Aufgaben

Zugfestigkeit

1 Drahtseile

a) Das Halteseil ist aus 1,2 mm dicken Stahldrähten mit R_m = 1800 N/mm² hergestellt und mit F_s = 110 kN belastet. Berechnen Sie die Anzahl der Einzeldrähte, wenn 4fache Sicherheit gegen Bruch gefordert ist.

b) Das Seil soll eine Kraft von 250 N übertragen. Es besteht aus 37 Einzeldrähten von jeweils 0,28 mm Durchmesser. Welche Mindestzugfestigkeit muss der Seilwerkstoff bei 12-facher Sicherheit gegen Bruch haben?[1]

2 Rundgliederkette

Die Kettenzugkraft beträgt F_K = 130 kN. Welche Sicherheit gegen plastische Verformung ist in der Kette aus Rundstahl Ø16 vorhanden? Werkstoff: C60E.[2]

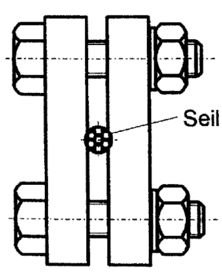
3 Kunststoffseil

Die Marketingabteilung plant aus optischen Gründen eine Befestigung durch zwei Kunststoffseile (PA 66). Die geforderte Sicherheit beträgt 1,5 bei einer Zugkraft von 450 N. Dimensionieren Sie den erforderlichen Durchmesser eines Kunststoffseiles.[3]

4 Seilklemme

Das freie Ende des Zugseils wird mit einer Seilklemme am I- Träger befestigt. Daten:

Seilklemme



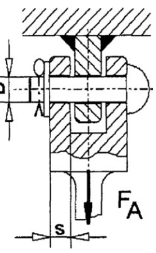
Max. Seilkraft:	F_{Smax} =	18 kN
Reibungskoeffizient:	μ =	0,2
Sicherheit gegen Verformung der Schrauben:	ν_1 =	4
Sicherheit gegen Herausrutschen:	ν_2 =	5
Anzahl der Schrauben:		6
Schraubenfestigkeitsklasse:		8.8

Berechnen Sie das erforderliche metrische ISO- Regelgewinde.[4]

Scherfestigkeit und Flächenpressung

5 Bolzen 1: Hydraulikzylinder

Der Zylinder am Personenkorb wirkt mit einer Kraft F_A = 20 kN auf das Lager A.



a) Bestimmen Sie den Bolzendurchmesser d_B bei 8-facher Sicherheit. Der Bolzenwerkstoff ist E295.

b) Wie groß ist die Gabeldicke s zu wählen, wenn der Bolzendurchmesser d_B = 20 mm beträgt und eine Flächenpressung von p_{zul} = 35 N/mm² nicht überschritten werden darf?[5]

6 Bolzen 2: Lagerung eines Zylinders (Bild → Aufg. 7)

Kolbenkraft: F_K = 250 kN

Zul. Flächenpressung: p_{zul} = 30 N/mm²

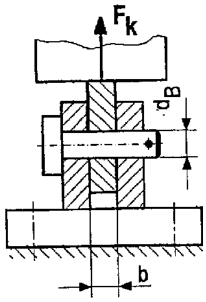
Sicherheit gegen Abscheren: ν = 4,5; b = 150 mm

Bolzenwerkstoff: C45E; zweischnittiger Bolzen

Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser.[6]

7 Bolzen 3

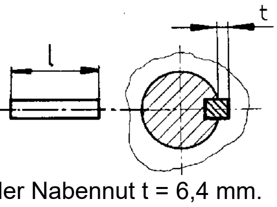
Kolbenkraft: F_K = 10 kN



a) Berechnen Sie den Mindestdurchmesser d_B des Bolzens aus C45E (gegen Abscheren ν = 8).

b) Berechnen Sie die Breite b für die zulässige Flächenpressung p_{zul} = 30 N/mm².[7]

8 Passfeder

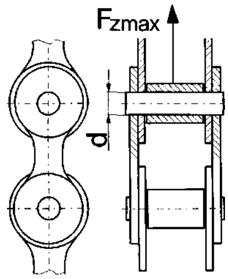


Das Drehmoment wird von der Antriebswelle auf die Seilscheibe durch eine Passfeder übertragen. Die zulässige Flächenpressung an der Seitenfläche der Nut beträgt p_{zul} = 125 N/mm² und die Tiefe der Nabennut t = 6,4 mm.

a) Berechnen Sie die erforderliche Länge der Passfeder, wenn das Drehmoment von 1500 Nm auf dem Durchmesser d = 100 mm übertragen wird.[8]

9 Rollenkette

a) Die einzelnen Kettenglieder der Zugkette sind durch Bolzen aus C22E verbunden. Berechnen Sie für eine 4-fache Sicherheit den erforderlichen Bolzendurchmesser d bei einer maximalen Kettenzugkraft von F_{zmax} = 16 kN.[9]



10 Flyerkette

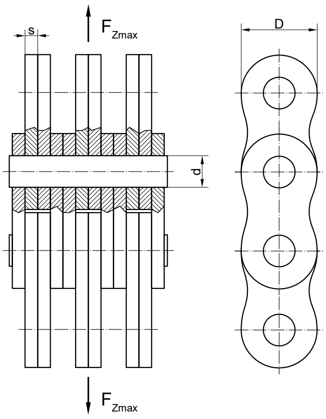
Die Bolzenkette aus Aufg. 9 soll durch eine Flyerkette 6x6 aus 50CrMo4 ersetzt werden.

Rechnen Sie mit 12-facher Sicherheit und wählen Sie

a) den Bolzendurchmesser d

b) die Laschendicke s (zul. Flächenpressung zw. Bolzen und Lasche p_{zul} = 100 N/mm²)

c) die Laschenhöhe D [10]

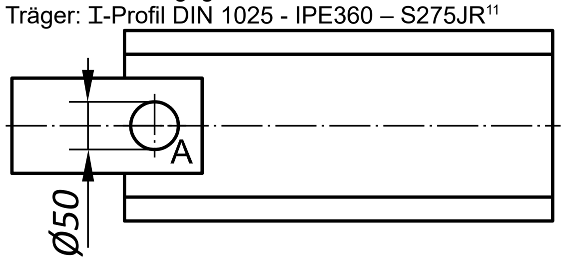


11 Dimensionierung

Überprüfen Sie die Dimensionierungen der Bolzenverbindung für

	F_A =	77 kN
Bolzenwerkstoff:		C45E;
zulässige Flächenpressung	p_{zul} =	100 N/mm²
Sicherheitszahl gegen Abscheren	ν =	4;

Träger: I-Profil DIN 1025 - IPE360 – S275JR[11]



Biegefestigkeit

12 Bauverhältnis

Das Biegemoment beträgt M_{bmax} = 4375 Nm. Bestimmen Sie die erforderlichen Querschnittsmaße h und b (Rechteck – Vollprofil) für ein Bauverhältnis h = 4 • b und bei einer zulässigen Biegespannung von σ_b = 220 N/mm². [12]

Quelle: Abi-Prüfungen des Landes Baden-Württemberg

1 a) n = 217 b) Rm= 1318 MPa

2 v=1,6 (mit Re = 520 MPa)

3 dSerf = 2,8 mm (Mit Streckspannung = 55 MPa)

4 ASerf = 234,4 mm²

5 a) d>24,0mm (maßgeblich) b) s>14,3mm (mit τ_{aF} = 177 MPa)

6 d=52,7mm (Scherung); d=55,6 mm (Flächenpressung, maßgeblich) (mit τ_{aF} = 258 MPa)

7 a) d=16(14,1)mm b) b=25(20,8)mm (mit τ_{aF} = 258 MPa)

8 a) l=37,5mm

9 a) d>15,3mm (mit τ_{aF} = 174 MPa)

10 a) d> 9,3 mm (mit τ_{aB} = 468 MPa) b) s = 2,7 mm (d = 10 mm)
c) D = 23,7 mm (mit Re = 780 N/mm² und s = 3 mm)

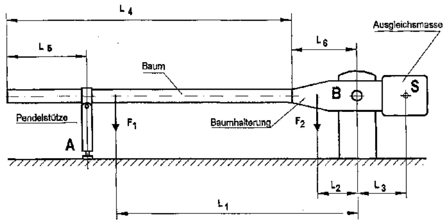
11 a) Abscherung: derf = 39,0 mm reicht aus (mit τ_{aF} = 258 MPa, einschnittig)
b) Flächenpressung: derf = 96,25 mm reicht nicht

12 b=19,5 mm; h=78mm

13 Schranke

Gewichtskraft des Baumes F_1 = 300 N
Gewichtskraft Baumhalterung F_2 = 900 N
Ausgleichsmasse m = 120 kg
L_1 = 3300 mm; L_2 = 400 mm; L_3 = 600 mm; L_4 = 5000 mm; L_5 = 1870 mm; L_6 = 925 mm

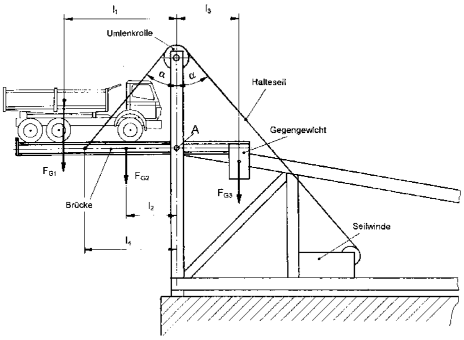
a) Berechnen Sie das max. Biegemoment des Baums für den Augenblick des Öffnens mit F_A = 0.



b) Berechnen Sie die Wandstärke s des Baums. Die zulässige Biegespannung σ_{bzul} beträgt 12 N/mm². Der Außendurchmesser ist D = 132 mm. [13]

14 Verladeanlage

Mit Hilfe der skizzierten Verladeanlage wird Schüttgut vom Lkw auf Schiffe verladen.



Gewichtskraft des Lkw:	F_{G1} =	75 kN
Gewichtskraft der Brücke:	F_{G2} =	20 kN
Gegengewichtskraft:	F_{G3} =	40 kN
Kraft im Halteseil:	F_S =	100 kN

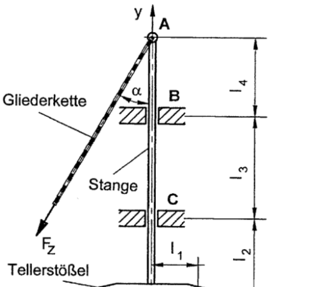
l_1 = 5,5 m; l_2 = 2,5 m, l_3 = 3,0 m, l_4 = 4,5 m, α = 40°

a) Berechnen Sie das maximale Biegemoment in der Brücke. F_{G1} ersetzt die Radkräfte des Lkw.

b) Bestimmen Sie einen geeigneten mittelbreiten I-Träger (IPE) aus S355 bei 3facher Sicherheit gegen Verformung.[14]

15 Exzenter

Der Exzenter wird über eine Welle, die mit einem Getriebe und Motor verbunden ist, angetrieben. Die Kraft wird über Tellerstößel und Stange übertragen, an deren oberen Ende eine Kette befestigt ist. Die Reibung ist zu vernachlässigen.



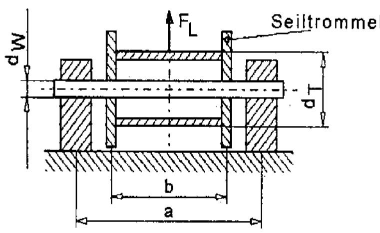
Daten:
l_1 = 300 mm; l_2 = 600 mm; l_3 = 800 mm; l_4 = 600 mm; α = 30°; F_z= 17kN

a) Bestimmen Sie die Stelle und Größe des maximalen Biegemoments M_{bmax}

b) Für die Stange aus C45E wird ein Rohr mit einem Außendurchmesser von D = 80 mm verwendet. Ermitteln Sie bei bei 3-facher Sicherheit gegen Verformung durch das max. Biegemoment M_{bmax} = 5,1 kNm die erforderliche Wandstärke s. [15]

16 Seiltrommelwelle 1

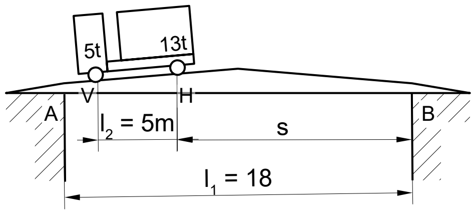
Die Seiltrommelwelle ist aus C60E gefertigt.
F_L = 10 kN
a = 800 mm
b = 600 mm
d_T = 500 mm



Berechnen Sie das max. Biegemoment.

Ermitteln Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle bei vierfacher Sicherheit und einem Biegemoment von 500 Nm. [16]

17 Behelfsbrücke



Wegen Brückenarbeiten wird der Verkehr über eine Behelfsbrücke mit 18 m Spannweite geleitet. Sie wird von einem Lkw mit den Achslasten 5 t (vorne) und 13 t (hinten) überquert.

a) Berechnen Sie die Lagerkraft B abhängig von s.

b) Bei welchem s herrscht unter der Hinterachse des Lkw das größte Biegemoment M_{bHmax} in der Brücke?

c) Wie groß ist das größte Biegemoment M_{bHmax}?[17]

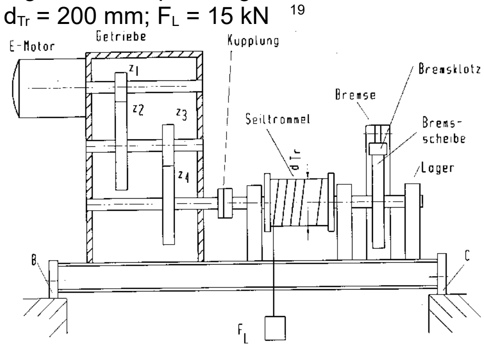
Torsionsfestigkeit

18 Seiltrommelwelle 2 (Fortsetzung)

Da außer Biegebeanspruchung auch Torsionsbeanspruchung auftritt, wird für die Seiltrommelwelle ein Durchmesser d_w = 60mm gewählt. Berechnen Sie die Sicherheit gegen Verformung bei reiner Torsionsbeanspruchung für die Verdrehgrenze τ_{tF} = 400 N/mm². [18]

19 Seiltrommelwelle 3

Bestimmen Sie den Durchmesser der Seiltrommelwelle für eine zulässige Torsionsspannung τ_{tzul} = 120 N/mm².
Seiltrommel: d_{Tr} = 200 mm; F_L = 15 kN [19]



20 Seiltrommelwelle 4

Bestimmen Sie den Durchmesser d_W der Seiltrommelwelle bei einer zulässigen Torsionsspannung von τ_{tzul} = 100 N/mm².
Seiltrommel: F_{smax} = 4 kN; d_{TR} = 250 mm. [20]

21 Hydraulikanlage

Die Pumpenwelle der Hydraulikanlage erfordert ein Antriebsmoment von M_p = 100 Nm bei einer Drehzahl von n_p = 1000 min⁻¹.
Berechnen Sie den Durchmesser d_p der Pumpenantriebswelle bei τ_{tzul} = 80 N/mm². [21]

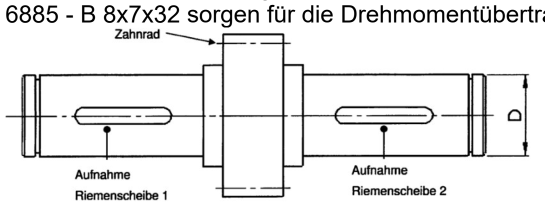
13a) Mbmax = 712,5 Nm   b) s=4,85mm
14a) Mbmax = 120 kNm   b) W > 895 cm³ (mit σ_{bF} = 426 MPa)
15a) Mbmax = 5,1 kNm   b) s> 8,0 mm (mit σ_{bF} = 516 MPa)

16a) Mb=500Nm   b) d>32,0mm (mit σ_{bF} = 624 MPa)
17a) FB=-10kN/m·s +166,1kN; b) s = 8,3 m   c) MbH = 690 kNm
18 v=6,8
19 d=40mm
20 d=29,4mm
21 d=18,5mm

Vermischtes

22 Konstruktion des Antriebs

Das erforderliche Drehmoment zum Antrieb des Transportbandes wird vom Motor über das Getriebe auf das Zahnrad der Antriebswelle übertragen. Wie in der folgenden Skizze dargestellt, sind auf der Antriebswelle zwei Aufnahmestellen für Riemenscheiben vorgesehen. Zwei Passfedern nach DIN 6885 - B 8x7x32 sorgen für die Drehmomentübertragung.[22]

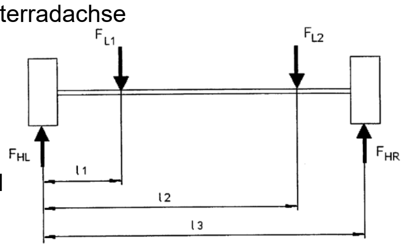


Werkstoff der Antriebswelle: 16MnCr5
Werkstoff der Passfeder: S235
Schwellendes Drehmoment am Zahnrad: M_Z = 600 Nm
Sicherheit bei Torsionsbeanspruchung: 4
Sicherheit bei Abscherung: 2
zulässige Flächenpressung: P_{zul} = 150 N/mm²

a) Dimensionieren Sie den erforderlichen Mindestdurchmesser D der Antriebswelle.
b) Weisen Sie nach, ob die gegebenen Passfedern bei einem Wellendurchmesser von D = 30 mm die geforderten Sicherheiten erfüllen.
c) Die Festigkeitsberechnung hat ergeben, dass die Passfeder den geforderten Sicherheiten nicht entspricht. Analysieren und entwerfen Sie eine Lösung für dieses Problem und begründen Sie Ihre Antwort.

23 Konstruktion der Hinterradachse

Das Konstruktionsbüro plant die Gestaltung der Hinterradachse. Hinterachsbelastung infolge von Rad- und Lastkräften



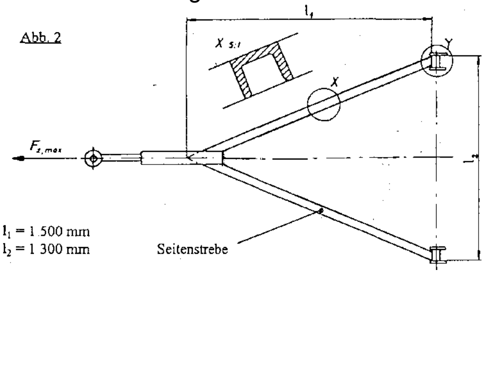
F_{HL} = 878 N
F_{HR} = 822 N
F_{L1} = 825 N F_{l2} = 875 N
l_1 = 120 mm l_2 = 695 mm l_3 = 860 mm

Ein Kunde wünscht den Einsatz eines Rundstahls aus S275 mit einem Durchmesser von 30 mm. Für die auftretende schwellende Biegebelastung soll eine Sicherheit von 4,5 garantiert werden. Überprüfen Sie, ob die geforderte Sicherheit gewährleistet ist.[23]

24 Zuggabel

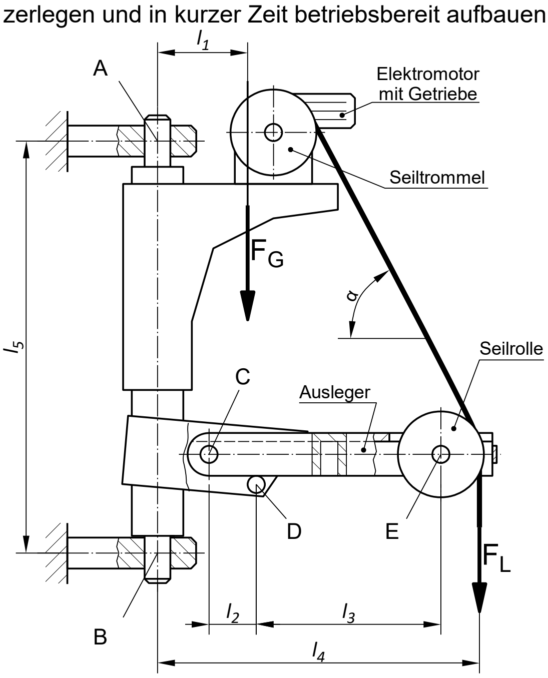
Die Seitenstreben der Zuggabel sind aus U-Profil DIN 1026 - S235JR. Es kann eine maximale Zugkraft von F_{Zmax} = 38 kN auftreten.

Bestimmen Sie den erforderlichen Profilquerschnitt für die Seitenstrebe bei 9-facher Sicherheit gegen plastische Verformung unter der Annahme, dass in den Seitenstreben ausschließlich Zugkräfte wirken.[24]



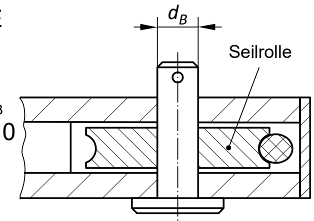
25 Fenster- und Fassadenkran

Der Fenster- und Fassadenkran lässt sich in Einzelteile zerlegen und in kurzer Zeit betriebsbereit aufbauen.



Daten: l_1 = 270 mm; l_2 = 120 mm; l_3 = 550 mm; l_4 = 840 mm; l_5 = 1000 mm; α = 50°; Gewichtskraft F_G = 500 N; Last F_L = 2500 N

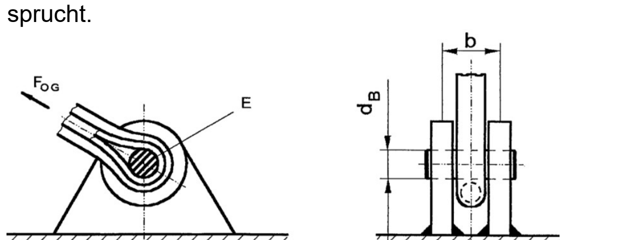
a) Bestimmen Sie das maximale Biegemoment im Ausleger.
b) Der Ausleger besteht aus einem U – Profil DIN 1026 - U100 - S235JO. Überprüfen Sie, ob im Ausleger eine Sicherheit von v = 8 vorhanden ist.
c) Die Seilrollenkraft im Punkt E beträgt F_E = 1,7 kN. Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B bei einer Sicherheit von v = 10 gegen Abscheren. Bolzenwerkstoff: E295



d) Das Zugseil besteht aus Einzeldrähten mit dem Durchmesser d_D = 0,5 mm und einer Zugfestigkeit von R_m = 1570 N/mm². Berechnen Sie die erforderliche Anzahl von Einzeldrähten bei einer Sicherheit von v = 8 gegen Bruch.
e) Die Seiltrommelwelle soll als Hohlwelle ausgeführt werden. Berechnen Sie die erforderliche Wandstärke s bei einer 4- fachen Sicherheit gegen Verdrehung (M = 866 Nm; Werkstoff der Hohlwelle: 46Cr2; Außendurchmesser: D = 35 mm).[25]

26 Baukran

Der Bolzen in E wird auf Biegung und Abscherung beansprucht.



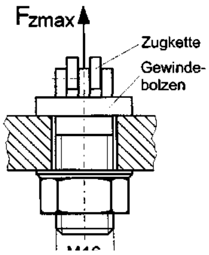
Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B.
Daten: Werkstoff S275; Sicherheit ν = 2,5; Sicherheit gegen Abscheren ν = 4; Zugkraft im Obergurt F_{OG} = 142 kN; wirksame Lagerbreite: b = 50 mm[26]

[22] a) D_{erf} = 28,6 mm (mit τ_{tF} = 413 MPa) b) p und τ_a sind zu groß c) viele Lösungen
[23] v = 6,4 → ausreichend (mit σ_{bF} = 330 MPa)
[24] S = 793 mm²

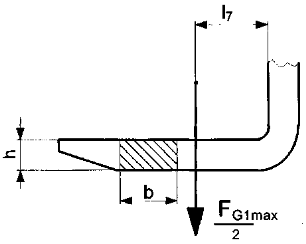
[25] a) Mbmax = 322 Nm b) v = 7,4 (mit σ_{bF} = 282 MPa) c) d = 7,8 mm (mit R_e = 295 MPa) d) n = 65 e) s > 7,8 mm (mit τ_{tF} = 455 MPa)
[26] derf = 51,5 mm (mit σ_{bF} = 330 N/mm², d = 46,8 mm (mit τ_{aF} = 165 N/mm²)

27 Gabelstapler

a) Die Ketten sind mit Gewindebolzen M16 aus S275 am Hubantrieb befestigt. In der Kette wirkt eine maximale Kettenzugkraft von F_{zmax} = 16 kN (in axialer Richtung des Gewindes). Berechnen Sie die Sicherheit gegen bleibende Verformung im Gewinde.

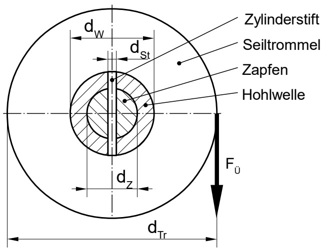


b) Die Gabelzinken sind aus S275, der Querschnitt ist ein rechteckiges Vollprofil. Bestimmen Sie die erforderliche Breite b der Gabelzinken. Querschnittsänderungen und Radien werden vernachlässigt. [27]
Daten: l_7 = 400 mm; ν = 3; h = 40 mm; F_{G1max} = 32 kN



28 Sollbruchstelle

Die Seiltrommel ist mit der antreibenden Hohlwelle mittels eines Zylinderstiftes verbunden, der gleichzeitig als Sollbruchstelle bei Überlast dient.
Daten: Überlast $F_Ü$ = 6 kN; AußenØ der Antriebswelle d_W = 80 mm; SeiltrommelØ d_{Tr} = 500 mm; ZapfenØ d_Z = 50 mm (an der Seiltrommel)

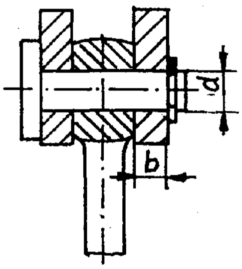


a) Wählen Sie den Durchmesser des Zylinderstiftes, sodass er bei ±20% der Überlast abschert. [28]

29 Bolzen 4

a) Berechnen Sie den Durchmesser d des Verbindungsbolzens aus 16MnCr5 im Gelenkpunkt E bei 3-facher Sicherheit gegen Abscheren bei einer wirksamen Kolbenkraft F_K = 70 kN.

b) In den beiden Laschen ist eine Flächenpressung p_{zul} = 100 N/mm² zulässig.
Berechnen Sie die erforderliche Laschenbreite, wenn der Bolzendurchmesser d = 16 mm gewählt wurde. [29]



Entwürfe (nicht Abi)

30 Rigging[30]

Für eine Musikveranstaltung wird eine Bühne aufgebaut. Quer über der Bühne verläuft eine Traverse, an der Lautsprecher, Beleuchtung usw. angehängt werden. Die Traverse ist an ihren Enden befestigt.
Geplant ist zunächst der Einsatz von 3-Gurt-Traversen (→ Bild), die mit der spitzen Seite nach oben oder nach unten eingebaut werden können.
Welche Einbaulage ist prinzipiell günstiger, wenn die Gurte wegen der Knickgefahr auf Druck weniger belastet werden dürfen als auf Zug?

27 a) ν = 2,7 (mit R_e = 275 MPa) b) b> 218 mm (mit σ_{bF} = 330 MPa)
28 d = 11,1 mm, gewählt: 12 mm (mit σ_{bF} = 312 MPa)
29 a) d=20,7mm (mit τ_{aF} = = 312 MPa), gewählt d=22mm b) b=15,9mm
30 [Ebner 2007]: „Rigging [ist] die Montage von Lasten in der Veranstaltungstechnik, also beispielsweise von Lautsprechern oder Scheinwerfern .. Diese Lasten hängt man .. gewöhnlich an Traversen“ (S.17).
'Befestigt': „der Rigger sagt 'angeschlagen', der Statiker 'gelagert'“ (S.27)

Lösungsvorschläge

Tabellenwerte stammen aus dem Tabellenbuch Metall, Europa-Verlag, 46. Auflage [EuroTabM46]. Andere Tabellenbücher oder Auflagen können erheblich abweichende Werte enthalten; deshalb sollte man in Prüfungen immer die Ausgabe und Seite seiner Fundstelle angeben.

Zugfestigkeit

1 Drahtseile[1]

a) $S_{Draht}=\frac{\pi\cdot d_0^2}{4}=\frac{\pi\cdot(1{,}2\,mm)^2}{4}=1{,}13\,mm^2$

$\frac{\sigma_{zlim}}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F}{S} \quad\Rightarrow$

$\sigma_{zzul}=\frac{R_m}{\nu}=\frac{1800\,N/mm^2}{4}=450\,\frac{N}{mm^2}$

$S_{erf}=\frac{F}{\sigma_{zzul}}=\frac{110\,kN}{450\,N/mm^2}=244{,}4\,mm^2$

$n_{erf}=\frac{S_{erf}}{S_{Draht}}=\frac{244{,}4\,mm^2}{1{,}77\,mm^2}=216{,}1\approx 217$

b) $S_{Draht}=\frac{\pi\cdot d_0^2}{4}=\frac{\pi\cdot(0{,}28\,mm)^2}{4}=0{,}0616\,mm^2$

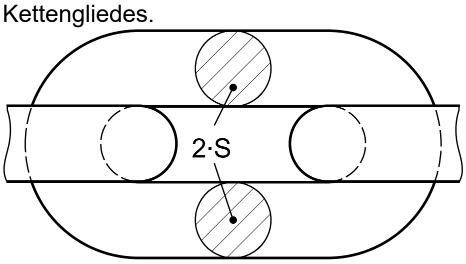
$\frac{\sigma_{zlim}}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F}{n\cdot S} \quad\Rightarrow$

$\sigma_z=\frac{F}{n\cdot S_{Draht}}=\frac{250\,N}{37\cdot 0{,}0616\,mm^2}=109{,}7\,\frac{N}{mm^2}$

$R_m=\sigma_z\cdot\nu=109{,}7\,\frac{N}{mm^2}\cdot 12=1318\,\frac{N}{mm^2}$

2 Rundgliederkette[2]

Bei Rundgliederketten verteilt sich die Last auf die beiden Querschnitte des Rundstahles auf beiden Seiten eines Kettengliedes.



R_e = 520 N/mm² (C60E→ [EuroTabM46], S.134 „Unlegierte Vergütungsstähle“). Vergüten ist ein Wärmebehandlungsverfahren, das Festigkeit und Zähigkeit eines Stahles erhöht. Da dies für Ketten wünschenswert ist, sollte man den Zustand „vergütet“ wählen.

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

$A=\frac{\pi\cdot d^2}{4}=\frac{\pi\cdot(16\,mm)^2}{4}=201\,mm^2$

$\sigma_z=\frac{F_K}{2\cdot A}=\frac{130\,kN}{2\cdot 201\,mm^2}=323{,}4\,\frac{N}{mm}{}^2$

$\nu=\frac{R_e}{\sigma_z}=\frac{520\,N/mm^2}{323{,}4\,N/mm^2}=1{,}6$

3 Kunststoffseil[3]

R_m = 55 N/mm² (PA66→ [EuroTabM46], S.189, "Kunststoffe")

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

$\sigma_{zzul}=\frac{R_m}{\nu}=\frac{55\,N/mm^2}{1{,}5}=36{,}67\,\frac{N}{mm^2}$

$S=\frac{F_S}{2\cdot\sigma_{zzul}}=\frac{450\,N}{2\cdot 36{,}67\,N/mm^2}=6{,}14\,mm^2$

$S=\frac{\pi}{4}\cdot d^2 \quad\Rightarrow\quad d_{Serf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 6{,}14\,mm^2}{\pi}}=2{,}8\,mm$

gewählt: d_S = 3 mm

Hinweis 1: Die Zugfestigkeit wurde hier durch die "Streckspannung" angenähert, da keine andere Festigkeit verfügbar ist.

4 Seilklemme[4]

Die Reibkraft wirkt an jeder Klemmfläche, d.h. 2 mal am Seil. Daraus kommt man auf die mindestens erforderliche Normalkraft F_{Nmin}:

$\frac{F_{Smax}}{2}<F_R=\mu\cdot F_{Nmin} \quad\Rightarrow\quad F_{Nmin}=\frac{F_{Smax}}{2\cdot\mu}=\frac{18\,kN}{2\cdot 0{,}2}=45\,kN$

$F_N=F_{Nmin}\cdot\nu_2=45\,kN\cdot 5=225\,kN$

$F_{Schraube}=\frac{F_N}{n}=\frac{225\,kN}{6}=37{,}5\,kN$

$R_e=8\cdot 0{,}8\cdot 100\,\frac{N}{mm^2}=640\,\frac{N}{mm^2}$ (aus Festigkeitsklasse 8.8)

$\frac{R_e}{\nu_1}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F_{Schraube}}{A_S} \quad\Rightarrow$

$\sigma_{zzul}=\frac{R_e}{\nu}=\frac{640\,N/mm^2}{4}=160\,\frac{N}{mm^2}$

$A_S=\frac{F_{Schraube}}{\sigma_{zzul}}=\frac{37{,}5\,kN}{160\,N/mm^2}=234{,}4\,mm^2$

Gewählt: M20 mit S = 245 mm² (→ TabB „Gewinde“)

Scherfestigkeit und Flächenpressung

Passfedern, Bolzen usw. werden sowohl auf Flächenpressung als auch Abscherung belastet. Ein Konstrukteur muss beide Belastungen bedenken und für die größere dimensionieren. Im Abitur sind die Aufgaben unterschiedlich gestellt. Meistens sind beide Größen gesucht, man muss also das Bauteil nach beiden Belastungen berechnen und auch angeben, welches der beiden Ergebnisse gewählt wird. Aber das ist nicht immer explizit angegeben, der Schüler muss selbst daran denken. Es gibt auch Aufgaben, in denen nur nach einer Belastung gerechnet werden muss. Es kam sogar vor, dass nicht angeben war, nach welcher Belastung gerechnet werden sollte, die Schüler mussten die konkrete Aufgabe aus den gegebenen Größen schließen :-(

5 Bolzen 1: Hydraulikzylinder [5]

a) R_e = 295 N/mm² (E295 < 16 mm → [EuroTabM46], S.134 „Baustähle, unlegierte“). Formel für Stahl → S.41)

$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 295\,\frac{N}{mm^2}=177\,\frac{N}{mm^2}$

$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S} \quad\Rightarrow$

$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{177\,N/mm^2}{8}=22{,}1\,\frac{N}{mm^2}$

$S_{erf}=\frac{F_A}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{20\,kN}{2\cdot 22{,}1\,N/mm^2}=452{,}0\,mm^2$

$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4} \quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 452{,}0\,mm^2}{\pi}}=24{,}0\,mm$

b) $p_{zul}=\frac{F}{A} \quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F_A}{2\cdot p_{zul}}=\frac{20\,kN}{2\cdot 35\,N/mm^2}=285{,}7\,mm^2$

$A=d\cdot s \quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\frac{A}{s}=\frac{285{,}7\,mm^2}{20\,mm}=14{,}3\,mm$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 24mm, der auch für Bolzen verfügbar ist (→ TabB „Bolzen“)

6 Bolzen 2: Lagerung eines Zylinders (Bild → Aufg. 7)[6]

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

R_e = 430 N/mm² (C45E<16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 430\,\frac{N}{mm^2}=258\,\frac{N}{mm^2}$

$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S} \quad\Rightarrow$

$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{258\,N/mm^2}{4{,}5}=57{,}\overline{3}\,\frac{N}{mm^2}$

$S=\frac{F_K}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{250\,kN}{2\cdot 57{,}\overline{3}\,N/mm^2}=2180\,mm^2$

$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4} \quad\Rightarrow\quad d=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 2180\,mm^2}{\pi}}=52{,}7\,mm$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$p_{zul}=\frac{F}{A} \quad\Rightarrow\quad A=\frac{F}{p_{zul}}=\frac{250\,kN}{30\,N/mm^2}=8333\,mm^2$

$A=b\cdot d \quad\Rightarrow\quad d=\frac{A}{b}=\frac{8333\,mm^2}{150\,mm}=55{,}6\,mm$

Maßgeblich: d_{Berf} = 55,6 mm (der größere der beiden)
gewählt: d_B = 60 mm (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ → TabB).

1 a) tgme HP 1999/2000-2 Turmdrehkran b) tgm HP 1992/93-1 Mountainbike
2 tgme HP 1985/86-1: Abschleppwagen
3 tgtm HP 2010/11-1: Rennkart

4 tgme HP 2005/06-1: Arbeitsplattform
5 tgme HP 2001/02-1: Hebebühne (damals noch „ gegen Bruch“)
6 tgme HP 2003/04-1: Containerkran: Re wurde für den Zustand 'vergütet' gewählt, weil dies für Bolzen aus einem Vergütungsstahl anzunehmen ist. In der Praxis würde man den BolzenØ mit dem R_e für die neue Schätzung der Erzeugnisdicke neu berechnen.

7 Bolzen 3[7]

a) R_e = 430 N/mm² (C45E<16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 430\frac{N}{mm^2}=258\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{258\,N/mm^2}{8}=32{,}25\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F_K}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{10\,kN}{2\cdot 32{,}25\,N/mm^2}=155{,}0\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 155\,mm^2}{\pi}}=14{,}05\,mm$$

gewählt: d_B = 16 mm (nächste Größe → TabB „Bolzen“)

b) $$p_{zul}=\frac{F}{A}\quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F_K}{p_{zul}}=\frac{10\,kN}{30\,N/mm^2}=333{,}3\,mm^2$$

$$A=d\cdot b\quad\Rightarrow\quad b=\frac{A}{d_B}=\frac{333{,}3\,mm^2}{16\,mm}=20{,}8\,mm$$

Gewählt: b = 25 mm aus Normzahlreihe R5.

8 Passfeder[8]

a) Eine Passfeder muss normalerweise gegen Flächenpressung und Abscherung berechnet werden. In diesem Fall kann die Scherfestigkeit nicht berechnet werden, weil die Dicke der Passfeder nicht angegeben ist.

$$M_t=F\cdot\frac{D}{2}\quad\Rightarrow\quad F=\frac{2\cdot M}{D}=\frac{2\cdot 1500\,Nm}{100\,mm}=30\,kN$$

$$p_{zul}>p=\frac{F}{A}\quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F}{p_{zul}}=\frac{30\,kN}{125\,N/mm^2}=240\,mm^2$$

$$A=l\cdot t\quad\Rightarrow\quad l=\frac{A}{t}=\frac{240\,mm^2}{6{,}4\,mm^2}=37{,}5\,mm$$

9 Rollenkette [9]

a) Der Bolzendurchmesser kann nur gegen Abscherung berechnet werden, weil die Dicke der Laschen nicht angegeben ist.

R_e = 290 N/mm² (C22E>16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 290\frac{N}{mm^2}=174\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{174\,N/mm^2}{4}=43{,}5\frac{N}{mm^2}$$

$$S=\frac{F_{zmax}}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{16\,kN}{2\cdot 43{,}5\,N/mm^2}=183{,}9\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 183{,}9\,mm^2}{\pi}}=15{,}3\,mm$$

gewählt: d_B = 16 mm (nächste Größe → TabB „Bolzen“)

10 Flyerkette [10]

a) R_e = 780 N/mm² (50CrMo4→[EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 780\frac{N}{mm^2}=468\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{6\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{468\,N/mm^2}{12}=39\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F_{Zmax}}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{16\,kN}{6\cdot 39\,N/mm^2}=68{,}4\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 68{,}4\,mm^2}{\pi}}=9{,}3\,mm$$

Gewählt: d = 10 mm (der nächste verfügbare Ø).

b) $$p_{zul}=\frac{F_{Zmax}}{6\cdot A}\quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F_{Zmax}}{6\cdot p_{zul}}=\frac{16\,kN}{6\cdot 100\,N/mm^2}=26{,}7\,mm^2$$

$$A=d\cdot s\quad\Rightarrow\quad s=\frac{A}{d}=\frac{26{,}7\,mm^2}{10\,mm}=2{,}7\,mm$$

Gewählt: s = 3 mm

c) $$\frac{R_e}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F_{Zmax}}{6\cdot A}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul}=\frac{R_e}{\nu}=\frac{780\,N/mm^2}{12}=65\frac{N}{mm^2}$$

$$A=\frac{F_{Zmax}}{6\cdot\sigma_{zzul}}=\frac{16\,kN}{6\cdot 65\,N/mm^2}=41\,mm^2$$

$$A=s\cdot(D-d)\quad\Rightarrow$$

$$D=\frac{A}{s}+d=\frac{41\,mm^2}{3\,mm}+10\,mm=23{,}7\,mm$$

11 Dimensionierung[11]

Hinweis 2: „Dimensionieren“ bedeutet in der Technik „die Maße festlegen“ [Duden 2006]. „Dimensionierung“ steht nicht im dort.

Hinweis 3: Aus der Skizze ist nicht erkennbar, ob der Kreis Ø50 eine Bohrung bzw. den Bolzendurchmesser oder den Bolzenkopf darstellt. Hier wird mit dem BolzenØ50 gerechnet, weil man BolzenkopfØ50 im TabB nicht findet.

Hinweis 4: Aus der Skizze ist nicht erkennbar, ob eine oder zwei Laschen verwendet werden, bzw. ob die Bolzenverbindung 1- oder 2-schnittig ist. Hier werden beide Möglichkeiten gerechnet, für Schüler genügt eine davon.

Hinweis 5: Kollegen des Zuges *Mechatronik* haben schon empfohlen, die Aufgabe wegzulassen. Aber ich unterrichte im Zug *Technik und Management* ...

a) Gegen Abscherung:

R_e = 430 N/mm² (C45E<16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 430\frac{N}{mm^2}=258\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{1[2]\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{258\,N/mm^2}{4}=64{,}5\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F_A}{1[2]\cdot\tau_{azul}}=\frac{77\,kN}{1[2]\cdot 64{,}5\,N/mm^2}=1193[597]\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 1193[597]\,mm^2}{\pi}}=39{,}0[27{,}6]\,mm$$

Gegen Abscherung reicht Ø50 > 39 mm aus.

b) Gegen Flächenpressung:

Stegbreite s = 8,0 mm (IPE360 → [EuroTabM46], S.152)

$$A=d\cdot s=50\,mm\cdot 8\,mm=400\,mm^2$$

$$p_{zul}>p=\frac{F}{A}\quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F}{p_{zul}}=\frac{77\,kN}{100\,N/mm^2}=770\,mm^2$$

$$A=d\cdot s\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\frac{A}{s}=\frac{770\,mm^2}{8\,mm}=96{,}25\,mm$$

Gegen Flächenpressung reicht Ø50 < 96,25 mm nicht.

Hinweis 6: Man kann auch andere beteiligte Größen außer dem Durchmesser vergleichen.

Hinweis 7: Wer die Flächenpressung zuerst rechnet, kann sich hier die Berechnung auf Abscherung sparen.

Biegefestigkeit

12 Bauverhältnis[12]

$$M_{bmax}=F_{Br}\cdot(l_1-l_2)=3125\,N\cdot(1600\,mm-200\,mm)$$
$$=4{,}375\,kNm$$

$$\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow\quad W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{4{,}375\,kNm}{220\,N/mm^2}=19{,}89\,cm^3$$

$$W=\frac{b\cdot h^2}{6}=\frac{b\cdot(4\cdot b)^2}{6}\quad\Rightarrow\quad b=\sqrt[3]{\frac{6\cdot W}{16}}=\sqrt[3]{\frac{6\cdot 19{,}89\,cm^3}{16}}=19{,}5\,mm$$

$$h=4\cdot b=4\cdot 19{,}5\,mm=78\,mm$$

Gewählt: Flachstahl 80x20 (nächste Größe → TabB „Flachstahl“)

13 Schranke[13]

a) Das maximale Moment M_b im Baum tritt im Moment des Öffnens auf, wenn an der Pendelstütze die Kraft F_A = 0 ist. Es tritt am Übergang zur Baumhalterung auf, weil dort der größte Hebelarm wirkt.

$$M_b=|F_1\cdot(l_1-l_6)|=300\,N\cdot(3300-925)\,mm=712{,}5\,Nm$$

b) $$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$W_{erf}=\frac{M_b}{\sigma_{bzul}}=\frac{712{,}5\,Nm}{12\,N/mm^2}=59{,}4\,cm^3$$

$$W=\frac{\pi\cdot(D^4-d^4)}{32\,D}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt[4]{D^4-\frac{32\,D\cdot W_{erf}}{\pi}}$$

$$=\sqrt[4]{(132\,mm)^4-\frac{32\cdot 132\,mm\cdot 59{,}4\,cm^3}{\pi}}=122{,}3\,mm$$

$$s=\frac{D-d}{2}=\frac{132\,mm-122{,}3\,mm}{2}=4{,}85\,mm$$

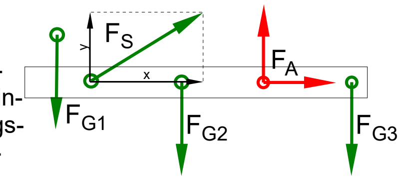
Wandstärke: Die Differenz zwischen Außen- und Innendurchmesser muss durch 2 geteilt werden, weil ein Rohr auf beiden Seiten Wände hat ;-)

7 tgme HP 2000/01-1: Bahnschranke
8 tgme HP 1996/97-1: Schiffsaufzug
9 tgme HP 2006/07-2: Gabelstapler
10 keine Abi-Aufgabe

11 tgtm HP 2006/07-4: Wandkran
12 tgme HP 1997/98-2 Hubeinrichtung
13 tgme HP 2000/01-1: Bahnschranke

14 Verladeanlage[14]

LS Brückenträger:



a) Berechnung der Biegemomente an den inneren Krafteinleitungspunkten mit den vorgegebenen Werten.

$$M_{Slinks}=F_{G1}\cdot(l_1-l_4)=75\,kN\cdot(5{,}5\,m-4{,}5\,m)=75\,kNm$$

$$M_{2links}=F_{G1}\cdot(l_1-l_2)-F_S(l_4-l_2)\cdot\cos\alpha$$
$$=75\,kN\cdot(5{,}5-2{,}5)\,m-100\,kN\,(4{,}5-2{,}5)\,m\cdot\cos 40°$$
$$=71{,}8\,kNm$$

$$M_{Arechts}=F_{G3}\cdot l_3=40\,kN\cdot 3\,m=120\,kNm=M_{bmax}$$

Da mit der vorgegebenen Seilkraft F_S = 100 kN der Brückenträger nicht genau im Gleichgewicht ist, ergeben sich leicht unterschiedliche Werte für die Biegemomente, je nachdem, ob man von links oder von rechts rechnet.

b) R_e = 355 N/mm² (S355 → [EuroTabM46], S.131)

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 355\frac{N}{mm^2}=426\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

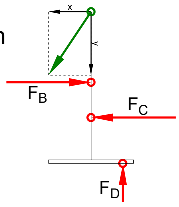
$$\sigma_{bzul}=\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\frac{402\,N/mm^2}{3}=142\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{120\,kNm}{142\,N/mm^2}=845\,cm^3$$

Gewählt: I – Profil DIN1025 – S355 – IPE360 mit W_x = 904 cm³

15 Exzenter[15]

Für diese Aufgabe benötigt man eigentlich nur F_D aus mit ΣF_y=0.



LS Stößel:

Drehpunkt im Schnittpunkt von F_B und F_D

$$\Sigma M_{BD}=0=F_{Zx}\cdot l_4+F_{Zy}\cdot l_1-F_C\cdot l_3\quad\Rightarrow$$

$$F_C=\frac{F_Z\cdot\sin\alpha\cdot l_4+F_Z\cdot\cos\alpha\cdot l_1}{l_3}$$
$$=\frac{17\,kN\cdot\sin 30°\cdot 600\,mm+17\,kN\cdot\cos 30°\cdot 300\,mm}{800\,mm}$$
$$=11{,}9\,kN$$

$$\Sigma F_y=0=-F_{Zy}+F_D\quad\Rightarrow$$
$$F_D=F_Z\cdot\cos\alpha=17\,kN\cdot\cos 30°=14{,}7\,kN$$

$$\Sigma F_x=0=-F_{Zx}+F_B-F_C\quad\Rightarrow$$
$$F_B=F_Z\cdot\sin\alpha+F_C=17\,kN\cdot\sin 30°+11{,}9\,kN=20{,}4\,kN$$

a) Da nur Punktlasten vorliegen, kann das maximale Biegemoment M_{bmax} nur an einem inneren Krafteinleitungspunkt liegen, also bei B oder C.

$$M_{bB(oben)}=l_4\cdot F_Z\cdot\sin\alpha=600\,mm\cdot 17\,kN\cdot\sin 30°=5{,}1\,kNm$$
$$M_{bC(unten)}=l_1\cdot F_D=300\,mm\cdot 14{,}7\,kN=4{,}41\,kNm$$

M_{bmax} = 5,1 kNm: der größere der beiden Beträge

b) R_e = 430 N/mm² (C45E >16 mm → [EuroTabM46], S.134)

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 430\frac{N}{mm^2}=516\frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{bF}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul}=\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\frac{516\,N/mm^2}{3}=172\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{5{,}1\,kNm}{172\,N/mm^2}=29{,}7\,cm^3$$

$$W=\frac{\pi\cdot(D^4-d^4)}{32\,D}\quad\Rightarrow$$

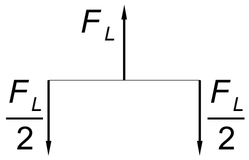
$$d_{erf}\le\sqrt[4]{D^4-\frac{32\cdot W\cdot D}{\pi}}=\sqrt[4]{80^4\,mm^4-\frac{32\cdot 29651\,mm^3\cdot 80\,mm}{\pi}}$$
$$=64{,}0\,mm$$

$$s_{erf}\ge\frac{D-d}{2}=\frac{80\,mm-64{,}0\,mm}{2}=8{,}0\,mm$$

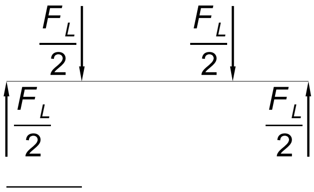
16 Seiltrommelwelle 1[16]

a) Diese wegen der Symmetrien mathematisch anspruchslose Aufgabe ist schön, weil man sie nicht verstehen muss, aber doch mit sorgfältiger Vorgehensweise lösen kann:

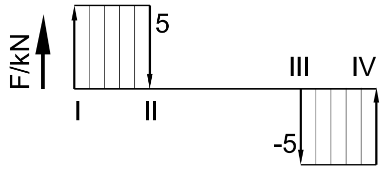
Lageskizze der Seiltrommel



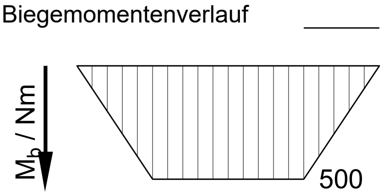
Lageskizze der Seiltrommelwelle



Querkraftverlauf



Biegemomentenverlauf



$$M_{II}(links)=M_{III}(rechts)=$$
$$=\left|\frac{F_L}{2}\cdot\frac{a-b}{2}\right|=\frac{10\,kN}{2}\cdot\frac{800\,mm-600\,mm}{2}=500\,Nm$$

b) R_e = 520 N/mm² (C60E > 16 mm → [EuroTabM46], S.134 „Vergütungsstähle")

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 520\frac{N}{mm^2}=624\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul}=\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\frac{624\,N/mm^2}{4}=156\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{500\,Nm}{156\,N/mm^2}=3{,}2\,cm^3$$

$$W=\frac{\pi\cdot d^3}{32}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt[3]{\frac{32\cdot W_{erf}}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 3{,}2\,cm^3}{\pi}}=32{,}0\,mm$$

Gewählt: d = 32 mm (nächste Größe → TabB „Rundstahl")

17 Behelfsbrücke[17]

a) Freigemachtes Bauteil: Behelfsbrücke

I: Vorder-und Hinterräder stehen auf der Brücke

$$\Sigma M_A=0=-F_V\cdot(l_1-s-l_2)-F_H\cdot(l_1-s)+F_B\cdot l_1$$

$$F_B=\frac{F_V\cdot(l_1-s-l_2)+F_H\cdot(l_1-s)}{l_1}=-\frac{F_V+F_H}{l_1}\cdot s+F_V\cdot\left(1-\frac{l_2}{l_1}\right)+F_H$$
$$=-\frac{50\,kN+130\,kN}{18\,m}\cdot s+30\,kN\cdot\left(1-\frac{5\,m}{13\,m}\right)+130\,kN$$
$$=-10\frac{kN}{m}\cdot s+166{,}1\,kN$$

II Nur Hinterräder stehen auf der Brücke (kann entfallen)

$$\Sigma M_A=0=-F_H\cdot(l_1-s)+F_B\cdot l_1$$

$$F_B=\frac{F_H\cdot(l_1-s)}{l_1}=-\frac{F_H}{l_1}\cdot s+F_H$$

[14] tgme HP 1997/98-1: Verladeanlage
[15] tgme HP 2005/06-2: Exzenterantrieb
[16] tgme HP 1999/2000-2 Turmdrehkran
[17] keine Originalaufgabe

b) Vorüberlegung: M_{bmax} kann nur wirken, wenn alle Räder und damit das ganze Gewicht des Lkw auf der Behelfsbrücke stehen (Gleichung I).

$$M_{bH}=|F_B\cdot s|=-\frac{F_H+F_V}{l_1}\cdot s^2+\left[F_H+F_V\cdot\left(1-\frac{l_2}{l_1}\right)\right]\cdot s$$

$$M_{bH}=-10\frac{kN}{m}\cdot s^2+166{,}1\,kN\cdot s$$

Das maximale Biegemoment wirkt dort, wo die Ableitung des Biegemomentes $\dot{M}_{bH}=0$ ist.

$$\dot{M}_{bH}=-10\frac{kN}{m}\cdot 2\cdot s+166{,}1\,kN\quad(=0\text{ für }M_{bHmax})\rightarrow$$

$$s_{MbHmax}=\frac{166{,}1\,kN}{10\frac{kN}{m}\cdot 2}=8{,}3\,m\quad(\text{Stelle für }M_{bHmax})$$

c) $$M_{bH}=-\frac{F_H+F_V}{l_1}\cdot s_{MbHmax}^2+[F_H+F_V\cdot(1-\frac{l_2}{l_1})]\cdot s_{MbHmax}$$

$$M_{bH}=-10\frac{kN}{m}\cdot(8{,}3\,m)^2+166{,}1\,kN\cdot 8{,}3\,m=690\,kNm$$

Torsionsfestigkeit

18 Seiltrommelwelle 2 (Fortsetzung)[18]

$$M_T=\frac{F_L\cdot d_W}{2}=\frac{10\,kN\cdot 500\,mm}{2}=2500\,Nm$$

$$W_P=\frac{\pi\cdot d^3}{16}=\frac{\pi\cdot(60\,mm)^3}{16}=42{,}4\,cm^3$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_T}{W_P}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_t=\frac{M_T}{W_P}=\frac{2500\,Nm}{42{,}4\,cm^3}=58{,}9\frac{N}{mm^2}$$

$$\nu=\frac{\tau_{tF}}{\tau_t}=\frac{400\,N/mm^2}{58{,}9\,N/mm^2}=6{,}8$$

19 Seiltrommelwelle 3[19]

$$M_{Tr}=F_L\cdot\frac{d_{Tr}}{2}=15\,kN\cdot\frac{200\,mm}{2}=1{,}5\,kNm$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow$$

$$W_{perf}=\frac{M_t}{\tau_{tzul}}=\frac{1{,}5\,kNm}{120\,N/mm^2}=12{,}5\,cm^3$$

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt[3]{\frac{W_p\cdot 16}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{12{,}5\,cm^3\cdot 16}{\pi}}=40\,mm$$

20 Seiltrommelwelle 4[20]

$$M_{Tr}=F_L\cdot\frac{d_{Tr}}{2}=4\,kN\cdot\frac{250\,mm}{2}=500\,Nm$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow$$

$$W_{perf}=\frac{M_{Tr}}{\tau_{tzul}}=\frac{500\,Nm}{100\,N/mm^2}=5\,cm^3$$

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt[3]{\frac{W_p\cdot 16}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{5\,cm^3\cdot 16}{\pi}}=29{,}4\,mm$$

Gewählt: d = 31,5 mm aus Normzahlreihe R10

21 Hydraulikanlage[21]

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow$$

$$W_{perf}=\frac{M_t}{\tau_{tzul}}=\frac{100\,Nm}{80\,N/mm^2}=1{,}25\,cm^3$$

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt[3]{\frac{W_{perf}\cdot 16}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{1{,}25\,cm^3\cdot 16}{\pi}}=18{,}5\,mm$$

[18] tgme HP 1999/2000-2: Turmdrehkran
[19] tgme HP 1997/98-2: Hubeinrichtung
[20] tgme HP 1999/2000-1: Schrägaufzug
[21] tgme HP 1998/99-1: Lastkraftwagen

Vermischtes

22 Konstruktion des Antriebs[22]

a) R_e = 590 N/mm² (16MnCr → [EuroTabM46], S.133)
Da das Drehmoment M_Z vom Zahnrad in verschiedene Richtungen zu den beiden Riemenscheiben geleitet wird, muss die Welle nur das halbe Moment übertragen.

$$M_t=\frac{M_Z}{2}=\frac{600\,Nm}{2}=300\,Nm$$

$$\tau_{tF}=0{,}7\cdot R_e=0{,}7\cdot 590\frac{N}{mm^2}=413\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{tzul}=\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\frac{413\,N/mm^2}{4}=103{,}25\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf}=\frac{M_t}{\tau_{tzul}}=\frac{300\,Nm}{103{,}25\,N/mm^2}=2{,}91\,cm^3$$

$$W_p=\frac{\pi\cdot d^3}{16}\quad\Rightarrow$$

$$d_{erf}=\sqrt[3]{\frac{W_{perf}\cdot 16}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{2{,}91\,cm^3\cdot 16}{\pi}}=24{,}6\,mm$$

Für die im Maschinenbau erforderliche Genauigkeit reicht es aus, die Tiefe der Passfedernuten auf den Durchmesser aufzuschlagen.
t_1 = 4 mm (Passfeder 6885 – 8x7 → TabB „Passfeder“)

$$D_{erf}=d_{erf}+4\,mm=24{,}6\,mm+4\,mm=28{,}6\,mm$$

gewählt: D = 30 mm

b) Passfedern; Kraft F_P, die auf eine Passfeder wirkt:

$$M=F\cdot\frac{D}{2}\quad\Rightarrow\quad F_P=\frac{2\cdot M}{D}=\frac{2\cdot 300\,Nm}{30\,mm}=20\,kN$$

Gegen Abscherung
R_e = 235 N/mm² (S235, aus der Bezeichnung)
b = 8 mm; l = 32 mm; t_2 = 3,3 mm (Passfeder 6885 – 8x7x32 → TabB „Passfeder“)

$$S=b\cdot l=8\,mm\cdot 32\,mm=256\,mm^2$$

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 235\frac{N}{mm^2}=141\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{S}$$

$$\tau_a=\frac{F}{S}=\frac{20\,kN}{256\,mm^2}=78{,}125\frac{N}{mm^2}$$

$$\nu_{aF}=\frac{\tau_{aB}}{\tau_a}=\frac{141\,N/mm^2}{78{,}125\,N/mm^2}=1{,}8$$

ist kleiner als die geforderte Sicherheit 2 und damit nicht ausreichend.

Gegen Flächenpressung
Hier ist gar keine Sicherheit angegeben, deshalb muss man prüfen, ob die tatsächlichen Spannungen kleiner als die zulässigen sind, oder:

$$A=t_2\cdot l=3{,}3\,mm\cdot 32\,mm=105{,}6\,mm$$

$$p_{zul}>p=\frac{F}{A}\quad\Rightarrow\quad A_{erf}=\frac{F_P}{p_{zul}}=\frac{20\,kN}{150\,N/mm^2}=133{,}3\,mm^2$$

Die gegebene Querschnittsfläche ist kleiner als erforderlich → nicht ausreichend.

c) Analyse: Die Passfederverbindung ist nicht ausreichend belastbar, deshalb muss eine Wellen-Naben-Verbindung mit größerer Belastbarkeit gewählt werden.
Lösungen mit Begründung (laut Aufgabenstellung genügt eine Lösung):
- Verlängerung der Passfeder erhöht die Fläche und senkt die Flächenpressung
- Zwei gegenüberliegenden Passfedern erhöhen ebenfalls die Fläche (erfordern einen größeren Wellendurchmesser)
- Passfeder aus höherwertigem Werkstoff erhöht die zulässige Flächenpressung
- Ein größerer Wellendurchmesser senkt die Kraft, die durch die Passfeder übertragen wird, und ermöglicht zudem eine größere Passfeder.
- Andere Konstruktion mit höherer Belastbarkeit verwenden: Keilverbindung, Übermaßverbindung (Presssitz), Keilwelle, Polygonwelle ….

[22] tgtm HP 2011/12-1: Fördereinrichtung

23 Konstruktion der Hinterradachse[23]

Maximales Biegemoment

$$M_{L1}(links)=|F_{HL}\cdot l_1|=878\,N\cdot 120\,mm=105{,}36\,Nm$$

$$M_{L2}(rechts)=|F_{HR}\cdot(l_3-l_2)|=822\,N\cdot(860-695)\,mm$$
$$=135{,}63\,Nm=M_{bmax}$$

Widerstandsmoment

$$W=\frac{\pi\cdot d^3}{32}=\frac{\pi\cdot(30\,mm)^3}{32}=2{,}65\,cm^3$$

Sicherheitszahl

R_e = 275 N/mm² (aus der Bezeichnung von S275)

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 275\,\frac{N}{mm^2}=330\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

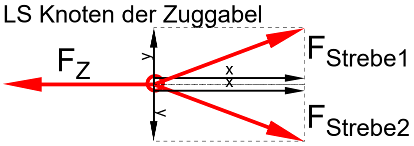
$$\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}=\frac{135{,}63\,Nm}{2{,}65\,cm^3}=51{,}2\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\nu=\frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b}=\frac{330\,N/mm^2}{51{,}2\,N/mm^2}=6{,}4$$

ist größer als die geforderte Sicherheitszahl 4,5, also ausreichend.

24 Zuggabel[24]

LS Knoten der Zuggabel



R_e = 235 N/mm² (aus der Bezeichnung von S235)

Winkel α zwischen den Zugstreben:

$$\tan\frac{\alpha}{2}=\frac{l_2}{2\cdot l_1}\quad\Rightarrow$$

$$\frac{\alpha}{2}=\arctan\frac{l_2}{2\cdot l_1}=\arctan\frac{1300\,mm}{2\cdot 1500\,mm}=23{,}4\,°$$

$$\Sigma F_x=0=-F_Z+2\cdot F_{Sx}=-F_Z+2\cdot F_S\cdot\cos\frac{\alpha}{2}\quad\Rightarrow$$

$$F_S=\frac{F_{Zmax}}{2\cdot\cos\alpha/2}=\frac{38\,kN}{2\cdot\cos 23{,}4\,°}=20{,}7\,kN$$

$$\frac{\sigma_{zlim}}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F}{S}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul}=\frac{R_e}{\nu}=\frac{235\,N/mm^2}{9}=26{,}1\,\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F}{\sigma_{zzul}}=\frac{20{,}7\,kN}{26{,}1\,N/mm^2}=793\,mm^2$$

Gewählt wird ein U-Profil DIN 1026 – S235JO – U65 mit einem Querschnitt S = 903 mm².

25 Fenster- und Fassadenkran [25]

a) Das max. Biegemoment kann nur bei D liegen, da es der einzige innere Krafteinleitungspunkt ist.

$$M_{bD\,von\,rechts}=|-F_L\cdot l_3+F_L\cdot\sin\alpha\cdot l_3|$$
$$=2500\,N\cdot(1-\sin 50\,°)\cdot 550\,mm=322\,Nm$$

b) W_y = 8,49 cm³ (DIN 1026 – U100 → TabB „DIN 1026“)

R_e = 235 N/mm² (aus der Bezeichnung von S235)

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 235\,\frac{N}{mm^2}=282\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}=\frac{322\,Nm}{8{,}49\,cm^3}=37{,}9\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\nu=\frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b}=\frac{282\,N/mm^2}{37{,}9\,N/mm^2}=7{,}4$$

ist kleiner als die die geforderte Sicherheitszahl 8, also nicht ausreichend

c) R_e = 295 N/mm² (aus der Bezeichnung von E295)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 295\,\frac{N}{mm^2}=177\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F_E}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{177\,N/mm^2}{10}=17{,}7\,\frac{N}{mm^2}$$

$$S=\frac{F_E}{2\cdot\tau_{aF}}=\frac{1{,}7\,kN}{2\cdot 17{,}7\,N/mm^2}=48{,}0\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 48{,}0\,mm^2}{\pi}}=7{,}8\,mm$$

gewählt: d = 8 mm (die nächste Größe → TabB)

d) $$S_{Draht}=\frac{\pi\cdot d_0^2}{4}=\frac{\pi\cdot(0{,}5\,mm)^2}{4}=0{,}196\,mm^2$$

$$\frac{\sigma_{zlim}}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F}{S}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul}=\frac{R_m}{\nu}=\frac{1570\,N/mm^2}{8}=196{,}25\,\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F_L}{\sigma_{zzul}}=\frac{2500\,N}{196{,}25\,N/mm^2}=12{,}7\,mm^2$$

$$n_{erf}=\frac{S_{erf}}{S_{Draht}}=\frac{12{,}7\,mm^2}{0{,}196\,mm^2}=64{,}9\approx 65$$

e) R_e = 650 N/mm² (46Cr2 <16mm →[EuroTabM46], S.135)

$$\tau_{tF}=0{,}7\cdot R_e=0{,}7\cdot 650\,\frac{N}{mm^2}=455\,\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\tau_{tzul}>\tau_t=\frac{M_t}{W_p}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{tzul}=\frac{\tau_{tF}}{\nu}=\frac{455\,N/mm^2}{4}=113{,}75\,\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf}=\frac{M_t}{\tau_{tzul}}=\frac{866\,Nm}{113{,}75\,N/mm^2}=7{,}61\,cm^3$$

$$W=\frac{\pi\cdot(D^4-d^4)}{16\,D}\quad\Rightarrow$$

$$d=\sqrt[4]{D^4-\frac{16\,D\cdot W}{\pi}}=\sqrt[4]{(35\,mm)^4-\frac{16\cdot 35\,mm\cdot 7{,}613\,cm^3}{\pi}}=19{,}4\,mm$$

$$s=\frac{D-d}{2}=\frac{35\,mm-19{,}4\,mm}{2}=7{,}8\,mm$$

[23] tgtm HP 2010/11-1: Rennkart
[24] tgme HP 1998/99-2: Zugmaschine
[25] tgme HP 2010/11-2: Fassadenkran

26 Baukran [26]

R_e = 275 N/mm² (aus der Bezeichnung von S275)

Erforderlicher Durchmesser gegen Biegung

$$M_{bmax}=\frac{F_{OG}}{2}\cdot\frac{b}{2}=\frac{142\,kN\cdot 50\,mm}{4}=1775\,Nm$$

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 275\frac{N}{mm^2}=330\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul}=\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\frac{330\,N/mm^2}{2{,}5}=132\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{1775\,Nm}{132\,N/mm^2}=13{,}45\,cm^3$$

$$W=\frac{\pi\cdot d^3}{32}\quad\Rightarrow$$

$$d_{erf}=\sqrt[3]{\frac{32\cdot W_{erf}}{\pi}}=\sqrt[3]{\frac{32\cdot 13{,}45\,cm^3}{\pi}}=51{,}5\,mm$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 275\frac{N}{mm^2}=165\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{165\,N/mm^2}{4}=41{,}25\frac{N}{mm^2}$$

$$S=\frac{F_D}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{142\,kN}{2\cdot 41{,}25\,N/mm^2}=1721\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 1721\,mm^2}{\pi}}=46{,}8\,mm$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 51,5 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene BolzenØ 55 mm (→ TabB „Bolzen“)

27 Gabelstapler tgme [27]

R_e = 275 N/mm² (aus der Bezeichnung von S275)

a) Spannungsquerschnitt S = 157 mm² (M16→ [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\frac{R_e}{\nu}=\sigma_{zzul}>\sigma_z=\frac{F_{Zmax}}{S}$$

$$\sigma_z=\frac{F_{Zmax}}{S}=\frac{16\,kN}{157\,mm^2}=101{,}9\frac{N}{mm^2}$$

$$\nu=\frac{R_e}{\sigma_z}=\frac{275\,MPa}{101{,}9\,MPa}=2{,}7$$

b) Das maximale Biegemoment wirkt im senkrechten Teil des Gabelzinkens, weil dieser Teil am weitesten weg ist von der Kraft (= größter Hebelarm):

$$M_{bmax}=\frac{F_{G1max}}{2}\cdot l_7=\frac{32\,kN}{2}\cdot 400\,mm=6{,}4\,kNm$$

$$\sigma_{bF}=1{,}2\cdot R_e=1{,}2\cdot 275\frac{N}{mm^2}=330\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\sigma_{bzul}>\sigma_b=\frac{M_{bmax}}{W}\quad\Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul}=\frac{\sigma_{bF}}{\nu}=\frac{330\,N/mm^2}{3}=110\frac{N}{mm^2}$$

$$W_{erf}=\frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}}=\frac{6{,}4\,kNm}{110\,N/mm^2}=58{,}2\,cm^3$$

$$W=\frac{b\cdot h^2}{6}\quad\Rightarrow\quad b=\frac{W\cdot 6}{h^2}=\frac{58181\,mm^3\cdot 6}{(40\,mm)^2}=218\,mm$$

Die Breite muss mind. 218 mm betragen.

28 Sollbruchstelle [28]

a) R_e = 520 N/mm² (C60E → [EuroTabM46], S.134)

$$M_{Tr}=F_{Ü}\cdot\frac{d_{Tr}}{2}=\frac{6\,kN\cdot 500\,mm}{2}=15\,kNm$$

$$M_{Tr}=F_a\cdot\frac{d_z}{2}\quad\Rightarrow$$

$$F_a=\frac{2\cdot M_{Tr}}{d_z}=\frac{2\cdot 15\,kNm}{50\,mm}=60\,kN$$

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 520\frac{N}{mm^2}=312\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$S_{erf}=\frac{F_a\cdot\nu}{2\cdot\tau_{aF}}=\frac{60\,kN\cdot 1}{2\cdot 312\,N/mm^2}=96{,}1\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 96{,}1\,mm^2}{\pi}}=11{,}1\,mm$$

Gewählt: d = 12 mm (der nächste verfügbare Ø)

Test, ob der gewählte Ø innerhalb der Toleranz liegt:

$$S=\frac{\pi\cdot d_{gew}^2}{4}=\frac{\pi\cdot(12\,mm)^2}{4}=113{,}1\,mm^2$$

$$S_{min}=96{,}1\,mm^2\cdot(1-20\%)=76{,}9\,mm^2$$

$$S_{max}=96{,}1\,mm^2\cdot(1+20\%)=115{,}3\,mm^2$$

$$S_{min}<S<S_{max}\quad\text{ist richtig}$$

Der Durchmesser liegt innerhalb der Toleranz.

Hinweis: Da S und $F_Ü$ proportional sind, braucht man nicht weiter zu rechnen...

29 Bolzen 4 [29]

a) Zuerst wird berechnet, welcher Durchmesser gegen Scherung erforderlich ist:

R_e = 590 N/mm² (16MnCr5→ [EuroTabM46], S.133)

$$\tau_{aF}=0{,}6\cdot R_e=0{,}6\cdot 590\frac{N}{mm^2}=354\frac{N}{mm^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\tau_{azul}>\tau_a=\frac{F}{2\cdot S}\quad\Rightarrow$$

$$\tau_{azul}=\frac{\tau_{aF}}{\nu}=\frac{354\,N/mm^2}{3}=118\frac{N}{mm^2}$$

$$S_{erf}=\frac{F_K}{2\cdot\tau_{azul}}=\frac{70\,kN}{2\cdot 118\,N/mm^2}=296{,}1\,mm^2$$

$$S=\frac{\pi\cdot d^2}{4}\quad\Rightarrow\quad d_{erf}=\sqrt{\frac{4\cdot S}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\cdot 296{,}1\,mm^2}{\pi}}=19{,}4\,mm$$

gewählt: d_B = 20 mm (→ TabB „Bolzen“)

b) Anschließend folgt die Laschenbreite b, die bei dem gewählten Durchmesser gegen Flächenpressung benötigt wird:

$$p_{zul}=\frac{F}{2\cdot A}\quad\Rightarrow$$

$$A_{erf}=\frac{F_K}{p_{zul}}=\frac{70\,kN}{2\cdot 100\,N/mm^2}=350\,mm^2$$

$$A=d_B\cdot b\quad\Rightarrow\quad b_{erf}=\frac{A}{d_B}=\frac{350\,mm^2}{20\,mm}=17{,}5\,mm$$

[26] tgme HP 2003/04-2: Baukran
[27] tgme HP 2006/07-2: Gabelstapler
[28] keine Originalaufgabe
[29] tgme HP 1998/99-1: Lastkraftwagen