

Musterlösung

zur Einsicht am 14.04.2023

Rechenaufgaben

Konstruktionsaufgabe

Vorläufige Ergebnisse der Prüfung **MASCHINENGESTALTUNG III**
vom 09.03.2023

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

Punktegrenzen	Note
ab 88,5 Punkten	1,0*
ab 83,0 Punkten	1,3*
ab 78,0 Punkten	1,7
ab 73,0 Punkten	2,0
ab 68,0 Punkten	2,3
ab 63,0 Punkten	2,7
ab 58,0 Punkten	3,0
ab 53,0 Punkten	3,3
ab 48,0 Punkten	3,7
ab 44,0 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)

Ein freistehendes Radialgleitlager eines Schiffsantriebs operiert standardmäßig beim unten beschriebenen Betriebspunkt. Das Lager besitzt eine übliche Fertigungsgüte. Weisen Sie einen betriebssicheren Lagerbetrieb nach.

Lagerlast	$F = 400 \text{ kN}$	Drehzahl	$n = 100 \text{ min}^{-1}$
Lagerdurchmesser	$D = 350 \text{ mm}$	Umgebungstemperatur	$T_U = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Lagerbreite	$B = 350 \text{ mm}$	Lagertemperatur bei n	$T_L = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Gehäusehöhe	$H = 500 \text{ mm}$	Grenztemperatur	$T_G = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Axiale Gehäuselänge	$L = 550 \text{ mm}$	Temperaturdifferenz am Ölkühler	$\Delta\vartheta = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
Relative Lagerspiel	$\psi = 1,1 \text{ \%}$	Kühlölvolumenstrom	$Q_k = 3,5 \text{ l/min}$
Mineralöl	ISO VG 46	Geschätzter Reibwert	$f_g = 0,0012$
Lagermaterial	<i>Blei Basis-Legierung</i>		

Hinweis:

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

1.1 Nennen Sie eine Voraussetzung für den Schmierfilmaufbau in hydrodynamischen Gleitlagern. (1 Punkt)

1.2 Nennen Sie einen Vorteil hydrodynamischer Gleitlager gegenüber Wälzlagern. (1 Punkt)

1.3 Überprüfen Sie die Werkstoffsicherheit des Lagers. (1,5 Punkte)

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

1.3.2 Bestimmen Sie das Verhältnis \bar{p}_{zul}/\bar{p} .

1.3.3 Ist die Werkstoffsicherheit auf Basis Ihrer Ergebnisse gegeben?

Falls Sie Aufgabenteil 1.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\bar{p} = 3,6 \text{ N/mm}^2$ weiter.

1.4 Überprüfen Sie die Verschleißsicherheit bei Drehzahl n . (4,5 Punkte)

1.4.1 Berechnen Sie das Lagervolumen V in m³.

1.4.2 Bestimmen Sie die dynamische Viskosität η bei Drehzahl n in Pas.

1.4.3 Berechnen Sie die Umfangsgeschwindigkeit u des Lagers in m/s.

1.4.4 Bestimmen Sie die das Verhältnis $n/n_{\ddot{u}}$.

1.4.5 Ist die Verschleißsicherheit auf Basis Ihrer Ergebnisse gegeben?

- 1.5 Um welchen Faktor verändert sich die Übergangsrehzahl n_u bei Verdopplung des Lagerdurchmessers sowie unveränderter Kraft und Viskosität? (1 Punkt)

Die Kühlung des Lagers erfolgt über einen externen Ölkühler. Die Kühlung über das Lagergehäuse kann vernachlässigt werden. Vereinfacht kann von einem geschätzten Reibwert von f_g ausgegangen werden. Rechnen Sie im Folgenden mit dem Lagerdurchmesser $D = 350$ mm weiter.

1.6	Prüfen Sie, ob der Kühlölvolumenstrom Q_K in einem sinnvollen Bereich liegt. (5 Punkte)
1.6.1	Bestimmen Sie die maximale mögliche Drehzahl n_{\max} in min^{-1} bei einem vorherrschenden Kühlölvolumenstrom Q_K .
1.6.2	Bestimmen Sie den Vergleichsölvolumenstrom Q_v in l/min bei der Drehzahl n_{\max} .
1.6.3	Bestimmen Sie den Tragölvolumenstrom Q_T in l/min bei der Drehzahl n_{\max} und bei Abschätzung zur sicheren Seite.
1.6.4	Bestimmen Sie den maximalen, an der Wärmeabfuhr teilnehmenden Kühlölvolumenstrom $Q_{K\max}$ in l/min bei der Drehzahl n_{\max} .
1.6.5	Liegt der Schmierstoffdurchsatz auf Basis Ihrer Ergebnisse bei n_{\max} in einem sinnvollen Bereich?

Falls Sie Aufgabenteil 1.6 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $n_{\max} = 160 \text{ min}^{-1}$ weiter.

Während einer mehrmonatigen Reise fällt der Ölkühler aus. Glücklicherweise befindet sich ein mobiler Ventilator an Bord, mit dem das Lagergehäuse gekühlt werden kann. Aufgrund von Zeitverzug bei der Reise soll das Schiff bei Höchstgeschwindigkeit betrieben werden. Die Höchstgeschwindigkeit wird bei der zuvor berechneten Drehzahl n_{\max} erreicht.

1.7	Bestimmen Sie die Anströmgeschwindigkeit des Lagergehäuses, sodass die gegebene Grenztemperatur des Lagers, bei Drehzahl n_{\max} , gerade nicht überschritten wird. (6 Punkte)
1.7.1	Berechnen Sie die wärmeabgebende Gehäuseoberfläche A in m^2 .
1.7.2	Berechnen Sie die Sommerfeldzahl So bei der Grenztemperatur T_G .
1.7.3	Berechnen Sie den tatsächlichen Reibwert f . Runden Sie das Ergebnis auf vier Nachkommastellen.
1.7.4	Berechnen Sie die erforderliche Anströmgeschwindigkeit w in m/s , die zur Sicherstellung der Temperatursicherheit mindestens eingestellt werden muss.

- 1.8 Wie viele konvergente Spalte hat ein Zitronenlager im Normalbetrieb? (1 Punkt)

- 1.9 Wie kann der Mischreibungsbetrieb bei hydrodynamischen Gleitlagern beim Anfahren vermieden werden? (1 Punkt)

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 1

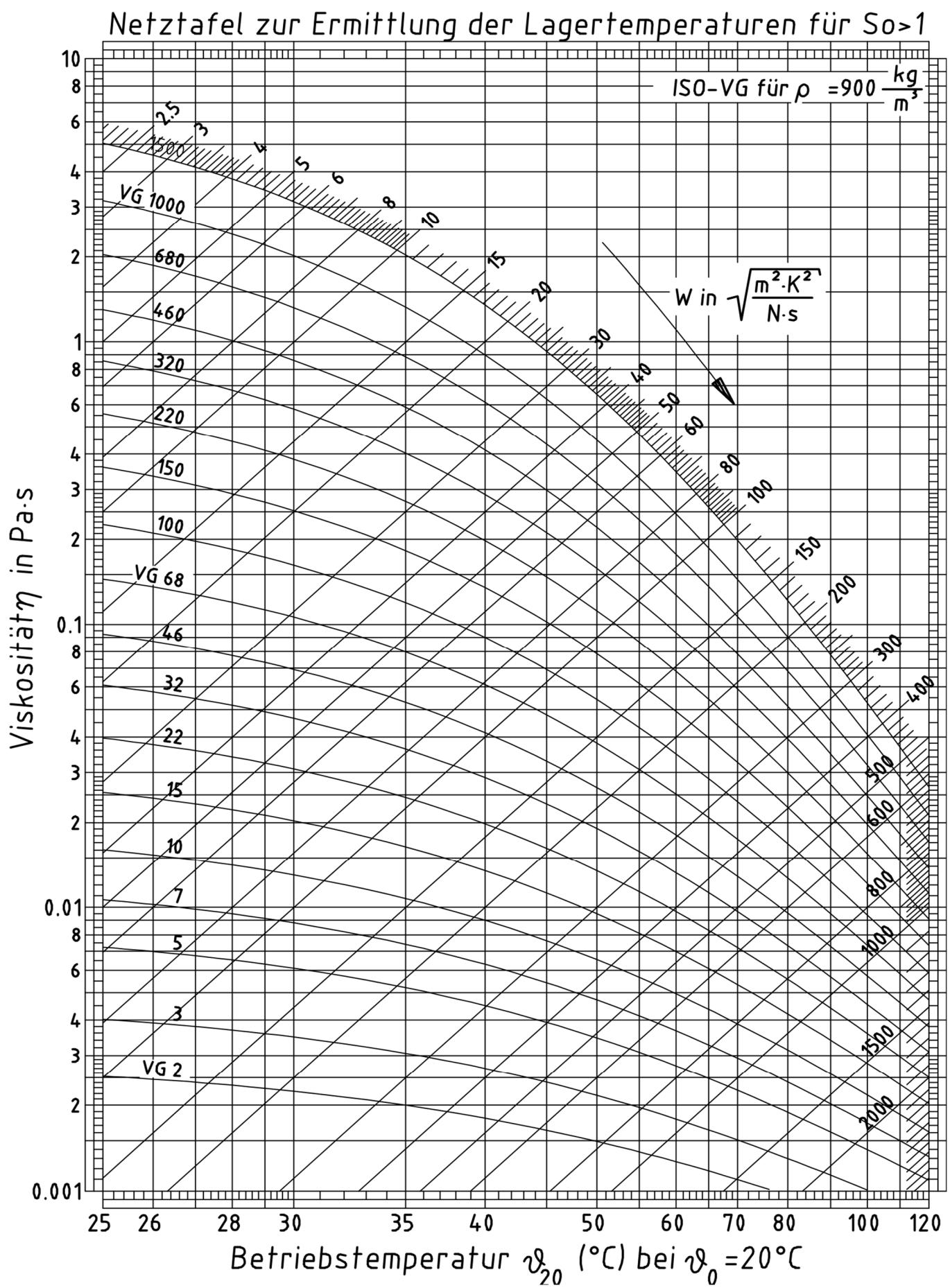


Bild 1.1: Netztafel für den Bereich $S_0 > 1$

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 1

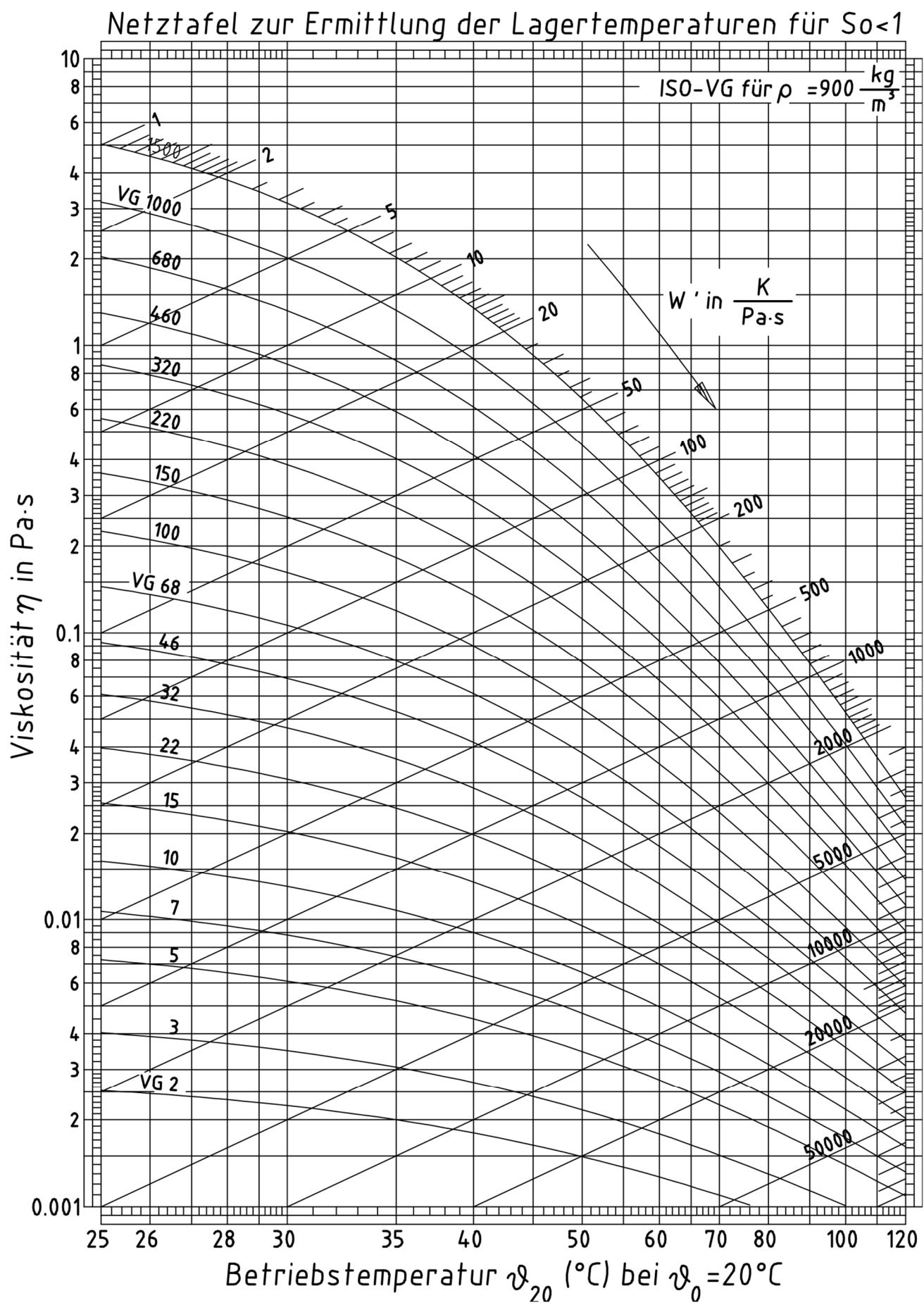


Bild 1.2: Netztafel für den Bereich $S_0 < 1$

Lösung zur Aufgabe 1

1.1 Voraussetzung für den Schmierfilmaufbau

Σ 1 P

Einer der folgenden Voraussetzungen ist zu nennen:

1 P

- Vorhandensein eines viskosen Schmierstoffs
- Haften des Schmierstoffs an den Gleitpartnern (Haftbedingung)
- Relativbewegung zwischen äußerer Last und Schmierstoffströmung
- konvergenter (sich verjüngender) Spalt in Richtung der Relativbewegung

1.2 Vorteil von hydrodynamischen Gleitlagern

Σ 1 P

Einer der folgenden Vorteile ist zu nennen:

1 P

- Quasi unbegrenzte Lebensdauer bei stationärer Belastung
- Einsetzbar bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten
- Preiswerter bei großen Durchmessern
- Geringere notw. Bauraum
- Höhere Dämpfung

1.3 Werkstoffsicherheit

Σ 1,5 P

Spezifische Lagerlast

$$\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D} = 3,265 \frac{N}{mm^2}$$

0,5 P

Verhältnis

$$\frac{\bar{p}_{zul}}{\bar{p}} = 1,531$$

0,5 P

Werkstoffsicherheit gegeben?

Ja, da $\frac{\bar{p}_{zul}}{\bar{p}} = 1,531 > 1$

0,5 P

1.4 Verschleißsicherheit

Σ 4,5 P

Lagervolumen

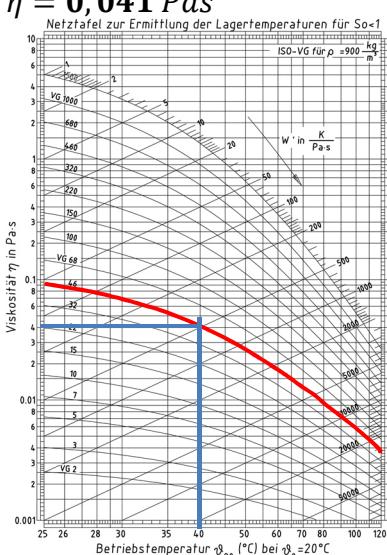
$$V = \frac{\pi \cdot B \cdot D^2}{4} = 0,034 m^3$$

1 P

Dynamische Viskosität

$$\eta = 0,041 Pas$$

0,5 P



Umfangsgeschwindigkeit

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 1,833 \text{ m/s}$$

1 P

Verhältnis $\frac{n}{n_{\ddot{u}}}$

$$\frac{n}{n_{\ddot{u}}} = \frac{100 \text{ min}^{-1}}{28,972 \text{ min}^{-1}} = 3,452$$

1,5 P

$$\text{mit } n_{\ddot{u}} = \frac{10^{-8} \cdot F \cdot 60 \text{ s/min}}{6 \cdot C_{\ddot{u}} \cdot \eta \cdot V} = 28,972 \text{ min}^{-1} \text{ & mit } C_{\ddot{u}} = 1 \text{ m}^{-1}$$

Verschließsicherheit gegeben?

Ja, da $\frac{n}{n_{\ddot{u}}} > 3$, für $u < 3 \text{ m/s}$

0,5 P

1.5 Veränderung Übergangsrehzahl bei Verdopplung Lagerdurchmesser

S 1 P

$$0,25, \text{ mit } n_{\ddot{u}} = \frac{10^{-8} \cdot F}{6 \cdot C_{\ddot{u}} \cdot \eta \cdot \frac{\pi \cdot B \cdot D^2}{4}}$$

1 P

1.6 Maximale Drehzahl n_{max}

S 5 P

Drehzahl n_{max}

$$Q_K \cdot k \cdot \Delta\vartheta = f_g \cdot F \cdot \pi \cdot D \cdot n_{max}$$

1,5 P

$$\rightarrow n_{max} = \frac{Q_K \cdot k \cdot \Delta\vartheta}{f_g \cdot F \cdot \pi \cdot D} = 179,049 \text{ min}^{-1}$$

mit $k = 1,8 \cdot 10^6 \text{ J/(m}^3\text{K)}$

Vergleichsvolumenstrom Q_V

$$Q_V = \frac{B \cdot U_{max} \cdot S}{4} = 6,632 \frac{l}{min}$$

1,5 P

mit $S = \psi \cdot D = 0,385 \text{ mm}$ & $U_{max} = \pi \cdot D \cdot n_{max} = 3,281 \text{ m/s}$

Tragölvolumenstrom Q_T

$$Q_T = 0,5 \cdot Q_V = 3,316 \frac{l}{min} \text{ (Abschätzung zur sicheren Seite)}$$

0,5 P

$$Q_{K,max} = 3 \cdot Q_V = 19,897 \frac{l}{min}$$

0,5 P

Schmierstoffdurchsatz in sinnvollem Bereich?

Ja, da $Q_T < Q_K < Q_{K,max}$

1 P

1.7 Erforderliche Mindest-Anströmgeschwindigkeit

S 6 P

Wärmeabgebende Gehäuseoberfläche

$$A = \pi \cdot H \cdot \left(L + \frac{H}{2} \right) = 1,257 \text{ m}^2$$

1 P

Sommerfeldzahl

$$So = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta_{max} \cdot \omega_{max}} = 11,707$$

2 P

mit $\omega_{max} = 2 \cdot \pi \cdot n_{max} = 18,750 \text{ rad/s}$ & $\eta_{max} = \eta(T_G) = 0,018 \text{ Pas}$

Reibwert

$$f = \frac{3 \cdot \psi}{\sqrt{So}} = 0,0010, \text{ da Sommerfeldzahl größer 1 (Schwerlastbereich)}$$

1 P

Erforderliche Anströmgeschwindigkeit

$$\alpha \cdot A \cdot (T_G - T_U) = f \cdot F \cdot u_{max}$$

mit $\alpha = 7 + 12 \cdot \sqrt{w}$

$$\rightarrow w = \left(\frac{\frac{f \cdot F \cdot u_{max}}{(T_G - T_U) \cdot A} - 7}{12} \right)^2 = 2,296 \frac{m}{s}$$

2 P

1.8 Tragflächenzahl Zitronenlager	$\Sigma 1 P$
Zwei	1 P
1.9 Vermeidung Mischreibungsbetrieb bei Gleitlagern beim Anfahren?	$\Sigma 1 P$
Hydrostatische Unterstützung / Hybridlager	1 P

Aufgabe 2 (22 Punkte)

Sie sind verantwortlich für die Auslegung des Antriebs einer Seilwinde. Die Seilwinde wird zum Heben von Lasten in der Schwerlasttechnik eingesetzt. Der Antrieb besteht aus einem Elektromotor, einem Getriebe und einer Seiltrommel. Die Seilwinde kann in einem Power-Modus und einem Split-Modus betrieben werden.

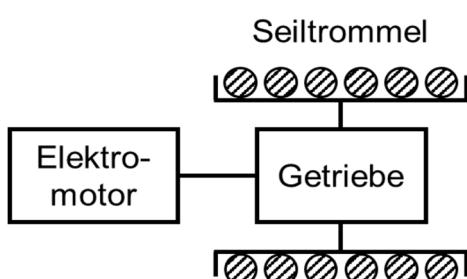


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Seilwinde

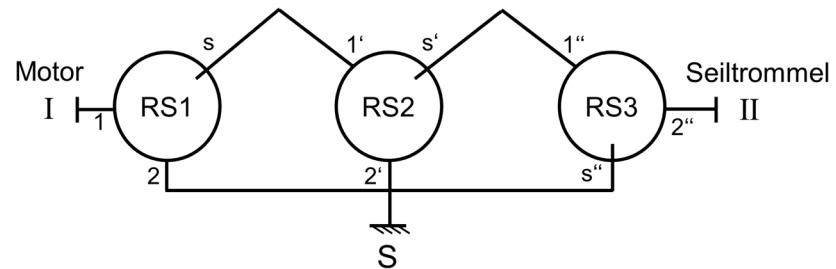


Abbildung 2.2: Getriebeschema nach WOLF des Power-Modus

Radsatz 1 (RS1)	Motor 1	Power-Modus
$i_{12} = -3,9$	$P_1 = 50 \text{ kW}$	Maximale Seilgeschwindigkeit
Radsatz 2 (RS2)	Motor 2	$v_{\text{SeilMax}} = 10 \text{ m/min}$
$i_{1'2'} = -4,3$	$P_2 = 100 \text{ kW}$	Maximale Last
Radsatz 3 (RS3)	Motor 3	$m_{\text{LastMax}} = 50.000 \text{ kg}$
$i_{1''2''} = -4,7$	$P_3 = 150 \text{ kW}$	
$z_{1''} = 37$		Split-Modus
$m_n = 5 \text{ mm}$		Stegdrehzahl
		$n_s = -75 \text{ min}^{-1}$
		Elektromotordrehzahl
		$n_1 = -500 \text{ min}^{-1}$

Hinweise:

- Vernachlässigen Sie alle Verluste sowie die Dicke und die Masse des Seils.
- Nehmen Sie an, dass der Durchmesser der Seiltrommel dem Teilkreisdurchmesser des Hohlrad des dritten Radsatzes entspricht.

2.1 Im Getriebe der Seilwinde kommen Planetengetriebe zum Einsatz. Nennen Sie einen Vorteil eines Planetengetriebes gegenüber einem Stirnradgetriebe. (1 Punkt)

Die Seilwinde wird zunächst im Power-Modus betrieben.

2.2 Werden die Radsätze im Getriebe der Seilwinde im Power-Modus im Zwei- oder Dreiwellenbetrieb betrieben? (1 Punkt)

2.3 Untersuchen Sie das Getriebe der Seilwinde. (3,5 Punkte)	
2.3.1	Berechnen Sie die Zähnezahl z_2'' des Hohlrad des dritten Radsatzes. Runden Sie auf ganze Zähne.
2.3.2	Berechnen Sie betragsmäßig den Durchmesser d_2'' des geradverzahnten Hohlrad des dritten Radsatzes in mm.
2.3.3	Berechnen Sie die Gesamtübersetzung $i_{I,II}$ zwischen Eingang und Ausgang des Getriebes.

Falls Sie Aufgabenteil 2.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $i_{I,II} = -150$ und $d_2'' = 950 \text{ mm}$ weiter.

2.4 Legen Sie den Elektromotor für den Power-Modus aus. (5 Punkte)	
2.4.1	Berechnen Sie die Maximaldrehzahl der Seiltrommel $n_{\text{Seiltrommel}}$ in min^{-1} . Beachten Sie den Hinweis zum Durchmesser der Seiltrommel.
2.4.2	Berechnen Sie die Drehzahl des Elektromotors $n_{\text{Elektromotor}}$ bei maximaler Seilgeschwindigkeit im Power-Modus in min^{-1} .
2.4.3	Berechnen Sie das Drehmoment des Elektromotors $M_{\text{Elektromotor}}$ bei maximaler Last an der Seilwinde in kNm. Beachten Sie, dass es sich bei dem Drehmoment an der Seiltrommel um ein Abtriebsmoment handelt.
2.4.4	Welcher Elektromotor muss auf Basis Ihrer Ergebnisse mindestens ausgewählt werden, wenn die maximale Last mit der maximalen Seilgeschwindigkeit angehoben werden soll?

Falls Sie Aufgabenteil 2.4 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $M_{\text{Elektromotor}} = -2 \text{ kNm}$ weiter.

Um die Last während des Hubvorgangs in der Luft festhalten zu können, befindet sich eine Haltebremse an der Verbindung zwischen dem Steg s von Radsatz 1 und der Sonne 1' von Radsatz 2.

2.5 Legen Sie die Haltebremse im Power-Modus aus. (2,5 Punkte)	
2.5.1	Berechnen Sie das Drehmoment $M_{\text{Haltebremse}}$ in kNm, das die Haltebremse aufbringen muss, um die maximale Last zu halten.
2.5.2	Warum wird die Haltebremse in der Nähe des Antriebs verbaut und nicht direkt am Abtrieb?

In dem in Abbildung 2.3 dargestellten Split-Modus wird Radsatz 1 dazu genutzt, über den Steg Radsatz 2 und 3 und über das Hohlräder einen Nebenabtrieb anzutreiben.

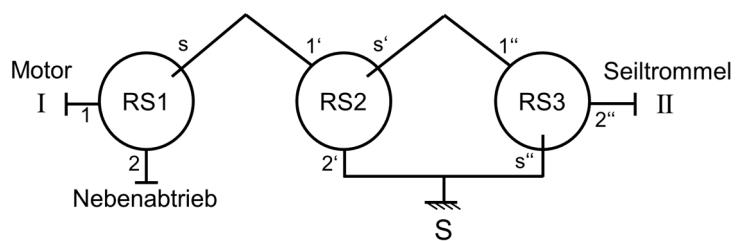


Abbildung 2.3: Getriebeschema nach WOLF des Split-Modus

2.6 Untersuchen Sie den Split-Modus des Getriebes. Beachten Sie dazu die gegebenen Daten zum Split-Modus. (6 Punkte)	
2.6.1	Berechnen Sie die Drehzahl des Nebenabtriebs $n_{\text{Nebenabtrieb}}$ in min^{-1} .
2.6.2	Berechnen Sie die Leistung des Nebenabtriebs $P_{\text{Nebenabtrieb}}$ in kW. Nehmen Sie an, dass der Elektromotor bei einer Leistung von 100 kW betrieben wird.
2.6.3	Wie schnell dreht sich in diesem Betriebspunkt die Seiltrommel in min^{-1} ?
Neben der rechnerischen Methode können die Drehzahlverhältnisse in Planetengetrieben auch grafisch mit dem Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH bestimmt werden.	
2.7	In welchem Abstand muss beim Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH die Bezugslinie h über den Rädern eingezeichnet werden? (1 Punkt)
2.8	Nennen Sie eine alternative einstufige Getriebebauform zu Planetengetrieben, mit der die Übersetzung der Seilwinde (>100) realisiert werden kann. (1 Punkt)
2.9	In Bau- und Landmaschinen werden oft hydrostatisch-mechanische Leistungsverzweigungsgetriebe eingesetzt. Nennen Sie einen Vorteil dieser Antriebe. (1 Punkt)

Lösung zur Aufgabe 2

2.1 Vorteil Planetengetriebe

$\Sigma 1 P$

Eine Antwort aus: **Hohe Leistungsdichte, koaxiale An- und Abtriebswellen, hohe und niedrige Übersetzungsverhältnisse möglich, gleichmäßige Lastverteilung auf die Planeten, Verteiler- und Summiergetriebe möglich, hoher Wirkungsgrad**

1 P

2.2 Mehrwellenbetrieb

$\Sigma 1 P$

Zweiwellenbetrieb

1 P

2.3 Untersuchung Getriebe

$\Sigma 3,5 P$

$$z_{2''} = i_{1''2''} \cdot z_{1''} = -174$$

1 P

$$|d_{2''}| = |z_{2''} \cdot m_n| = 870 \text{ mm}$$

1 P

$$i_{I,II} = i_{1s} \cdot i_{1's'} \cdot i_{1''2''} = (1 - i_{12}) \cdot (1 - i_{1'2'}) \cdot (i_{1''2''}) = -122,059$$

1,5 P

2.4 Auslegung Elektromotor

$\Sigma 5 P$

$$n_{Seiltrommel} = \frac{v_{SeilMax}}{\pi \cdot d_{Seiltrommel}} = 3,659 \text{ min}^{-1}$$

1 P

mit $d_{Seiltrommel} = |d_{2''}|$

$$n_{Elektromotor} = n_{Seiltrommel} \cdot i_{I,II} = -446,614 \text{ min}^{-1}$$

1 P

$$M_{Elektromotor} = \frac{-M_{Seiltrommel}}{i_{I,II}} = -1,748 \text{ kNm}$$

1,5 P

$$\text{mit } M_{Seiltrommel} = -m_{LastMax} \cdot g \cdot \frac{d_{Seiltrommel}}{2} = -213,368 \text{ kNm}$$

$$P_{Elektromotor} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Elektromotor} \cdot M_{Elektromotor} = 81,753 \text{ kW} \rightarrow \text{Motor 2}$$

1,5 P

Alternativlösung

$$P_{Elektromotor} = m_{LastMax} \cdot g \cdot v_{SeilMax} = 81,750 \text{ kW} \rightarrow \text{Motor 2}$$

(1,5 P)

2.5 Auslegung Haltebremse

$\Sigma 2,5 P$

$$M_{Haltebremse} = -M_{Elektromotor} \cdot i_{1s} = 8,565 \text{ kNm}$$

1,5 P

mit $i_{1s} = (1 - i_{12}) = 4,9$

Eine Antwort aus: **Höhere Drehzahl, Geringeres Drehmoment**

1 P

2.6 Untersuchung Split-Modus

$\Sigma 6 P$

$$n_{Nebenabtrieb} = \frac{n_1 - (1 - i_{12}) \cdot n_s}{i_{12}} = 33,974 \text{ min}^{-1}$$

2 P

$$P_{Nebenabtrieb} = 2 \cdot \pi \cdot n_{Nebenabtrieb} \cdot M_{Nebenabtrieb} = -26,502 \text{ kW}$$

2,5 P

$$\text{mit } M_{Nebenabtrieb} = M_{Elektromotor} \cdot -i_{12} = -7,449 \text{ kNm}$$

$$\text{mit } M_{Elektromotor} = \frac{P_{Elektromotor}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = -1,910 \text{ kNm}$$

$$n_{Seiltrommel} = \frac{n_s}{i_{s2''}} = 3,011 \text{ min}^{-1}$$

1,5 P

$$\text{mit } i_{s2''} = (1 - i_{1'2'}) \cdot i_{1''2''} = -24,91$$

2.7 Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH	Σ 1 P
In einer beliebigen Höhe	1 P
2.8 Alternative Getriebebauform	Σ 1 P
Eine Antwort aus: Cyclo-Getriebe, Harmonic-Drive-Getriebe, Galaxie-Getriebe	1 P
2.9 Vorteile LVG	Σ 1 P
Eine Antwort aus: Stufenlose Übersetzungsänderung der Hydrostaten, guter Wirkungsgrad des mechanischen Strangs, Betrieb des Verbrennungsmotors bei gutem Wirkungsgrad, Keine Zugkraftunterbrechung, kein Rucken	1 P

Aufgabe 3 (22 Punkte)

Sie legen das zweistufige Stirnradgetriebe einer Offshore-Bohranlage aus. Die Zahnradgeometrie der Stufe I muss hinsichtlich maximaler Laufruhe ausgelegt werden, da diese bei hohen Drehzahlen betrieben wird. Die Stufe II erfährt hohe Lasten bei niedrigen Drehzahlen, sodass Sie die Zahnradgeometrie für maximale Tragfähigkeit auslegen.

<p style="text-align: center;">Stufe I</p>	Normalmodul	m_n	=	7	mm
	Normaleingriffswinkel	α_n	=	20	°
	Gesamtgetriebewirkungsgrad	η_{ges}	=	0,97	
	Stufe I				
	Zähnezahl Zahnrad 1	z_1	=	24	
	Zähnezahl Zahnrad 2	z_2	=	67	
	Schrägungswinkel	β_1	=	10	°
	Kopfkreisdurchmesser	$d_{a,1}$	=	189,706	mm
<p style="text-align: center;">Stufe II</p>	Grundkreisdurchmesser	$d_{b,1}$	=	160,013	mm
	Profilverschiebungsfaktor	x_1	=	0,250	
	Achsabstand	a_l	=	322	mm
	Stufe II				
	Zähnezahl Zahnrad 3	z_3	=	29	
	Zähnezahl Zahnrad 4	z_4	=	91	
	Schrägungswinkel	β_3	=	15	°

Abbildung 3.1: Zweistufiges Stirnradgetriebe

Hinweise:

- Das Bezugsprofil der Verzahnung entspricht DIN 867.
- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe das Diagramm auf dem Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 3.

3.1 Untersuchung der Übersetzung des Getriebes (2 Punkte)	
3.1.1	Berechnen Sie die Gesamtübersetzung i_{ges} .
3.1.2	Am Abtrieb des Getriebes liegt ein Drehmoment von $M_{Ab} = 3000 \text{ Nm}$ an. Berechnen Sie das Antriebsdrehmoment M_{An} in Nm. Beachten Sie hierbei den Gesamtgetriebewirkungsgrad η_{ges} des Getriebes.

Nachfolgend wird das Überdeckungsverhältnis der Stufe I für einen ruhigen Lauf angepasst. Der Achsabstand a_l in Stufe I ist aufgrund von Bauraumbeschränkung auf 322 mm begrenzt.

3.2 Berechnung der Profilüberdeckung ε_a im Zahnkontakt zwischen Zahnrad 1 und Zahnrad 2 der Stufe I. (8,5 Punkte)	
3.2.1	Berechnen Sie den Teilkreisdurchmesser d_2 des Zahnrads 2 in mm.
3.2.2	Berechnen Sie den Betriebseingriffswinkel α_{wt} in Grad.
3.2.3	Berechnen Sie den Profilverschiebungsfaktor x_2 , der benötigt wird, um den Achsabstand a_l einzuhalten.
3.2.4	Berechnen Sie den Kopfkreisdurchmesser $d_{a,2}$ des Zahnrads 2 in mm.
3.2.5	Berechnen Sie den Grundkreisdurchmesser $d_{b,2}$ des Zahnrads 2 in mm.
3.2.6	Berechnen Sie die Profilüberdeckung ε_a . Beachten Sie die in der Aufgabenstellung angegebene Werte für Kopfkreisdurchmesser $d_{a,1}$ und Grundkreisdurchmesser $d_{b,1}$ des Zahnrads 1.

Falls Sie Aufgabenteil 3.2 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\varepsilon_a = 1,8$ weiter.

Für einen ruhigen Lauf soll die Gesamtüberdeckung ε_y ganzzahlig sein, sodass für die Stufe I $\varepsilon_y = 3$ gewählt wird.

3.3 Berechnen Sie die zur Einstellung der geforderten Gesamtüberdeckung ε_y erforderliche gemeinsame Zahnbreite b der Stufe I in mm. (2 Punkte)	
---	--

Unterschnitt stört die Laufruhe und sollte vermieden werden. Es ist daher zu prüfen, ob Unterschnitt in der Verzahnung vorliegt.

3.4 Berechnung der theoretischen Grenzzähnezahl $z_{g,1}$ des Zahnrads 1 für die Überprüfung von Unterschnitt. (1,5 Punkte)	
3.4.1	Berechnen Sie die theoretische Grenzzähnezahl $z_{g,1}$ des Zahnrads 1. Geben Sie das exakte Rechenergebnis ausschließlich auf die dritte Nachkommastelle gerundet an.
3.4.2	Liegt auf Basis Ihrer Ergebnisse an Zahnrad 1 Unterschnitt vor?

Die Stufe II erfährt höhere Drehmomente, sodass die Verzahnung mit möglichst hoher Tragfähigkeit ausgelegt wird.

3.5 Auswahl einer geeigneten Summe der Profilverschiebungsfaktoren für die Stufe II anhand von DIN 3992 für hohe Zahnuß- und- Flankentragfähigkeit. (3 Punkte)	
3.5.1	Berechnen Sie die Summe der Ersatzzähnezahlen Σz_n für die Stufe II.
3.5.2	Wählen Sie eine geeignete Summe der Profilverschiebungsfaktoren Σx für die Stufe II hinsichtlich hoher Zahnuß- und Flankentragfähigkeit.

3.6 Folgen einer zu großen positiven Profilverschiebung. (2 Punkte)	
3.6.1	Welche Zahnpfiform entsteht bei einer zu großen positiven Profilverschiebung?
3.6.2	Welche Gefahr entsteht bei dieser Zahnpfiform?

Neben der Dimensionierung der Zahnradgeometrie gibt es Wärmebehandlungsverfahren, die zu einer höheren Tragfähigkeiten der Verzahnung führen können.

3.7 Wärmebehandlungsverfahren für höchste Tragfähigkeit von Zahnrädern. (2 Punkte)	
3.7.1	Nennen Sie das Wärmebehandlungsverfahren, das für die höchste Tragfähigkeit von Zahnrädern empfohlen wird, wenn die Einsatzhärtetiefe 1 mm betragen soll.
3.7.2	Warum ist nach Anwendung des ausgewählten Wärmebehandlungsverfahrens ein Feinbearbeitungsverfahren (z.B. Schleifen) nötig?
3.8 Nennen Sie eine Maßnahme, die dazu dient, vorzeitige Eingriffsstöße zu vermeiden. (1 Punkt)	

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 3

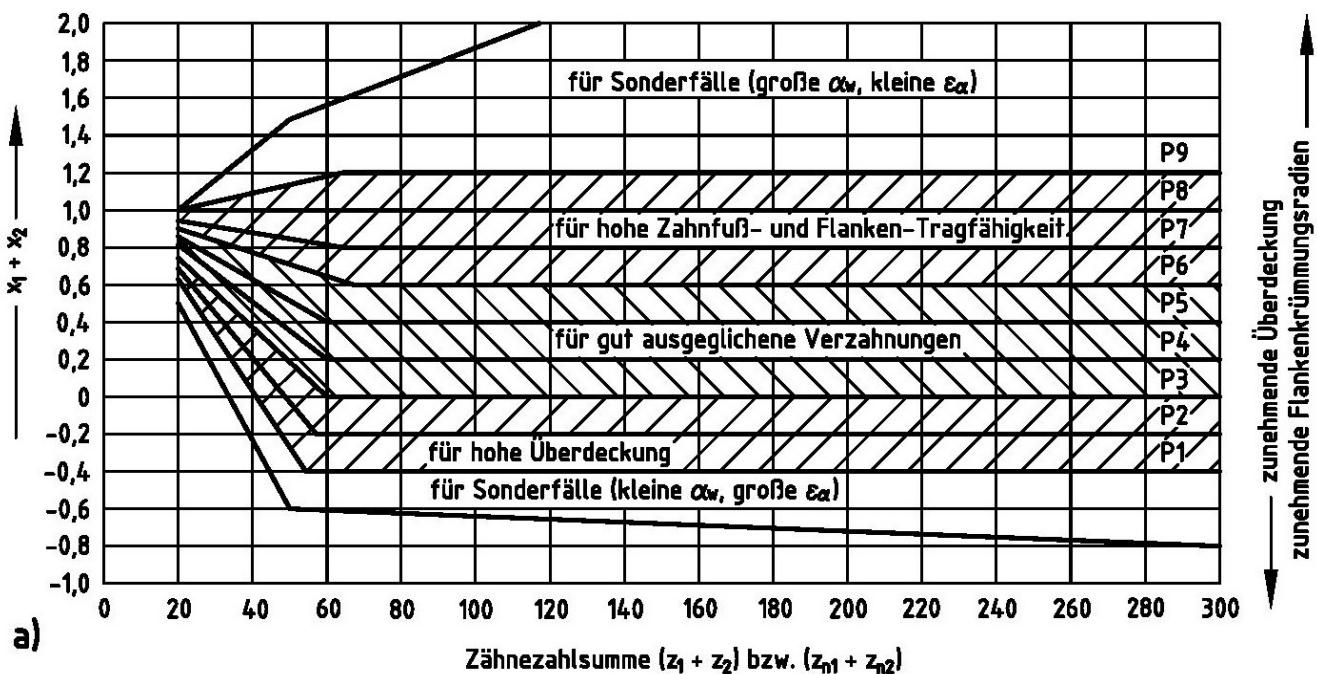


Abbildung 3.1: Ermittlung der Profilverschiebungssumme anhand DIN 3992

Lösung zur Aufgabe 3

3.1 Übersetzung und Antriebsdrehmoment

Σ 2 P

Gesamtübersetzung

$$i_{ges} = \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 8,760$$

1 P

Antriebsdrehmoment

$$M_{An} = -\frac{M_{Ab}}{i_{ges} \cdot \eta_{ges}} = -353,055 \text{ Nm}$$

1 P

3.2 Profilüberdeckung

Σ 8,5 P

Teilkreisdurchmesser

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{\cos \beta_1} = 476,235 \text{ mm}$$

1 P

Betriebseingriffswinkel

$$\alpha_{wt} = \cos^{-1} \left(\frac{a_d}{a} \cos \alpha_t \right) = 19,592^\circ$$

2 P

$$\text{mit } a_d = \frac{(z_1+z_2)m_n}{2\cos \beta_1} = 323,413 \text{ mm}$$

$$\text{und } \alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_1} \right) = 20,284^\circ$$

Profilverschiebungsfaktor

$$x_2 = \Sigma x - x_1 = -0,449$$

1,5 P

$$\text{mit } \Sigma x = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wt} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \tan \alpha_n} (z_1 + z_2)$$

Kopfkreisdurchmesser

$$d_{a2} = d_2 + 2(m_n x_2 + 1 \cdot m_n + k) = 483,908 \text{ mm}$$

1,5 P

$$\text{mit } k = a - a_d - m_n(x_1 + x_2) = -0,0230$$

Grundkreisdurchmesser

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 446,703 \text{ mm}$$

0,5 P

Profilüberdeckung

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_{et}} = 1,720$$

2 P

$$\text{mit } g_a = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a \cdot \sin \alpha_{wt}$$

$$\text{und } p_{et} = p_t \cos \alpha_{wt} = \frac{\pi m_n}{\cos \beta_1} \cos \alpha_{wt}$$

3.3 Zahnbreite

Σ 2 P

$$b = \frac{\varepsilon_\beta \cdot p_t}{\tan \beta_1} = 162,160 \text{ mm}$$

2 P

$$\text{mit } \varepsilon_\beta = \varepsilon_\gamma - \varepsilon_\alpha = 1,281$$

$$\text{und } p_t = \frac{\pi \cdot m_n}{\cos \beta_1} = 22,330 \text{ mm}$$

3.4 Unterschnitt

$\Sigma 1,5 \text{ P}$

Theoretische Grenzzähnezahl

$$z_{g1} = \frac{2 \cos \beta_1}{\sin^2(\alpha_t)} = 16,389 \quad 1 \text{ P}$$

Unterschnitt

Kein Unterschnitt, da $z_1 > z_{g1}$ $0,5 \text{ P}$

3.5 Summe Profilverschiebungsfaktoren

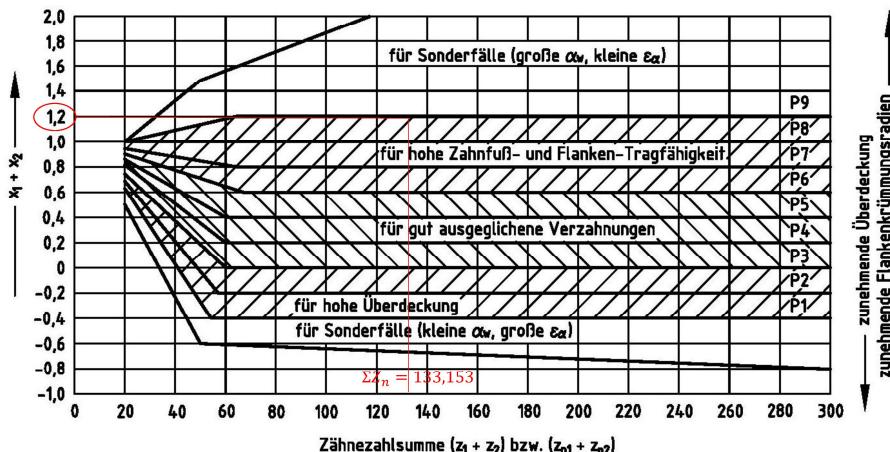
$\Sigma 3 \text{ P}$

Summe Ersatzzähnezahlen

$$\sum z_n = z_{n3} + z_{n4} = 133,153 \quad 1 \text{ P}$$

mit $z_{n3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta_2} = 32,179$
und $z_{n4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta_2} = 100,974$

Summe Profilverschiebungsfaktoren



$$\Sigma x = 1,2 \quad 2 \text{ P}$$

3.6 Folgen einer zu großen positiven Profilverschiebung

$\Sigma 2 \text{ P}$

Zahnkopfform bei großer positiver Profilverschiebung

Spitzzahn 1 P

Gefahr von Spitzzähnen

Abplatzen des Zahnkopfes 1 P

3.7 Wärmebehandlungsverfahren von Zahnrädern

$\Sigma 2 \text{ P}$

Wärmebehandlungsverfahren für höchste Tragfähigkeit

Einsatzhärtung 1 P

Feinbearbeitungsverfahren infolge von Einsatzhärtung

wegen auftretenden höheren Verzugs, sowie im Hinblick auf eine hohe Verzahnungsgenauigkeit 1 P

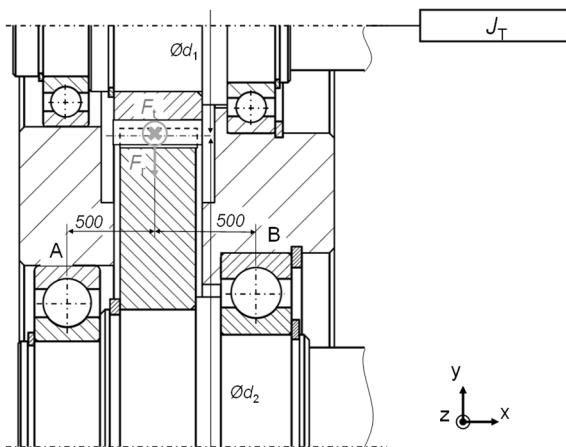
3.8 Maßnahme zu Vermeidung von Eingriffsstößen

$\Sigma 1 \text{ P}$

Zahnflankenkorrektur (bzw. Kopfrücknahme, Breitenballigkeit) 1 P

Aufgabe 4 (22 Punkte)

Sie optimieren die Lagerung des abgebildeten, einstufigen, geradverzahnten Stirnradgetriebes in Bezug auf eine möglichst geringe Verlustleistung. Dazu wählen Sie ein geeignetes Öl für die Schmierung der Wälzlager aus. Einerseits soll das Öl eine möglichst geringe Betriebsviskosität aufweisen, um die Verlustleistung zu reduzieren, andererseits darf eine geforderte erweiterte Lebensdauer der Wälzlager von 20.000 Betriebsstunden bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 5 % nicht unterschritten werden. Die Betriebsbedingungen der Wälzlager sind durch hohe Sauberkeit und hohe Drehgenauigkeit gekennzeichnet.



Lagerdaten Festlager

Außendurchmesser	D	=	150	mm
Innendurchmesser	d	=	85	mm
Dynamische Tragzahl	C	=	83	kN
Ermüdungsgrenzbelastung	C_U	=	4	kN
Statische Tragzahl	C_0	=	64	kN
Axiallastfaktoren	$Y = Y_0$	=	1,5	
Radiallastfaktoren	$X = X_0$	=	0,56	

Verzahnungskräfte im Auslegungslastfall:

Radialkraft	F_r	=	5,5	kN
Tangentialkraft	F_t	=	15	kN

Ausfallwahrscheinlichkeit

5 %

Drehzahl langsame Welle	n	=	2000	min ⁻¹
Durchmesser des Ritzels	d_1	=	100	mm
Durchmesser des Rads	d_2	=	450	mm

Hinweise:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf den Hilfsblättern 1 bis 2 zu Aufgabe 4.
- Die Lagerkräfte werden ausschließlich durch die Verzahnungskräfte hervorgerufen.

4.1 Nennen Sie neben der Betriebsviskosität ν eine weitere Größe, die die Verlustleistung beeinflusst. (1 Punkt)

Sie betrachten zunächst die Lagerung der langsamen Welle.

4.2 Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Lagerlast des Festlagers der langsamen Welle. (3 Punkte)

4.2.1 Benennen Sie, welches der beiden Lager das Festlager ist.

4.2.2 Berechnen Sie den Betrag der Kraft in y-Richtung des Festlagers $F_{y,FL}$ in kN.

4.2.3 Berechnen Sie die Radialkraft des Festlagers $F_{rad,FL}$ in kN.

4.2.4 Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Lagerlast des Festlagers P_{FL} in kN.

Falls Sie Aufgabenteil 4.2 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $P_{FL} = 10$ kN weiter.

4.3 Bestimmen Sie die minimal erforderliche Betriebsviskosität ν des Öls. (6,5 Punkte)	
4.3.1	Berechnen Sie die geforderte erweiterte Lebensdauer L_{5m} in 10^6 Umdrehungen.
4.3.2	Bestimmen Sie den Beiwert $e_c \cdot C_u / P$.
4.3.3	Bestimmen Sie die Bezugsviskosität ν_1 in mm ² /s.
4.3.4	Berechnen Sie den Beiwert a_{ISO} .
4.3.5	Bestimmen Sie die minimal erforderliche Betriebsviskosität ν des Öls in mm ² /s, um die geforderte erweiterte Lebensdauer $L_{5m,h}$ von 20.000 Stunden nicht zu unterschreiten.

Falls Sie Aufgabenteil 4.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\nu = 11$ mm²/s weiter.

Das Stirnradgetriebe kommt in einem Prüfstand zum Einsatz. Im Prüfbetrieb wird die Lagertemperatur überwacht. Falls eine Lagertemperatur von $\vartheta = 95$ °C überschritten wird, wird der Prüfstand abgeschaltet.

4.4	Geben Sie die ISO-VG-Klasse des Öls mit möglichst geringer Betriebsviskosität an, das die Erfüllung der geforderten Lebensdauer des Festlagers sicherstellt. (1,5 Punkte)
-----	---

4.5	Wie ändert sich die Betriebstemperatur, wenn bei ansonsten gleichen Bedingungen ein Öl niedrigerer ISO-VG-Klasse verwendet wird? (1 Punkt)
-----	--

Bei einer Notabschaltung wird die schnelle Welle mit einer Winkelbeschleunigung von $\dot{\omega}_{Not,1} = 470$ rad/s auf Stillstand gebremst. Berechnen Sie, wie groß die Trägheit an der schnellen Welle maximal sein darf, um auch während einer Notabschaltung die statische Sicherheit des Festlagers der langsamen Welle einzuhalten.

4.6	Berechnen Sie die maximal mögliche Trägheit der schnellen Welle. (3 Punkte)
4.6.1	Berechnen Sie die maximal zulässige statisch äquivalente Lagerlast des Festlagers der langsamen Welle $P_{0,FL,max}$ in kN.
4.6.2	Berechnen Sie die in Bezug auf die statische Sicherheit des Festlagers der langsamen Welle maximal zulässige Tangentialkraft $F_{t,max}$ im Zahnkontakt in kN. Beachten Sie, dass die Lagerkräfte proportional zu den Verzahnungskräften sind.
4.6.3	Berechnen Sie das bei $F_{t,max}$ auf die schnelle Welle übertragene Drehmoment $T_{max,1}$ in Nm.
4.6.4	Berechnen Sie die maximale Trägheit $J_{T,max}$ an der schnellen Welle in kg · m ² . Gehen Sie dazu davon aus, dass das übertragene Drehmoment ausschließlich aus der Beschleunigung der Trägheit $J_{T,max}$ resultiert.

Falls Sie Aufgabenteil 4.6 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $P_{0,FL,max} = 35$ kN weiter.

Aufgrund eines Fehlers in der Regelung kommt es zu regelmäßigen Notabschaltungen. Daher wird das Festlager der langsamen Welle 1% der Zeit mit $P_{0,FL,max}$ und 99% der Zeit mit P_{FL} belastet. Beachten Sie, dass für das Festlager der langsamen Welle gilt: Aufgrund der Lastsituation stimmen während der Notabschaltung die statisch äquivalente Lagerlast $P_{0,FL,max}$ und die dynamisch äquivalente Lagerlast $P_{FL,max}$ überein. Nehmen Sie vereinfachend an, dass der Vorgang der Notabschaltung durch einen Betriebspunkt bei konstanter Drehzahl der langsamen Welle $n_{Not,2} = 1000 \text{ min}^{-1}$ angenähert werden kann.

4.7	Berechnen Sie, um welchen Faktor die Ersatzlast nach PALMGREN-MINER durch die häufigen Notabschaltungen über der Auslegungslast P_{FL} liegt und wie sehr sich dadurch die nominelle Lebensdauer verkürzt. (3,5 Punkte)
4.7.1	Berechnen Sie die Ersatzdrehzahl der langsamen Welle nach PALMGREN-MINER n_m in min^{-1} .
4.7.2	Berechnen Sie die Ersatzlast des Festlagers der langsamen Welle nach PALMGREN-MINER P_m in kN.
4.7.3	Berechnen Sie, um welchen Faktor die Ersatzlast P_m die Auslegungslast P_{FL} überschreitet.
4.7.4	Um welchen Faktor verkürzt sich die nominelle Lebensdauer bei Belastung des Lagers mit P_m gegenüber einer Belastung des Lagers mit P_{FL} ?
4.8	Aus welchen beiden Verlustleistungsarten setzt sich die Verlustleistung eines Wälzlagers zusammen? (1 Punkt)
4.9	Um den Prüfstand auch für strukturdynamische Untersuchungen nutzen zu können, versuchen Sie, Fluchtungsfehler der Wellen zu minimieren. Wählen Sie eine geeignete Lagerluftgruppe aus. (1,5 Punkte)

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 4

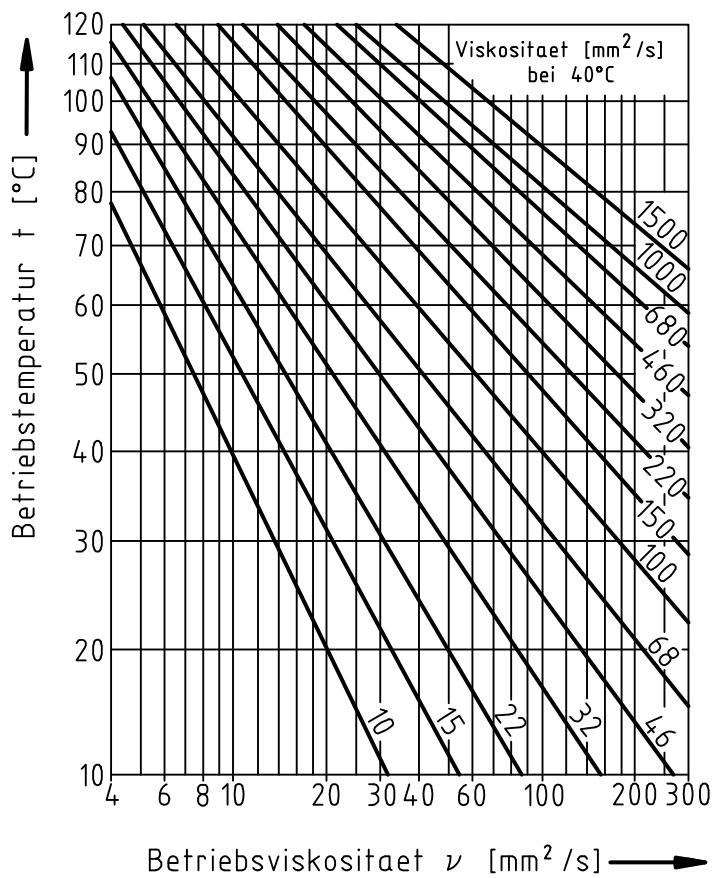


Bild 4.1: Betriebsviskosität ν

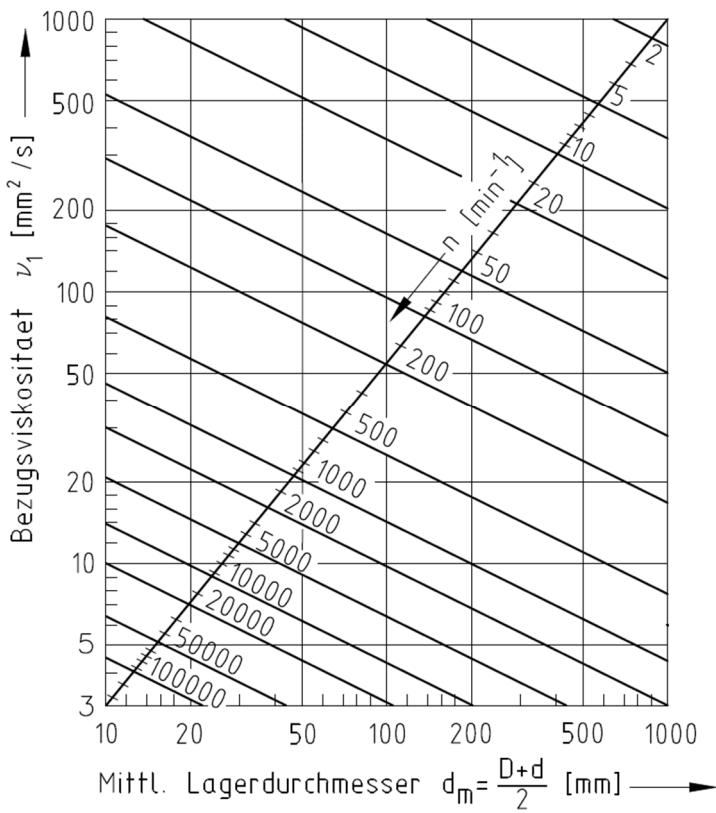


Bild 4.2: Bezugsviskosität ν_1

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 4

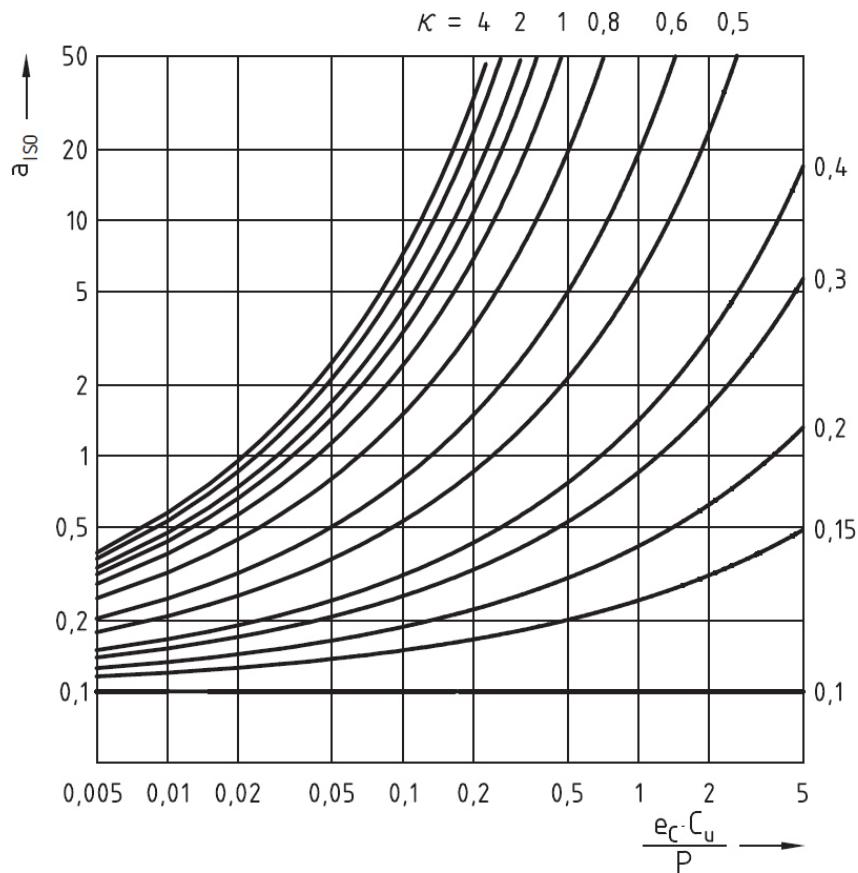


Bild 4.3: a_{ISO} Radial-Kugellager

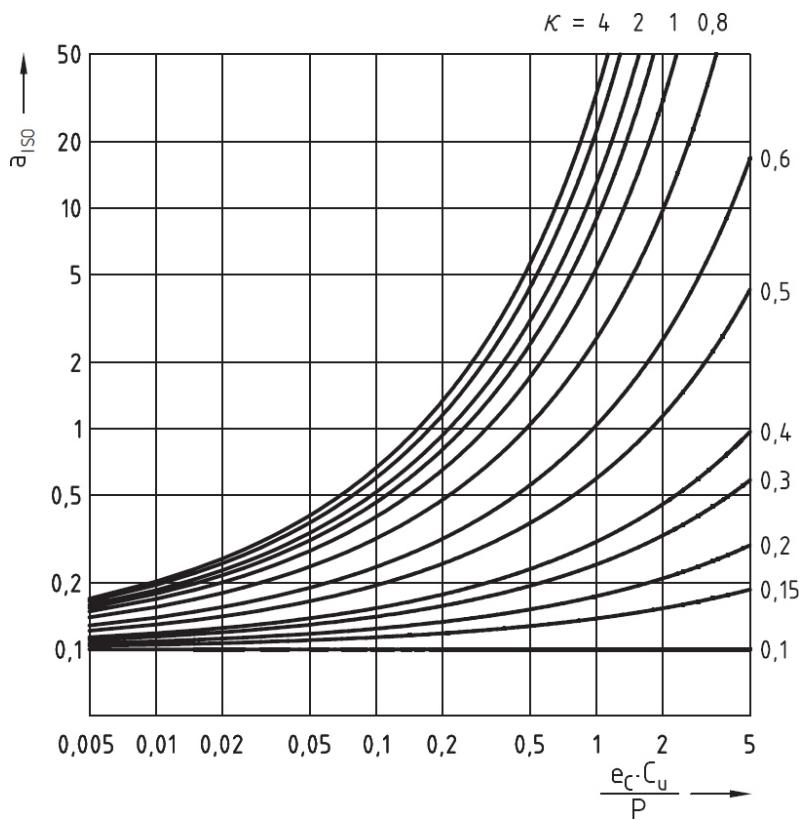


Bild 4.4: a_{ISO} Radial-Rollenlager

Lösung zur Aufgabe 4

4.1 Einflussgröße Verlustleistung

Σ 1 P

Ein Punkt aus:

- Drehzahl
- Last
- Lagergröße / -durchmesser

1 P

4.2 Dynamisch äquivalente Lagerlast Festlager

Σ 3 P

Lager B ist aufgrund des beidseitig axialen Formschlusses an Innen- und Außenring sowie der nicht demontierbaren Bauform (Rillenkugellager) das Festlager. 0,5 P

Kraft in y-Richtung des Festlagers

$$|F_{y,FL}| = \frac{1}{500mm + 500mm} \cdot |F_r \cdot 500mm| = 2,75 \text{ kN}, \text{ da } \sum M_{Z,A} = 0$$

1 P

Radialkraft am Festlager

$$F_{rad,FL} = \sqrt{|F_{y,FL}|^2 + |F_{z,FL}|^2} = 7,988 \text{ kN}$$

mit

$$|F_{z,FL}| = \frac{1}{500mm + 500mm} \cdot |F_t \cdot 500mm| = 7,5 \text{ kN}$$

Alternativlösung

$$F_{rad,FL} = \frac{1}{500mm + 500mm} \cdot \sqrt{|F_t|^2 + |F_r|^2} \cdot 500mm = 7,988 \text{ kN} \quad (1 \text{ P})$$

Dynamisch äquivalente Lagerlast

$$P_{FL} = F_{rad,FL} = 7,988 \text{ kN}, \text{ da keine axiale Last auftritt}$$

0,5 P

4.3 Dynamisch äquivalente Lagerlast Festlager

Σ 6,5 P

Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen

$$L_{5m} = \frac{L_{5m,h} \cdot 60 \cdot n}{10^6} = 2400 [10^6 \text{ U}] \quad 0,5 \text{ P}$$

mit

$$L_{5m,h} = 20.000 \text{ h}$$

$$n = 2000 \text{ min}^{-1}$$

Beiwert $e_c \cdot C_u / P$

$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = 0,401 \quad 1,5 \text{ P}$$

mit

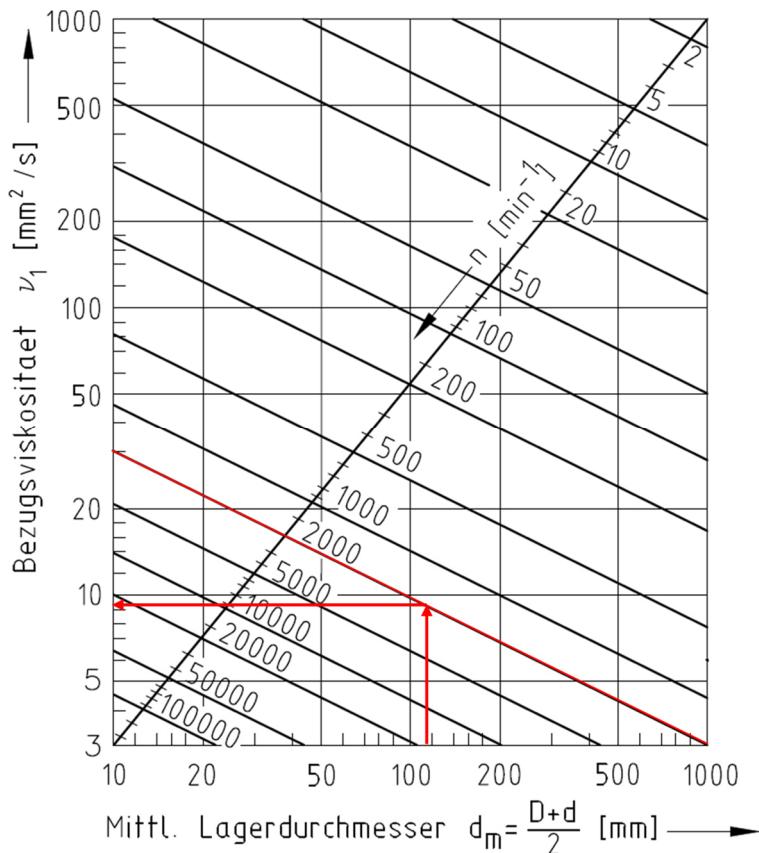
$$e_c = 0,8, \text{ wegen hoher Sauberkeit, } D_{pw} \approx d_m = \frac{D+d}{2} = 117,5 \text{ mm} > 100 \text{ mm},$$

Abschätzung zur sicheren Seite

$$C_u = 4 \text{ kN}$$

$$P = 7,988 \text{ kN}$$

Bezugsviskosität $\nu_1 = 9,3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$



mit

$$d_m = \frac{D + d}{2} = 117,5 \text{ mm}$$

$$n = 2000 \text{ min}^{-1}$$

Beiwert a_{ISO}

$$a_{ISO} = \frac{L_{5m}}{a_1 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p} = 3,343$$

1,5 P

mit

$$L_{5m} = 2400$$

$a_1 = 0,64$, wegen 5% Ausfallwahrscheinlichkeit

$$C = 83 \text{ kN}$$

$$P = 7,988 \text{ kN}$$

$$p = 3, \text{ wegen Kugellagern}$$

minimal erforderliche Betriebsviskosität des Öls

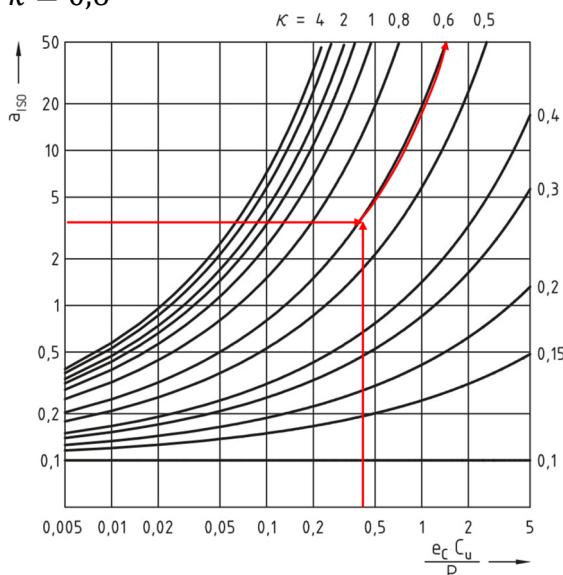
$$\nu = \kappa \cdot \nu_1 = 5,58 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

2 P

mit

$$\nu_1 = 9,3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$\kappa = 0,6$$



a_{ISO} -Diagramm für Radialrillenkugellager

mit

$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = 0,401$$

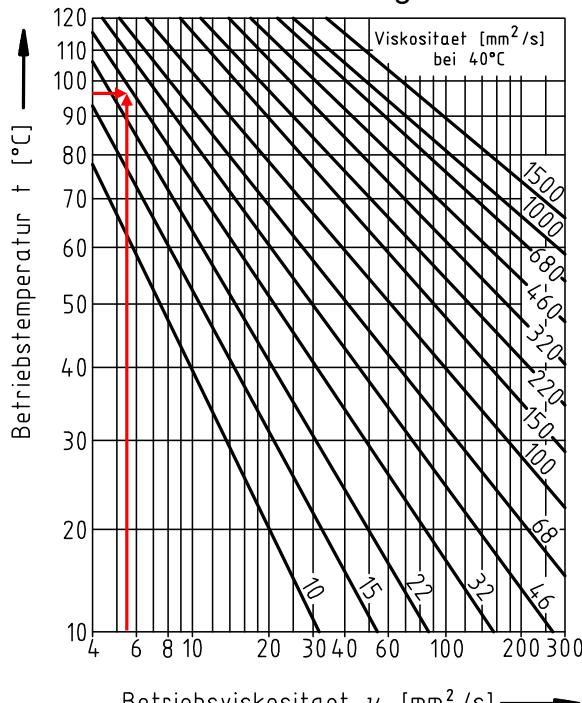
$$a_{ISO} = 3,343$$

4.4 ISO-VG-Klasse

Σ 1,5 P

ISO-VG-32 mit Abschätzung zur sicheren Seite = höhere VG-Klasse

1,5 P



mit

$$\nu = 5,58 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$\vartheta = 95^\circ\text{C}$$

4.5 Änderung Betriebstemperatur

Σ 1 P

Die Betriebstemperatur **sinkt**, da durch ein Öl niedriger ISO-VG-Klasse die Verlustleistung abnimmt, wenn die restlichen Bedingungen (Drehzahl, Lagergröße) unverändert bleiben.

4.6 Maximal mögliche Trägheit der schnellen Welle

Σ 3 P

Maximal zulässige statisch äquivalente Lagerlast $P_{0,FL,max}$

$$P_{0,FL,max} = \frac{C_0}{S_{0,min}} = 32 \text{ kN}$$

1 P

mit

$$C_0 = 64 \text{ kN}$$

$S_{0,min} = 2$, da hohe Drehgenauigkeit gefordert und Kugellager

Maximal zulässige Tangentialkraft $F_{t,max}$

$$F_{t,max} = F_t \cdot \frac{P_{0,FL,max}}{P_{0,FL}} = 60,090 \text{ kN}$$

1 P

Da die Lagerkräfte nur von der Verzahnungskraft abhängen (s. Hinweis), sind Tangentialkraft und Lagerkraft proportional voneinander abhängig.

mit

$$F_t = 15 \text{ kN}$$

$$P_{0,FL} = F_{rad,FL} = 7,988 \text{ kN}$$

$$P_{0,FL,max} = 32 \text{ kN}$$

Alternativer Lösungsansatz: Bei konstanter Verzahnungsgeometrie bleibt das Verhältnis aus Tangential- und Zahnnormalkraft gleich. Es gilt also:

$$F_{t,max} = \frac{F_t}{F_{bn}} \cdot F_{bn,max} = 60,086 \text{ kN} \quad (1 \text{ P})$$

mit

$$F_t = 15 \text{ kN}$$

$$F_{bn} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 15,977 \text{ kN}$$

$F_{bn,max} = 2 \cdot P_{0,FL,max} = 64 \text{ kN}$, folgt aus Kräftegleichgewicht, vgl. Alternativlösung zu 4.2.3

Drehmoment auf die schnelle Welle $T_{max,1}$ bei $F_{t,max}$

$$T_{max,1} = F_{t,max} \cdot \frac{d_1}{2} = 3004,5 \text{ Nm} \quad 0,5 \text{ P}$$

mit

$$F_{t,max} = 60,09 \text{ kN}$$

$$d_1 = 0,1 \text{ m}$$

Trägheit der schnellen Welle

$$J_{T,max} = \frac{T_{max,1}}{\dot{\omega}_{Not,1}} = 6,393 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad 0,5 \text{ P}$$

mit

$$T_{max,1} = 3004,5 \text{ Nm}$$

$$\dot{\omega}_{Not,1} = 470 \text{ rad/s}$$

4.7 Nominelle Lebensdauer bei häufigen Notabschaltungen

Σ 3,5 P

Ersatzdrehzahl

$$n_m = q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 = 1990 \text{ min}^{-1}$$

1 P

mit

$$\begin{aligned}q_1 &= 0,01 \\n_1 &= 1000 \text{ min}^{-1} \\q_2 &= 0,99\end{aligned}$$

$$n_2 = 2000 \text{ min}^{-1}$$

Ersatzlast

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{q_1 \cdot n_1 \cdot P_1^p + q_2 \cdot n_2 \cdot P_2^p}{n_m}} = 8,758 \text{ kN} \quad 1 \text{ P}$$

mit

$$p = 3, \text{ wegen Kugellagern}$$

$$q_1 = 0,01$$

$$n_1 = 1000 \text{ min}^{-1} = n_{Not,2}$$

$$q_2 = 0,99$$

$$n_2 = 2000 \text{ min}^{-1}$$

$$n_m = 1990 \text{ min}^{-1}$$

$$P_1 = 32 \text{ kN} = P_{0,FL,max}$$

$$P_2 = 7,988 \text{ kN}$$

Lastfaktor

$$\frac{P_m}{P_{FL}} = 1,096 \quad 0,5 \text{ P}$$

mit

$$P_m = 8,758 \text{ kN}$$

$$P_{FL} = 7,988 \text{ kN}$$

Lebensdauerfaktor

$$\frac{L_{10}}{L_m} = \left(\frac{P_m}{P_{FL}} \right)^p = 1,318 \quad 1 \text{ P}$$

mit

$$\frac{P_m}{P_{FL}} = 1,096$$

$$p = 3, \text{ wegen Kugellagern}$$

4.8 Verlustleistungsanteile **Σ 1 P**

Lastabhängige und lastunabhängige Verluste 1 P

4.9 Verlustleistungsanteile **Σ 1,5 P**

C1 oder C2, da für geringe Fluchtungsfehler die Lagerluft geringer als die normale Lagerluft CN sein sollte. 1,5 P

Aufgabe 5 (8 Punkte)

5.1 Benennen Sie einen Verschleißschaden in Verzahnungen. (**1 Punkt**)

5.2 Welcher Bewegungszustand liegt im Wälzpunkt einer Verzahnung vor? (**1 Punkt**)

5.3 In einer Verzahnung liegt eine tatsächliche Flankenpressung $\sigma_H = 300 \text{ MPa}$ vor. Welche Flankenpressung σ_H in MPa ergibt sich bei Verdopplung des Drehmoments und konstanter Drehzahl? (**1 Punkt**)

5.4 In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wirkt die Axialkraft auf das Ritzel der zweiten Getriebestufe in Abbildung 5.1? (**1 Punkt**)

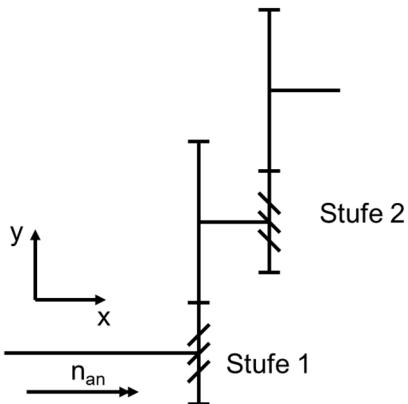


Abbildung 5.1: Getriebeschema

5.5 Benennen Sie eine konstruktive Möglichkeit die Resonanzdrehzahl einer Verzahnung nach DIN 3990 zu ändern. (**1,5 Punkte**)

5.6 Ein Einzylinder-Verbrennungsmotor treibt über ein Getriebe einen Lüfter an. Bestimmen Sie den Anwendungsfaktor K_A für das Getriebe. (**1,5 Punkte**)

5.7 Benennen Sie den Prüfstand, mit dem die Fresssicherheit überprüft wird. (**1 Punkt**)

Lösung zur Aufgabe 5

5.1 Benennen Sie einen Verschleißschaden in Verzahnungen.	Σ 1 P
Fressschaden	1 P
5.2 Welcher Bewegungszustand liegt im Wälzpunkt einer Verzahnung vor?	Σ 1 P
Wälzen	1 P
5.3 Welche Flankenpressung ergibt sich bei Verdopplung des Drehmoments und konstanter Drehzahl?	Σ 1 P
Verdopplung des Drehmoments → Verdopplung der Tangentialkraft → Erhöhung der Flankenpressung um $\sqrt{2}$ → $\sigma_H = 424,264 \text{ MPa}$	1 P
5.4 In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wirkt die Axialkraft?	Σ 1 P
-x	1 P
5.5 Benennen Sie eine konstruktive Möglichkeit die Resonanzdrehzahl einer Verzahnung zu ändern	Σ 1,5 P
Bohrungen in den Radkörper, Verkleinerung des Rades, ...	1,5 P
5.6 Bestimmen Sie den Anwendungsfaktor K_A für das Getriebe	Σ 1,5 P
Getriebene Maschine: Gleichmäßig Antrieb: Starke Stöße $K_A=1,5$	1,5 P
5.7 Benennen Sie den Prüfstand, mit dem die Fresssicherheit überprüft wird	Σ 1 P
FZG-Prüfstand	1 P

Konstruktionsaufgabe (24 Punkte)

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

K.2 Setzen Sie auf dem Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe ein funktionierendes und montierbares Pumpengetriebe 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)

Gestalten Sie die Lagerung, die Verzahnung und die Abdichtung des Getriebes sowie der Propellerwelle der Pumpe eines Mündungsschöpfwerks. Die Antriebswelle ist aus Platzgründen senkrecht zur Propellerwelle angeordnet. Der Ausgleich des Winkels wird über eine Kegelradstufe erreicht. Zur Vergrößerung der Gesamtübersetzung wird zusätzlich eine Zwischenwelle mit Stirnradstufe eingesetzt. Die großen auftretenden Axialkräfte des stoffschlüssig mit der Propellerwelle verbundenen Propellers werden mittels eines Axiallagers abgestützt. Das Axiallager sowie eines der Radiallager der Propellerwelle sind in einem dem Getriebe vorgelagerten Lagergehäuse untergebracht.

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

Lagerung:

- Die Lager der Antriebswelle werden hauptsächlich durch die Verzahnung mit geringen Lasten bei hohen Drehzahlen beansprucht und müssen Temperaturänderungen ausgleichen. Die Verzahnung erfordert eine enge axiale Führung.
- Die beiden Zahnkontakte der Zwischenwelle erzeugen sehr hohe Lasten auf die Lager bei durch die Übersetzung der Kegelräder nur noch moderaten Drehzahlen. Aufgrund des begrenzten Bauraums ist die Lageranordnung mit der größtmöglichen Stützweite zu wählen.
- Der Propeller erzeugt bei geringen auftretenden Drehzahlen sehr hohe Axial- und Radialkräfte. Die Axialkräfte werden mittels eines auf dem Hilfsblatt bereits vorgegebenen Axiallagers aufgenommen. Die Radiallager müssen eine geringe axiale Verschiebbarkeit der Propellerwelle ermöglichen, damit das Axiallager belastet wird.
- Zur vereinfachten Montage ist es erforderlich, dass die Lagerung im vorgelagerten Lagergehäuse Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen kann.

Welle-Nabe-Verbindung (WNV):

- Zwischenwelle und Stirnrad-Verzahnung sind mittels Passfederverbindung verbunden.
- Die WNV zwischen Propellerwelle und Verzahnung wird als Steckverzahnung umgesetzt.

Abdichtung:

- Dichten Sie das Getriebegehäuse vollständig gegen den Austritt von Öl ab. Verwenden Sie hierzu nicht mehr Dichtungen als unbedingt erforderlich.
- Am vorgelagerten Lagergehäuse ist keine zusätzliche Abdichtung erforderlich.

Verzahnung:

- Alle Verzahnungen sind Geradverzahnungen und normgerecht im Schnitt darzustellen.
- Die Kegelräder sind mit den jeweiligen Wellen aus einem Teil hergestellt.

Gehäuse:

- Das Gussgehäuse ist in der Zeichenebene geteilt. Die Verschraubung und Abdichtung der beiden Gehäusehälften zueinander sind im Zeichenbereich nicht dargestellt. *Viel Erfolg!*

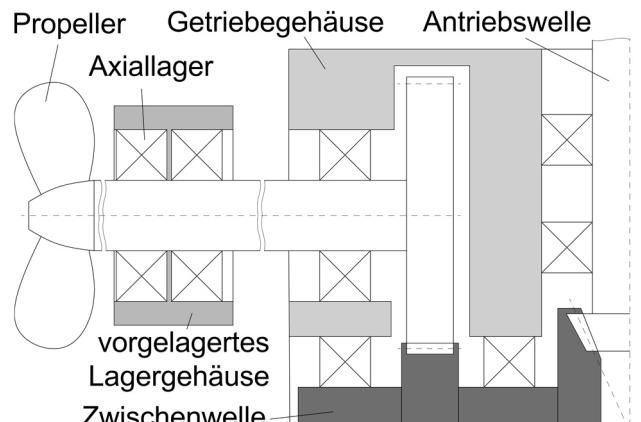


Abbildung 1: Prinzipskizze der Pumpe

Tabelle 1 zur Konstruktionsaufgabe

K.1 Fragen zur Konstruktion (6 Punkte)

Lageranordnung Antriebswelle

K.1.1	Welcher Lagerring erfährt infolge der Hauptbelastung der Lager durch Zahnkräfte Umfangskraft?
K.1.2	Nennen Sie eine Lageranordnung, die Temperaturänderungen ausgleichen kann.
K.1.3	Was muss für den Wellendurchmesser in Richtung des freien Wellenendes gelten, damit Lager und Dichtung montierbar sind?

Lagerung Zwischenwelle

K.1.4	Welche Lageranordnung zeichnet sich durch eine maximale Stützweite aus?
K.1.5	Welche Kontaktart zwischen Wälzkörper und Lauffläche ist bei sehr hohen Lasten und moderaten Drehzahlen zu wählen?

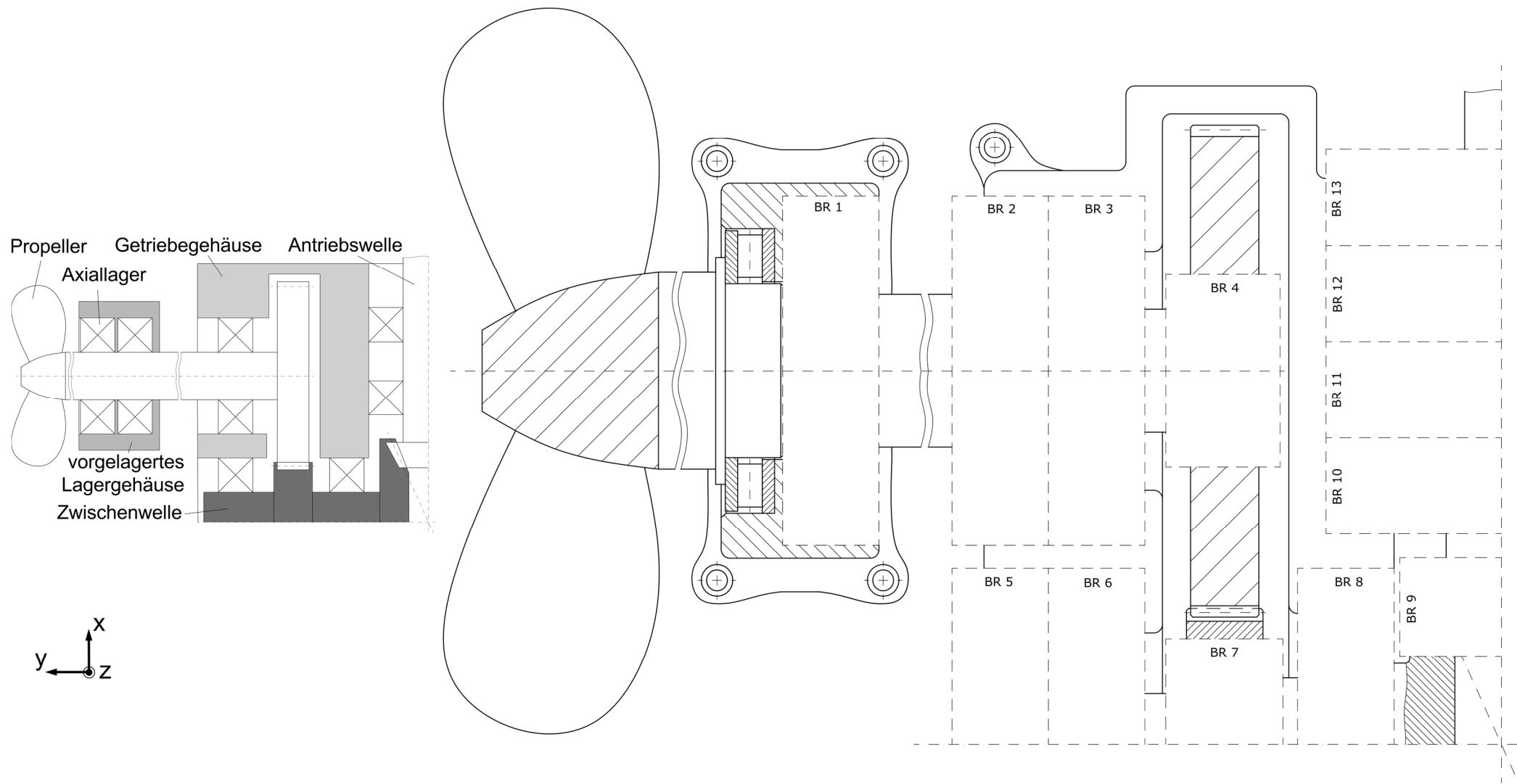
Lageranordnung Propellerwelle

K.1.6	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wirkt die vom Propeller hervorgerufene Axialkraft?
K.1.7	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wird das Bauteil in Bauraum 1 während der Montage in das vorgelagerte Lagergehäuse eingeschoben?

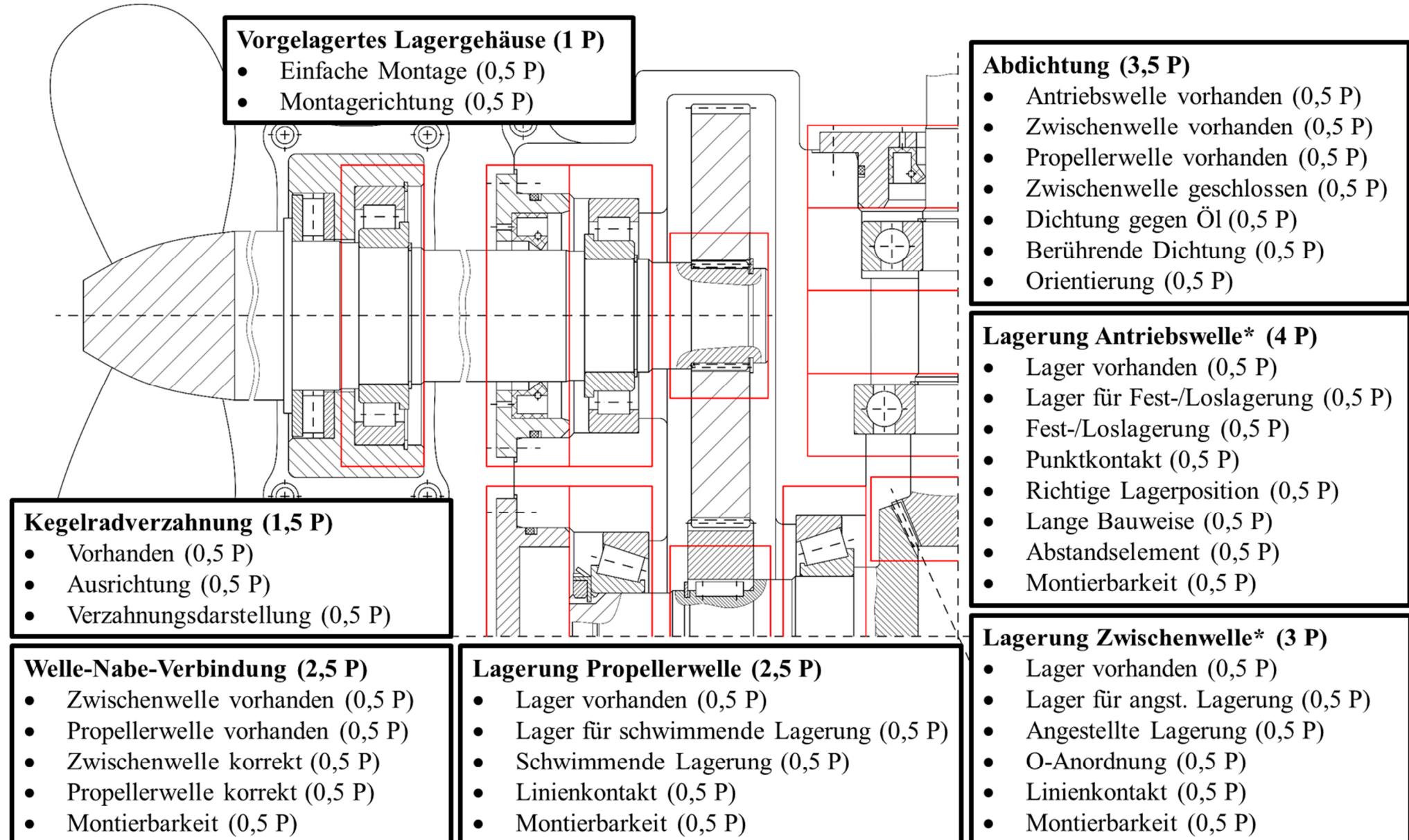
Allgemein

K.1.8	Wie viele dynamische Dichtungen sind am Getriebegehäuse erforderlich?
K.1.9	Nennen Sie einen Vorteil von Steckverzahnungen gegenüber Passfederverbindungen.

Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe



Musterlösung



* Die für die Kegelradverzahnung erforderliche Einstellbarkeit der axialen Wellenposition wurde zur Reduktion der Aufgabenkomplexität vernachlässigt.

Musterlösung zur Konstruktionsaufgabe

Bauraum	Element	Variante	Seitlich gespiegelt?	Maß
1	3	7	nein	500 mm
2	1	6	nein	490 mm
3	2	7	ja	480 mm
4	5	2	nein	470 mm
5	1	8	nein	0 mm
6	2	11	nein	300 mm
7	5	6	ja	310 mm
8	2	12	ja	320 mm
9	4	4	ja	200 mm
10	2	3	nein	150 mm
11	1	1	nein	140 mm
12	2	1	ja	130 mm
13	1	6	ja	120 mm

K.1 Fragen zur Konstruktion (**6 Punkte**)

Lageranordnung Antriebswelle

K.1.1	Welcher Lagerring erfährt infolge der Hauptbelastung der Lager durch Zahnkräfte Umfangskraft? (Innenring) (0,5 P)
K.1.2	Nennen Sie eine Lageranordnung, die Temperaturänderungen ausgleichen kann. (schwimmende Lagerung, Fest-/Loslagerung) (0,5 P)
K.1.3	Was muss für den Wellendurchmesser in Richtung des freien Wellenendes gelten, damit Lager und Dichtung montierbar sind? (muss kleiner werden) (0,5 P)

Lagerung Zwischenwelle

K.1.4	Welche Lageranordnung zeichnet sich durch eine maximale Stützweite aus? (O-Anordnung) (1 P)
K.1.5	Welche Kontaktart zwischen Wälzkörper und Lauffläche ist bei sehr hohen Lasten und moderaten Drehzahlen zu wählen? (Linienkontakt) (0,5 P)

Lageranordnung Propellerwelle

K.1.6	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wirkt die vom Propeller hervorgerufene Axialkraft? (-y) (1 P)
K.1.7	Unter Berücksichtigung des Hilfsblatts: In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) wird das Bauteil in Bauraum 1 während der Montage in das vorgelagerte Lagergehäuse eingeschoben? (+y) (1 P)

Allgemein

K.1.8	Wie viele dynamische Dichtungen sind am Getriebegehäuse erforderlich? (zwei) (0,5 P)
K.1.9	Nennen Sie einen Vorteil von Steckverzahnungen gegenüber Passfederverbindungen. (geringere Unwucht; höhere übertragbare Drehmomente; o.ä.) (0,5 P)

Abdichtung	$\Sigma 3,5 P$
<u>Antriebswelle vorhanden</u> Auf der Antriebswelle (BR 10-13) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Zwischenwelle vorhanden</u> Auf der Zwischenwelle (BR 5,6) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Propellerwelle vorhanden</u> Auf der Propellerwelle (BR 2,3) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Zwischenwelle geschlossen</u> Auf der Zwischenwelle (BR 5,6) ist ein geschlossener Deckel (E1; V8,9) vorhanden.	0,5 P
<u>Dichtung gegen Öl</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2,3,5,6,10-13) ist mindestens eine dynamische Dichtung vorhanden, die zur Abdichtung gegenüber Öl geeignet ist (E1; V2-7).	0,5 P
<u>Berührende Dichtung</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2,3,5,6,10-13) ist mindestens eine berührende dynamische Dichtung vorhanden (E1; V5-7) und keine nicht-berührende Dichtung (E1; V2-4).	0,5 P
<u>Orientierung</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen sind mindestens zwei richtig angeordnete abdichtende Deckel vorhanden (BR 2,3,5,6: E1; V2-9; ungespiegelt; BR 10-13: E1; V2-9 gespiegelt) und keine falsch angeordneten abdichtenden Deckel (BR 2,3,5,6: E1; V2-9; gespiegelt; BR 10-13: E1; V2-9 ungespiegelt).	0,5 P

Lagerung Antriebswelle	$\Sigma 4 P$
<u>Lager vorhanden</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden.	0,5 P
<u>Lager für Fest-/Loslagerung</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), sind zwei Lager, das sich für eine Fest-/Loslagerung eignen (E2; V1-7 & E3; V1-8) und kein Lager, das sich nicht für eine Fest-/Loslagerung eignet (E2; V8-12 & E3; V9-12), vorhanden.	0,5 P
<u>Fest-/Loslagerung</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), sind genau ein Loslager mit Gussgehäuse (E2; V1,2,6,7), genau ein Festlager mit Gussgehäuse (E2; V3-5) und keine weiteren Lager vorhanden.	0,5 P
<u>Punktkontakt</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), ist mindestens ein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-4,8,10 & E3; V1-4,9,10) und kein Lager mit Linienkontakt vorhanden (E2; V5-7,9,11,12 & E3; V5-8,11,12).	0,5 P
<u>Richtige Lagerposition</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13) wurde eine Fest-/Loslagerung umgesetzt. Das Festlager ist näher an der Verzahnung (BR 9) als das Loslager.	0,5 P

Lange Bauweise

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), sind genau 2 Lager mit Gussgehäuse (E2) vorhanden, die nicht direkt aneinander liegen. 0,5 P

Abstandselement

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 10-13), sind genau 2 Lager mit Gussgehäuse (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 10-13), sind mindestens drei Maße angegeben. Die Maße werden von oben (BR 13) nach unten (BR 10) größer. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht die Montage von oben nach unten. 0,5 P

Lagerung Zwischenwelle

Σ 3 P

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Zwischenwelle ermöglichen (BR 5,6,8), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden. 0,5 P

Lager für angestellte Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Zwischenwelle ermöglichen (BR 5,6,8), ist mindestens ein Lager, das sich für eine angestellte Lagerung eignet (E2; 8-12 & E3; V9-12) und kein Lager, das sich nicht für eine angestellte Lagerung eignet (E2; V1-7 & E3; V1-8) vorhanden. 0,5 P

Angestellte Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Zwischenwelle ermöglichen (BR 5,6,8), sind genau 2 Lager (E2,3) vorhanden. Eines der Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben (E2; V9-12 ungespiegelt & E3; V9,11 ungespiegelt & E2; V8 gespiegelt & E3; V10,12 gespiegelt). Das andere Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts (E2; V9-12 gespiegelt & E3; V9,11 gespiegelt & E2; V8 ungespiegelt & E3; V10,12 ungespiegelt). 0,5 P

O-Anordnung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Zwischenwelle ermöglichen (BR 5,6,8), sind genau 2 Lager im Gussgehäuse (E2) vorhanden. Das linke Lager in BR 5,6 überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben oben (E2; V9-12 ungespiegelt & E2; V8 gespiegelt). Das rechte Lager in BR 8 überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten (E2; V9-12 gespiegelt & E2; V8 ungespiegelt). 0,5 P

Linienkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Zwischenwelle ermöglichen (BR 5,6,8), ist mindestens ein Lager mit Linienkontakt (E2; V5-7,9,11,12 & E3; V5-8,11,12) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-4,8,10 & E3; V1-4,9,10) vorhanden. 0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen der Zwischenwelle (BR 5-8), sind mindestens drei Maße angegeben. Die Maße werden von links (BR 5) nach rechts (BR 8) größer. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht die Montage von links nach rechts. 0,5 P

Lagerung Propellerwelle

Σ 2,5 P

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Propellerwelle ermöglichen (BR 1-3), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden.

0,5 P

Lager für schwimmende Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Propellerwelle ermöglichen (BR 1-3), ist mindestens ein Lager, das sich für eine schwimmende Lagerung eignet (E2; V1,2,7 & E3;V1-8) und kein Lager, das sich nicht für eine schwimmende Lagerung eignet (E2; V3-6,8-12 & E3; V9-12) vorhanden.

0,5 P

Schwimmende Lagerung

Im Bauraum, für das linke Lager der Propellerwelle (BR 1) ist ein Lager ohne Gussgehäuse (E3) vorhanden und in einem der Bäume für das rechte Lager der Propellerwelle (BR 2,3) ist ein Lager mit Gussgehäuse (E2) vorhanden. Eines des Lager ermöglicht eine begrenzte Verschiebbarkeit der Welle nach rechts (E2; V1; ungespiegelt & E2; V2,7 gespiegelt & E3; V1,6 ungespiegelt & E3; V2-4,5,7,8 gespiegelt), und eines der Lager ermöglicht eine begrenzte Verschiebbarkeit der Welle nach links (E2; V1; gespiegelt & E2; V2,7 ungespiegelt & E3; V1,6 gespiegelt & E3; V2-4,5,7,8 ungespiegelt).

0,5 P

Linienkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Propellerwelle ermöglichen (BR 1-3), ist mindestens ein Lager mit Linienkontakt (E2; V5-7,9,11,12 & E3; V5-8,11,12) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-4,8,10 & E3; V1-4,9,10) vorhanden.

0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Propellerwelle ermöglichen (BR 1-3), sind mindestens drei Maße angegeben. Die Maße werden von links (BR 1) nach rechts (BR 3) kleiner. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht die Montage von rechts nach links.

0,5 P

Welle-Nabe-Verbindung (WNV)

Σ 2,5 P

WNV an Zwischenwelle vorhanden

Im Bauraum der WNV der Zwischenwelle (BR 7) ist eine WNV (E5) vorhanden.

0,5 P

WNV an Propellerwelle vorhanden

Im Bauraum der WNV der Propellerwelle (BR 4) ist eine WNV (E5) vorhanden.

0,5 P

Richtige WNV an Zwischenwelle

Im Bauraum der WNV der Zwischenwelle (BR 7) ist eine Passfederverbindung (E5; V6) vorhanden.

0,5 P

Richtige WNV an Propellerwelle

Im Bauraum der WNV der Propellerwelle (BR 4) ist eine Steckverzahnung (E5; V2) vorhanden.

0,5 P

Montierbarkeit WNV

In den Bauräumen für WNV (BR 4,7) sind zwei WNV vorhabenden, deren Spiegelung es ermöglicht, das Zahnrad auf die Welle zu schieben (BR 4: E5;V2-6 ungespiegelt & BR 7: E5;V2-6 gespiegelt).

0,5 P

Kegelradverzahnung

Σ 1,5 P

Verzahnung vorhanden

Im Bauraum für die Kegelradverzahnung (BR 9) ist ein Verzahnungselement (E4) vorhanden.

0,5 P

Ausrichtung der Verzahnung

Das Verzahnungselement im Bauraum für die Kegelradverzahnung (BR 9) ist richtig ausgerichtet (E4; V1-6 gespiegelt).

0,5 P

Normgerechte Verzahnungsdarstellung

Im Bauraum für die Kegelradverzahnung (BR 9) ist ein normgerecht dargestelltes Verzahnungselement (E4; V4) vorhanden.

0,5 P

Vorgelagertes Lagergehäuse

Σ 1 P

Einfache Montage

Die beiden Lager im vorgelagerten Lagergehäuse können Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen. Dazu ist im Bauraum für das Lager im vorgelagerten Lagergehäuse (BR 1) ein Lager im nicht-geteilten Gehäuse vorhanden, das eine begrenzte Verschiebbarkeit der Welle nach links ermöglicht (E3; V1,6 gespiegelt & E3; V2-5,7,8 ungespiegelt).

0,5 P

Montagerichtung

Im Bauraum für das Lager im vorgelagerten Lagergehäuse (BR1) ist ein Lager im nicht-geteilten Gehäuse vorhanden, das von rechts in das Lagergehäuse eingeschoben werden kann (E3; V1,4,5,9,11 gespiegelt & E3; V2,3,6-8,10,12 ungespiegelt).

0,5 P

