

Musterlösung

zur Einsicht am 17.10.2022

Rechenaufgaben

Konstruktionsaufgabe

Vorläufige Ergebnisse der Prüfung **MASCHINENGESTALTUNG III**
vom 10.09.2022

für die Studiengänge **Maschinenbau, Wirtschaftsingenieurwesen FR Maschinenbau**
sowie **Masterstudiengänge**

Punktegrenzen	Note
ab 93,5 Punkten	1,0*
ab 88,0 Punkten	1,3*
ab 83,0 Punkten	1,7
ab 77,0 Punkten	2,0
ab 72,0 Punkten	2,3
ab 67,0 Punkten	2,7
ab 62,0 Punkten	3,0
ab 56,0 Punkten	3,3
ab 51,0 Punkten	3,7
ab 46,5 Punkten	4,0
ab 0 Punkten oder bei NE	5,0

Maximalpunktzahl: 120 Punkte

(*) Bei Interesse an einer HiWi-Tätigkeit oder an Bachelor-/Projektarbeiten bitte melden bei:
J. Müller, M.Sc. – 0241/80 95609 – julius.mueller@imse.rwth-aachen.de

Aufgabe 1 (22 Punkte)

Sie legen ein Radialgleitlager für ein neu entwickeltes Lastgetriebe zwischen einer Gasturbine und einem Generator aus. Das Lastgetriebe wird in verschiedenen Fahrzeugtypen eingesetzt.

Lagerlast	$F = 170 \text{ kN}$	Relatives Lagerspiel	$\psi = 1,5 \text{ \%}$
Lagerdurchmesser	$D = 235 \text{ mm}$	Umgebungstemperatur	$T_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Lagerbreite	$B = 215 \text{ mm}$	Grenztemperatur	$T_G = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Lagertemperatur	$T = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Drehzahl	$n_1 = 2100 \text{ min}^{-1}$
Mineralöl ISO VG 150		Temperaturdifferenz am Ölkühler	$\Delta \vartheta = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Hinweis:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf den Hilfsblättern 1 bis 2 zu Aufgabe 1.

1.1 Nennen Sie einen Vorteil von Mehrflächengleitlagern gegenüber Einflächengleitlagern. (1 Punkt)

1.2 Um welchen Faktor ändert sich die spezifische Lagerlast, wenn Last, Breite und Durchmesser verdoppelt werden? (1 Punkt)

1.3 Welche der beiden aus der Vorlesung bekannten Methoden zur Wärmeabfuhr weist in der Regel eine höhere Kühlleistung auf? (1 Punkt)

Berechnen Sie den notwendigen Kühlölvolumenstrom für den vorgegebenen Betriebspunkt. Die Kühlung des Lagers erfolgt durch eine externe Ölkuhlung. Vernachlässigen Sie für die Auslegung des Lagers die Wärmeabfuhr über das Gehäuse.

1.4 Kühlölvolumenstrom bei Wärmeabfuhr nur über den externen Ölkühler. (6 Punkte)

1.4.1 Bestimmen Sie die effektive dynamische Viskosität η_1 in Pas.

1.4.2 Berechnen Sie die spezifische Lagerlast \bar{p} in N/mm².

1.4.3 Berechnen Sie die Sommerfeldzahl So .

1.4.4 Berechnen Sie die Geschwindigkeit u_1 in m/s.

1.4.5 Berechnen Sie den einzustellenden Kühlölvolumenstrom Q_k in l/min, um die vorgegebene Temperatur zu erreichen.

In einem weiteren Fahrzeugtyp wird das Radialgleitlager ausschließlich durch Konvektion gekühlt und bei einer Drehzahl von $n_2 = 300 \text{ min}^{-1}$ betrieben. Bestimmen Sie, welche ISO VG Klasse maximal bei Wärmeabfuhr nur über das Gehäuse verwendet werden kann.

1.5 Bestimmung der maximalen ISO VG Klasse des Schmierstoffs bei Wärmeabfuhr nur über das Gehäuse. (5 Punkte)	
1.5.1	Berechnen Sie die wärmeabgebende Oberfläche A in m^2 .
1.5.2	Berechnen Sie die Geschwindigkeit u_2 in m/s .
1.5.3	Berechnen Sie die Erwärmungszahl für den Schwerlastbereich W in $\sqrt{\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2}{\text{N} \cdot \text{s}}}$.
1.5.4	Geben Sie an, welche ISO VG Klasse maximal eingesetzt werden kann.

Falls Sie Aufgabenteil 1.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $u_2 = 3,850 \text{ m/s}$ weiter.

Bestimmen Sie, welche ISO VG Klasse mindestens für den verschleißfreien Betrieb des Lagers erforderlich ist. Das Radialgleitlager weist keine Fluchtungsfehler auf.

1.6 Bestimmung der minimalen ISO VG Klasse des Schmierstoffs für den verschleißfreien Betrieb. (5 Punkte)	
1.6.1	Berechnen Sie das Volumen V in m^3 .
1.6.2	Berechnen Sie die erforderliche Übergangsdrehzahl $n_{\ddot{u}}$ in min^{-1} .
1.6.3	Berechnen Sie die minimal erforderliche dynamische Viskosität η_3 in Pas.
1.6.4	Geben Sie an, welche ISO VG Klasse minimal eingesetzt werden kann.

1.7 Der hydrodynamische Druck kann durch zusätzliche Rotation der Lagerschale erhöht werden. In welche Richtung muss die Lagerschale in Relation zur Drehrichtung der Welle drehen? (1 Punkt)	
---	--

1.8 Unter welchen Betriebsbedingungen tritt im Normalfall in hydrostatischen Gleitlagern Mischreibung auf? (1 Punkt)	
--	--

1.9 Geben Sie an, unter welchen Bedingungen ein Axialkippsegmentlager für beide Drehrichtungen verwendet werden kann. (1 Punkt)	
---	--

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 1

Netztafel zur Ermittlung der Lagertemperaturen für $S_0 > 1$

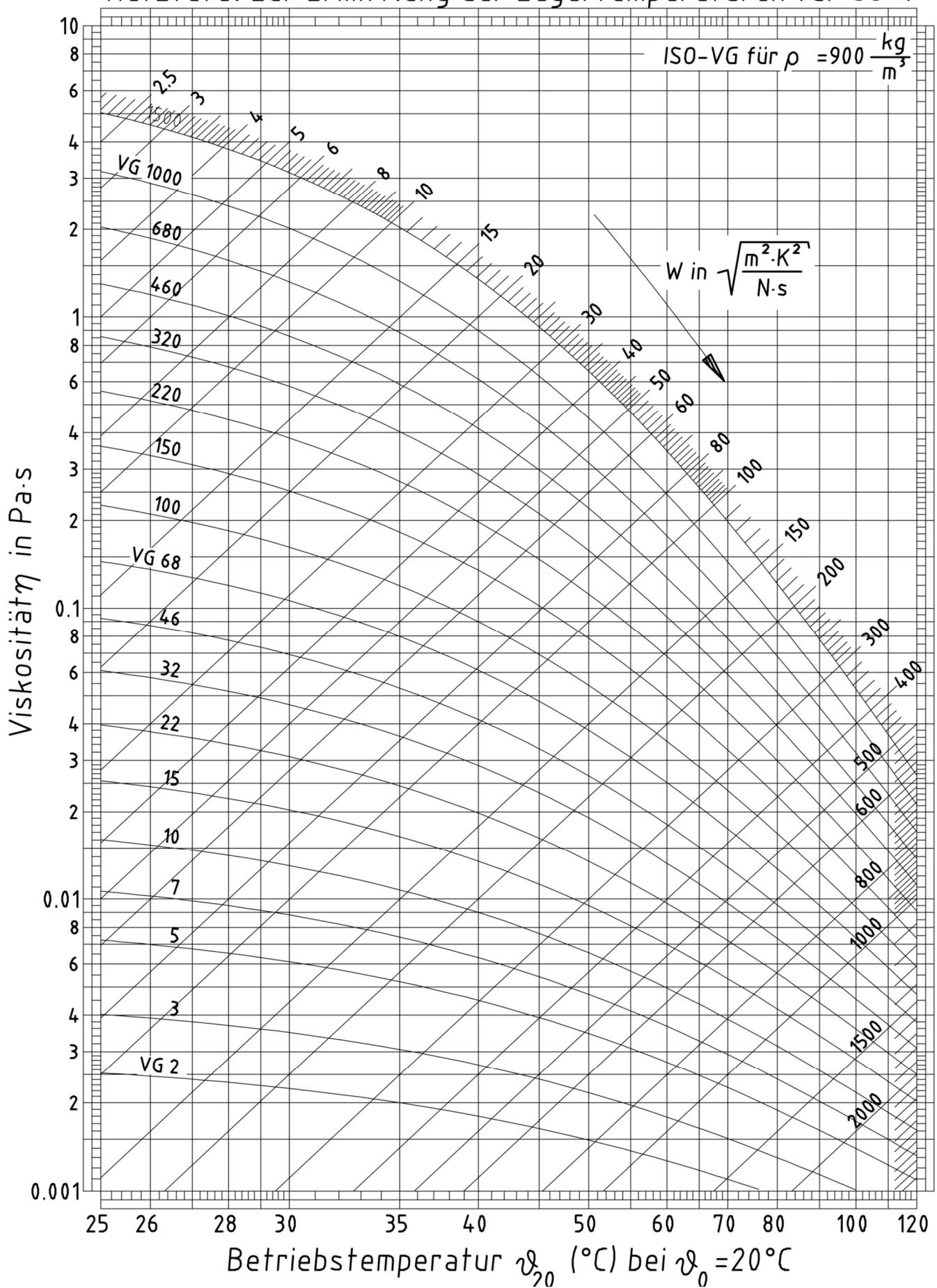


Bild 1.1: Netztafel für den Bereich $S_0 > 1$

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 1

Netztafel zur Ermittlung der Lagertemperaturen für $S_0 < 1$

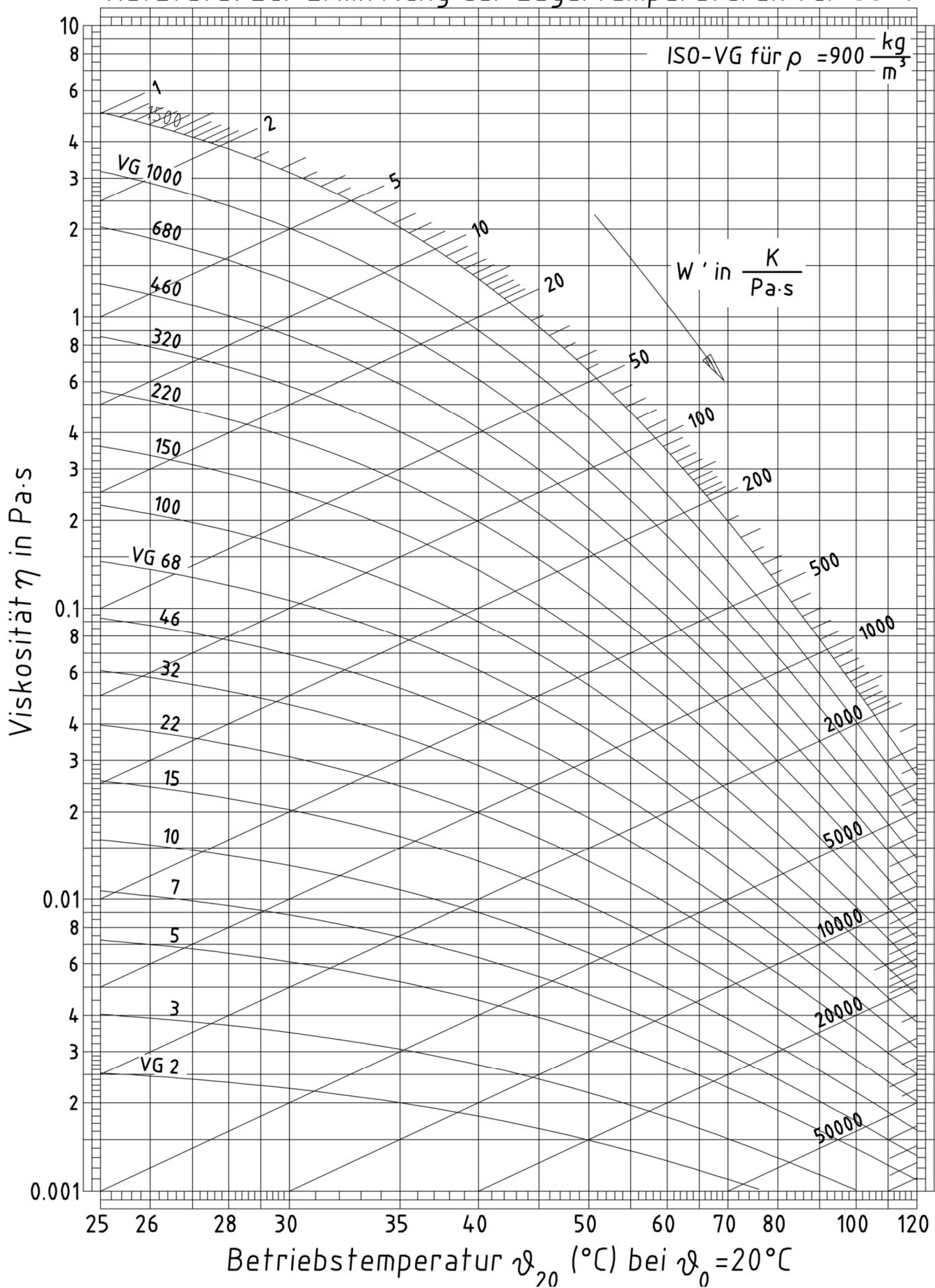


Bild 1.2: Netztafel für den Bereich $S_0 < 1$

Lösung zur Aufgabe 1

1.1 Vorteil Mehrflächengleitlager

Σ 1 P

Einer der folgenden Vorteile ist zu nennen:

- Stabilere Wellenlage
- Vertikale Wellenführung möglich

1 P

1.2 Spezifische Lagerlast

Σ 1 P

Die spezifische Lagerlast **halbiert sich**

1 P

Alternativ: **0,5**

(1 P)

1.3 Wärmeabfuhr

Σ 1 P

Wärmeabfuhr durch eine **externe Kühlung**

1 P

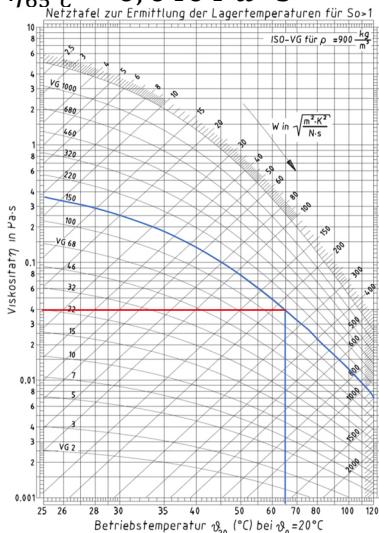
1.4 Kühlvolumenstrom mit externem Ölkühler

Σ 6 P

Effektive dynamische Viskosität

$$\eta_{65^\circ C} = 0,040 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

1,5 P



Spezifische Lagerlast

$$\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D} = 3,365 \frac{N}{mm^2}$$

0,5 P

Sommerfeldzahl

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta_{65^\circ C} \cdot \omega} = 0,861$$

1,5 P

mit $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 219,911 \text{ rad/s}$

Geschwindigkeit

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 25,840 \text{ m/s}$$

0,5 P

Kühlölvolumenstrom

$$Q_K = \frac{f \cdot F \cdot u}{k \cdot \Delta \vartheta} = 63,801 \frac{l}{min}$$

2 P

mit $k_{Öl} = 1,8 \cdot 10^6 \frac{J}{m^3 \cdot K}$ & $f = \frac{3 \cdot \psi}{So} = 0,005$, da Sommerfeldzahl kleiner 1

1.5 Maximale ISO VG Klasse

Wärmeabgebende Oberfläche

$$A = 15 \cdot B \cdot D = 0,758 \text{ m}^2, \text{ da im Maschinenverbund}$$

1 P

Umfangsgeschwindigkeit

$$u_2 = \pi \cdot D \cdot n = 3,691 \text{ m/s}$$

0,5 P

Erwärmungszahl

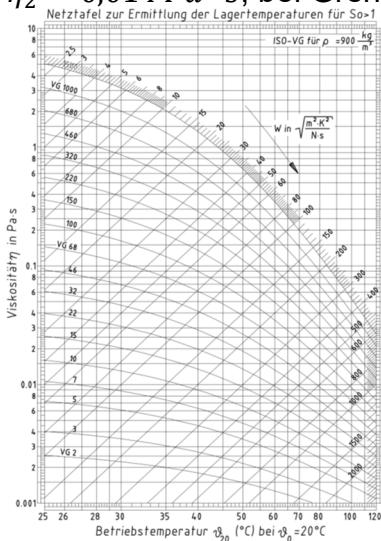
$$W = \frac{4,25 \cdot u}{\alpha \cdot A} \cdot \sqrt{F \cdot u \cdot B} = 506,904 \sqrt{\frac{m^2 \cdot K^2}{N \cdot s}}$$

1,5 P

Mit $\alpha = 15 \frac{W}{m^2 \cdot K}$, im Maschinenverbund

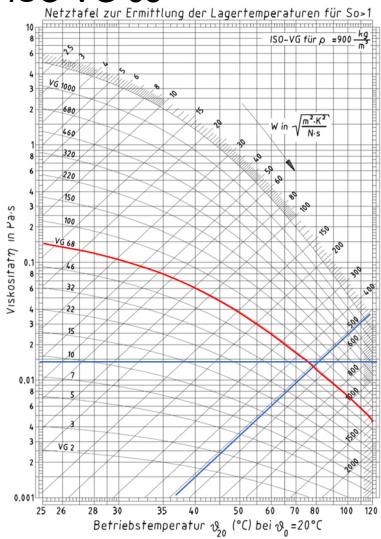
Dynamische Viskosität

$\eta_2 = 0,014 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, bei Grenztemperatur



Maximale ISO VG Klasse

ISO VG 68



2 P

1.6 Minimale ISO VG Klasse

$\Sigma 5 P$

Lagervolumen

$$V = \frac{\pi \cdot B \cdot D^2}{4} = 0,009 \text{ m}^3$$

0,5 P

Übergangsdrrehzahl

$$n_{\ddot{u}} = \frac{n}{3,691} = 81,279 \text{ min}^{-1}$$

1,5 P

mit $\frac{n}{n_{\ddot{u}}} = u = 3,691$

Dynamische Viskosität

2 P

$$\eta_3 = \frac{10^{-8} \cdot F}{6 \cdot C_{\ddot{u}} \cdot n_{\ddot{u}} \cdot V} = 0,007 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

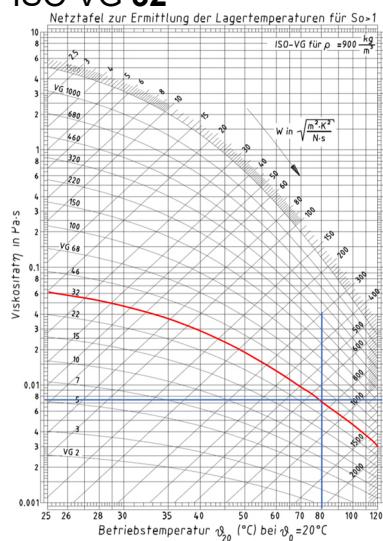
mit

Übergangskonstante $C_{\ddot{u}} = 3 \text{ m}^{-1}$, Tabelle 2.16

Minimale ISO VG Klasse

ISO VG 32

1 P



1.7 Hydrodynamischer Druck

$\Sigma 1 P$

Der hydrodynamische Druck wird erhöht, wenn die Lagerschale in die **gleiche Richtung** dreht wie die Welle.

1 P

1.8 Mischreibung

$\Sigma 1 P$

Im hydrostatischen Gleitlager tritt in **keinem Betriebspunkt** Mischreibung auf.
(Mischreibung tritt nur bei falscher Anwendung auf.)

1 P

1.9 Axialkippsegmentlager

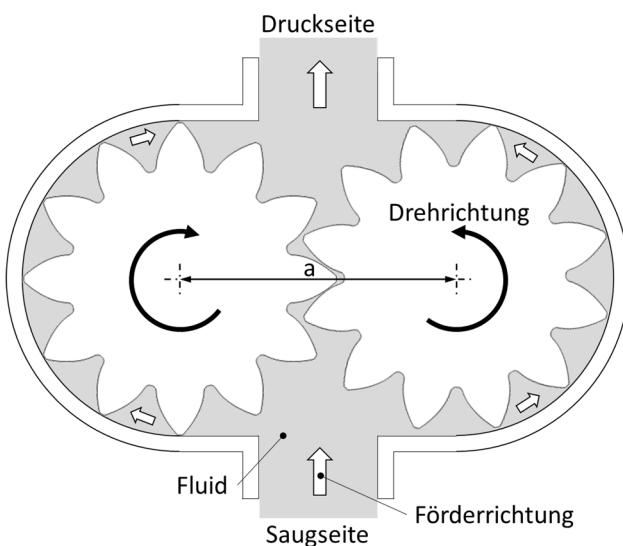
$\Sigma 1 P$

Ein Axialkippssegmentlager kann bei **mittiger Unterstützung** für beide Drehrichtungen verwendet werden.

1 P

Aufgabe 2 (22 Punkte)

Sie legen die Zahnradgeometrie einer schrägverzahnten Förderpumpe für eine Chemieanwendung bei niedrigem Druck aus. Das Fluid wird in den Zahnlücken der beiden Zahnräder von der Saugseite zur Druckseite gefördert. Der Antrieb erfolgt an einem der beiden Zahnräder. Alle Verzahnungsgrößen der beiden Zahnräder sind identisch. Die Fuß- und Kopfhöhen sind entsprechend DIN 867 für Zahnräder mit Evolventenverzahnung festgelegt. Das Kopfspiel entspricht dem Standardwert nach ISO 53.



Antriebsleistung	P_{an}	=	17	kW
Antriebsdrehzahl	n	=	1500	min^{-1}
Normalmodul	m_n	=	7,5	mm
Normaleingriffswinkel	α_n	=	26	°
Schrägungswinkel	β	=	15	°
Zähnezahl	z	=	12	
Achsabstand	a	=	99	mm
Stirnprofilwinkel auf dem Kopfkreis	α_{at}	=	42,81	°

Hinweis:

- Runden Sie Involutwerte auf sechs Nachkommastellen.

2.1 Berechnen Sie das Antriebsdrehmoment M_{an} der Außenzahnradpumpe in Nm.
(1 Punkt)

Aufgrund einer Bauraumanforderung muss der gegebene Achsabstand a eingehalten werden. Das erfordert den Einsatz einer Profilverschiebung.

2.2	Bestimmung der Profilverschiebungssumme zur Einhaltung des Achsabstands. (5 Punkte)
2.2.1	Berechnen Sie den Stirnmodul m_t in mm.
2.2.2	Berechnen Sie den Stirneingriffswinkel α_t in °.
2.2.3	Berechnen Sie den Betriebseingriffswinkel α_{wt} in °.
2.2.4	Berechnen Sie die Summe der Profilverschiebungsfaktoren $\sum x$, damit der gegebene Achsabstand a eingehalten wird.
2.2.5	Warum steigt bei einem V_{plus} -Rad gegenüber einem Null-Rad die Sicherheit gegen Zahnfußbruch?

Falls Sie Aufgabenteil 2.2 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $m_t = 7,765 \text{ mm}$, $\alpha_t = 29,5^\circ$, $\alpha_{wt} = 34,996^\circ$ und $\sum x = 0,945$ weiter.

Der Volumenstrom soll im Betrieb eine möglichst geringe Pulsation aufweisen. Dafür muss die Sprungüberdeckung ε_β der Verzahnung einen positiven, ganzzahligen Wert annehmen. Gleichzeitig soll die Verzahnungsbreite b minimal sein.

2.3	Berechnung der minimalen gemeinsamen Zahnbreite. (2,5 Punkte)
2.3.1	Berechnen Sie die minimale gemeinsame Zahnbreite b in mm unter der Voraussetzung, dass die Sprungüberdeckung ε_β positiv und ganzzahlig ist.

Falls Sie Aufgabenteil 2.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $b = 93 \text{ mm}$ weiter.

Das Fluid im Zahnkontakt wird im Betrieb der Pumpe gequetscht und verursacht ungewollte Belastungen. Damit das Fluid im Zahnkontakt besser abfließen kann, soll die Profilüberdeckung ε_α zwischen 1,0 und 1,1 liegen.

2.4	Überprüfung der Profilüberdeckung ε_α . (8 Punkte)
2.4.1	Berechnen Sie den Teilkreisdurchmesser d in mm.
2.4.2	Berechnen Sie den Kopfkreisdurchmesser d_a in mm.
2.4.3	Berechnen Sie den Grundkreisdurchmesser d_b in mm.
2.4.4	Berechnen Sie die Profilüberdeckung ε_α .
2.4.5	Wie müsste die Summe der Profilverschiebungsfaktoren qualitativ verändert werden, um die Profilüberdeckung ε_α zu verringern?

Falls Sie Aufgabenteil 2.4 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $d_a = 112,737 \text{ mm}$ weiter.

Die Zahnräder werden oberflächengehärtet.

2.5	Welche Eigenschaft muss ein Fertigungswerkzeug aufweisen, damit nach dem Härteten und anschließenden Schleifen eines damit gefertigten Zahnrads keine Kerbe im Zahngrund vorliegt? (1 Punkt)
-----	--

2.6	Welches Risiko besteht für Spitzzähne mit durchgehärtetem Zahnkopf? (1 Punkt)
-----	---

Zur Überprüfung, ob bei den Zahnrädern Spitzzähne vorliegen, ermitteln Sie die Stirnzahndicke auf dem Kopfkreis s_{at} . Die Stirnzahndicke auf dem Kopfkreis darf zur Vermeidung von Spitzzähnen den kritischen Wert von $s_{at} = 0,4 \cdot m_n$ nicht unterschreiten.

2.7 Überprüfung, ob Spitzzähne vorliegen. (3,5 Punkte)	
2.7.1	Berechnen Sie die Stirnzahndicke auf dem Kopfkreis s_{at} in mm. Berücksichtigen Sie den gegebenen Stirnprofilwinkel auf dem Kopfkreis α_{at} .
2.7.2	Liegen bei den Zahnrädern Spitzzähne vor?
2.7.3	Wie verändert sich die Stirnzahndicke auf dem Kopfkreis qualitativ bei einer Verringerung der Profilverschiebung?

Lösung zur Aufgabe 2

2.1 Antriebsdrehmoment

Σ 1 P

$$M_{an} = \frac{P_{an}}{2 \cdot \pi \cdot n} = 108,225 \text{ Nm}$$

1 P

2.2 Profilverschiebungssumme

Σ 5 P

Stirnmodul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 7,765 \text{ mm}$$

0,5 P

Stirneingriffswinkel

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\beta)}\right) = 26,791^\circ$$

0,5 P

Betriebseingriffswinkel

$$\begin{aligned} \alpha_{wt} &= \arccos\left(\frac{(z_1+z_2) \cdot m_t}{2 \cdot a} \cdot \cos(\alpha_t)\right) \\ &= \arccos\left(\frac{(12+12) \cdot 7,765 \text{ mm}}{2 \cdot 99 \text{ mm}} \cdot \cos(26,791^\circ)\right) = 32,841^\circ \end{aligned}$$

1 P

Summe der Profilverschiebungsfaktoren

$$\sum x = \frac{\text{inv}(\alpha_{wt}) - \text{inv}(\alpha_t)}{2 \cdot \tan(\alpha_n)} \cdot (z_1 + z_2) = \frac{0,072286 - 0,037348}{2 \cdot \tan(26^\circ)} \cdot (12 + 12) = 0,860$$

2 P

$$\text{inv}(\alpha_{wt}) = \tan(\alpha_{wt}) - \alpha_{wt} = 0,072286$$

$$\text{inv}(\alpha_t) = \tan(\alpha_t) - \alpha_t = 0,037348$$

Sicherheit gegen Zahnfußbruch

Aufgrund der **höheren Zahnfüßdicke**

1 P

2.3 Minimale gemeinsame Zahnbreite

Σ 2,5 P

Minimale gemeinsame Zahnbreite

$$b = \frac{\varepsilon_\beta \cdot p_t}{\tan(\beta)} = \frac{1 \cdot 24,393 \text{ mm}}{\tan(15^\circ)} = 91,036 \text{ mm}$$

2,5 P

$$p_t = \frac{p_n}{\cos(\beta)} = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos(\beta)} = \frac{\pi \cdot 7,5 \text{ mm}}{\cos(15^\circ)} = 24,393 \text{ mm}$$

Kleinste positive ganze Zahl $\Rightarrow \varepsilon_\beta = 1$

2.4 Profilüberdeckung

Σ 8 P

Teilkreisdurchmesser

$$d = \frac{z \cdot m_n}{\cos(\beta)} = \frac{12 \cdot 7,5 \text{ mm}}{\cos(15^\circ)} = 93,175 \text{ mm}$$

1 P

Kopfkreisdurchmesser

$$d_a = d + 2 \cdot x \cdot m_n + 2 \cdot h_{ap} + 2 \cdot k$$

$$= 93,175 \text{ mm} + 2 \cdot 0,430 \cdot 7,5 \text{ mm} + 2 \cdot 7,5 \text{ mm} + 2 \cdot (-0,625 \text{ mm})$$

$$= 113,375 \text{ mm}$$

2,5 P

$$h_{ap} = m_n = 7,5 \text{ mm}$$

$$k = a - a_d - m_n \cdot (x_1 + x_2) = 99 \text{ mm} - 93,175 \text{ mm} - 7,5 \text{ mm} \cdot 0,860 = -0,625 \text{ mm}$$

$$a_d = d = 93,175 \text{ mm}$$

Grundkreisdurchmesser

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha_t) = 93,175 \text{ mm} \cdot \cos(26,791^\circ) = 83,173 \text{ mm}$$

1 P

Profilüberdeckung

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{et}} = \frac{23,358 \text{ mm}}{21,775 \text{ mm}} = 1,073$$

2,5 P

$$\begin{aligned}
 g_\alpha &= \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin(\alpha_{wt}) \\
 &= \sqrt{d_a^2 - d_b^2} - a \cdot \sin(\alpha_{wt}) \\
 &= \sqrt{(113,375 \text{ mm})^2 - (83,173 \text{ mm})^2} - 99 \text{ mm} \cdot \sin(32,841^\circ) \\
 &= 23,358 \text{ mm} \\
 p_{et} &= p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 24,393 \text{ mm} \cdot \cos(26,791^\circ) = 21,775 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Verringerung der Profilüberdeckung

Die Profilverschiebungssumme müsste dafür **größer** werden.

1 P

2.5 Zahnrad ohne Kerbe

Σ 1 P

Das Werkzeug muss eine **Protuberanz** aufweisen.

1 P

2.6 Risiko durchgehärteter Zahnkopf

Σ 1 P

Abplatzen der Zahnspitzen

1 P

2.7 Überprüfung Spitzzahn

Σ 3,5 P

Stirnzahndicke auf dem Kopfkreis

$$\begin{aligned}
 s_{at} &= d_a \cdot \left(\frac{\pi+4 \cdot x \cdot \tan(\alpha_n)}{2 \cdot z} + \operatorname{inv}(\alpha_t) - \operatorname{inv}(\alpha_{at}) \right) \\
 &= 113,375 \text{ mm} \cdot \left(\frac{\pi+4 \cdot 0,43 \cdot \tan(26^\circ)}{2 \cdot 12} + 0,037348 - 0,179158 \right) \\
 &= 2,726 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

1,5 P

Überprüfung Kriterium Spitzzahn

$s_{at} = 2,726 \text{ mm} < 0,4 \cdot m_n = 3 \text{ mm} \Rightarrow \mathbf{Ja}$, es liegen Spitzzähne vor.

1 P

Verringerung der Profilverschiebung

Die Stirnzahndicke wird **größer**.

1 P

Aufgabe 3 (22 Punkte)

Sie sind verantwortlich für die Auslegung des elektrischen Schwenkantriebs eines Baggers. Mit Hilfe des Schwenkantriebs kann der Oberwagen des Baggers relativ zum Unterwagen gedreht werden. Der Antrieb besteht aus einem Elektromotor, einem Nebenantrieb und einem Getriebe. Das Getriebe besteht aus einem schaltbaren zweistufigen Planetengetriebe und einer Stirnradstufe. Der Antrieb kann in zwei Betriebsmodi betrieben werden, die über die Schaltung der zwei Kupplungen realisiert werden.

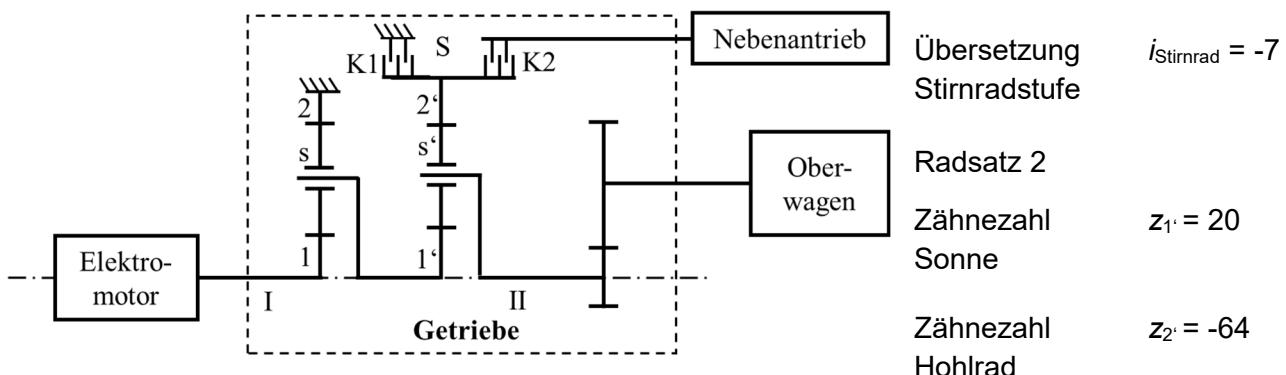


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des Antriebsstrangs

Tabelle 3.1: Schaltungsschema

	K1	K2
Betriebsmodus 1	Geschlossen	Offen
Betriebsmodus 2	Offen	Geschlossen

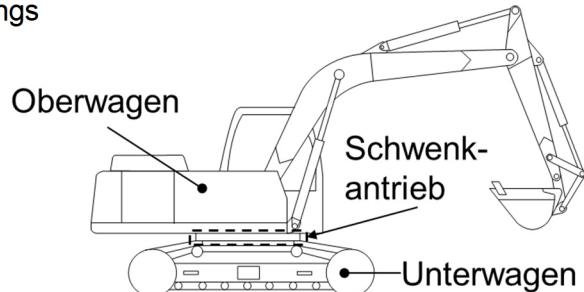


Abbildung 3.2: Bagger

Betriebsmodus 1	Betriebsmodus 2
Elektromotor-drehzahl $n_{\text{Elektromotor}} = 1400 \text{ min}^{-1}$	Drehzahl Sonne 1' $n_{1'} = 295 \text{ min}^{-1}$
Lastmoment Oberwagen $M_{\text{Last}} = 25 \text{ kNm}$	Drehmoment Sonne 1' $M_{1'} = 0,9 \text{ kNm}$ Drehzahl Nebenantrieb $n_{2'} = 50 \text{ min}^{-1}$

Hinweis:

- Vernachlässigen Sie alle Verluste.

- 3.1 Für den Schwenkantrieb werden Planetengetriebe eingesetzt. Nennen Sie einen Nachteil von Planetengetrieben gegenüber Stirnradgetrieben. (1 Punkt)

- 3.2 Drehen sich der Elektromotor und der Oberwagen in Betriebsmodus 1 gleichsinnig oder entgegengesetzt? (1 Punkt)

Der Schwenkantrieb des Baggers wird zunächst in Betriebsmodus 1 untersucht.

3.3	Untersuchen Sie die Drehzahlverhältnisse der beiden Planetenstufen mit Hilfe der in Abbildung 3.3 dargestellten Geschwindigkeitspläne nach KUTZBACH. (5 Punkte)
3.3.1	Ermitteln Sie die Übersetzung $i_{I,II}$ zwischen Eingang und Ausgang der beiden Planetenstufen.
3.3.2	Berechnen Sie die Drehzahl $n_{\text{Oberwagen}}$ des Oberwagens in min^{-1} .
3.3.3	Ermitteln Sie die Planetendrehzahl n_P des zweiten Radsatzes in min^{-1} .

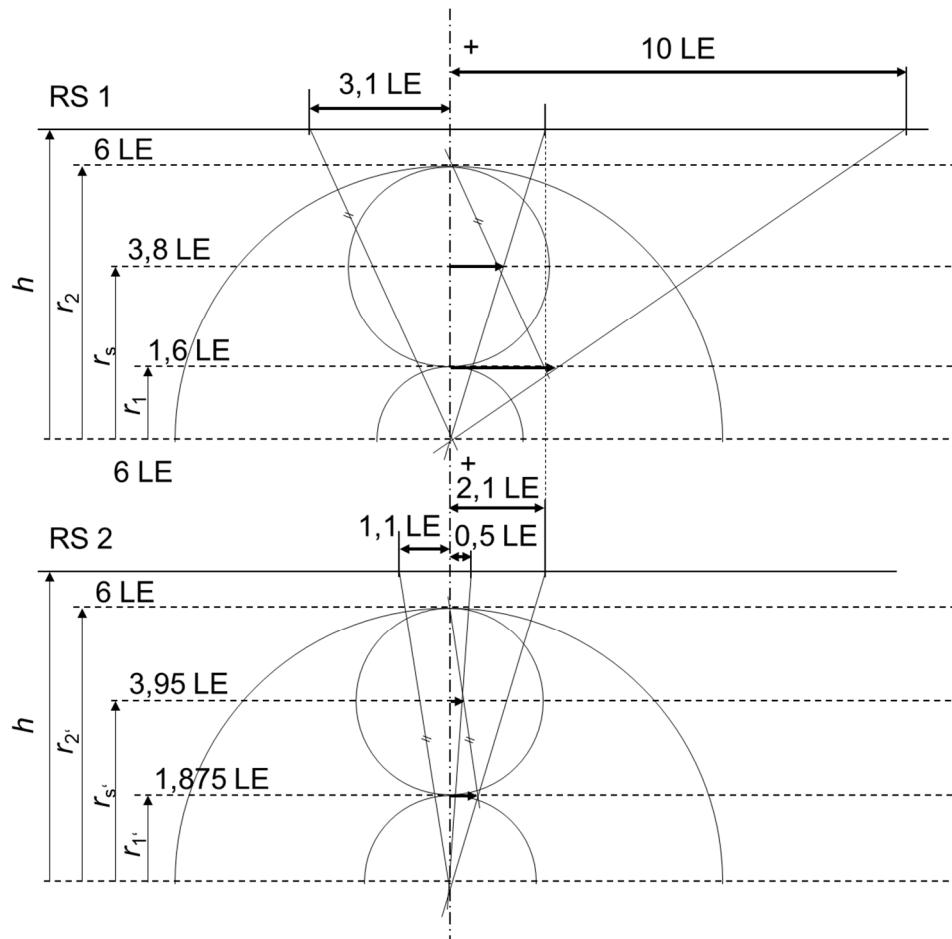


Abbildung 3.3: Geschwindigkeitspläne

Falls Sie Aufgabenteil 3.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $i_{I,II} = 23,75$ weiter.

Im Folgenden sollen neben dem Getriebe die weiteren Komponenten des Antriebs ausgelegt werden. Zunächst wird der Elektromotor ausgelegt.

3.4 Legen Sie den Elektromotor aus. (2,5 Punkte)	
3.4.1	Berechnen Sie das Drehmoment des Elektromotors $M_{\text{Elektromotor}}$ am Getriebeeingang in kNm.
3.4.2	Wie groß ist die maximale Leistung $P_{\text{Elektromotor}}$ am Getriebeeingang in kW, die der Elektromotor in Betriebsmodus 1 aufbringen muss?

Als nächstes Bauteil des Antriebs wird die Kupplung K1 ausgelegt.

3.5 Legen Sie die Kupplung K1 aus. (3,5 Punkte)	
3.5.1	Berechnen Sie die Standübersetzung $i_{1'2'}$ der zweiten Planetenstufe.
3.5.2	Berechnen Sie das notwendige Haltemoment $M_{2'}$ der zweiten Planetenstufe in kNm.

Falls Sie Aufgabenteil 3.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $i_{1'2'} = -4,0$ weiter.

Der Betriebsmodus 2 wird in Situationen eingesetzt, in denen zeitweise ein schnelleres Schwenken notwendig ist. Zur Unterstützung des Elektromotors wird dabei der Nebenantrieb zugeschaltet.

3.6 Legen Sie den Nebenantrieb in Betriebsmodus 2 aus. (6 Punkte)	
3.6.1	Berechnen Sie die Drehzahl des Oberwagens $n_{\text{Oberwagen}}$ in min^{-1} . Beachten Sie dazu die gegebenen Daten zu Betriebsmodus 2.
3.6.2	Berechnen Sie das Drehmoment $M_{\text{Nebenantrieb}}$ am Getriebeeingang in kNm. Beachten Sie die Daten zu Betriebsmodus 2.
3.6.3	Wie groß ist der Betrag der Abtriebsleistung $P_{\text{Oberwagen}}$ am Getriebeausgang für diesen Fall in kW?

3.7 Die Drehzahl des Oberwagens soll weiter erhöht werden, während der Elektromotor mit unveränderter Drehzahl betrieben wird. Wie muss der Betrag der Drehzahl am Nebenantrieb qualitativ verändert werden? (1 Punkt)	
--	--

3.8 Welche Eigenschaft von Schneckengetrieben ermöglicht es, auf eine zusätzliche Bremse im Antriebsstrang zu verzichten? (1 Punkt)	
---	--

3.9 In Antriebssträngen von Bau- und Landmaschinen fließt die Leistung oft über einen variablen, hydraulischen Zweig und einen festen, mechanischen Zweig zum Abtrieb. Benennen Sie diese Getriebeart. (1 Punkt)	
--	--

Lösung zur Aufgabe 3

3.1 Nachteil Planetengetriebe

Σ 1 P

Eine Antwort aus: **Hohe Fertigungsgenauigkeit, Einfluss der Fliehkräfte auf Planetenradlager, aufwendige Schmierung, hohe Planschverluste**

1 P

3.2 Drehrichtung Oberwagen

Σ 1 P

Entgegengesetzt

1 P

3.3 Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH

Σ 5 P

$$i_{I,II} = \frac{n_1}{n_{s'}} = \frac{10 \text{ LE}}{0,5 \text{ LE}} = 20$$

2 P

$$n_{Oberwagen} = \frac{n_{Elektromotor}}{i_{I,II} i_{Stirnrad}} = -10 \text{ min}^{-1}$$

1 P

$$n_{P2} = -1,1 \text{ LE} \cdot \frac{n_{Elektromotor}}{10 \text{ LE}} = -154 \text{ min}^{-1}$$

2 P

3.4 Auslegung Elektromotor

Σ 2,5 P

$$M_{Elektromotor} = -\frac{M_{Last}}{i_{Stirnrad} \cdot i_{I,II}} = 0,179 \text{ kNm}$$

1,5 P

$$P_{Elektromotor} = 2\pi \cdot (n_{Elektromotor}/60) \cdot M_{Elektromotor} = 26,243 \text{ kW}$$

1 P

3.5 Auslegung Kupplung K1

Σ 3,5 P

$$i_{1'2'} = \frac{z_2}{z_1} = -3,2$$

1 P

$$M_{2'} = M_{s'} \cdot \frac{-i_{1'2'}}{i_{1'2'} - 1} = 2,721 \text{ kNm}$$

2,5 P

$$\text{Mit } M'_s = \frac{M_{Last}}{i_{Stirnrad}} = -3,571 \text{ kNm}$$

3.6 Auslegung des Nebenantriebs

Σ 6 P

$$n_{Oberwagen} = \frac{n_1' - i_{1'2'} \cdot n_{2'}}{(1 - i_{1'2'}) \cdot i_{Stirnrad}} = -15,476 \text{ min}^{-1}$$

2 P

$$M_{Nebenantrieb} = M_{1'} \cdot -i_{1'2'} = 2,880 \text{ kNm}$$

1,5 P

$$|P_{Oberwagen}| = |M_{Oberwagen}| \cdot \frac{|n_{Oberwagen}|}{60} \cdot 2\pi = 42,882 \text{ kW}$$

2,5 P

$$\text{Mit } M_{Oberwagen} = -M_{1'} \cdot (i_{1'2'} - 1) \cdot -i_{Stirnrad} = 26,460 \text{ kNm}$$

3.7 Drehgeschwindigkeit

Σ 1 P

Der Betrag der Drehzahl am Nebenantrieb muss **größer** werden.

1 P

3.8 Schneckengetriebe

Σ 1 P

Selbsthemmung

1 P

3.9 Antriebstrang Baumaschine

Σ 1 P

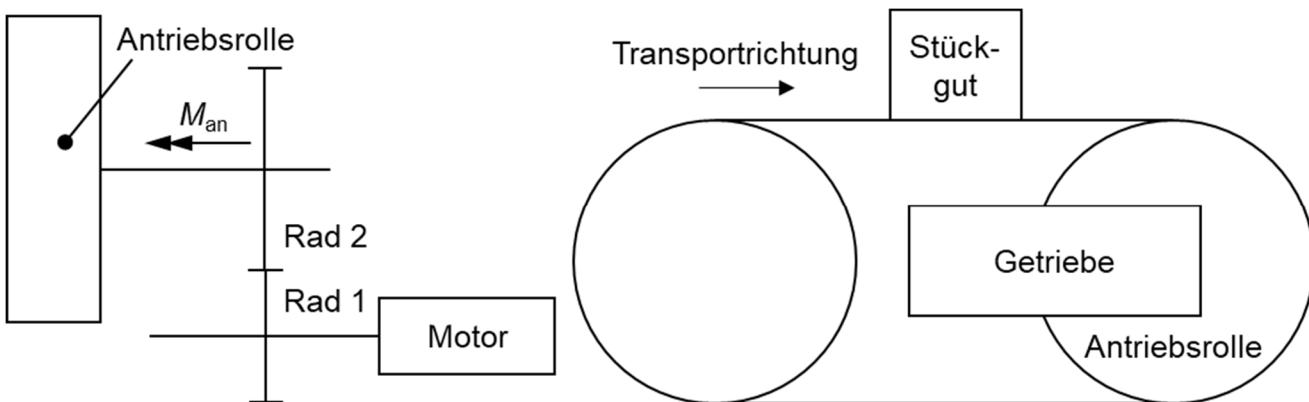
Leistungsverzweigte Getriebe

1 P

Aufgabe 4 (22 Punkte)

Sie legen den Antrieb eines Förderbandes aus. Das Förderband besteht aus einem Gummiringen, der über zwei Rollen geführt wird. Die Antriebsrolle wird über einen Elektromotor mit Getriebe angetrieben. Das Förderband wird in unregelmäßigen Zeitabständen mit Stückgut beladen. Es kommt zu häufigem Anfahren unter großen Anfahrmomenten.

Sie führen einen Zahndrucktragfähigkeitsnachweis für Rad 2 durch. Betrachtet wird dabei der Betriebspunkt, in dem das Fördergut bei Auflage auf das Förderband aus dem Stillstand mit einer Beschleunigung a_s bis zum Erreichen der Förderbandgeschwindigkeit v_B beschleunigt wird.



Betriebsbedingungen

Bandgeschwindigkeit	v_B	=	6 m/s	Zähnezahlen	z_2	=	70
Stückgutmasse	m_s	=	500 kg		z_1	=	41
Stückgut- beschleunigung	a_s	=	16 m/s ²	Modul	m_n	=	5 mm
Rollendurchmesser	d_R	=	0,5 m	Schrägungswinkel	β	=	25 °
Geforderte Anzahl Lastwechsel	u_{gef}	=	20.000	Gemeinsame Breite	b	=	20 mm

Berechnungsfaktoren

Resonanzdrehzahl	n_{E2}	=	3.000 min ⁻¹	Profilverschiebung	x_2	=	-0,2
Einlaufabweichung	y_{pe}	=	1 µm	Gesamtüberdeckung	ε_y	=	2,3
Dimensionslose Faktoren	B_f	=	1,1	Verzahnungsqualität			IT 7
	B_k	=	1	Werkstoff			34CrMo4 nach DIN 17100
$Y_{\delta \text{ Rel T}} \cdot Y_{R \text{ Rel T}} \cdot Y_X$		=	1,1				
$Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{SA}$		=	1,1				
$K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$		=	1,2				

Hinweise:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf den Hilfsblättern 1 bis 2 zu Aufgabe 4.
- Vernachlässigen Sie Verluste und die Trägheiten von Rollen, Antrieb und Gurt.
- Die Räder sind mit Bezugsprofil nach DIN 867 gefertigt

4.1 Im Nennbetriebspunkt läuft das Förderband mit der Geschwindigkeit v_B und das Stückgut wird mit der Beschleunigung a_s beschleunigt. Ermitteln Sie die Belastung der Verzahnung. (3 Punkte)	
4.1.1	Berechnen Sie den Betrag der Drehzahl der Antriebsrolle des Förderbands n_{an} in min^{-1} .
4.1.2	Berechnen Sie den Betrag des Drehmoments der Antriebsrolle des Förderbands M_{an} in Nm.
4.1.3	Berechnen Sie den Teilkreisdurchmesser des Rads 2 d_2 in mm.
4.1.4	Berechnen Sie die Tangentialkraft des Rads 2 F_{t2} in kN.
4.1.5	Berechnen Sie die Axialkraft des Rads 2 F_{a2} in kN.

Falls Sie Aufgabenteil 4.1 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $d_2 = 350 \text{ mm}$, $F_{t2} = 9,5 \text{ kN}$ und $n_2 = 250 \text{ min}^{-1}$ weiter.

4.2 Benennen Sie die größte Kraft im Zahnkontakt. (1 Punkt)

4.3 Ermitteln Sie den Anwendungsfaktor K_A des Getriebes. (1,5 Punkte)
--

Falls Sie Aufgabenteil 4.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $K_A = 1,5$ weiter.

4.4 Ermitteln Sie den Dynamikfaktor K_V der Verzahnung. (6,5 Punkte)
4.4.1 Ermitteln Sie die Einzelfedersteifigkeit c' der Verzahnung in $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$.
4.4.2 Berechnen Sie die wirksame Eingriffsteilungsabweichung $f_{pe\ eff}$ in μm .
4.4.3 Berechnen Sie den Faktor B_p .
4.4.4 Berechnen Sie den Dynamikfaktor K_V . Bestimmen Sie die C_V -Faktoren <u>rechnerisch</u> .

Falls Sie Aufgabenteil 4.4 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $K_V = 1,2$ weiter.

4.5 Bestimmen Sie die tatsächliche Zahndrückspannung σ_F . (2 Punkte)
4.5.1 Ermitteln Sie den Formfaktor Y_{FA} des Rads 2.
4.5.2 Ermitteln Sie die tatsächliche Zahndrückspannung σ_F des Rads 2 in N/mm^2 .

Falls Sie Aufgabenteil 4.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\sigma_F = 500 \text{ N}/\text{mm}^2$ weiter.

4.6 Prüfen Sie, ob das Rad 2 hinsichtlich Zahnfußtragfähigkeit für die gegebenen mindestens geforderten Umdrehungen im Betriebspunkt ausreichend dimensioniert ist. **(3 Punkte)**

4.6.1 Ermitteln Sie den Grenzwert der dauernd ertragbaren Grundspannung σ_{FE} in N/mm².

4.6.2 Berechnen Sie die zulässige Zahnfußspannung σ_{FP} in N/mm².

4.6.3 Ist das Rad 2 auf Basis ihrer Berechnung ausreichend dimensioniert?

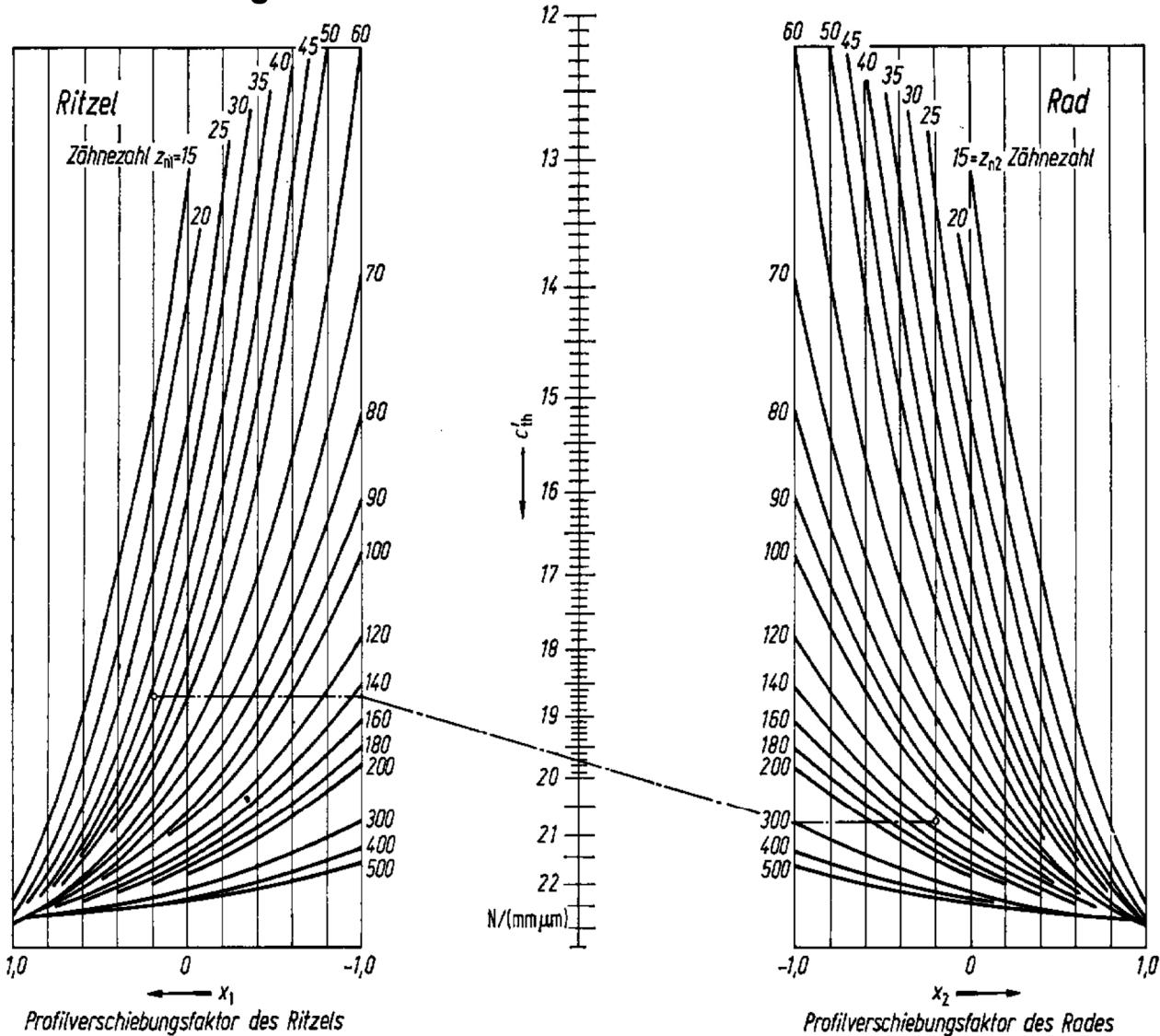
4.7 Benennen Sie den Punkt niedrigster Temperatur im Zahneingriff. **(1 Punkt)**

4.8 Für welchen der drei aus der Vorlesung bekannten Nachweise im Rahmen der Zahnradfestigkeit wird kein FZG-Prüfstand verwendet? **(1 Punkt)**

4.9 Benennen Sie den Punkt, an dem die Einzelzahnfedersteifigkeit einer Verzahnung maximal ist. **(1,5 Punkte)**

4.10 Benennen Sie einen bei der Herleitung der tatsächlichen Zahnfußspannung vernachlässigten mechanischen Spannungsanteil. **(1,5 Punkte)**

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 4



Profilverschiebungsfaktor des Ritzels

Beispiel: $z_{n1}=36$, $x_1=+0,2$, $z_{n2}=130$, $x_2=-0,2$, $c'_{th}=19,7 \text{ N}/(mm\mu m)$

Profilverschiebungsfaktor des Rades

Bild 4.1: Theoretische Einzelfedersteifigkeit c'_{th} von Geradstirnrädern mit $z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^3 \beta}$

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 4

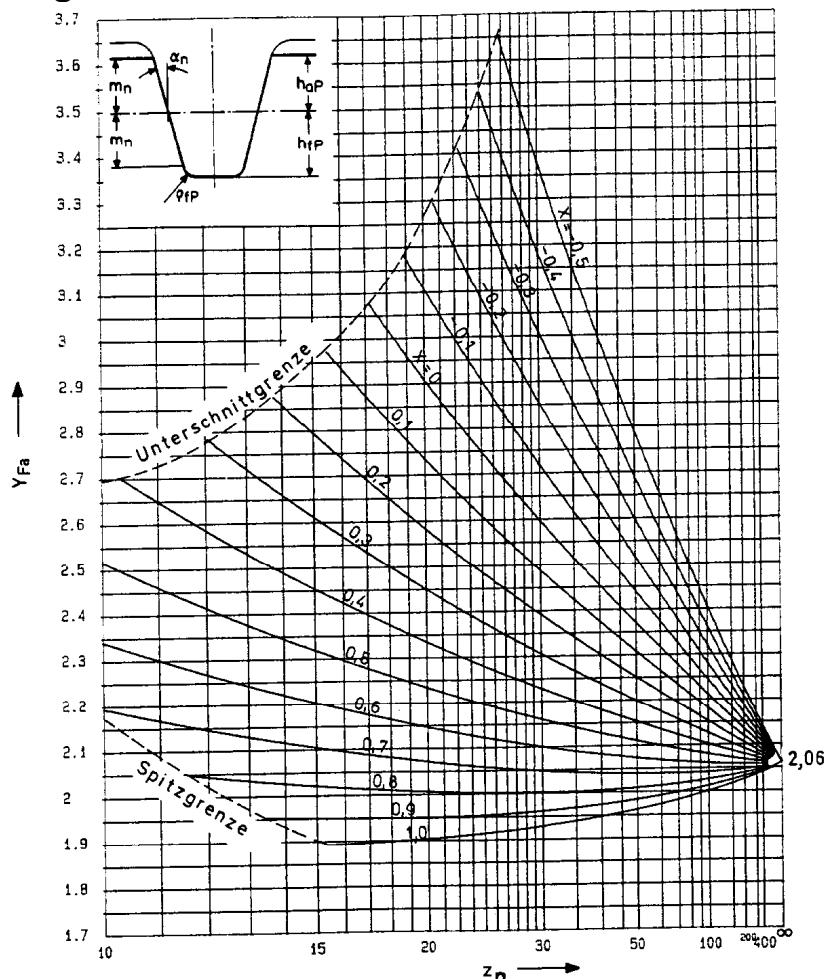
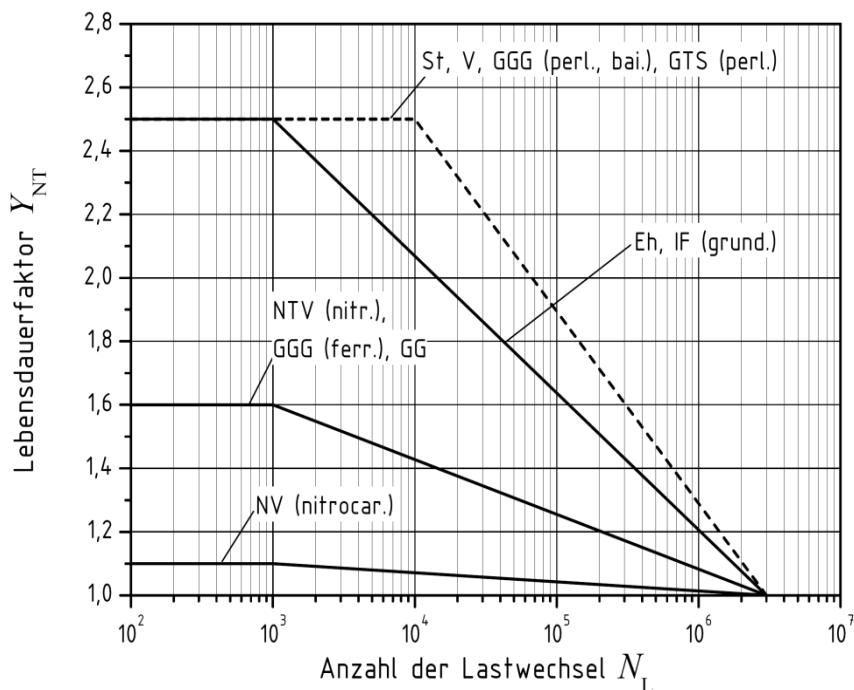


Bild 4.2: Formfaktor Y_{Fa} für eine Außenverzahnung mit Bezugsprofil nach DIN 867



St: Stahl ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)

V: Vergütungsstahl,
 $(\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2)$
vergütet

GG: Grauguss

GGG: Gusseisen mit Kugelgraphit (perlit.,
bainit., ferrit. Gefüge)

GTS: schwarzer Temperguss (perlitisch)

Eh: Einsatzstahl, Einsatzgehärtet

IF: Stahl und GGG, induktiv- oder flammge-
härtet (einschließlich Zahnradgrund)

NTV: Nitrier- und Vergütungsstahl, nitriert

NT: Vergütungs- und Einsatzstahl nitrokar-
buriert

Bild 4.3: Lebensdauerfaktor Y_{NT} (für Standard-Referenz-Prüfräder)

Lösung zur Aufgabe 4

4.1 Ermitteln Sie die Belastung der Verzahnung.

Σ 3 P

Bestimmung der Drehzahl n_2

$$n_{an} = \frac{v_B}{\pi \cdot d_R} = 229,183 \text{ min}^{-1}$$

0,5 P

Bestimmung der Umfangskraft F_3

$$F_2 = m_s \cdot a_s = 8000 \text{ N}$$

$$M_{an} = F_2 \cdot \frac{d_R}{2} = 2000 \text{ Nm}$$

1 P

Bestimmung des Teilkreisdurchmessers

$$d_2 = z_2 \cdot \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 386,182 \text{ mm}$$

0,5 P

Bestimmung der Tangentialkraft

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T}{d_2 \cdot z_e} = 10,358 \text{ kN}$$

0,5 P

mit $z_e=1$

Bestimmung der Axialkraft

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\beta) = 4,830 \text{ kN}$$

0,5 P

4.2 Benennen Sie die größte Kraft im Zahnkontakt.

Σ 1 P

Zahnnormalkraft F_{bn}

1 P

4.3 Ermitteln Sie den Anwendungsfaktor K_A des Getriebes.

Σ 1,5 P

Aus Aufgabenstellung: Antrieb: Elektromotor (größere, häufig auftretende Anfahrmomente), Abtrieb: Ungleichmäßig beschickter Gurtförderer

$$K_A = 1,35$$

1,5 P

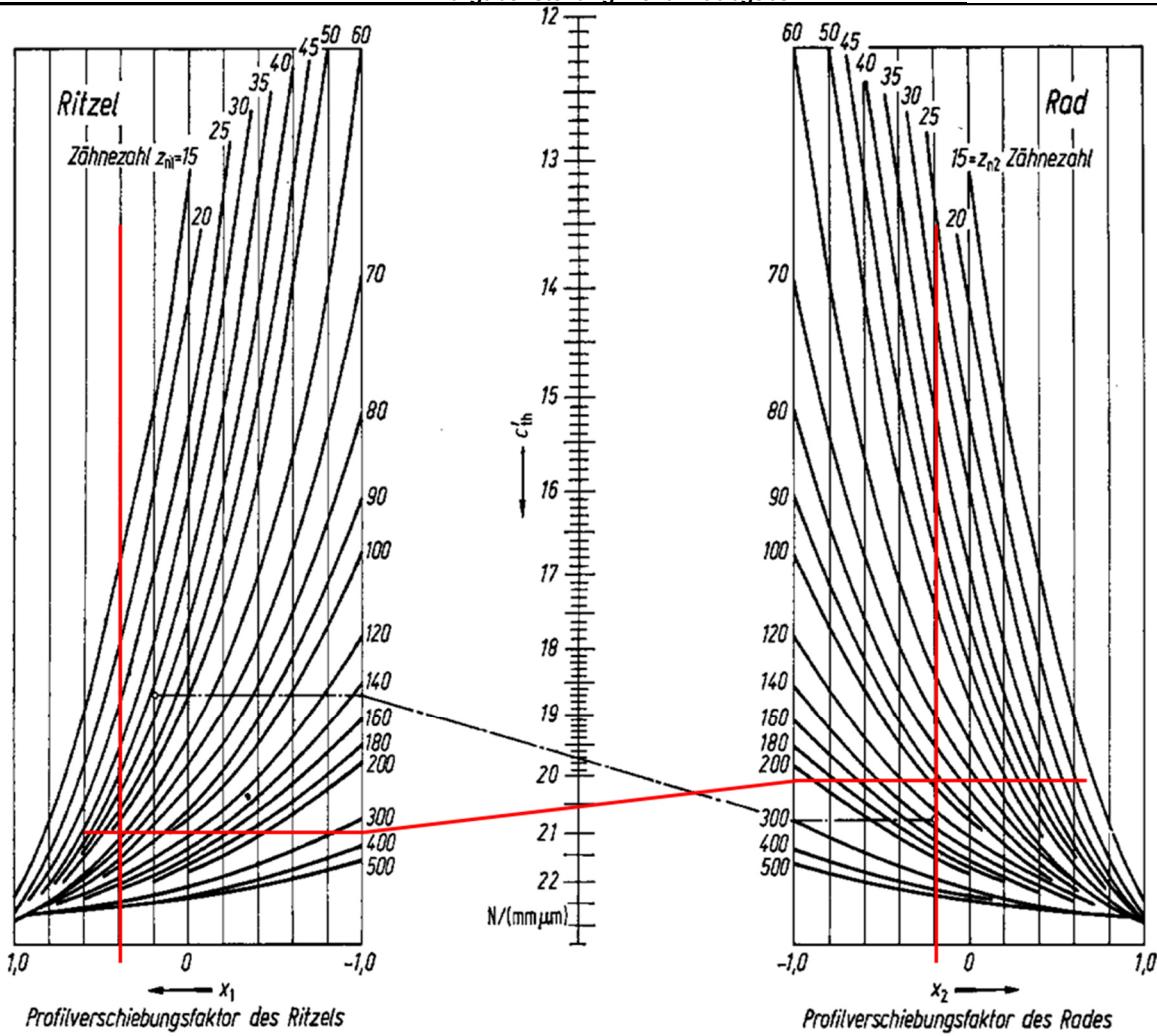
4.4 Ermitteln Sie den Dynamikfaktor K_v .

Σ 6,5 P

Ermittlung der Ersatzzähnezahlen

$$z_{n1} = \frac{z_1}{\cos(\beta)^3} = 55,075$$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos(\beta)^3} = 94,031$$



Profilverschiebungsfaktor des Ritzels

Beispiel: $z_{n1}=36, x_1=+0,2, z_{n2}=130, x_2=-0,2, c'_{th}=19,7 \text{ N}/(\text{mm } \mu\text{m})$

$$c'_{th} = 20,5 \frac{N}{mm \cdot \mu m}$$

$$c' = c'_{th} \cdot 0,8 \cdot \cos(\beta) = 14,863 \frac{N}{mm \cdot \mu m}$$

3 P

$$f_{pe|5} = 4 + 0,315 \cdot (m_n + 0,25 \cdot \sqrt{d_2}) = 7,123 \mu m$$

$$f_{pe|7} = f_{pe|5} \cdot 1,4^{-2} = 13,961 \mu m$$

$$f_{pe\ eff} = f_{pe|7\ eff} = f_{pe|7} - y_{pe} = 12,961 \mu m$$

1,5 P

$$B_p = \frac{c' \cdot f_{pe|7\ eff} \cdot b}{F_{t2} \cdot K_A} = 0,276$$

0,5 P

Da $\varepsilon_\gamma > 2$ gilt:

$$C_{v1} = 0,32$$

$$C_{v2} = \frac{0,57}{\varepsilon_\gamma - 0,3} = 0,285$$

$$C_{v3} = \frac{0,096}{\varepsilon_\gamma - 1,56} = 0,130$$

$$N = \frac{n_2}{n_{E2}} = 0,076$$

Damit unterkritischer Bereich ($N \leq 0,85$):

$$K_v = N \cdot K + 1$$

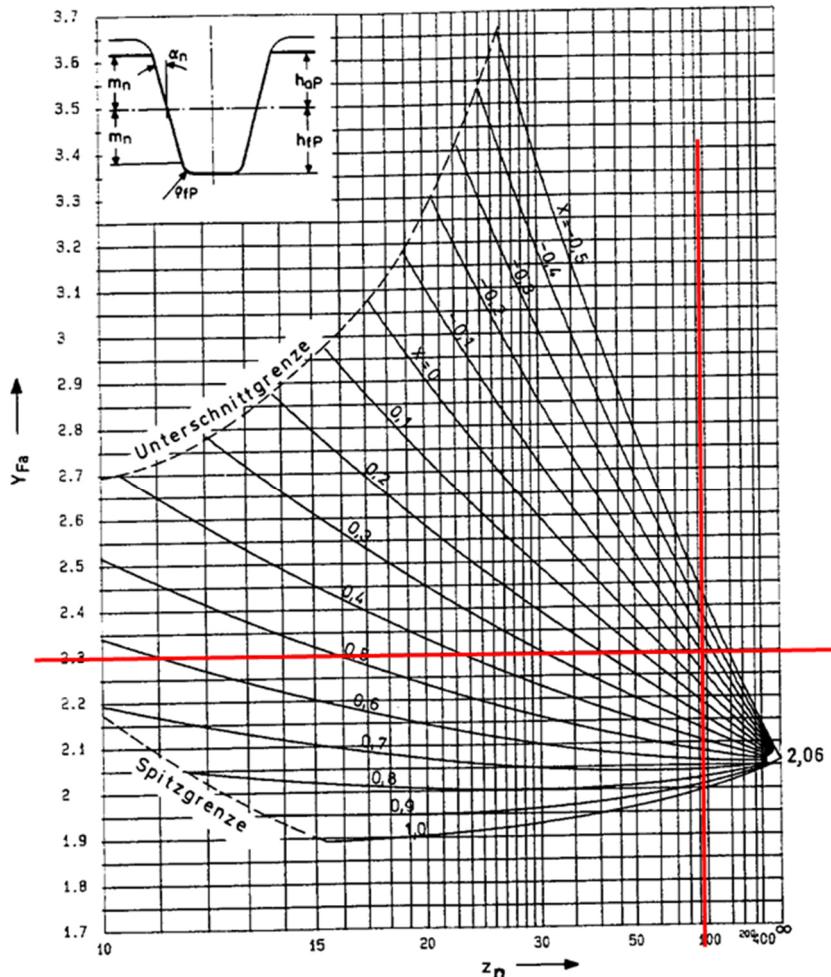
Mit $K = C_{v1} \cdot B_p + C_{v2} \cdot B_f + C_{v3} \cdot B_K = 0,532$

$K_v = N \cdot K + 1 = 1,040$

1,5 P

4.5 Tatsächliche Zahndurchmesser Spannung Rad 3

$\Sigma 2 P$



$Y_{FA} = 2,3$

1 P

$$\sigma_F = \frac{F_{t2}}{m_n \cdot b} \cdot Y_{FA} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{SA} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 441,514 \frac{N}{mm^2}$$

1 P

4.6 Bestimmen Sie, ob das Rad 2 ausreichend dimensioniert ist

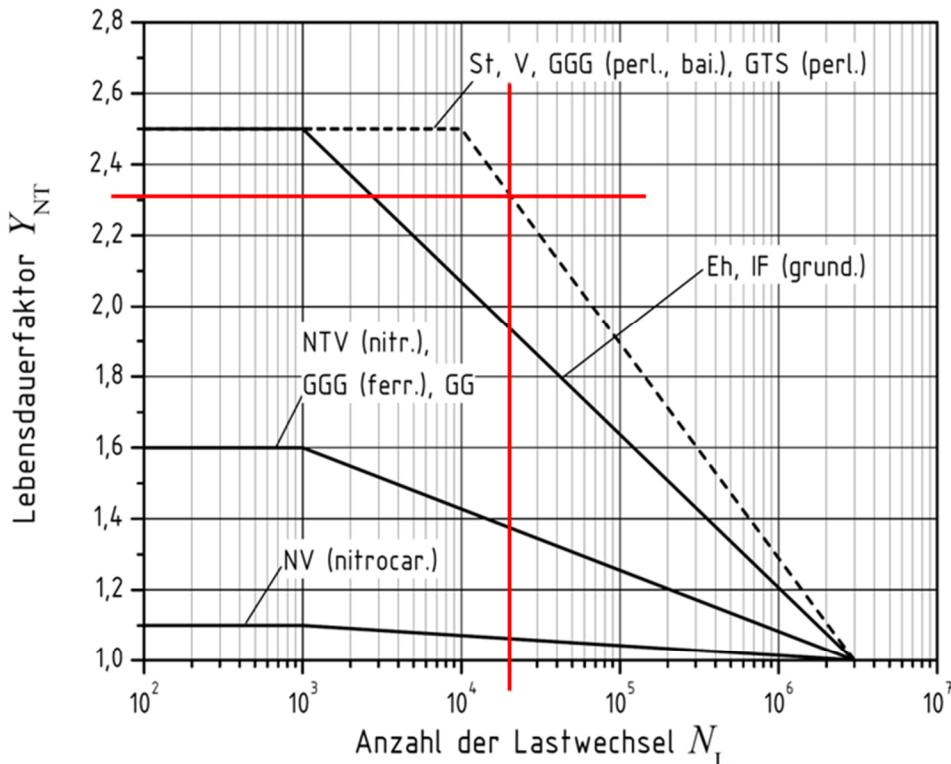
$\Sigma 3 P$

Anhang 6:

$$\sigma_{FE} = 520 \frac{N}{mm^2}$$

0,5 P

Bestimmung Y_{NT} : Lastwechsel $N_L = u_{gef}$



St: Stahl ($\sigma_B < 800 \text{ N/mm}^2$)

V: Vergütungsstahl,
 $(\sigma_B \geq 800 \text{ N/mm}^2)$
vergütet

GG: Grauguss

GGG: Gusseisen mit Kugelgraphit (perlit.,
bainit., ferrit. Gefüge)

GTS: schwarzer Temperguss (perlitisch)

Eh: Einsatzstahl, Einsatzgehärtet

IF: Stahl und GGG, induktiv- oder flammge-
härtet (einschließlich Zahnrädrgrund)

NTV: Nitrier- und Vergütungsstahl, nitriert

NT: Vergütungs- und Einsatzstahl nitrokar-
buriert

$$Y_{NT} = 2,3$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta Rel T} \cdot Y_{R Rel T} \cdot Y_X = 939,714 \frac{N}{mm^2}$$

2 P

Mit $S_{Fmin} = 1,4$

Ja, das Rad ist ausreichend dimensioniert, da $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$

0,5 P

4.7 Benennen Sie den Punkt niedrigster Temperatur im Zahneingriff.

Σ 1 P

Wälzpunkt C

**4.8 Für welchen der drei aus der Vorlesung bekannten Nachweise im Rahmen
der Zahnrädfestigkeit wird kein FZG-Prüfstand verwendet?**

Σ 1 P

Zahnußtragfähigkeitsnachweis

**4.9 Benennen Sie den Punkt, an dem die Einzelzahnfedersteifigkeit einer
Verzahnung maximal wird.**

Σ 1,5 P

Wälzpunkt C

**4.10 Benennen Sie eine der für die Ermittlung der tatsächlichen
Zahnußspannung vernachlässigten mechanischen Spannungen?**

Σ 1,5 P

Druckspannungen, Schubspannungen

Aufgabe 5 (8 Punkte)

5.1 Benennen Sie den Verschleißmechanismus, der auftritt, wenn zwischen Wälzkörper und Laufbahn aufgrund von Mangelschmierung Kaltverschweißen stattfindet. (1 Punkt)

5.2 Berechnen Sie die dynamische Viskosität eines ISO VG 68 Mineralöls bei einer Temperatur von 40 °C in mPas. (1 Punkt)

5.3 Um welchen Faktor vergrößert sich die nominelle Lebensdauer eines ausschließlich radial belasteten Radialzylinderrollenlagers bei Halbierung der radialen Last? (1 Punkt)

5.4 Benennen Sie das in Abbildung 5.1 abgebildete Wälzlagertyp.



Abbildung 5.1

5.5 Nach welchem Ansatz werden zeitlich veränderliche Lasten und Drehzahlen in einen äquivalenten Lastfall für die Berechnung der nominellen und erweiterten Lebensdauer überführt? (1 Punkt)

5.6 Wie ändert sich die nominelle Lebensdauer eines Wälzlagers bei Verbesserung der Sauberkeit qualitativ? (1 Punkt)

5.7 Benennen Sie eine Wälzlagertyp, in der Rollbohlen auftritt. (1 Punkt)

5.8 Welche Form hat die Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahn in einem Rillenkugellager gemäß der Theorie nach HERTZ? (1 Punkt)

Lösung zur Aufgabe 5

5.1 Verschleißmechanismus	Σ 1 P
Adhäsiver Verschleiß	1 P

5.2 dynamische Viskosität	Σ 1 P
$\eta = \nu \cdot \varrho = 61,2 \text{ mPas}$	1 P

Mit

$$\nu = 68 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$\varrho = 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

5.3 Faktor nominelle Lebensdauer	Σ 1 P
---	--------------

$$\frac{L_{10,neu}}{L_{10,alt}} = \frac{\left(\frac{C}{P_{neu}}\right)^p}{\left(\frac{C}{P_{alt}}\right)^p} = \left(\frac{P_{alt}}{P_{neu}}\right)^p = 2^{\frac{10}{3}} = 10,079$$

da es sich um Rollenlager handelt, ist $p = 10/3$.

5.4 Wälzlagernbenennung	Σ 1 P
Es handelt sich bei dem abgebildeten Wälzlagern um ein Axialrillenkugellager .	1 P

5.5 Berechnungsansatz Lastkollektiv	Σ 1 P
--	--------------

Die Lebensdauer von Wälzlagern unter zeitlich veränderlicher Last und Drehzahl wird nach dem Ansatz von **PALMGREN-MINER** berechnet.

1 P

5.6 Einfluss Sauberkeit	Σ 1 P
Die nominelle Lebensdauer bleibt bei Veränderung der Sauberkeit gleich .	1 P

5.7 Wälzlagernbauform	Σ 1 P
Rollbohren tritt unter Anderem in Axialzylinderrollenlagern auf.	1 P

5.8 Kontaktflächenform	Σ 1 P
Die Kontaktfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahn in einem Rillenkugellager ist eine Ellipse .	1 P

Konstruktionsaufgabe (24 Punkte)

K.1 Bearbeiten Sie als Hilfestellung zu Aufgabenteil K.2 zunächst Tabelle 1 zur Konstruktionsaufgabe auf der folgenden Seite. (6 Punkte)

K.2 Setzen Sie auf dem Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe ein funktionierendes und montierbares Planetengetriebe aus den im Elementkatalog vorgegebenen Maschinenelementen zusammen. Geben Sie hierzu für jeden Bauraum das gewählte Maschinenelement, die gewählte Variante, ob die Variante seitlich gespiegelt dargestellt ist und das jeweilige charakteristische Maß an. (18 Punkte)

Beachten Sie folgende Aufgabenstellung:

Gestalten Sie die Lagerungen, die Verzahnungen, das Gussgehäuse und die Abdichtungen des in Abbildung 1 gezeigten einstufigen Planetengetriebes mit drei Planeten. Der Antrieb erfolgt an der Sonne. Der Abtrieb erfolgt über die mit dem Hohlrad verbundene Abtriebswelle. Der Planetenträger ist mit dem Gehäuse verschraubt, sodass das Planetengetriebe im Zweiwellenbetrieb betrieben wird. Aus Kostengründen werden auch die Deckel des Getriebes gegossen.

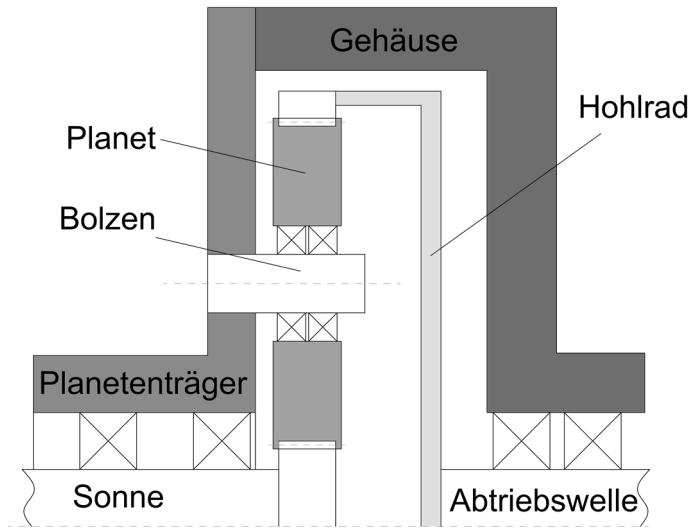


Abbildung 1: Prinzipskizze des Planetengetriebes

Teil der Aufgabe ist die Konstruktion des gesamten in Abbildung 1 gezeigten Bereichs.

Lagerung:

- Die Lagerung der Sonne im Planetenträger ist für hohe Drehzahlen auszulegen. Sie soll von Wärmedehnungen so wenig wie möglich beeinflusst werden. Nahe der Verzahnung wird eine enge axiale Führung benötigt. Wählen Sie den Lagerabstand so, dass möglichst geringe Auflagerkräfte entstehen.
- Die Lagerung der Planeten auf den Bolzen soll eine mäßige axiale Verschiebung in beide Richtungen zulassen. Die Lager erfahren hohe Lasten bei geringen Drehzahlen.
- Die Lagerung der Abtriebswelle im Gehäuse ist für hohe Lasten auszulegen. Aufgrund des geringen verfügbaren Bauraums ist die Lageranordnung mit maximaler Stützweite auszuwählen.

Welle-Nabe-Verbindung:

- Die Verbindung der Bolzen mit dem Planetenträger erfolgt mittels abdichtender Zylinderpressverbände. Die Bolzen werden unmittelbar nach der Fertigung des Planetenträgers montiert und können nicht zerstörungsfrei demontiert werden.

Abdichtung:

- Wählen Sie einen für den Wärmetransport geeigneten Schmierstoff und dichten Sie das Getriebe vollständig gegen dessen Austritt ab. Die Abdichtung zwischen Abtriebswelle und Gehäuse wird außerhalb des in Abbildung 1 gezeigten Bereichs umgesetzt.

Verzahnung:

- Alle Verzahnungen sind Geradverzahnungen und normgerecht im Schnitt darzustellen.

Gehäuse:

- Stellen Sie sicher, dass der Planetenträger und das Gehäuse eindeutig zueinander positioniert und montiert werden können.

Viel Erfolg!

Tabelle 1 zur Konstruktionsaufgabe

K.1 Fragen zur Konstruktion (6 Punkte)

Lagerung (4 P)

K.1.1	Welche Wälzkörperform eignet sich am besten für hohe Drehzahlen?
K.1.2	Welche Lageranordnung ist unempfindlich gegenüber Temperaturänderungen und kann gleichzeitig die für die Lagerung der Sonne geforderte enge axiale Führung sicherstellen?
K.1.3	Wie muss der Lagerabstand einer fliegenden Lagerung qualitativ verändert werden, um die Auflagerkräfte zu verringern?
K.1.4	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: Das Planetenlager in welchem Bauraum muss zuerst montiert werden, wenn der Bolzen nicht demontiert werden kann?
K.1.5	Welche Lagerart kann die geforderte axiale Verschiebbarkeit der Planeten auf den Planetenbolzen ermöglichen?
K.1.6	Welche Lageranordnung kann bei axial begrenztem Bauraum eine vergleichsweise große Stützweite erreichen?

Abdichtung (0,5 P)

K.1.7	Welche Dichtungsvariante eignet sich zur Abdichtung von relativ zueinander unbewegten Gehäuseteilen?
-------	--

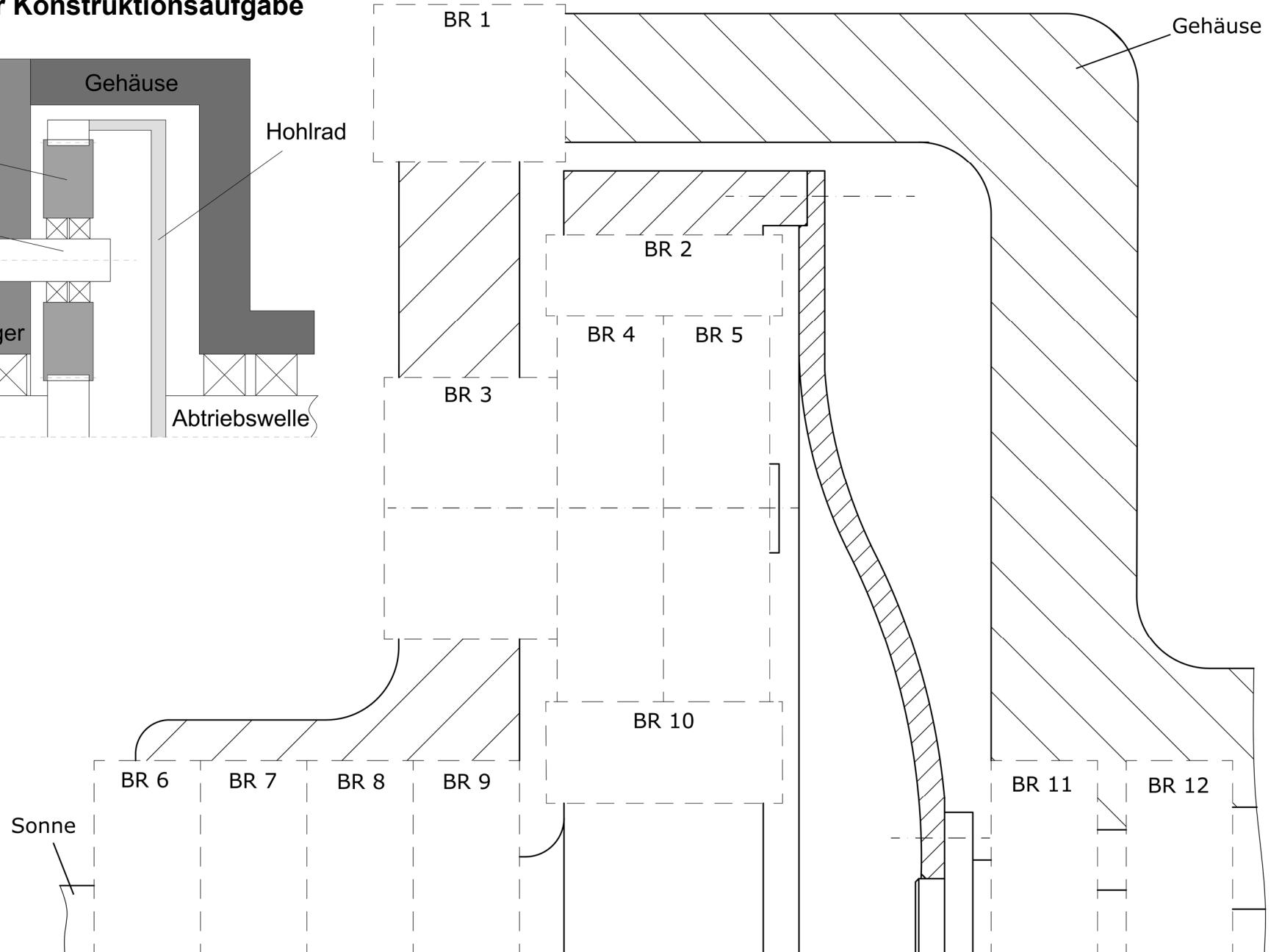
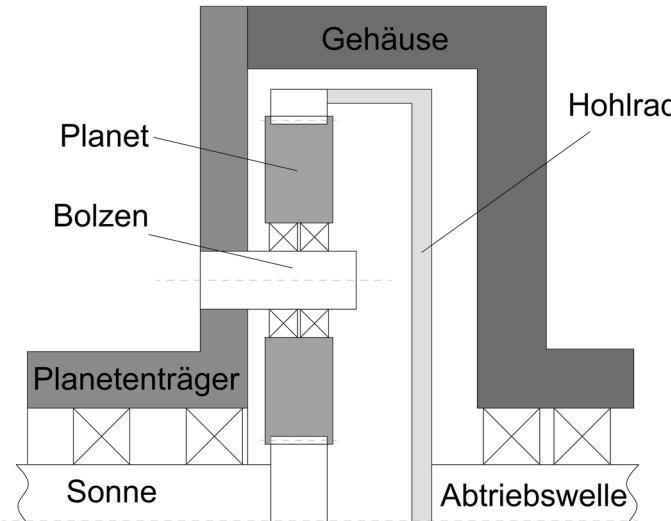
Gehäuse (0,5 P)

K.1.8	Aus welchem Grund ist es erforderlich, Anlageflächen von Gussbauteilen nachzubearbeiten?
-------	--

Lastausgleich (1P)

K.1.9	Welche der in Abbildung 1 beschrifteten Hauptkomponenten stellt durch ihre Biegeelastizität den Lastausgleich zwischen den Planeten sicher?
-------	---

Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe



Musterlösung zur Konstruktionsaufgabe

K.1 Fragen zur Konstruktion (6 Punkte)

Lagerung (4 P)

K.1.1	Welche Wälzkörperform eignet sich am besten für hohe Drehzahlen? (Kugel)
K.1.2	Welche Lageranordnung ist unempfindlich gegenüber Temperaturänderungen und kann gleichzeitig die für die Lagerung der Sonne geforderte enge axiale Führung sicherstellen? (Fest-Los-Lagerung)
K.1.3	Wie muss der Lagerabstand einer fliegenden Lagerung qualitativ verändert werden, um die Auflagerkräfte zu verringern? (vergrößert)
K.1.4	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: Das Planetenlager in welchem Bauraum muss zuerst montiert werden, wenn der Bolzen nicht demontiert werden kann? (Bauraum 4)
K.1.5	Welche Lagerart kann die geforderte axiale Verschiebbarkeit der Planeten auf den Planetenbolzen ermöglichen? (Zylinderrollenlager, auch: Rillenkugellager)
K.1.6	Welche Lageranordnung kann bei axial begrenztem Bauraum eine vergleichsweise große Stützweite erreichen? (O-Anordnung)

Abdichtung (0,5 P)

K.1.7	Welche Dichtungsvariante eignet sich zur Abdichtung von relativ zueinander unbewegten Gehäuseteilen? (O-Ring, Flachdichtung, Papierdichtung, o.ä.)
-------	---

Gehäuse (0,5 P)

K.1.8	Aus welchem Grund ist es erforderlich, Anlageflächen von Gussbauteilen nachzubearbeiten? (geringe Oberflächenqualität o.ä.)
-------	--

Lastausgleich (1P)

K.1.9	Welche der in Abbildung 1 beschrifteten Hauptkomponenten stellt durch ihre Biegeelastizität den Lastausgleich zwischen den Planeten sicher, sodass eine ungleiche Lastverteilung vermieden wird? (Hohlrad)
-------	---

Abdichtung (3 P)

- Antriebswelle (0,5 P)
- Dichtung gegen Öl (0,5 P)
- Berührend & gegen Öl (0,5 P)
- Orientierung (0,5 P)
- Gehäusedichtung (1 P)

Lagerung Planeten (2,5 P)

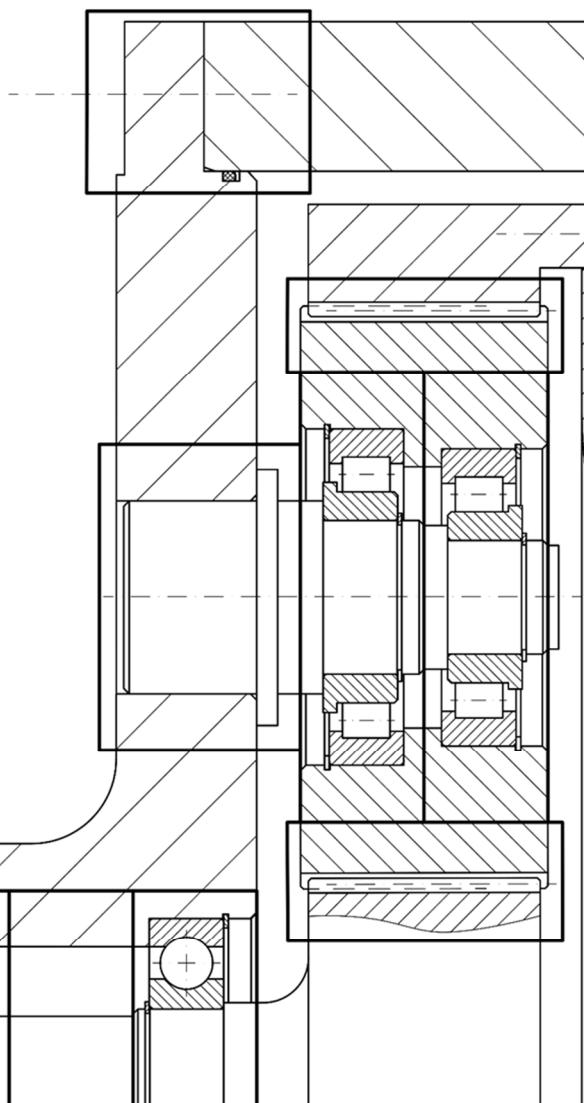
- Lager vorhanden (0,5 P)
- Lager für schwimmende Lagerung (0,5 P)
- Schwimmende Lagerung (0,5)
- Linienkontakt (0,5)
- Montierbarkeit (0,5)

WNV Bolzen (1,5 P)

- Zylinderpressverband (0,5 P)
- Anlageschulter vorhanden (0,5 P)
- Keine Doppelpassung (0,5 P)

Lagerung Antriebswelle (4 P)

- Lager vorhanden (0,5 P)
- Lager für Fest-Loslagerung (0,5 P)
- Fest-Loslagerung (0,5 P)
- Richtige Lagerposition (0,5 P)
- Punktkontakt (0,5 P)
- Lange Bauweise (0,5 P)
- Abstandselement (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

**Gehäuse (1,5 P)**

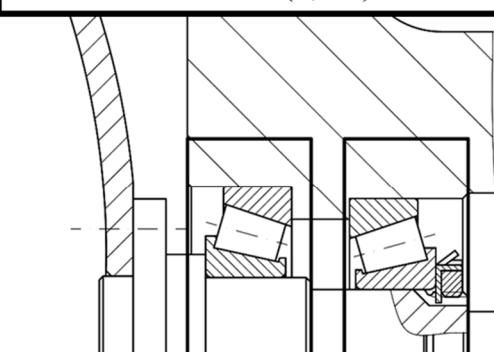
- Gussgerecht (0,5 P)
- Keine Doppelpassung (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

Verzahnungen (2,5 P)

- Hohlrad vorhanden (0,5 P)
- Sonne vorhanden (0,5 P)
- Hohlrad normgerecht (0,5 P)
- Sonne normgerecht (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

Lagerung Abtrieb (3 P)

- Lager vorhanden (0,5 P)
- Lager für angestellte Lagerung (0,5 P)
- O-Anordnung (1 P)
- Linienkontakt (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)



Bauraum	Element	Variante	Seitlich gespiegelt?	Maß
1	3	5	nein	150 mm
2	4	2	ja / nein	30 mm
3	5	1	nein	20 mm
4	2	3	ja	25 mm
5	2	4	nein	20 mm
6	1	7	ja	25 mm
7	2	9	ja	20 mm
8	1	1	ja / nein	18 mm
9	2	7	nein	25 mm
10	4	1	ja / nein	25 mm
11	2	2	ja	30 mm
12	2	1	ja	25 mm

Abdichtung **Σ 3 P**

Antriebswelle

Auf der Antriebswelle (BR 6-9) ist eine Dichtung (E1; V2-9) vorhanden. 0,5 P

Dichtung gegen Öl

In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 6-9,11,12) ist mindestens eine Dichtung gegen Öl (E1; V4,5,7-9) vorhanden. 0,5 P

Berührende Dichtung gegen Öl

In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 6-9,11,12) ist mindestens eine berührende Dichtung gegen Öl (E1; V7-9) und keine nicht berührende oder nicht gegen Öl abdichtende Dichtung (E1; V2-6) vorhanden. 0,5 P

Orientierung

In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 6-9,11,12) ist mindestens ein richtig gespiegelter und am Gehäuse anliegender Deckel mit Dichtung (BR 6-9 E1; V2,4-8; gespiegelt oder BR 11,12: E1; V2,4-8; ungespiegelt) und kein falsch gespiegelte Deckel (BR 6-9 E1; V2-9; ungespiegelt oder BR 11,12: E1; V2-9; gespiegelt) vorhanden. 0,5 P

Gehäusedichtung

Im Gehäusebauraum (BR 1) ist ein statisch abgedichtetes Gehäuseelement (E3; V1,2,5,6) vorhanden. 1 P

Lagerung Planeten **Σ 2,5 P**

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung des Planeten ermöglichen (BR 4,5), sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. 0,5 P

Lager für schwimmende Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung des Planeten ermöglichen (BR 4,5), ist mindestens ein Lager, das sich für eine schwimmende Lagerung eignet (E2; V3,4,9,10) und kein Lager, das sich nicht für eine schwimmende Lagerung eignet (E2; V1,2,5-8,11,12), vorhanden. 0,5 P

Schwimmende Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung des Planeten ermöglichen (BR 4,5), ist ein Lager vorhanden, das eine begrenzte Verschiebbarkeit des Planeten nach rechts zulässt (E2; V3,4,9,10; ungespiegelt), und ein Lager, das eine begrenzte Verschiebbarkeit des Planeten nach links zulässt (E2; V3,4,9,10; gespiegelt). 0,5 P

Linienkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung des Planeten ermöglichen (BR 4,5), ist mindestens ein Lager mit Linienkontakt (E2; V1-4,8,11) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V5-7,9,10,12) vorhanden. 0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung des Planeten ermöglichen (BR 4,5), sind zwei Lager vorhanden, die von rechts auf die Welle montiert werden (E2; V1,3,5-8,10-12; gespiegelt oder E2; V2,4,9 ungespiegelt). 0,5 P

Lagerung Antriebswelle **Σ 4 P**

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. 0,5 P

Lager für Fest-Loslagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), sind mindestens ein Festlager (E2; V7,12) und mindestens ein Loslager (E2 V8-11). 0,5 P

Fest-Loslagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9) sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. Eines der Lager ist ein Loslager (E2 V8-11) und das andere Lager ist ein Festlager (E2; V7,12). 0,5 P

Richte Lagerposition

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9) sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. Das linke der Lager ist ein Loslager (E2 V8-11) und das andere Lager ist ein Festlager (E2; V7,12). 0,5 P

Punktkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), ist mindestens ein Lager mit Punktkontakt (E2; V5-7,9,10,12) und kein Lager mit Linienkontakt (E2; V1-4,8,11) vorhanden. 0,5 P

Lange Bauweise

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), sind genau 2 Lager (E2) vorhanden, die nicht direkt aneinander liegen. 0,5 P

Abstandselement

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), sind genau 2 Lager (E2) vorhanden, die nicht direkt aneinander liegen. Zwischen den beiden Lagern ist mindestens ein Abstandselement (E1; V1) vorhanden. 0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 6-9), sind mindestens drei Maße angegeben und alle Maße von Bauräumen zwischen zwei anderen bemaßten Bauräumen sind kleiner als mindestens eines der beiden anderen Maße. 0,5 P

Lagerung Abtrieb

Σ 3 P

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 11,12), sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. 0,5 P

Lager für angestellte Anordnung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 11,12), ist mindestens ein Lager, das sich für eine angestellte Lagerung eignet (E2; V1,2,5,6) und kein Lager, das sich nicht für eine angestellte Lagerung eignet (E2; V3,4,7-12) vorhanden. 0,5 P

O-Anordnung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 11,12), sind genau 2 Lager (E2) vorhanden. Das linke Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben ohne Nutmutter (E2; V2 ungespiegelt oder E2; V6 gespiegelt). Das rechte Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten mit Nutmutter (E2; V1,5 gespiegelt). 1 P

Linienkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 11,12), ist mindestens ein Lager mit Linienkontakt (E2; V1-4,8,11) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V5-7,9,10,12) vorhanden. 0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 11,12), sind genau zwei Lager (E2) vorhanden. Das Maß des linken Lagers ist größer als das Maß des rechten Lagers.

0,5 P

WNV Bolzen

Σ 1,5 P

Zylinderpressverband

Im Bauraum der Welle-Nabe-Verbindung des Bolzens (BR 3) ist ein Zylinderpressverband vorhanden (E5).

0,5 P

Anlageschulter vorhanden

Im Bauraum der Welle-Nabe-Verbindung des Bolzens (BR 3) ist ein Zylinderpressverband mit einer Anlageschulter vorhanden, der von rechts montiert werden kann (E5; V1,4 ungespiegelt).

0,5 P

Keine Doppelpassung

Im Bauraum der Welle-Nabe-Verbindung des Bolzens (BR 3) ist ein Zylinderpressverband ohne Doppelpassung vorhanden (E5; V1-3).

0,5 P

Gehäuse

Σ 1,5 P

Gussgerecht

Im Gehäusebauraum (BR 1) ist ein gussgerechtes Gehäusesteil vorhanden (E3; V2-5).

0,5 P

Keine Doppelpassung

Im Gehäusebauraum (BR 1) ist ein Gehäuseteil ohne Doppelpassung vorhanden (E3; V4-6).

0,5 P

Montierbarkeit

Im Gehäusebauraum (BR 1) ist ein Gehäuseteil vorhanden, das von links montiert wird (E3 ungespiegelt), und dessen Maß größer ist als alle anderen und mindestens zwei weitere Maße.

0,5 P

Verzahnung

Σ 2,5 P

Hohlrad vorhanden

Im Bauraum für das Hohlrad (BR 2) ist ein Verzahnungselement (E4) vorhanden.

0,5 P

Sonne vorhanden

Im Bauraum für die Verzahnung der Sonne (BR 10) ist ein Verzahnungselement (E4) vorhanden.

0,5 P

Hohlrad normgerecht

Im Bauraum für das Hohlrad (BR 2) das passende normgerecht dargestellte Verzahnungselement (E4; V2) vorhanden.

0,5 P

Sonne normgerecht

Im Bauraum für die Verzahnung der Sonne (BR 10) das passende normgerecht dargestellte Verzahnungselement (E4; V1) vorhanden.

0,5 P

Montierbarkeit

In den Verzahnungsbauräumen (BR 2 und BR 10) sind Verzahnungselemente (E4) vorhanden und das Maß in BR 2 ist größer als das Maß in BR 10.

0,5 P

