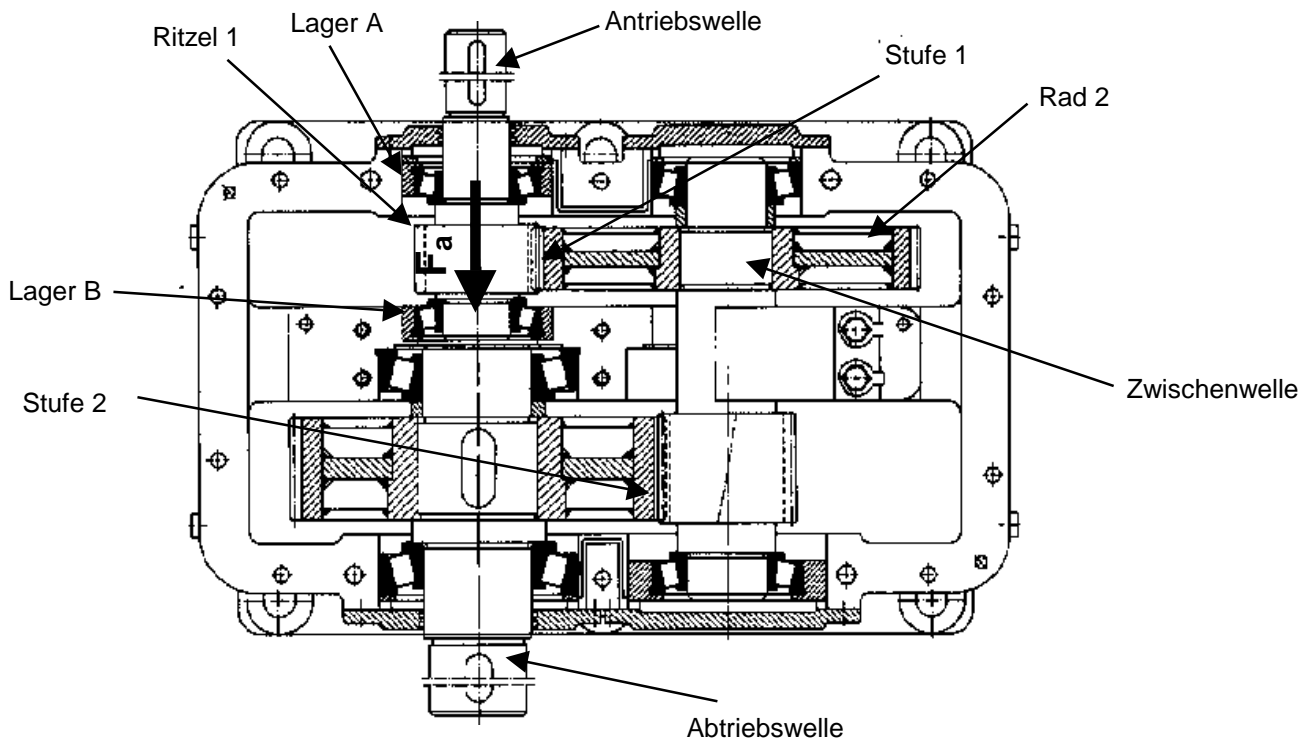


**Diplomhauptprüfung Maschinenelemente SS 01**

**Teil II: Berechnungen**

Die untenstehende Skizze zeigt ein zweistufiges Schrägstirnradgetriebe.



**6. Verzahnungsgeometrie** (20 Punkte)

Die Verzahnungsgeometrie der Stufe 1 (siehe Skizze) ist auszulegen.

Gegeben:

Zähnezahl Ritzel	$z_1 = 21$
Zähnezahl Rad	$z_2 = 69$
Profilverschiebung Rad	$x_2 = 0$
Schrägungswinkel	$\beta = 25^\circ$
Eingriffswinkel im Normalschnitt	$\alpha_n = 20^\circ$
Betriebs-Achsabstand	$a = 250 \text{ mm}$

Gesucht:

- 6.1 Die kleinste zulässige Zähnezahzahl des Ritzels  $z_{1 \min}$ , wenn das Ritzel ohne Profilverschiebung ausgeführt wird.
- 6.2 Der genormte Normalmodul  $m_n$ , mit dem der Betriebs-Achsabstand  $a$  realisiert werden kann.
- 6.3 Die erforderliche Profilverschiebung des Ritzels  $x_1$ , um den Betriebs-Achsabstand  $a$  mit dem Normalmodul  $m_n$  nach 6.2 exakt zu erreichen.

**7. Zahnfußtragfähigkeit** (24 Punkte)

Die Zahnfußtragfähigkeit des Ritzels der Stufe 2 ist zu überprüfen.

Gegeben:

Drehmoment am Ritzel	$T_1$	=	23 000 Nm
Zähnezahzahl Ritzels	$z_1$	=	16
Normalmodul	$m_n$	=	8
Schrägungswinkel	$\beta$	=	25 °
Profilverschiebung Ritzel	$x_1$	=	0,25
Zahnbreite	$b_1 = b_2$	=	120 mm
Gesamtbelastungseinfluß	$K_{F \text{ ges}}$	=	1,2
Profilüberdeckung	$\epsilon_\alpha$	=	1,3
Sicherheit gegen Zahnfußbruch	$S_{F \text{ min}}$	=	1,3
Dauerfestigkeitswert	$\sigma_{F \text{ lim}}$	=	500 N/mm <sup>2</sup> (16 MnCr 5 E)

Gesucht:

- 7.1 Die Umfangskraft  $F_t$  und die Sprungüberdeckung  $\epsilon_\beta$ .
- 7.2 Die auftretende Zahnfußspannung  $\sigma_F$ .
- 7.3 Die zu erwartende Lebensdauer des Ritzels, wenn als Ritzelwerkstoff 16 MnCr 5 E verwendet wird ( $Y_{R \text{ rel T}} = Y_{\delta \text{ rel T}} = 1,0$ ).

**8. Wälzlager** (22 Punkte)

Die Lagerung der Antriebswelle ist nachzurechnen (siehe Skizze).

Gegeben:

Idelle radiale Lagerbeanspruchung Lager A	$F_{rA}$	=	3 kN	
Idelle radiale Lagerbeanspruchung Lager B	$F_{rB}$	=	10 kN	
Idelle axiale Beanspruchung der Lagerung	$F_a$	=	3,5 kN	siehe Skizze!
Mittlere Lagerdrehzahl	$n_m$	=	1 000 1/min	
Axialfaktoren	$Y_A = Y_B$	=	1,5	
	$e$	=	0,39	
Geforderte Lagerlebensdauer	$L_{10 h}$	=	10 000 Std.	
Lager-Aussenringdurchmesser Lager B	$D$	=	260 mm	
Lager-Innendurchmesser Lager B	$d$	=	120 mm	

Gesucht:

- 8.1 Die Axialbeanspruchung  $F_{aB}$  des Lagers B.
  - 8.2 Die erforderliche dynamische Tragzahl  $C_{B\text{ erf}}$  des Lagers B.
  - 8.3 Die kinematische Ölviskosität  $\nu$ , die mindestens erforderlich ist, um für das Lager B die doppelte Lebensdauer zu erreichen.
- 

**9. Querpressverband** (22 Punkte)

Die Paßfederverbindung des Rades 2 der Stufe 2 soll durch einen Querpressverband ersetzt werden.

Der Querpressverband ist nachzurechnen.

Gegeben:

Zu übertragendes maximales Drehmoment	$T = 35\,000\text{ Nm}$
Auf die Verbindung wirkende maximale Axialkraft	$F_a = 95\text{ kN}$
Haftbeiwert	$\mu = 0,11$
Haftsicherheit	$v_H = 1,2$
Betriebsfaktor	$c_B = 1,1$
Glättung	$G = 3,2\text{ }\mu\text{m}$
Übermaßpassung	$\text{Ø}150\text{ H7/x6}$
Länge der Fuge	$l_F = 140\text{ mm}$
Aussendurchmesser der Nabe	$D_{aA} = 200\text{ mm}$
Werkstoff von Welle und Nabe	16 MnCr 5 E

Gesucht:

- 9.1 Die resultierende Rutschkraft  $F_{R\text{ ges}}$  und die kleinste erforderliche Fugenpressung  $p_{FK}$ .
- 9.2 Die kleinste Übermaßpassung  $P_{\text{ük}}$  und das vorhandene kleinste Haftmaß  $Z_{k\text{ vorh}}$ .
- 9.3 Der kleinste vorhandene Fugendruck  $p_{FK\text{ vorh}}$ .
- 9.4 Ist der Querpressverband ausreichend dimensioniert? (Begründung!)

VIEL ERFOLG!