text{ mm}} \cdot \frac{54}{16} = 2,53$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{lmin} = \frac{n_I}{i_{max}} = \frac{630 \text{ min}^{-1}}{2,53} = 248,9 \text{ min}^{-1}$$

$$P_I = 2\pi \cdot M_I \cdot n_I = 2\pi \cdot 3,0 \text{ Nm} \cdot 630 \text{ min}^{-1} = 197,9 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{II} = P_I \cdot \eta_R \cdot \eta_Z = 197,9 \text{ W} \cdot 0,55 \cdot 0,95 = 103,4 \text{ W}$$

Drehzahlen und Leistung bei einem verstellbaren Getriebe

2 $M = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_{Rmax} = \frac{2 \cdot M_I}{D_B} = \frac{2 \cdot 3 \text{ Nm}}{60 \text{ mm}} = 100 \text{ N}$ 3,0

$$F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow F_{F erf} = \frac{F_{Rmax}}{\mu} = \frac{100 \text{ N}}{0,45} = 222,2 \text{ N}$$

Anpresskraft für Reibmoment

3 Zunächst muss die Kraft berechnet werden, die die Scherflächen des Zylinderstiftes am Nabendurchmesser übertragen müssen. 4,0

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_a = \frac{2 \cdot M_I}{d_I} = \frac{2 \cdot 3 \text{ Nm}}{12 \text{ mm}} = 500 \text{ N}$$

$\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{6} = 48,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_a}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{500 \text{ N}}{2 \cdot 48,3 \text{ N/mm}^2} = 5,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 2,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene $\varnothing 3 \text{ mm}$ (→ TabB „Zylinderstift“)

Scherfestigkeit (Stift \varnothing) kombiniert mit Momenten

4 $\frac{\tau_{tF}}{v} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$ 2,5

$$W_{perf} = \frac{M_{ab}}{\tau_{tzul}} = \frac{20 \text{ Nm}}{70 \text{ N/mm}^2} = 0,286 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0,286 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 11,3 \text{ mm}$$

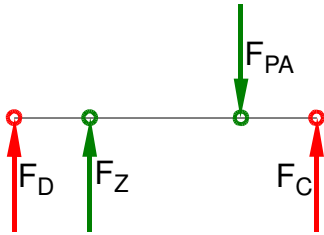
Die Welle ist ausreichend dimensioniert, da $d_{III} > d_{erf}$

Durchmesser gegen Torsion

HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

5 LS Welle II in Pos. A

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_C = 0 = -F_D \cdot l_4 - F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{-F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot l_1}{l_4} = \frac{-260 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} + 120 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}}{130 \text{ mm}} = -183 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_D + F_Z - F_{PA} + F_C \Rightarrow$$

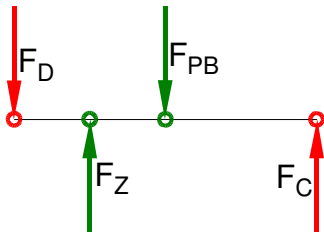
$$F_C = -F_D - F_Z + F_{PA} = -(-183 \text{ N}) - 260 \text{ N} + 120 \text{ N} = 43 \text{ N}$$

F_D wirkt entgegen der angenommenen Krafrichtung.

Statik Schlusslinienverfahren

6 LS Welle II in Pos. A

5,0



Auflagerkräfte

$$\Sigma M_C = 0 = +F_D \cdot l_4 - F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot (l_1 + l_2) \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_Z \cdot l_3 - F_P \cdot (l_1 + l_2)}{l_4} = \frac{260 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} - 120 \text{ N} \cdot (40 + 30) \text{ mm}}{130 \text{ mm}} = 155,4 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_D + F_Z - F_{PA} + F_C \Rightarrow$$

$$F_C = F_D - F_Z + F_{PA} = 155,4 \text{ N} - 260 \text{ N} + 120 \text{ N} = 15,4 \text{ N}$$

Biegemomente

$$M_E(\text{links}) = |F_D \cdot (l_4 - l_3)|$$

$$= 155,4 \text{ N} \cdot (130 - 110) \text{ mm} = 3,1 \text{ Nm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |F_C \cdot (l_1 + l_2)|$$

$$= 15,4 \text{ N} \cdot (40 + 30) \text{ mm} = 1,1 \text{ Nm}$$

Biegespannung

$$W = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32} = \frac{\pi \cdot (10 \text{ mm})^3}{32} = 98,2 \text{ mm}^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bB} = \frac{M_{bB}}{W} = \frac{3,1 \text{ Nm}}{98,2 \text{ mm}^3} = 31,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bE} = \frac{M_{bE}}{W} = \frac{1,1 \text{ Nm}}{98,2 \text{ mm}^3} = 11,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Auflagerkräfte, Biegemoment und Biegespannung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$