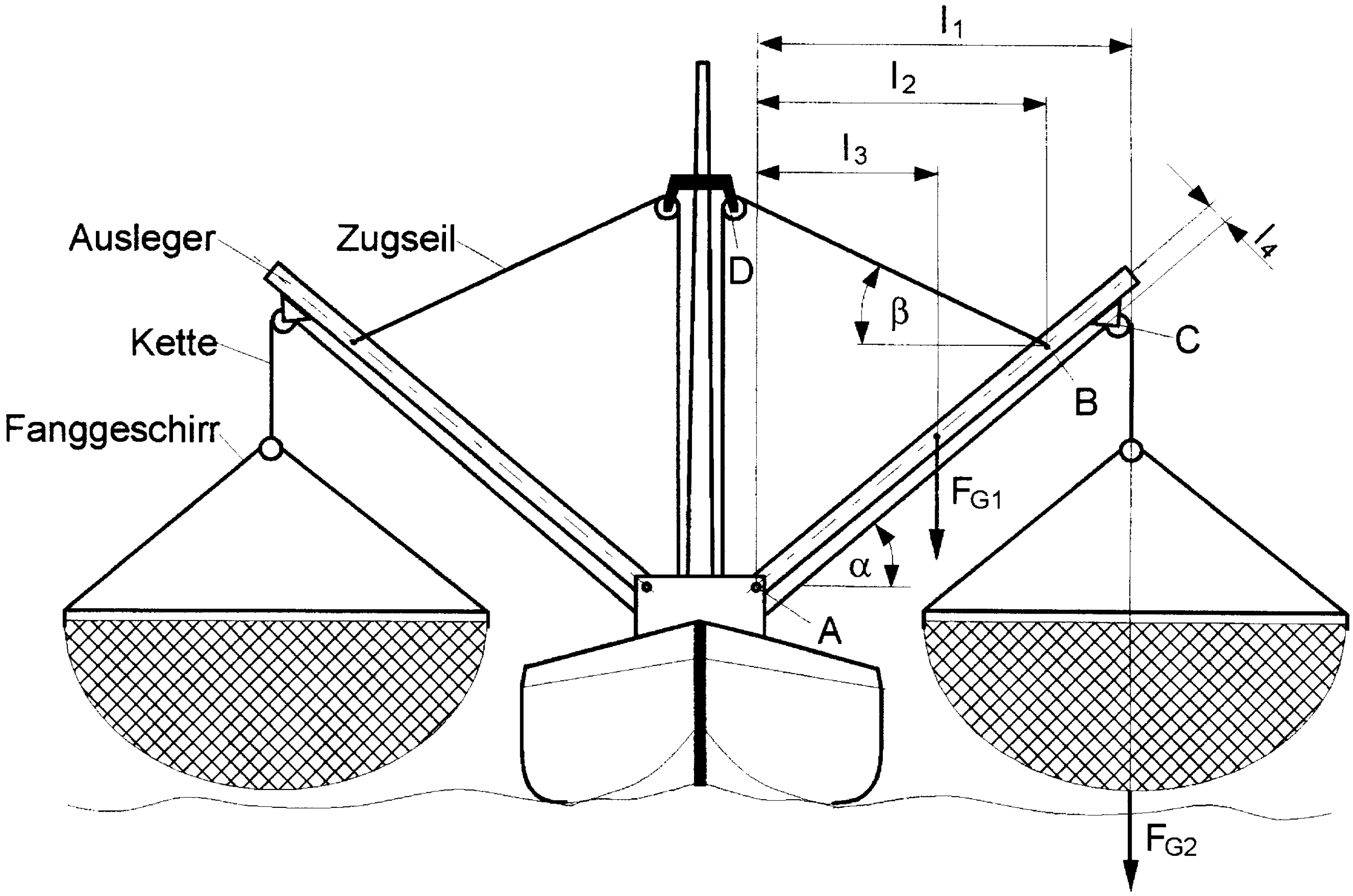
tgt HP 2007/08-5: Krabbenkutter

Zum Fang von Krabben werden die Ausleger in die Waagrechte gebracht. Die Fanggeschirre werden zum Meeresboden abgesenkt. Nach Beendigung des Fanges werden die Ausleger in die Senkrechte hochgezogen.



Daten:

l_1	=	5000 mm	$\alpha = 40°$			
l_2	=	4700 mm	ß = 35°			
l_3	=	2500 mm	Gewichtskraft des Auslegers	F_{G1}	=	2,5 kN
l_4	=	300 mm	Gewichtskraft des Fanggeschirrs	F_{G2}	=	10,0 kN

	Teilaufgaben:	Punkte
1		
1.1	Bestimmen Sie die Kraft F_C an der Seilrolle C.	2,0
1.2	Ermitteln Sie zeichnerisch die Kraft F_B des Zugseils im Punkt B des Auslegers und die Lagerkraft F_A.	5,0

2 Der Rohrquerschnitt des Auslegers wird auf Biegung beansprucht. Der Rollenabstand l_4 kann hierbei vernachlässigt werden.

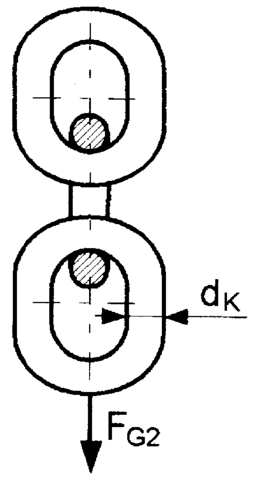
Daten:

Lagerkraft in A:	F_A	=	20 kN in Richtung des Auslegers
Maximale Seilkraft in B:	F_{smax}	=	10 kN
Außendurchmesser:	D	=	200 mm
Wandstärke:	s	=	3 mm
Sicherheit gegen Verformung: ν	=	3	
Werkstoff:	S235		

2.1 Ermitteln Sie für die gezeichnete Position des Auslegers die Stelle und den Betrag des maximalen Biegemoments M_{bmax}. 4,0

2.2 Überprüfen Sie, ob die ausgeführte Wandstärke den Anforderungen genügt. 3,0

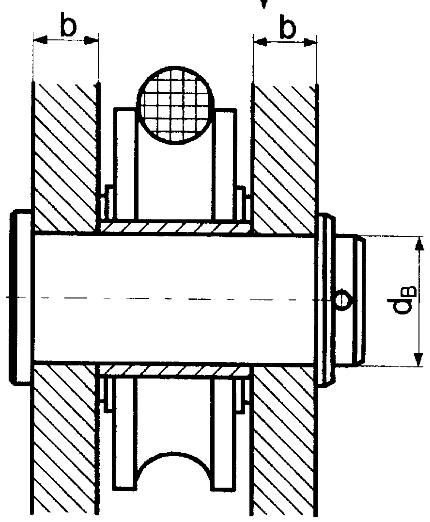
3 Das Fanggeschirr wird mit Hilfe einer Kette aus S275 angehoben. Bestimmen Sie den erforderlichen Kettenglieddurchmesser d_K bei reiner Zugbeanspruchung, wenn eine 3-fache Sicherheit gegen bleibende Verformung gefordert wird. 3,0



4 Die Lagerung der Umlenkrolle im Punkt D erfolgt durch einen Bolzen nach ISO 2341-B (DIN EN 22341).

Daten:

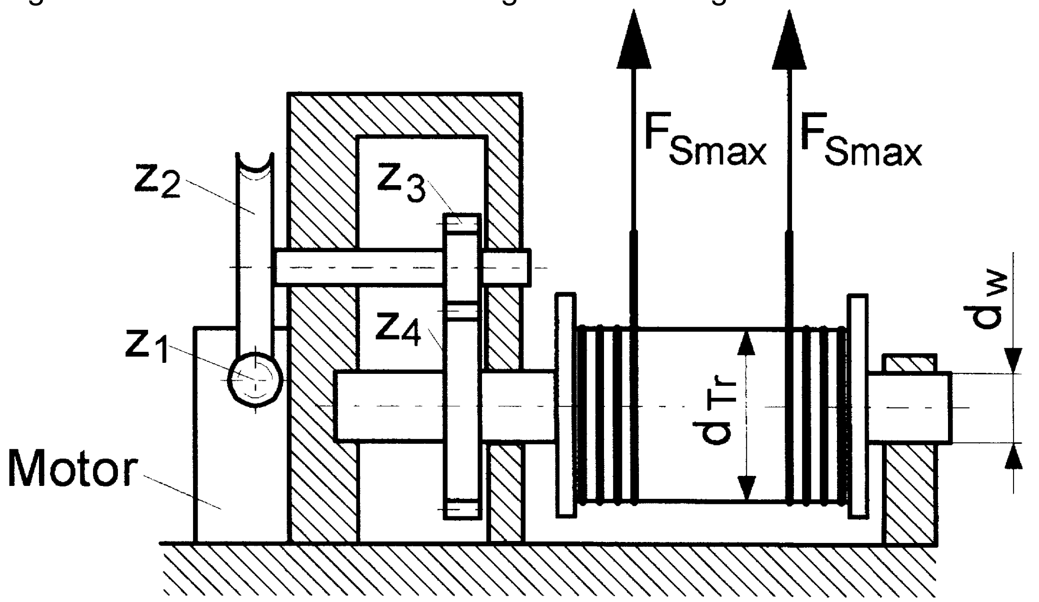
Lagerkraft in D:	F_D	=	20 kN
Lagerbreite:	b	=	15 mm
Zulässige Flächenpressung:			
	p_{zul}	=	30 N/mm
Sicherheit gegen Abscheren:			
	●	=	3
Bolzenwerkstoff:	C45E		



4.1 Überprüfen Sie durch Rechnung, welche Beanspruchung des Bolzens für seine Dimensionierung maßgebend ist. 3,0

4.2 Wählen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B nach Norm. 1,0

5 Die Ausleger werden durch eine Seilwinde gemeinsam angehoben.



Daten:

Schnecke:	Z_1	=	1
Schneckenrad:	Z_2	=	40
Zahnrad:	Z_3	=	20
Zahnrad:	Z_4	=	80
Getriebewirkungsgrad:	η_G	=	0,7
Seiltrommeldurchmesser:	d_{Tr}	=	500 mm
Motordrehzahl:	n_M	=	1600 min-1
Maximale Seilkraft:	F_{Smax}	=	10 kN
Sicherheit gegen Verformung:	ν	=	3
Wellenwerkstoff:	50CrMo4		

5.1 Welche Seilgeschwindigkeit ergibt sich an der Seiltrommel? 3,0

5.2 Berechnen Sie die erforderliche Motorleistung P_M. 1,5

5.3 Welches Drehmoment muss der Motor entwickeln? 1,5

5.4 Ermitteln Sie den erforderliche Durchmesser d_W der Seiltrommelwelle. 3,0

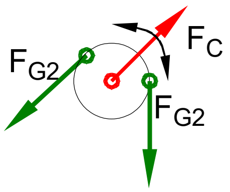
$\Sigma = 30{,}0$

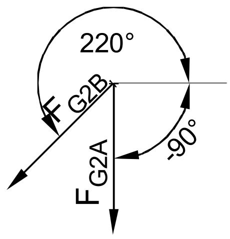
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben: Punkte

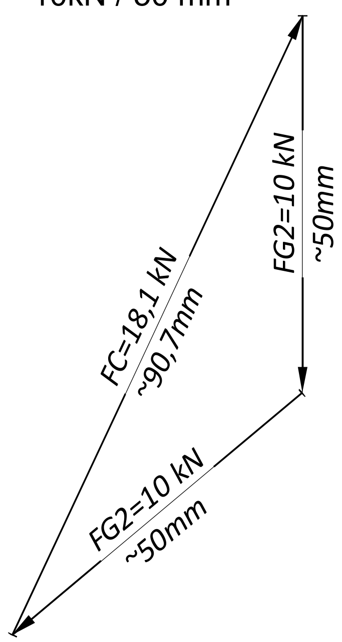
1

1.1 zeichnerische Lösung
LS / LSSeilrolle





KP M_K = 10kN / 50 mm



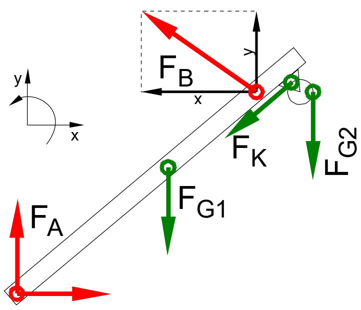
rechnerische Lösung:

$$F_{G2Ax}=F_{G2A}\cdot\cos\alpha_A=10\,kN\cdot\cos 270°=0\,kN$$
$$F_{G2Ay}=F_{G2A}\cdot\sin\alpha_A=10\,kN\cdot\sin 270°=-10\,kN$$
$$F_{G2Bx}=F_{G2B}\cdot\cos\alpha_B=10\,kN\cdot\cos 220°=-7{,}66\,kN$$
$$F_{G2By}=F_{G2B}\cdot\sin\alpha_B=10\,kN\cdot\sin 220°=-6{,}43\,kN$$
$$F_{Rx}=F_{G2Ax}+F_{G2Bx}=0\,kN-7{,}66\,kN=-7{,}66\,kN=-F_{Cx}$$
$$F_{Ry}=F_{G2Ay}+F_{G2By}=-10\,kN-6{,}43\,kN=-16{,}43\,kN=-F_{Cy}$$
$$F_C=F_R=\sqrt{F_{Rx}^2+F_{Ry}^2}=\sqrt{(-7{,}66\,kN)^2+(-16{,}43\,kN)^2}=18{,}1\,kN$$
$$\alpha_C=\arctan\frac{F_{Cy}}{F_{Cx}}=\arctan\frac{16{,}43\,kN}{7{,}66\,kN}=65°$$
$$\alpha_A=65°\text{ nach rechts oben gegen die positive x-Achse}$$

zentrales Kräftesystem, Verfahren nicht vorgegeben

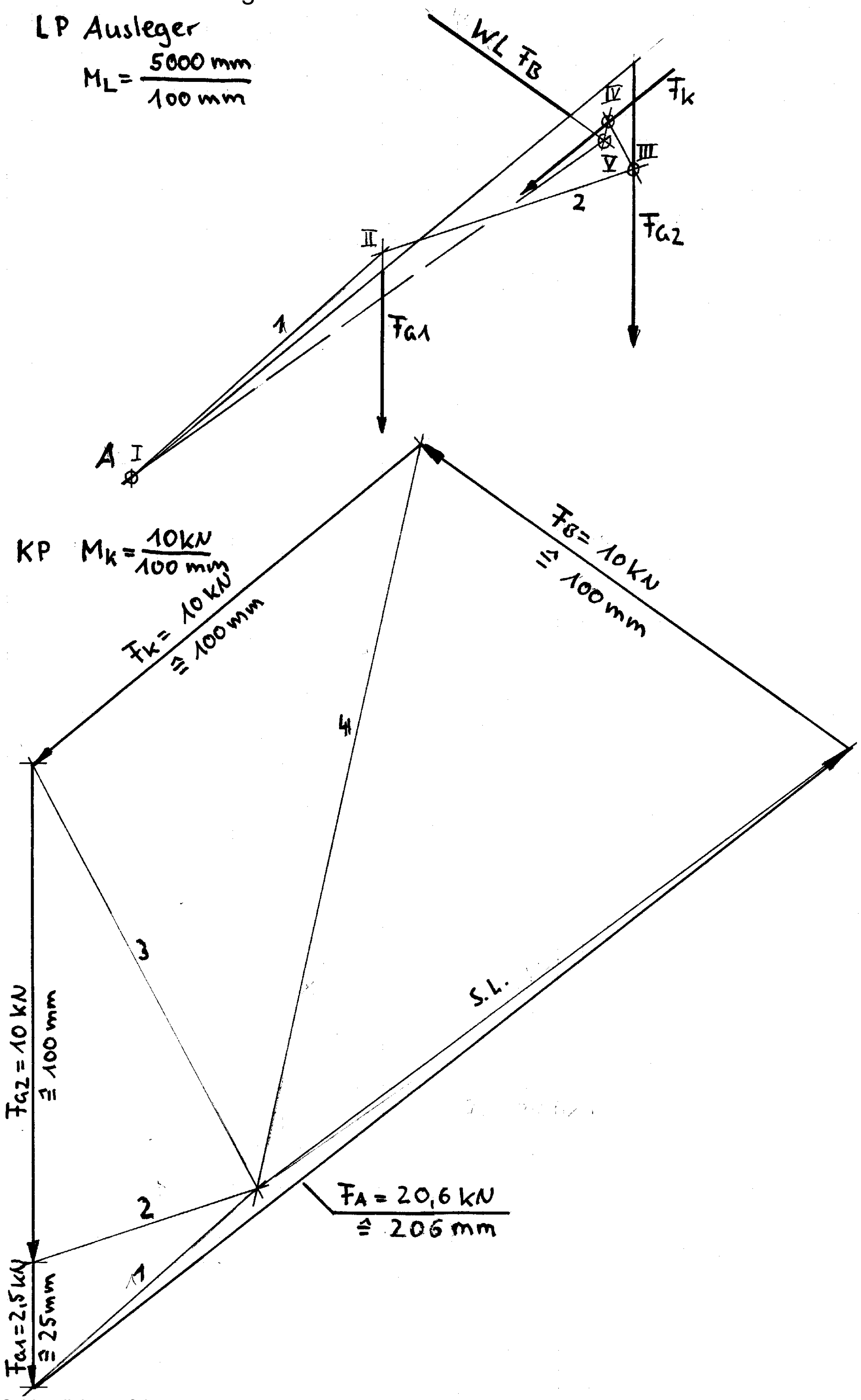
1.2 rechnerische Lösung (nicht gefragt)

Lageskizze Ausleger:



$$\Sigma M_A=0=-F_{G1}\cdot l_3+F_B\cdot\cos\beta\cdot l_2\cdot\tan\alpha+F_B\sin\beta\cdot l_2-F_{G2}\cdot l_1-F_K\cdot l_4\quad\Rightarrow$$
$$F_B=\frac{F_{G1}\cdot l_3+F_{G2}\cdot l_1+F_K\cdot l_4}{\cos\beta\cdot l_2\cdot\tan\alpha+\sin\beta\cdot l_2}$$
$$=\frac{2{,}5\,kN\cdot 2500\,mm+10\,kN\cdot 5000\,mm+10\,kN\cdot 300\,mm}{\cos 35°\cdot 4700\,mm\cdot\tan 40°+\sin 35°\cdot 4700\,mm}$$
$$F_B=10\,kN$$
$$\Sigma F_y=0=F_{Ay}-F_{G1}+F_B\cdot\sin\beta-F_{G2}-F_K\cdot\sin\alpha$$
$$F_{Ay}=2{,}5\,kN-10\,kN\cdot\sin 35°+10\,kN+10\,kN\cdot\sin 40°=13{,}2\,kN$$
$$\Sigma F_x=0=F_{Ax}-F_B\cdot\cos\beta-F_K\cdot\cos\alpha$$
$$F_{Ax}=+10\,kN\cdot\cos 35°+10\,kN\cdot\cos 40°=15{,}9\,kN$$
$$F_A=\sqrt{F_{Ax}^2+F_{Ay}^2}=\sqrt{(15{,}9\,kN)^2+(13{,}2\,kN)^2}=20{,}6\,kN$$
$$\alpha_A=\arctan\frac{F_{Ay}}{F_{Ax}}=\arctan\frac{13{,}2\,kN}{15{,}9\,kN}=39{,}77°$$
$$\alpha_A\approx 40°\,nach\,links\,oben\,gegen\,die\,positive\,x-Achse$$

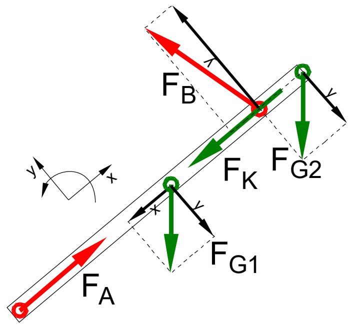
zeichnerische Lösung:



Schlusslinienverfahren

2

2.1 Vereinfachte Berechnung



Lageskizze Ausleger

F_A und F_K wirken unter den vereinfachenden Annahmen der Aufgabenstellung in Richtung des Auslegers und tragen deshalb nicht zum Biegemoment bei. Ein maximales Biegemoment kann nur an einem inneren Krafteinleitungspunkt wirken, muss unter den verbleibenden Kräften also bei B liegen.

Berechnung des Biegemomentes an der Stelle B von links:

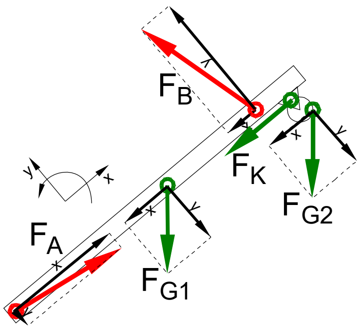
$$M_{bBli} = |F_{G1} \cdot (l_2 - l_3)| = |2{,}5\,kN \cdot (4700 - 2500)\,mm| = 5{,}5\,kNm$$

Berechnung des Biegemomentes an der Stelle B von rechts:

$$M_{bBre} = |-F_{G2} \cdot (l_1 - l_2)| = |-10\,kN \cdot (5000 - 4700)\,mm| = 3\,kNm$$

Nur wegen der vereinfachenden Annahmen sind die Ergebnisse nicht identisch, wie es eigentlich sein müsste. Für Schüler genügt eine der Lösungen.

Berechnung ohne Vereinfachungen (nicht gefordert)



Lageskizze Ausleger

Das maximale Biegemoment kann nur an den inneren Krafteinleitungspunkten liegen, also bei B oder über F_{G1}.

Vorberechnungen

$$F_{Aquer} = F_A \cdot \sin(\alpha - \alpha_A) = 20{,}62\,kN \cdot \sin(40° - 39{,}7734°)$$
$$= 20{,}6\,kN \cdot \sin 0{,}2264° = 0{,}0815\,kN$$
$$F_{Bquer} = F_B \cdot \cos(90° - \alpha - \beta) = 9{,}998\,kN \cdot \cos(90° - 40° - 35°) = 9{,}657\,kN$$

Biegemoment an der Stelle B:

$$M_{bBli} = \left| F_{G1} \cdot (l_2 - l_3) + F_{Aquer} \cdot \frac{l_2}{\cos\alpha} \right|$$
$$= 2{,}5\,kN \cdot (4700 - 2200)\,mm + 0{,}0815\,kN \cdot \frac{4700\,mm}{\cos 40°} = 6{,}0\,kNm$$
$$M_{bBre} = |-F_{G2} \cdot (l_1 - l_2) - F_{Kette} \cdot l_4|$$
$$= |-10\,kNM \cdot (5000 - 4700)\,mm - 10\,kN \cdot 300\,mm| = 6{,}0\,kNm$$

Biegemoment über F_{G1}

$$\tau_{aB} = 416 \frac{N}{mm^2} \quad M_{bG1i} = \left| F_{Aquer} \cdot \frac{l_3}{\cos\alpha} \right| = 0{,}815\,kN \cdot \frac{2500\,mm}{\cos 40°} = 0{,}27\,kNm$$
$$M_{bG1re} = \left| F_{Bquer2} \cdot \frac{l_2 - l_3}{\cos\alpha} - F_{G2} \cdot (l_1 - l_3) - F_{Kette} \cdot l_4 \right|$$
$$= \left| 9{,}657\,kNm \cdot \frac{(4700 - 2500)\,mm}{\cos 40°} - 10\,kN \cdot (5000 - 2500)\,mm - 10\,kN \cdot 300\,mm \right| = 0{,}27\,kNm$$

Die Ergebnisse für die Biegemomente sind an beiden Stellen unabhängig davon, ob man sie von links oder von rechts berechnet.

Wenn man die Biegemomente M_{bG1} mit weniger genauen Werten als hier berechnet, weichen die Ergebnisse von links und rechts scheinbar stark voneinander ab. Der Anschein entsteht, weil die Abweichung 0,1 kNm bei 10 kNm kaum auffällt, aber bei 0,27 kNm schon nach 37% aussehen. Diese Abweichung hätte auch nichts zu bedeuten, aber um das Vorstellungsvermögen des Lesers zu schonen ....

Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht)

2.2 Es genügt, eine der Größen s, d, W oder σ_{bF} zu überprüfen. Der Lösungsvorschlag rechnet mit den möglichen Ergebnissen der Aufgabenstellung.

Widerstandsmoment W:

$$W_{ist}=\pi\cdot\frac{(D^4-d^4)}{32\cdot D}=\pi\cdot\frac{(200^4-194^4)}{32\cdot 200}mm^3=90{,}1\,cm^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_b}{W_{erf}}\quad\Rightarrow$$

$$W_{erf}=\frac{M_b\cdot\nu}{\sigma_{bF}}=\frac{5{,}5(3{,}0)\,kNm\cdot 3}{330\,N/mm^2}=50(27{,}3)\,cm^3\ <\ W_{ist}=90{,}1\,cm^3\quad\rightarrow\text{ausreichend!}$$

Innendurchmesser d:

$$M_{bBre}=3\,kNm\quad d_{ist}=D-2\cdot s_{ist}=200\,mm-2\cdot 3\,mm=194\,mm$$

$$W_{erf}=\pi\cdot\frac{(D^4-d_{erf}^4)}{32\cdot D}\quad\Rightarrow$$

$$d_{erf}=\sqrt[4]{D^4-\frac{W_{erf}\cdot 32\cdot D}{\pi}}=\sqrt[4]{(200\text{mm})^4-\frac{50000(27273)\,mm^3\cdot 32\cdot 200\,mm}{\pi}}$$

$$d_{erf}=196{,}8(198{,}3)\,mm\ >\ d_{ist}=194\,mm\quad\rightarrow\text{ausreichend!}$$

Wandstärke s:

$$s_{erf}=\frac{D-d_{erf}}{2}=\frac{200-196{,}8(198{,}3)}{2}mm=1{,}6(0{,}88)\,mm\ <\ s_{ist}=3\,mm\quad\rightarrow\text{ausreichend!}$$

Biegefestigkeit σ_{bF}:

σ_{bF} = 330 N/mm² (S235→ Tabellenbuch Metall, Europa, 44.Auflage, S.44)

$$\frac{\sigma_{bFerf}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_b}{W_{ist}}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{bFerf}=\frac{M_b\cdot\nu}{W_{ist}}=\frac{5{,}5(3{,}0)\,kNm\cdot 3}{90{,}1\,cm^3}=183(100)\frac{N}{mm^2}<\sigma_{bFist}=330\frac{N}{mm^2}\quad\rightarrow\text{ausreichend!}$$

Biegefestigkeit überprüfen

3 Bei Rundstahlgliederketten verteilt sich die Zuglast gleichmäßig auf die beiden Querschnitte S eines Kettengliedes. Erfahrungsgemäß genügt diese Auslegung auch für die Kraftübertragung auf die nächsten Kettenglieder

R_e = 275 N/mm² (S275→ Tabellenbuch Metall, Europa, 44.Auflage, S.44)

$$\frac{R_e}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F_K}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul}=\frac{R_e}{\nu}=\frac{275\,N/mm^2}{3}=91{,}7\frac{N}{mm^2}$$

$$S=\frac{F_K}{2\cdot\sigma_{zzul}}=\frac{10\,kN}{2\cdot 91{,}7\,N/mm^2}=54{,}5\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi}{4}\cdot d_K^2\quad\Rightarrow$$

$$d_K=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 54{,}5\,mm^2}{\pi}}=8{,}33\,mm$$

Gewählt: d = 8,5 mm (der nächstgrößere verfügbare Durchmesser für Rundstahl laut TabB)

Zugfestigkeit (Rundgliederkette)

4

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)

4.1 $p_{zul}=\frac{F}{2\cdot A}$ ➔ $A_{erf}=\frac{F_D}{2\cdot p_{zul}}=\frac{20\,kN}{2\cdot 30\,N/mm^2}=333{,}3\,mm^2$(gegen Flächenpressung)

$A=d\cdot s$ ➔ $d_{erf}=\frac{A}{s}=\frac{333{,}3\,mm^2}{15\,mm}=22{,}2\,mm$

τ_{aB} = 560 N/mm² (C45E→Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44.Auflage, S.44)

$\frac{\tau_{aB}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}$ $\Rightarrow$ (gegen Abscheren)

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aB}}{\nu}=\frac{560\,N/mm^2}{3}=186{,}7\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{Berf}=\frac{F_D}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{20\,kN}{2\cdot 186{,}7\,N/mm^2}=53{,}6\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{Berf}=\sqrt{\frac{4\cdot S_{Berf}}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 53{,}6\,mm^2}{\pi}}=8{,}3\,mm$$

Es wird der größere Durchmesser gewählt, also nach der Flächenpressung.

4.2 Gewählt d_B = 24 mm (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ → TabB)

5

5.1 $i=\frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_4}{z_3}=\frac{40}{1}\cdot\frac{80}{20}=160$

$$i=\frac{n_M}{n_{Tr}}\quad\Rightarrow\quad n_{Tr}=\frac{n_M}{i}=\frac{1600\,min^{-1}}{160}=10\,min^{-1}$$

$$v_{Tr}=\pi\cdot n_{Tr}\cdot d_{Tr}=\pi\cdot 10\,min^{-1}\cdot 500\,mm=15{,}7\frac{m}{min}=0{,}262\frac{m}{s}$$

5.2 $P_{Tr}=v_{Tr}\cdot 2\cdot F_{Smax}=0{,}262\frac{m}{s}\cdot 2\cdot 10\,kN=5{,}24\,kW$

$$\eta=\frac{P_{Tr}}{P_M}\quad\Rightarrow\quad P_M=\frac{P_{Tr}}{\eta}=\frac{5{,}24\,kW}{0{,}7}=7{,}48\,kW$$

5.3 $P_M=2\pi\cdot M_M\cdot n_M$ $\Rightarrow$ $M_M=\frac{P_M}{2\pi\cdot n_M}=\frac{7{,}48\,kW}{2\pi\cdot 1600\,min^{-1}}=\frac{7{,}48\,kW\cdot 60s}{2\pi\cdot 1600}=44{,}6\,Nm$

5.4 τ_{tF} = 630 N/mm² (50CrMo4 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44.Auflage, S.44)

$$M_{Tr}=2\cdot F_{Smax}\cdot\frac{d_{Tr}}{2}=2\cdot 10\,kN\cdot\frac{500\,mm}{2}=5\,kNm$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow\quad\tau_{tzul}=\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\frac{630\,N/mm^2}{3}=210\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf}=\frac{M_t}{\tau_{tzul}}=\frac{5\,kNm}{210\,N/mm^2}=23{,}8\,cm^3$$

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt[3]{\frac{W_{perf}\cdot 16}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{23{,}8\,cm^3\cdot 16}{\pi}}=49{,}5\,mm$$