



Abi-Prüfungen, Profil Mechatronik (BW)

Inhaltsverzeichnis

Abi-Prüfungen, Profil Mechatronik (BW).....	1
tgt HP 2019/20-1: Hallenkran mit Schwenkeinrichtung.....	5
<i>Statik (7 P): Statik mit Drehmoment; Festigkeitslehre (12 P): maximales Biegemoment, Biegebeanspruchung, Bolzendurchmesser;.....</i>	
<i>Steuerungstechnik (2 P): Kolbendurchmesser ermitteln; Werkstoffkunde (9 P): Wärmebehandlungsverfahren, Spannungs-Dehnungs-Diagramm, Härteprüfung nach Vickers;.....</i>	
tgt HP 2019/20-3: Wasserrutsche.....	12
tgt HP 2019/20-4: Befüllstation.....	17
tgt HP 2018/19-1: Schachtaufzug.....	22
<i>Statik (9 P): Statik 1 mit Drehmoment; Verständnisfrage; Getriebe (7 P): Gesamtübersetzung; Antriebsmoment; Festigkeitslehre (7 P): Bolzendurchmesser, Zugbelastung; Energietechnik (7 P): Luftmasse.....</i>	
tgt HP 2018/19-3: Förderband mit Stanze.....	28
tgt HP 2018/19-4: Autowaschanlage.....	33
tgt HP 2017/18-1: Motorroller.....	38
tgt HP 2017/18-3: Klebestation.....	42
tgt HP 2017/18-4: Abfüllstation.....	47
tgt HP 2016/17-1: PKW-Anhänger.....	51
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
<i>Reibung.....</i>	
<i>Blockschaltbild, Gesamtwirkungsgrad.....</i>	
<i>Begründung für Schneckengetriebe.....</i>	
<i>Hubgeschwindigkeit.....</i>	
<i>Erforderliche Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....</i>	
<i>Passfeder auswählen (gegen Flächenpressung).....</i>	
<i>Welle-Nabe-Verbindung.....</i>	
tgt HP 2016/17-3: Fügestation.....	57
tgt HP 2016/17-4: Reinigungsanlage.....	59
tgt HP 2015/16-1: Pumpspeicherkraftwerk.....	63
tgt HP 2015/16-3: Kippstation.....	69
tgt HP 2015/16-5: Bohrstation.....	72
<i>SPS.....</i>	
<i>Drehzahl aus Vorschubgeschwindigkeit und Steigung.....</i>	
<i>Kraft aus Leistung.....</i>	
<i>Gesamtwirkungsgrad.....</i>	
<i>Drehstromasynchronmotor.....</i>	
tgt HP 2014/15-1: Müllsammelfahrzeug.....	75
tgt HP 2014/15-2: Hybridfahrzeug.....	80
tgt HP 2014/15-5: Reinigungsstation.....	85
<i>Lösung als Referenz verwenden, Technologieschema original.....</i>	
<i>Pneumatikschaltplan, 2 Zylinder, kolbenloser Zylinder, Endlagendämpfung, Abluftdrosselung; erforderlichen Mindestdruck berechnen; Messprotokoll lesen und wirksame Kolbenkraft berechnen; Maßnahmen zur Effizienzsteigerung der Anlage.....</i>	
tgt HP 2013/14-1: Industrielift.....	90
<i>Stützkräfte.....</i>	
<i>Maximales Biegemoment.....</i>	
tgt HP 2013/14-2: Autobetonpumpe.....	95
<i>Erforderlicher Querschnitt gegen Zug.....</i>	
<i>Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse.....</i>	
tgt HP 2013/14-5: Moderne Kraftwerkstechnik.....	100
tgt HP 2012/13-1: Mikro-Blockheizkraftwerk.....	102
tgt HP 2012/13-2: Bioenergiedorf.....	108
tgt HP 2012/13-5: Bagger.....	111
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
<i>Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....</i>	
tgt HP 2011/12-1: Biogasanlage mit Verbrennungsmotor.....	115
tgt HP 2011/12-2: Münzpresse.....	120
<i>Gefügebestandteile.....</i>	
tgt HP 2011/12-5: Klappbrücke.....	126
<i>Zweiseitiger Hebel.....</i>	
<i>Schlusslinienverfahren.....</i>	
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
<i>Maximales Biegemoment und Biegefestigkeit.....</i>	
tgt HP 2010/11-1: Flugzeug.....	132
<i>Auflagerkräfte: Seileckverfahren oder rechnerisch.....</i>	
<i>Kippbedingung: Schlusslinienverfahren oder rechnerisch.....</i>	
<i>Statik: 3KV oder rechnerisch.....</i>	
<i>BolzenØ.....</i>	
<i>Gegen Biegung dimensionieren (!).....</i>	
<i>Zahnradmodul (Achsabstand) (!).....</i>	
tgt HP 2010/11-2: Fenster- und Fassadenkran.....	140
<i>Statik (rechnerisch oder zeichnerisch).....</i>	
<i>Statik grafisch.....</i>	
<i>Biegemoment ermitteln.....</i>	
<i>Sicherheitszahl gegen Biegung (!).....</i>	
<i>BolzenØ.....</i>	
<i>Drahtseil.....</i>	
<i>Übersetzungsverhältnis.....</i>	
tgt HP 2010/11-5: Solarthermisches Kraftwerk.....	146
<i>Dampfprozess berechnen (Wasser).....</i>	
tgt HP 2009/10-1: Wanddrehkran.....	154
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
<i>Zugfestigkeit (Rundstahlkette).....</i>	
<i>Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht).....</i>	
<i>Zahnradmodul (Teilkreisumfang).....</i>	
tgt HP 2009/10-2: Holztransporter.....	161
<i>Statik (rechnerisch).....</i>	
<i>Statik (Schlusslinienverfahren).....</i>	
<i>Scherfestigkeit (Hohlbolzen InnenØ).....</i>	
<i>Flächenpressung prüfen.....</i>	
<i>Biegemoment ermitteln.....</i>	
tgt HP 2009/10-5: Pumpspeicherkraftwerk.....	168
tgt HP 2008/09-1: Vibrationsstampfer.....	173
tgt HP 2008/09-2: Aluminiumerzeugung.....	179
<i>Dampfprozess im T,s-Diagramm (Wasser).....</i>	
<i>Dampfprozess berechnen (Wasser).....</i>	
tgt HP 2008/09-5: Wagenheber.....	189
<i>Statik (Dreikräfteverfahren).....</i>	
<i>Auflagerkräfte.....</i>	
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
<i>Biegemoment ermitteln.....</i>	
tgt HP 2007/08-1: Brennholzspalter.....	196
tgt HP 2007/08-2: Heizungsanlage.....	202
<i>Dampfprozess im T,s-Diagramm (Kältemittel).....</i>	
<i>Dampfprozess beschreiben (Kältemittel).....</i>	
<i>Dampfprozess berechnen (Kältemittel).....</i>	
tgt HP 2007/08-5: Krabbenkutter.....	209
<i>zentrales Kräftesystem, Verfahren nicht vorgegeben.....</i>	
<i>Schlusslinienverfahren.....</i>	
<i>Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht).....</i>	
<i>Biegefestigkeit überprüfen.....</i>	
<i>Zugfestigkeit (Rundgliederkette).....</i>	
<i>Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....</i>	
tgt HP 2006/07-1: Deckenschwenkkran.....	218
<i>Biegemoment ermitteln.....</i>	
tgt HP 2006/07-2: Gabelstapler.....	224



Bolzen dimensionieren.....		Statik (Schlusslinienverfahren).....	
Biegemoment ermitteln.....		Biegemoment ermitteln.....	
tgt HP 2006/07-5: Dieselmotor.....	229	Wandstärke eines Rohres gegen Biegung.....	
tgt HP 2005/06-1: Arbeitsplattform.....	234	Biegemoment Sonderlösung.....	
Statik (Schlusslinienverfahren).....		Kolbenkraft, erforderlicher Kolbenstangendurchmesser.....	
Biegemoment ermitteln.....		Leistung.....	
Profil wählen.....		Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren.....	
Bolzen dimensionieren.....		Scherfestigkeit (BolzenØ) und Flächenpressung (Breite).....	
Reibung (sehr anspruchsvoll).....		tgt HP 2001/02-2: Deichsel-Gabelhubwagen.....	330
tgt HP 2005/06-2: Exzenterantrieb.....	241	Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Zugfestigkeit (Rundgliederkette).....		tgt HP 2000/01-3: Getriebewelle.....	336
Scherfestigkeit (Bolzen Sicherheitszahl).....		tgt HP 2000/01-4: Stromerzeuger	
Biegemoment ermitteln.....		(Stromaggregat).....	343
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....		tgt HP 1999/2000-1: Schrägaufzug.....	347
tgt HP 2005/06-5: Dampfkraftwerk.....	246	3-Kräfte-Verfahren.....	
T,s-Diagramm (überkritischer Wasserdampfprozess mit		BolzenØ.....	
Zwischenüberhitzung).....		Statik rechnerisch (4-Kräfte-Verfahren).....	
Dampfprozess berechnen (Wasser, überkritisch, mit		Motorleistung.....	
Zwischenüberhitzung).....		Übersetzung.....	
tgt HP 2004/05-1: Traktor.....	251	Wellendurchmesser.....	
Drahtseil, BolzenØ.....		tgt HP 1999/2000-2: Turmdrehkran.....	352
tgt HP 2004/05-2: Pkw-Anhänger.....	256	Statik (Schlusslinienverfahren), Freimachen anspruchsvoll.....	
Statik rechnerisch (Schlusslinienverfahren).....		Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....	
Schlusslinienverfahren.....		Biegemoment ermitteln.....	
Flachstahl nach Biegung.....		Rundstahl gegen Biegung.....	
Scherfestigkeit (BolzenØ).....		Sicherheit gegen Torsion.....	
Zugkraft bei Bergfahrt.....		Hubgeschwindigkeit mit Übersetzung.....	
Rutschen.....		Leistung.....	
Erforderliche Leistung.....		tgt HP 1999/00-3: Wärmekraftwerk.....	358
tgt HP 2004/05-5: Modell eines Stirlingmotors.....	261	T,s-Diagramm (Wasserdampfprozess).....	
tgt HP 2003/04-1: Containerkran.....	266	Dampfprozess berechnen (Wasser).....	
BolzenØ.....		tgt HP 1999/00-4: Sense.....	364
Wirkungsgrad (zum selber denken).....		tgt HP 1998/99-1: Lastkraftwagen.....	371
Innendurchmesser eines Rohres.....		Schiefe Ebene mit Reibung.....	
Antriebsleistung.....		rechnerische Lösung (umständliche Berechnung eines Hebelarmes).	
tgt HP 2003/04-2: Baukran.....	271	3-Kräfte-Verfahren.....	
tgt HP 2003/04-3: Blockschaltbild eines		rechnerische Lösung (umständliche Berechnung eines Hebelarmes).	
Dampfkraftwerks:.....	274	Kolbendurchmesser.....	
T,s-Diagramm (Wasserdampfprozess mit Zwischenüberhitzung).....		Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren.....	
Dampfprozess im T,s-Diagramm (Wasser).....		Bolzen dimensionieren.....	
tgt HP 2003/04-4: Verbrennungsmotoren... 280		Motorleistung und -drehzahl.....	
tgt HP 2002/03-1: Bootskran.....	284	Welle dimensionieren.....	
I-Profil bei Biegung.....		tgt HP 1998/99-2: Zugmaschine mit Anhänger.....	378
Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....		Statik 4-Kräfteverfahren (ungewöhnliche rechnerische Lösung).....	
übertragbares Moment.....		tgt HP 1998/99-4: Biegevorrichtung.....	384
erforderliches Moment.....		tgt HP 1997/98-1: Verladeanlage.....	389
tgt HP 2002/03-2: Traktor.....	290	Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht).....	
Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....		Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik.....	
tgt HP 2002/03-3: Rollenbock.....	296	tgt HP 1997/98-2: Hubeinrichtung.....	395
tgt HP 2002/03-4: Ottomotor.....	299	Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....	
tgt HP 2001/02-1: Hebebühne.....	303	Flachstahl nach Biegemoment auswählen.....	
Biegemoment ermitteln.....		Statik Schlusslinienverfahren.....	
Biegespannung Sonderlösung.....		tgt HP 1997/98-3: Universalprüfmaschine... 402	
Flächenpressung und Scherfestigkeit an einem Bolzen.....		tgt HP 1996/97-1: Schiffsaufzug.....	411
tgt HP 2001/02-2: Drehkran.....	309	4-Kräfte-Verfahren.....	
Lagerkräfte berechnen.....		Statik mit Reibung.....	
Schlusslinienverfahren.....		Durchmesser gegen Torsion.....	
Biegemoment und Sicherheit.....		Aufnahmeleistung.....	
Lagerkraft berechnen.....		Länge einer Passfeder.....	
Hubgeschwindigkeit.....		Scherfestigkeit (AchsenØ).....	
Leistungsbedarf.....		Sicherheit bei Schraubenverbindungen.....	
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser.....		tgt HP 1996/97-2: Wandschwenkkran.....	417
tgt HP 2001/02-3: Motorradmotor.....	315	tgt HP 1996/97-3: Fahrradrahmen.....	419
tgt HP 2001/02-4: Versorgung einer Stadt mit		tgt HP 1996/97-4: Spannvorrichtung.....	426
Energie.....	320	tgt HP 1995/96-1: Garagentransporter.....	432
tgt HP 2000/01-1: Bahnschranke.....	324	Zeichnerische Lösung nach dem Schlusslinienverfahren.....	



Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren (nicht gefordert). Max. Biegemoment und Maße eines Kastenprofils ermitteln.....	tgt HP 1991/92-4: Kurbeltrieb.....	517
Scherfestigkeit (BolzenØ).....	tgt HP 1990/91-1: Hebetisch.....	520
Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse.....	Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
tgt HP 1995/96-2: Säulenschwenkkran.....	Flächenpressung (Laschenverstärkung).....	
Statik (Schlusslinienverfahren).....	Reibwinkel.....	
Statik rechnerisch (zentrales Kräftesystem).....	Leistung, Drehzahl, Übersetzung, Torsionsmoment.....	
Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....	tgt HP 1990/91-2: Frontlader.....	526
Biegung (Auswahl des Profils).....	Statik (Dreikräfteverfahren).....	
Übersetzung, Umfangsgeschwindigkeit.....	Hebelgesetz, rechnerische Statik (Dreikräfteverfahren).....	
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser.....	Statik (rechnerisch, Dreikräfteverfahren).....	
tgt HP 1995/96-4: Maschinenschraubstock. 445	Biegemoment ermitteln und Widerstandsmoment prüfen.....	
tgt HP 1994/95-1: Bohrmaschinenständer... 451	Flächenpressung Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren.....	Antriebsmoment, Übersetzung, Torsionsmoment, Welle dimensionieren.....	
Biegemoment und Biegespannung.....	Antriebskraft aus Motormoment über mehrere Räder.....	
Scherfestigkeit (BolzenØ).....	tgt HP 1990/91-3: Papierlocher.....	532
Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....	tgt HP 1989/90-1: Zweisäulen-Hebebühne. 536	
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion mit Leistung und Übersetzung.....	Statik rechnerisch oder zeichnerisch (Schlusslinienverfahren oder Seileck- plus 4-Kräfteverfahren).....	
tgt HP 1994/95-2: Holzkreissäge..... 458	Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Riemenübersetzung mit Schlupf und Schnittgeschwindigkeit.....	Flächenpressung (Kreisring, ungewöhnliche Aufgabenstellung).....	
Auslegung auf Biegung und Torsion.....	Anzugsmoment für Schrauben.....	
Reibungsmoment (geklemt).....	Torsion einer Vierkantwelle.....	
Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse.....	Axialgeschwindigkeit eines Gewindes.....	
tgt HP 1994/95-3: Abziehvorrückung..... 464	tgt HP 1989/90-2: Getriebewelle.....	541
tgt HP 1993/94-1: Getriebewelle..... 470	Zeichnerische Lösung per Schlusslinien-Verfahren.....	
Erforderlicher Querschnitt gegen Zug.....	Biegemoment ermitteln (mit versetzten Axialkräften).....	
Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik.....	Drehmoment und Leistung.....	
Biegemoment ermitteln.....	Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser.....	
tgt HP 1993/94-2: Zweigelenkarm 475	Erforderlicher Durchmesser bei Torsion einer Hohlwelle.....	
Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren.....	Vergleich Vollwelle – Hohlwelle bei Torsion.....	
Biegemoment, erf. Widerstandsmoment, Wandstärke.....	Flächenpressung (Kreisring, ungewöhnliche Aufgabenstellung).....	
Scherfestigkeit (BolzenØ).....	tgt HP 1988/89-1: Reibradgetriebe.....	547
Flächenpressung (Laschenbreite).....	Drehzahlen und Leistung bei einem verstellbaren Getriebe.....	
Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....	Anpresskraft für Reibmoment.....	
Erforderlicher Durchmesser bei einem Hydraulikkolben mit Kolbenstange.....	Scherfestigkeit (StiftØ) kombiniert mit Momenten.....	
tgt HP 1993/94-4: Reibradgetriebe..... 481	Durchmesser gegen Torsion.....	
tgt HP 1992/93-1: Mountainbike..... 486	Statik Schlusslinienverfahren.....	
Grafische Statik gekoppelt (3-Kräfteverfahren, zentrales Kräftesystem).....	Auflagerkräfte, Biegemoment und Biegespannung.....	
Erforderliche Zugfestigkeit bei einem Draht.....	tgt HP 1988/89-2: Seilbahn.....	552
Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik.....	Statik (Schlusslinienverfahren mit 3 unbekannten Kräften bzw. Seileckverfahren).....	
Umfangsgeschwindigkeit aus Drehzahl mit Übersetzung.....	Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....	
Umfangskraft aus Leistung mit Übersetzung.....	Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....	
Befahrbare Steigung.....	Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....	
tgt HP 1992/93-2: Halbportalkran..... 491	Vergleich Vollwelle – Hohlwelle bei Torsion.....	
Statik grafisch (Schlusslinienverfahren).....	Erforderliche Übersetzung Längsbewegung → Drehzahl.....	
Statik rechnerisch (Kippbedingung).....	erf. Leistung bei Drehbewegung.....	
Statik rechnerisch (Schlusslinienverfahren, alle Kräfte parallel).....	tgt HP 1988/89-3: Antrieb eines Maschinentisches.....	559
Biegemoment ermitteln, Auswahl des Profils.....	tgt HP 1987/88-1: Drehschwenktisch 562	
Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....	Rechnerische und zeichnerische Lösung gefordert (Schlusslinienverfahren).....	
Erforderliche Leistung.....	Biegemoment ermitteln und Dimensionierung prüfen.....	
tgt HP 1991/92-1: Parklift..... 498	Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....	
4-Kräfteverfahren.....	Berechnung einer Kraft und Auswahl einer Schraube mit Festigkeitsklasse.....	
Biegemoment ermitteln und Profil auswählen.....	Leistung bei Drehbewegung mit Übersetzung.....	
Scherfestigkeit (BolzenØ).....	tgt HP 1987/88-2: Kranbrücke.....	568
Flächenpressung (Laschenbreite).....	Statik (Schlusslinienverfahren).....	
Antriebsgeschwindigkeit und -kraft.....	Biegemoment ermitteln.....	
tgt HP 1991/92-2: Spannvorrichtung..... 505	Biegung (Auswahl des Profils).....	
Statik rechnerisch (3-Kräfteverfahren).....	Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Statik rechnerisch (3-Kräfteverfahren).....	Flächenpressung (Laschenbreite).....	
Scherfestigkeit (BolzenØ).....	Reibung (sehr anspruchsvoll).....	
Biegemoment (einseitiger Hebel).....	Anzugsdrehmoment für Schrauben.....	
Widerstandsmoment.....	erf. Leistung bei Längsbewegung.....	
Sicherheitszahl prüfen (Biegung).....	Erforderlicher Durchmesser einer Seiltrommel.....	
KolbenØ.....	tgt HP 1987/88-3: Zugversuch.....	575
Reibungskraft.....	tgt HP 1987/88-4: Zweistufiges Stirnradgetriebe.....	580
Umfangskraft aus Leistung.....		
tgt HP 1991/92-3: Bremszug einer Fahrradfelgenbremse..... 511		



tgt HP 1986/87-1: Rennrad.....	586	Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....	
Zeichnerische Lösung per 3-Kräfte-Verfahren.....		Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....	
Erforderliche Pedalkraft.....		tgt HP 1982/83-1: Zahnradbahn.....	634
Erforderlicher Durchmesser gegen Torsion.....		Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Scherfestigkeit (Werkstoffauswahl).....		Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....	
Erforderliche Leistung.....		tgt HP 1982/83-2: Getriebewelle.....	640
Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil.....		Auflagerkräfte Schlusslinienverfahren.....	
Flachstahl nach Biegespannung.....		Biegemoment ermitteln.....	
tgt HP 1986/87-2: Stirnkipper für Eisenbahnwagen.....	593	Biegespannung ermitteln und Werkstoff wählen.....	
Statik (4-Kräfte-Verfahren).....		Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik.....	
Statik (rechnerisch).....		Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse.....	
Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik.....		Flächenpressung prüfen.....	
KolbenØ.....		tgt HP 1981/82-1: Spannen beim Fräsen... ..	646
erf. Leistung bei Drehbewegung.....		Reibungskraft.....	
Übersetzungsverhältnis mit Drehzahlen.....		Auflagerkräfte.....	
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....		Sicherheit gegen Zug in einem Gewinde.....	
tgt HP 1986/87-4: Zahnradpumpe eines Ölbrenners.....	599	Anzugsdrehmoment.....	
tgt HP 1985/86-1: Abschleppwagen.....	605	Lage eines Biegemoment mit Ableitung, Biegemoment und dimension des Profils.....	
Statik (rechnerische Lösung).....		Drehzahl aus Schnittgeschwindigkeit.....	
Statik (3-Kräfte-Verfahren).....		Torsionsmoment und erforderlichen Durchmesser.....	
Biegemoment ermitteln.....		tgt HP 1981/82-2: Karussell.....	652
Zugfestigkeit an einer Rundgliederkette.....		Scherfestigkeit (BolzenØ).....	
Leistungsbedarf.....		tgt HP 1980/81-1: Fahrbarer Kleinkran „Hydrobull“	656
Dimensionierung gegen Torsion.....		Scherfestigkeit (Werkstoffauswahl).....	
Erforderliche Übersetzung aufgrund Drehmomente.....		Maximales Biegemoment (System statisch nicht im Gleichgewicht).....	
tgt HP 1985/86-2: Kurbelpresse.....	609	Biegung (Wandstärke eines Rohrprofils).....	
Schnittkraft beim Stanzen.....		Kippt das Fz?.....	
Statik (Seileckverfahren).....		Verständnisfragen zum Kippen.....	
Rechnerische Lösung mit Reibung (Gleichungssystem).....		Profil nach Widerstandsmoment und Gewicht wählen.....	
tgt HP 1984/85-1: Fliehkraftkarussell.....	615	tgt HP 1980/81-2: Verladekran.....	662
Erforderlicher Durchmesser bei Torsion.....		Zugfestigkeit (Rundgliederkette).....	
KolbenØ.....		Biegung (Auswahl des Profils).....	
Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ).....		Biegung (Verständnisfrage).....	
Normalkraft zum Bremsen.....		tgt HP 1979/80-1: Beladeeinrichtung.....	666
Auswahl eines Profils bei Biegung (Flachstahl).....		Statik 4-Kräfteverfahren.....	
tgt HP 1984/85-2: Motorrad.....	621	Kippt das Fz?.....	
tgt HP 1983/84-1: Hebestation.....	623	Verständnisfrage zum Kippen.....	
Statik mit Reibung (rechnerisch oder grafisch).....		Erforderlicher Durchmesser gegen Verformung durch Zug.....	
Biegung (Werkstoffauswahl).....		erforderlicher Kolbendurchmesser (mit Kolbenstange).....	
erf. Leistung bei Längsbewegung.....		Biegemoment und Biegespannung in einem Kastenprofil ermitteln.....	
Übersetzungsverhältnis Drehzahl → Längsbewegung.....		Sicherheit gegen Biegung.....	
Festigkeitsklasse wählen (ungewöhnliche Aufgabenstellung).....		tgt HP 1979/80-2: Handspindelpresse.....	670
tgt HP 1983/84-2: Erdölpumpe.....	627	Erforderliches Gewinde bei gegebener zulässiger Spannung.....	
Biegemoment ermitteln.....		Sicherheit gegen Zug in einem Gewinde.....	
Biegung (Auswahl des Profils).....		Anzugsdrehmoment für Schrauben.....	
zentrales Kräftesystem (rechnerisch oder zeichnerisch).....		Biegung (Werkstoffauswahl).....	
		Schnittkraft beim Stanzen.....	

Umgestellt auf LibreOffice5

Warum: ODM von LO3 schleppen noch alte Kapitelnummerierungen mit sich.

Wie: Neue ODM öffnen, Dateien kann man jetzt blockweise einsetzen.

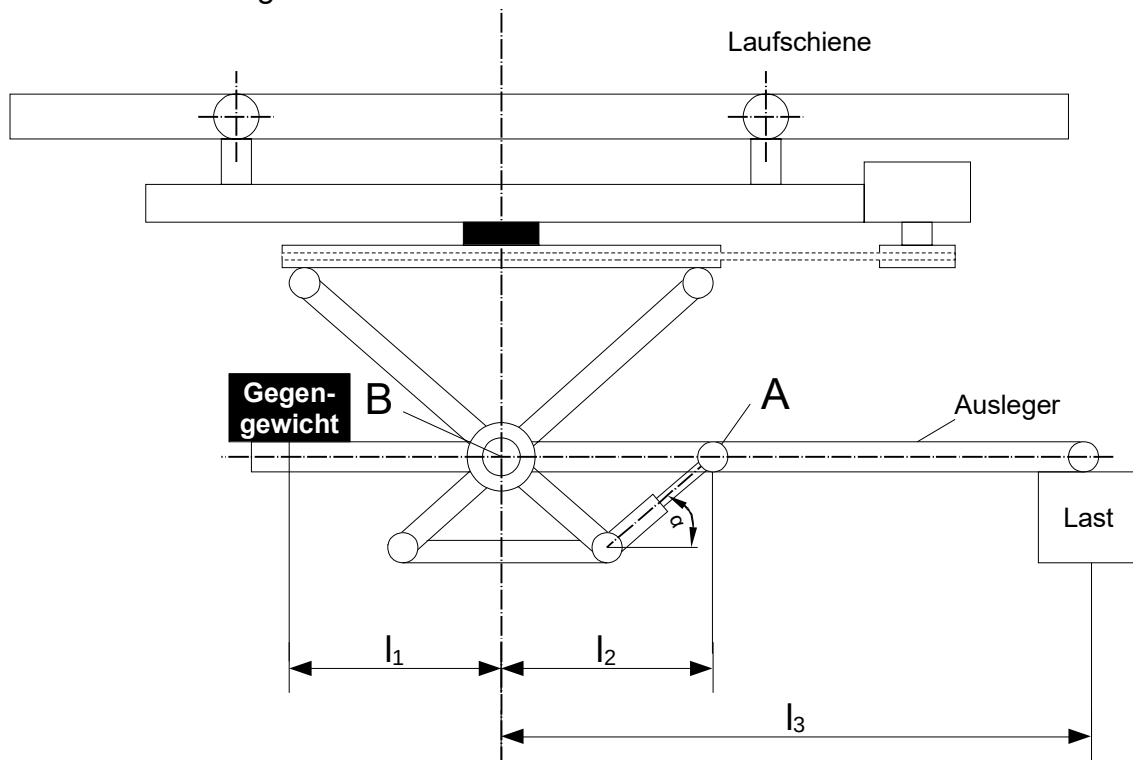
Kapitelnummerierung simpel halten, Einzüge mit Formatvorlagen verwalten.



tgt HP 2019/20-1: Hallenkran mit Schwenkeinrichtung

(Pflichtaufgabe)

Ein hydraulisch neigbarer Hallenkran mit elektrischer Schwenkeinrichtung wird horizontal über eine Laufschiene bewegt.

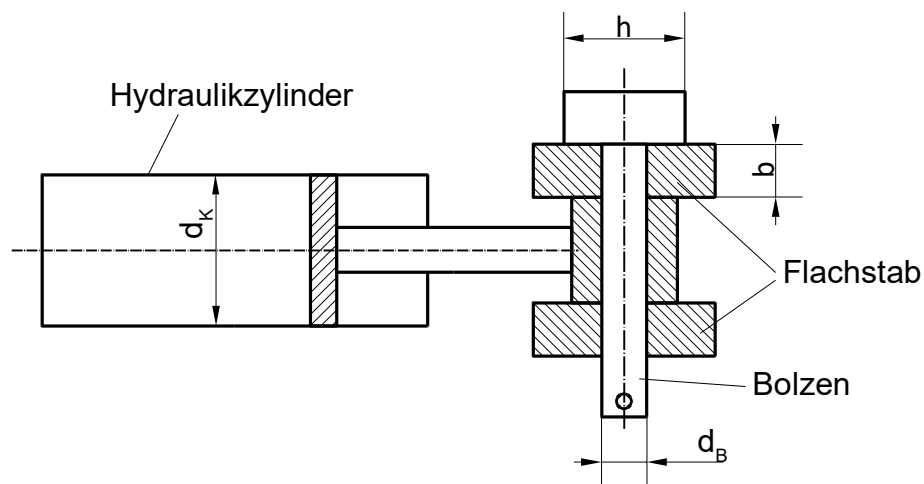


- 1 Der Ausleger des Hallenkranes wird durch die Gewichtskraft der Last F_{GL} , die Gewichtskraft des Gegengewichts F_{GG} sowie durch seine eigene Gewichtskraft F_{GA} , welche im Schwerpunkt (Trägermitte) angreift, belastet.

Daten:

Gewichtskraft des Gegengewichts	F_{GG}	=	8000 N
Gewichtskraft des Auslegers	F_{GA}	=	1000 N
Gewichtskraft der Last	F_{GL}	=	4000 N
Länge 1	l_1	=	900 mm
Länge 2	l_2	=	900 mm
Länge 3	l_3	=	2650 mm
Winkel	α	=	40°

- 1.1 Skizzieren Sie den freigemachten Ausleger. 2,0
- 1.2 Berechnen Sie die Lagerkräfte F_A und F_B . 5,0
- 1.3 Der Ausleger wird aufgrund der angreifenden Kräfte auf Biegung belastet. Bestimmen Sie die Position und den Betrag des maximal auftretenden Biegemoments. 3,0
- 1.4 Das maximale Biegemoment beträgt $M_{bmax} = 7200 \text{ Nm}$. Der Ausleger besteht aus zwei Flachstäben aus 20MnCr5. (Zeichnung siehe folgende Seite) Dimensionieren Sie die Höhe h des Flachstabes, wenn die Breite konstruktiv mit $b = 15 \text{ mm}$ vorgegeben ist und eine Sicherheit von 1,7 gegen plastische Verformung eingehalten werden muss. 5,0



- 2 Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist durch einen Bolzen im Punkt A mit dem Ausleger verbunden. 4,0
Dimensionieren Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B .

Daten:

Bolzenwerkstoff		C60E
Breite des Flachstabes	b	= 15 mm
Zulässige Flächenpressung	p_{zul}	= 20 N/mm ²
Sicherheit gegen Abscheren	v	= 4
Kraft des Hydraulikzylinders	F_A	= 7400 N

- 3 Berechnen Sie den erforderlichen Durchmesser des Hydraulikkolbens, wenn der Öldruck 60 bar beträgt und der Kolben einen Wirkungsgrad von 85% besitzt. 2,0
- 4 Die Werkstoffeigenschaften des Bolzens (C60E) sollen untersucht werden.
- 4.1 Nennen Sie für den Werkstoff ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren und geben Sie die notwendigen Temperaturen an. 2,0
- 4.2 Skizzieren Sie für den wärmebehandelten Werkstoff C60E ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm. Kennzeichnen Sie die Werkstoffkennwerte, die hieraus ermittelt werden können und geben Sie diese mit Hilfe des Tabellenbuchs an. 3,0
- 4.3 Nach der Wärmebehandlung wurde am Bolzen ein Härtestest nach Vickers durchgeführt und lieferte folgendes Ergebnis: 4,0

Prüfbedingung		HV30
Diagonale 1 des Eindrucks	d_1	= 0,42 mm
Diagonale 2 des Eindrucks	d_2	= 0,44 mm

Berechnen Sie den Härtewert und beurteilen Sie das Ergebnis.



Lösungen

1

1.1 LS Ausleger¹

1.2

$$\sum M_B = 0 = F_{GG} \cdot l_1 + F_{Ay} \cdot l_2 - F_{GA} \cdot \left(\frac{l_1 + l_3}{2} - l_1 \right) - F_{GL} \cdot l_3$$

$$F_{Ay} = \frac{F_{GG} \cdot l_1 - F_{GA} \cdot \left(\frac{l_1 + l_3}{2} - l_1 \right) - F_{GL} \cdot l_3}{l_2}$$

$$= \frac{8000 \text{ N} \cdot 0,9 \text{ m} - 1000 \text{ N} \cdot \left(\frac{0,9 \text{ m} + 2,65 \text{ m}}{2} - 0,9 \text{ m} \right) - 4000 \text{ N} \cdot 2,65 \text{ m}}{0,9 \text{ m}} = 4750 \text{ N}$$

$$F_A = \frac{F_{Ay}}{\sin \alpha} = \frac{4750 \text{ N}}{\sin 40^\circ} = 7389,69 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = -F_{GG} + F_{By} - F_{GA} + F_{Ay} + F_{GL}$$

$$F_{By} = F_{GG} + F_{GA} + F_{GL} - F_{Ay} = 8000 \text{ N} + 1000 \text{ N} + 4000 \text{ N} - 4750 \text{ N} = 8250 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 = -F_{Bx} - F_{Ax}$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = -F_{Ax} = F_A \cdot \cos \alpha = -7389,69 \text{ N} \cdot \cos 40^\circ$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = -5660,83 \text{ N} \Rightarrow \text{Kraft wirkt in die entgegengesetzte Richtung.}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(5660,83 \text{ N})^2 + (8250 \text{ N})^2} = 10005,37 \text{ N}$$

$$\beta_B = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{8250 \text{ N}}{5660,83 \text{ N}} = 55,55^\circ \quad (\text{nach links oben gegen die Waagerechte})$$

1.3 Das maximale Biegemoment $M_{b\max}$ muss an einem inneren Kräfteinleitungspunkt liegen, also entweder im Lager B, im Lager A oder an der Stelle, an der F_{GA} angreift.

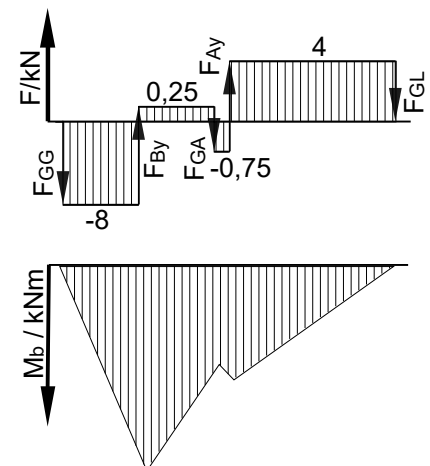
Querkraft- und Biegemomentenverlauf

$$M_{bB}(\text{von links}) = F_{GG} \cdot l_1 = 8000 \text{ N} \cdot 0,9 \text{ m} = 7250 \text{ Nm}$$

$$\begin{aligned} M_{bGA}(\text{von links}) &= \left| (F_{By} - F_{GG}) \cdot \left(\frac{l_1 + l_3}{2} - l_1 \right) - F_{GG} \cdot l_1 \right| \\ &= \left| (8250 \text{ N} - 8000 \text{ N}) \cdot \left(\frac{0,9 \text{ m} + 2,65 \text{ m}}{2} - 0,9 \text{ m} \right) - 8000 \text{ N} \cdot 0,9 \text{ m} \right| \\ &= 6981,25 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{bB}(\text{von rechts}) &= F_{GL} \cdot (l_3 - l_2) \\ &= 4000 \text{ N} \cdot (2,65 \text{ m} - 0,9 \text{ m}) \\ &= 7000 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow M_{b\max} \text{ an der Stelle B mit } M_{b\max} = 7250 \text{ Nm}$$



1 Für die Lösung und Ermittlung der Trägermitte muss der Anteil des Ausleger, der links von F_{GG} bzw. links von l_1 liegt, vernachlässigt werden, weil diese Länge nicht bemaßt ist. Wenn der Schwerpunkt des Gegengewichts in der Körpermitte liegt und die Gewichtskraft F_{GG} dort angreift, ist ohne eine Bemaßung des Gegengewichts unklar wie lang der ganze Ausleger ist. Somit kann die Trägermitte, an der das Eigengewicht des Trägers (F_{GG}) angreift, nicht ermittelt werden. Es wird von einer Gesamträgerlänge von $l = l_1 + l_3$ ausgegangen.



- 1.4 Zwei Flachstäbe bedeutet, dass diese nebeneinander angeordnet werden, im Idealfall so, dass eine gerade Biegung um die x – x Achse stattfindet.

Das Biegemoment M_{bmax} verteilt sich also gleichmäßig auf beide Flachstäbe.

$$R_e = 685 \text{ N/mm}^2$$

(aus 20MnCr5 → [EuroTabM] „Legierte Einsatzstähle“)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e \quad (\rightarrow [\text{EuroTabM}] \text{ „Biegebeanspruchung“})$$

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 685 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 822 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

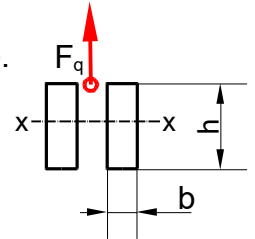
$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{822 \text{ N/mm}^2}{1,7} = 483,53 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{7200000 \text{ Nm}}{483,53 \text{ N/mm}^2} = 7445,25 \text{ mm}^3$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

$$\Rightarrow h = \sqrt{\frac{W_x \cdot 6}{b}} = \sqrt{7445,25 \frac{\text{mm}^3 \cdot 6}{15}} \text{ mm} = 54,57 \text{ mm}$$



Da für den zu dimensionierende Flachstab keine Norm vorgegeben ist, könnte man für $h = 60 \text{ mm}$ wählen. (bspw. Flachstab EN 10058 – 60 x 15 x 3550 E – Stahl 10087 20MnCr5). In der Regel reicht hier jedoch eine ganze Zahl $\geq 55 \text{ mm}$

* Achtung: In der Norm sind die *Breite* b und *Höhe* h umgekehrt angegeben wie in der Aufgabe bzw. in der Formel zur Berechnung des Widerstandsmoments.

2 Gegen Abscheren:

$R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E → [EuroTabM] „Unlegierte Vergütungsstähle“)

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

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow \tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{312 \text{ N/mm}^2}{4} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{7400 \text{ N}}{2 \cdot 78 \text{ N/mm}^2} = 47,44 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{Berf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 47,44 \text{ mm}^2}{\pi}} = 7,77 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_A}{p_{zul}} = \frac{7400 \text{ N}}{20 \text{ N/mm}^2} = 370 \text{ mm}^2$$

$$A = d_{erf} \cdot 2 \cdot b \Rightarrow d_{Berf} = \frac{A}{2 \cdot b} = \frac{370 \text{ mm}^2}{2 \cdot 15 \text{ mm}} = 12,33 \text{ mm}$$

Maßgebend ist die größere Belastung Flächenpressung → $d_{Berf} \geq 12,33 \text{ mm}$

Nicht gefordert, da keine Norm angegeben wurde, nach der man den Bolzen dimensionieren soll:

- Eine Norm ist nicht gegeben, es handelt sich jedoch um einen Bolzen mit Kopf und Splintloch (ISO 2340 → [EuroTabM] „Bolzen“),
Gewählt: $d = 14 \text{ mm}$ → (Bspw.: ISO 2341 – B – 14x100 – C60E)



$$3 \quad F_A = p_e \cdot A \cdot \eta \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_A}{p_e \cdot \eta} = \frac{7400 \text{ N}}{6 \text{ bar} \cdot 85\%} = \frac{7400 \text{ N}}{0,6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,85} = 1450 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{erf}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1450 \text{ mm}^2}{\pi}} = 42,97 \text{ mm}$$

Nicht gefordert:

Gewählt: KolbenØ D = 50 mm

→ [EuroTabM] „Pneumatikzylinder, Abmessungen“)

Kraft wird nur beim Ausfahren benötigt.

4

- 4.1 Beim verwendeten Werkstoff handelt es sich um einen legierten Vergütungsstahl (C60E → [EuroTabM] „Unlegierte Vergütungsstähle“), daher liegt – nachdem man sich über die vorhandenen Wärmebehandlungsverfahren (→ [EuroTabM] „Wärmebehandlung, Stahl“) erkundigt hat – das Wärmebehandlungsverfahren Vergüten nahe.

Vergüten bedeutet Erwärmen – Abschrecken – (Hochtemperatur-) Anlassen.

Benötigt werden also die Härtetemperatur sowie die Anlasstemperatur.

C60E → [EuroTabM] „Wärmebehandlung von unlegierten Vergütungsstählen“

Härtetemperatur: 810 – 850°C

Anlasstemperatur: 550 – 660°C

Zudem ist der Werkstoff unter Stähle für Flamm- und Induktionshärtung gelistet (C60E → [EuroTabM] „Stähle für Flamm- und Induktionshärtung“)

Härten bedeutet Erwärmen – Abschrecken – Anlassen. Benötigt werden also auch hier die Härtetemperatur (s.o.) und die Anlasstemperatur.

Härtetemperatur: 810 – 850°C

Anlasstemperatur: 100 – 300°C → [EuroTabM] „Wärmebehandlung, Stahl“
(eine genauere Temperaturangabe ist dem [EuroTabM] für den Stahl C60E nicht zu entnehmen.)



4.2

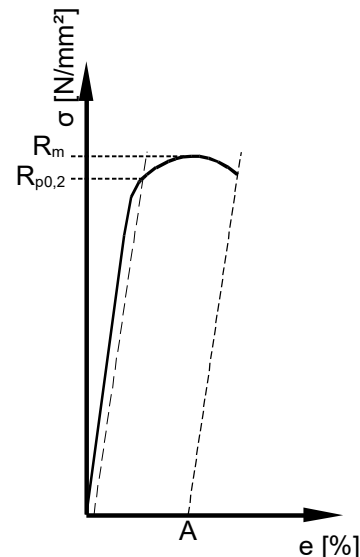
- 4.3 Zwar wird im → [EuroTabM] für den Werkstoff C60E eine Streckgrenze R_e angegeben, was vermuten lässt, dass sich dieser im Zugversuch wie ein Werkstoff mit ausgeprägter Streckgrenze verhält. Tatsächlich ist im Zugversuch bei vergüteten Stählen jedoch keine ausgeprägte Streckgrenze erkennbar, weshalb der „Ersatzwert“ der Dehngrenze $R_{p0,2}$ (0,2%-ige plastische Dehnung) herangezogen wird.²

Der Werkstoff C60E ist jedoch an einer anderen Stelle erneut gelistet (→ [EuroTabM] „Stähle für Blankstahlerzeugnisse“ → „Vergütungsstähle, blank“) und hier mit einer Dehngrenze von $R_{p0,2} = 580 \text{ N/mm}^2$, welche dann als Werkstoffkennwert für Aufg. 2 (s.o.) ebenfalls akzeptiert werden muss.

Sofern der Schüler auf der Suche nach dem Werkstoff C60E, der im → [EuroTabM] mehrfach gelistet ist, zuerst eine Stelle mit der Angabe für R_e trifft und daraus die Schlussfolgerung zieht, dass C60E eine ausgeprägte Streckgrenze habe, würde ich das ebenfalls akzeptieren.

Das → [EuroTabM] für den Werkstoff C60E („Unlegierte Vergütungsstähle“) liefert folgende Werte:

Zugfestigkeit R_m	= 800 ... 950 N/mm ²
Dehngrenze $R_{p0,2} \approx R_e$	= 520 N/mm ²
Bruchdehnung A	= 13 %



- 2 Wenn man sich hiervon nicht verwirren lässt, sind dies einfach gewonnene Punkte. Wenn man beginnt das Tabellenbuch zu hinterfragen, was ja durchaus an vielen Stellen auch sinnvoll sein kann, vergeudet man wichtige Zeit.



4.4

4.5 Auch hier ist ein Blick ins → [EuroTabM] „Härteprüfung nach Vickers“ schon die halbe Miete. (Stichwort „Härteprüfung“)

	HV	30	
Härteprüfung nach Vickers		Prüfkraft F	
		30 • 9,80665 N = 294,2 N	

$$HV = \frac{0,1891 \cdot F [N]}{d^2 [mm]}$$

$$F = 294,2 \text{ N}$$

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{0,42 \text{ mm} + 0,44 \text{ mm}}{2} = 0,43 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow HV = \frac{0,1891 \cdot 294,2}{(0,43 \text{ mm})^2} = 301$$

Beurteilung des Ergebnisses:

Die Gesamtaufgabe verlangt die Werkstoffeigenschaften des Bolzens zu untersuchen. Man kann den Härtewert z.B. beurteilen, indem man prüft, ob die Vergütung erfolgreich war. Andere Ansätze sind denkbar.

Für die Überprüfung einer erfolgreichen Vergütung sollte man Härtewerte interpretieren können (bedeutet eine Vickershärte 301, dass der Werkstoff hart ist?!). Idealerweise schaut man im → [EuroTabM] „Umwertungstabellen für Härtewerte und Zugfestigkeiten“ noch eine Seite weiter und hat dann – hoffentlich – eine bessere Orientierung wie eine Vickershärte von 301 HV 30 einzuschätzen ist.

Die Umrechnung für „Vergütungsstähle im vergüteten Zustand“ ergibt:
300HV bedeutet etwa einen R_m - Wert von 940 N/mm².

Da das → [EuroTabM] „Unlegierte Vergütungsstähle“ für C60E eine Zugfestigkeit³ von $R_m = 800 - 950 \text{ N/mm}^2$ angibt und der erreichte Wert für die Zugfestigkeit nach Umrechnung bei $R_m = 940 \text{ N/mm}^2$ an der oberen Grenze liegt, kann die Wärmebehandlung als Erfolg verbucht werden.

Statik (7 P): Statik mit Drehmoment;

Festigkeitslehre (12 P): maximales Biegemoment, Biegebeanspruchung, Bolzendurchmesser;

Steuerungstechnik (2 P): Kolbendurchmesser ermitteln;

Werkstoffkunde (9 P): Wärmebehandlungsverfahren, Spannungs-Dehnungs-Diagramm, Härteprüfung nach Vickers;

- 3 Dummerweise gibt das Tabellenbuch diese Werte für einen Walzdurchmesser von $16 \text{ mm} < d \leq 40 \text{ mm}$ an, wohingegen der ausgewählte Durchmesser $d_B = 14 \text{ mm}$ (Kopfdurchmesser $d_k = 22 \text{ mm}$), bzw. $d_{Berf} = 12,33 \text{ mm}$ beträgt.

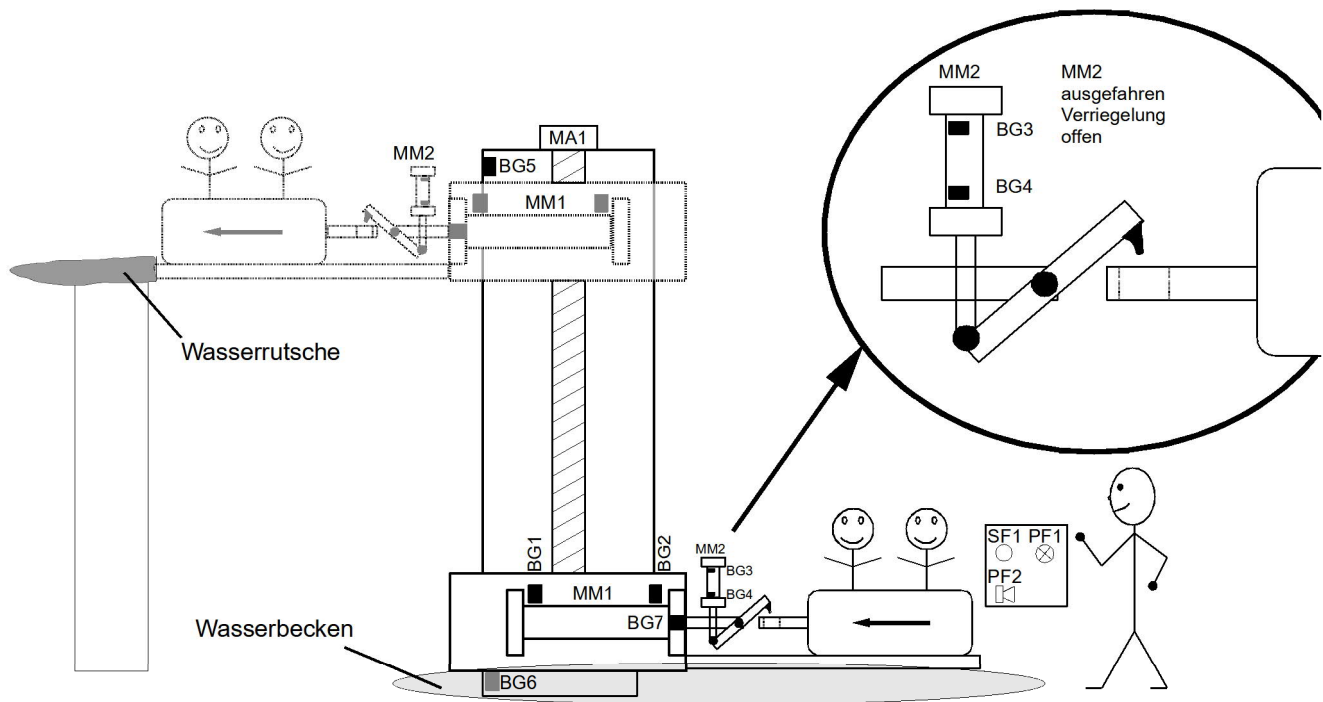


tgt HP 2019/20-3: Wasserrutsche

(Wahlaufgabe)

Für einen Freizeitpark wird eine Wildwasserrutsche geplant. In einem Schlauchboot werden über einen Aufzug bis zu zwei Personen auf die Wildwasserbahn befördert.

Technologieschema:



In der Grundstellung befindet sich der Aufzug unten am Wasserbecken. Das Boot ist am Aufzug verankert und verriegelt (die Zylinder MM1 und MM2 sind eingefahren).

Die Anlage wird ständig von einem Parkmitarbeiter überwacht. Der Aufzug wird nach dem Einsteigen der Gäste durch einen Mitarbeiter mit dem Taster SF1 in Betrieb gesetzt. Es leuchtet drei Sekunden die Signalleuchte PF1, danach fährt die Rampe nach oben. Der Aufzugsturm wird während der Fahrt um 180° gedreht.

Ist der Aufzug oben angekommen, wird die Verriegelung des Bootes durch Ausfahren des Zylinders MM2 gelöst. Durch Ausfahren des Zylinders MM1 wird es anschließend auf die Rutsche geschoben. Nachdem der Zylinder MM1 wieder eingefahren wurde, fährt der Aufzug zum Wasserbecken nach unten.

Das neue Boot wird aufgenommen, indem MM1 ausfährt und dann durch Einfahren des Zylinders MM2 verriegelt. Danach wird das Boot auf die Rampe gezogen.

Der Vorgang kann von neuem gestartet werden.



1 Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Zuordnungsliste:

Eingänge		
SF1	Start	SF1 = 1
BG1	Zylinder MM1 ist eingefahren	BG1 = 1
BG2	Zylinder MM1 ist ausgefahren	BG2 = 1
BG3	Zylinder MM2 eingefahren (Boot verriegelt)	BG3 = 1
BG4	Zylinder MM2 ausgefahren (Verriegelung offen)	BG4 = 1
BG5	Aufzug obere Endlage (siehe Aufg. 1.1)	BG5 = ?
BG6	Aufzug untere Endlage (siehe Aufg. 1.1)	BG6 = ?
BG7	Boot in Aufnahmeposition	BG7 = 1
Ausgänge		
QA1	Motor MA1 Aufzug hochfahren	QA1 = 1
QA2	Motor MA1 Aufzug runterfahren	QA2 = 1
MB1	Zylinder MM1 ausfahren (federrückgestelltes Ventil)	MB1 = 1
MB2	Verriegelungszylinder MM2 ausfahren (federrückgestelltes Ventil)	MB2 = 1
PF1	Signalleuchte Abfahrt ein	PF1 = 1
PF2	Signalton Verriegelungszeit überschritten ein (siehe Aufgabe 1.4)	PF2 = 1

- 1.1 Begründen Sie, ob bei den Sensoren BG5 und BG6 eine Schließer- oder Öffnerfunktion verwendet werden muss. 2,0
- 1.2 Ergänzen Sie den graphischen Funktionsablaufplan für die Wasserrutsche auf dem Arbeitsblatt. Die logische Zuordnung können Sie der Zuordnungsliste entnehmen. Berücksichtigen Sie Ihre Lösung aus 1.1. 7,0
Hinweis: Die Ablaufsteuerung kann auch mit einer anderen Anzahl von Schritten realisiert werden als auf dem Arbeitsblatt vorgegeben.
- 1.3 Entwerfen Sie die Netzwerke der Schrittspeicher der Schritte S_1 und S_2 gemäß Ihrem Funktionsablaufplan aus 1.2. 3,0
- 1.4 Während der Verriegelungszylinder wieder einfährt, soll die Zeit für das Einfahren überwacht werden. Dauert das Einfahren länger als eine Sekunde ertönt der Signalton PF2. Das Signal kann mit einem separaten Signal (Quittieren) quittiert werden. Entwerfen Sie das Netzwerk für die Ansteuerung von PF2. 3,0



2 Pneumatik

Sobald das Boot oben angekommen ist, öffnet der Verriegelungszyylinder und der Verschiebezyylinder fährt bis zur vorderen Endlage aus. Nachdem die vordere Endlage erreicht wird, fährt der Verschiebezyylinder wieder ein.

Der Zylinder MM1 muss eine Gesamtmasse von $m = 250 \text{ kg}$ verschieben. Beim Verschieben muss mit einem Reibwert $\mu = 0,3$ gerechnet werden, der Betriebsdruck beträgt $p = 6 \text{ bar}$ und der Zylinder hat einen Hub von $s = 100 \text{ cm}$. Der Wirkungsgrad beträgt 90% . Die Zylinder MM1 und MM2 sind doppelwirkende Zylinder.

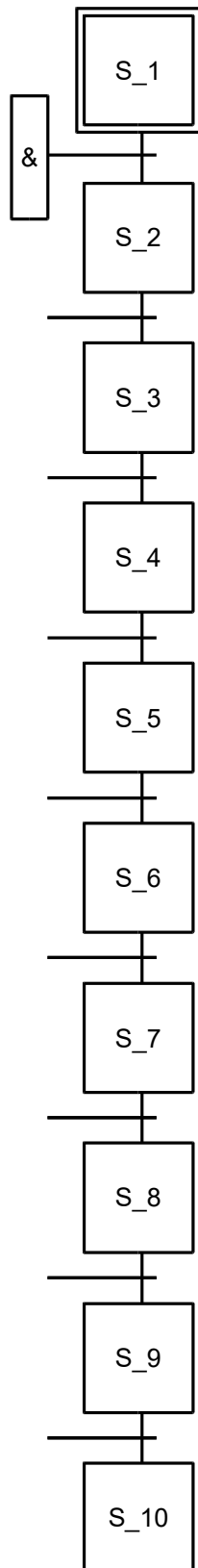
- | | | |
|-----|---|-----|
| 2.1 | Für das Verschieben der Boote durch Zylinder MM1 war ursprünglich ein einfachwirkender Zylinder vorgesehen. Erläutern Sie, warum dies aus technischer Sicht nicht sinnvoll ist. | 2,0 |
| 2.2 | Entwerfen Sie den Pneumatikschaltplan für das Ausschieben und Aufnehmen der Boote auf die Rutsche und benennen Sie die Bauteile. Die Ein- und Ausfahrgeschwindigkeit soll einstellbar sein. | 4,0 |
| 2.3 | Dimensionieren Sie den Zylinder MM1 und wählen Sie einen geeigneten Normzylinder. Weisen Sie durch Rechnung nach, dass der gewählte Normzylinder die erforderlichen Kräfte aufbringen kann. | 4,0 |
| 2.4 | Die Anlage kann 12 Boote pro Stunde fördern, läuft 12 Stunden am Tag und an 300 Tagen im Jahr. Berechnen Sie für den Zylinder MM1 den Luftverbrauch und die Druckluftkosten pro Jahr. Die Kosten der Druckluftherzeugung belaufen sich dabei auf $0,15 \text{ €/m}^3$. | 3,0 |
| 2.5 | Berechnen Sie den Systemdruck, der bei Ihrem gewählten Zylinder mindestens notwendig ist, damit das Boot verschoben werden kann. | 2,0 |

30,0



Arbeitsblatt

zu Aufgabe 1.2





Lösungen

1 fehlen

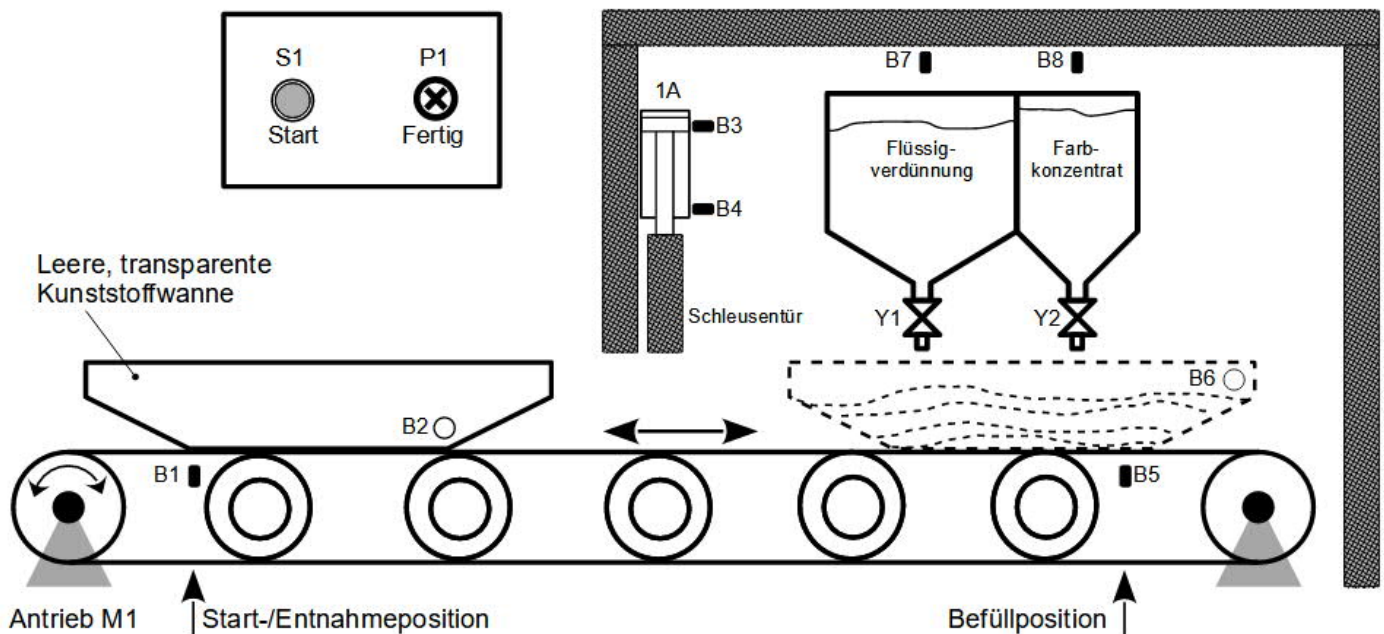


tgt HP 2019/20-4: Befüllstation

(Wahlaufgabe)

Zur Herstellung von Farbgebinden werden transparente Kunststoffwannen mit Farbkonzentrat und Flüssigverdünnung in einem vorgegeben Mischungsverhältnis befüllt.

Technologieschema:



Hinweis:

B2 und B6 sind Einweglichtschranken (optischen Sensoren), um den Füllstand der transparenten Kunststoffwanne an den entsprechenden Positionen zu erkennen.

Funktionsbeschreibung:

Das Technologieschema zeigt die Anlage in ihrer Grundstellung: Eine transparente, leere Kunststoffwanne (Lichtschranke B2) befindet sich auf dem Förderband in Start-/Entnahmeposition, die Schleusentür ist geöffnet und in den Vorratsbehältern befinden sich genügend Mengen an Farbkonzentrat und Flüssigverdünnung.

Wird Starttaster S1 betätigt, befördert das Band die leere Wanne durch die geöffnete Schleuse bis zur Befüllposition und stoppt dort. Danach fährt die Schleusentür zu.

Ist die Tür geschlossen, werden die Zulaufventile für das Farbkonzentrat und die Flüssigverdünnung für 4 Sekunden geöffnet. Sollte der maximale Wannenfüllstand (Lichtschranke B6) vorzeitig erreicht werden, werden die beiden Zulaufventile vorzeitig wieder geschlossen.

Nach dem Befüllvorgang öffnet die Schleusentür, woraufhin das Förderband die **befüllte** Wanne zurück zur Start-/Entnahmeposition transportiert und dort stoppt. Erreicht die Wanne die Entnahmeposition, wird dies durch die Lampe P1 signalisiert. P1 erlischt wieder, sobald die befüllte Wanne vom Band manuell entfernt ist.



1 Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Zuordnungsliste:

Eingänge		
S1	Start (Förderband vorwärts)	S1 = 1
B1	Wanne an Start-/Entnahmeposition	B1 = 0
B2	Lichtschanke an Start-/Entnahmeposition erkennt keine Befüllung	B2 = 1
B3	Schleusentür geöffnet	B3 = 1
B4	Schleusentür geschlossen	B4 = 1
B5	Wanne an Befüllposition	B5 = 0
B6	Lichtschrank an Befüllposition erkennt Befüllung.	B6 = 0
B7	Flüssigverdünnung vorhanden	B7 = 1
B7	Farbkonzentrat vorhanden	B8 = 1
Ausgänge		
Q1	Förderbandantrieb M1 ein: Wanne Richtung Befüllposition	Q1 = 1
Q2	Förderbandantrieb M1 ein: Wanne Richtung Startposition	Q2 = 1
1M1	Schleusentür schließen (federrückgestelltes Stellventil)	1M1 = 1
Y1	Zulauf Flüssigverdünnung öffnen	Y1 = 1
Y2	Zulauf Farbkonzentrat öffnen	Y2 = 1
P1	Fertigmeldung (Wanne voll / Entnahme)	P1 = 1

Die Befüllstation soll mit einer Ablaufsteuerung realisiert werden.

- 1.1 Entwerfen Sie hierfür den grafischen Funktionsablaufplan. Die logischen Zuordnungen der Ein- und Ausgangssignale sind der oben abgebildeten Zuordnungsliste zu entnehmen. 7,0
Hinweis: Verwenden Sie für die Schritte die Bezeichnungen S_1, S_2 usw.
- 1.2 Erstellen Sie gemäß Ihres Funktionsablaufplans aus 1.1 die Netzwerke (SPS-Programm) für die Schrittspeicher des ersten Schritts (Initialschritt) und des letzten Schrittes. 3,0
- 1.3 Entwickeln Sie anhand Ihres Funktionsablaufplans die Netzwerke (SPS-Programm) der Befehlsausgabe (Aktionen) für die Ansteuerung des Zulaufventils Y1 und die Ansteuerung der Schleusentür 1M1. 3,0
Hinweis: Die Netzwerke der Schrittspeicher können als gegeben vorausgesetzt werden.



2 Antrieb mit Drehstromasynchronmotor (DASM)

Betriebsanforderungen an das Förderband

Das Förderband der Befüllstation wird prozessabhängig im Linkslauf oder Rechtslauf betrieben. Dabei soll der Behälter möglichst schnell in beide Richtungen befördert werden. Außerdem ist zu beachten, dass die Drehzahl des Drehstromasynchronmotors (DASM) beim Anlaufen und Anhalten des Bandes nur so schnell erhöht bzw. vermindert wird, dass die Flüssigkeit nicht überschwappt.

- 2.1 Begründen Sie in wenigen Worten, welche zwei Anlassverfahren für diese Anwendung geeignet sind und beschreiben Sie deren Eigenschaften und Unterschiede. 3,0

Auf dem Arbeitsblatt sind die beiden Lastkennlinien des Förderbands für die Hin- und Rückfahrt dargestellt.

- 2.2 Ermitteln Sie aus den beiden Kennlinien das Verhältnis der Lastmoment im Anlauf ($M_{A,1} / M_{A,2}$) sowie das Verhältnis der Lastmoment ($M_{L,1} / M_{L,2}$) bei einer Drehzahl von 120 min^{-1} . 2,0

- 2.3 Erklären Sie, weshalb für die Hin- und Rückfahrt zwei unterschiedliche Lastkennlinien zustande kommen. Beziehen Sie dabei das Ergebnis aus Ihrer Untersuchung in 2.2 ein. 3,0

Der Antrieb des Förderbands erfolgt über ein ideales Getriebe ($\eta = 100\%$) mit einem Übersetzungsverhältnis von 10:1. Für das Lösen der folgenden Aufgaben darf davon ausgegangen werden, dass der Motor direkt am Netz angeschlossen ist.

- 2.4 Für das Beschleunigungsmoment (Drehmomentreserve) beim Anlauf wird ein Wert von mindestens 30 Nm abtriebsseitig gefordert. Weisen Sie nach, dass hierfür der Motor mit der Baugröße 90 S und $P_N = 1,1 \text{ kW}$ aus der Auswahltable auf dem Arbeitsblatt geeignet ist. 3,0

- 2.5 Zeichnen Sie die auf die Abtriebsseite des Getriebes übertragene Motorkennlinie des Motors der Baugröße 90 S in das $M(n)$ -Diagramm mit den Lastkennlinien ein. 3,0

- 2.6 Ermitteln Sie die Werte des Betriebspunkts für die Lastkennlinie 2 nach dem Hochfahren des Antriebs. 1,0

- 2.7 Die Leistungsabgabe des Motors sollte nicht mehr als 10% über der Bemessungsleistung des Motors liegen. Untersuchen Sie, ob dies für den in 2.6 ermittelten Betriebspunkt zutrifft. 2,0

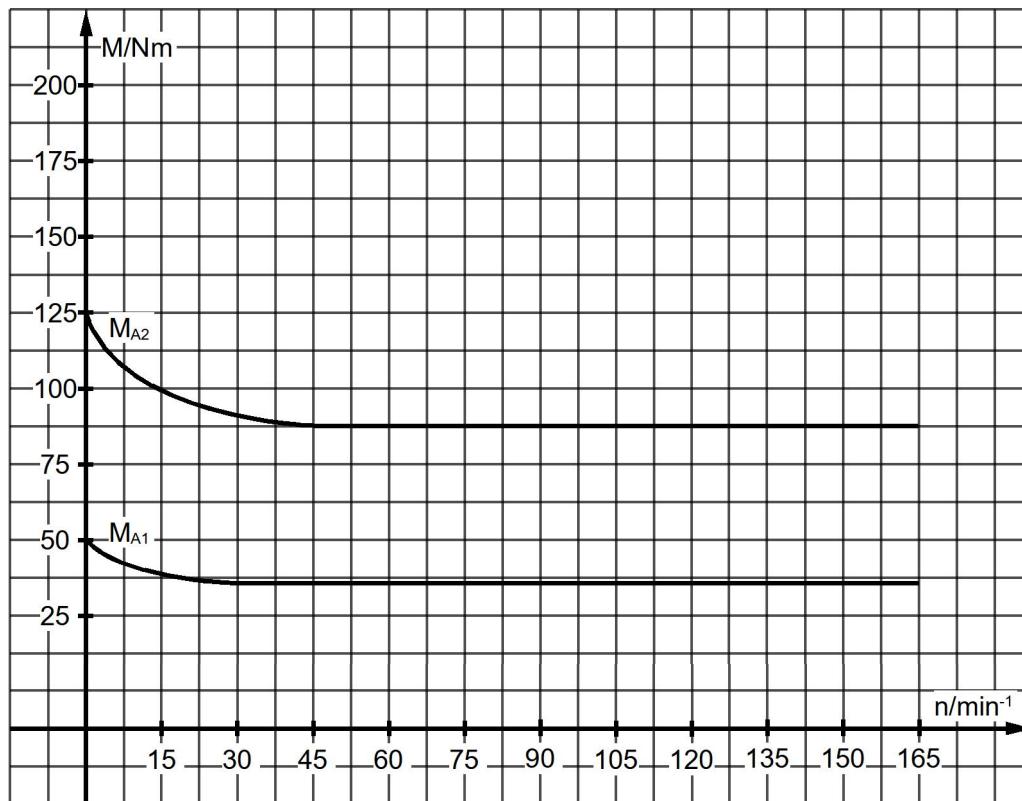
30,0



Arbeitsblatt

Zu Aufgabe 4.2

Lastkennlinien des Förderbands:



DASM-Auswahltabelle:

P_n in kW	Bau- größe	n_n in min $^{-1}$	$\cos \varphi$	I_n in A	M_n in Nm	M_A / M_n	M_K / M_n
0,25	71	1325	0,75	0,83	1,8	1,7	1,8
0,55	80	1400	0,78	1,43	3,7	2,5	2,4
0,75	80	1400	0,8	1,83	5,1	2,1	2,6
1,1	90 S	1410	0,81	2,65	7,5	2,2	2,5
1,5	90 L	1410	0,8	3,5	10	2,2	2,6
2,2	100 L	1415	0,82	4,9	15	2,2	2,6
3	100 L	1415	0,81	6,4	20	2,7	3
4	112 M	1435	0,82	8,7	27	2,9	3



Lösungen

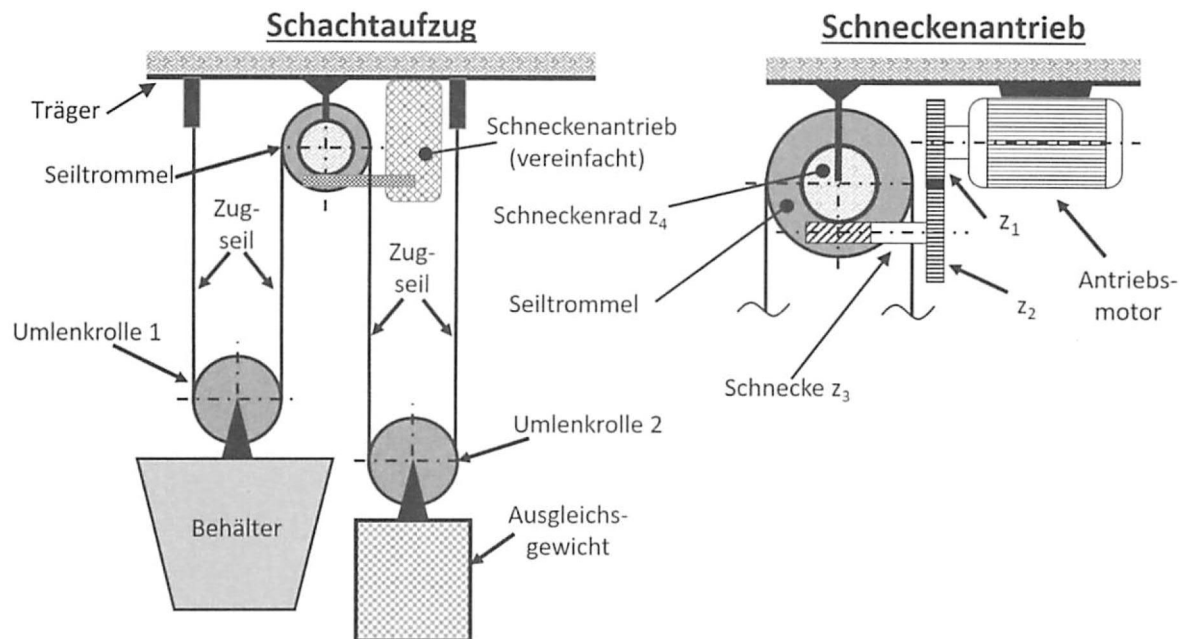
1 fehlen



tgt HP 2018/19-1: Schachtaufzug

(Pflichtaufgabe)

Im Bergbau wird der unten abgebildete Schachtaufzug zur Gewinnung von Erz verwendet.



Daten:

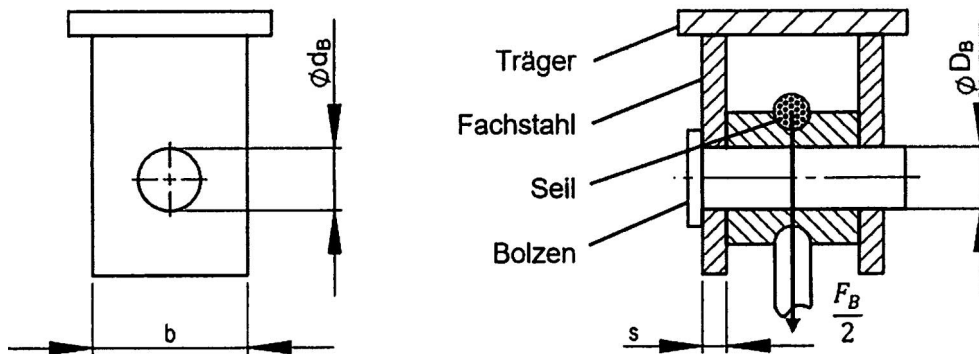
Masse Behälter	$m_B = 6000 \text{ kg}$
Masse Ausgleichsgewicht	$m_A = 750 \text{ kg}$
Durchmesser der Seiltrommel	$D_{TR} = 450 \text{ mm}$
Zähnezahl Zahnrad 1	$z_1 = 28$
Zähnezahl Zahnrad 2	$z_2 = 70$
Gangzahl der Schnecke	$z_3 = 4$
Zähnezahl Schneckenrad	$z_4 = 90$
Motorleistung	$P_M = 65 \text{ kW}$
Motordrehzahl	$n_M = 2880 \text{ 1/min}$
Wirkungsgrad Stirnradgetriebe	$\eta_G = 0,84$
Wirkungsgrad Seiltrommel	$\eta_{Tr} = 0,93$
Wirkungsgrad Schnecke	$\eta_{Sch} = 0,75$

- 1 Der Behälter mit Eisenerz wird durch ein Zugseil über Umlenkrollen mit einem Ausgleichsgewicht verbunden. Das Zugseil ist mehrfach um die Seiltrommel geführt. 4,0
- 1.1 Fertigen Sie jeweils eine Skizze für die freigemachten Umlenkrollen 1 und 2 sowie für die Seiltrommel an und berechnen Sie die jeweils wirkenden Seilkräfte. 4,0
- 1.2 Berechnen Sie das erforderliche Antriebsmoment für die Seiltrommel. 3,0
- 1.3 Erläutern Sie die Aufgabe des Ausgleichsgewichts beim Hochfahren des Behälters. 2,0



- 2 Die Getriebeeinheit besteht aus einem Stirnradgetriebe mit anschließendem Schneckentrieb. 2,0
- 2.1 Bestimmen Sie die Gesamtübersetzung i_{ges} . 2,0
- 2.2 Seiltrommel und Schneckenrad sind auf derselben Welle angebracht. Weisen Sie nach, dass die Antriebsleistung des Motors ausreicht um den Behälter anzuheben. Rechnen Sie mit einem erforderlichen Antriebsmoment von 5800 Nm. 4,0
- 2.3 Begründen Sie, warum für den Antrieb ein Schneckengetriebe geeignet ist. 1,0
- 3 Als Verbindungselement zwischen dem Zugseil der Umlenkrolle 1 und dem Träger wird die abgebildete Aufhängung eingesetzt.

Die Seilkraft $\frac{F_B}{2}$ beträgt 30 kN.



Daten;

Werkstoff Flachstahl

Werkstoff Bolzen

Stärke Flachstahl

Sicherheit gegen plastische Verformung am Flachstahl

Sicherheit gegen plastische Verformung am Bolzen

Zulässige Flächenpressung

Durchmesser der Bohrung

S355JR

16MnCr5

$s = 10 \text{ mm}$

$v = 2$

$v = 6$

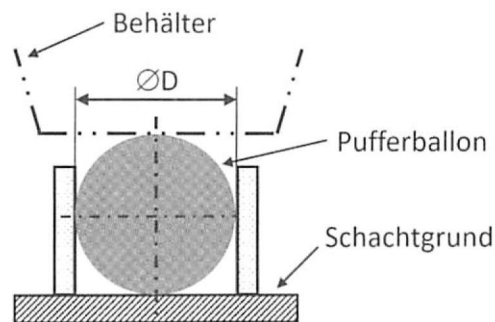
$p_{\text{zul}} = 60 \text{ N/mm}^2$

$d_B = 26 \text{ mm}$

- 3.1 Dimensionieren Sie den Bolzendurchmesser D_B . 4,0
- 3.2 Dimensionieren Sie die Breite b des Flachstahls für Zugbelastung. 3,0



- 4 Für Wartungsarbeiten muss der Behälter auf den Schachtgrund gefahren werden. Als Puffer zum Abbremsen des Behälters dient dabei ein aufblasbarer, kugelförmiger Ballon, der auf den Schachtgrund montiert ist (siehe Abbildung).



Daten:

Außendurchmesser des Pufferballons	D	=	1,5 m
Umgebungsdruck im Schachtgrund	p_{amb}	=	1 bar
Manometerdruck am Pufferballon	p_e	=	3,4 bar
Temperatur am Schachtgrund	ϑ	=	20°C

- 4.1 Berechnen Sie die Masse und die Dichte der Luft im Pufferballon. 4,0
- 4.2 Der Pufferballon muss auf 4,6 bar aufgepumpt werden. Das Volumen und die Temperatur ändern sich dabei nicht. 3,0
- Ermitteln Sie die Luftmasse, welche zusätzlich in den Pufferballon gepumpt wird.

30,0



Lösungen

1

1.1 LS Umlenkrolle 1

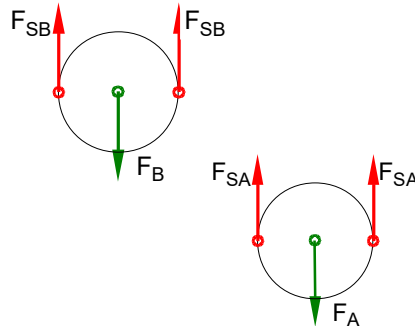
$$\Sigma F_y = 0 = 2 \cdot F_{SB} - F_B \Rightarrow$$

$$F_{SB} = \frac{F_B}{2} = \frac{60 \text{ kN}}{2} = 30 \text{ kN}$$

LS Umlenkrolle 2

$$\Sigma F_y = 0 = 2 \cdot F_{SA} - F_A \Rightarrow$$

$$F_{SA} = \frac{F_A}{2} = \frac{7,5 \text{ kN}}{2} = 3,75 \text{ kN}$$



1.2 Seiltrommel (LS Seiltrommel siehe rechts)

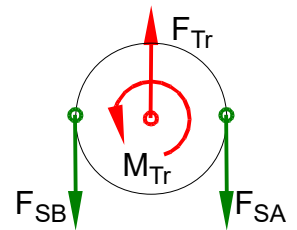
für das Seil = ausgangs der Seiltrommel:

$$\Sigma M = 0 = M_{Taus} + F_{SB} \cdot \frac{D_{Tr}}{2} - F_{SA} \cdot \frac{D_{Tr}}{2} \Rightarrow$$

$$M_{Taus(Bedarf)} = (F_{SA} - F_{SB}) \cdot \frac{D_{Tr}}{2} = (3,75 \text{ kN} - 30 \text{ kN}) \cdot \frac{450 \text{ mm}}{2} = 5906 \text{ Nm}$$

„für die Seiltrommel“ = eingangs der Seiltrommel:

$$\eta = \frac{M_{aus}}{M_{ein}} \Rightarrow M_{Trein(Bedarf)} = \frac{M_{Taus}}{\eta_{Tr}} = \frac{5906 \text{ Nm}}{0,93} = 6351 \text{ Nm}$$



1.3 Das Ausgleichsgewicht verringert das erforderliche Antriebsmoment.

2 Getriebe

$$2.1 \quad i_{ges} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{70}{28} \cdot \frac{90}{4} = 56,25$$

2.2 Hinweis 1: Leistung im physikalischen Sinn sagt wenig darüber aus, ob eine Last angehoben werden kann. Mit weniger Leistung geht es eben langsamer ...⁴
Deshalb beantwortet die folgende Lösung die Frage: Reicht das Drehmoment des Motors bei den gegebenen Daten für Motor, Getriebe usw. aus?⁵

Antriebsmoment ausgangs des Motors = eingangs des Getriebes:

$$P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{65 \text{ kW}}{2\pi \cdot 2880 \text{ min}^{-1}} = 215,5 \text{ Nm}$$

Wenn man analog zur „Antriebsleistung des Motors“ auch „Antriebsmoment des Motors“ versteht, reicht es nicht aus, da M_M kleiner als 5800 Nm ist.

Antriebsmoment eingangs / ausgangs der Seiltrommel;

$$M_{Trein(Angebot)} = M_M \cdot i_{ges} \cdot \eta_G \cdot \eta_{Sch} = 215,5 \text{ Nm} \cdot 56,25 \cdot 0,84 \cdot 0,75 = 7637 \text{ Nm}$$

$$M_{Taus(Angebot)} = M_{Trein(Angebot)} \cdot \eta_{Tr} = 7637 \text{ Nm} \cdot 0,93 = 7103 \text{ Nm}$$

Bezieht man „Antriebsmoment“ auf den Ein- oder den Ausgang der Seiltrommel, übersteigt es in beiden Fällen 5800 Nm und reicht damit aus.

2.3 Schneckentriebe bieten bei kompakter Bauweise eine große Übersetzung, d.h. großes Moment an der Seiltrommel, und sind oft selbsthemmend, d.h. sie hemmen bei Ausfall des Antriebs den Fall der Last auch ohne Bremse. Eine Antwort genügt.

4 ... sofern die Reibung des Getriebes und der sonstigen Mechanik überwunden werden kann.

5 Wenn für Motoren Leistung und Drehzahl angegeben sind, sind gewöhnlich maximale Leistung und die zugehörige Drehzahl gemeint. Das maximale Drehmoment jeden Motors, das über die mögliche Zugkraft mehr aussagt, liegt schon wegen des Zusammenhanges $P = 2\pi \cdot M \cdot n$ aber immer bei einer niedrigeren Drehzahl als die maximale Leistung. Deshalb kann auch die gegebene Motor-Getriebe-Kombination bei der Drehzahl des maximalen Momentes mehr Last heben als mit der maximalen Leistung berechnet – natürlich langsamer.



- 3 Durchschnittliche Schüler*innen sehen Seilkraft 30kN, rechnen damit und gut.

Hinweis 2: Nachdenkliche Schüler*innen vermuten, dass das Seil als Schlaufe oder in einer Kausche um den Bolzen gelegt ist, und fragen sich, ob die Seilkraft $F_B/2$ einfach (unterhalb der Schlaufe, $F_{\text{Bolzen}} = F_{B(\text{ehälter})}/2 = 30 \text{ kN}$) oder doppelt (innerhalb der Schlaufe beidseitig des Bolzens, $F_{\text{Bolzen}} = 2 \times F_{B(\text{olzen})}/2 = 60 \text{ kN}$) wirkt. Oder was sie ausrechnen sollen, da der Bohrungs-Ø26 für die Bolzenaufnahme gegeben ist. Dann suchen sie eindeutige Hinweise und verlieren im besten Fall nur Zeit Die folgende Lösung hält sich an den Durchschnitt ..., ⁶

- 3.1 Gegen Abscheren:

$R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ (16MnCr5 \rightarrow [EuroTabM47] S.137 „Einsatzstähle“)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 590 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 324 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aF}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow \tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{V} = \frac{324 \text{ N/mm}^2}{6} = 59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F_B/2}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{30 \text{ kN}}{2 \cdot 59 \text{ N/mm}^2} = 254,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{\text{Berf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 254,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 18,0 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{\text{erf}} = \frac{F_B/2}{p_{zul}} = \frac{30 \text{ kN}}{60 \text{ N/mm}^2} = 500 \text{ mm}^2$$

$$A = d_{\text{erf}} \cdot 2 \cdot s \Rightarrow d_{\text{Berf}} = \frac{A}{2 \cdot s} = \frac{500 \text{ mm}^2}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 25 \text{ mm}$$

Durchschnittliche Schüler sehen den maßgeblichen größeren Durchmesser Ø25, wählen einen Bolzen Ø25 und bekommen wahrscheinlich die volle Punktzahl.

Hinweis 3: Nachdenkliche Schüler finden im Tabellenbuch Bolzen nur bis Ø24, zuletzt in 2 mm-Abstufung und fragen sich, ob Bolzen Ø25 genormt sind. Zudem liegen Bolzen Ø25h11 praktisch immer unter dem Nennmaß, erreichen also nicht das erforderliche Maß $d_{\text{Berf}} = 25 \text{ mm}$. Und dann ist da noch die Bohrung Ø26 ...⁷

- 3.2 $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von E355)

$$\frac{\sigma_{zlim}}{V} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{355 \text{ N/mm}^2}{2} = 177,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{\sigma_{zzul}} = \frac{30 \text{ kN}}{2 \cdot 177,75 \text{ N/mm}^2} = 84,5 \text{ mm}^2$$

$$S = s \cdot (b - D_B) \Rightarrow b_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{s} + D_B = \frac{84,5 \text{ mm}^2}{10 \text{ mm}} + 26 \text{ mm} = 34,5 \text{ mm}$$

Gewählt $b = 36 \text{ mm} \rightarrow$ (Nicht gefordert: Flach – 36x10 – E355)

- 6 ... aber auch nachdenkliche Schüler*innen, die zu anderen Schlüssen kommen, dürfen bei mir mit voller Punktzahl rechnen. Alle können daraus lernen, dass die menschliche Welt für Durchschnitt gemacht ist.

An dieser Stelle möchte ich betonen, wie sehr ich am Technischen Gymnasium die Kürzungen im Grundlagen-thema „Technisches Zeichnen“ bedauere. Schüler*innen, die in eine technische Richtung gehen wollen, empfehle ich zum Ausgleich die Kenntnis eines ordentlichen CAD-Programms, den Hoischen und immer wieder Sorgfalt.

- 7 Eine Pointe ist, dass bei Bolzen weder Ø25 noch Ø26 genormt sind, sondern erst wieder Ø27 (Bolzen ISO 2341 (1992-19)) aus *Klein, Einführung in die DIN-Normen, 14. Auflage*, oder Suchbegriff *Bolzen 22341* im Internet. Aber das können Schüler*innen im Abi nicht wissen – und es spielt für die Bewertung ihrer Lösung auch keine Rolle ;-)



4

- 4.1 Annahme 4: Die Wandstärke des Pufferballons ist vernachlässigbar.
Annahme 5: Das Manometer zeigt den Relativdruck an, also die Differenz zum Umgebungsdruck.

$$V_{Kugel} = \frac{\pi \cdot D^3}{6} = \frac{\pi \cdot (1,5 \text{ m})^3}{6} = 1,767 \text{ m}^3$$

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow m_h = \frac{(p_e + p_{amb}) \cdot V_{Kugel}}{R_i \cdot \vartheta} = \frac{(3,4 + 1) \text{ bar} \cdot 1,767 \text{ m}^3}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273 + 29) \text{ K}} = 8,97 \text{ kg}$$

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{8,97 \text{ kg}}{1,767 \text{ m}^3} = 5,08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

4.2 $p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow \frac{m_1}{p_1} = \frac{R_i \cdot T_{const}}{V_{const}} = \frac{m_2}{p_2} \Rightarrow$

$$m_2 = m_1 \cdot \frac{p_2}{p_1} = 8,97 \text{ kg} \cdot \frac{(4,6 + 1) \text{ bar}}{(3,4 + 1) \text{ bar}} = 11,42 \text{ kg}$$

$$\Delta m = m_2 - m_1 = 11,42 \text{ kg} - 8,97 \text{ kg} = 2,45 \text{ kg}$$

oder

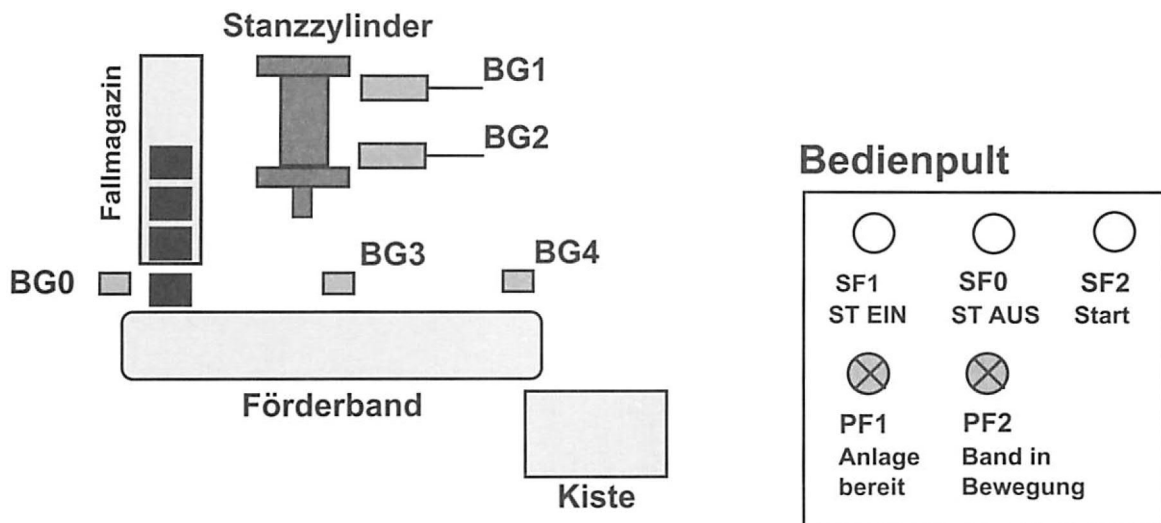
$$\Delta m = m_1 \cdot \frac{\Delta p}{p_1} = 8,97 \text{ kg} \cdot \frac{(4,6 - 3,4) \text{ bar}}{(3,4 + 1) \text{ bar}} = 2,45 \text{ kg}$$

Statik (9 P): Statik 1 mit Drehmoment; Verständnisfrage;
Getriebe (7 P): Gesamtübersetzung; Antriebsmoment;
Festigkeitslehre (7 P): Bolzendurchmesser, Zugbelastung;
Energietechnik (7 P): Luftmasse



tgt HP 2018/19-3: Förderband mit Stanze

(Wahlaufgabe)



Funktionsbeschreibung der Station:

Über ein Förderband werden Werkstücke aus einem Magazin einer Stanze zugeführt und anschließend in eine Kiste transportiert.

Vor dem Ablauf muss die Anlage betriebsbereit sein:

Die Taster „ST EIN“ und „ST AUS“ schalten die Anlage ein bzw. aus. Die Meldeleuchte „Anlage bereit“ zeigt an, ob die Steuerung eingeschaltet wurde.

Funktionsweise der Ablaufsteuerung:

Befindet sich ein Werkstück am Bandanfang und ist die Anlage betriebsbereit, wird das Förderband durch Betätigen des Tasters „Start“ eingeschaltet. Die Leuchte „Band in Bewegung“ leuchtet immer, wenn das Förderband eingeschaltet ist.

Erreicht das Werkstück die Stanze, stoppt das Band und der Stanzzylinder fährt aus.

Zwei Sekunden nachdem der Stanzzylinder ausgefahren ist, fährt dieser wieder ein. Anschließend wird das Förderband eingeschaltet.

Erreicht das Werkstück das Bandende, wird der Motor ausgeschaltet. Das Werkstück fällt in die Kiste und der Vorgang ist beendet.



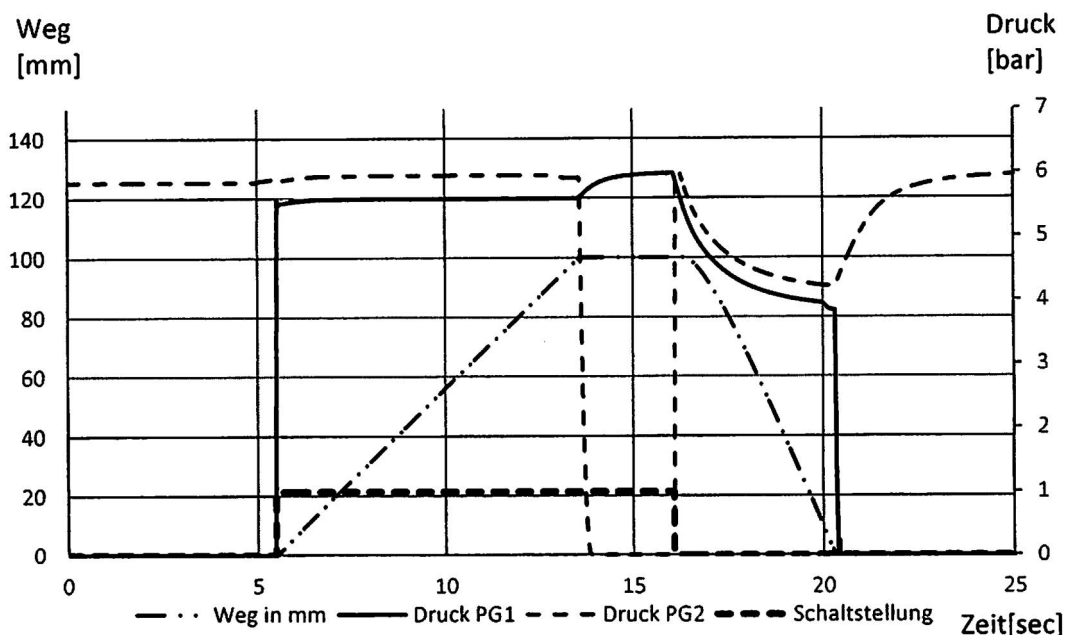
1 SPS Steuerung Zuordnungsliste:

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
SF1	Taster Steuerung Ein betätigt	SF1 = 1
SF0	Taster Steuerung Aus betätigt	SF0 = 0
SF2	Taster Start betätigt	SF2 = 1
BG0	Sensor Werkstück am Bandanfang	BG0 = 1
BG1	Sensor Stanzzylinder ist eingefahren	BG1 = 1
BG2	Sensor Stanzzylinder ist ausgefahren	BG2 = 1
BG3	Sensor Werkstück an der Stanze	BG3 = 1
BG4	Sensor Werkstück am Bandende	BG4 = 1
Ausgänge		
PF1	Meldeleuchte Anlage bereit ein	PF1 = 1
PF2	Meldeleuchte Band in Bewegung ein	PF2 =
QA1	Förderband läuft	QA1 = 1
MB1	Stanzzylinder fährt aus	MB1 = 1
MB2	Stanzzylinder fährt ein	MB2 =

- 1.1 Erstellen Sie das Netzwerk für die Meldeleuchte PF1. Zusätzlich soll der Zustand der Anlage in einer Variablen #AnlageBereit gespeichert werden. Dieser wird an die nachfolgende Ablaufsteuerung übergeben. 2,0
- 1.2 Die Stanze soll mit einer Ablaufsteuerung realisiert werden. Ergänzen Sie den grafischen Ablaufplan auf dem Arbeitsblatt. Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungsliste zu entnehmen. 6,0
Hinweis: Aufgabe 3.1.1 gehört nicht zur Planung in den Ablauf.
- 1.3 Das SPS-Programm soll in einen Funktionsbaustein FB geschrieben werden. Entwerfen Sie die Netzwerke des FB für die Schritte und Aktionen vom Ausfahren bis zum Einfahren des Stanzzylinders (Ausgänge MB1/MB2). 5,0
- 1.4 Erläutern Sie den Unterschied eines FB im Vergleich zu einem FC. 1,0
- 1.5 Ergänzen Sie auf dem Arbeitsblatt den zeitlichen Verlauf des Ausgangssignal Q eines IEC-Timers TOF. Die projektierte Zeit (PT) ist dabei auf 2 Sekunden ein gestellt. Im oberen Zeitdiagramm ist der zeitliche Verlauf des Eingangssignals des Timers dargestellt. 2,0



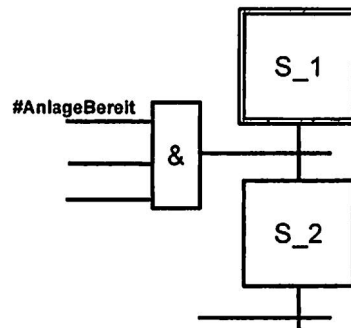
- 2 Elektropneumatische Steuerung
- 2.1 Entwickeln Sie den normgerechten Pneumatikschaltplan mit Beschriftung der Bauteile für die elektropneumatische Steuerung des Stanzzylinders. Die Ausfahrgeschwindigkeit des doppelwirkenden Zylinders soll einstellbar sein. Eine Wartungseinheit soll verwendet werden. 4,0
- 2.2 Erklären Sie die Einbausituation und die Wirkweise des gewählten Ventils zur Regulierung der Ausfahrgeschwindigkeit. 1,0
- 2.3 Nennen Sie zwei Aufgaben der Wartungseinheit. 1,0
- 2.4 Der doppelwirkende Stanzzylinder soll eine Ausfahrkraft von mindestens 3500 N aufbringen. Er wird mit 6 bar betrieben. Der Wirkungsgrad beträgt 85% (Die Gewichtskraft des Zylinders wird vernachlässigt).
- a Berechnen Sie den erforderlichen Kolbendurchmesser. 3,0
- b Wählen Sie mit Hilfe des Tabellenbuches einen geeigneten Normzylinder aus. Begründen Sie Ihre Auswahl. 1,0
- c Berechnen Sie den Luftverbrauch des gewählten Stanzzylinders in einem Jahr bei 24h Dauerbetrieb pro Tag ($D = 100 \text{ mm}$, $n = 10 \frac{1}{\text{min}}$ (Hubzahl), $P_{\text{amb}} = 1 \text{ bar}$). 2,0
- Hinweis: Lesen Sie den Kolbenhubweg s aus der Druckkurve von Aufgabe 3.2.5 ab.
- 2.5 Analysieren und beschreiben Sie folgende Druckkurven bei dem abluftgedrosselten Stanzzylinder im Bereich 5 bis 15 sec während des Ausfahrens. 2,0



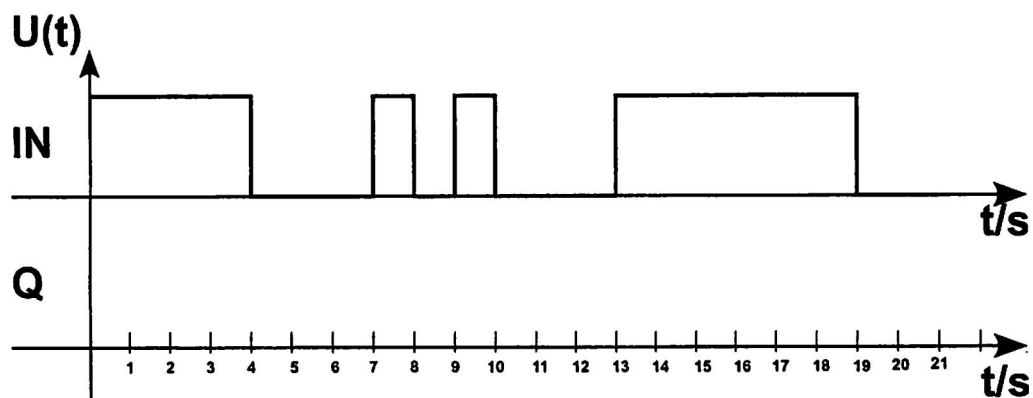


Arbeitsblatt

zu Aufgabe 1.2



zu Aufgabe 1.5





Lösungen

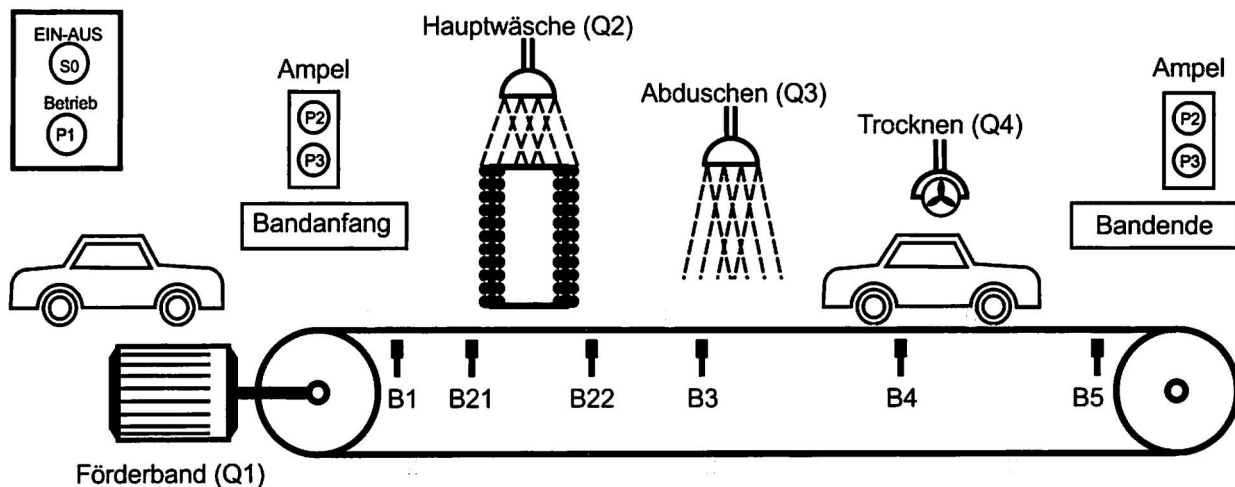
1 fehlen



tgt HP 2018/19-4: Autowaschanlage

(Pflichtaufgabe)

Technologieschema:



Funktionsbeschreibung:

Mit dem Schlüsselschalter S0 wird die Anlage in Betrieb gesetzt, die Betriebsleuchte P1 ist eingeschaltet. Wird an allen sechs Sensoren B1 bis B5 kein Fahrzeug erkannt, leuchtet die Ampelanzeige Grün am Bandanfang und -ende auf, sofern die Anlage in Betrieb ist. Ein Fahrzeug kann jetzt einfahren.

Wird am Bandanfang ein Fahrzeug erkannt, schaltet die Ampelanzeige auf Rot um. Der Bandmotor schaltet um 3 Sekunden verzögert ein. Das Fahrzeug wird während des gesamten Durchlaufs stetig nach rechts transportiert.

Die Hauptwäsche wird eingeschaltet, wenn der Sensor vor der Hauptwäsche anspricht. Wird das Fahrzeug am Ende der Hauptwäsche nicht mehr erkannt, wird diese wieder abgeschaltet.

Erreicht das Fahrzeug die Position zum Abduschen, wird die Dusche für eine Zeit von 5 Sekunden eingeschaltet. Anschließend durchläuft das Fahrzeug den Trocknungsvorgang, der nicht mehr Gegenstand in dieser Aufgabe ist.

Hat das Fahrzeug am rechten Bandende die Lichtschranke wieder verlassen, schaltet die Ampelanzeige wieder von Rot auf Grün und der Bandmotor wird abgeschaltet.

Wird die Anlage mit dem Schlüsselschalter S0 ausgeschaltet, erlischt auch die Betriebsleuchte.

Alle Aktoren werden beim Ausschalten der Anlage abgeschaltet.

Hinweis: Während des Waschvorgangs wird mindestens einer der Sensoren betätigt.



1 Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)

Die Autowaschanlage soll von einer SPS angesteuert werden. Für das Programm sind die Variablen der Ein- und Ausgänge der folgenden Zuordnungsliste zu entnehmen. Es handelt sich um **keine** Ablaufsteuerung.

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
SO	Hauptschalter EIN/AUS eingeschaltet	SO = 1
B1	Fahrzeug am Bandanfang, Lichtschranke	B1 = 0
B21	Fahrzeug erreicht den Anfang der Hauptwäsche	B21 = 1
B22	Fahrzeug erreicht das Ende der Hauptwäsche	B22 = 1
B3	Fahrzeug erreicht das Abduschen	B3 = 1
B4	Fahrzeug erreicht das Trocknen	B4 = 1
B5	Fahrzeug am Bandende, Lichtschranke	B5 = 0
Ausgänge		
Q1	Förderband einschalten	Q1 = 1
Q2	Hauptwäsche einschalten	Q2 = 1
Q3	Dusche für das Abduschen einschalten	Q3 = 1
P1	Betriebsanzeige P1 einschalten	P1 = 1
P2	Ampelanzeige Rot einschalten	P2 = 1
P3	Ampelanzeige Grün einschalten	P3 = 1

1.1 Entwerfen Sie das Netzwerk für die Betriebsanzeige (P1). 1,0

1.2 Begründen Sie, weshalb das Verlassen des Fahrzeugs an der Lichtschranke am Bandende mit einer positiven Flankenerkennung des Eingangs B5 erkannt wird. 2,0

Für die Teilaufgaben 4.1.3 bis 4.1.6 verwenden Sie bitte das Arbeitsblatt (s.u.). Sollte der Platz bei einer oder mehrerer Teilaufgaben nicht ausreichen, so entwerfen Sie die Netzwerke entsprechend auf Ihrem Lösungsbogen.

1.3 Entwerfen Sie das Netzwerk für die Ampelanzeige Grün (P3) unter Verwendung des vorgegebenen RS-Speichers. 4,0

1.4 Entwerfen Sie das Netzwerk für die Ampelanzeige Rot (P2) unter Verwendung des vorgegebenen RS-Speichers. 3,0

1.5 Entwerfen Sie das Netzwerk für den Förderbandmotor (Q1). 3,0

1.6 Entwerfen Sie das Netzwerk für das Abduschen (Q3). 2,0



2 Antrieb mit Drehstromasynchronmotor (DASM) und Getriebe

Für den Betrieb des Transportbands wird ein Elektromotor mit Getriebe verwendet. Auf dem Motor befindet sich das nachfolgende Typenschild.

3~ Motor	Nr: 0816
Δ/Y 230V/400V	11,3A / 6,5A
3,0 kW S1	$\cos \varphi$ 0,82
1415 1/min	50 Hz
Is.Kl. B IP54	DIN VDE 0530

- 2.1 Geben Sie die synchrone Drehfelddrehzahl n_s und die Polpaarzahl p für diesen Motor an. 2,0
- 2.2 Begründen Sie, warum dieser Motor am Drehstromnetz 230V/400V/50Hz zwingend in Sternschaltung betrieben werden muss. 2,0
- 2.3 Berechnen Sie die aufgenommene elektrische Wirkleistung P und den Wirkungsgrad η des Motors in Sternschaltung. 3,0
- 2.4 Berechnen Sie das Bemessungsmoment M_N des Motors an der Antriebswelle. 2,0

Getriebedimensionierung:

Das Transportband soll mit einer Geschwindigkeit $v = 9$ m/min ein Fahrzeug transportieren. Die Abtriebswelle des Getriebes treibt das Transportband direkt an und hat einen Durchmesser von $d = 30$ cm.

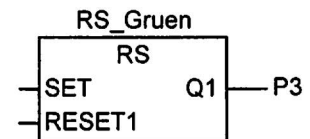
- 2.5 Bestimmen Sie die geforderte Drehzahl in min^{-1} der Abtriebswelle sowie das Übersetzungsverhältnis i des Getriebes. Gehen Sie dabei vom Bemessungsbetrieb des Motors aus. 3,0
- 2.6 Das Getriebe besitzt einen Wirkungsgrad von $\eta_G = 95\%$. Berechnen Sie, mit welcher Kraft das Fahrzeug auf dem Transportband gezogen wird. Hinweis: Es handelt sich um die Kraft außen an der Abtriebswelle. 3,0

30,0

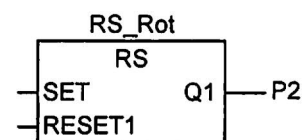


Arbeitsblatt

Zu Aufgabe 1.3 bis 1.6



4.1.4 Netzwerk für P2:



4.1.5 Netzwerk für Q1

— Q1

4.1.6 Netzwerk für Q3:

— Q3



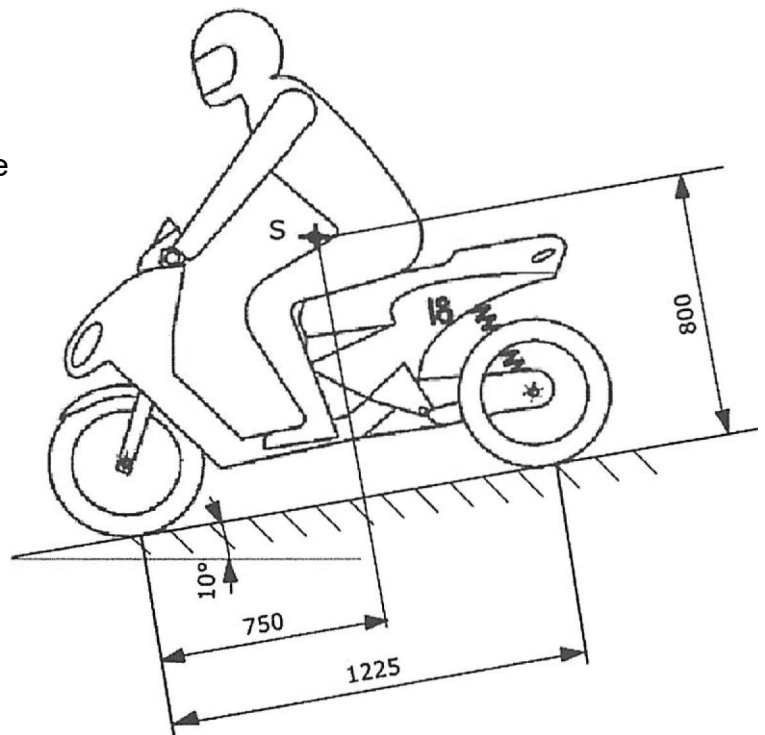
Lösungen

1 werden nicht ergänzt



tgt HP 2017/18-1: Motorroller

Der Motorroller kommt auf einer um 10° geneigten Straße an einer roten Ampel zum Stehen. Der Fahrer betätigt ausschließlich die Vorderradbremse. Die Skizze zeigt den Fahrer im Stand, kurz bevor er die Füße auf den Boden stellt. Der angegebene Schwerpunkt S vereint das Fahrzeug und den Fahrer.



Daten:

Fahrzeugmasse: $m_1 = 105 \text{ kg}$

Fahrermasse: $m_2 = 75 \text{ kg}$

- 1 Skizzieren Sie den freigeschnittenen Motorroller. 2,0
- 2 Bestimmen Sie die Aufstandskräfte am Vorder- und Hinterrad. 4,0
- 3 Vom Ottomotor des Motorrollers sind folgende Daten bekannt:

Bauart: Luftgekühlter Einzylinder-Viertaktmotor

V_1 : 49 cm^3

Verdichtung: $10,1 : 1$

p_1 : $1,1 \text{ bar}$

p_4 : $3,8 \text{ bar}$

ϑ_1 : 24°C

ϑ_{max} : 2588 K
- 3.1 Zeichnen Sie das p-V-Diagramm eines idealisierten Ottomotors. Nummerieren Sie die Eckpunkte, kennzeichnen Sie die Wärmezufuhr und die Wärmeabfuhr sowie die Nutzarbeit im Diagramm. 3,0
- 3.2 Beschreiben Sie die Funktionsweise des Ottomotors von Punkt zu Punkt und benennen Sie die jeweils vorliegende Zustandsänderung. 3,0
- 3.3 Bestimmen Sie die fehlenden Zustandsgrößen und stellen Sie diese in einer Tabelle dar. 6,0



- 4 Der Kolben und das Pleuel werden durch einen Bolzen verbunden.

Bolzen aus

16 MnCr5

Kolben aus

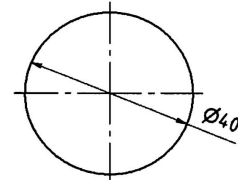
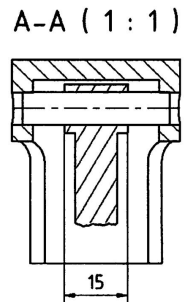
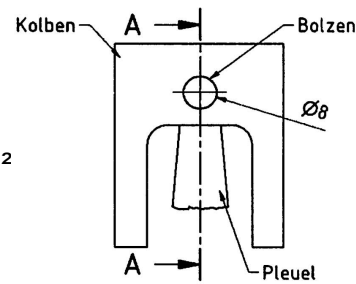
AlSi-Legierung

Zulässige Flächenpressung

$p_{zul} = 200 \text{ N/mm}^2$

Sicherheit gegen Abscheren

$v = 2$



Weisen Sie nach, dass der Bolzen den auftretenden Belastungen standhält.

Die Kolbenkraft, mit der der Bolzen belastet wird, entsteht durch einen Druck von 100 bar auf den Kolben im Brennraum des Motors.

Notwendige Maße sind der Zeichnung zu entnehmen.

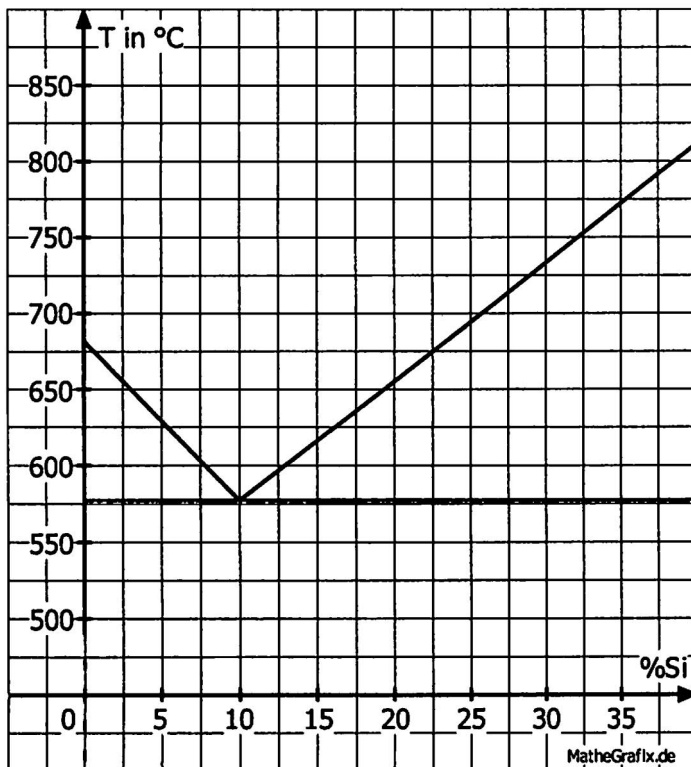
5,0

- 5 Beurteilen Sie, welches Wärmebehandlungsverfahren für den Bolzenwerkstoff geeignet ist. Entwerfen Sie eine Tabelle mit den einzelnen Arbeitsschritten und Angaben zu den gewählten Temperaturen.

3,0

- 6 Für die AlSi-Legierung des Kolbens ist folgendes Zustandsdiagramm bekannt:

2,0



Ermitteln Sie für den Kolben den Bereich der möglichen Legierungszusammensetzungen, wenn der Kolben bei 600°C gegossen werden soll. Die eutektische Temperatur liegt bei 577°C.

Übertragen Sie dafür obiges Zustandsdiagramm auf Ihr Lösungsblatt.

- 6.1 Skizzieren Sie für die Legierung AlSi15 die Abkühlkurve und beschreiben Sie den Abkühlvorgang.

2,0

30,0



Lösungen

1 Lageskizze des Motorrollers mit Fahrer – fehlt--

Hinweis 6: Wenn man hier wirklich nur den Motorroller skizziert, bringt man seinen Korrektor in einen Gewissenskonflikt. Deshalb sollte man solche Aufgaben ausnahmsweise nicht wörtlich nehmen und auch die von außen wirkenden Kräfte eintragen. Das erleichtert auch das Lösen der folgenden Aufgabe.

$$2 \quad F_G = (m_1 + m_2) \cdot g = (105 \text{ kg} + 75 \text{ kg}) \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 1800 \text{ N}$$

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin 10^\circ = 1800 \text{ N} \cdot \sin 10^\circ = 312,5 \text{ N}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos 10^\circ = 1800 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ = 1773 \text{ N}$$

$$\Sigma M_V = 0 = -F_{Gy} \cdot 750 \text{ mm} + F_{Gx} \cdot 800 \text{ mm} + F_H \cdot 1225 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$F_H = \frac{+F_{Gy} \cdot 750 \text{ mm} - F_{Gx} \cdot 800 \text{ mm}}{1225 \text{ mm}} = \frac{+1773 \text{ N} \cdot 750 \text{ mm} - 312,5 \cdot 800 \text{ mm}}{1225 \text{ mm}} = 881,2 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_V - F_{Gy} + F_H \Rightarrow$$

$$F_V = -F_H + F_{Gy} = -881,2 \text{ N} + 1773 \text{ N} = 891,5 \text{ N}$$

Hinweis 7: Wer befürchtet, dass sein Korrektor keinen Unterschied zwischen Aufstandskraft und Achskraft macht, muss noch die Bremskraft einrechnen:

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Br} - F_{Gx} \Rightarrow$$

$$F_{Br} = +F_{Gx} = +312,5 \text{ N}$$

$$F_{VAchse} = \sqrt{F_{Br}^2 + F_V^2} = \sqrt{(312,5 \text{ N})^2 + (891,5 \text{ N})^2} = 944,7 \text{ N}$$

$$\alpha_{VAchse} = \arctan \frac{F_V}{F_{Br}} = \arctan \frac{891,5 \text{ N}}{312,5 \text{ N}} = 70,7^\circ \text{ nach rechts oben gegen die Fahrbahn}$$

3 Ottomotor

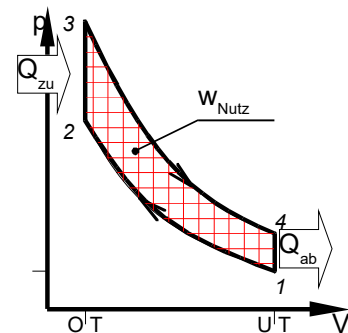
3.1 idealisiertes Zustandsdiagramm siehe rechts

3.2 Zustandsänderung 1 – 2: adiabatische Verdichten des Kraftstoff-Luft-Gemisches (KLG)

Zustandsänderung 2 – 3: isochore Verbrennung des KLG, dadurch Wärmezufuhr und Drucksteigerung

Zustandsänderung 3 – 4: adiabatisch Entspannen, dabei Abgabe mechanischer Energie

Zustandsänderung 4 – 1: isochorer Gaswechsel: Heißes Abgas wird abgegeben, kühleres Frischgas aufgenommen



3.3

Ergebnisse														
Aufgabe: tgt HP 2017/18-1 Motorroller 3														
	1E+05	0,00	1E+00	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+00	1E+00
	1	bar	cm³	K	°C	kJ/kg	J	kJ/kg	J	g	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	1
Zustand	Typ	p	V	T	θ	w _u	W	q _u	Q	m	cp	cv	Rs	χ
1		1,10	49,00	297,2	24,0					0,063	1,005	0,718	0,287	1,400
12	a					324	20,5	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400
2		28,00	4,85	748,9	475,8					0,063	1,005	0,718	0,287	1,400
23	c					0	0,0	1320,5	83,5		1,005	0,718	0,287	1,400
3		96,76	4,85	2588,0	2314,9					0,063	1,005	0,718	0,287	1,400
34	a					-1120,9	-70,8	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400
4		3,80	49,00	1026,9	753,7					0,063	1,005	0,718	0,287	1,400
41	c					0,0	0,0	-523,9	-33,1		1,005	0,718	0,287	1,400
1		1,10	49,00	297,2	24,0					0,063	1,005	0,718	0,287	1,400
											1,005	0,718	0,287	1,400
						Σw _{Nutz}	ΣW _{nu}	Σq	ΣQ		η _{therm}			
						-797	-50,3	796,5	50,3		0,603			
						Σw _{ab}	ΣW _{ab}	Σq _{ab}	ΣQ _{ab}		η _{camot}			
						-1121	-70,8	-523,9	-33,1		0,885			
						Σw _{zu}	ΣW _{zu}	Σq _{zu}	ΣQ _{zu}					
						324	20,5	1320,5	83,5					

Lösungen für Kreisprozesse mit idealen Gasen (p,V-Diagramm)

© <https://ulrich-rapp.de>

8 Hinweis 8: Gegenüber der Originalaufgabe sind die Werte so verändert, dass sie einen geschlossenen Kreisprozess ermöglichen. Hinweis 9: Die Aufgabe ist überbestimmt, z.B. könnte die Angabe p₄ = 3,8 bar entfallen.



4 Bolzendurchmesser

Kolbenkraft

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (40 \text{ mm})^2}{4} = 1257 \text{ mm}^2$$

$$F = p \cdot A = 100 \text{ bar} \cdot 1257 \text{ mm}^2 = 100 \frac{\text{N}}{10 \text{ mm}^2} \cdot 1257 \text{ mm}^2 = 12566 \text{ N}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{p_{zul}} = \frac{12566 \text{ N}}{200 \text{ N/mm}^2} = 62,8 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{s} = \frac{62,8 \text{ mm}^2}{15 \text{ mm}} = 4,19 \text{ mm} < d_{vorhanden} = 8 \text{ mm}$$

Gegen Abscherung:

 $R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ (16MnCr5 → [EuroTabM47], S.137 „Legierte Einsatzstähle“)

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

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{354 \text{ N/mm}^2}{2} = 177 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{12566 \text{ N}}{2 \cdot 177 \text{ N/mm}^2} = 35,5 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,5 \text{ mm}^2}{\pi}} = 6,7 \text{ mm} < d_{vorhanden} = 8 \text{ mm}$$

Für beide Belastungen ist der vorhandene Durchmesser größer als der erforderliche, also ist er ausreichend dimensioniert.

Hinweis 10: Statt über den Durchmesser kann man die Aufgabe auch auf zahlreichen anderen Wegen lösen, z.B. über die zulässige Kraft o.ä.

- 5 16MnCr5 ist ein Stahl, der zum martensitischen Härten zu wenig Kohlenstoff enthält, kann aber in der Randschicht aufgekühlt und dann gehärtet werden. Das nötige Verfahren ist Einsatzhärten.

Verfahrensschritte:

Aufkohlen bei 880 ... 980°C

Austenitisieren der Randschicht bei 780 ... 820°C

Abschrecken in Öl

Anlassen bei 150 ... 200°C

6 AlSi-Legierung des Kolbens

– Skizzen fehlen --

- 6.1 Zum Gießen muss die AlSi-Legierung vollständig flüssig sein. Bei 600°C wird dies nach dem vorgegebenem Zustandsdiagramm bei einem Silicium-Gehalt zwischen gut 7,5% bis gut 12,5% erreicht.
- 6.2 Abkühlung ist das Sinken der Temperatur bzw. der inneren Energie eines Stoffes. Auch bei der flüssigen AlSi-Legierung geschieht dies in einer Umgebung, die kälter als der Stoff ist, durch direkte Wärmeübertragung, Konvektion und Strahlung.

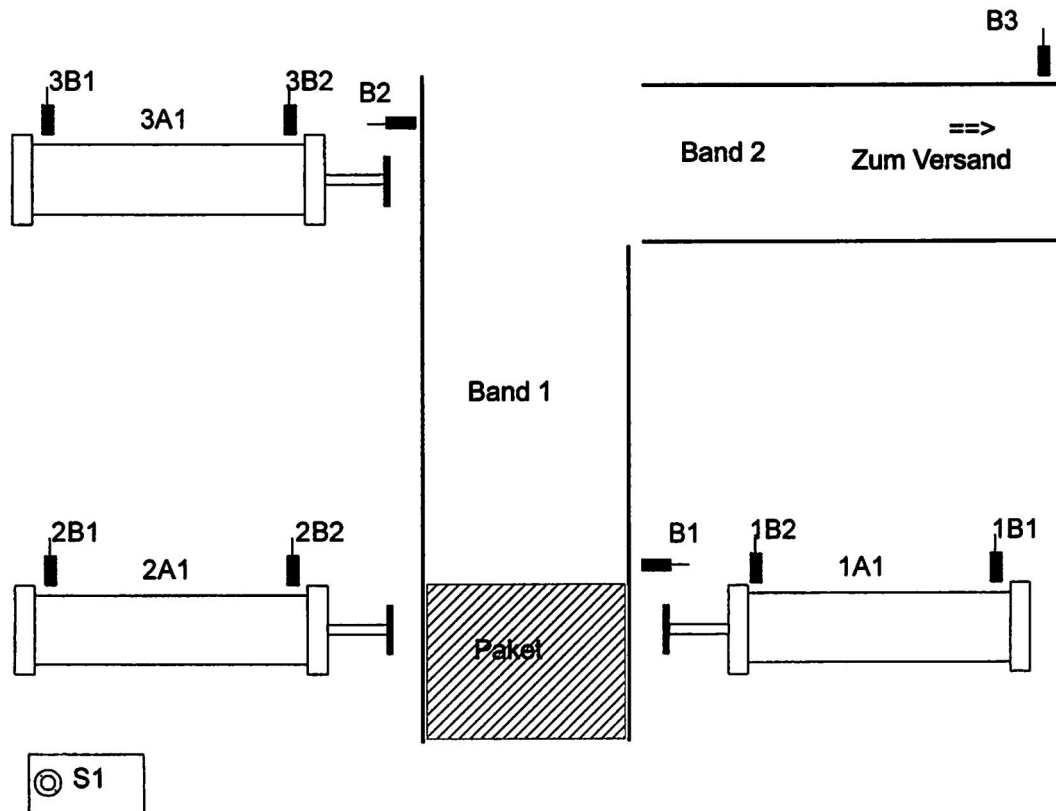
Hinweis 11: Nach den Vorgängen im Gefüge der AlSi-Legierung ist nicht gefragt.



tgt HP 2017/18-3: Klebestation

In einer Klebestation werden Pakete unterschiedlichen Gewichts mit einem Firmenlogo beklebt, bevor sie in den Versand gehen.

Technologieschema



Zu Beginn sind alle Zylinder eingefahren. Wird am Sensor S1 ein Paket erkannt und die Start-Taste S1 betätigt, fährt der Zylinder 1A1 aus und sichert das Paket gegen Abkippen nach rechts. Ist 1A1 ausgefahren, fährt der Zylinder 2A1 aus und presst das Logo auf das Paket. Um ein sicheres Kleben zu gewährleisten, muss der Pressvorgang für 20 s aufrecht erhalten werden.

Danach fährt der Zylinder 2A1 wieder ein. Anschließend fährt der Zylinder 1A1 wieder ein und gleichzeitig wird das Band 1 eingeschaltet, bis das Paket das Ende von Band 1 erreicht hat.

Dann schiebt der Pusher 3A1 das Paket auf das Band 2, welches gleichzeitig eingeschaltet wird. Ist der Pusher vollständig ausgefahren, fährt er sofort wieder ein.

Ist der Pusher eingefahren und das Paket an seiner Endposition angelangt, ist der Vorgang beendet.

Zylinder 1A1 ist ein doppelwirkender Zylinder, Zylinder 2A1 und 3A1 sind einfachwirkende Zylinder.



1 Elektropneumatische Steuerung

- 1.1 Entwerfen Sie den Pneumatikplan der elektropneumatischen Steuerung für die Zylinder 1A1 und 3A1. Beide Ausfahrgeschwindigkeiten sollen jeweils einstellbar sein. 5,0

Die Feder des einfachwirkenden Zylinders 3A1 hat eine Federkonstante von $R = 6 \text{ N/mm}$. Zylinder 3A1 ist ein Zylinder mit $l = 100 \text{ mm}$ und $D = 40 \text{ mm}$. Die Pakete, die verschoben werden müssen, variieren in ihrer Masse von $m_{\min} = 1,5 \text{ kg}$ bis $m_{\max} = 20 \text{ kg}$. Beim Verschieben muss mit einem Reibwert von $\mu = 0,6$ gerechnet werden.

- 1.2 Weisen Sie nach, dass bei einem Systemdruck von $p = 6 \text{ bar}$ alle Pakete sicher verschoben werden. 4,0

Bevor die Anlage in Betrieb genommen wird, muss eine Risikoanalyse durchgeführt werden. Dabei werden zwei Szenarien betrachtet.

1. Szenario:

Während eines Klebevorgangs erfolgt ein teilweiser Systemausfall, so dass für die Zylinder keine Druckluft mehr vorhanden ist.

- 1.3 Beschreiben Sie die Auswirkungen auf die Zylinder 1A1, 2A1 und 3A1. 2,0

2. Szenario:

Das Verschieben eines Pakets auf Band 2 hin zum Versand funktioniert nicht, weil sich ein Paket verklemmt hat, nachdem der Zylinder 3A1 erst zur Hälfte ausgefahren ist.

- 1.4 Begründen Sie den Druckverlauf des Zylinders 3A1 für diesen Fall. 1,0

Der Klebevorgang erfordert nicht nur eine Anpresszeit von $t = 20 \text{ s}$ sondern auch einen Anpressdruck von $p = 1,5 \text{ bar}$. Das Logo mit den Maßen $60 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$ wird mit Hilfe einer gleich großen Anpresstafel auf das Paket geklebt. Der Klebezylinder 1A1 hat einen Durchmesser $D = 60 \text{ mm}$ und einen Wirkungsgrad von 85% .

- 1.5 Ermitteln Sie den erforderlichen Betriebsdruck in bar für den Klebezylinder. 3,0
- 1.6 Nennen Sie eine technische Möglichkeit, wie der vorhandene Systemdruck von $p = 6 \text{ bar}$ auf den erforderlichen Betriebsdruck energiesparend reduziert werden kann. 1,0



2 Ablaufsteuerung

Der gesamte Vorgang (Bekleben und Verschieben) wird durch eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) in Form einer Ablaufsteuerung gesteuert.

Zuordnungsliste

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
S1	Start-Taster betätigt	S1 = 1
B1	Sensor: Paket vorhanden zum Bekleben	B1 = 1
B2	Sensor: Paket am Ende von Band 1	B2 = 0
B3	Sensor: Paket hat Endposition erreicht	
1B1	Sicherungszyylinder 1A1 eingefahren	1B1 = 1
1B2	Sicherungszyylinder 1A1 ausgefahren	1B2 = 1
2B1	Klebezyylinder 2A1 eingefahren	2B1 = 1
2B2	Klebezyylinder 2A1 ausgefahren	2B2 = 1
3B1	Verschiebezyylinder 3A1 eingefahren	3B1 = 1
3B2	Verschiebezyylinder 3A1 ausgefahren	3B2 = 1
Ausgänge		
1M1	Sicherungszyylinder 1A1 ausfahren	1M1 = 1
1M2	Sicherungszyylinder 1A1 einfahren	1M2 = 1
2M1	Klebezyylinder 2A1 ausfahren (federrückgestellt)	2M1 = 1
3M1	Verschiebezyylinder 3A1 ausfahren (federrückgestellt)	3M1 = 1
Q1	Band 1 einschalten	Q1 = 1
Q2	Band 2 einschalten	Q2 = 1

8,0

2.1 Ergänzen und komplettieren Sie den grafischen Funktionsablaufplan für den gesamten Vorgang auf dem Arbeitsblatt. Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungsliste zu entnehmen.

2.2 Entwerfen Sie das SPS-Programm für die Schritte der Ablaufsteuerung, in denen die Ausgänge 1M1 und 2M1 angesteuert werden. Es sind sowohl die Netzwerke für die Schrittspeicher als auch für die Befehlsausgabe verlangt.

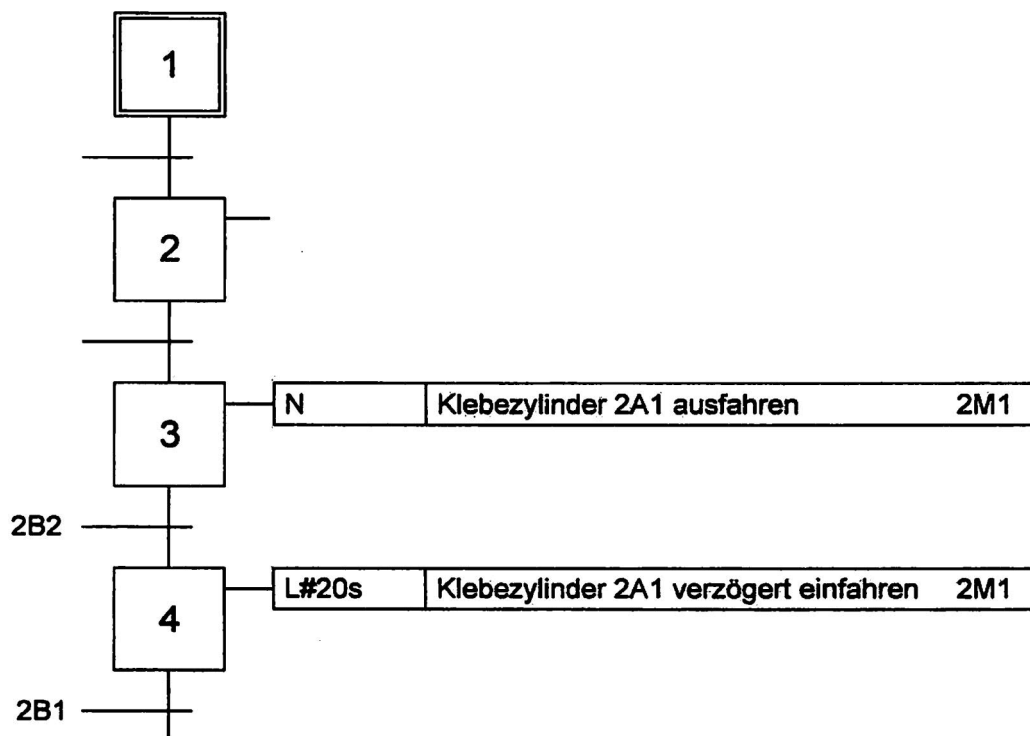
6,0

30,0



Arbeitsblatt

zu Aufgabe 2.1





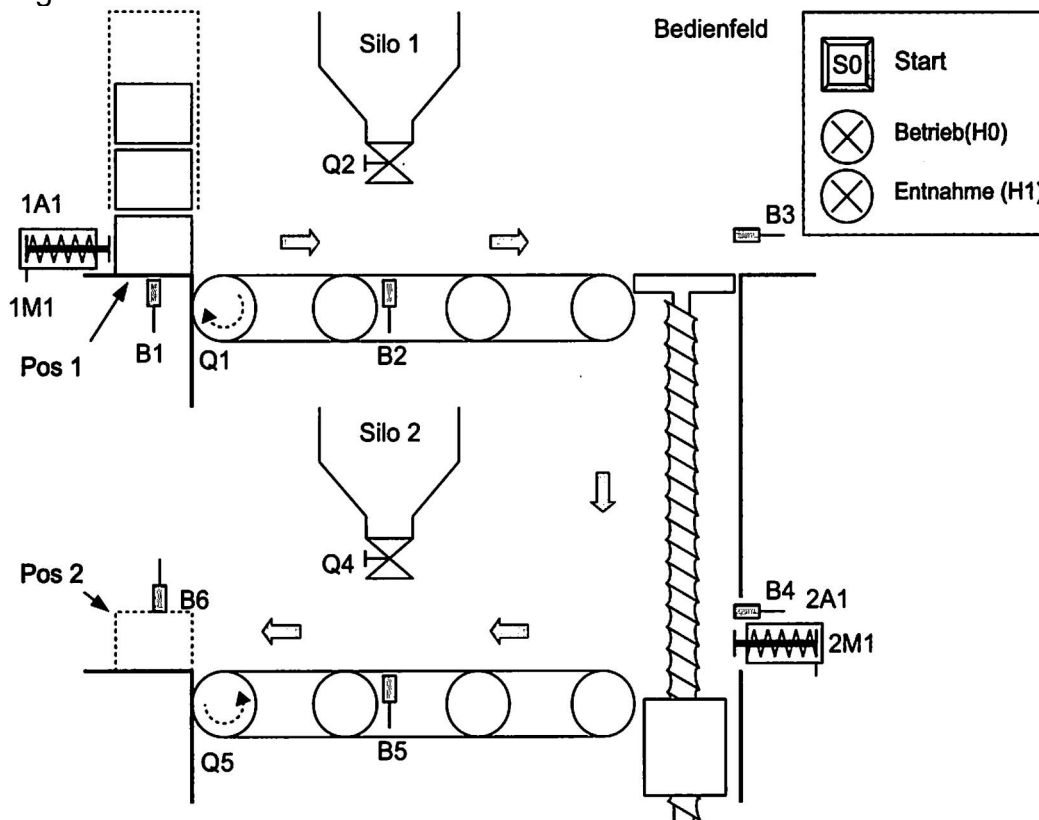
Lösungen

fehlen



tgt HP 2017/18-4: Abfüllstation

1 Technologieschema



Funktionsbeschreibung

Nach Einschalten der Anlage über S0 wird - wenn an Pos 1 ein leerer Behälter vorhanden ist und kein Behälter an Pos 2 steht - ein automatischer Abfüllbetrieb gestartet und die Betriebsanzeige leuchtet.

Dazu wird zunächst das obere Band gestartet und über einen Impuls (2s) an 1M1 ein leerer Behälter aus dem Magazin befördert.

Befindet sich der Behälter unter dem oberen Silo 1, stoppt das Band und Ventil Q2 öffnet für die Dauer von 0,9 s, um den Behälter mit der ersten Teilmenge zu füllen.

Danach befördert das Band den Behälter bis zum oben bereitstehenden Aufzug.

Die Steuerung des Aufzugs wird hier nicht berücksichtigt.

Ist der Behälter dort angekommen, stoppt das Band und der Aufzug senkt den Behälter auf das Niveau des unteren Bandes.

Die Belegung des Aufzugs wird mit B3 und B4 geprüft.

Ist der Behälter unten angekommen, wird 2M1 für 2 Sekunden betätigt und das untere Band gestartet.

Erreicht der Behälter das untere Silo, wird Q4 für 1,5s geöffnet.

Wenn der Füllprozess beendet ist, wird das untere Band in Betrieb gesetzt, um den Behälter abzutransportieren.

Die Lichtschranke B6 meldet, dass der Prozess beendet ist und der Behälter entnommen werden soll - die Entnahmeanzeige leuchtet. Ist der Behälter entnommen, erlischt die Entnahmeanzeige und die Betriebsanzeige.

Mit S0 kann ein neuer Abfüllzyklus beginnen.

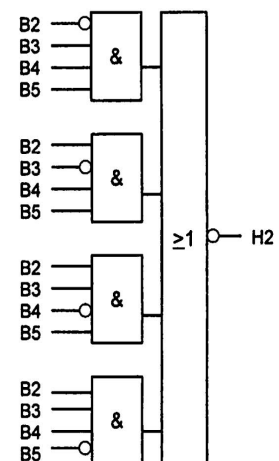


Zuordnungstabelle:

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
S0	Start-Taster	S0=1
B1	Behälter in Position 1 (Posi belegt)	B1=1
B2	Behälter unter oberem Silo (Silo 1)	B2=0
B3	Aufzug belegt (oben)	B3=0
B4	Aufzug belegt (unten)	B4=0
B5	Behälter unter unterem Silo (Silo 2)	B5=0
B6	Lichtschränke unteres Silo (Pos2 belegt)	B6=0
Ausgänge		
1M1	Pusher oben ausfahren	1M1=1
2M1	Pusher unten ausfahren	2M1=1
Q1	Oberes Band ein	Q1=1
Q2	Auslassventil oberer Silo	Q2=1
Q4	Auslassventil unteres Silo	Q4=1
Q5	Unteres Band ein	Q5=1
H0	Betriebsanzeige	H0=1
H1	Entnahmeaufforderung	H1=1

- 1.1 Entwerfen Sie einen Funktionsablaufplan der Steuerung der Abfüllanlage. Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungstabelle zu entnehmen. 10,0
- 1.2 Erstellen Sie anhand des erstellten Funktionsablaufplanes die Netzwerke für die Ausgaben Q1, H0 und Q4. 4,0
Gehen Sie davon aus, dass die Schrittspeicherbezeichnungen mit den Bezeichnungen in Ihrem Funktionsablaufplan übereinstimmen.
- 1.3 Analysieren Sie die Funktion der Leuchte H2 in Abhängigkeit von den Sensoren B2, B3, B4 und B5. 2,0

Erläutern Sie, inwiefern diese Aufgabe mit einer Funktion (FC) gelöst werden kann oder ob ein Funktionsbaustein (FB) erstellt werden muss.
Begründen Sie Ihre Aussage!





- 2 Für den Aufzugsantrieb wird ein Drehstromasynchronmotor (DASM) mit Kugelgewindeantrieb eingesetzt.
 Folgende Daten des DASM sind bekannt:
 $P_N = 0,75 \text{ kW}$ $\Delta 400\text{V}$ $\eta_N = 0,74$ $n_N = 2850 \text{ min}^{-1}$
 $\cos \varphi = 0,81$ $I_A/I_N = 5,1$ $M_A/M_N = 2,1$ $M_K/M_N = 2,5$
 Kugelgewindeantrieb: $\eta_K = 92\%$
- 2.1 Beim Anheben des Aufzugs wird der DASM im Bemessungsbetrieb betrieben. 3,0
 Berechnen Sie die Masse des leeren Aufzugs, wenn dieser in 5 Sekunden von der unteren Plattform auf die 5m höherliegende Plattform gefahren wird.
 Der Beschleunigungsvorgang wird vernachlässigt
- 2.2 Berechnen Sie den Anlaufstrom des DASM und das Anzugsdrehmoment an der Motorwelle. 4,0
- 2.3 Zeichnen Sie die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des DASM. 4,0
 Wählen Sie die Maßstäbe so, dass für die maximale Drehzahl (X-Achse) ca. 15cm und für das maximale Moment (Y-Achse) ca. 10cm erforderlich sind.
 Die zum Kippmoment korrespondierende Drehzahl wählen Sie frei und sinnvoll.
- 3 Da der Aufzug immer nur kurzzeitig betrieben wird, ist zu prüfen, ob auch ein Motor mit geringerer Bemessungsleistung eingesetzt werden könnte.
 Ein Motor mit folgende Daten steht noch zur Verfügung:
 $P_N = 0,55 \text{ kW}$ $\Delta 400\text{V}$ $\eta_N = 0,73$ $n_N = 2800 \text{ min}^{-1}$
 $I_N = 1,4 \text{ A}$ $I_A/I_N = 6$ $M_A/M_N = 2,3$ $M_K/M_N = 2,7$
 Zeichnen Sie die Kennlinie dieses Motors in das Diagramm aus 4.2.3 ein und beschreiben Sie die Auswirkungen auf Bewegungsgeschwindigkeit und Anlaufstrom.
- 3.1 Entwerfen Sie den Pneumatikplan der elektropneumatischen Steuerung für die Zylinder 1A1 und 3A1. Beide Ausfahrgeschwindigkeiten sollen jeweils einstellbar sein. 3,0

30,0



Lösungen

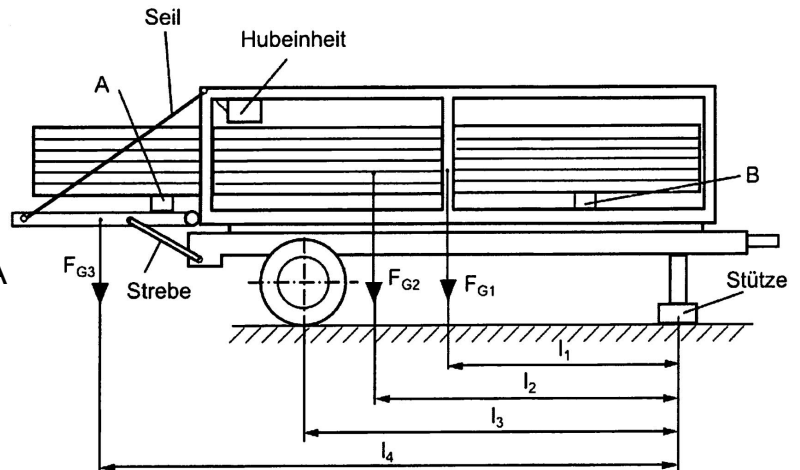
1 – fehlen --



tgt HP 2016/17-1: PKW-Anhänger

Beim Transport besonders langer Holzbretter bleibt, wie in der Zeichnung dargestellt, die Ladeklappe des PKW-Anhängers in horizontaler Stellung. Sie wird hierzu beidseitig mit je einer Strebe am Rahmen des Anhängers abgestützt. Das Seil bleibt hierbei unbelastet. Die Ladung liegt an den bezeichneten Stellen A und B auf je einem quer fixierten Rechteckprofil auf.

Vor dem Ankoppeln an den PKW steht der Anhänger in der gezeichneten Position auf zwei Rädern und einer Stütze.

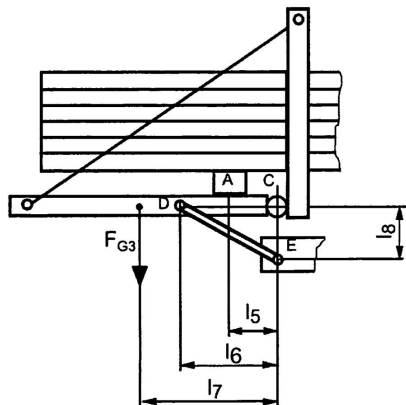


Daten:

Gewichtskraft des Anhängers
Gewichtskraft der Ladung
Gewichtskraft der Ladeklappe
Länge 1
Länge 2
Länge 3
Länge 4

$F_{G1} = 5000 \text{ N}$
 $F_{G2} = 1500 \text{ N}$
 $F_{G3} = 1000 \text{ N}$
 $l_1 = 900 \text{ mm}$
 $l_2 = 1500 \text{ mm}$
 $l_3 = 1800 \text{ mm}$
 $l_4 = 3000 \text{ mm}$

- 1.1 Berechnen Sie die Aufstandskräfte in den Rädern sowie in der Stütze. 4,0
- 1.2 Berechnen Sie die Kraft F_C in der Lagerstelle C sowie die wirksame Kraft F_D in einer Strebe. Die Gewichtskraft der Holzbretter F_{G2} teilt sich gleichmäßig auf die beiden Querbalken A und B auf. Das Seil ist weiterhin unbelastet. 5,0

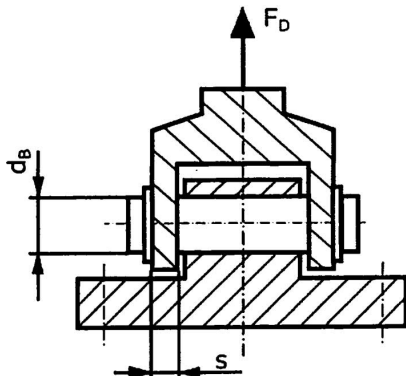


Skizze der Ansicht für eine Seite:

Daten:

$l_5 = 400 \text{ mm}$
 $l_6 = 600 \text{ mm}$
 $l_7 = 800 \text{ mm}$
 $l_8 = 300 \text{ mm}$

- 1.3 Die Strebe ist mittels einer Bolzenverbindung mit dem Unterbau des Anhängers im Punkt E verbunden. Der Bolzen besteht aus C15E. 4,0



Daten:

Kraft in Lager D

$F_D = 2050 \text{ N}$

Stegbreite

$s = 10 \text{ mm}$

Sicherheit gegen Abscheren

$v = 4,5$

Zulässige Flächenpressung

$p_{zul} = 15 \text{ N/mm}^2$

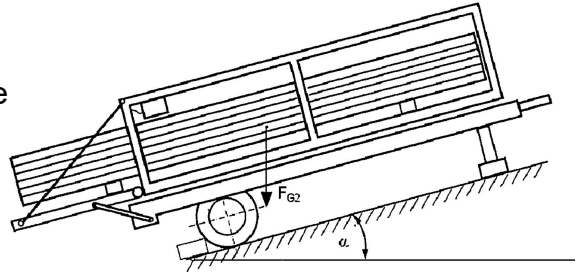
Dimensionieren Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B .



- 2 Der Anhänger steht kurz nach dem Beladen mit Holzbrettern auf einer steilen Straße mit einem Steigungswinkel von $\alpha = 15^\circ$. Die Ladung wurde noch nicht gesichert.

3,0

Weisen Sie nach, ob die Holzbretter von den Rechteckprofilen aus Stahl herunterrutschen, wenn von trockenen Bedingungen ausgegangen wird.



- 3 Nach dem Entladen des Anhängers (wieder auf waagerechter Straße) wird die Strebe entfernt und die Ladeklappe mittels einer Hubeinheit in die senkrechte Stellung gebracht. Die Hubeinheit besteht aus einem Elektromotor, einem Schneckentrieb und einer Seiltrommel.

Daten:

Motorleistung	$P_M = 1,2 \text{ kW}$
Motordrehzahl	$n_M = 710 \text{ 1/min}$
Motorwirkungsgrad	$\eta_M = 0,9$
Getriebewirkungsgrad	$\eta_G = 0,8$
Übersetzung	$i = 40:1$
Durchmesser der Seiltrommel	$d_{Tr} = 250 \text{ mm}$
Verluste in der Seiltrommel	$= 15\%$

- 3.1 Skizzieren Sie den Energiefluss in der Hubeinheit mit Hilfe eines Blockschaltbildes und berechnen Sie den Gesamtwirkungsgrad.

3,0

- 3.2 Begründen Sie, warum ein Schneckengetriebe eingesetzt wurde.

1,0

- 3.3 Berechnen Sie die Geschwindigkeit, mit der das Seil hochgezogen wird.

2,0

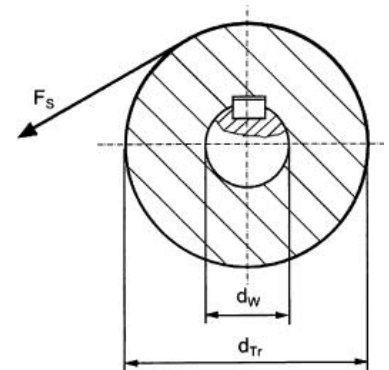
- 3.4 Das Seil besteht aus Einzeldrähten mit einem Durchmesser von je 1,2 mm und einer Zugfestigkeit von $R_m = 780 \text{ N/mm}^2$. Ermitteln Sie die Anzahl der Einzeldrähte bei einer 4-fachen Sicherheit gegen Bruch. Die Seilkraft beträgt 700 N.

3,0

- 4 Die Seiltrommel ist mittels einer Passfeder mit der Welle verbunden.

Daten:

Wellendurchmesser	$d_W = 40 \text{ mm}$
Zulässige Flächenpressung	$p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$
Durchmesser der Seiltrommel	$d_{Tr} = 250 \text{ mm}$
Seilkraft	$F_S = 700 \text{ N}$



- 4.1 Dimensionieren Sie die Passfeder DIN 6885 Form B und geben Sie diese normgerecht an.

4,0

- 4.2 Für die berechnete Länge der Passfeder steht nicht genug Einbautiefe zur Verfügung. Nennen Sie einen konstruktiven Vorschlag für die Verbindung zwischen Seiltrommel und Welle.

1,0

30,0



Lösungen

1

1.1 Lageskizze des Anhängers mit Ladung

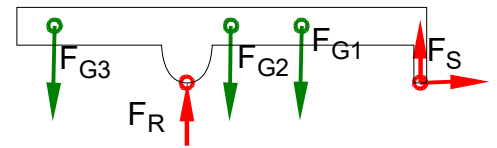
$$\Sigma M_S = 0 = F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2 - F_R \cdot l_3 + F_{G3} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_R = \frac{F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2 + F_{G3} \cdot l_4}{l_3}$$

$$= \frac{5000 \text{ N} \cdot 900 \text{ mm} + 1500 \text{ N} \cdot 1500 \text{ mm} + 1000 \text{ N} \cdot 3000 \text{ mm}}{1800 \text{ mm}} = 5416,7 \text{ N} \quad (\text{Achse})$$

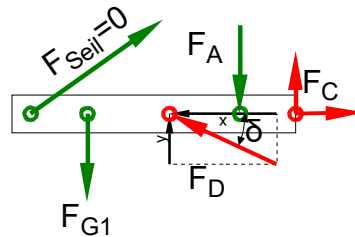
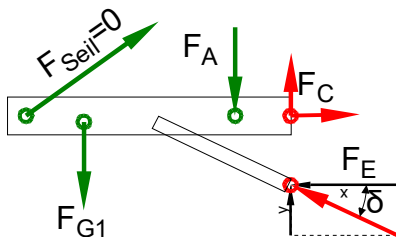
$$\Sigma F_y = 0 = F_S - F_{G1} - F_{G2} + F_R - F_{G3} \Rightarrow$$

$$F_S = F_{G1} + F_{G2} - F_R + F_{G3} = -5000 \text{ N} + 1500 \text{ kN} - 5416,7 \text{ N} + 1000 \text{ N} = 2083,3 \text{ N}$$



1.2 Lageskizze der Ladeklappe mit Strebe

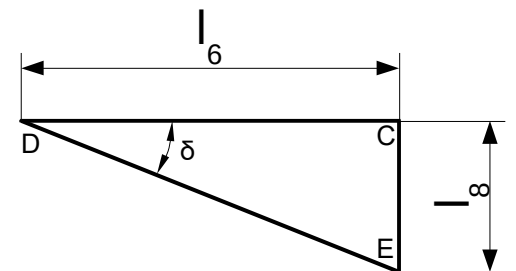
Lageskizze der Ladeklappe ohne Strebe



$$F_A = \frac{F_{G2}}{2} = \frac{1500 \text{ N}}{2} = 750 \text{ N} \quad ; \quad F_{DE} = F_D = F_E \quad (\text{kann an D oder E angesetzt werden})$$

Ermittlung des Winkels δ (=Winkel CDE):

$$\delta = \arctan \frac{l_8}{l_6} = \arctan \frac{300 \text{ mm}}{600 \text{ mm}} = \arctan 0,5 = 26,57^\circ$$



Ermittlung der Kräfte:

anhand Lageskizze ohne Strebe

$$\Sigma M_C = 0 = F_A \cdot l_5 - F_{DEy} \cdot l_6 + F_{G3} \cdot l_7 = F_A \cdot l_5 - F_{DE} \cdot \sin \delta \cdot l_6 + F_{G3} \cdot l_7 \Rightarrow$$

$$F_{DE} = \frac{F_A \cdot l_5 + F_{G3} \cdot l_7}{\sin \delta \cdot l_6} = \frac{750 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} + 1000 \text{ N} \cdot 800 \text{ mm}}{\sin 26,57^\circ \cdot 600 \text{ mm}} = 4099,5 \text{ N} \quad (2049,7 \text{ N je Seite})$$

anhand Lageskizze mit Strebe

$$\Sigma M_C = 0 = F_A \cdot l_5 - F_{DEx} \cdot l_8 + F_{G3} \cdot l_7 = F_A \cdot l_5 - F_{DE} \cdot \cos \delta \cdot l_8 + F_{G3} \cdot l_7 \Rightarrow$$

$$F_{DE} = \frac{F_A \cdot l_5 + F_{G3} \cdot l_7}{\cos \delta \cdot l_8} = \frac{750 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} + 1000 \text{ N} \cdot 800 \text{ mm}}{\cos 26,57^\circ \cdot 300 \text{ mm}} = 4099,5 \text{ N} \quad (2049,7 \text{ N je Seite})$$

in allen Fällen

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{DEx} + F_{Cx} \Rightarrow$$

$$F_{Cx} = F_{DE} \cdot \cos \delta = 4099,5 \text{ N} \cdot \cos 26,57^\circ = 3666,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G3} + F_{DEy} - F_A + F_{Cy} \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = +F_{G3} - F_{DE} \cdot \sin \delta + F_A = +1000 \text{ N} - 4099,5 \text{ N} \cdot \sin 26,57^\circ + 750 \text{ N} = -83,3 \text{ N}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(3666,7 \text{ N})^2 + (-83,3 \text{ N})^2} = 3668 \text{ N}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-83,3 \text{ N}}{3666,7 \text{ N}} = -1,3^\circ \text{ nach rechts unten gegen die positive x-Achse}$$



1.3 Bolzendurchmesser

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{p_{zul}} = \frac{2050 \text{ N}}{15 \text{ N/mm}^2} = 136,7 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot 2 \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{2 \cdot s} = \frac{136,7 \text{ mm}^2}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 6,84 \text{ mm}$$

Gegen Abscherung:

$R_e = 355 \text{ N/mm}^2$ (C15E \rightarrow [EuroTabM47], S.137 „Vergütungsstähle“)

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 213 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{V} = \frac{213 \text{ N/mm}^2}{4,5} = 47,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{2050 \text{ N}}{2 \cdot 47,3 \text{ N/mm}^2} = 21,66 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 21,66 \text{ mm}^2}{\pi}} = 5,25 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 6,84 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 8 \text{ mm}$ (\rightarrow TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing)

2 Reibungszahl $\mu_H = 0,55 \rightarrow$ [EuroTabM47] S.38 (Stahl/Holz, trocken, Haftreibung)

Über die Kräfteverhältnisse, Lageskizze der Ladung:

$$F_R = \mu_H \cdot F_N = \mu_H \cdot F_{G2y} = \mu_H \cdot F_{G2} \cdot \cos \alpha = 0,55 \cdot 1500 \text{ N} \cdot \cos 15^\circ = 797 \text{ N}$$

$$F_{Hangabtrieb} = F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 1500 \text{ N} \cdot \sin 15^\circ = 388 \text{ N}$$

$$F_R > F_{Hangabtrieb} \Rightarrow \text{rutscht nicht}$$

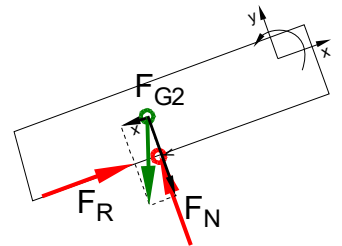
oder mit dem Reibwinkel:

$$\arctan \mu_H = \arctan 0,55 = 28,8^\circ > 15^\circ \rightarrow \text{rutscht nicht}$$

Hinweis 12: Der Reibwinkel ist der Winkel, bei dem ein Körper gerade nicht rutscht, also die Hangabtriebskraft gerade so groß wie die max. Haftreibungskraft ist:

$$F_{Hang} = F_{Haft} \Rightarrow F_G \cdot \sin \alpha = F_G \cdot \cos \alpha \cdot \mu \Rightarrow \mu = \tan \alpha \Rightarrow \alpha_{Haft} = \arctan \mu$$

Reibung



3 Hubeinheit



$$\eta_{ges} = \eta_M \cdot \eta_G \cdot \eta_{Tr} = 0,9 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 0,65$$

Blockschaltbild, Gesamtwirkungsgrad

3.2 Schneckengetriebe ermöglichen eine große Übersetzung und damit ein hohes Ausgangsdrehmoment bei niedriger Drehzahl. Sie sind selbsthemmend, d.h., das Seil wird vom E-Motor angetrieben, aber nicht umgekehrt. Welcher dieser Gründe für den Einsatz in der Hubeinheit spricht, ist aber nicht ersichtlich.

Begründung für Schneckengetriebe

3.3

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{Tr} = \frac{n_M}{i} = \frac{710 \text{ min}^{-1}}{40} = 17,75 \text{ min}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot n_{Tr} \cdot d_{Tr} = \pi \cdot 17,75 \text{ min}^{-1} \cdot 250 \text{ mm} = 13,94 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,232 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,836 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Hubgeschwindigkeit



$$3.4 \quad S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,2 \text{ mm})^2}{4} = 1,131 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{\text{zlim}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{\text{zul}} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{\text{zul}} = \frac{R_m}{\sqrt{v}} = \frac{780 \text{ N/mm}^2}{4} = 195 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{\sigma_{\text{zul}}} = \frac{700 \text{ N}}{195 \text{ N/mm}^2} = 3,59 \text{ mm}^2$$

$$n_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{3,59 \text{ mm}^2}{1,13 \text{ mm}^2} = 3,17 \Rightarrow \text{mind. 4 Drähte erforderlich}$$

Erforderliche Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil

Hinweis 13: Da Drahtseile beim Reißen ein erhebliches Sicherheitsrisiko darstellen, erscheint es für die Praxis sinnvoller, das Drahtseil nicht nach der Last, sondern mindestens nach der Zugkraft auszuliegen, die die Hubeinheit aufbringen kann:

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{1,2 \text{ kW}}{2\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 16,1 \text{ Nm}$$

$$i_{\text{ges}} \cdot \eta_{\text{ges}} = \frac{M_{\text{ab}}}{M_{\text{zu}}} \Rightarrow M_{\text{Tr}} = M_M \cdot (\eta_M) \cdot \eta_G \cdot \eta_{\text{Tr}} \cdot i = 16,1 \text{ Nm} \cdot (0,9) \cdot 0,8 \cdot 0,85 \cdot 40 = 439 (395) \text{ Nm}$$

$$M_{\text{Tr}} = F_{\text{Seil}} \cdot \frac{d_{\text{Tr}}}{2} \Rightarrow F_{\text{Seil}} = \frac{2 \cdot M_{\text{Tr}}}{d_{\text{Tr}}} = \frac{2 \cdot 439 (395) \text{ Nm}}{250 \text{ mm}} = 3,5 (3,2) \text{ kN}$$

P_M wurde hier als mechanische (elektrische) Leistung angenommen.

4 Passfeder

4.1 Umfangskraft F_U an der Passfeder über Momente / Hebelgesetz:

$$F_S \cdot \frac{d_{\text{Tr}}}{2} = F_U \cdot \frac{d_W}{2} \Rightarrow F_U = F_S \cdot \frac{d_{\text{Tr}}}{d_W} = 700 \text{ N} \cdot \frac{250 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 4375 \text{ N}$$

Passfedern DIN 6885 für Wellen $\varnothing 40$ haben folgende Maße (\rightarrow TabB „Passfeder“):
 $b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t_1 = 5 \text{ mm}$, $t_2 = 3,3 \text{ mm}$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{\text{zul}} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{\text{erf}} = \frac{F_U}{p_{\text{zul}}} = \frac{4375 \text{ N}}{20 \text{ N/mm}^2} = 218,75 \text{ mm}^2$$

$$A = l \cdot (h - t_1) \Rightarrow l_{\text{erf}} = \frac{A_{\text{erf}}}{h - t_1} = \frac{218,75 \text{ mm}^2}{8 \text{ mm} - 5 \text{ mm}} = 72,9 \text{ mm}$$

Gegen Scherung kann in dieser Aufgabe nicht gerechnet werden, weil sie keine Angaben zu Werkstoff oder Scherfestigkeit enthält. Von der Auslegung her ist das sinnvoll.⁹ Für Schüler ist es ärgerlich, weil es auch Aufgaben gibt, die die Berechnung auf Scherung verlangen, und der Unterschied oft nicht klar formuliert ist.

Gewählt: DIN 6885 – B – 12x8x80 mit $l = 80 \text{ mm}$ für Wellen $\varnothing 40$

Passfeder auswählen (gegen Flächenpressung)

4.2 Wenn der Platz für eine Passfeder nicht ausreicht, muss eine andere Welle-Nabe-Verbindung gewählt werden: mehrere Passfedern, Scheibenfeder, Keilverbindung, Keilwelle, Zahnwelle, Polygonprofil, Übermaßpassung, Kegolverbindung usw. (\rightarrow TabB „Welle-Nabe-Verbindung“)

Welle-Nabe-Verbindung

9 [Roloff/Matek 2011] S.378: „Die ebenfalls auftretende Scherspannung ist bei zum Wellendurchmesser gehörigen Passfederabmessungen unkritisch.“



tgt HP 2016/17-3: Fügestation

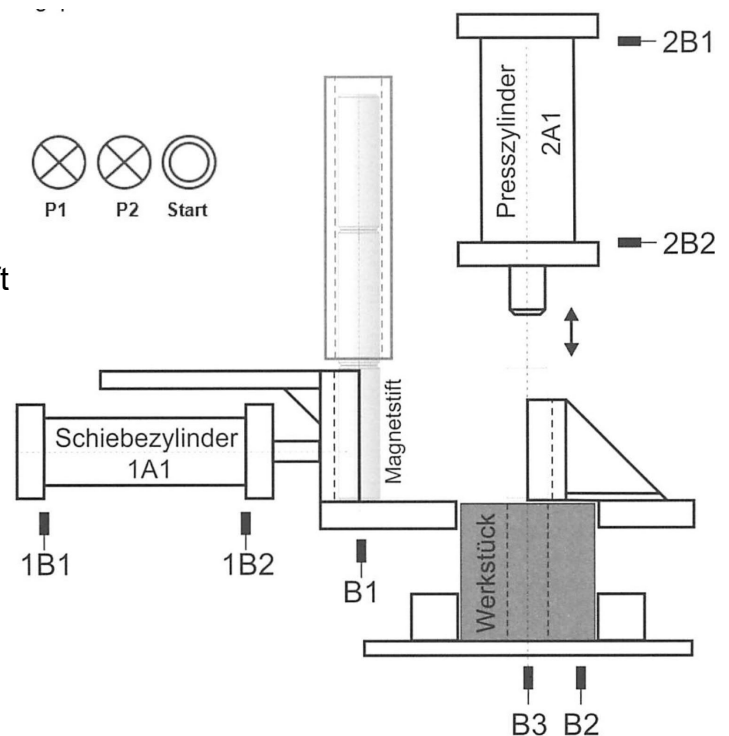
An einer Fügestation wird in ein eingelegtes Werkstück ein magnetischer Stift eingepresst.

Funktionsbeschreibung:

Ist der Presszylinder 2A1 eingefahren, ist ein Werkstück ohne Stift vorhanden, der Schiebe- zylinder 1A1 eingefahren und ein Magnetstift vorhanden, positioniert beim Betätigen des Starttasters S1 der Schiebezyylinder 1A1 den Stift in der Verpressposition und fixiert ihn dort.

Nach dem Ausfahren des Schiebezyinders wird der Magnetstift durch den Presszylinder voll- ständig eingepresst. Nach 2s hebt sich der Presszylinder wieder bis zur Endposition. Anschließend fährt der Schiebezyylinder ein.

Während des gesamten Vorgangs leuchtet P1, bis sich beide Zylinder wieder in Grundstellung befinden. P2 signalisiert, dass das Werkstück entnommen werden kann. Nach manueller Entnahme des Werkstücks kann der Vorgang erneut gestartet werden.



Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
S1	Starttaster	S1 = 1
B1	Stift vorhanden	B1 = 1
B2	Werkstück vorhanden	B2 = 1
B3	Stift in Werkstück eingepresst	B3 = 1
1B1	Schiebezyylinder hintere Position	1B1 = 1
1B2	Schiebezyylinder vordere Position	1B2 = 1
2B1	Presszylinder obere Position	2B1 = 1
2B2	Presszylinder untere Position	2B2 = 1
Ausgänge		
1M1	Ventil: Schiebezyylinder 1A1 ausfahren (federrückgestellt)	1M1 = 1
2M1	Ventil: Presszylinder 2A1 ausfahren	2M1 = 1
2M2	Ventil: Presszylinder 2A1 einfahren	2M2 = 1
P1	Signallampe Vorgang läuft	P1 = 1
P2	Signallampe Werkstück entnehmen	P2 = 1

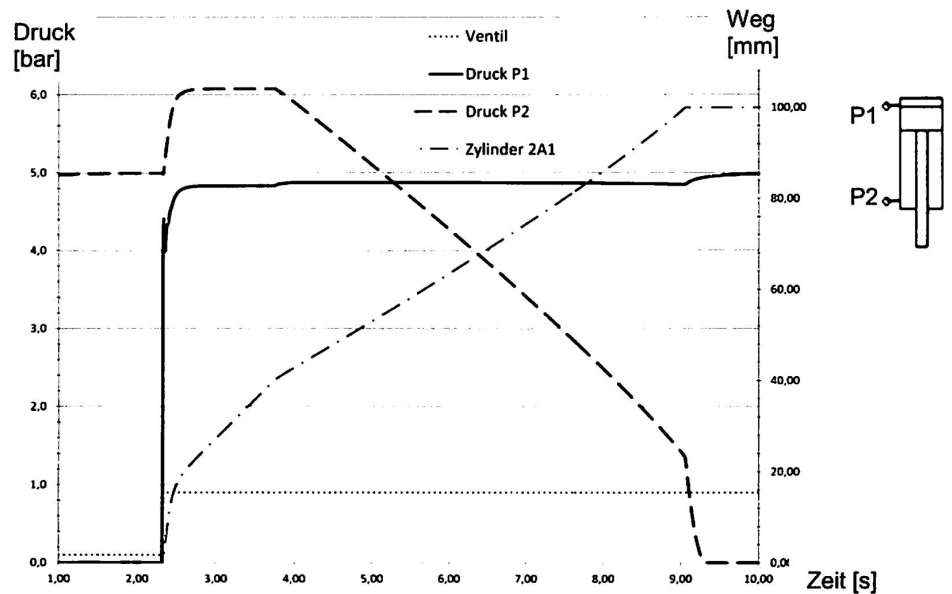


1 SPS Steuerung

- 1.1 Entwickeln Sie den grafischen Funktionsablaufplan für den kompletten Fügevorgang 7,0
- 1.2 Entwerfen Sie die Netzwerke mit Hilfe ihres Funktionsablaufplanes vollständig vom Aus- bis zum Einfahren des Presszylinders 2A1 (Teil der Schrittkette mit SR/RS-Speicher sowie die Aktionsausgabe). 6,0
- 1.3 Unterscheiden Sie die Wirkweise eines kapazitiven Sensors und eines Reedkontakts. Begründen Sie, welchen Sensortyp Sie für B3 verwenden würden. 3,0

2 Pneumatik

Während des Pressvorgangs werden folgende Druckverlaufskurven aufgenommen.



- 2.1 Beschreiben und begründen Sie die Druckverlaufskurven. 4,0
- 2.2 Beim Test der Anlage wurde vereinzelt festgestellt, dass sich der Stift beim Verschieben verkantet. Durch den Einbau eines Druckdifferenzschalters soll eine Fehlstellung des Stifts erkannt werden, da die Presskraft auf den Stift größer wird und somit Auswirkungen auf die Drücke hat. Ermitteln Sie die einzustellende Druckdifferenz aus dem gegebenen Diagramm für diesen Fehler. 2,0

2.3 Energetische Optimierung der Anlage

Die ursprüngliche Anlage wurde mit den für den Pressvorgang benötigten 5 bar betrieben.

	Presszylinder	Schiebezylinder
d_1 Kolbendurchmesser in mm	40	32
d_2 Kolbenstangendurchmesser in mm	16	12
l Hublänge in mm	100	100

- a Beim Einfahren des Presszylinders hebt dieser ein Gewicht von ca. $m = 4$ kg. Berechnen Sie den für das Einfahren notwendigen Mindestdruck. 3,0
- b Beide Zylinder sind doppeltwirkende Zylinder. Für den Schiebezylinder und den Einfahrvorgang des Presszylinders werden Energiesparventile eingebaut und auf 1 bar eingestellt. Das Ausfahren des Presszylinders wird nach wie vor mit 5 bar betrieben. 5,0

Vergleichen Sie den Luftverbrauch der optimierten Anlage mit der vorherigen Anlage.

30,0

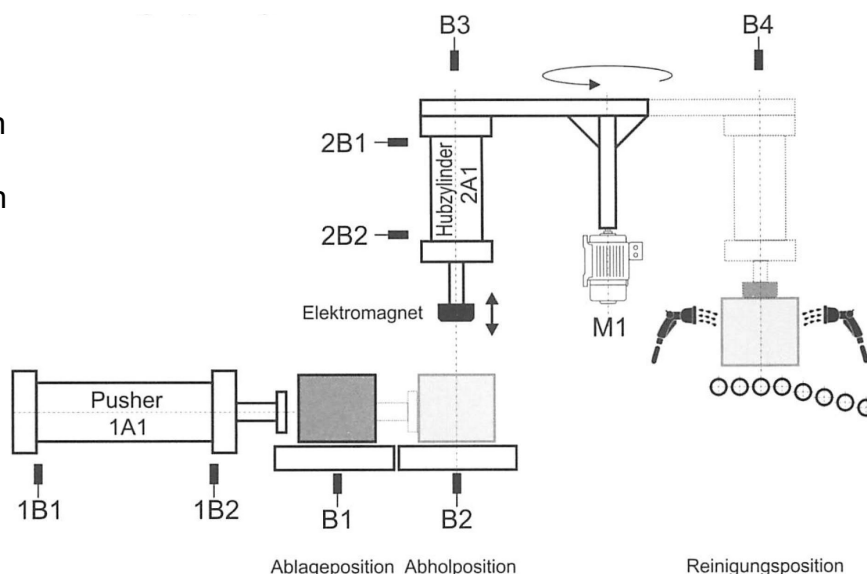


tgt HP 2016/17-4: Reinigungsanlage

Grundstellung der Anlage:

- Pusher 1A1 ist eingefahren
- Hubzylinder 2A1 ist eingefahren
- Schwenkarm in Abholposition
- Kein Werkstück in Abholposition

Befindet sich ein Werkstück in der Ablageposition, wird durch Betätigen des START-Tasters der Reinigungsvorgang mit dem Ausfahren des Pushers 1A1 gestartet. Wird das Werkstück an der Abholposition erkannt, fährt der Hubzylinder 2A1 aus. Sind der Hubzylinder 2A1 und der Pusher 1A1 vollständig ausgefahren, fährt der Pusher sofort wieder ein und der Elektromagnet wird eingeschaltet.



3 Sekunden nach Einschalten des Elektromagneten fährt der Hubzylinder ein und hebt das Werkstück an. Ist das Werkstück vollständig angehoben, dreht der Schwenkarm (Schwenkantrieb M1) in die Reinigungsposition.

Ist die Reinigungsposition erreicht, werden die Brausen für 10 Sekunden eingeschaltet. Anschließend wird der Elektromagnet ausgeschaltet, und der Schwenkarm dreht wieder in die Abholposition. Der Reinigungsvorgang ist damit beendet.

Zuordnungsliste:

Eingänge	Logische Zuordnung	
START	Taster: Reinigungsvorgang wird gestartet	START = 1
B1	Werkstück in Ablageposition vorhanden	B1 = 1
B2	Werkstück in Abholposition vorhanden	B2 = 1
B3	Schwenkarm in Abholposition	B3 = 0
B4	Schwenkarm in Reinigungsposition	B4 = 0
1B1	Pusher 1A1 ist eingefahren	1B1 = 1
1B2	Pusher 1A1 ist ausgefahren	1B2 = 1
2B1	Hubzylinder 2A1 ist eingefahren	2B1 = 1
2B2	Hubzylinder 2A1 ist ausgefahren	2B2 = 1
Ausgänge		
1M1	Pusher 1A1 ausfahren (federrückgestellt)	1M1 = 1
2M1	Hubzylinder 2A1 ausfahren	2M1 = 1
2M2	Hubzylinder 2A1 einfahren	2M2 = 1
Q1	Elektromagnet einschalten	Q1 = 1
Q2	Schwenkarm dreht sich (Motor M1)	Q2 = 1
V1	Reinigungsbrausen eingeschaltet	V1 = 1



- 1 Die Reinigungsanlage wird mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) gesteuert.
- 1.1 Ergänzen Sie den Funktionsablaufplan ab Schritt 2 für den kompletten Prozess der Reinigungsanlage auf dem Arbeitsblatt. 8,0
Hinweis: Es sind auch Lösungen mit einer kleineren Anzahl als den vorgegebenen Schritten möglich.
- 1.2 Entwickeln Sie mithilfe Ihres Funktionsablaufplans die Netzwerke für die Schrittkette (RS/SR-Speicher) vollständig vom Ausfahren bis zum Einfahren des Hubzylinders 2A1 sowie die Befehlsausgabe für 2M1 und 2M2. 6,0
- 2 Drehstromantrieb
Der Schwenkarm wird von einem Drehstromasynchronmotor (DASM) über ein Zahnradgetriebe mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Getr}} = 92\%$ angetrieben.
- 2.1 Der Hubzylinder befindet sich $r = 50 \text{ cm}$ von der Drehachse entfernt und soll sich mit einer Geschwindigkeit von $v = 4 \text{ m/s}$ bewegen. 2,0
Berechnen Sie die Drehzahl der Drehachse in $1/\text{min}^{-1}$.
Der Hubzylinder, der Elektromagnet und das zugeführte Werkstück werden während der Drehbewegung mit $v = 4 \text{ m/s}$ mit einer Kraft von 150 N bewegt.
- 2.2 Ermitteln Sie aus dem unten abgebildeten Ausschnitt einer Normtabelle einen geeigneten Motor (Bemessungsleistung P_n). Stellen Sie Ihren Lösungsweg übersichtlich dar. 3,0

Ausschnitt Normtabelle DASM:

P_n in kW	Baugröße	n_n in min^{-1}	$\cos \varphi_n$	I_n in A	M_n in Nm
0,25	71	1325	0,75	0,83	1,8
0,37	71	1375	0,76	1,06	2,6
0,55	80	1400	0,78	1,43	3,7
0,75	80	1400	0,80	1,83	5,1
1,1	90 S	1410	0,81	2,65	7,5
2,2	100 L	1415	0,82	4,9	15
3	100 L	1415	0,81	6,4	20
5,5	132 S	1450	0,83	11,3	36

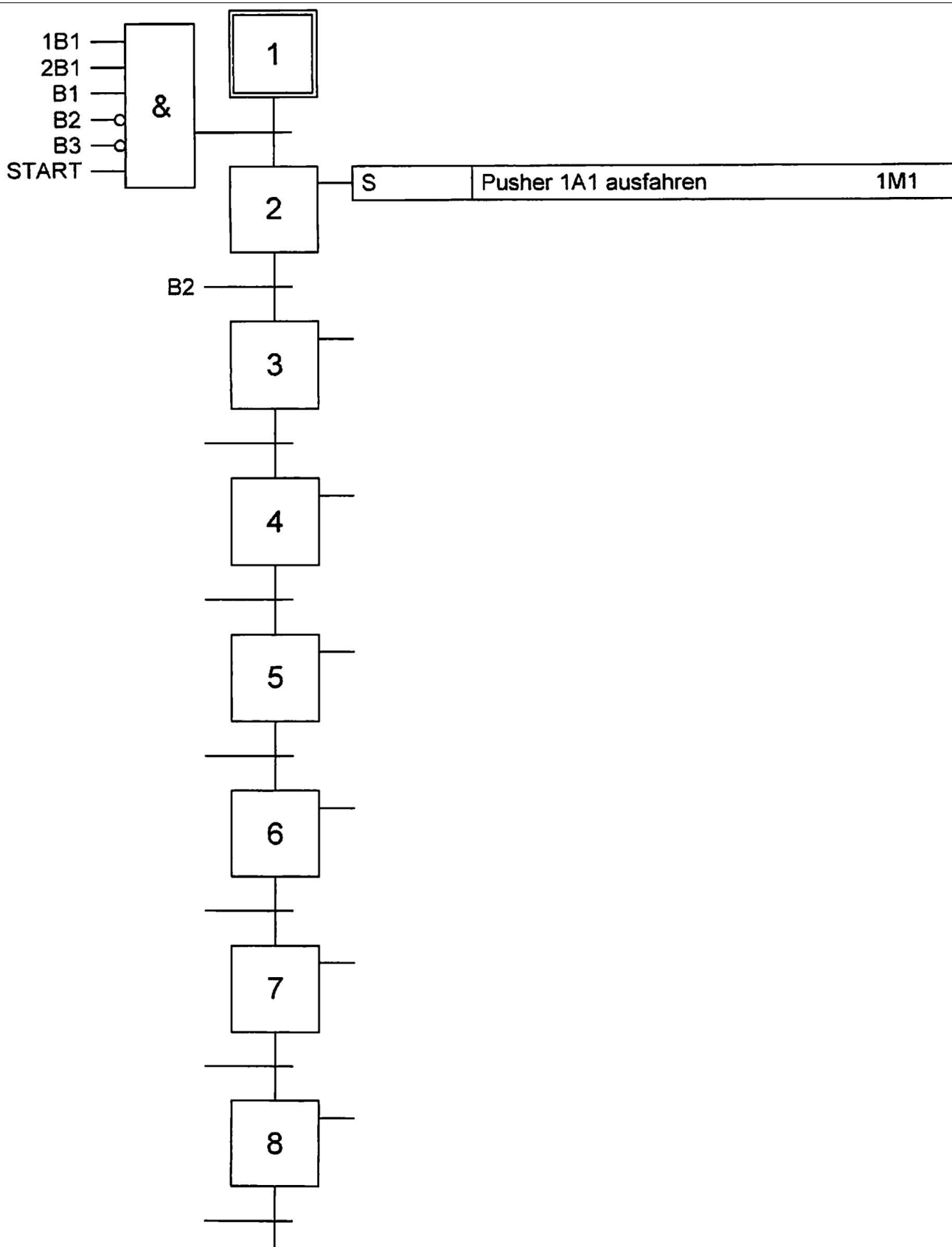
Für die folgenden Teilaufgaben verwenden Sie den Motor mit einer Bemessungsleistung von $P_n = 0,75 \text{ kW}$. Dieser wird an einem Drehstromnetz mit $400 \text{ V}/50 \text{ Hz}$ betrieben.

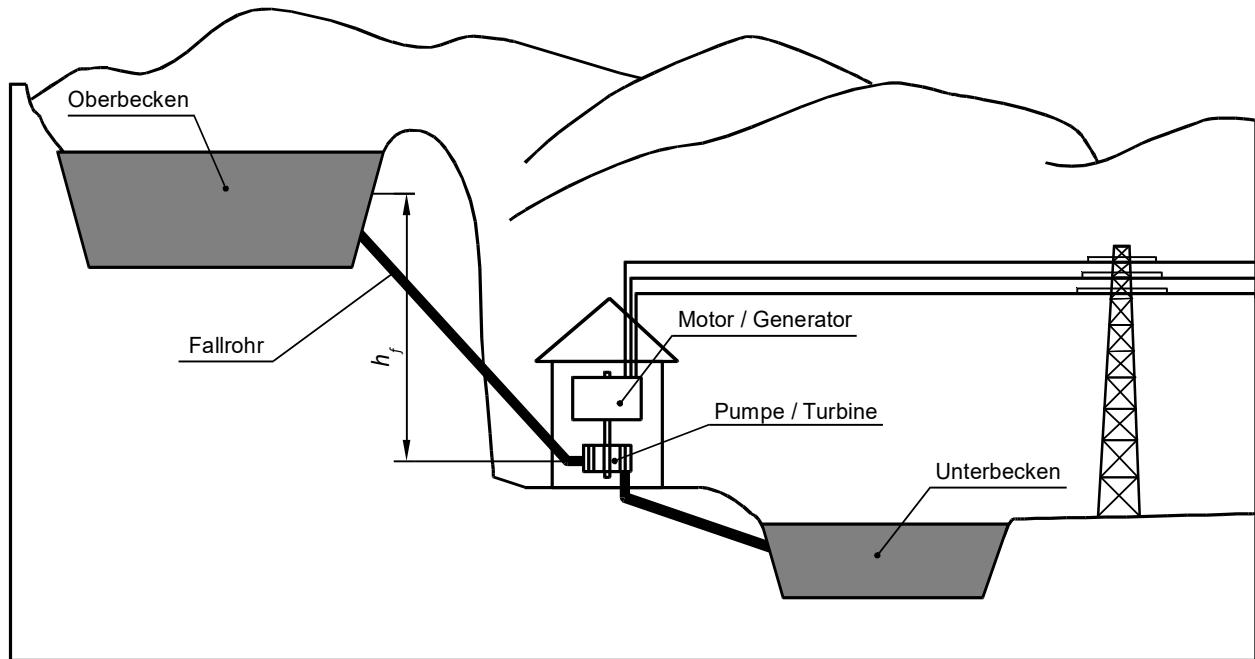
- 2.3 Berechnen Sie den relativen Schlupf in % bei Bemessungsbetrieb des Motors. 3,0
- 2.4 Berechnen Sie den Gesamtwirkungsgrad aus Motor und Getriebe bei Bemessungsbetrieb des Motors. 3,0
- 2.5 Der Leistungsfaktor des DASM soll auf $\cos \varphi_2 = 0,92$ verbessert werden. 3,0
Berechnen Sie die erforderliche Gesamtkapazität der Kompensationskondensatoren.
- 2.6 Als Anlassverfahren stehen der Stern-Dreieck-Anlauf, Softstarter und Anlassen mit Frequenzumrichter zur Verfügung. Erläutern Sie, weshalb sich für diese Antriebsaufgabe ein Softstarter eignet. 2,0

30,0



Arbeitsblatt zu Aufgabe 1.1





1 Daten:

Nutzbares Volumen des Oberbeckens

$$V_0 = 5 \cdot 10^6 \text{ m}^3$$

Mittlere Fallhöhe

$$h_f = 380 \text{ m}$$

Verlust im Fallrohr

$$7\%$$

Wirkungsgrad der Turbine

$$\eta_T = 0,95$$

Wirkungsgrad des Generators

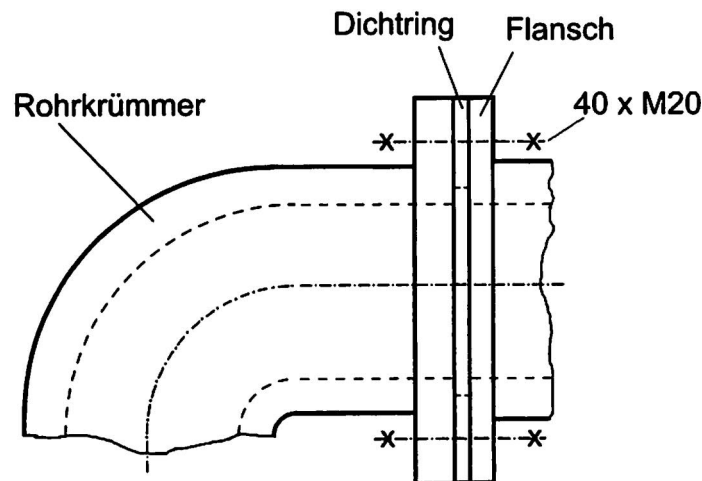
$$\eta_G = 0,97$$

- 1.1 Erläutern Sie kurz den Einsatz von Pumpspeicherkraftwerken und erklären Sie, welchen Lastbereich der Energieversorgung sie abdecken können. 2,0
- 1.2 Berechnen Sie die potenzielle Energie des Wassers im Oberbecken in MWh. 3,0
- 1.3 Berechnen Sie die elektrische Energie in MWh, die hieraus erzeugt werden kann. 2,0
- 1.4 Berechnen Sie die Zeit, die es dauert, bis das nutzbare Wasservolumen abgelassen ist, wenn das Pumpspeicherkraftwerk eine konstante elektrische Leistung von 900 MW abgibt. 2,0
- 1.5 Ermitteln Sie die Menge an Steinkohle, die in einem konventionellen Steinkohlekraftwerk verbrannt werden muss, um dieselbe elektrische Energie zu erzeugen. Der Wirkungsgrad des Steinkohlekraftwerks beträgt 0,38. Nehmen Sie als elektrische Energie 4500 MWh an. 3,0



- 2 Das Fallrohr wird mit Hilfe eines Rohrkrümmers mit 40 Sechskantschrauben ISO 4014 - M20 x 200 - 10.9 an das Oberbecken angeflanscht.

5,0

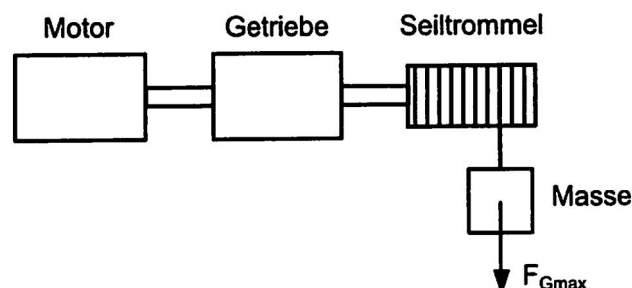


Zum Abdichten ist ein Dichtring notwendig, von dem folgende Daten bekannt sind:

Außendurchmesser	$d_a = 1850 \text{ mm}$
Innendurchmesser	$d_i = 1650 \text{ mm}$
Zulässige Flächenpressung	$p_{zul} = 15 \text{ N/mm}^2$

Überprüfen Sie, ob die zulässige Flächenpressung des Dichtringes mit den verwendeten Schrauben eingehalten wird, wenn für die Schraube eine 1,2-fache Sicherheit gegen plastische Verformung gilt.

- 3 Für Wartungsarbeiten muss das Turbinengehäuse mit Hilfe einer Hubvorrichtung angehoben werden.



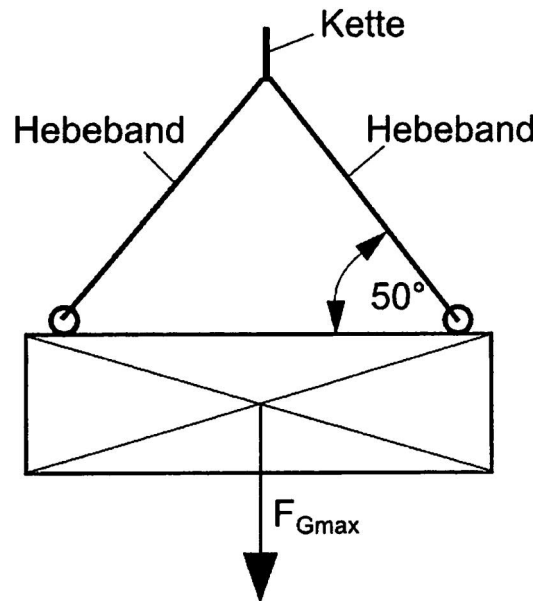
Daten:

Maximale Last:	$F_{Gmax} = 15 \text{ kN}$
Maximale Hebegeschwindigkeit:	$v_{max} = 0,2 \text{ m/s}$
Getriebewirkungsgrad:	$\eta_G = 0,7$
Seiltrommelwirkungsgrad:	$\eta_{ST} = 0,8$
Trommeldurchmesser:	$d_{Tr} = 400 \text{ mm}$
Motordrehzahl:	$n_M = 1450 \text{ min}^{-1}$
Motorleistung:	$P_M = 5,5 \text{ kW}$

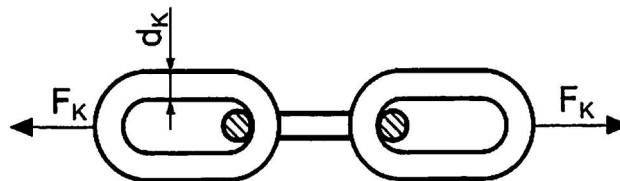
- 3.1 Beurteilen Sie, ob die Leistung des Elektromotors ausreicht, um die Last mit der geforderten maximalen Geschwindigkeit v_{max} anzuheben. 3,0
- 3.2 Bestimmen Sie das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Getriebes. 2,0
- 3.3 Nennen Sie eine Getriebebauform, mit der die notwendige Übersetzung erreicht werden kann. 1,0



- 4 Das Turbinengehäuse wird mittels einer Kette und zweier Hebebander gemäß folgender Skizze an der Hubvorrichtung befestigt.



- 4.1 Berechnen Sie die Kraft in einem Hebeband F_H sowie in der Kette F_K . 3,0
- 4.2 Es wurde eine Rundstahlkette aus S275JR mit einem Durchmesser von $d_K = 12 \text{ mm}$ gemäß folgender Skizze verwendet: 4,0



Weisen Sie nach, ob eine Sicherheit von 4 gegen plastische Verformung eingehalten wurde, und begründen Sie, warum in diesem Fall eine hohe Sicherheit erforderlich ist.

30,0



Lösungsvorschläge

1 Pumpspeicherkraftwerk

1.1 Pumpspeicherkraftwerke haben die Funktion eines großen Akkumulators. Wenn elektrische Energie im Überangebot vorhanden ist bzw. die Strompreise niedrig sind, wird Wasser vom Unterbecken ins Oberbecken gepumpt. Im Bedarfsfall bzw. wenn die Strompreise hoch sind, wird das Wasser abgelassen, um elektrische Energie zu gewinnen und Spitzenlasten abzudecken.

1.2 (Mittlere) potentielle Energie im Oberbecken

$$m = V \cdot \rho_{\text{Wasser}} = 5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot 1 \frac{\text{kg}}{(0,1 \text{ m})^3} = 5 \cdot 10^9 \text{ kg}$$

$$W_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot h_f = 5 \cdot 10^9 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 380 \text{ m} = 19 \cdot 10^{12} \text{ J} = 19 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$W_{\text{pot}} = 19 \cdot 10^6 \text{ MWh} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} = 5,28 \text{ MWh}$$

1.3 Elektrische Energie im Oberbecken

$$\eta_{\text{ges}} = \eta_{\text{Fallrohr}} \cdot \eta_T \cdot \eta_G = (1 - 7\%) \cdot 0,95 \cdot 0,97 = (1 - 0,07) \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 0,857$$

$$W_{\text{el}} = W_{\text{pot}} \cdot \eta_{\text{ges}} = 19 \cdot 10^6 \text{ MJ} \cdot 0,857 = 16,3 \cdot 10^6 \text{ MJ} = 4,52 \cdot 10^3 \text{ MWh}$$

1.4 Ablaufzeit

$$P = \frac{W}{t} \Rightarrow t = \frac{W_{\text{el}}}{P_{\text{el}}} = \frac{4,52 \cdot 10^3 \text{ MWh}}{900 \text{ MW}} = 5 \text{ h}$$

1.5 Steinkohlebedarf

$$\eta = \frac{W_{\text{el}}}{W_{\text{Sk}}} \Rightarrow W_{\text{Sk}} = \frac{W_{\text{el}}}{\eta} = \frac{16,3 \cdot 10^6 \text{ MJ}}{0,38} = 42,9 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$H_u = \frac{W}{m} \Rightarrow m_{\text{Sk}} = \frac{W_{\text{Sk}}}{H_{u\text{Sk}}} = \frac{42,9 \cdot 10^6 \text{ MJ}}{32 \text{ MJ/kg}} = 1,34 \cdot 10^6 \text{ kg} = 1,34 \cdot 10^3 \text{ t}$$

2 Lösungsvorschlag für die Aufgabenstellung

Schraubenkraft aus der Schraubenfestigkeit 10.9 und der Sicherheit berechnet.

$$R_{m\text{Schraubenwerkstoff}} = 10 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{e\text{Schraubenwerkstoff}} = 0,9 \cdot R_m = 0,9 \cdot 1000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ oder } \rightarrow \text{TabB „Festigkeitsklasse“}$$

Zulässige Kraft pro Schraube. Spannungsquerschnitt S \rightarrow TabB „Gewinde“ M20

$$\frac{R_e}{\gamma} = \sigma_{\text{zul}} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{1,2} = 750 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{zul}} = \frac{F_{\text{zul}}}{S} \Rightarrow F_{\text{zul}} = \sigma_{\text{zul}} \cdot S = 750 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 245 \text{ mm}^2 = 183,75 \text{ kN}$$

Gesamtkraft bei 40 Schrauben

$$F_{\text{ges}} = F_{\text{zul}} \cdot n = 183,75 \text{ kN} \cdot 40 = 7350 \text{ kN}$$

Fläche des Flansches, $d_h \rightarrow$ TabB „Durchgangsbohrung“ M20, Toleranz mittel. Die Fläche der Durchgangsbohrung kann man vernachlässigen, aber woher soll ein Schüler das in einer Prüfungssituation wissen?



$$A_{Flansch} = \frac{\pi \cdot d_a^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} - 40 \cdot \frac{\pi \cdot d_h^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2 - 40 \cdot d_h^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot [(1,85 \text{ m})^2 - (1,65 \text{ m})^2 - 40 \cdot (0,022 \text{ m})^2] = 0,535 \text{ m}^2$$

Flächenpressung der Dichtung

$$p = \frac{F_{ges}}{A_{Dichtung}} = \frac{7350 \text{ kN}}{0,535 \text{ m}^2} = \frac{7350 \text{ kN}}{0,535 \cdot (1000 \text{ mm})^2} = 13,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{kleiner } p_{zul}, \text{ also ausreichend}$$

Hinweis 14: Die Schraubenkräfte, die in Aufg. 2 angenommen werden, sehen sehr groß aus, aber tatsächlich wäre die einzelne Flanschverbindung deutlich unterdimensioniert. Das Problem ist der rechtwinklige Rohrkrümmer, in dem der Wasserstrom waagerecht vollständig abgebremst und senkrecht sozusagen von 0 auf 100 beschleunigt wird. In beiden Fällen muss der Krümmer die notwendigen Kräfte F_x und F_y auffangen und an die Schrauben weitergeben.

Aus Volumen und Ablaufdauer (\rightarrow Aufg. 1.4) ergeben sich Volumen- und Massenstrom:

$$\dot{V} = \frac{V}{t} = \frac{5 \cdot 10^6 \text{ m}^3}{5 \text{ h}} = \frac{5 \cdot 10^6 \text{ m}^3}{5 \cdot 3600 \text{ s}} \approx 2800 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_{Wasser} \approx 2800 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} = 2800 \frac{\text{t}}{\text{s}}$$

Mit Rohr-Innen $\varnothing \approx d_i$ kann man die Strömungsgeschwindigkeit abschätzen:

$$A_{Rohr} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,65 \text{ m})^2}{4} = 2,14 \text{ m}^2$$

$$\dot{V} = A \cdot v \Rightarrow v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{2800 \text{ m}^3/\text{s}}{2,14 \text{ m}^2} \approx 1300 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Wie groß ist doch noch gleich die Schallgeschwindigkeit in Wasser?

Aus dem Impuls des Wassers kann man die nötige Kraft (betragsmäßig für eine Richtung) abschätzen (unter Vernachlässigung von Überschall, Viskosität usw.):

$$F_{x/y} = \frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt} \cdot v = \dot{m} \cdot v = 2800000 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1300 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3600000000 \text{ N} = 3600000 \text{ kN} \gg 7350 \text{ kN}$$

Das entspricht 360 000 Tonnen, und zwar sowohl in waagerechter als auch zusätzlich in senkrechter Richtung. Diese Last muss von den Schrauben axial aufgenommen werden und dann muss noch genügend Klemmkraft vorhanden sein, um die senkrechte Last durch Reibung zu halten ..

Schon diese Überschlagsrechnung zeigt, warum Richtungsänderungen in Fallrohren vermieden werden und der Wasserstrom auf mehrere kleinere und parallel verlaufende Fallrohre verteilt wird.



3 Hubeinrichtung

3.1 Leistung

$$P_{Last} = F_{Gmax} \cdot v_{max} = 15 \text{ kN} \cdot 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3 \text{ kW}$$

$$\eta_{ges} = \eta_G \cdot \eta_{ST} = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{ab} = P_M \cdot \eta_{ges} = 5,5 \text{ kW} \cdot 0,56 = 3,08 \text{ kW} > 3 \text{ kW} \Rightarrow \text{reicht !}$$

Es sind andere Berechnungswege möglich.

3.2 Übersetzungsverhältnis

Nach Drehmoment / Hublast

$$M_{Last} = F_{Gmax} \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = 15 \text{ kN} \cdot \frac{400 \text{ mm}}{2} = 3 \text{ kNm}$$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{5,5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 1450 \text{ min}^{-1}} = 36,2 \text{ Nm}$$

$$i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow i = \frac{M_{ab}}{M_M \cdot \eta_{ges}} = \frac{3 \text{ kNm}}{36,2 \text{ Nm} \cdot 0,56} = 147,9 \quad \text{oder größer}$$

Nach Drehzahl / Hubgeschwindigkeit

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{ST} = \frac{v_{max}}{\pi \cdot d_{Tr}} = \frac{0,2 \text{ m/s}}{\pi \cdot 400 \text{ mm}} = 0,159 \text{ s}^{-1} = 9,55 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{1450 \text{ min}^{-1}}{9,55 \text{ min}^{-1}} = 151,9 \quad \text{oder größer (!)}$$

Die Übersetzung muss größer als 147,9 sein, damit F_{Gmax} gehoben werden kann, und größer als 151,9 sein, damit v_{max} nicht überschritten wird \rightarrow also größer 151,9.

3.3 Getriebebauform

Mehrstufige Getriebe

Schneckengetriebe

Riemen- oder Kettentriebe mit großer Übersetzung

4 Hebezeug

4.1 Kräfte

$$F_K = F_{Gmax} = 15 \text{ kN}$$

$$F_K = 2 \cdot F_H \cdot \sin 50^\circ \Rightarrow F_H = \frac{F_K}{2 \cdot \sin 50^\circ} = \frac{15 \text{ kN}}{2 \cdot \sin 50^\circ} = 9,8 \text{ kN}$$

4.2 Rundstahlkette

$$S = \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = \frac{\pi \cdot (12 \text{ mm})^2}{4} = 113 \text{ mm}$$

$$\frac{\sigma_{zlim}}{v} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F_K}{n \cdot S} = \frac{15 \text{ kN}}{2 \cdot 113 \text{ mm}^2} = 66,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{275 \text{ N/mm}^2}{66,3 \text{ N/mm}^2} = 4,1 \quad \text{ist ausreichend}$$



tgt HP 2015/16-3: Kippstation

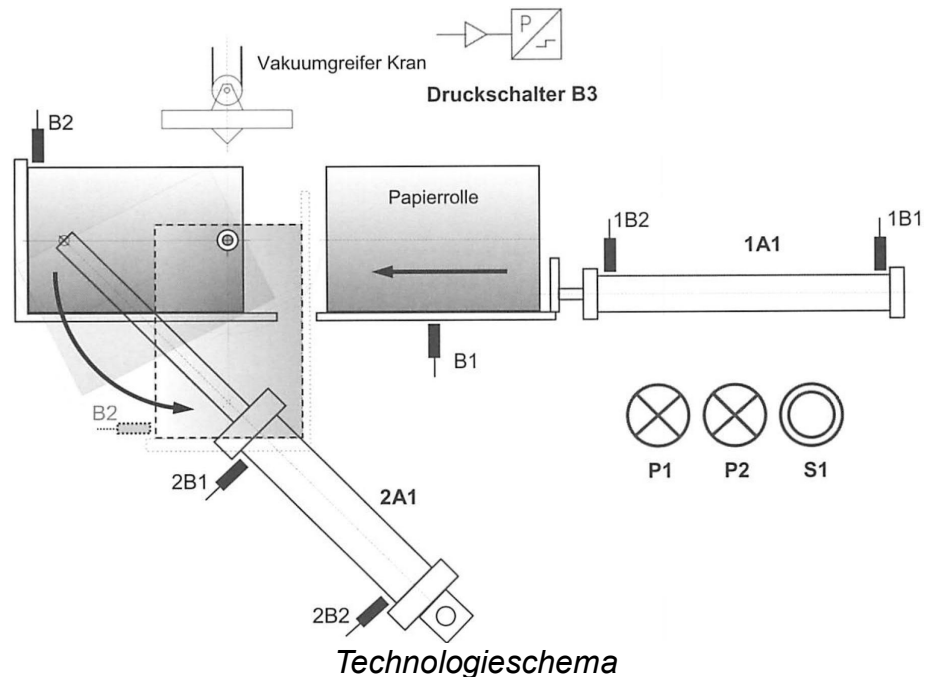
Pflichtaufgabe

Bei der Papierherstellung werden die fertigen Papierrollen zwischengelagert. Zu diesem Zweck müssen die Papierrollen in einer Kippstation aufgestellt werden. Anschließend werden die stehenden Papierrollen von einem Vakuumgreifer abgeholt und im Lager abgelegt.

Funktionsbeschreibung der Kippstation:

Liegt eine Papierrolle bereit und ist der eingestellte Systemdruck zum Startzeitpunkt vorhanden, schiebt beim Betätigen des Starttasters S1 der Einschiebezylinder 1A1 die Rolle auf die Kippvorrichtung. Ist 1A1 ausgefahren und hat die Papierrolle ihre Endposition B2 erreicht, fährt der Einschiebezylinder 1A1 wieder in seine Ausgangsposition 1B1 zurück. Anschließend fährt der Kippzylinder 2A1 bis zur Endlage 2B2 nach unten. Während des Kippvorgangs (Kippzylinder 2A1 senkt oder hebt sich) leuchtet die Signallampe P1. Das Erreichen der Endlage

2B2 wird durch die Signallampe P2 angezeigt, sie bleibt bis zum Entfernen der Papierrolle aktiv. Ist die Papierrolle entfernt (B2), hebt der Kippzylinder 4 Sekunden zeitverzögert die Vorrichtung wieder bis zur Endlage 2B1 an und der Zyklus kann erneut gestartet werden.

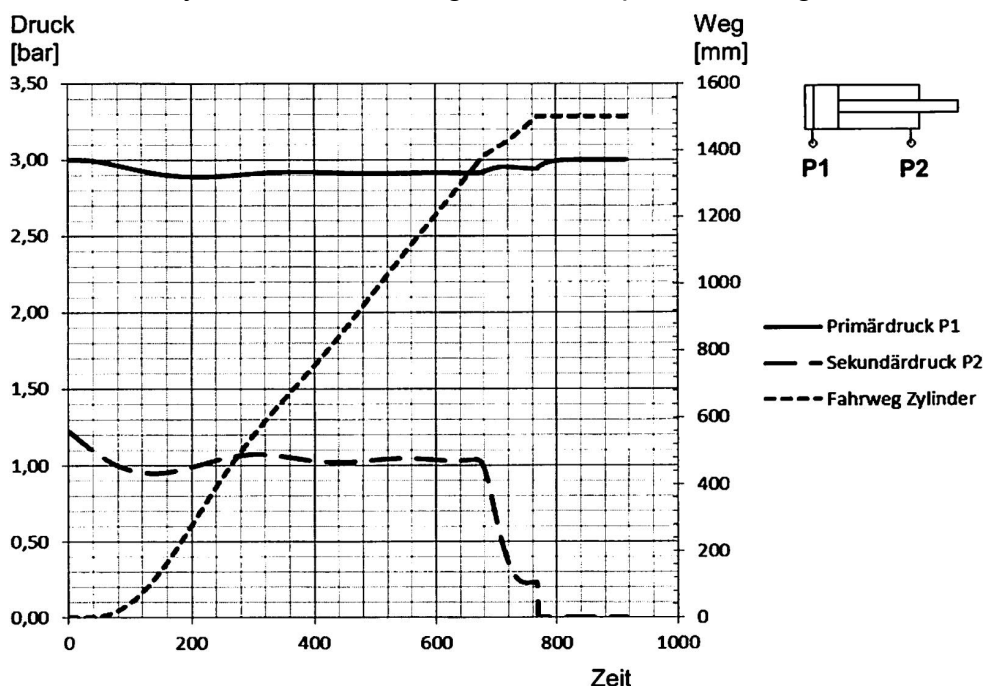


Zuordnungsliste:

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
S1	Starttaster	S1 = 1
B1	Papierrolle vorhanden	B1 = 1
B2	Papierrolle in Endposition (bereit zum Schwenken)	B2 = 1
B3	Systemdruck vorhanden	B3 = 1
1B1	Einschiebezylinder hintere Position	1B1 = 1
1B2	Einschiebezylinder vordere Position	1B2 = 1
2B1	Kippzylinder obere Position	2B1 = 1
2B2	Kippzylinder untere Position	2B2 = 1
Ausgänge		
1M1	Ventil: Einschiebezylinder ausfahren (federrückgestellt)	1M1 = 1
2M1	Ventil: Kippzylinder senken (einfahren)	2M1 = 1
2M2	Ventil: Kippzylinder anheben	2M2 = 1
P1	Signallampe Kippvorgang aktiv	P1 = 1
P2	Signallampe Kippvorgang beendet	P2 = 1



- 1 Elektropneumatische Steuerung
- 1.1 Entwickeln Sie den Pneumatikplan für die elektropneumatische Ansteuerung des Einschiebezylinders 1A1. Der Zylinder ist als doppelwirkender Zylinder ausgeführt und die jeweiligen Fahrgeschwindigkeiten sollen einstellbar sein. Wählen Sie die geeignete Steuerungsart (Zuluft-, Abluftdrosselung) für diesen Anwendungsfall und begründen Sie Ihre Auswahl. 6,0
- 1.2 Der verwendete Einschiebezylinder hat einen Kolbendurchmesser von 80 mm, einen Kolbenstangendurchmesser von 25 mm und eine Hublänge von 1500 mm. Der Zylinder wird an 300 Tagen jeweils 16 h am Tag bei 20 Arbeitszyklen pro Stunde betrieben.
- a Die Anlage wird zunächst mit einem Systemdruck von 6 bar betrieben. Um die Anlage energetisch zu optimieren wird der Systemdruck auf 3 bar reduziert. Berechnen Sie den jeweiligen Luftverbrauch in l/min und die dadurch eingesparten Energiekosten pro Jahr, wenn pro m³ Luft ein Preis von 2,5 Cent verrechnet wird. 3,0
- b Bei der Inbetriebnahme mit dem Systemdruck von 3 bar wird für den Einschiebezylinder 1A1 das folgende Messprotokoll aufgezeichnet: 4,0



Berechnen Sie das Gewicht der dabei verwendeten Papierrolle, wenn ein Reibkoeffizient $\mu = 0,5$ angenommen wird.

- 2 Die Kippvorrichtung wird mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) gesteuert.
- 2.1 Die Anlage soll mit einer Ablaufsteuerung realisiert werden. Entwickeln Sie einen grafischen Ablaufplan für diese Steuerung. 8,0
Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungsliste zu entnehmen.
- 2.2 SPS-Programm zur Ansteuerung der Kippvorrichtung
Schrittkette und Befehlsausgabe in einem Baustein
- a Nennen Sie einen geeigneten SPS-Bausteintyp für die Realisierung der Ablaufsteuerung und begründen Sie Ihre Auswahl. 2,0
- b Entwickeln Sie für die ersten 3 Schritte das SPS-Programm-Schrittspeicher und Befehlsausgabe. 7,0



Lösungsvorschläge

1

2



tgt HP 2015/16-5: Bohrstation

Wahlbereich

In ein Werkstück wird mit einem Bohrer ein Loch gebohrt. Der Bohrer wird dabei über eine Spindel aufwärts und abwärts bewegt (Vorschub). Die Spindel wird vom Motor M2 mittels eines Getriebes angetrieben.

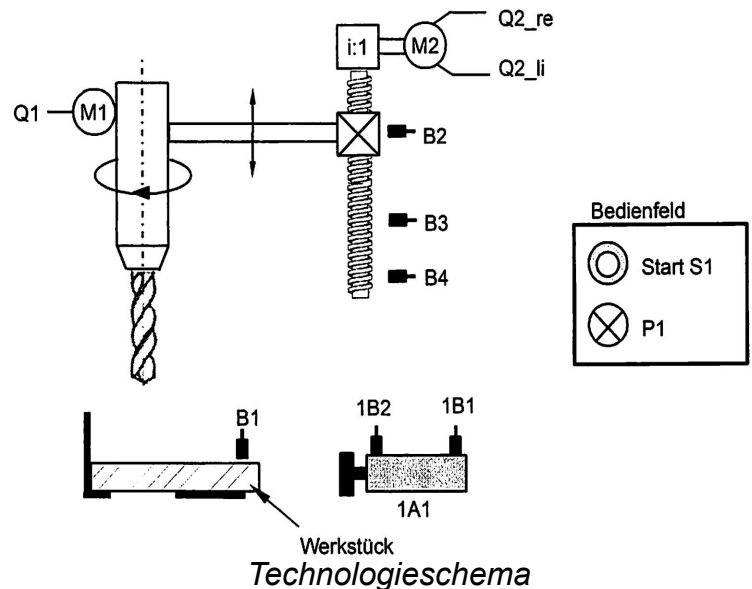
Funktionsbeschreibung der Bohrstation:

Der Bohrvorgang beginnt mit Betätigen von Start S1, wenn ein Werkstück vorhanden, der Spannzylinder 1A1 eingefahren und der Vorschubantrieb für den Bohrer oben ist. Während des gesamten Vorgangs ist die Signalleuchte P1 eingeschaltet.

Zunächst fährt der Spannzylinder 1A1 aus und spannt das Werkstück. Ist der Spannzylinder ausgefahren, wird der Motor M1 (Bohrer) und nach fünf Sekunden der Motor M2 im Rechtslauf eingeschaltet. Der Bohrer bewegt sich nach unten und dringt in das Werkzeug ein.

3 Sekunden nachdem der Vorschub seine untere Endlage erreicht hat, fährt er zurück (Motor M2 im Linkslauf). Sobald der Bohrer das Werkstück verlässt (B3), wird der Motor M1 ausgeschaltet.

Sobald der Vorschub seine Ausgangslage oben erreicht hat, wird der Motor M2 ausgeschaltet und der Spannzylinder 1A1 fährt ein. Erst wenn der Spannzylinder eingefahren ist und das Werkstück manuell entnommen wird, ist der Vorgang beendet.

Zuordnungsliste:

Symbol	Logische Zuordnung	
Eingänge		
1B1	Spannzylinder 1A1 ist eingefahren	1B1 = 1
1B2	Spannzylinder 1A1 ist ausgefahren	1B2 = 1
B1	Werkstück vorhanden	B1 = 1
B2	Vorschub in oberer Endlage (Öffner)	B2 = 0
B3	Vorschub: Bohrer nicht im Werkstück	B3 = 1
B4	Vorschub in unterer Endlage (Öffner)	B4 = 0
S1	Starttaster betätigt	S1 = 1
Ausgänge		
1M1	Spannzylinder 1A1 ausfahren (federrückgestellt)	1M1 = 1
Q1	Motor M1 für Bohrspindel ein	Q1 = 1
Q2_re	Motor M2 im Rechtslauf (Vorschub abwärts)	Q2_re = 1
Q2_li	Motor M2 im Linkslauf (Vorschub aufwärts)	Q2_li = 1
P1	Signalleuchte „Bohrprozess aktiv“	P1 = 1



- 1 SPS-Steuerung der Bohrstation
 - 1.1 Die Steuerung der Bohrstation erfolgt mit einer Ablaufsteuerung. Erstellen Sie hierfür den grafischen Funktionsablaufplan. Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungstabelle zu entnehmen. 8,0
 - 1.2 Geben Sie anhand Ihres Funktionsablaufplans die Netzwerke für die SR-/RS-Schrittspeicher Step1 und Step2 an. 4,0
 - 1.3 Entwickeln Sie das Programm der Befehlsausgabe (Aktionen) für die Signalleuchte P1 und den Motor M2 im Rechtslauf (Ausgang Q2_re). 4,0
Hinweis: Die Netzwerke für alle Schrittspeicher können als gegeben vorausgesetzt werden.
- 2 Vorschubantrieb mit DASM, Spindel und Getriebe
 Der Vorschubantrieb für den Bohrer erfolgt mit einem Drehstromasynchronmotor (DASM) mit Getriebe und einer Spindel.
 Der DASM verfügt über folgende Bemessungsdaten (Nenndaten):

n_N	=	1410 min ⁻¹
M_N	=	7,5 Nm
P_N	=	1,1 kW
M_A/M_N	=	2,1
M_K/M_N	=	2,5
η_N	=	74 %

 - 2.1 Die Spindel verfügt über eine Steigung $h = 2$ cm/Umdrehung. Dadurch bewegt sich der Vorschub pro Umdrehung um 2 cm im Rechtslauf nach unten. Berechnen Sie die Drehzahl der Spindel in min⁻¹, wenn die Geschwindigkeit des Vorschubs 4 cm/s betragen soll. 2,0
 - 2.2 Berechnen Sie das notwendige Übersetzungsverhältnis i des Getriebes. 1,0

Daten des Getriebes (für die folgenden Aufgaben):

η_G	=	96 %.
i	=	11,75 :1

 - 2.3 Bestimmen Sie die Kraft, mit der der Vorschub bei Bemessungsbetrieb in das Werkstück eindringt. 3,0
 - 2.4 Bestimmen Sie den Gesamtwirkungsgrad η_{ges} aus Motor und Getriebe. 1,0
 - 2.5 Bestimmen Sie das Anlauf- und Kippmoment auf der Abtriebsseite des Getriebes. 3,0
 - 2.6 Skizzieren Sie anhand der Berechnungen aus 2.5 die Hochlaufkennlinie $M(n)$ auf der Abtriebsseite des Getriebes und kennzeichnen Sie den Betriebspunkt. Die Achsen sind maßstäblich zu beschriften. 4,0

30,0



Lösungsvorschläge

SPS

1

1.1

2 Vorschubantrieb

$$2.1 \quad v = h \cdot n \Rightarrow n_{sp} = \frac{v}{h} = \frac{4 \text{ cm/s}}{2 \text{ cm/U}} = 2 \frac{\text{U}}{\text{s}} = 120 \text{ min}^{-1}$$

Drehzahl aus Vorschubgeschwindigkeit und Steigung

2.2 Möglichkeit 2: Mit Nennleistung P_N ist die mechanische Leistung gemeint:

$$\eta_{ges} = \eta_G = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_V}{P_N} \Rightarrow P_V = P_N \cdot \eta_N \cdot \eta_G = 1,1 \text{ kW} \cdot 0,96 = 1056 \text{ W}$$

$$P_V = v_V \cdot F_V \Rightarrow F_V = \frac{P_V}{v_V} = \frac{1056 \text{ W}}{4 \text{ cm/s}} = 26400 \text{ N}$$

Hinweis 15: In der Praxis ist für viele Geräte nicht festgelegt, worauf sich die Nennleistung bezieht, und oft, wenn es solche Lücken gibt, geben Hersteller den Wert an, der am besten aussieht. Und da die elektrische Leistung den höheren Wert hat, gibt es Möglichkeit 2: Mit P_N ist die elektrische Leistung gemeint:

$$\eta_{ges} = \eta_N \cdot \eta_G = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_V}{P_N} \Rightarrow P_V = P_N \cdot \eta_N \cdot \eta_G = 1,1 \text{ kW} \cdot 0,74 \cdot 0,96 = 781 \text{ W}$$

$$P_V = v_V \cdot F_V \Rightarrow F_V = \frac{P_V}{v_V} = \frac{781 \text{ W}}{4 \text{ cm/s}} = 19536 \text{ N}$$

Kraft aus Leistung

$$2.3 \quad \eta_{ges} = \eta_N \cdot \eta_G = 0,74 \cdot 0,96 = 0,7104$$

Gesamtwirkungsgrad

2.4

Drehstromasynchronmotor



tgt HP 2014/15-1: Müllsammelfahrzeug

Pflichtaufgabe

Das Müllsammelfahrzeug entleert die Container über das Führerhaus.

Gewichtskraft Container:

$$F_{G1} = 10 \text{ kN}$$

Gewichtskraft Fahrzeug mit Aufbau:

$$F_{G2} = 190 \text{ kN}$$

Maximale Zuladung:

$$F_{G3} = 120 \text{ kN}$$

$$\alpha = 58^\circ$$

$$l_1 = 500 \text{ mm}$$

$$l_2 = 800 \text{ mm}$$

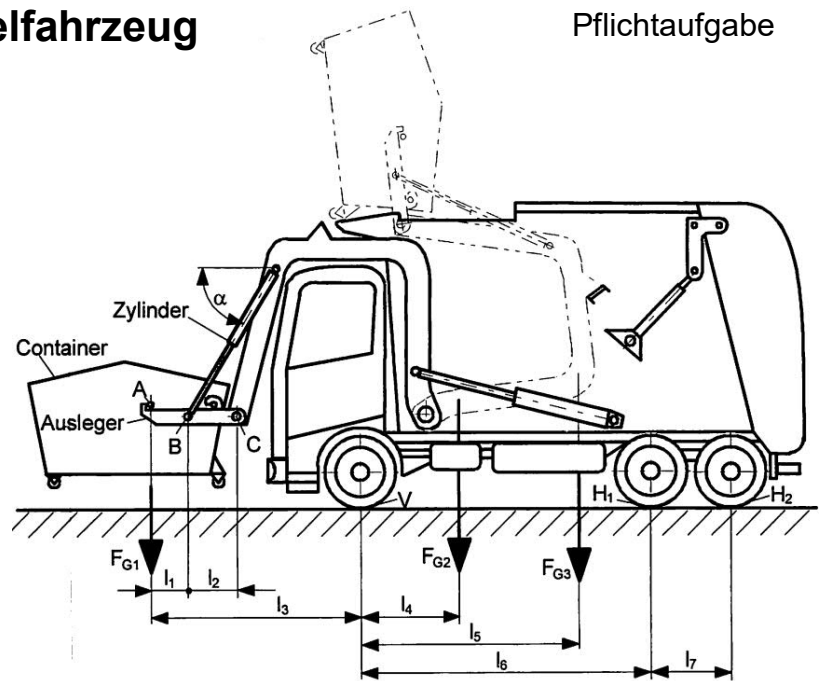
$$l_3 = 3400 \text{ mm}$$

$$l_4 = 1600 \text{ mm}$$

$$l_5 = 3400 \text{ mm}$$

$$l_6 = 4800 \text{ mm}$$

$$l_7 = 1200 \text{ mm}$$



- 1 Aufstandskräfte
 - 1.1 Berechnen Sie die Aufstandskräfte der Einzelräder F_V , F_{H1} und F_{H2} bei maximaler Zuladung und angehobenem Container. Hierbei gilt: $F_{H1} = F_{H2}$ 4,0
 - 1.2 Beweisen Sie durch Rechnung, dass das leere Fahrzeug den Container ohne zu kippen anheben kann. 2,0
- 2 Ausleger
 - 2.1 Bestimmen Sie für eine Seite die Kräfte F_B und F_C im Ausleger. 4,0
 - 2.2 Beschreiben Sie die auftretenden Beanspruchungsarten der Kolbenstange des Zylinders in B vom Aufnehmen des Containers bis zur Entleerung. 2,0
 - 2.3 Ermitteln Sie für einen Ausleger das maximale Biegemoment in der gezeichneten Stellung. 2,0
 - 2.4 Das rechteckige Vollprofil des Auslegers besteht aus S275. 4,0
Dimensionieren Sie die erforderlichen Abmessungen des Profilquerschnitts, wenn das Verhältnis $h/b = 2,5$ beträgt und eine Sicherheit von $v = 3$ gefordert wird.
- 3 Das Fahrzeug wird von einem Dieselmotor angetrieben.
 - 3.1 Skizzieren Sie den Kreisprozess in einem p-V-Diagramm. 3,0
Nummerieren Sie die Eckpunkte beginnend bei der Kompression.
Kennzeichnen Sie die zu- und abgeführten Wärmemengen sowie die Nutzarbeit.
 - 3.2 Die folgenden Zustandsgrößen sind bekannt: 5,0

Umgebungstemperatur	$\vartheta_1 = 20^\circ\text{C}$
Druck	$p_1 = 1 \text{ bar}$
Zylindervolumen	$V_1 = 1,25 \text{ l}$
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon = 16$
Temperatur	$\vartheta_2 = 616^\circ\text{C}$
Temperatur	$\vartheta_3 = 2060^\circ\text{C}$

Berechnen Sie die fehlenden Zustandsgrößen und stellen Sie diese in einer Tabelle dar.
 - 3.3 Berechnen Sie die Nutzarbeit und den thermischen Wirkungsgrad. 4,0

30,0



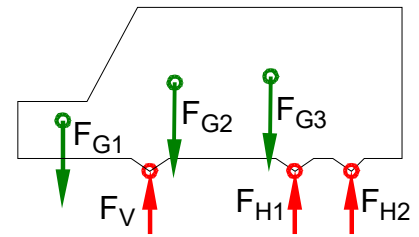
Lösungsvorschläge

1 Aufstandskräfte

1.1 Lageskizze des Müllsammelfahrzeuges

Die Berechnungen sind auf Achsen bezogen:

$$\begin{aligned}\Sigma M_V = 0 &= +F_{G1} \cdot l_3 - F_{G2} \cdot l_4 - F_{G3} \cdot l_5 + F_{H1} \cdot l_6 + F_{H2} \cdot (l_6 + l_7) \Rightarrow \\ F_H &= \frac{-F_{G1} \cdot l_3 + F_{G2} \cdot l_4 + F_{G3} \cdot l_5}{2 \cdot l_6 + l_7} \\ &= \frac{-10 \text{ kN} \cdot 3400 \text{ mm} + 190 \text{ kN} \cdot 1600 \text{ mm} + 120 \text{ kN} \cdot 3400 \text{ mm}}{2 \cdot 4800 \text{ mm} + 1200 \text{ mm}} = 62,8 \text{ kN}\end{aligned}$$



$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_V - F_{G2} - F_{G3} + 2 \cdot F_H \Rightarrow$$

$$F_V = +F_{G1} + F_{G2} + F_{G3} - 2 \cdot F_H = 10 \text{ kN} + 190 \text{ kN} + 120 \text{ kN} - 2 \cdot 62,8 \text{ kN} = 194,4 \text{ kN}$$

Kräfte pro Rad unter der Annahme, dass keine Zwillingsbereifung vorliegt:

$$F_{V\text{Rad}} = F_V / 2 = 97,2 \text{ kN} \quad \text{und} \quad F_{H1\text{Rad}} = F_{H2\text{Rad}} = F_H / 2 = 31,4 \text{ kN}$$

1.2 Der Einfachheit halber wird der Ansatz aus Aufg. 1.1 ohne F_{G3} übernommen und geeignet interpretiert. Andere Ansätze sind möglich.

$$\begin{aligned}\Sigma M_V = 0 &= +F_{G1} \cdot l_3 - F_{G2} \cdot l_4 + F_{H1} \cdot l_6 + F_{H2} \cdot (l_6 + l_7) \Rightarrow \\ F_H &= \frac{-F_{G1} \cdot l_3 + F_{G2} \cdot l_4}{2 \cdot l_6 + l_7} = \frac{-10 \text{ kN} \cdot 3400 \text{ mm} + 190 \text{ kN} \cdot 1600 \text{ mm}}{2 \cdot 4800 \text{ mm} + 1200 \text{ mm}} = 25 \text{ kN}\end{aligned}$$

Da die Kräfte auf die Hinterachsen > 0 sind, kippt der leere Lkw nicht.

2 Ausleger

2.1 Lageskizze des Auslegers + Container (mit dem Container umgeht man den Haken zwischen B und C und wäre auch für ein F_{G1} gewappnet, das mittig o.ä. im Container liegt).

Die Berechnungen sind auf beide Seiten bezogen:

$$\Sigma M_B = 0 = +F_{G1} \cdot l_1 + F_{Cy} \cdot l_2 \Rightarrow F_{Cy} = -F_{G1} \cdot \frac{l_1}{l_2} = -10 \text{ kN} \cdot \frac{500 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = -6,25 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_{By} + F_{Cy} \Rightarrow F_{By} = F_{G1} - F_{Cy} = 10 \text{ kN} - (-6,25 \text{ kN}) = 16,25 \text{ kN}$$

$$F_B = \frac{F_{By}}{\sin \alpha} = \frac{16,25 \text{ kN}}{\sin 58^\circ} = 19,16 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} + F_{Cx} \Rightarrow F_{Cx} = -F_{Bx} = -F_B \cdot \cos \alpha = -19,16 \text{ kN} \cdot \cos 58^\circ = -10,15 \text{ kN}$$

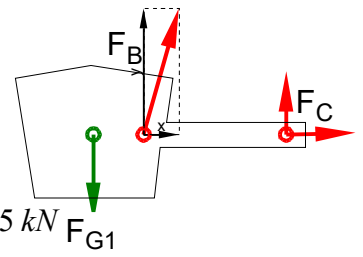
$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-10,15 \text{ kN})^2 + (-6,25 \text{ kN})^2} = 11,9 \text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-6,25 \text{ kN}}{-10,15 \text{ kN}} = 31,6^\circ$$

$\alpha_C = 31,6^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_C = 211,6^\circ$ gegen die positive x-Achse

$$\text{Kräfte pro Seite: } F_{B\text{Seite}} = 9,6 \text{ kN} \quad \text{und} \quad F_{C\text{Seite}} = 5,95 \text{ kN}$$

2.2 Die Kolbenstange, deren Öse in B verankert ist, erfährt beim Anheben eine Zugspannung, die allmählich absinkt. Jenseits des Scheitelpunktes, bei dem der Schwerpunkt des Containers über dem Punkt C steht, geht die Spannung in Druck über, sofern der Container nicht aus der Verankerung A fällt.
Oder: „Der Bolzen in B ..“ ;-)

2.3 Das maximale Biegemoment kann nur an einem inneren Krafteinleitungspunkt liegen, hier also im Punkt B.

$$M_B(\text{von links}) = \frac{F_{G1}}{2} \cdot l_1 = \frac{10 \text{ kN}}{2} \cdot 500 \text{ mm} = 2,5 \text{ kNm}$$



2.4 $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 46.Auflage, S.131)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 275 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\rightarrow [\text{EuroTabM46}], 46.\text{Auflage, S.41})$$

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

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

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{2,5 \text{ kNm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 22,7 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (2,5 \cdot b)^2}{6} = \frac{6,25 \cdot b^3}{6} \Rightarrow$$

$$b_{erf} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_{erf}}{6,25}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 22,7 \text{ cm}^3}{6,25}} = 27,9 \text{ mm}$$

$$h_{erf} = 2,5 \cdot b_{erf} = 2,5 \cdot 27,9 \text{ mm} = 69,9 \text{ mm}$$

Gewählt: 70x28 (nächste Größe → TabB „Flachstahl“)

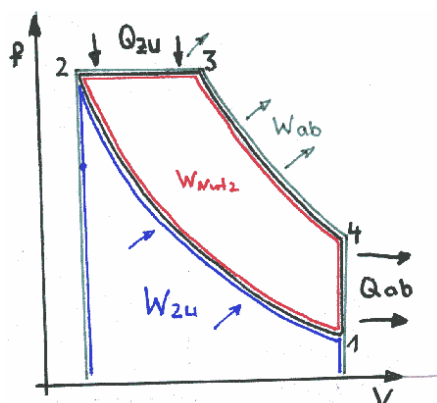
Für die errechnete Erzeugnisdicke beträgt $R_e = 265 \text{ N/mm}^2$, deshalb müsste ein Konstrukteur die Rechnung wiederholen. In Prüfungssituationen ist dies nicht nötig.

3 Dieselmotor

Ergebnisse										Aufgabe: tgt HP 2014/15-1 Müllsammelfahrzeug 3						
		1E+05	1E+03	1E+00	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+03	1E+03	1E+00	1E+00
		0	bar	l	K	°C	kJ/kg	J	kJ/kg	J	g	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	1	1
Zustand	Typ	p	V	T	θ	w	W	q	Q	m	cp	cv	Rs	χ	ε	
1		1,00	1,250	293,2	20,0					1,486	1,005	0,718	0,287	1,400		
12	a					428	635,8	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	16,00	
2		48,47	0,078	889,2	616,0					1,484	1,005	0,718	0,287	1,400		
23	b					-414	-614,9	1451,2	2153,3		1,005	0,718	0,287	1,400	0,38	
3		48,47	0,205	2333,2	2060,0					1,484	1,005	0,718	0,287	1,400		
34	a					-862	-1278,9	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	0,16	
4		3,86	1,250	1132,7	859,5					1,486	1,005	0,718	0,287	1,400		
41	c					0	0,0	-602,8	-895,5		1,005	0,718	0,287	1,400	1,00	
1		1,00	1,250	293,2	20,0					1,486	1,005	0,718	0,287	1,400		
											1,005	0,718	0,287	1,400		
											1,005	0,718	0,287	1,400		
						ΣwNutz	ΣWnu	Σq	ΣQ		ηtherm					
						-848	-1258,1	848,5	1257,7		0,58					
						Σwab	ΣWab	Σqab	ΣQab		ηcarnot					
						-1276	-1893,8	-602,8	-895,5		0,87					
Lösungen für Kreisprozesse mit idealen Gasen (p,V-Diagramm)						Σwzu	ΣWzu	Σqzu	ΣQzu							
© www.ulrich-rapp.de						428	635,8	1451,2	2153,3							

Hinweis 16: Die Aufgabe ist überbestimmt, d.h. man kann ϵ aus θ_2 u.u. ermitteln.

3.1



W_{zu} und W_{ab} sind nicht gefragt.



3.2 Zustandsgrößen (Tabelle siehe oben)

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\epsilon} = \frac{1,25 \text{ l}}{16} = 0,0781 \text{ l}$$

Zustandsänderung 1-2 (adiabat)

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1005 \text{ J/kgK}}{718 \text{ J/kgK}} = 1,40$$

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} = p_1 \cdot \epsilon^{\kappa} = 1 \text{ bar} \cdot 16^{1,40} = 48,5 \text{ bar}$$

Zustandsänderung 2-3 (isobar)

$$p_3 = p_2 = 48,5 \text{ bar}$$

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \Rightarrow V_3 = V_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 0,0781 \text{ l} \cdot \frac{(2060+273) \text{ K}}{(616+273) \text{ K}} = 0,205 \text{ l}$$

Zustandsänderung 4-1 (isochor)

$$V_3 = V_4 = 1,25 \text{ l}$$

Zustandsänderung 3-4 (adiabat)

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} \Rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa} = 48,5 \text{ bar} \cdot \left(\frac{0,205 \text{ l}}{1,25 \text{ l}}\right)^{1,40} = 3,86 \text{ bar}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\kappa-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\kappa-1} = (2060+273) \text{ K} \cdot \left(\frac{0,205 \text{ l}}{1,25 \text{ l}}\right)^{1,40-1} = 1132 \text{ K}$$

3.3

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_i \cdot T_1} = \frac{1 \text{ bar} \cdot 1,25 \text{ l}}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273+20) \text{ K}} = 1,49 \text{ g}$$

$$0 = \Sigma Q + \Sigma W = \Sigma Q + W_{\text{Nutz}} \Rightarrow$$

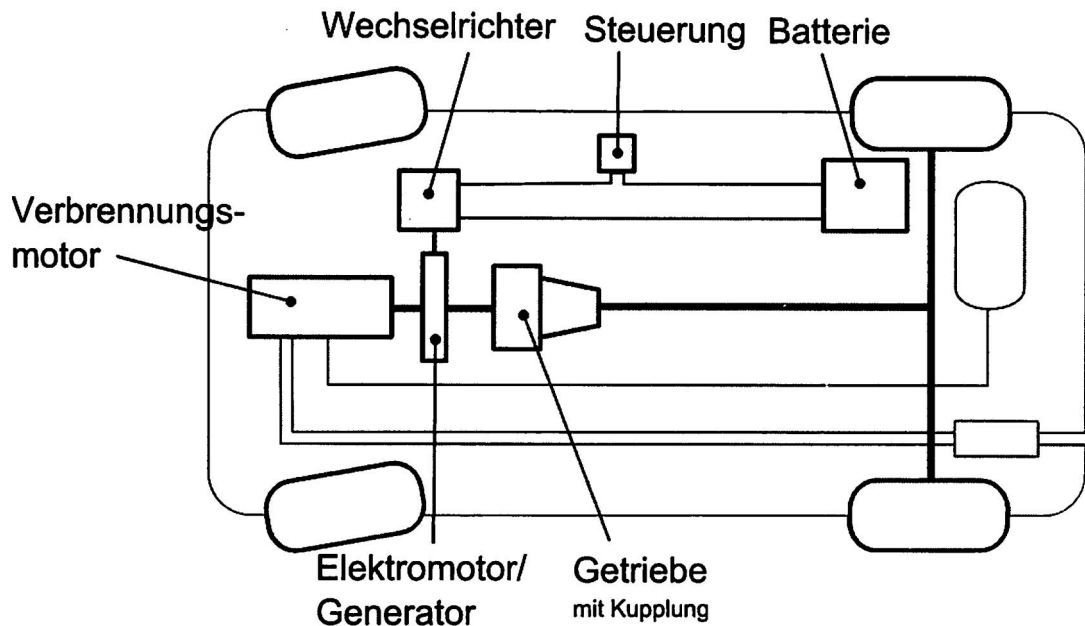
$$W_{\text{Nutz}} = -Q_{12} - Q_{23} - Q_{34} - Q_{41} = 0 - 2162 \text{ J} - 0 \text{ J} - (-898 \text{ J}) = -1264 \text{ J}$$

$$Q_{23} = c_p \cdot m \cdot \Delta T_{23} = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 1,49 \text{ g} \cdot (2060^\circ \text{C} - 616^\circ \text{C}) = 2162 \text{ J}$$

$$Q_{41} = c_v \cdot m \cdot \Delta T_{41} = 718 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 1,49 \text{ g} \cdot (293 \text{ K} - 1132 \text{ K}) = -898 \text{ J}$$

$$\eta_{\text{therm}} = 1 - \frac{|Q_{\text{ab}}|}{Q_{\text{zu}}} = \frac{Q_{\text{zu}} - |Q_{\text{ab}}|}{Q_{\text{zu}}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{\text{zu}}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{23}} = \frac{|-1264 \text{ J}|}{2162 \text{ J}} = 0,58$$

Hinweis 17: Wegen der Rundungen sind scheinbar erhebliche Abweichungen typisch, sie sollten aber im Prozentbereich bleiben.



Im Hybridfahrzeug sind ein Elektromotor und ein Verbrennungsmotor kombiniert. Der Elektromotor unterstützt den Verbrennungsmotor beim Beschleunigen, so muss der Verbrennungsmotor weniger Energie aufbringen, wodurch der Benzinverbrauch sinkt. Beim Bremsen fungiert der Elektromotor als Generator, wodurch bei jedem Bremsvorgang die Batterien aufgeladen werden. Beim Laden und Entladen der Batterie sorgt der Wechselrichter für die erforderliche Gleich- bzw. Wechselspannung.

Für die Komponenten werden folgende Wirkungsgrade angenommen:

Daten:

Wechselrichter:	η_W	=	0,9
4-Takt- Ottomotor:	η_O	=	0,3
Elektromotor/Generator:	η_{EG}	=	0,85
Getriebe:	η_G	=	0,95
Batterie – Aufladen:	η_A	=	0,8
Batterie – Entladen:	η_E	=	0,7
Übertragung Rad auf Straße:	η_{RS}	=	0,88

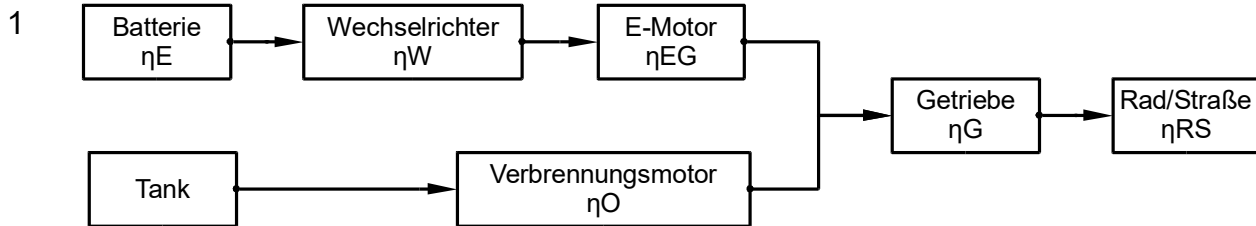
- 1 Erstellen Sie ein Blockschaltbild für ein Hybridfahrzeug während der Beschleunigung. Zeichnen Sie Pfeile für den Energiefluss ein und ordnen Sie die Wirkungsgrade zu. 4,0
- 2 Mit dem Fahrzeug wird ein Alpenpass talwärts mit einer Höhendifferenz von 1000 m befahren. Die Abfahrtsenergie lädt dabei die Batterie auf.
- 2.1 Nennen Sie die Baugruppen, die für die Energieübertragung relevant sind. 2,0
- 2.2 Der Hybrid-Pkw hat eine Masse von 1375 kg. Berechnen Sie die von der Batterie aufgenommene Energie in kWh. 4,0



- 3 Für den 4-Takt Ottomotor wird der idealisierte Kreisprozess zu Grunde gelegt. Es gelten folgende Daten: 5,0
- | | |
|----------------------------------|---------|
| Temperatur der angesaugten Luft: | 40 °C |
| Druck vor der Verdichtung: | 1,5 bar |
| Druck nach der Verdichtung: | 20 bar |
| Druck nach der Expansion: | 4 bar |
| Höchster Gasdruck: | 54 bar |
| Höchste Gastemperatur: | 1477 °C |
- Berechnen Sie die spezifische Nutzarbeit w_{nutz} in kJ/kg, die jeder Zylinder beim Durchlaufen der 4 Takte abgibt.
- 4 Die Verbindungswelle zwischen Ottomotor und Generator/Elektromotor ist aus dem Werkstoff C45E.
- 4.1 Skizzieren Sie die Abkühlkurve mit Hilfe des Fe-Fe₃C-Diagramms für diesen Werkstoff für langsames Abkühlen aus der Schmelze bis Raumtemperatur. Beschreiben Sie die Gefügeumwandlungen während des Abkühlens. 4,0
- 4.2 Berechnen Sie die prozentualen Anteile der Gefügebestandteile bei Raumtemperatur näherungsweise. 2,0
- 4.3 Aufgrund der hohen Beanspruchung wird die Verbindungswelle einer Wärmebehandlung unterzogen. Wählen Sie ein geeignetes Verfahren aus und begründen Sie Ihre Wahl. 2,0
- 4.4 Zur Überprüfung der Wärmebehandlung wird die Verbindungswelle einer Härteprüfung unterzogen. Wählen Sie ein geeignetes Härteprüfverfahren aus und begründen Sie Ihre Wahl. 2,0
- 4.5 Dimensionieren Sie die Dicke s einer hohlen Verbindungswelle mit einem Außendurchmesser $D = 40$ mm für ein maximales Torsionsmoment von $M_t = 800$ Nm bei einer Sicherheit von $v = 3$ gegen Verdrehen. 5,0
-
- 30,0



Lösungsvorschläge



2 Talfahrt

2.1 Straße/Rad, Getriebe, Generator, Wechselrichter, Batterie

2.2

$$W_{pot} = m \cdot g \cdot \Delta h = 1375 \text{ kg} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1000 \text{ m} = 13,75 \text{ MJ}$$

$$W_{Batt} = W_{pot} \cdot \eta_{RS} \cdot \eta_G \cdot \eta_{EG} \cdot \eta_w \cdot \eta_A = 13,75 \text{ MJ} \cdot 0,88 \cdot 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,8$$

$$= 7,035 \text{ MJ} = 7035 \text{ kNm} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} = 1,95 \text{ kWh}$$

Annahme 18: Die Wirkungsgrade Rad→Straße und Straße→Rad sind gleich.

3 Spezifische Nutzarbeit w_{nutz}

Ergebnisse															Aufgabe: tgt HP 2014/15-2Hybridfahrzeug 3									
		1E+05	1E+03	1E+00	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+00	1E+00								
	1	bar	l	K	°C	kJ/kg	J	kJ/kg	J	g	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	kJ/kgK	1	1								
Zustand	Typ	p	V	T	θ	w	W	q	Q	m	cp	cv	Rs	χ	ε									
1		1,50		313,2	40,0						1,005	0,718	0,287	1,400										
12	a					246		0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	6,36									
2		20,00		656,4	383,2						1,005	0,718	0,287	1,400										
23	c					0	0,0	784,8			1,005	0,718	0,287	1,400	1,00									
3		54,00		1750,2	1477,0						1,005	0,718	0,287	1,400										
34	a					-659		0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	0,16									
4		4,00		832,0	558,8						1,005	0,718	0,287	1,400										
41	c					0	0,0	-372,3			1,005	0,718	0,287	1,400	1,00									
1		1.50		313.2	40.0						1,005	0,718	0,287	1,400										
						Σw_{Nutz}	ΣW_{nu}	Σq	ΣQ		n_{therm}													
						-412	0,0	412,5	0,0		0,53													
						Σw_{ab}	ΣW_{ab}	Σq_{ab}	ΣQ_{ab}		n_{carnot}													
						-659	0,0	-372,3	0,0		0,82													
Lösungen für Kreisprozesse mit idealen Gasen (p,V-Diagramm)						Σw_{zu}	ΣW_{zu}	Σq_{zu}	ΣQ_{zu}															
© www.ulrich-rapp.de						246	0,0	784.8	0,0															

$$w_{Nutz} = \Sigma w = +w_{12} + w_{23} + w_{34} + w_{41} = 246,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0 - 658,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0 = -412,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{12} = -\frac{R_i \cdot T_1}{1-\kappa} \cdot \left(\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = -\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273+40) \text{ K}}{1-1,4} \cdot \left(\left[\frac{20 \text{ bar}}{1,5 \text{ bar}} \right]^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = +246,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{34} = -\frac{R_i \cdot T_3}{1-\kappa} \cdot \left(\left[\frac{p_4}{p_3} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = -\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273+1477) \text{ K}}{1-1,4} \cdot \left(\left[\frac{4 \text{ bar}}{54 \text{ bar}} \right]^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = -658,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Hinweis 19: „Spezifische“ Größen sind auf die Masse bezogen: $w = \frac{W}{m}$ und $q = \frac{Q}{m}$.

Man kann also für w (klein) die Formeln für W (groß) ohne die Masse m verwenden.

Hinweis 20: Manchmal geht es schneller, w_{nutz} über die Wärme zu berechnen. Hier ist das nicht der Fall, weil man zunächst die Temperaturen ermitteln müsste.

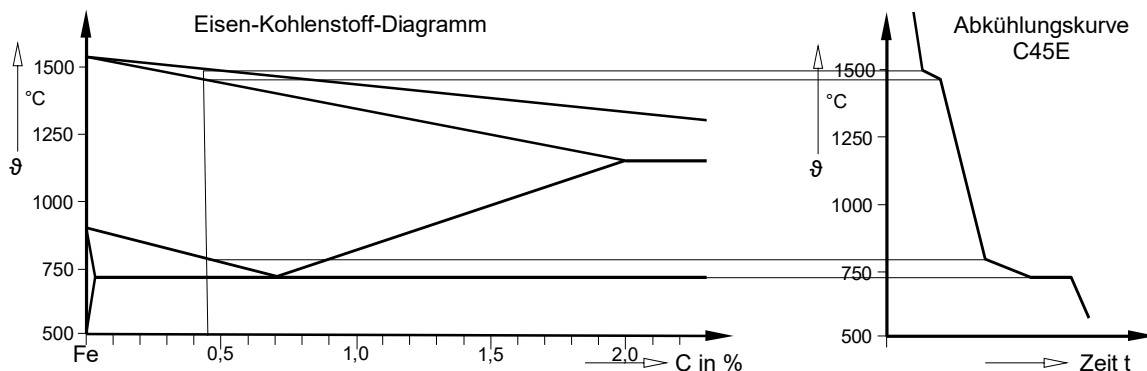
$$0 = \Sigma q + \Sigma w = \Sigma q + w_{Nutz} \Rightarrow w_{Nutz} = -q_{12} - q_{23} - q_{34} - q_{41} = 0 - q_{23} - 0 - q_{41}$$

$$\text{mit } q_{23} = c_V \cdot \Delta T_{23} \quad \text{und} \quad q_{41} = c_V \cdot \Delta T_{41}$$



4 Welle

4.1 Abkühlungskurve



(Die Skizze des Eisen-Kohlenstoffdiagramms ist nicht Teil der Aufgabe.)

Gefügeumwandlungen:

- Oberhalb ca. 1500°C ist C45E vollständig geschmolzen
- Von ca. 1500°C bis ca. 1450°C erstarrt C45E allmählich zu Austenit.
- Zwischen ca. 1450°C und ca. 800°C liegt C45E als Austenit vor. Austenit ist die kubisch-flächenzentrierte Form des Eisens. Im Austenit ist der Kohlenstoff vollständig gelöst.
- Von ca. 800°C bis 723°C wandeln sich Teile des Austenits in Ferrit um; dazu gruppieren sich die Fe-Atome aus dem kubisch-flächenzentrierten in das kubisch-raumzentrierte Gitter um. Da das krz-Gitter kaum Kohlenstoff lösen kann, reichert sich der Kohlenstoff im verbleibenden Austenit bis zu 0,8% an.
- Unter 723°C ist Austenit instabil und wandelt sich in den kohlenstoffarmen Gebieten in Ferrit um, während sich in den kohlenstoffreichen Gebieten Zementit bildet, das 6,67% Kohlenstoff enthält. Es entsteht ein eutektisches Gefüge aus Ferrit und Zementit, das man Perlit nennt.
- Das über 723°C entstandene Ferrit bleibt unverändert.
- Unterhalb 723°C besteht C45E aus einem Kristallgemisch aus Ferrit und Perlit.

4.2 C45E besteht aus:

0,45% C und Rest Fe

bzw.

$$\frac{0,8\% - 0,6\%}{0,8\% - 0\%} = 43,75\% \text{ Ferrit (mit 0\% C) und } \frac{0,45\% - 0\%}{0,8\% - 0\%} = 56,25\% \text{ Perlit (mit 0,8\% C)}$$

bzw.

$$\frac{6,67\% - 0,45\%}{6,67\% - 0\%} = 93,3\% \text{ Ferrit (mit 0\% C) und } \frac{0,45\% - 0\%}{6,67\% - 0\%} = 6,7\% \text{ Zementit (mit 6,67\% C).}$$

4.3 Das geeignete Verfahren ist Vergüten. Begründung:

- Für die hohe Beanspruchung benötigt die Welle eine erhöhte Festigkeit und Zähigkeit, dies wird durch Vergüten erreicht.
- C45E ist für Vergüten geeignet.

4.4 Beim Vergüten steigt auch die Härte des Stahls. Für gehärteten Stahl sind die Verfahren Vickers und Rockwell geeignet.

2,5



4.5 Wandstärke

$$\tau_{tF} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 430 \frac{N}{mm^2} = 301 \frac{N}{mm^2} \quad (\text{für Stahl} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], 46.\text{Auflage, S.41})$$

$R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E vergütet \rightarrow [EuroTabM46], 46.Auflage, S.134)

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

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{V} = \frac{301 \text{ N/mm}^2}{3} = 100,3 \frac{N}{mm^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{800 \text{ Nm}}{100,3 \text{ N/mm}^2} = 7,973 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 D} \Rightarrow d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{16 D \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[4]{(40 \text{ mm})^4 - \frac{16 \cdot 40 \text{ mm} \cdot 7973 \text{ mm}^3}{\pi}} = 31,1 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{40 \text{ mm} - 31,1 \text{ mm}}{2} \geq 4,5 \text{ mm}$$

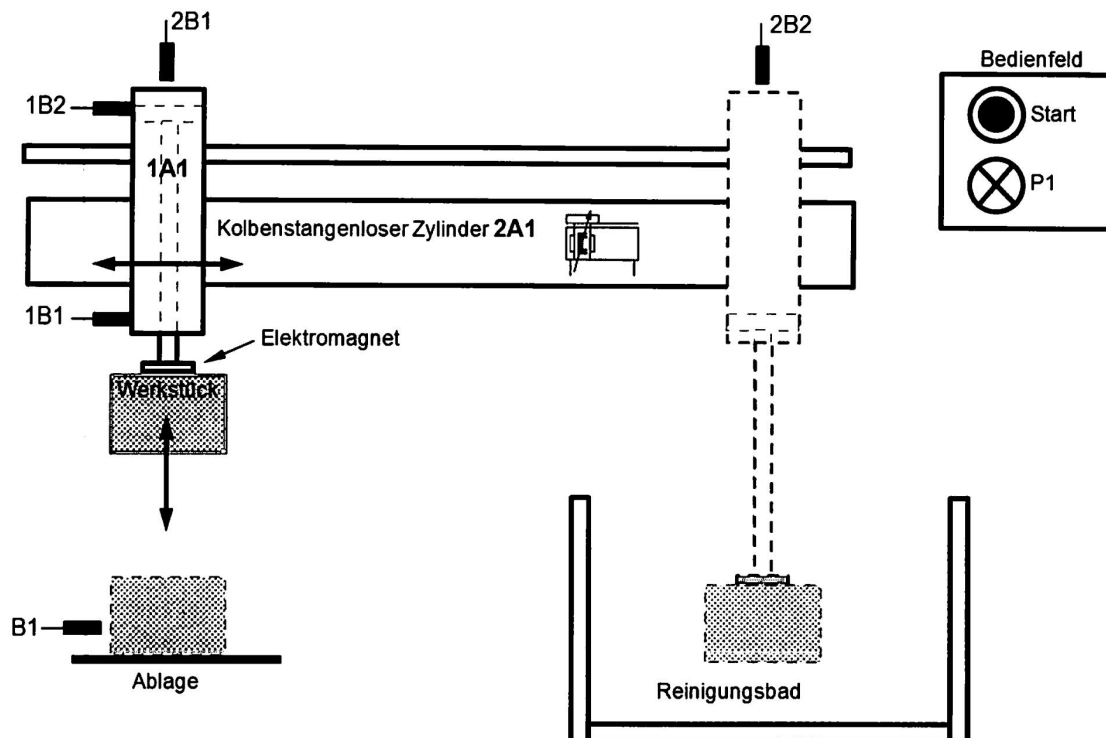


tgt HP 2014/15-5: Reinigungsstation

Wahlbereich

In einem Fertigungsprozess werden Werkstücke mit Hilfe einer Portaleinheit in ein Reinigungsbad getaucht.

Technologieschema und Beschreibung:



Ist ein Werkstück an der Ablageposition vorhanden, kann mit der Starttaste S1 der Reinigungsvorgang gestartet werden. Der Hubzylinder 1A1 fährt aus, anschließend wird der Elektromagnet aktiviert und der Hubzylinder 1A1 hebt das Werkstück um 2 Sekunden verzögert an. Danach fährt der kolbenstangenlose Zylinder 2A1 über das Reinigungsbad und der Hubzylinder 1A1 taucht das Werkstück für 30 Sekunden in das Reinigungsbad ab.

Nach dem Reinigungsvorgang wird das Werkstück wieder auf der Ablageposition abgelegt und der Hubzylinder 1A1 fährt anschließend mit einer Verzögerung von 2 Sekunden in die obere Parkposition. Die Signalleuchte P1 ist während des Reinigungsprozesses (kompletter Ablauf) aktiv.

Zum Heben der Werkstücke wird ein Pneumatikzylinder mit einem Durchmesser von $\varnothing 50\text{mm}$, einem Kolbenstangendurchmesser von $\varnothing 16\text{mm}$ und einer Länge von 400mm verwendet.



Zuordnungsliste:

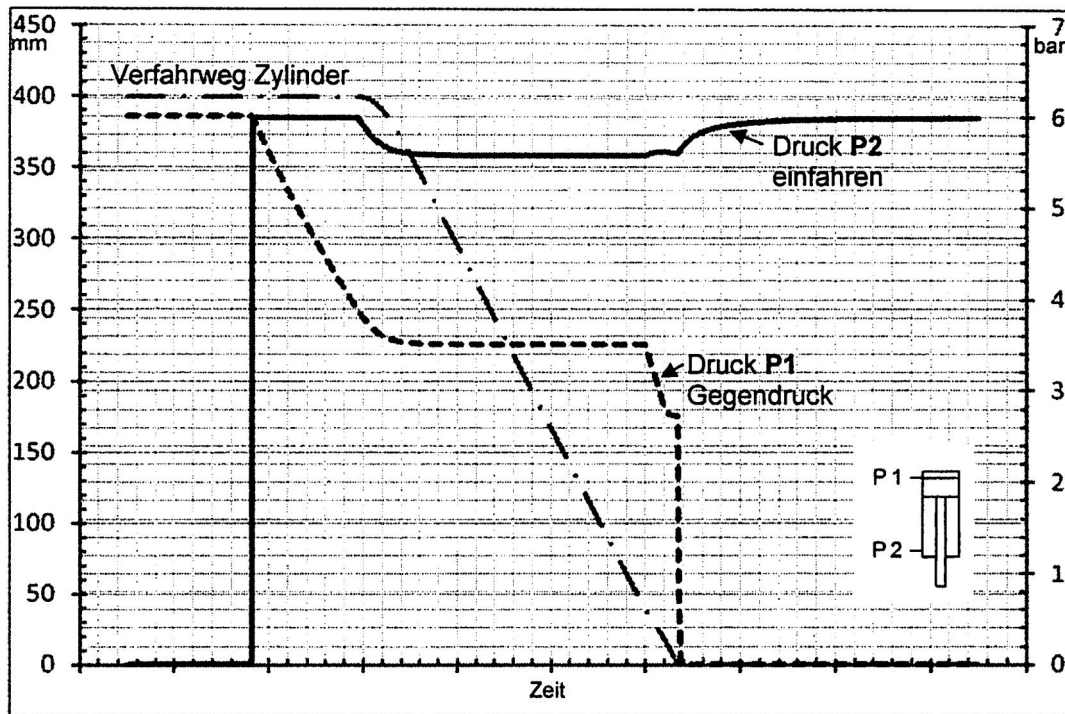
Symbol	Logische Zuordnung	
	Eingänge	
S1	Start-Taste: Reinigungsprozess wird gestartet	S1=1
B1	Werkstück vorhanden	B1=1
1B1	Hubzylinder 1A1 untere Position	1B1=1
1B2	Hubzylinder 1A1 obere Position	1B2=1
2B1	Portalzylinder 2A1 Position „Ablage“	2B1=1
2B2	Portalzylinder 2A1 Position „Reinigungsbad“	2B2=1
	Ausgänge	
1M1	Ventil: Hubzylinder 1A1 (Ventil-Rückstellung) ausfahren	1M1=1
2M1	Ventil: Portalzylinder 2A1 Richtung „Reinigungsbad“	2M1=1
2M2	Ventil: Portalzylinder 2A1 Richtung „Ablage“	2M2=1
Q1	Elektromagnet einschalten	Q1=1
P1	Signalleuchte „Reinigungsprozess aktiv“	P1=1

- 1 Elektropneumatische Steuerung
- 1.1 Entwickeln Sie den Pneumatikplan für die elektropneumatische Ansteuerung der Anlage. Beide Zylinder sind als doppeltwirkende Zylinder ausgeführt und die jeweiligen Fahrgeschwindigkeiten sollen einstellbar sein. 6,0
- 1.2 Um einen sicheren Betrieb der Anlage zu gewährleisten, wird zur Überwachung des Systemdrucks ein Druckschalter eingebaut. 2,0
 Die Werkstücke am Hubzylinder haben maximal ein Gewicht von 45 kg und es ist von einem Wirkungsgrad von 85% auszugehen.
 Berechnen Sie den Mindestdruck in bar, der am Druckschalter eingestellt werden muss.



- 1.3 Bei der Inbetriebnahme wird für den Hubvorgang vom Hubzylinder 1A1 das folgende Messprotokoll aufgezeichnet:

3,0



Bestimmen Sie das Gewicht des angehobenen Werkstücks ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades.

- 1.4 Nennen Sie eine Maßnahme, um die Anlage pneumatisch möglichst energieeffizient zu betreiben. Begründen Sie Ihre Maßnahme. 2,0
- 2 Die Reinigungsanlage wird mit einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) gesteuert.
- 2.1 Die Anlage wird mit einer Ablaufsteuerung realisiert. Entwickeln Sie einen grafischen Ablaufplan für diese Steuerung. Die logischen Zuordnungen sind der Zuordnungsliste zu entnehmen. 7,0
- 2.2 Nennen Sie einen geeigneten SPS-Bausteintyp für die Realisierung der Ablaufsteuerung und begründen Sie Ihre Auswahl. 2,0
- 2.3 Erstellen Sie anhand Ihres Ablaufplans aus 2.1 das SPS-Programm für die ersten Schritte bis einschließlich „Werkstück von der Ablage heben“ inklusiv der Befehlsausgabe. 8,0

30,0



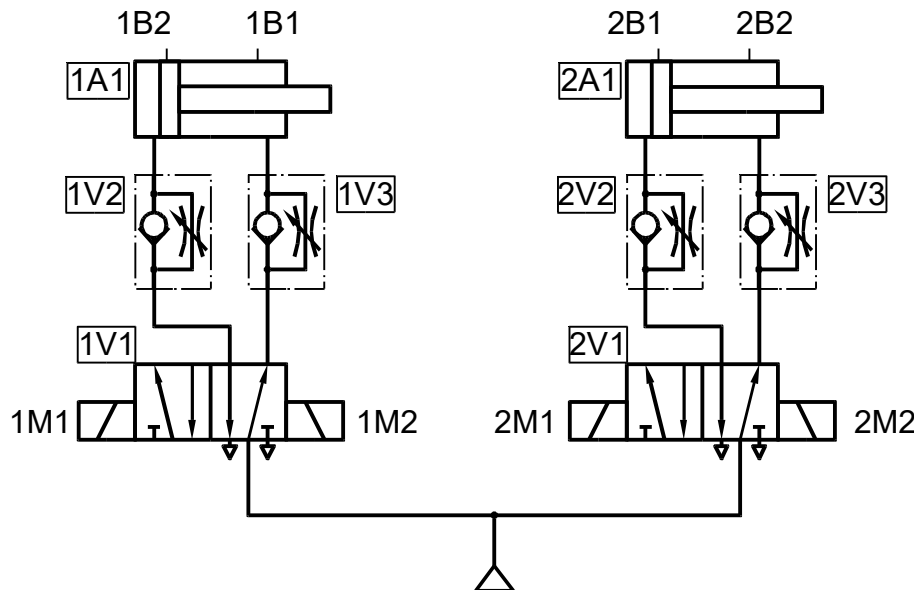
Lösungsvorschläge

Lösung als Referenz verwenden, Technologieschema original

Pneumatikschaltplan, 2 Zylinder, kolbenloser Zylinder, Endlagendämpfung, Abluftdrosselung; erforderlichen Mindestdruck berechnen; Messprotokoll lesen und wirksame Kolbenkraft berechnen; Maßnahmen zur Effizienzsteigerung der Anlage

1 Elektropneumatische Steuerung

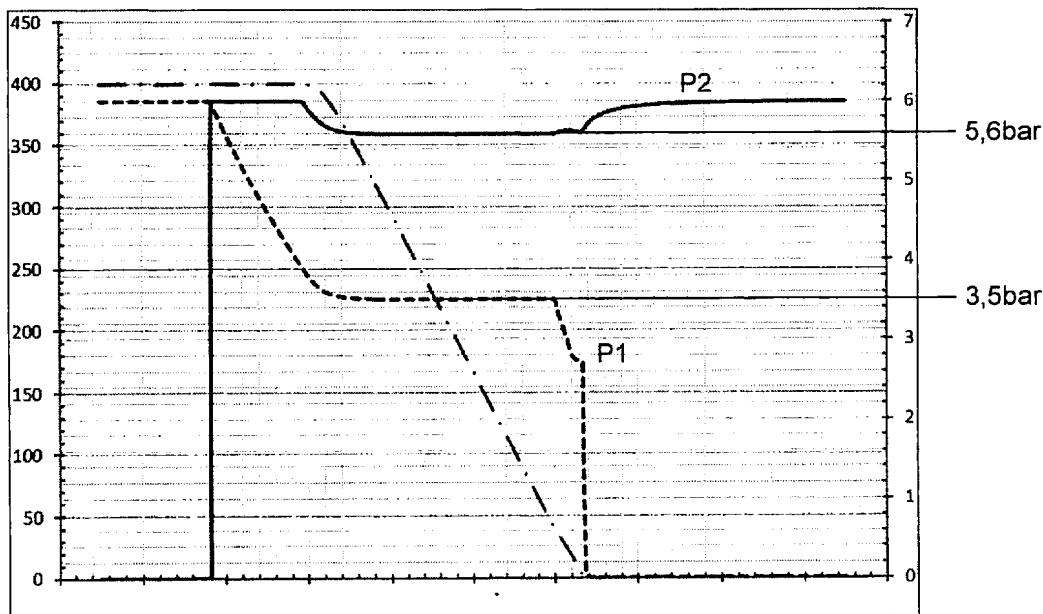
1.1



$$1.2 \quad \eta \cdot p = \frac{F}{A} \Rightarrow p = \frac{F}{A \cdot \eta} = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot \eta} = \frac{4 \cdot 450 \text{ N}}{\pi \cdot (50^2 - 16^2) \text{ mm}^2 \cdot 85\%} = 0,30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 3,0 \text{ bar}$$

Der erforderliche Mindestdruck beträgt 3,0 bar.

1.3 Beim Anheben beträgt der Druck $p_2 = 5,6 \text{ bar}$ und der abluftseitige Gegendruck $p_1 = 3,5 \text{ bar}$. Deren Kräfte stehen mit der Gewichtskraft im Gleichgewicht.



$$F_G = F_2 - F_1 = p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1 = 5,6 \text{ bar} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50^2 - 16^2) \text{ mm}^2 - 3,5 \text{ bar} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 50^2 \text{ mm}^2 \\ = 2997 \text{ bar} \cdot \text{mm}^2 = 299,7 \text{ N} \approx 300 \text{ N}$$

Hinweis 21: „Gewicht“ wurde hier „Gewichtskraft“ interpretiert.¹⁰

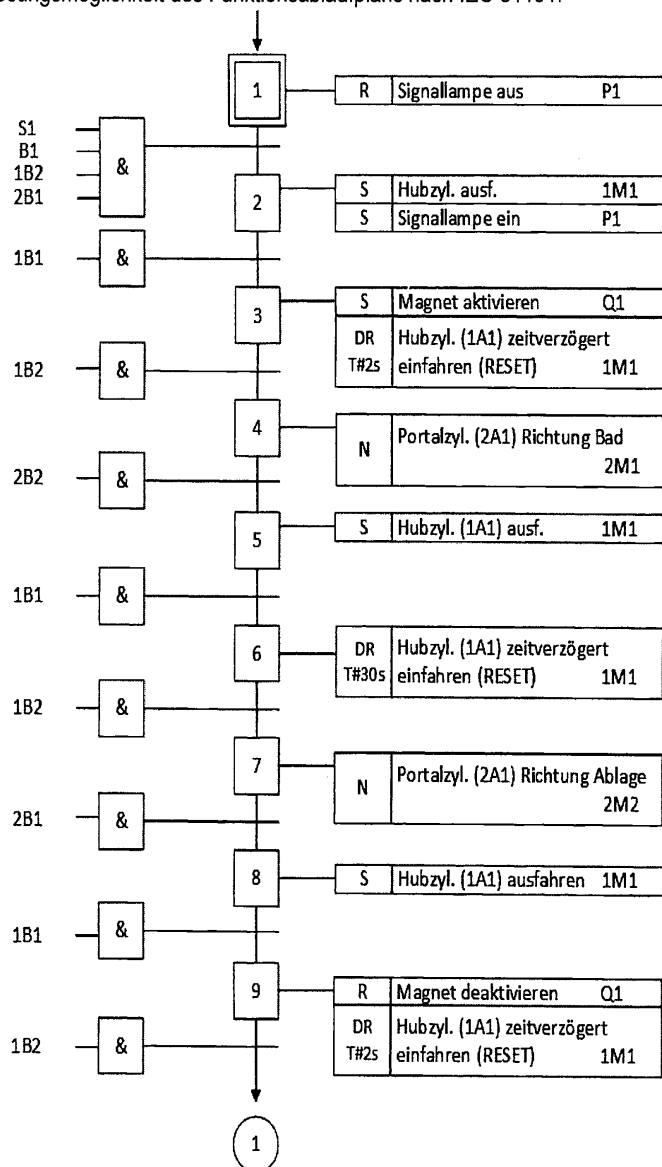
¹⁰ „Das Wort Gewicht wird vorwiegend in drei verschiedenen Bedeutungen gebraucht: a) anstelle von Wägewert; b) als Kurzform für Gewichtskraft; c) als Kurzform für Gewichtsstück (DIN 8120-2, s. Norm). Wenn Mißverständnisse zu befürchten sind, soll .. die jeweils zutreffende Benennung .. verwendet werden.“ (aus: DIN 1305 von Jan. 1988,



1.4 Energieeffizienz steigern durch:

- Möglichst kurze Leitungen → Totraumverluste verringern
- Zylinder 1A1 druckluftseitig drosseln → verringert abluftseitigen Gegendruck; Gewichtskraft kann genügen, um den Stick-Slip-Effekt zu vermeiden.
- Reibungsarme Zylinder verwenden → verringerter Stick-Slip-Effekt verringert notwendige Drosselung
- Druckreduzierventile verwenden für Bewegungen mit geringerem Kraftbedarf (Fahrbewegungen von Zylinder 2A1, Absenken von 1A1) → geringerer Druck spart Druckluft.
- ..

5.2.1 Lösungsmöglichkeit des Funktionsablaufplans nach IEC 61131.



Punkte

7

5.2.2 Funktionsbaustein (FB)

- Initialschritt kann mit TRUE vorinitialisiert werden.
- Verwendung von lokalen Variablen notwendig

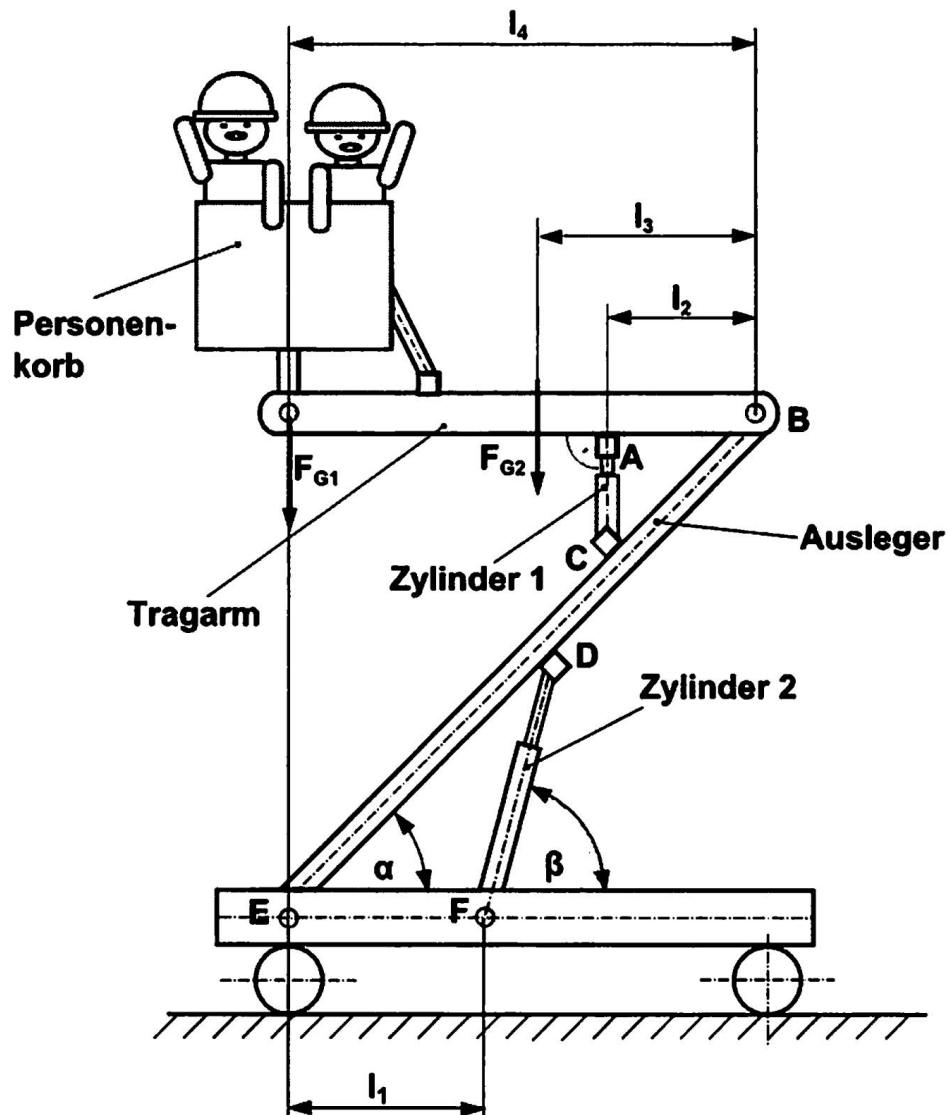
2



tgt HP 2013/14-1: Industrielift

Ein Industrielift mit höhenverstellbarer Plattform ist so weit ausgefahren, dass der Tragarm horizontal liegt. Der Tragarm besteht aus einem rechteckigen Hohlprofil DIN EN 10210-2 - 100 x 50 x 5 - S355J0.

In der gezeichneten Stellung wird er mit den vertikalen Kräften F_{G1} (2 Personen und Werkzeuge) und F_{G2} (Eigengewicht des Tragarms mit Korb) im jeweiligen Schwerpunkt belastet. Tragarm und Ausleger werden mit Hydraulikzylindern bewegt.

Daten:

Gewichtskraft Personen und Werkzeuge:

Gewichtskraft Tragarm und Korb:

l_1	=	1500 mm
l_2	=	1500 mm
l_3	=	2200 mm
l_4	=	4000 mm

$$F_{G1} = 2 \text{ kN}$$

$$F_{G2} = 1 \text{ kN}$$

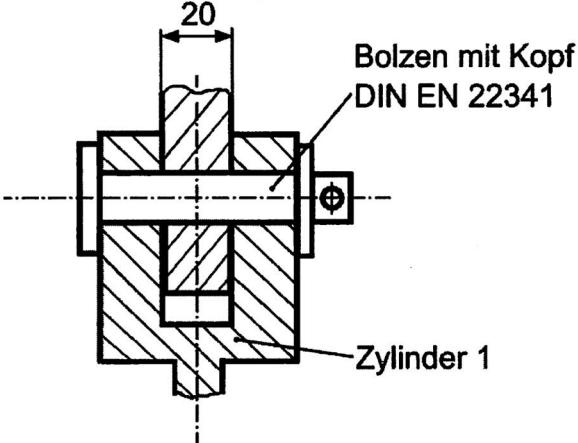
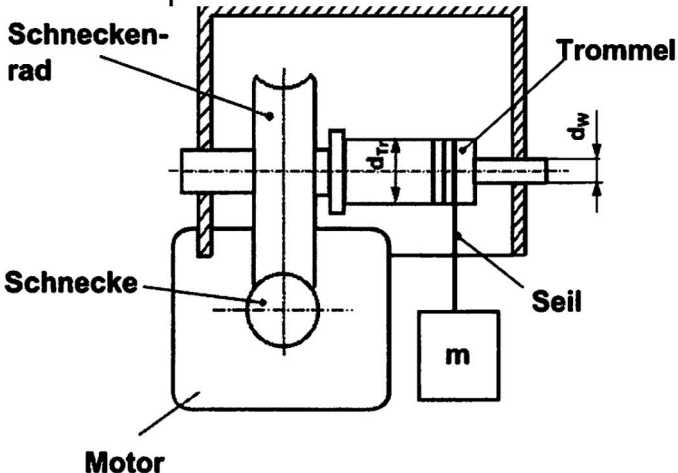
$$\alpha = 45^\circ$$

$$\beta = 75^\circ$$



Teilaufgaben:

Punkte

- 1
- 1.1 Bestimmen Sie die Kräfte F_A und F_B im Tragarm. 3,0
- 1.2 Ermitteln Sie für die dargestellte Position die Stelle und den Betrag des maximalen Biegemoments M_{bmax} im Tragarm. 3,0
- 1.3 Bestimmen Sie die Sicherheit gegenüber bleibender Verformung bei der Biegebeanspruchung. Es gilt: $\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_e$ 4,0
- 2 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte in den Lagern D und E. Eigengewicht von Ausleger und Zylinder sind zu vernachlässigen. 5,0
- 3 Dimensionieren Sie den Durchmesser des Bolzens in Lager A für den Bolzenwerkstoff C22E. 4,0
- Daten:
 Zulässige Flächenpressung:
 $p_{zul} = 25 \text{ N/mm}^2$
 Sicherheit gegen Abscheren:
 $v = 4$
 Kraft in Lager A:
 $F_A = 6,8 \text{ kN}$
- 4 Am Personenkorb soll nachträglich eine Seilzugseinheit (Motor mit Schneckenradgetriebe und Seiltrommel) montiert werden.
- Daten:
 Maximale Last:
 $m_{max} = 200 \text{ kg}$
 Maximale Hebegeschwindigkeit:
 $v_{max} = 0,4 \text{ m/s}$
 Getriebewirkungsgrad:
 $\eta_G = 90\%$
 Seiltrommelwirkungsgrad:
 $\eta_{st} = 80\%$
 Gangzahl der Schnecke:
 $z_s = 3$
 Zähnezahl des Schneckenrades:
 $Z_{SR} = 75$
 Trommeldurchmesser:
 $d_{Tr} = 66 \text{ mm}$
 Zulässige Torsionsspannung der Welle:
 $T_{tzul} = 140 \text{ N/mm}^2$
- 
- 
- 4.1 Berechnen Sie die Drehzahl der Seiltrommel zum Anheben der Last bei maximaler Geschwindigkeit. 2,0
- 4.2 Bestimmen Sie das Übersetzungsverhältnis des Schneckenradgetriebes. 1,0
- 4.3 Berechnen Sie die erforderliche Motorleistung. 2,0
- 4.4 Dimensionieren Sie den erforderlichen Wellendurchmesser d_w . 3,0
- 4.5 Das Drahtseil besteht aus 54SiCr6 und setzt sich aus 6 Litzen mit je 7 Einzeldrähten zusammen. Der Durchmesser eines Einzeldrahtes beträgt 0,4 mm. Berechnen Sie die vorhandene Sicherheit gegen Bruch. 3,0



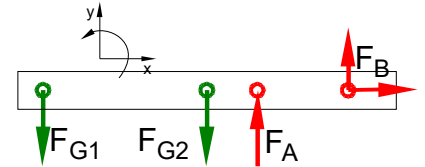
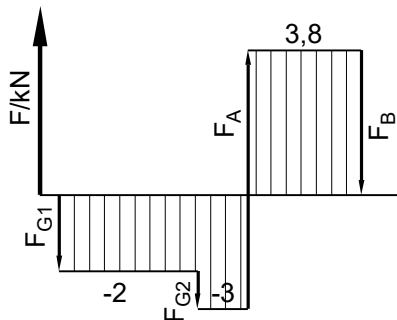
Lösungsvorschläge

Σ=30,0

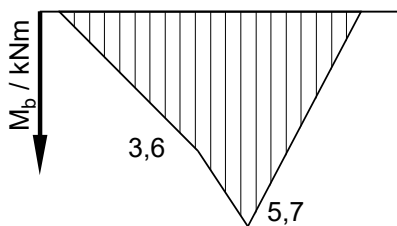
1

1.1 LS Tragarm (siehe rechts)

$$\begin{aligned}\Sigma M_B &= 0 = F_{G1} \cdot l_4 + F_{G2} \cdot l_3 - F_A \cdot l_2 \Rightarrow \\ F_A &= \frac{F_{G1} \cdot l_4 + F_{G2} \cdot l_3}{l_2} = \frac{2 \text{ kN} \cdot 4000 \text{ mm} + 1 \text{ kN} \cdot 2200 \text{ mm}}{1500 \text{ mm}} = 6,8 \text{ kN} \\ \Sigma F_y &= 0 = -F_{G1} - F_{G2} + F_A + F_{By} \Rightarrow \\ F_{By} &= +F_{G1} + F_{G2} - F_A = 2 \text{ kN} + 1 \text{ kN} + 6,8 \text{ kN} = -3,8 \text{ kN} \\ \Sigma F_x &= 0 = F_{Bx} \Rightarrow F_{Bx} = 0 \text{ kN} \\ F_B &= F_{By} = -3,8 \text{ kN} \text{ (wirkt nach unten)} \\ \text{Stützkräfte}\end{aligned}$$

1.2 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 5,7 \text{ kNm}$ (das Größere)
Grafische LösungRechnerische Lösung
(Lageskizze siehe Aufgabe 1.1)

$$\begin{aligned}M_2(\text{links}) &= |F_{G1} \cdot (l_4 - l_3)| \\ &= 2 \text{ kN} \cdot (4000 - 2200) \text{ mm} \\ &= 3,6 \text{ kNm} \\ M_A(\text{rechts}) &= |F_B \cdot l_2| \\ &= |-3,8 \text{ kN} \cdot 1500 \text{ mm}| \\ &= 5,7 \text{ kNm}\end{aligned}$$



Rechnung zur Grafik

$$\begin{aligned}M_{G1} &= 0 \text{ kNm} \\ M_{G2} &= M_{G1} + |-2 \text{ kN} \cdot 1800 \text{ mm}| = 3,6 \text{ kNm} \\ M_A &= M_{G2} + |-3 \text{ kN} \cdot 700 \text{ mm}| = 5,7 \text{ kNm} \\ M_P &= M_A + |+3,8 \text{ kN} \cdot 1500 \text{ mm}| = 0 \text{ kNm}\end{aligned}$$

Maximales Biegemoment

1.3 $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$ (S355 für Erzeugnisdicke $< 16 \text{ mm} \rightarrow$ Tabellenbuch Metall, Europa, 46. Auflage, S.131)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 426 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ (für S355 / Stahl} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], \text{ S.41)}$$

$$W_x = 33,3 \text{ cm}^3 \text{ (DIN 10210 - 100 x 50 x 5} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], \text{ 46. Auflage, S.154)}$$

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

$$\sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} = \frac{5,7 \text{ kNm}}{33,3 \text{ cm}^3} = 171,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{426 \text{ N/mm}^2}{171,2 \text{ N/mm}^2} = 2,49$$

Sicherheit bei Biegung



2 Zeichnerische Lösung fehlt

Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

LS Ausleger, Zylinder 2, Tragarm und Personenkorb (siehe rechts)

$$\Sigma M_E = 0 = F_{G1} \cdot 0 + F_{Fy} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot (l_4 - l_3) = F_F \cdot \sin \beta \cdot l_1 - F_{G2} \cdot (l_4 - l_3) \Rightarrow$$

$$F_F = F_{G2} \cdot \frac{l_4 - l_3}{\sin \beta \cdot l_1} = 1 \text{ kN} \cdot \frac{4000 \text{ mm} - 2200 \text{ mm}}{\sin 75^\circ \cdot 1500 \text{ mm}} = 1,24 \text{ kN} = F_D$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ex} + F_{Fx} \Rightarrow F_{Ex} = -F_F \cdot \cos \beta = -1,24 \text{ kN} \cdot \cos 75^\circ = -0,322 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} - F_{G2} + F_{Ey} + F_{Fy} \Rightarrow$$

$$F_{Ey} = F_{G1} + F_{G2} - F_F \cdot \sin \beta = 2 \text{ kN} + 1 \text{ kN} - 1,24 \text{ kN} \cdot \sin 75^\circ = 1,8 \text{ kN}$$

$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{(-0,322 \text{ kN})^2 + (1,8 \text{ kN})^2} = 1,83 \text{ kN}$$

$$\alpha_E = \arctan \frac{F_{Ey}}{F_{Ex}} = \arctan \frac{1,8 \text{ kN}}{-0,322 \text{ kN}} = -79,9^\circ$$

$\alpha_E = 79,9^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_E = 101,1^\circ$ gegen die positive x-Achse

Stützkkräfte, zeichnerische Lösung im allgemeinen Kräftesystem

3 Bolzen

Gegen Scherung:

$R_m = 470 \text{ N/mm}^2$ (C22E vergütet \rightarrow [EuroTabM46], 46. Auflage, S.134)

Hinweis 22: Vergüten ist ein Wärmebehandlungsverfahren, das Festigkeit und Zähigkeit eines Stahles erhöht. C22E ist ein Vergütungsstahl und deshalb zum Vergüten geeignet. Es ist also sinnvoll anzunehmen, dass er auch vergütet wurde.

$R_m = 470 \text{ N/mm}^2$ (C22E \rightarrow Tabellenbuch Metall, Europa, 46. Auflage, S.134)

$$\tau_{aB} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 470 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 376 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{für Stahl} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], 46. \text{ Auflage, S.41})$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{376 \text{ N/mm}^2}{4} = 94 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{6,8 \text{ kN}}{2 \cdot 94 \text{ N/mm}^2} = 36,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 6,8 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_a}{p_{zul}} = \frac{6,8 \text{ kN}}{25 \text{ N/mm}^2} = 272 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{s} = \frac{272 \text{ mm}^2}{20 \text{ mm}} = 13,6 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 14 \text{ mm}$ (nächstgrößere Durchmesser \rightarrow TabB „DIN 22341“)

Bolzen dimensionieren



4 Seilzugeinheit

$$4.1 \quad v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n = \frac{v_{max}}{\pi \cdot d_{Tr}} = \frac{0,4 \text{ m/s}}{\pi \cdot 66 \text{ mm}} = 1,93 \frac{1}{s} = 115,7 \frac{1}{min}$$

$$4.2 \quad i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_{SR}}{z_S} = \frac{75}{3} = 25$$

$$4.3 \quad P_{ab} = F \cdot v = 2000 \text{ N} \cdot 0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 800 \text{ W}$$

$$\eta_{ges} = \eta_G \cdot \eta_{St} = 0,9 \cdot 0,8 = 0,72$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{Mot} = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{800 \text{ W}}{0,72} = 1111 \text{ W}$$

Getriebeaufgaben

4.4 Wellendurchmesser

$$M_t = F \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = \frac{2000 \text{ N} \cdot 66 \text{ mm}}{2} = 66 \text{ Nm}$$

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{66 \text{ Nm}}{140 \text{ N/mm}^2} = 0,471 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{Wperf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0,471 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 13,4 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 14 \text{ mm}$ (nächstgrößere Durchmesser \rightarrow TabB „Rundstahl“)

Torsionsfestigkeit

4.5 Drahtseil

$R_m = 1450..1750 \text{ N/mm}^2$ (54SiCr6 \rightarrow [EuroTabM46], S.139 „Federstahl“)

$$S_{Draht} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,4 \text{ mm})^2}{4} = 0,126 \text{ mm}^2$$

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

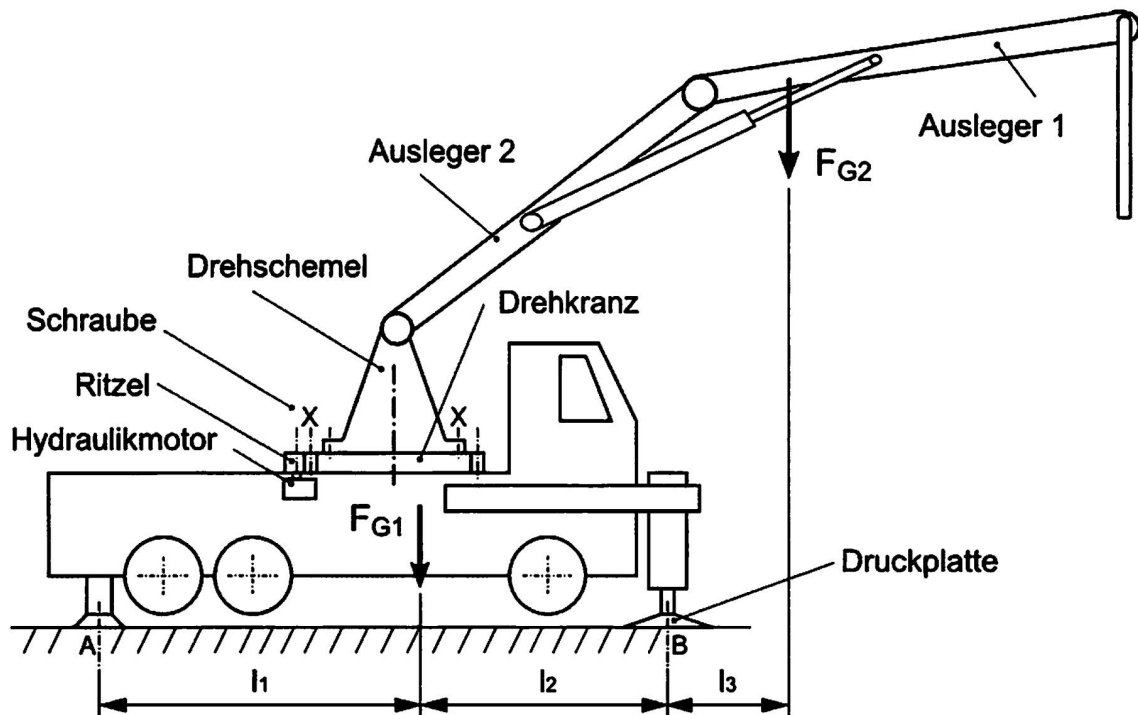
$$\sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} = \frac{2000 \text{ N}}{6 \cdot 0,126 \text{ mm}^2} = 378,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_m}{\sigma_z} = \frac{1450 \text{ N/mm}^2}{378,9 \text{ N/mm}^2} = 3,8$$

Drahtseil auf Zug



tgt HP 2013/14-2: Autobetonpumpe



Daten:

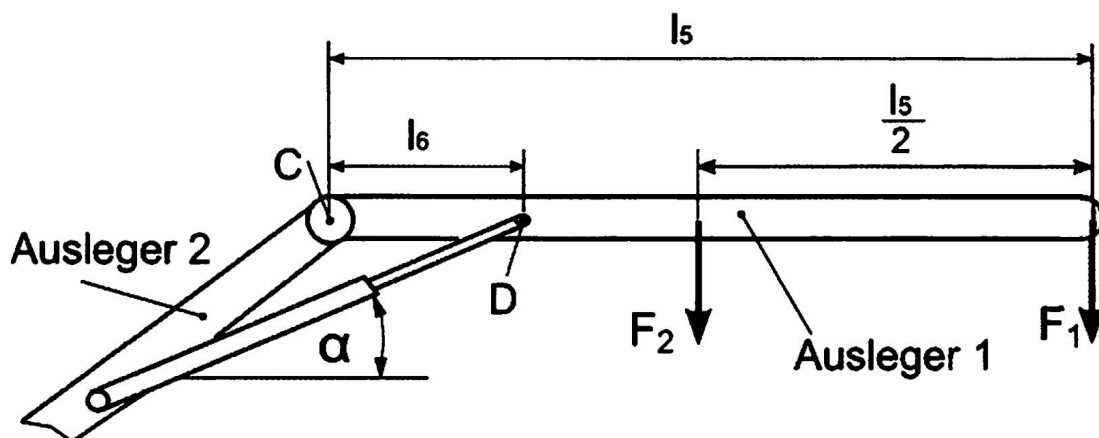
$$\begin{aligned} l_1 &= 4,0 \text{ m} \\ l_2 &= 3,3 \text{ m} \\ l_3 &= 2,8 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Fahrzeug: } F_{G1} &= 100 \text{ kN} \\ \text{Ausleger gesamt: } F_{G2} &= 60 \text{ kN} \end{aligned}$$

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|--|-----|
| 1 | Ermitteln Sie die Aufstandskräfte der Autobetonpumpe bei A und B. | 4,0 |
| 2 | Die Autobetonpumpe steht auf einer Straße. Diese Straße hat eine zulässige Flächenpressung von $p_{zul} = 1000 \text{ N/cm}^2$. Die Aufstandskraft in B verteilt sich gleichmäßig auf zwei Stützen. Berechnen Sie den Mindestdurchmesser d_p dieser Druckplatten. | 3,0 |
| 3 | Der Ausleger 1 ist in waagrechter Position. | |



Daten:

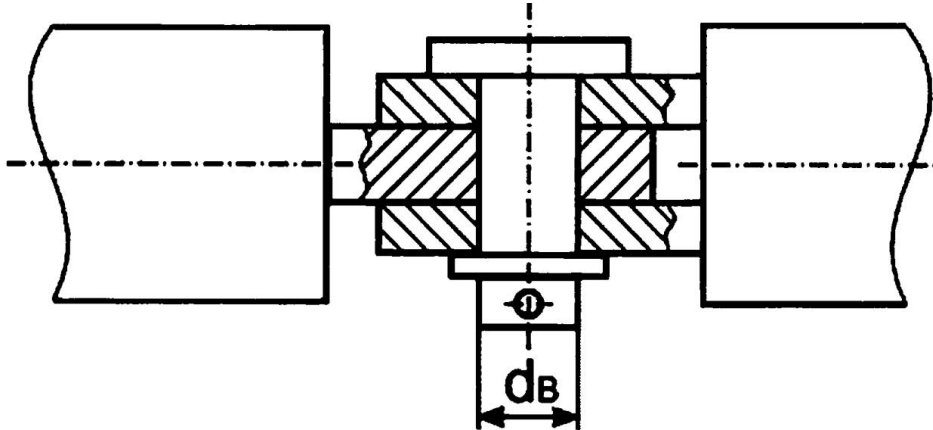
$$\begin{aligned} l_5 &= 6,0 \text{ m} \\ l_6 &= 1,5 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 5 \text{ kN} \\ F_2 &= 20 \text{ kN} \end{aligned}$$



- 3.1 Ermitteln Sie die Kräfte im Punkt C und D in der gezeichneten Stellung des Auslegers. 6,0
- 3.2 Ermitteln Sie die Stelle und den Betrag des maximalen Biegemoments im Ausleger 1. 3,0
- 3.3 Dimensionieren Sie für den Ausleger 1 ein rundes Hohlprofil aus S960Q mit einer Wandstärke von 8 mm bei 3-facher Sicherheit. 5,0
- Dabei soll als zulässige Biegespannung $\sigma_{bF} \approx 1,2 \cdot R_e$ verwendet werden.
- 4 Am Punkt C befindet sich eine Bolzenverbindung. 3,0



Dimensionieren Sie den Durchmesser d_B des Bolzen aus C45E bei einer 5-fachen Sicherheit gegen Abscherung und einer angenommenen Belastung von $F_C = 110 \text{ kN}$.

- 5 Der Drehschemel wird mit Hilfe eines Hydraulikmotors angetrieben.

Ritzel: $z_1 = 16$

Drehkranz: $z_2 = 112$

- 5.1 Das Ende von Ausleger 1 mit maximalem Radius von 12 m zur Drehachse darf sich aus Sicherheitsgründen maximal mit $v = 0,7 \text{ m/s}$ drehen. 3,0
- Ermitteln Sie die maximale Drehzahl des Hydraulikmotors.
- 5.2 Der Drehschemel ist mit mehreren Schrauben auf den Drehkranz montiert. Jede Schraube soll eine Kraft von 50 kN bei einer Sicherheit von 2,5 übertragen können. 3,0
- Ermitteln Sie für die Festigkeitsklasse 10.9 eine geeignete Schraube nach DIN EN ISO 4014 mit einer Länge von 80 mm und geben Sie diese normgerecht an.

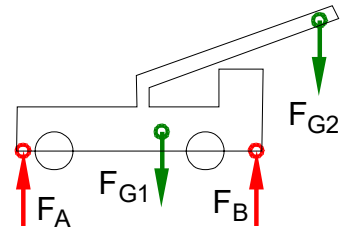
$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

1 LS: ganzes Fahrzeug (siehe rechts)

$$\begin{aligned}\Sigma M_B = 0 &= -F_A \cdot (l_1 + l_2) + F_{G1} \cdot l_2 - F_{G2} \cdot l_3 \Rightarrow \\ F_A &= \frac{+F_{G1} \cdot l_2 - F_{G2} \cdot l_3}{l_1 + l_2} = \frac{+100 \text{ kN} \cdot 3,3 \text{ m} - 60 \text{ kN} \cdot 2,8 \text{ m}}{4,0 \text{ m} + 3,3 \text{ m}} = 22,2 \text{ kN} \\ \Sigma F_y = 0 &= F_A - F_{G1} + F_B - F_{G2} \Rightarrow \\ F_B &= -F_A + F_{G1} + F_{G2} = -22,2 \text{ kN} + 100 \text{ kN} + 60 \text{ kN} = 137,8 \text{ kN}\end{aligned}$$



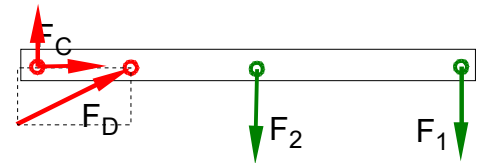
2 Aufstandsfläche

$$\begin{aligned}p_{zul} > p &= \frac{F}{2 \cdot A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_B}{2 \cdot p_{zul}} = \frac{137,8 \text{ kN}}{2 \cdot 1000 \text{ N/cm}^2} = 68,9 \text{ cm}^2 = 6890 \text{ mm}^2 \\ A &= \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6890 \text{ mm}^2}{\pi}} = 94 \text{ mm}\end{aligned}$$

3 Ausleger

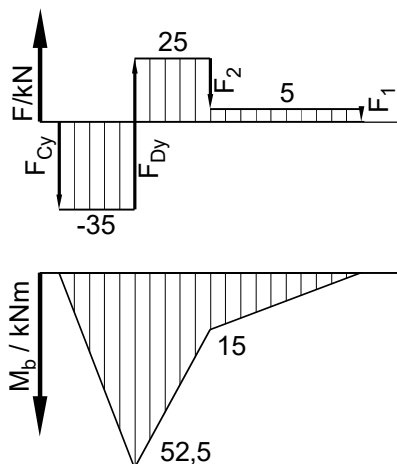
3.1 LS: Ausleger (siehe rechts)

$$\begin{aligned}\Sigma M_C = 0 &= F_{Dy} \cdot l_6 - F_2 \cdot \left(l_5 - \frac{l_5}{2}\right) - F_1 \cdot l_5 \\ F_{Dy} &= \frac{F_2 \cdot \frac{l_5}{2} + F_1 \cdot l_5}{l_6} = \frac{20 \text{ kN} \cdot \frac{6,0 \text{ m}}{2} + 5 \text{ kN} \cdot 6,0 \text{ m}}{1,5 \text{ m}} = 60 \text{ kN} \\ F_D &= \frac{F_{Dy}}{\sin \alpha} = \frac{60 \text{ kN}}{\sin 30^\circ} = 120 \text{ kN} \\ \Sigma F_x = 0 &= F_{Cx} + F_{Dx} \Rightarrow F_{Cx} = -F_{Dx} = -F_D \cdot \cos 30^\circ = -120 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = -103,9 \text{ kN} \\ \Sigma F_y = 0 &= F_{Cy} + F_{Dy} - F_2 - F_1 \Rightarrow F_{Cy} = -F_{Dy} + F_2 + F_1 = -60 \text{ kN} + 20 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = -35 \text{ kN} \\ F_C &= \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-103,9 \text{ kN})^2 + (-35 \text{ kN})^2} = 109,7 \text{ kN} \\ \alpha_C &= \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-35 \text{ kN}}{-109,3 \text{ kN}} = 18,6^\circ \\ \alpha_A &= 18,6^\circ \text{ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw.} \\ \alpha_A &= 198,6^\circ \text{ gegen die positive x-Achse}\end{aligned}$$



3.2 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 52,5 \text{ kNm}$ (der größte Betrag)

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$\begin{aligned}M_C &= 0 \text{ kNm} \\ M_D &= M_C + 35 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m} = 52,5 \text{ kNm} \\ M_2 &= M_D - 25 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m} = 15 \text{ kNm} \\ M_1 &= M_2 - 5 \text{ kN} \cdot 3 \text{ m} = 0 \text{ kNm}\end{aligned}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$\begin{aligned}M_D(\text{rechts}) &= \left| -F_1 \cdot (l_5 - l_6) - F_2 \cdot \left(l_5 - \frac{l_5}{2} - l_6\right) \right| \\ &= 5 \text{ kN} \cdot 4,5 \text{ m} + 20 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m} \\ &= 52,5 \text{ kNm} \\ M_2(\text{rechts}) &= \left| -F_1 \cdot l_5 / 2 \right| \\ &= 5 \text{ kN} \cdot 6 / 2 \text{ m} \\ &= 15 \text{ kNm}\end{aligned}$$



3.3 Ausleger dimensionieren

für S960Q / Stahl

$R_e = 960 \text{ N/mm}^2$ (S960Q → Tabellenbuch Metall, Europa, 46. Auflage, S.132)

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 960 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 1152 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{Stahl} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], \text{S.41})$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{1152 \text{ N/mm}^2}{3} = 384 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{52,5 \text{ kNm}}{384 \text{ N/mm}^2} = 136,7 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{\pi \cdot [D^4 - (D - 2 \cdot s)^4]}{32 \cdot D} = \frac{\pi \cdot [D^4 - (D - 16 \text{ mm})^4]}{32 \cdot D} = 136700 \text{ mm}^3$$

$$\Rightarrow \text{solve oder ausprobieren} \Rightarrow D = 159,1 \text{ mm}$$

Leider sind in [EuroTabM46] S.145 „DIN EN 10297-1“ Rohre nicht bis zu dieser Größe aufgeführt, deshalb muss man den Außendurchmesser berechnen.

4 Bolzen dimensionieren

Gegen Abscheren

für C45E / Stahl

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 258 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{für Stahl} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], 46. \text{ Auflage, S.41})$$

$R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E, Erzeugnisdicke von 16 bis 40 mm → Tabellenbuch Metall, Europa, 46. Auflage, S.134)

Hinweis 23: Vergütungsstähle wie C45E sind zum Vergüten (= Erhöhen von Festigkeit und Zähigkeit eines Stahles durch Wärmebehandlung) geeignet. Es ist also sinnvoll anzunehmen, dass er auch vergütet wurde.

Hinweis 24: In Tabellenbuch Metall, Europa, 46. Auflage, S.135, ist C45E auch als Stahl für Flamm- und Induktionshärtung mit $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ aufgelistet. Wer diese Seite oder andere Tabellenbücher verwendet, kann zu abweichenden Lösungen kommen.

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{V} = \frac{258 \text{ N/mm}^2}{5} = 51,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_C}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{110 \text{ kN}}{2 \cdot 51,6 \text{ N/mm}^2} = 1066 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1066 \text{ mm}^2}{\pi}} = 36,9 \text{ mm}$$

Gegen Flächenpressung kann hier nicht gerechnet werden, da dafür keine Maße angegeben sind.



5 Drehschemel

$$5.1 \quad v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{DS} = \frac{v_{max}}{\pi \cdot 2 \cdot R} = \frac{0,7 \text{ m/s}}{\pi \cdot 2 \cdot 12 \text{ m}} = 0,0093 \text{ s}^{-1} = 0,56 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{112}{16} = 7$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{Mot} = n_{DS} \cdot i = 0,56 \text{ min}^{-1} \cdot 7 = 3,9 \text{ min}^{-1}$$

5.2 Festigkeitsklasse 10.9 bedeutet $R_e = 900 \text{ MPa}$ (\rightarrow [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“)

Hinweis 25: Wenn nicht angegeben ist, ob man gegen Bruch oder Verformung rechnen soll, wählt man den schlechteren Fall, also gegen Verformung.

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

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{2,5} = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{Schraube}}{\sigma_{zzul}} = \frac{50 \text{ kN}}{360 \text{ N/mm}^2} = 138,9 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M16 mit $S = 157 \text{ mm}^2$ (\rightarrow TabB „Gewinde“)

Sechskantschraube mit Schaft DIN EN ISO 4014 – M16 x 80 – 10.9

Hinweis 26: Bei der Länge l einer Schraube zählt die Kopfhöhe k nicht mit, wenn der Kopf nach dem Einschrauben heraussteht.

Erforderlicher Querschnitt gegen Zug

Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse



tgt HP 2013/14-5: Moderne Kraftwerkstechnik

Bei Kohlekraftwerken ist die heute verfügbare Technik auf Temperaturen von ca. 600°C begrenzt. Zukünftige, neu entwickelte „700-Grad-Kraftwerke“ können mit höheren Temperaturen und höheren Drücken betrieben werden. Durch diese neue Technologie lässt sich der Wirkungsgrad deutlich verbessern.

- 1 Ein herkömmliches Kraftwerk arbeitet unter folgenden Zustandsgrößen:
Wasser von 27°C und 100 bar wird im Dampferzeuger auf 600°C isobar erhitzt. Der Dampf wird in der Turbine auf 0,04 bar und 95% Nassdampf entspannt und anschließend im Kondensator vollständig kondensiert.
- 1.1 Zeichnen Sie den Prozess in das beiliegende T-s-Diagramm ein und kennzeichnen Sie die zu- und abgeführte spezifische Wärme. 3,0
- 1.2 Berechnen Sie den thermischen Wirkungsgrad des Kraftwerksprozesses. 4,0
- 2 Mit Zwischenüberhitzung können herkömmliche Kraftwerke einen Wirkungsgrad von 43% erreichen. 3,0
Berechnen Sie die Menge Steinkohle in Gramm, die dabei pro Kilowattstunde verbrannt werden muss.
- 3 Bei den zukünftigen, neuen „700-Grad-Kraftwerken“ wird die Turbine mit heißem Dampf bei 700°C und 350 bar angeströmt. Im Hochdruckteil wird der Dampf auf 50 bar und 380°C entspannt und anschließend wieder auf 700°C isobar zwischenüberhitzt. Die Vorgänge und damit die Zustandsgrößen im Kondensator und beim Entspannen entsprechen denen im herkömmlichen Kraftwerk.
- 3.1 Berechnen Sie für den Prozess des „700-Grad-Kraftwerks“ den Wirkungsgrad. Verbinden Sie hierzu im T-s-Diagramm Eingang und Ausgang des Dampferzeugers näherungsweise als Gerade. 5,0
- 3.2 Analysieren Sie einen wichtigen Aspekt, um einen derart verbesserten Prozess realisieren zu können 2,0
- 4 Für die neue Technologie der „700-Grad-Kraftwerke“ kommen sogenannte Nickelbasis-Superlegierungen zum Einsatz. Ausgangsbasis für die Entwicklung dieser Werkstoffe sind Kupfer-Nickel-Legierungen.
- 4.1 Auf dem Arbeitsblatt sind Abkühlkurven von zwei Kupfer-Nickel-Legierungen abgebildet. 3,0
Leiten Sie mit Hilfe der Abkühlkurven das Zustandsdiagramm für die Nickel-Kupfer-Legierung her. Zeichnen Sie das Zustandsdiagramm auf das Arbeitsblatt und beschriften Sie das Diagramm vollständig.
- 4.2 Benennen Sie den Legierungstyp und nennen Sie die Bedingungen, unter denen diese Legierungen entstehen. 2,0
- 5 Zur Ermittlung der Werkstoffkennwerte wurde ein Zugversuch mit einem kurzen Proportionalstab mit dem Durchmesser $d_0 = 10$ mm durchgeführt. Folgende Messwerte wurden dabei aufgenommen.

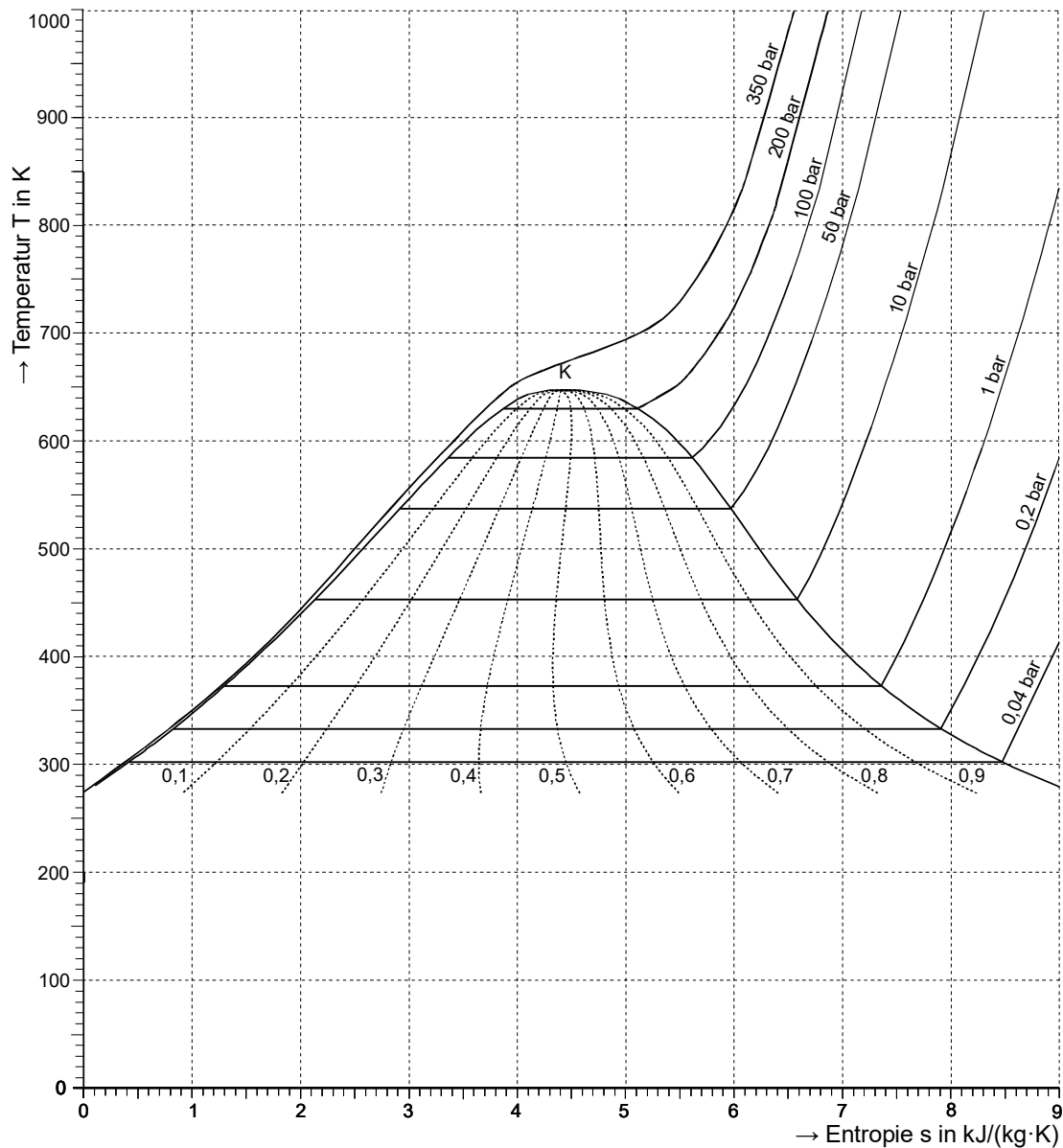
Messwert-Nr.	1	2	3	4	5
Verlängerung ΔL in mm	0,14	0,32	4,4	8,49	12,6
Kraft F in kN	45	67,5	91,2	101,3	81

- 5.1 Zeichnen Sie das zugehörige Spannungs-Dehnungs-Diagramm. 4,0
 - 5.2 Ermitteln Sie aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm die Werkstoffkennwerte $R_{p0,2}$, R_m , den E-Modul und die Bruchdehnung. 4,0
- Σ=30,0

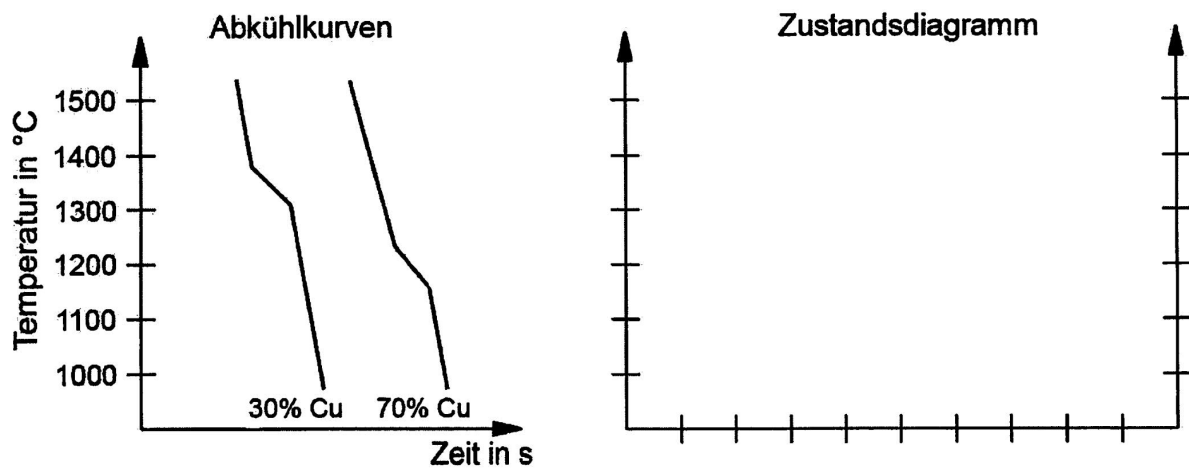


Arbeitsblatt

Zu Aufgaben 1 bis 2



Zu Aufgabe 4

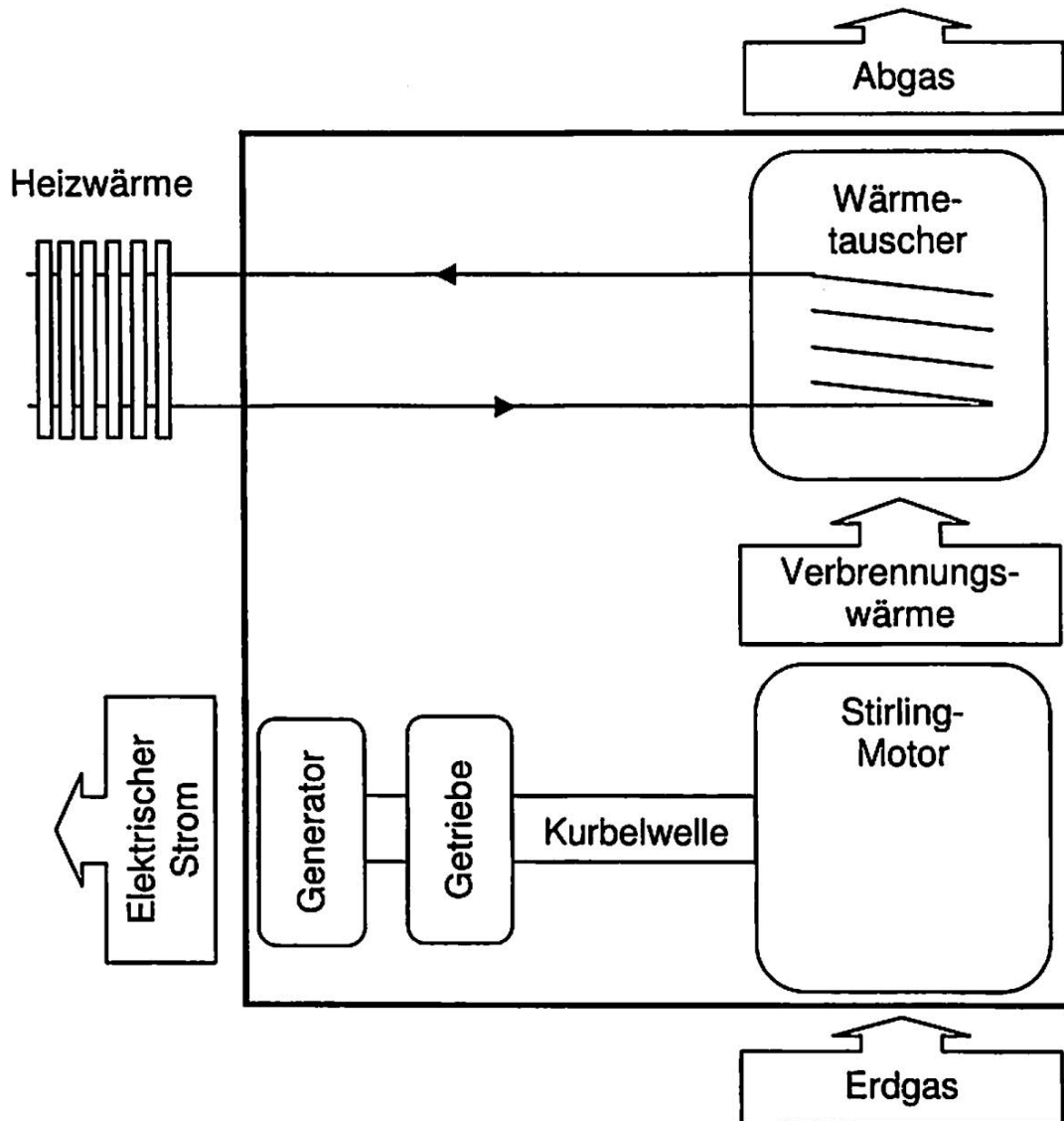




tgt HP 2012/13-1: Mikro-Blockheizkraftwerk

Die Versuchsanlage eines Mikro-Blockheizkraftwerkes soll ein modernes Einfamilienhaus mit Heizwärme und elektrischem Strom versorgen.

Anlagenschema:



Brennstoff:

Erdgas:

Verbrauch:
 min^{-1}

$$H_U = 35 \text{ MJ/m}^3$$

$$\dot{V} = 1,0 \text{ m}^3/\text{h}$$

Motordaten:

Arbeitsgas:

Nennndrehzahl:

Stickstoff

$$n = 1500$$

Verdichtungsverhältnis:

Maximaldruck:

$$\varepsilon = 3$$

$$p_{\max} = 22$$

Zylinderanzahl:

$$z = 4$$

Wirkungsgrade:

bar

Generator:

$$\eta_G = 94\%$$

Getriebe:

$$\eta_{GT} = 97\%$$

Wärmetauscher:

$$\eta_{WT} = 95\%$$

Energiebedarf eines Einfamilienhauses im Jahresdurchschnitt:

Strom:

4000 kWh

Heizwärme

22000 kWh

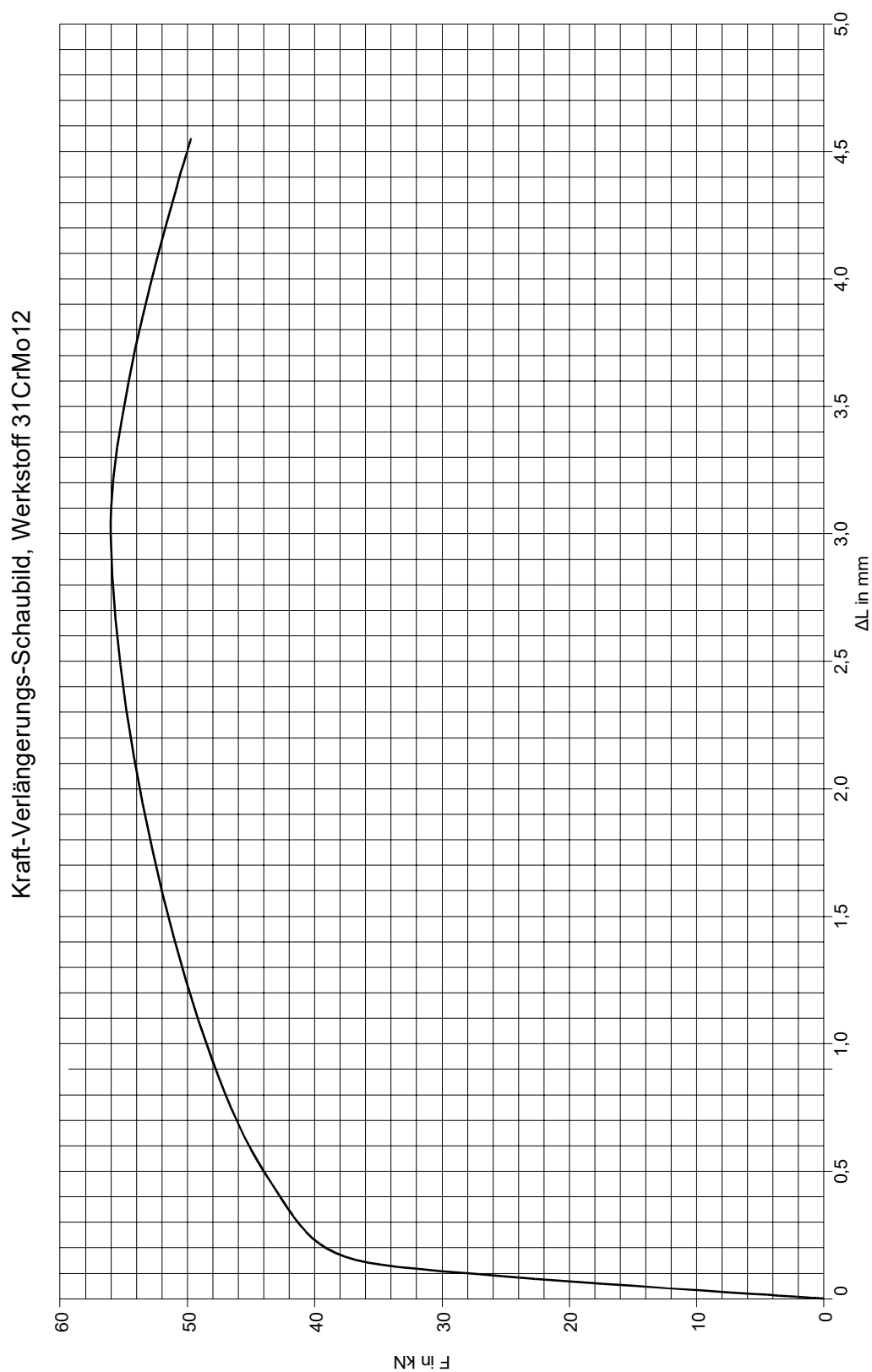


Teilaufgaben:		Punkte
1	Nennen Sie zwei Gründe für den Einsatz eines Stirlingmotors als Wärme-Kraft-Maschine eines Mikro-Blockheizkraftwerkes.	2,0
2	Skizzieren Sie den Vergleichsprozess des Stirlingmotors in ein p,V-Diagramm und kennzeichnen Sie die zu- bzw. abgeführten Wärmen und Arbeiten.	3,0
3	Durch Versuchsmessungen wurden die Zustandsdaten in einem Zylinder vor der Kompression im unteren Totpunkt ermittelt. Druck $p_1 = 5 \text{ bar}$ Volumen $V_1 = 0,0375 \text{ l}$ Temperatur $\vartheta_1 = 50^\circ\text{C}$	
3.1	Bestimmen Sie alle fehlenden Zustandsgrößen und stellen Sie diese in einer Tabelle dar.	5,0
3.2	Ermitteln Sie die Nutzarbeit und den thermischen Wirkungsgrad eines Zylinders. Berücksichtigen Sie hierzu nur die von außen zugeführte Wärme bei der Expansion.	4,0
3.3	Analysieren Sie, inwieweit sich die Zustandsgrößen, die Nutzarbeit und der thermische Wirkungsgrad von einem Zylinder auf den ganzen Motor übertragen lassen.	2,0
4	Messungen ergaben für den gesamten Stirlingmotor eine Nutzarbeit je Zyklus von $ W_{\text{nutz}} = 34 \text{ J}$ bei Nenndrehzahl.	
4.1	Ermitteln Sie die erforderlichen Betriebsstunden des Stirlingmotors in Stunden pro Jahr, um den durchschnittlichen Jahresstrombedarf des Einfamilienhauses abzudecken.	4,0
4.2	Überprüfen Sie, ob mit der ermittelten Laufzeit die Wärmeversorgung des Einfamilienhauses sichergestellt wird, wenn 80 % der eingesetzten Primärenergie (Erdgas) zur Wärmeerzeugung genutzt werden.	4,0
5	Der Kolben des Stirlingmotors wird aus dem Werkstoff 31CrMo12 gefertigt. Zur Überprüfung der Herstellerangaben wird ein Zugversuch mit kurzem Proportionalstab $d_0 = 8 \text{ mm}$ durchgeführt. Der Datenschreiber der Zugversuchsmaschine liefert das in dem Arbeitsblatt dargestellte Diagramm. Ermitteln Sie mit Hilfe des Diagramms die Zugfestigkeit R_m , die Dehngrenze $R_{p0,2}$, die Bruchdehnung A und den Elastizitätsmodul.	6,0
		$\Sigma=30,0$



Arbeitsblatt

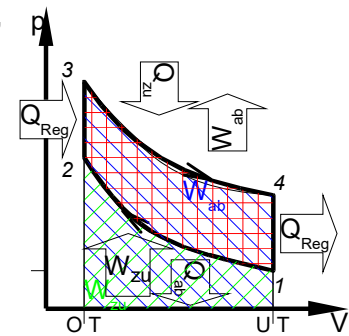
zu Ausgabe 5





Lösungsvorschläge

- Vorteile von Stirling-Motoren sind: kontinuierliche Verbrennung, dadurch ruhiger Lauf und gute Abgaswerte möglich; beliebige Brennstoffe bzw. Wärmequellen möglich; hoher Wirkungsgrad, dadurch geringer Verbrauch
- pV-Diagramm eines Stirlingmotors



3 Zylinder

Ergebnisse															
Aufgabe: tgt HP 2012/13-1 Mikro-Blockheizkraft															
	1E+05	1E+06	1E+00	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+00	1E+00	
Zustand	Typ	p	V	T	θ	w	W	q	Q	m	cp	cv	Rs	χ	ε
1	t	5,00	37,50	323,2	50,0					0,195	1,038	0,741	0,297	1,401	
12	t					105	20,6	-105,4	-20,6		1,038	0,741	0,297	1,401	3,00
2		15,00	12,50	323,2	50,0					0,195	1,038	0,741	0,297	1,401	
23	c					0	0,0	111,7	21,8		1,038	0,741	0,297	1,401	1,00
3		22,00	12,50	474,0	200,8					0,195	1,038	0,741	0,297	1,401	
34	t					-155	-30,2	154,6	30,2		1,038	0,741	0,297	1,401	0,33
4		7,33	37,50	474,0	200,8					0,195	1,038	0,741	0,297	1,401	
41	c					0	0,0	-111,7	-21,8		1,038	0,741	0,297	1,401	1,00
1		5,00	37,50	323,2	50,0					0,195	1,038	0,741	0,297	1,401	
						ΣwNutz	ΣWnu	Σq	ΣQ		ηtherm				
						-49	-9,6	49,2	9,6		0,32				
						Σwab	ΣWab	Σqab	ΣQab		ηcarnot				
						-155	-30,2	-105,4	-20,6		0,32				
						Σwzu	ΣWzu	Σqzu	ΣQzu						
						105	20,6	154,6	30,2						

Lösungen für Kreisprozesse mit
idealen Gasen (p,V-Diagramm)
© www.ulrich-rapp.de

3.1 Zustandsänderung 1 – 2 (isotherm)

$$T_2 = T_1 = 323 \text{ K}$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

$$\Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right) = p_1 \cdot \epsilon = 5 \text{ bar} \cdot 3 = 15 \text{ bar}$$

Zustand	p [bar]	V [l]	T [K]
1	5,0	0,0375	323
2	15,0	0,0125	323
3	22,0	0,0125	473,7
4	7,33	0,0375	473,7

Zustandsänderung 2 – 3 (isochor)

$$V = \text{const} \Rightarrow V_3 = V_2 = 0,0125 \text{ l}$$

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \Rightarrow$$

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \frac{22 \text{ bar}}{15 \text{ bar}} \cdot 323 \text{ K} = 473,7 \text{ K}$$

Zustandsänderung 4 – 1 (isochor)

$$V_4 = V_1 = 0,0375 \text{ l}$$

Zustandsänderung 3 – 4 (isotherm)

$$T_4 = T_3 = 473,7 \text{ K}$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

$$\Rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right) = 22 \text{ bar} \cdot \left(\frac{0,0125 \text{ l}}{0,0375 \text{ l}} \right) = 7,33 \text{ bar}$$



3.2 Nutzarbeit W_{nutz} (für Wärmeaustausch mit dem Regenerator gilt: $Q_{23} + Q_{41} = 0$)

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow m_h = \frac{p_1 \cdot V_h}{R_i \cdot T_1} = \frac{5 \text{ bar} \cdot 0,0375 \text{ dm}^3}{297 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 323 \text{ K}} = 0,195 \text{ g}; \kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1038 \text{ J/kgK}}{741 \text{ J/kgK}} = 1,40$$

$$W_{\text{Nutz}} = \Sigma W = +W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41} = +20,6 \text{ J} + 0 \text{ J} - 30,1 \text{ J} + 0 \text{ J} = -9,5 \text{ J}$$

$$W_{12} = -m \cdot R_i \cdot T \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} = -0,195 \text{ g} \cdot 297 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 323 \text{ K} \cdot \ln \frac{1}{3} = +20,6 \text{ J}$$

$$W_{34} = -m \cdot R_i \cdot T \cdot \ln \frac{V_4}{V_3} = -0,195 \text{ g} \cdot 297 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 473,7 \text{ K} \cdot \ln 3 = -30,1 \text{ J}$$

Thermischer Wirkungsgrad η

$$\eta_{\text{therm}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{\text{zu}}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{34}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{|W_{34}|} = \frac{9,5 \text{ J}}{30,1 \text{ J}} = 0,316$$

3.3 Druck, Temperatur und Wirkungsgrad addieren sich nicht (= intensive Zustandsgrößen). Sie bleiben für den Motor also genauso groß wie für einen Zylinder.

Volumen und die Masse des beteiligten Gases verändern sich mit der Anzahl der Zylinder (=extensive Zustandsgrößen) und damit auch die Nutzarbeit. Volumen und Nutzarbeit sind beim 4-Zylinder-Motor also viermal größer als bei einem Zylinder.

4 Motor

$$4.1 \quad W_{\text{erf}} = \frac{W_{\text{el}}}{\eta_G \cdot \eta_{\text{GT}}} = \frac{4000 \text{ kWh}}{0,94 \cdot 0,97} = 4387 \text{ kWh}$$

Die Gleichung für den Zeitbedarf kann man sich herleiten, indem man darauf achtet, dass die Einheiten aufgehen:

$$W_{\text{erf}} [\text{kWh od. J}] = |W_{\text{nutz}}| \left[\frac{\text{J}}{\text{Umdr}} \right] \cdot n \left[\frac{\text{Umdr}}{\text{min}} \right] \cdot \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{h}} \right) \cdot t [\text{h}]$$

Den Umrechnungsfaktor 60min/h (= 1 !) kann man weglassen , also gilt:

$$t = \frac{W_{\text{erf}}}{|W_{\text{Nutz}}| \cdot n} = \frac{4387 \text{ kWh}}{34 \text{ J} \cdot \frac{1500}{\text{min}}} = \frac{4387 \text{ kWh}}{34 \text{ J} \cdot \frac{25}{\text{s}}} = \frac{4387 \text{ kWh}}{850 \text{ W}} = 5161 \text{ h}$$

4.2 Die Grundformel leite ich wieder mit der Einheitenmethode her:

$$W_{\text{Heiz}} [\text{kWh od. J}] = \dot{V} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \cdot t [\text{h}] \cdot H_U \left[\frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \right]$$

In der Reinschrift dürfen die Wirkungsgrade nicht fehlen:

$$W_{\text{Heiz}} = \dot{V} \cdot t \cdot H_U \cdot 80 \% \cdot \eta_{\text{WT}} = 1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 5161 \text{ h} \cdot 35 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \cdot 0,8 \cdot 0,95$$

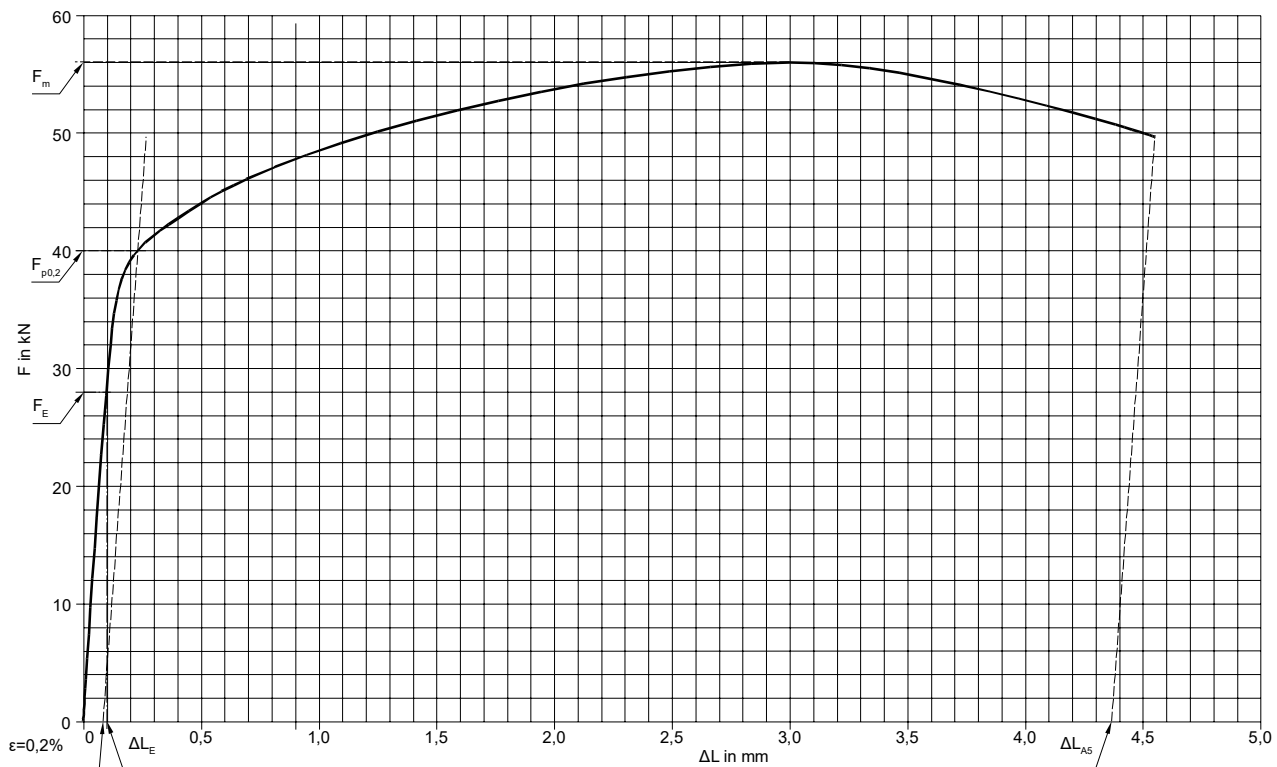
$$= 137283 \text{ MJ} = 137283 \text{ MWh} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 38134 \text{ kWh}$$

Damit wird der Jahreswärmebedarf von 22000 kWh überschritten. Ob das im Winter reicht, ist hier nicht gefragt.



5 Kraft-Verlängerungsdiagramm

Kraft-Verlängerungs-Schaubild, Werkstoff 31CrMo12



$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (8 \text{ mm})^2}{4} = 50,3 \text{ mm}^2$$

$$L_0 = d_0 \cdot 5 = 8 \text{ mm} \cdot 5 = 40 \text{ mm} \quad (\text{Faktor 5 für kurzen Proportionalstab})$$

$$\Delta L_{0,2} = L_0 \cdot \epsilon = 40 \text{ mm} \cdot 0,2 \% = 0,08 \text{ mm}$$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0} = \frac{56 \text{ kN}}{50,3 \text{ mm}^2} = 1113 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{p0,2} = \frac{F_{p0,2}}{S_0} = \frac{40 \text{ kN}}{50,3 \text{ mm}^2} = 795 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$A_5 = \frac{\Delta L_{A5}}{L_0} = \frac{4,36 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 10,9 \% \quad (\text{Index 5 für kurzen Proportionalstab})$$

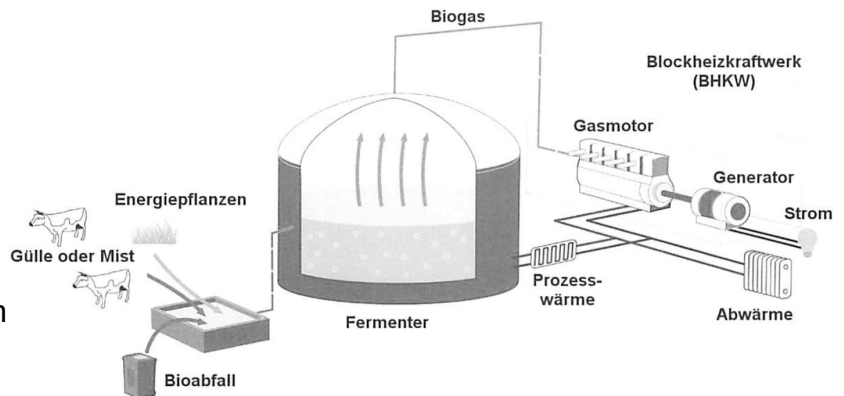
Für die Berechnung von E wählt man ein beliebiges Wertepaar auf der Hookeschen Geraden. Es sollte weit oben liegen, damit sich Ablesefehler nicht so stark auswirken.

$$E = \frac{\sigma_E}{\epsilon_E} = \frac{\frac{F_E}{S_0}}{\frac{\Delta L_E}{L_0}} = \frac{F_E}{S_0} \cdot \frac{L_0}{\Delta L_E} = \frac{28 \text{ kN}}{50,3 \text{ mm}^2} \cdot \frac{40 \text{ mm}}{0,1 \text{ mm}} = 223 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$



tgt HP 2012/13-2: Bioenergiedorf

Eine Biogasanlage erzeugt jährlich
2 Mio kWh Strom und 3,5 Mio kWh
Wärme für ein Dorf.



- 1 Der bisherige Gesamtverbrauch im Dorf lag bei jährlich 200000 m^3 Erdgas und 80000 l Heizöl. Der Heizwert für Erdgas ist gegeben mit $H_U = 35 \text{ MJ/m}^3$.
Weisen Sie nach, dass die Wärmemenge der Biogasanlage ausreicht, um die fossilen Energieträger zu ersetzen. 5,0
- 2 Der Ertrag der Biogasanlage teilt sich wie folgt auf: 3,0

Elektrische Energie 28%	Thermische Energie 54%	Erzeugungsverluste 14%
Wärmeverluste 3%	Eigenbedarf 1%	

Stellen Sie die Daten in einem geeigneten Diagramm dar.
Berechnen Sie den Gesamtwirkungsgrad der Biogasanlage.
- 3 Im Blockheizkraftwerk befindet sich ein Gasmotor. Die Arbeitsweise entspricht einem Vier-Takt-Ottomotor.

Maximales Gasvolumen:	21,9 l	Verdichtungsverhältnis ϵ	12:1
Ansaugtemperatur:	40°C	Höchste Gastemperatur:	1683°C
Druck vor der Verdichtung:	0,8 bar	Höchstdruck:	60 bar
- 3.1 Skizzieren Sie den idealisierten Kreisprozess. Nummerieren Sie die Eckpunkte beginnend mit der Kompression. Benennen Sie alle Zustandsänderungen. 3,0
- 3.2 Kennzeichnen Sie die zu- bzw. abgeführten Wärmen sowie die Nutzarbeit. 2,0
- 3.3 Ermitteln Sie die spezifische Nutzarbeit in kJ/kg. 4,0
- 4 Der Biogasanlagenbetreiber investiert in eine großflächige Photovoltaikanlage. Um staatliche Fördermittel nutzen zu können, muss er eine jährliche Einspeisung in das Stromnetz gewährleisten.

Erforderliche jährliche Einspeisung in das Stromnetz:	70000 kWh
Durchschnittliche Sonnenstunden im Jahr:	1700 h
Solarkonstante (mittlere Strahlungsleistung pro Fläche):	1000 W/m ²
Wirkungsgrad: 13%	Einspeisevergütung: 17,24 Ct/kWh
- 4.1 Berechnen Sie die benötigte Fläche. 2,0
- 4.2 Ermitteln Sie die jährlichen finanziellen Einnahmen der Photovoltaikanlage. 1,0
- 5 Teile des Motors werden aus einer Aluminium-Silizium-Legierung gegossen.
- 5.1 Erstellen und beschriften Sie das Zustandsdiagramm, wenn die Legierung AlSi12 bei konstanter Temperatur von 577°C erstarrt. 3,0
- 5.2 Skizzieren Sie die Abkühlkurven der Legierungen AlSi7, AlSi12 und AlSi40. 3,0
- 5.3 Wählen Sie für die gegossenen Komponenten eine geeignete Legierung aus und begründen Sie Ihre Wahl. 2,0
- 5.4 Skizzieren und beschriften Sie das Gefügebild der Legierung AlSi40 bei Raumtemperatur. 2,0

$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

1 Gesamtverbrauch

$$H_{UErdgas} = 34..36 \text{ MJ/m}^3 \text{ (} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, "Heizwerte")}$$

$$H_{UHeizöl} = 40..43 \text{ MJ/kg (} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, "Heizwerte")}$$

$$\rho_{Heizöl} \approx 0,83 \text{ kg/dm}^3 \text{ (} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, "Dichte")}$$

$$Q_{Erdgas} = V_{EG} \cdot H_{UEG} = 200\,000 \text{ m}^3 \cdot 35 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} = 7\,000\,000 \text{ MJ}$$

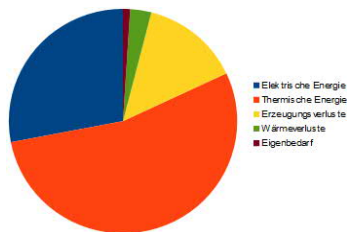
$$Q_{Heizöl} = V_{HÖ} \cdot \rho_{HÖ} \cdot H_{UHÖ} = 80\,000 \text{ dm}^3 \cdot 0,83 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot 41,5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = 2\,755\,600 \text{ MJ}$$

$$Q_{ges} = Q_{EG} + Q_{HÖ} = 7\,000\,000 \text{ MJ} + 2\,755\,600 \text{ MJ} = 9\,755\,600 \text{ MJ} \cdot \frac{h}{3600 \text{ s}} \approx 2,7 \text{ Mio kWh}$$

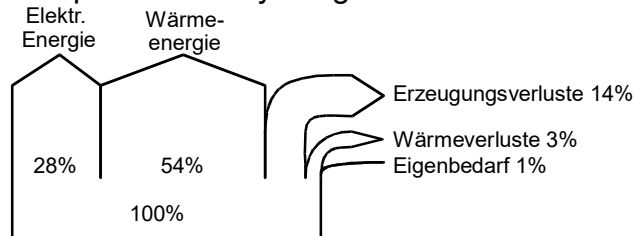
Auch wenn die fossilen Energieträger nur zur Erzeugung von Wärme genutzt wurden, reicht die Wärmemenge der Biogasanlage aus.

Hinweis: Die Multiplikation mit 1 (=1h/3600s) ist ein bewährtes Verfahren zur Umrechnung von Einheiten.

2 Beispiel 1: Kreisdiagramm



Beispiel 2: Sankey-Diagramm



3 Gasmotor

3.1 siehe 3.2

3.2 Zustandsänderung 1 – 2: adiabatisch

Zustandsänderung 2 – 3: isochor

Zustandsänderung 3 – 4: adiabatisch

Zustandsänderung 4 – 1: isochor

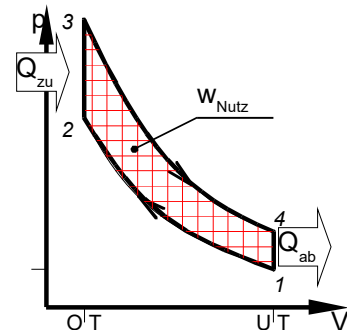
3.3 Hinweis: spezifische Arbeit w (Kleinbuchstabe) ist ggü. der Arbeit W (Großbuchstabe) auf die Masse bezogen, wie übrigens alle "spezifischen" Größen. Damit ist es nicht nötig, die Masse des Gases zu berechnen, die Zylinderzahl oder das maximale Gasvolumen zu kennen usw.:

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1005 \text{ J/kgK}}{718 \text{ J/kgK}} = 1,40$$

$$w_{nutz} = +w_{12} + w_{23} + w_{34} + w_{41} = +382,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0 - 884,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0 = -501,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{12} = \frac{W_{12}}{m} = -\frac{m \cdot R_i \cdot T_1}{m \cdot (1 - \kappa)} \cdot \left(\left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} - 1 \right) = -\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273+40) \text{ K}}{1-1,4} \cdot (12^{1,4-1} - 1) = +382,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{34} = .. = -\frac{R_i \cdot T_3}{1 - \kappa} \cdot \left(\left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{\kappa-1} - 1 \right) = -\frac{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273+1683) \text{ K}}{1-1,4} \cdot \left(\left[\frac{1}{12} \right]^{1,4-1} - 1 \right) = -884,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$





4 Photovoltaikanlage

- 4.1 Solche Gleichungen kann man sich herleiten, indem man darauf achtet, dass die Einheiten aufgehen, und die einheitenlosen Wirkungsgrade nicht vergisst:

$$W_{\text{Einsp}} [kWh] = \text{Solarkonstante} \left[\frac{W}{m^2} \right] \cdot \eta [\cdot] \cdot A [m^2] \cdot t [h]$$

Also gilt:

$$A = \frac{W_{\text{Einsp}}}{S \cdot \eta \cdot t} = \frac{70\,000 \text{ kWh}}{1000 \text{ W/m}^2 \cdot 0,13 \cdot 1700 \text{ h}} = 316,7 \text{ m}^2$$

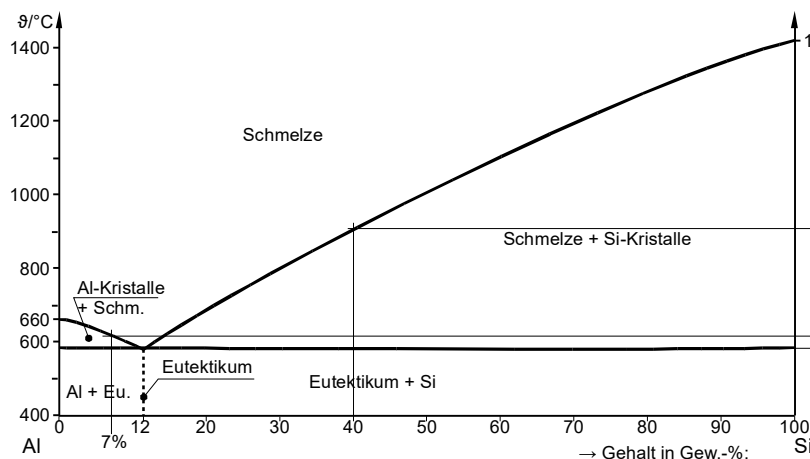
- 4.2 Annahme: es wird die in 4.1 errechnete Fläche installiert und genau die erforderliche jährliche Einspeisung in das Stromnetz eingespeist.

Annahme 2: es sind die Einnahmen des Investors gemeint ;-)

$$\text{Einnahme} = 70\,000 \frac{kWh}{a} \cdot 17,24 \frac{Ct}{kWh} = 12\,068 \frac{€}{a}$$

5

5.1 Zustandsdiagramm AlSi



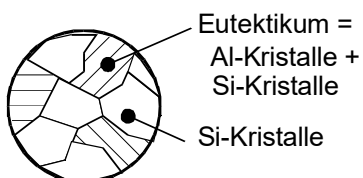
5.2 Abkühlungskurven



- 5.3 Für Gussteile wählt man bevorzugt die eutektische Legierung AlSi12. Gründe:

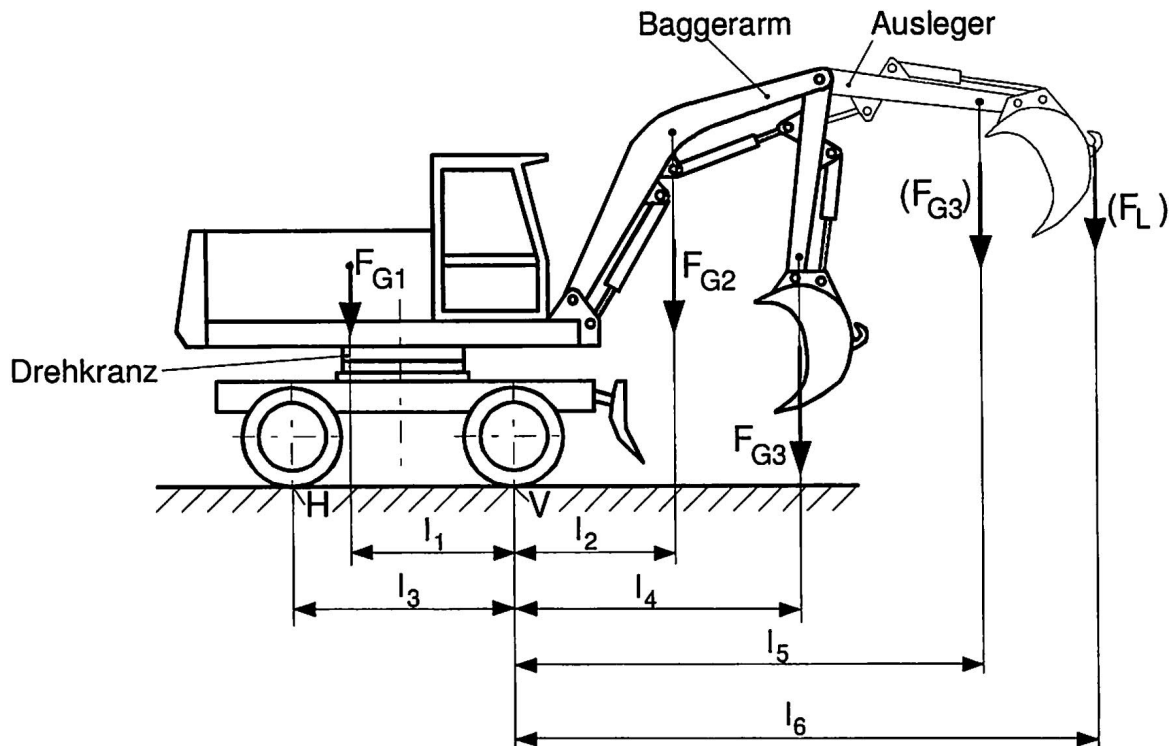
- Niedrigster Schmelzpunkt des Legierungssystems → spart Energiekosten
- Ein Eutektikum ist ohne Übergangsbereich dünnflüssig bis zum Erstarren → fließt gut in die Gussformen
- Ein Eutektikum erstarrt in einem kleinen Temperaturbereich relativ schnell, hat dadurch kleine Kristalle und die relativ höchsten Festigkeitswerte innerhalb eines Legierungssystems
- Kristallgemische sind gut zerspanbar

5.4





tgt HP 2012/13-5: Bagger

Daten:

$l_1 = 2000 \text{ mm}$

$l_2 = 2000 \text{ mm}$

$l_3 = 2800 \text{ mm}$

$l_4 = 3500 \text{ mm}$

$l_5 = 6800 \text{ mm}$

$l_6 = 8000 \text{ mm}$

Baggerwagen:

$F_{G1} = 70 \text{ kN}$

Baggerarm:

$F_{G2} = 10 \text{ kN}$

Ausleger mit Schaufel:

$F_{G3} = 5 \text{ kN}$

- 1 Bestimmen Sie die Aufstandskräfte der Baggerräder, wenn F_{G3} im Abstand von l_4 wirkt. 5,0
- 2 Bei vollständig ausgeschwenktem Ausleger befindet sich die angehängte Last F_L im horizontalen Abstand l_6 von Punkt V. Berechnen Sie die maximale Last F_L , die der Bagger ohne zu kippen heben kann. 3,0
- 3 Daten:

$l_7 = 500 \text{ mm}$

$l_8 = 2000 \text{ mm}$

$l_9 = 2500 \text{ mm}$

$l_{10} = 5000 \text{ mm}$

$l_{11} = 500 \text{ mm}$

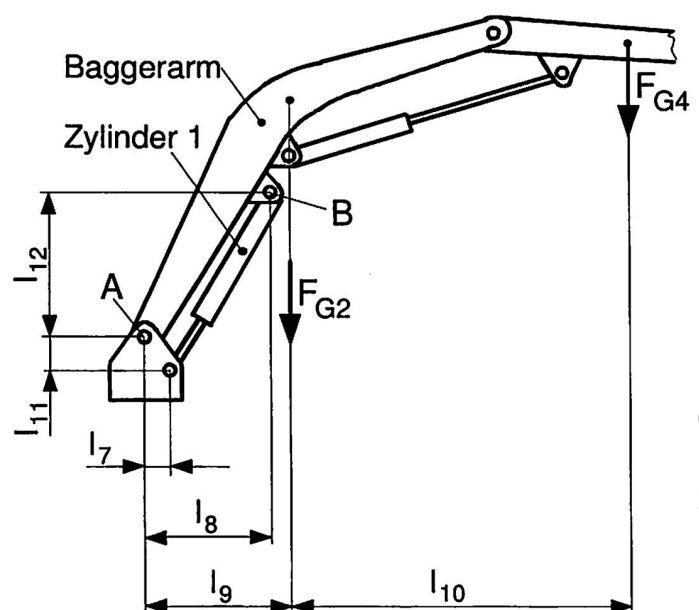
$l_{12} = 2000 \text{ mm}$

$F_{G2} = 10 \text{ kN (Baggerarm)}$

$F_{G4} = 15 \text{ kN}$

(Ausleger mit Schaufel und Last)

- 3.1 Bestimmen Sie für den Baggerarm die Lagerkräfte F_A und F_B . 6,0
- 3.2 Berechnen Sie den erforderlichen Öldruck in bar im Zylinder 1 bei einem wirksamen Kolbendurchmesser $d_K = 130 \text{ mm}$ bei vernachlässigbarer Reibung im Zylinder. 3,0





- 4 Der Zylinder 1 ist über einen Bolzen mit dem Baggerarm verbunden.

5,0

Daten:

Lagerkraft:

$$F_B = 200 \text{ kN}$$

Zul. Flächenpressung:

$$p_{zul} = 50 \text{ N/mm}^2$$

Sicherheit gegen Abscheren:

$$v = 4$$

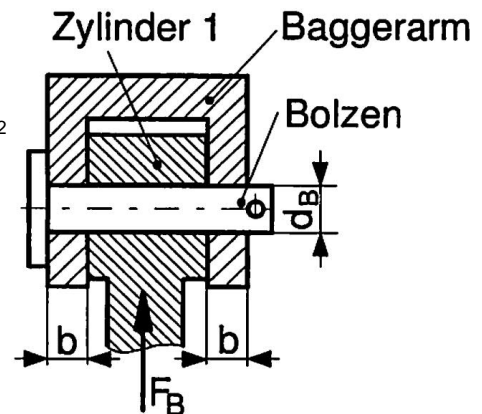
Breite

$$b = 34 \text{ mm}$$

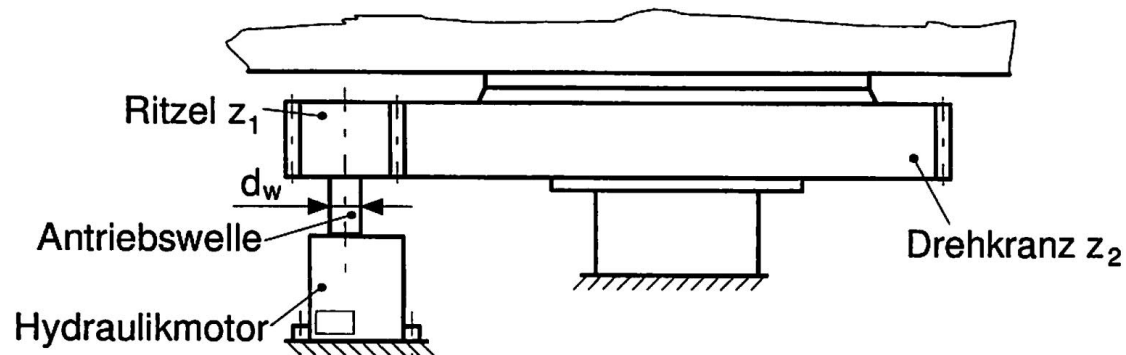
Bolzenwerkstoff:

E360

Dimensionieren Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B .



- 5 Der Drehkranz des Baggers wird durch ein Ritzel und einen Hydraulikmotor angetrieben.



Daten:

Ritzel:

$$z_1 = 19$$

Drehkranz:

$$z_2 = 95$$

Nenn Drehzahl des Motors:

$$n_M = 50 \text{ min}^{-1}$$

Nenn Drehmoment des Motors:

$$M_M = 400 \text{ Nm}$$

- 5.1 Berechnen Sie das Übersetzungsverhältnis. 1,0
- 5.2 Ermitteln Sie die Zeit für eine halbe Umdrehung des Baggers. 3,0
- 5.3 Die Antriebswelle des Ritzels besteht aus C45E. Berechnen Sie den erforderlichen Wellendurchmesser d_w bei einer Sicherheit von $v = 4$. 4,0

$\Sigma=30,0$



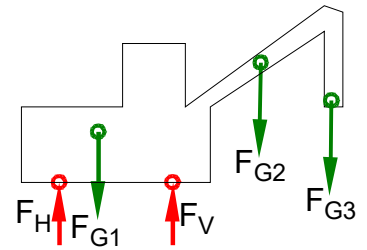
Lösungsvorschläge

1 Lageskizze Bagger siehe rechts

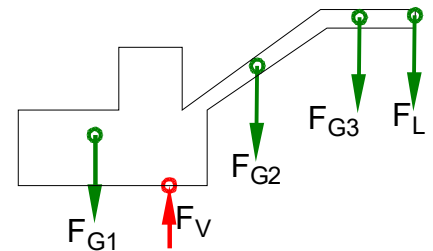
$$\begin{aligned}\Sigma M_V = 0 &= -F_H \cdot l_3 + F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_4 \Rightarrow \\ F_H &= \frac{+F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_4}{l_3} \\ &= \frac{+70 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} - 10 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} - 5 \text{ kN} \cdot 3500 \text{ mm}}{2800 \text{ mm}}\end{aligned}$$

$$F_H = 36,6 \text{ kN} \Rightarrow F_{H\text{Rad}} = 18,4 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &= F_H - F_{G1} + F_V - F_{G2} - F_{G3} \Rightarrow \\ F_V &= -F_H + F_{G1} + F_{G2} + F_{G3} = -36,6 \text{ kN} + 70 \text{ kN} + 10 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = 48,4 \text{ kN} \Rightarrow \\ F_{V\text{Rad}} &= 24,2 \text{ kN}\end{aligned}$$

2 Kippbedingung: $F_H = 0$, Lageskizze Bagger mit Last

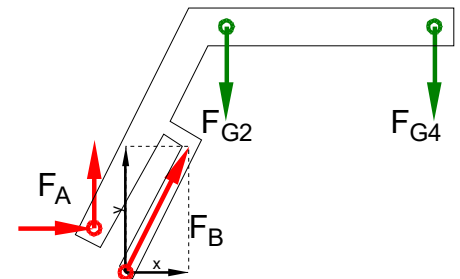
$$\begin{aligned}\Sigma M_V = 0 &= +F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_5 - F_L \cdot l_6 \Rightarrow \\ F_L &= \frac{+F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_5}{l_6} \\ &= \frac{+70 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} - 10 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} - 5 \text{ kN} \cdot 6800 \text{ mm}}{8000 \text{ mm}} \\ F_L &= 10,75 \text{ kN}\end{aligned}$$



3

3.1 Lageskizze Ausleger siehe rechts

$$\begin{aligned}\alpha_B &= \arctan \frac{l_{12} + l_{11}}{l_8 - l_7} = \arctan \frac{2000 \text{ mm} + 500 \text{ mm}}{2000 \text{ mm} - 500 \text{ mm}} = 59,04^\circ \\ \Sigma M_A = 0 &= +F_{Bx} \cdot l_{11} + F_{By} \cdot l_7 - F_{G2} \cdot l_9 - F_{G4} \cdot (l_9 + l_{10}) \\ 0 &= +F_B \cdot \cos \alpha_B \cdot l_{11} + F_B \cdot \sin \alpha_B \cdot l_7 - F_{G2} \cdot l_9 - F_{G4} \cdot (l_9 + l_{10}) \Rightarrow \\ F_B &= \frac{F_{G2} \cdot l_9 + F_{G4} \cdot (l_9 + l_{10})}{\cos \alpha_B \cdot l_{11} + \sin \alpha_B \cdot l_7} \\ &= \frac{10 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} + 15 \text{ kN} \cdot (2500 + 5000) \text{ mm}}{\cos 59,04^\circ \cdot 500 \text{ mm} + \sin 59,04^\circ \cdot 500 \text{ mm}} = 200,4 \text{ kN}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &= F_{Ax} + F_{Bx} \Rightarrow \\ F_{Ax} &= F_{Bx} = -F_B \cdot \cos 59,04^\circ = -200,4 \text{ kN} \cdot \cos 59,04^\circ = -103,1 \text{ kN} \\ \Sigma F_y = 0 &= F_{Ay} + F_{By} - F_{G2} - F_{G4} \Rightarrow \\ F_{Ay} &= -F_B \cdot \sin \alpha_B + F_{G2} + F_{G4} = -200,4 \text{ kN} \cdot \sin 59^\circ + 10 \text{ kN} + 15 \text{ kN} = 146,8 \text{ kN} \\ F_A &= \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-103,1 \text{ kN})^2 + (146,8 \text{ kN})^2} = 179,4 \text{ kN} \\ \alpha_A &= \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{146,8 \text{ kN}}{-103,1 \text{ kN}} = -54,9^\circ \\ \alpha_A &= 54,9^\circ \text{ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.} \\ \alpha_A &= 125,1^\circ \text{ gegen die positive x-Achse}\end{aligned}$$

Hinweis: Man kann die Kraft F_B in Drehmomentgleichung $\Sigma M_A = 0$ auch im Punkt B angreifen lassen und mit l_8 und l_{12} statt mit l_7 und l_{11} rechnen (geänderte Drehrichtungen beachten!).

3.2

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} = \frac{\pi \cdot (130 \text{ mm})^2}{4} = 13273 \text{ mm}^2 \\ p &= \frac{F}{A} = \frac{200,4 \text{ kN}}{13273 \text{ mm}^2} = 15,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{(1000 \text{ mm})^2}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{Pa}}{\text{N/m}^2} \cdot 10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{Pa}} = 151 \text{ bar}\end{aligned}$$



4

4.1 Bolzendurchmesser

Gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_B}{p_{zul}} = \frac{200 \text{ kN}}{50 \text{ N/mm}^2} = 4000 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot 2 \cdot b \Rightarrow d_{Berf} = \frac{A}{2 \cdot b} = \frac{4000 \text{ mm}^2}{2 \cdot 34 \text{ mm}} = 58,8 \text{ mm}$$

Gegeb Abscheren:

 $\tau_{aB} = 550 \text{ N/mm}^2$ (E360 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{550 \text{ N/mm}^2}{4} = 137,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_B}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{200 \text{ kN}}{2 \cdot 137,5 \text{ N/mm}^2} = 727,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{Berf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 727,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 30,4 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 58,8 mm, gewählt $d_B = 60 \text{ mm}$
(diese Größe ist im TabB nicht mehr aufgeführt → TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)

5 Drehkranz

$$5.1 \quad i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{95}{19} = 5$$

$$5.2 \quad n_{Kranz} = \frac{n_M}{i} = \frac{50 \text{ min}^{-1}}{5} = 10 \text{ min}^{-1}$$

$$t = \frac{0,5 \text{ Umdr}}{n_{Kranz}} = \frac{0,5 \text{ Umdr}}{10 \frac{\text{Umdr}}{\text{min}}} = \frac{1}{20} \text{ min} = 3 \text{ s}$$

$$5.3 \quad \tau_{tF} = 350 \text{ N/mm}^2 \text{ (C45E} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)}$$

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

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{V} = \frac{360 \text{ N/mm}^2}{4} = 90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{400 \text{ Nm}}{90 \text{ N/mm}^2} = 4,44 \text{ cm}^3$$

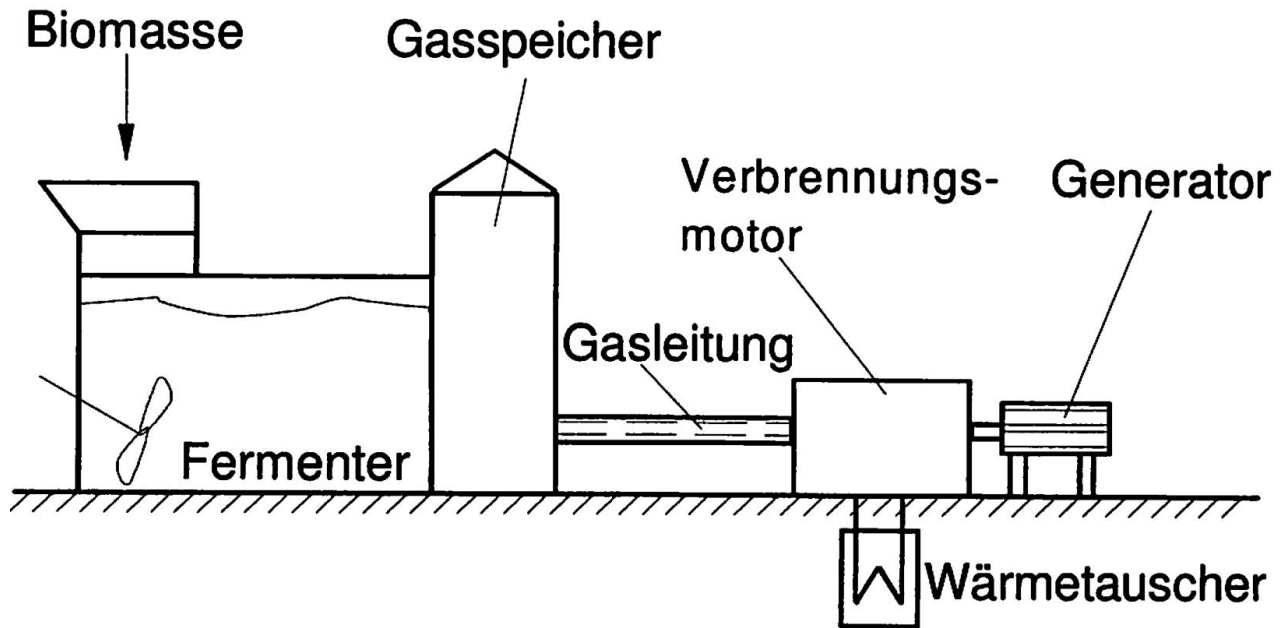
$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{Werf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4,44 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 2,83 \text{ cm} = 28,3 \text{ mm}$$

Gewählt: $d_W = 31,5 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion



tgt HP 2011/12-1: Biogasanlage mit Verbrennungsmotor



Teilaufgaben:

Punkte

1 Das produzierte Biogas wird in elektrische Energie und Wärme umgewandelt. 2,0

1.1 Der eingesetzte 5-Zylinder Verbrennungsmotor (Zündstrahlmotor) verbraucht in der Stunde 58 m^3 Biogas. Der Heizwert des Gases beträgt $21,5 \text{ MJ/m}^3$.

Berechnen Sie den täglichen Energiebedarf des Motors in kWh.

1.2 Der Motor treibt einen Generator an. 3,0

Daten:

Motorleistung

$P = 150 \text{ kW}$

Wirkungsgrad des Generators

$\eta_G = 0,95$

Energiebedarf je Haushalt

$= 4000 \text{ kWh/Jahr}$

Energiebedarf der Anlage

$= 10 \%$

Wie viele Haushalte können mit elektrischer Energie versorgt werden?

1.3 Skizzieren Sie das Blockschaltbild der Biogasanlage mit den auftretenden Energieformen. 3,0

1.4 Die Energiebilanz des Verbrennungsmotors ergibt folgende Daten: 3,0

Mechanische Energie: 44 %

Verluste durch Wärmestrahlung: 3 %

Verluste durch Abgasleitung: 5 %

Zeichnen Sie das Energieflussdiagramm (Sankey- Diagramm) und geben Sie den Anteil der Nutzwärme an.



2 Der Zündstrahlmotor verdichtet das angesaugte Biogas-Luftgemisch. Durch Einspritzen des Zündöls erfolgt die Verbrennung. Der Kreisprozess setzt sich aus folgenden fünf Zustandsänderungen zusammen:

1 – 2: Adiabate Kompression von $p_1 = 1,8 \text{ bar}$; $\vartheta_1 = 60 \text{ °C}$; $V_1 = 1,8 \text{ l}$; $\varepsilon = 18:1$

2 – 3: Gleichraum-Verbrennung auf den Druck von 110 bar

3 – 4: Gleichdruck-Verbrennung bis zum Volumen von 0,18 l

4 – 5: Adiabate Expansion auf $V_5 = 1,8 \text{ l}$

5 – 1: Isochore Entspannung

Rechnen Sie mit den Werten von Luft.

- | | | |
|-----|--|-----|
| 2.1 | Skizzieren Sie den Kreisprozess in einem p,V- Diagramm und nummerieren Sie die Eckpunkte. Kennzeichnen Sie durch Pfeile, wo Arbeit bzw. Wärme zu- bzw. abgeführt wird. | 5,0 |
| 2.2 | Berechnen Sie die Masse des Gemisches. | 1,0 |
| 2.3 | Berechnen Sie die fehlenden Zustandsgrößen und stellen Sie die Ergebnisse in einer Tabelle dar. | 6,0 |
| 2.4 | Berechnen Sie die Nutzarbeit. | 4,0 |
| 2.5 | Berechnen Sie den thermischen Wirkungsgrad des Motors. | 3,0 |

$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

1

1.1 Täglich benötigtes Gasvolumen

$$V_{\text{Tag}} = \dot{V} \cdot 1 \text{ Tag} = 58 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 24 \text{ h} = 1392 \text{ m}^3$$

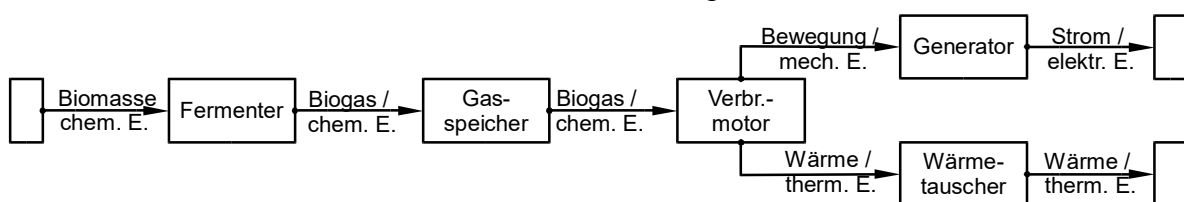
Energieinhalt des Tagesvolumens

$$Q = V_{\text{Tag}} \cdot H_U = 1392 \text{ m}^3 \cdot 21,5 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} = 29928 \text{ MJ} = 29928 \text{ MWs} = 29928 \text{ MW} \frac{\text{h}}{3600} = 8313,3 \text{ kWh}$$

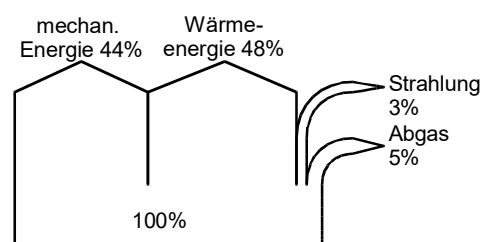
$$1.2 \quad n_{\text{HH}} = \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{HH}}} = \frac{P_M \cdot \eta_G \cdot \eta_A}{P_{\text{HH}}} = \frac{150 \text{ kW} \cdot 0,95 \cdot (1 - 10\%)}{4000 \frac{\text{kWh}}{\text{Jahr}}} = \frac{128,25}{4000 \frac{\text{h}}{365 \cdot 24 \text{ h}}} = 280,9$$

Es können durchschnittlich 280 Haushalte versorgt werden.

1.3



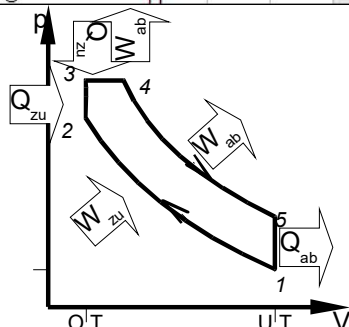
1.4 Bei Sankey-Diagrammen muss man unterscheiden, ob sich die Prozentangaben auf die anfänglichen 100% beziehen oder auf den jeweils auf den vorhergehenden Zweig. Hier ist nur die erste Möglichkeit sinnvoll.



2

Ergebnisse										Aufgabe: HP 2011/12-1 Biogasanlage 2.3									
	1E+05	1E+03	1E+00	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+00	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+03	1E+00	1E+00	1E+00	1E+00	1E+00	1E+00
Zustand	Typ	p	V	T	θ	w	W	q	Q	m	cp	cv	Rs	χ	ε				
1		1,80	1,80	333,2	60,0					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
12	a					520	1763,1	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	18,00				
2		102,87	0,10	1057,8	784,6					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
23	c					0	0,0	52,6	178,3		1,005	0,718	0,287	1,400	1,00				
3		110,00	0,10	1131,1	857,9					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
34	b					-260	-880,0	909,4	3081,5		1,005	0,718	0,287	1,400	0,56				
4		110,00	0,18	2035,9	1762,8					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
45	a					-879	-2980,2	0,0	0,0		1,005	0,718	0,287	1,400	0,10				
5		4,38	1,80	811,0	537,9					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
51	c					0	0,0	-343,1	-1162,7		1,005	0,718	0,287	1,400	1,00				
1		1,80	1,80	333,2	60,0					3,389	1,005	0,718	0,287	1,400					
						ΣwNutz	ΣWnu	Σq	ΣQ		ηtherm								
						-619	-2097,1	618,9	2097,1		0,64								
						Σwab	ΣWab	Σqab	ΣQab		ηcarnot								
						-1139	-3860,2	-343,1	-1162,7		0,84								
Lösungen für Kreisprozesse mit idealen Gasen (p,V-Diagramm)						Σwzu	ΣWzu	Σqzu	ΣQzu										
© www.ulrich-rapp.de						520	1763,1	962,0	3259,8										

2.1



2.2

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \Rightarrow$$

$$m_h = \frac{p_1 \cdot V_h}{R_i \cdot T_1} = \frac{1,8 \text{ bar} \cdot 1,8 \text{ dm}^3}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot (273 + 60) \text{ K}}$$

$$= \frac{1,8 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 1,8 \cdot (0,1 \text{ m})^3}{287 \text{ Nm} \cdot 333} \text{ kg} = 3,39 \text{ g}$$



2.3 Zustandsänderung 1 – 2 (adiabatisch)

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \Rightarrow V_2 = \frac{V_1}{\epsilon} = \frac{1,8 \text{ l}}{18} = 0,1 \text{ l}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1}$$

$$\Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} = 1,8 \text{ bar} \cdot 18^{1,40} = 103,0 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} = 333 \text{ K} \cdot 18^{1,40-1} = 1058,2 \text{ K}$$

Zustand	p [bar]	V [l]	T [K]
1	1,8	1,8	333
2	103,0	0,1	1058,2
3	110,0	0,1	1130,1
4	110,0	0,18	2035,9
5	4,38	1,8	810,5

Zustandsänderung 2 – 3 (isochor)

$$V = \text{const} \Rightarrow V_3 = V_2 = 0,1 \text{ l}$$

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} \Rightarrow$$

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \frac{110 \text{ bar}}{103 \text{ bar}} \cdot 1058,2 \text{ K} = 1130,1 \text{ K}$$

Zustandsänderung 3 – 4 (isobar)

$$p = \text{const} \Rightarrow p_4 = p_3 = 110 \text{ bar}$$

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \Rightarrow$$

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{V_4}{V_3} = 1130,1 \text{ K} \cdot \frac{0,18 \text{ l}}{0,10 \text{ l}} = 2034,2 \text{ K}$$

Zustandsänderung 4 – 5 (adiabatisch)

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \Rightarrow p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\kappa} = 110 \text{ bar} \cdot \left(\frac{0,18 \text{ l}}{1,8 \text{ l}} \right)^{1,40} = 4,38 \text{ bar}$$

$$T_5 = T_4 \cdot \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{\kappa-1} = 2035,9 \text{ K} \cdot \left(\frac{0,18 \text{ l}}{1,8 \text{ l}} \right)^{1,40-1} = 810,5 \text{ K}$$

2.4 Nutzarbeit W_{Nutz}

$$W_{\text{Nutz}} = \Sigma W = +W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{45} + W_{51} = 1763,8 \text{ J} + 0 - 880 \text{ J} - 2980,5 \text{ J} + 0 = -2096,7 \text{ J}$$

$$W_{12} = -\frac{m \cdot R_i \cdot T_1}{1-\kappa} \cdot \left(\left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} - 1 \right) = -\frac{3,39 \text{ g} \cdot 287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 333 \text{ K}}{1-1,4} \cdot (18^{1,4-1} - 1) = +1763,8 \text{ J}$$

$$W_{34} = -p_3 \cdot \Delta V_{34} = -110 \text{ bar} \cdot (0,18 - 0,1) \text{ dm}^3 = -110 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,08 (0,1 \text{ m})^3 = -880 \text{ J}$$

$$W_{45} = -\frac{m \cdot R_i \cdot T_4}{1-\kappa} \cdot \left(\left[\frac{V_4}{V_5} \right]^{\kappa-1} - 1 \right) = -\frac{3,39 \text{ g} \cdot 287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 2035,9 \text{ K}}{1-1,4} \cdot \left(\left[\frac{0,18 \text{ l}}{1,8 \text{ l}} \right]^{1,4-1} - 1 \right) = -2980,5 \text{ J}$$

oder

$$0 = \Sigma Q + \Sigma W = \Sigma Q + W_{\text{Nutz}} \Rightarrow$$

$$W_{\text{Nutz}} = -Q_{12} - Q_{23} - Q_{34} - Q_{45} - Q_{51} = 0 - 175 \text{ J} - 3086 \text{ J} - 0 - (-1162,2 \text{ J}) = -2098,8 \text{ J}$$

$$Q_{23} = c_v \cdot m \cdot \Delta T_{23} = 718 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 3,39 \text{ g} \cdot (1130,1 \text{ K} - 1058,2 \text{ K}) = 175,0 \text{ J}$$

$$Q_{34} = c_p \cdot m \cdot \Delta T_{34} = 1005 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 3,39 \text{ g} \cdot (2035,9 \text{ K} - 1130,1 \text{ K}) = 3086,0 \text{ J}$$

$$Q_{51} = c_v \cdot m \cdot \Delta T_{51} = 718 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 3,39 \text{ g} \cdot (333 \text{ K} - 810,5 \text{ K}) = -1162,2 \text{ J}$$

2.5 Thermischer Wirkungsgrad η

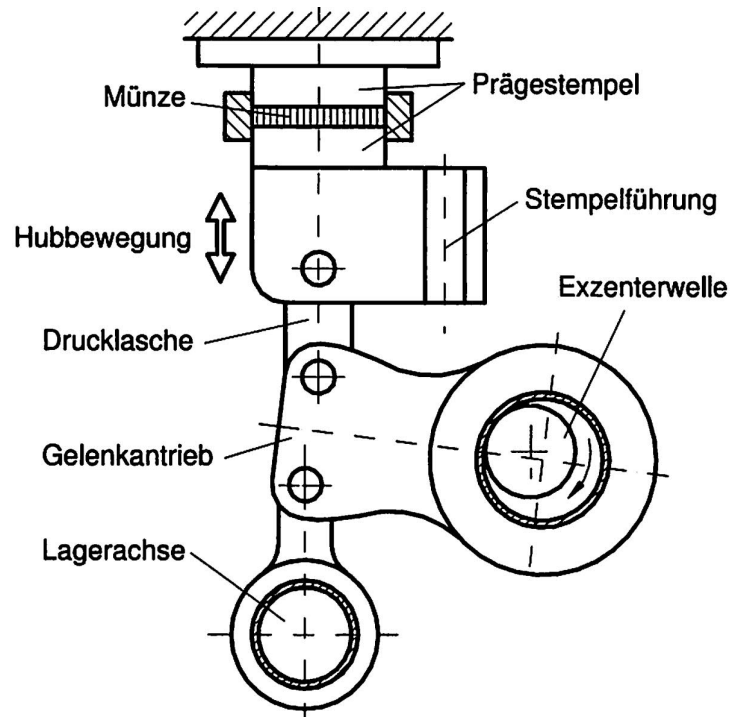
$$\eta_{\text{therm}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{\text{zu}}} = \frac{|W_{\text{Nutz}}|}{Q_{23} + Q_{34}} = \frac{|-2098 \text{ J}|}{175 \text{ J} + 3086 \text{ J}} = 0,643$$



tgt HP 2011/12-2: Münzpresse

Die 1-Euromünze wird mit einer Prägepresse hergestellt. Dabei wird der Rohling zwischen einem feststehenden (oben) und einem beweglichen Prägestempel umgeformt. Durch einen Gelenkantrieb wird eine kleine Hubbewegung des unteren Prägestempels erzeugt.

Prägepresse:



Teilaufgaben:

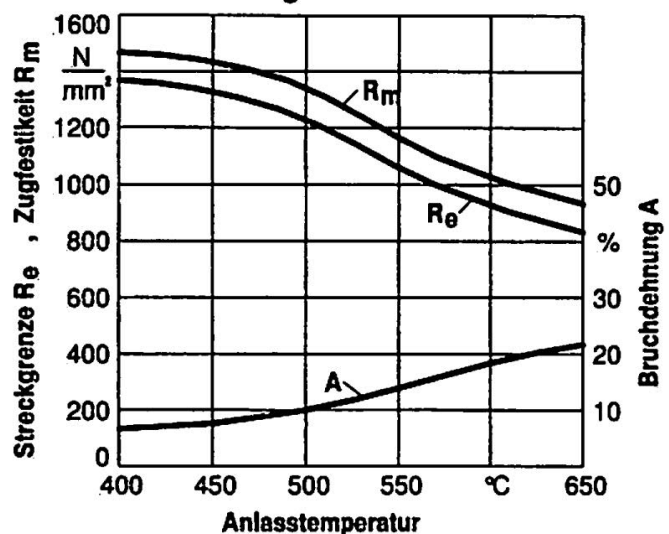
Punkte

- | | | |
|-----|--|-----|
| 1 | Münze | 1,0 |
| 1.1 | Das Außenteil der Münze besteht aus CuZn20Ni5. Entschlüsseln Sie die Werkstoffbezeichnung. | |
| 1.2 | Das Innenteil der Münze besteht aus CuNi25 mit einem Kern aus Ni. Das Ni-Plättchen dient zur magnetischen Prüfung der Münze.

Beschriften Sie die Linien und Phasenfelder des Zustanddiagramms auf dem Arbeitsblatt. Zeichnen Sie auf das Arbeitsblatt die Abkühlungskurven von Ni und von CuNi25. | 4,0 |
| 1.3 | Nennen Sie den Legierungstyp des Werkstoffs CuNi25. Begründen Sie, warum sich dieser Werkstoff besonders zur Münzfertigung eignet. | 2,0 |
| 2 | Drucklasche aus 34CrNiMo6

Für die Drucklasche wird eine Streckgrenze von $R_e = 1000 \text{ N/mm}^2$ gefordert. Nennen Sie das geeignete Wärmebehandlungsverfahren und geben Sie die notwendigen Temperaturen an. | 3,0 |

Anlassdiagramm 34CrNiMo6





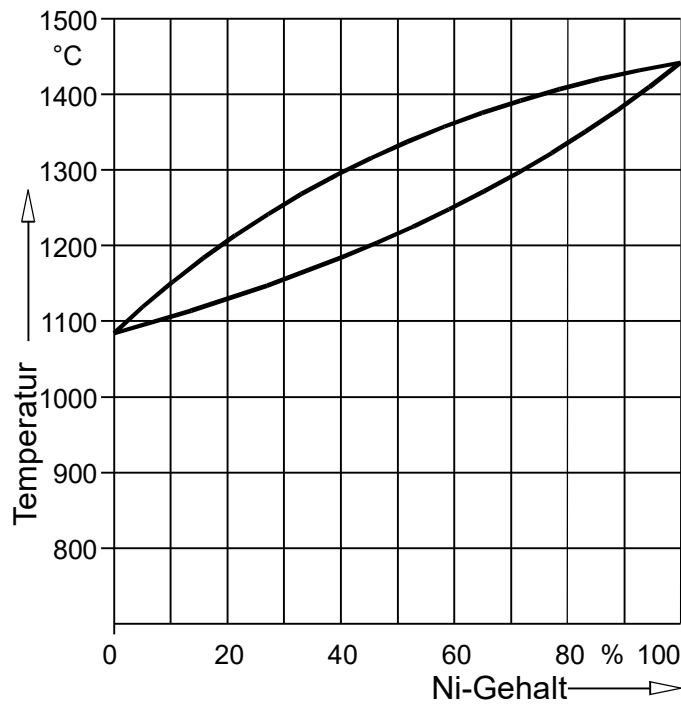
- 3 Exzenterwelle aus C45E
- 3.1 Berechnen Sie die Gefügebestandteile bei Raumtemperatur in Prozent. 2,0
Skizzieren Sie das Gefüge und benennen Sie die Gefügebestandteile.
- 3.2 Die Exzenterwelle soll eine verschleißfeste Oberfläche erhalten. 4,0
Benennen und beschreiben Sie ein Verfahren, bei dem dieser Zustand erreicht wird.
Vergleichen Sie das Gefüge im Kern und in der Randschicht.
- 4 Blockheizkraftwerk (BHKW)
- Die Herstellerfirma der Münzen betreibt ein Blockheizkraftwerk. Der Stirlingmotor des Blockheizkraftwerks arbeitet mit Helium, die Abwärme des Motors wird über einen Wärmetauscher zu Heizzwecken genutzt.
- Daten:
- | | | | | |
|----------------|-------------------|---------------|---|---------------------|
| Wirkungsgrade: | Stirlingmotor | η_s | = | 30% |
| | Generator | η_G | = | 92% |
| | Wärmetauscher | η_w | = | 80% |
| Stirlingmotor: | untere Temperatur | ϑ_U | = | 50°C |
| | obere Temperatur | ϑ_O | = | 650°C |
| | größtes Volumen | V_1 | = | 200 cm ³ |
| | kleinstes Volumen | V_2 | = | 40 cm ³ |
| | Masse Helium | m | = | 0,3 g |
| Helium: | | R_i | = | 2,077 kJ/(kg-K) |
- 4.1 Stellen Sie das Blockheizkraftwerk in einem Blockschaltbild dar. 4,0
Tragen Sie die Energieformen in das Blockschaltbild ein.
- 4.2 Berechnen Sie den elektrischen, den thermischen und den Gesamtwirkungsgrad des Blockheizkraftwerks. 3,0
- 4.3 Skizzieren Sie das p,V-Diagramm des Stirlingmotors und nummerieren Sie die Eckpunkte. Geben Sie die jeweiligen Zustandsänderungen an. Kennzeichnen Sie die zu- und abgeführte Wärme, sowie die Nutzarbeit. 3,0
- 4.4 Berechnen Sie die Nutzarbeit W_N des Stirlingmotors. 3,0

$\Sigma=30,0$

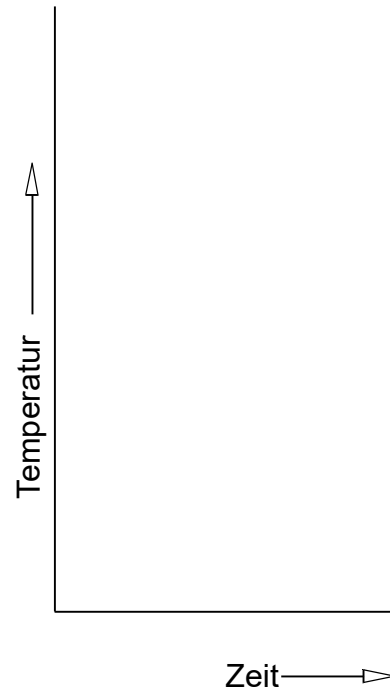


Arbeitsblatt zu Aufgabe 1.2

Zustandsdiagramm Kupfer-Nickel-Legierungen



Abkühlungskurven





Lösungsvorschläge

1 Münze

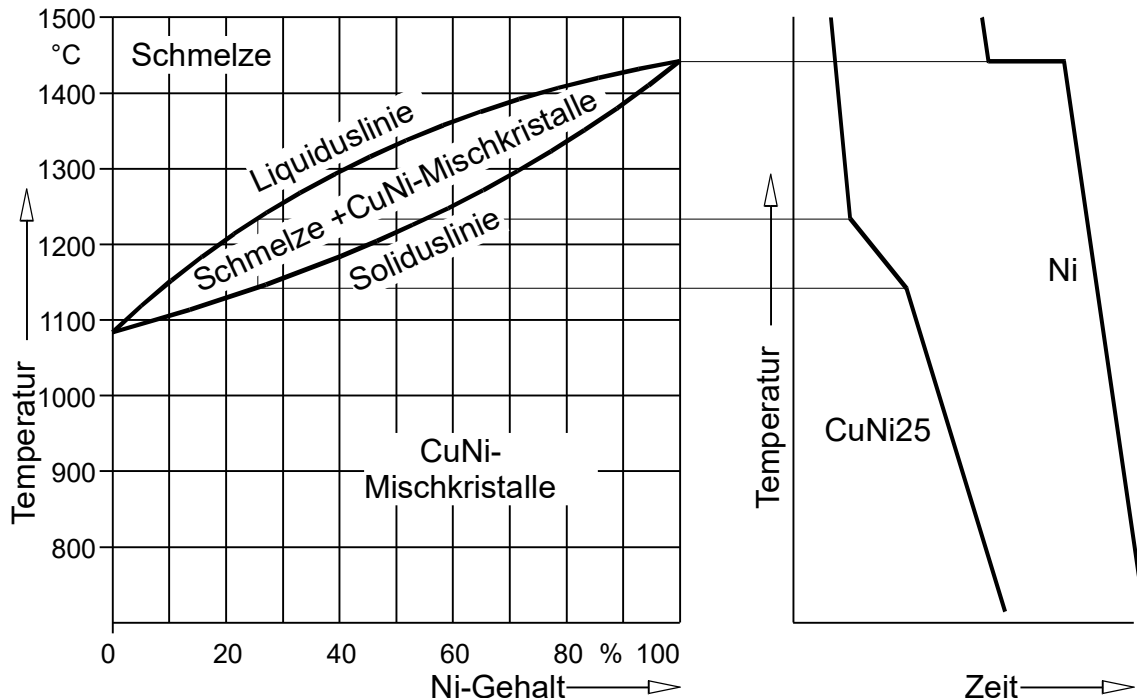
1.1 CuZn20Ni5: Kupferlegierung mit 20% Zink und 5% Nickel

1,0

1.2 Zustandsdiagramm Kupfer-Nickel-Legierungen

Abkühlungskurven

4,0



1.3 Es handelt sich um Legierungstyp Mischkristall.

2,0

Mischkristalle haben ein homogenes Gefüges, auf das sich die Umformarbeit gleichmäßig verteilt. Mischkristalle sind deshalb zum Umformen gut geeignet, z.B. beim Prägen von Münzen, und heißen auch Knetlegierung.

Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.173: CuNi-Legierungen sind korrosionsbeständig, polierbar, kalt umformbar und haben silberartiges Aussehen.

2 Das Wärmebehandlungsverfahren zum Erreichen hoher Festigkeit ist Vergüten.

3,0

Härtetemperatur: 830..860°C (34CrNiMo6 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.156)

Anlasstemperatur: ca. 570°C (→ Anlassdiagramm)

3

3.1 C45 = Eisen mit 0,45% Kohlenstoff

2,0

Ferrit – Perlit

$$\text{Anteil Ferrit: } \frac{0,8\% - 0,45\%}{0,8\%} = 43,75\%$$

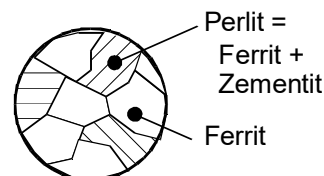
$$\text{Anteil Perlit: } \frac{0,45\% - 0\%}{0,8\%} = 56,25\%$$

oder Ferrit – Zementit

$$\text{Anteil Ferrit: } \frac{6,67\% - 0,45\%}{6,67\%} = 93,25\%$$

$$\text{Anteil Zementit: } \frac{0,45\% - 0\%}{0,6,67\%} = 6,75\%$$

Gefügebestandteile





- 3.2 Eine verschleißfeste Oberfläche erhält man durch Randschicht- bzw. Oberflächenhärten. Da die Exzenterwelle mit 0,45% C genügend Kohlenstoff zum Härten enthält, ist sie für Flamm- oder Induktionshärten geeignet.

4,0

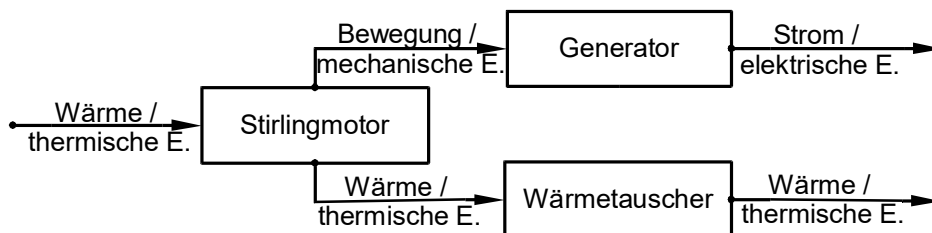
Dabei werden die Oberflächen der Exzenterwelle, die verschleißfest sein sollen, mit einem Gasbrenner oder einer Induktionsspule auf Härtetemperatur erhitzt und anschließend mit einer Wasserbrause abgeschreckt. Zuletzt muss die Exzenterwelle angelassen werden.

Im Kern bleibt das Gefüge zäh (Ferrit + Perlit), in der Randschicht wird es hart und verschleißfest (Martensit).

Die Verschleißfestigkeit der Oberfläche kann man auch erreichen, indem man die Exzenterwelle komplett härtet. Dabei verliert sie aber Zähigkeit im Kern und damit vermutlich auch ihre Funktionsfähigkeit.

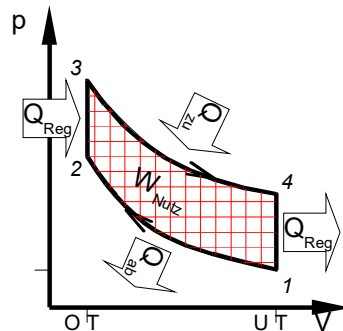
4 Blockheizkraftwerk

4.1



- 4.2 $\eta_{el} = \eta_S \cdot \eta_G = 30\% \cdot 92\% = 0,30 \cdot 0,92 = 0,276$
 $\eta_{th} = (1 - \eta_S) \cdot \eta_W = (1 - 30\%) \cdot 80\% = (1 - 0,30) \cdot 0,80 = 0,56$
 $\eta_{ges} = \eta_{el} + \eta_{th} = 0,276 + 0,56 = 0,836$

- 4.3 1-2: isotherm
 2-3: isochor
 3-4: isotherm
 4-1: isochor



4.4 Nutzarbeit W_{nutz}

$$0 = \sum Q + \sum W = \sum Q + W_{\text{Nutz}} \rightarrow W_{\text{Nutz}} = -Q_{12} - Q_{\text{Reg}} - Q_{34} + Q_{\text{Reg}} = 322,2 \text{ J} - 925,6 \text{ J} = -601,7 \text{ J}$$

mit

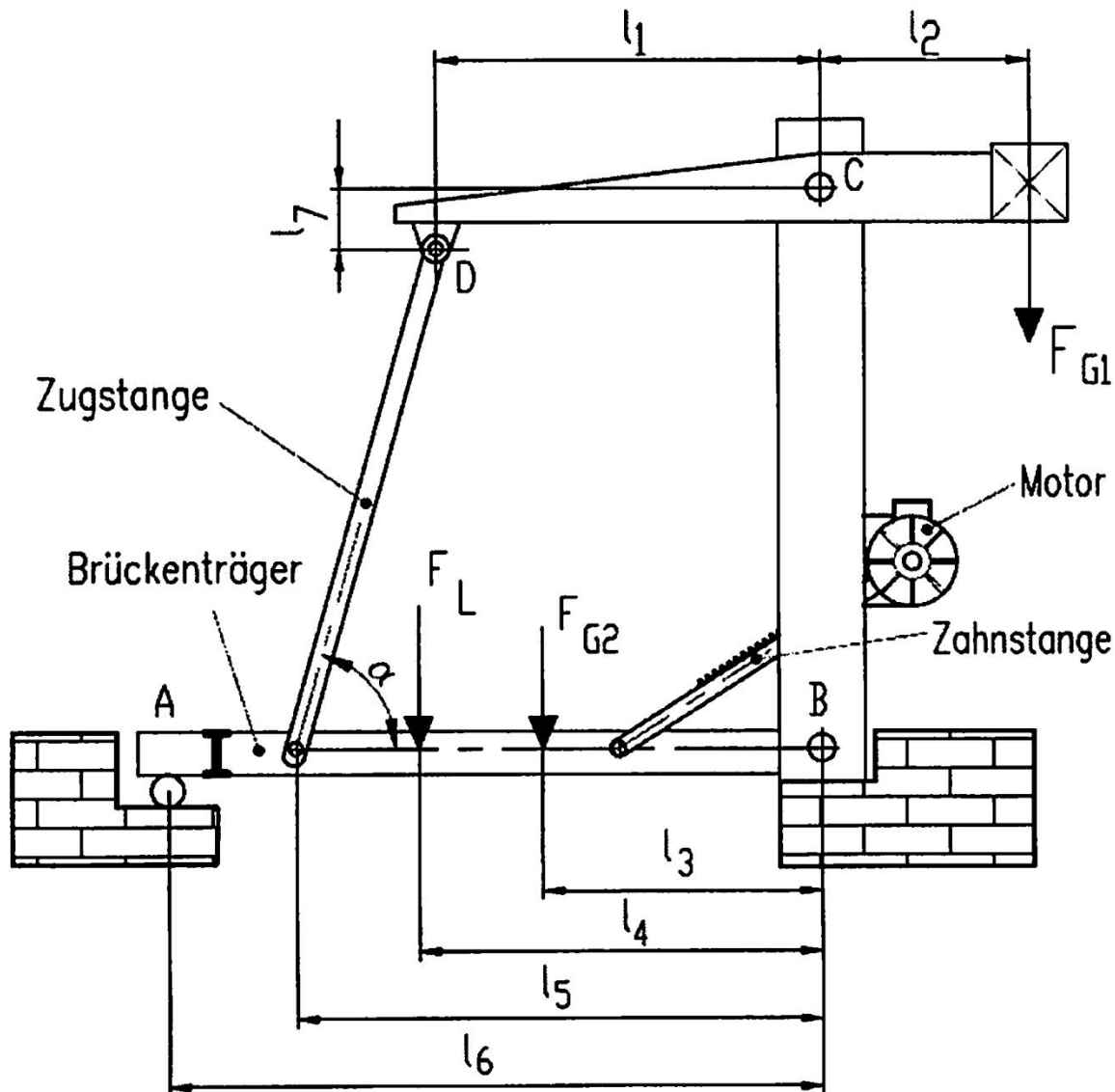
$$Q_{12} = -W_{12} = -\left(-m \cdot R_i \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}\right) = 0,3 \text{ g} \cdot 2,077 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (50 + 273) \text{ K} \cdot \ln \frac{40 \text{ cm}^3}{200 \text{ cm}^3} = -323,9 \text{ J}$$

$$Q_{34} = -W_{34} = -\left(-m \cdot R_i \cdot T_1 \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}\right) = 0,3 \text{ g} \cdot 2,077 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (650 + 273) \text{ K} \cdot \ln \frac{200 \text{ cm}^3}{40 \text{ cm}^3} = 925,6 \text{ J}$$



tgt HP 2011/12-5: Klappbrücke

Klappbrücken werden an Kanälen eingesetzt um Schiffe mit höheren Aufbauten die Durchfahrt zu ermöglichen. Das Hochklappen des Brückenbodens erfolgt durch eine Zahnstange und wird durch das Gegengewicht F_{G1} unterstützt. Alle Angaben und Größen beziehen sich auf eine Brückenhälfte.



Daten:

l_1	=	1600 mm
l_2	=	900 mm
l_3	=	1200 mm
l_4	=	1700 mm
l_5	=	2100 mm
l_6	=	2800 mm
l_7	=	100 mm

Gegengewicht:	F_{G1}	=	60 kN
Brücke:	F_{G2}	=	50 kN
Last:	F_L	=	70 kN

$$\alpha = 70^\circ$$

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Berechnen Sie für die gezeichnete Stellung die Kraft F_D in der Zugstange, die durch das Gegengewicht F_{G1} entsteht.

4,0



- 2 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte in den Brückenlagern A und B in der gezeichneten Stellung, wenn die Kraft in der Zugstange $F_D = 37 \text{ kN}$ beträgt. Die Zahnstange ist in dieser Stellung entlastet. 5,0

- 3 Die Zugstange ist im Lager D durch einen Bolzen befestigt. 6,0

Daten:

Bolzenwerkstoff

C15

Kraft in der Zugstange:

$F_D = 37 \text{ kN}$

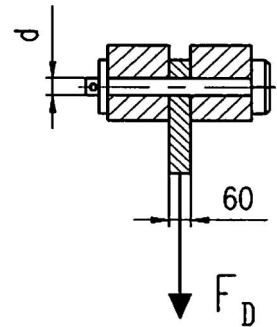
Sicherheit gegen Abscheren:

$v = 10$

Zulässige Flächenpressung:

$p_{zul} = 44 \text{ N/mm}^2$

Bestimmen Sie den erforderlichen Durchmesser d des Bolzens.



- 4 Der Brückenantrieb erfolgt über Motor – Getriebe – Zahnstange. 4,0

Motordaten:

Leistung

$P_{Mot} = 5,5 \text{ kW}$

Drehzahl

$n_{Mot} = 480 \text{ min}^{-1}$

Getriebedaten:

Wirkungsgrad ohne Zahnstange

$\eta_{Getr} = 0,9$

Zähnezahlen:

Zahnrad 1 $z_1 = 15$

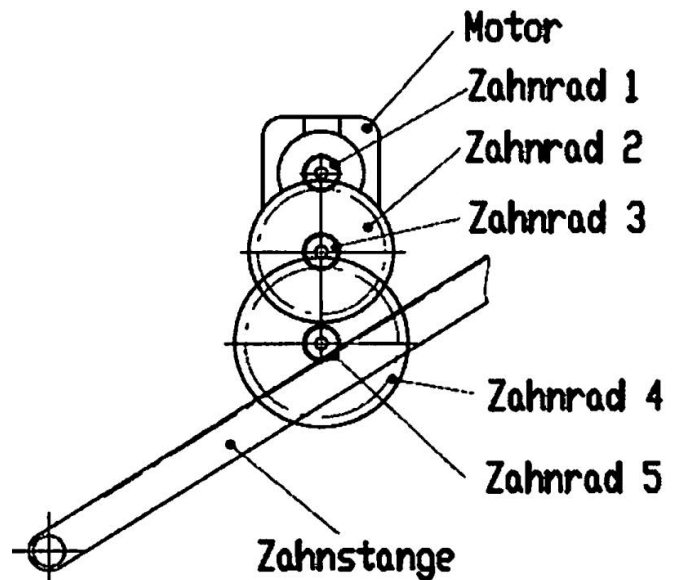
Zahnrad 2 $z_2 = 68$

Zahnrad 3 $z_3 = 15$

Zahnrad 4 $z_4 = 72$

Zahnrad 5 $z_5 = 15$

Modul: $m = 4 \text{ mm}$



- 4.1 Berechnen Sie die Drehzahl n_5 und das Drehmoment M_5 des Zahnrades 5. 4,0

- 4.2 Bestimmen Sie die Kraft, die der Antrieb auf die Zahnstange überträgt. 3,0

- 4.3 Zum Öffnen der Brücke muss die Zahnstange um 2000 mm bewegt werden. Berechnen Sie die dafür notwendige Zeit t_H . 3,0

- 5 Der Brückenträger besteht aus dem Profil IPE 240 DIN 1025 – S235JR und wird mit einem Sicherheitsfaktor von $v = 2$ auf Biegung berechnet. 5,0

Bestimmen Sie die Stelle und den Betrag des maximalen Biegemoments im Brückenträger und überprüfen Sie, ob der Träger ausreichend dimensioniert wurde.

Die Kräfte in den Lagern A und B sind:

$F_A = 38 \text{ kN}$

$F_B = 49 \text{ kN} / 105^\circ$

Die Zahnstange ist entlastet.

$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

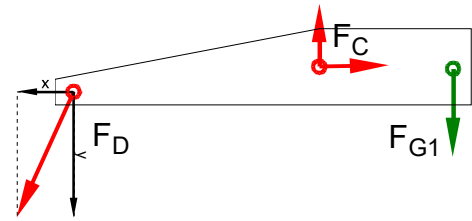
1 Lageskizze Waagbalken

$$\begin{aligned}\Sigma M_C = 0 &= -F_{Dx} \cdot l_7 + F_{Dy} \cdot l_1 - F_{G1} \cdot l_2 \\ &= -F_D \cdot \cos \alpha \cdot l_7 + F_D \cdot \sin \alpha \cdot l_1 - F_{G1} \cdot l_2 \Rightarrow\end{aligned}$$

$$F_D = F_{G1} \cdot \frac{l_2}{-\cos \alpha \cdot l_7 + \sin \alpha \cdot l_1}$$

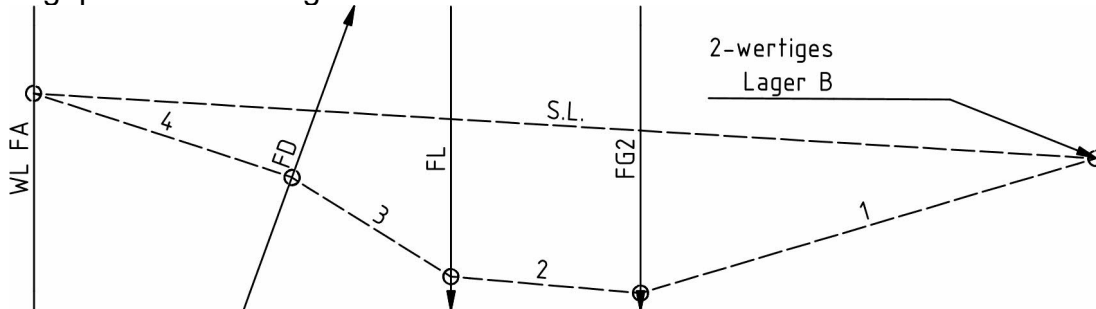
$$= 60 \text{ kN} \cdot \frac{900 \text{ mm}}{-\cos 70^\circ \cdot 100 \text{ mm} + \sin 70^\circ \cdot 1600 \text{ mm}} = 36,75 \text{ kN}$$

Zweiseitiger Hebel

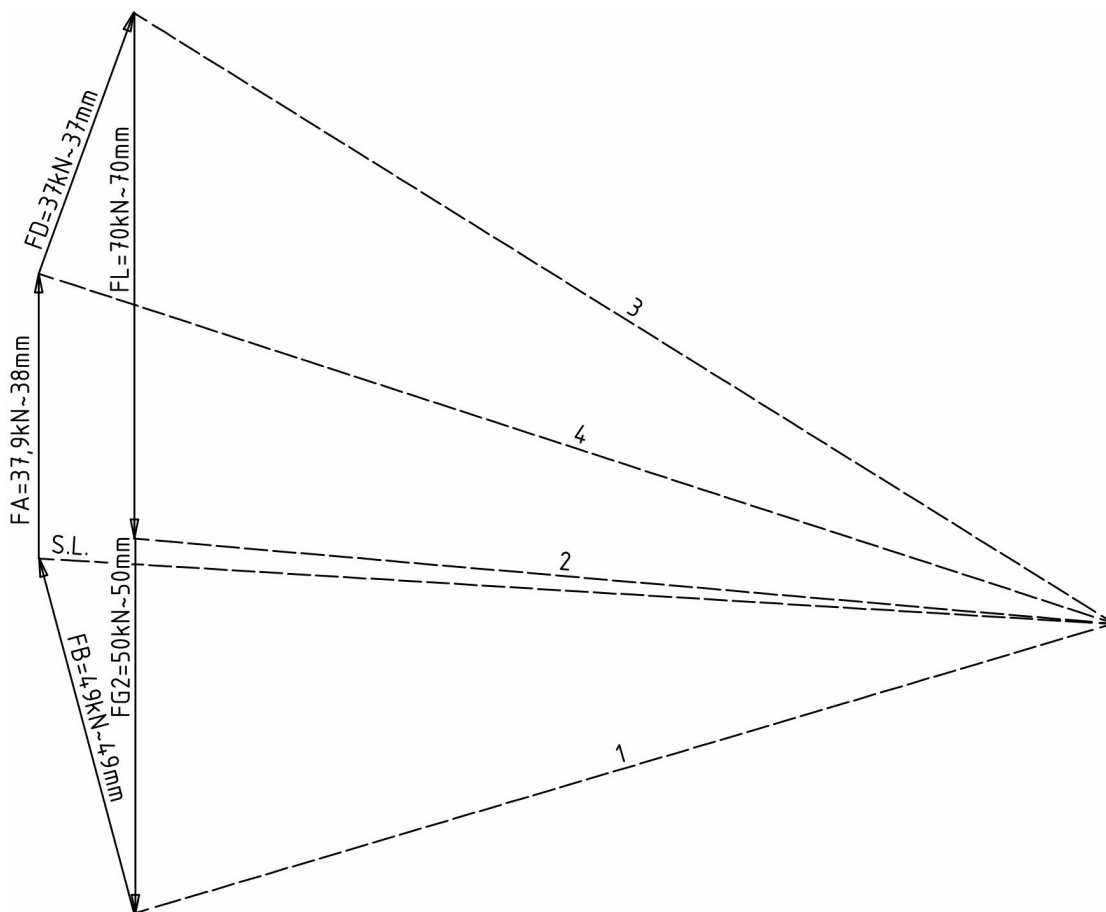


2 Lageplan Brückenträger ML = 2800 mm / 140 mm

5,0



Kräfteplan MK = 120 kN / 120 mm



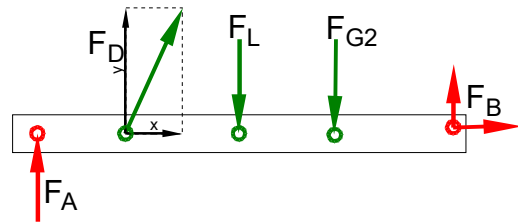
Schlusslinienverfahren



Noch 2: Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

5,0

Lageskizze Brückenträger



$$F_{Dx} = F_D \cdot \cos \alpha = 37 \text{ kN} \cdot \cos 70^\circ = 34,77 \text{ kN}$$

$$F_{Dy} = F_D \cdot \sin \alpha = 37 \text{ kN} \cdot \sin 70^\circ = 12,65 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot l_6 - F_{Dy} \cdot l_5 + F_L \cdot l_4 + F_{G2} \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{-F_{Dy} \cdot l_5 + F_L \cdot l_4 + F_{G2} \cdot l_3}{l_6} = \frac{-12,65 \text{ kN} \cdot 2100 \text{ mm} + 70 \text{ kN} \cdot 1700 \text{ mm} + 50 \text{ kN} \cdot 1200 \text{ mm}}{2800 \text{ mm}} = 37,85 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Dx} + F_{Bx} \Rightarrow F_{Bx} = -F_{Dx} = -12,65 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A + F_{Dy} - F_L - F_{G2} + F_{By} \Rightarrow$$

$$F_{By} = -F_A - F_{Dy} + F_L + F_{G2} = -37,85 \text{ kN} - 12,65 \text{ kN} + 70 \text{ kN} + 50 \text{ kN} = 47,38 \text{ kN}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(-12,65 \text{ kN})^2 + (47,38 \text{ kN})^2} = 49,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_B = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{47,38 \text{ kN}}{-12,65 \text{ kN}} = -75^\circ$$

$\alpha_A = 75^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 105^\circ$ gegen die positive x-Achse

Noch 2: Alternative Lösung (nicht gefordert)

Wenn man das Lager B nicht im Drehgelenk des Brückenträgers, sondern im Fundament des Brückenturms sieht, kann man die ganze Brücke einschließlich F_{G1} freimachen (F_D wird innere Kraft und entfällt). Die Ergebnisse lauten: $F_A = 44,64 \text{ kN}$ und $F_B = 135,36 \text{ kN}$, jeweils nach senkrecht oben gerichtet.

3 Bolzen

6,0

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$\tau_{aB} = 600 \text{ N/mm}^2$ (C15 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{10} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{37 \text{ kN}}{2 \cdot 60 \text{ N/mm}^2} = 308,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 308,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 19,8 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung

$$p_{zul} > p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_D}{p_{zul}} = \frac{37 \text{ kN}}{44 \text{ N/mm}^2} = 841 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A_{erf}}{s} = \frac{841 \text{ mm}^2}{60 \text{ mm}} = 14 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 19,8 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 20 mm (→ TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)



4 Brückenantrieb

Hinweis: Motor und Zahnrad 1 sitzen auf einer Welle, ebenso Zahnrad 4 und Zahnrad 5. Diese Paare übertragen also jeweils gleiche Drehzahlen und Drehmomente.

$$4.1 \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{68}{15} \cdot \frac{72}{15} = 21,76 \quad 4,0$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_5 = \frac{n_1}{i} = \frac{480 \text{ min}^{-1}}{21,76} = 22,1 \text{ min}^{-1} = 0,368 \text{ s}^{-1}$$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{5,5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 480 \text{ min}^{-1}} = 109,4 \text{ Nm}$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_5 = M_4 = M_{Mot} \cdot i \cdot \eta = 109,4 \text{ Nm} \cdot 21,76 \cdot 0,9 = 2143 \text{ Nm}$$

$$4.2 \quad d = m \cdot z_5 = 4 \text{ mm} \cdot 15 = 60 \text{ mm} \quad 3,0$$

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_A = \frac{2 \cdot M_5}{d} = \frac{2 \cdot 2143 \text{ kNm}}{60 \text{ mm}} = 71,4 \text{ kN}$$

$$4.3 \quad d = m \cdot z_5 = 4 \text{ mm} \cdot 15 = 60 \text{ mm} \quad 2 \quad 3,0$$

$$v_5 = \pi \cdot n_5 \cdot d_5 = \pi \cdot 22,1 \text{ min}^{-1} \cdot 60 \text{ mm} = 4,166 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 69,30 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

oder

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \rightarrow P_5 = P_{Mot} \cdot \eta = 5500 \text{ W} \cdot 0,9 = 4950 \text{ W}$$

$$P = v \cdot F \rightarrow v_5 = \frac{P_{ab}}{F_5} = \frac{4950 \text{ W}}{71,4 \text{ kN}} = 0,069 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v = \frac{s}{t} \rightarrow t = \frac{s}{v_5} = \frac{2000 \text{ mm}}{69,30 \text{ mm/s}} = 28,9 \text{ s}$$

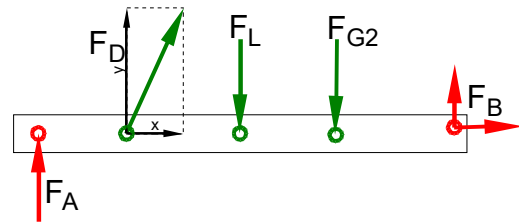


5 Brückenträger

Lageskizze Brückenträger

$$F_{Dy} = F_D \cdot \sin \alpha = 37 \text{ kN} \cdot \sin 70^\circ = 34,77 \text{ kN}$$

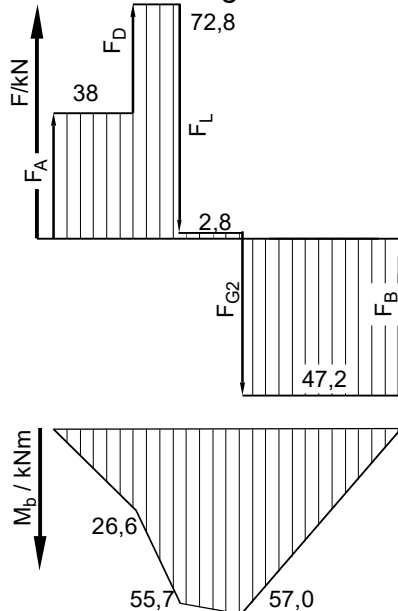
$$F_{By} = F_B \cdot \sin \beta = 49 \text{ kN} \cdot \sin 105^\circ = 47,33 \text{ kN}$$



5,0

Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 56,8 \text{ kNm}$ (das Größere)

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik (von links)

$$M_A = 0 \text{ kNm}$$

$$M_D = M_A + 38 \text{ kN} \cdot 700 \text{ mm} = 26,6 \text{ kNm}$$

$$M_L = M_D + 72,8 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm} = 55,7 \text{ kNm}$$

$$M_{G2} = M_L + 2,8 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} = 57,1 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

$$M_{bD}(\text{links}) = |-F_A \cdot (l_6 - l_5)| = 26,6 \text{ kNm}$$

$$= 38 \text{ kN} \cdot (2800 - 2100) \text{ mm}$$

$$M_{bL}(\text{links}) = |-F_A \cdot (l_6 - l_4) - F_{Dy} \cdot (l_5 - l_4)| = 55,7 \text{ kNm}$$

$$= 38 \text{ kN} \cdot (2800 - 1700) \text{ mm} + 34,77 \text{ kN} \cdot (2100 - 1700) \text{ mm}$$

$$M_{bL}(\text{rechts}) = |F_{By} \cdot l_4 - F_{G2} \cdot (l_4 - l_3)| = 55,5 \text{ kNm}$$

$$= 47,33 \text{ kN} \cdot 1700 \text{ mm} - 50 \text{ kN} \cdot (1700 - 1200) \text{ mm}$$

$$M_{G2}(\text{rechts}) = |F_{By} \cdot l_3| = 56,8 \text{ kNm} = M_{bmax}$$

$$= 47,33 \text{ kN} \cdot 1200 \text{ mm}$$

Die Ergebnisse beim Rechnen von rechts oder links unterscheiden sich, weil die vorgegebenen Lagerkräfte nicht genau im Gleichgewicht sind. Es genügt, von einer Seite zu rechnen. Wenn man den Querkraftverlauf skizziert, genügt es, das Biegemoment am Nulldurchgang M_{G2} zu berechnen.

Erforderliches Widerstandsmoment

$\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\gamma} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{2} = 165 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

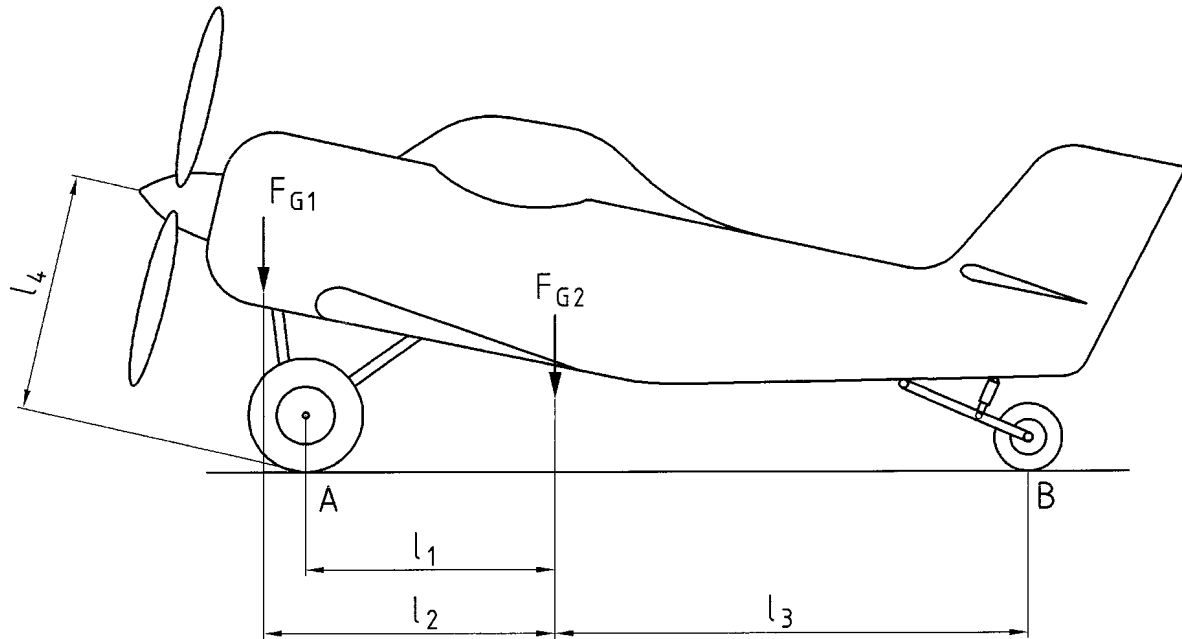
$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{56,8 \text{ kNm}}{165 \text{ N/mm}^2} = 344,2 \text{ cm}^3$$

IPE 240 mit $W_x = 324 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1025“) ist nicht ausreichend.

Maximales Biegemoment und Biegefestigkeit



tgt HP 2010/11-1: Flugzeug



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Von dem abgebildeten Kleinflugzeug sind folgende Daten bekannt:

Daten:

Masse des Motors	$m_1 =$	90 kg	
Masse des Flugzeugs	$m_2 =$	240 kg	
	$l_1 =$	1350 mm	$l_2 =$ 1520 mm
	$l_3 =$	3300 mm	$l_4 =$ 1480 mm

- 1.1 Ermitteln Sie die Radaufstandskräfte F_A und F_B bei abgestelltem Motor.

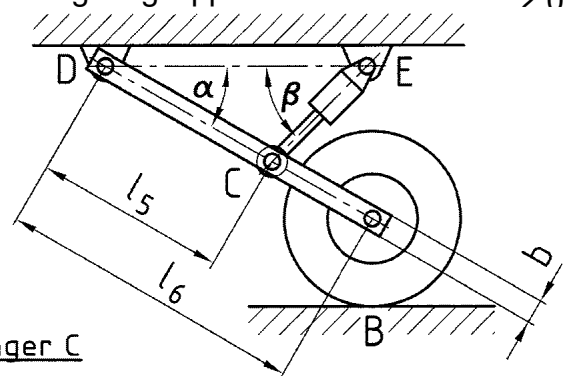
5,0

Beim Start des Motors werden die Vorderräder durch eine Feststellbremse blockiert.

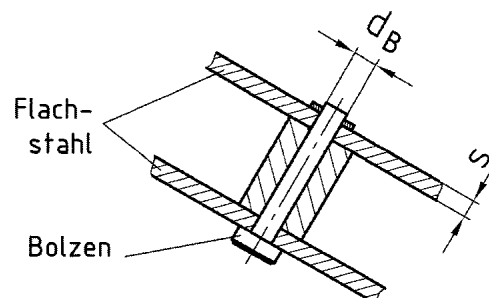
- 1.2 Bei welcher Vortriebskraft F_P des Propellers würde das Flugzeug kippen?

2,0

- 2 Das Spornrad (Hinterrad) des Flugzeugs ist mit einer Längsschwinge und einem Feder-Dämpfer-Element aufgehängt.



Schnitt durch Lager C





2.1 Ermitteln Sie die Lagerkräfte F_C und F_D .

5,0

Daten:

Radaufstandskraft

$F_B = 650 \text{ N}$

$l_5 = 500 \text{ mm}$

$l_6 = 800 \text{ mm}$

$\alpha = 30^\circ$

$\beta = 45^\circ$

2.2 Dimensionieren Sie den Lagerbolzen bei C.

5,0

Daten:

Bolzenwerkstoff

E360

Flachstahl

$s = 4 \text{ mm}$

Zulässige Flächenpressung

$p_{zul} = 15 \text{ N/mm}^2$

Sicherheit gegen Abscherung

$v = 4$

2.3 Dimensionieren Sie die Längsschwinge und wählen Sie das kleinste erforderliche Profil.

5,0

Die Längsschwinge besteht aus zwei Flachstäben.

Werkstoff:

E335

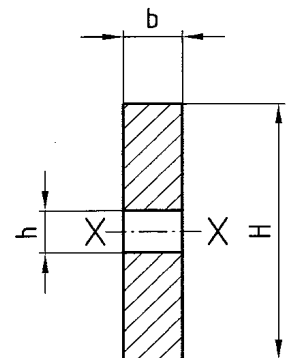
Sicherheit:

$v = 4$

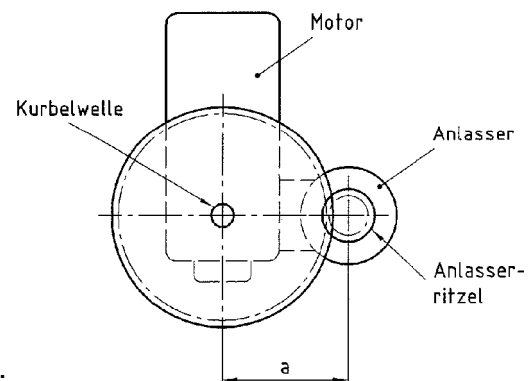
Axiales Widerstandsmoment $W_x = \frac{b(H^3 - h^3)}{6H}$

Zur Auswahl stehen folgende Flachstähle:

FI 28 x 4	FI 32 x 4
FI 36 x 4	FI 40 x 4



3 Der Flugzeugmotor wird mit einem elektrischen Anlasser gestartet, der über einen einstufigen Zahnradtrieb mit der Kurbelwelle verbunden ist. Dazu sind an der Kurbelwelle ein Drehmoment von 22 Nm und eine Drehzahl von 50 min⁻¹ erforderlich. Der Anlassermotor liefert bei allen Drehzahlen ein Drehmoment von 3,1 Nm. Auf der Motorwelle des Anlassers sitzt ein Ritzel mit 12 Zähnen und einem Modul von 4 mm. Im Zahnradtrieb entstehen Reibungsverluste von 5%.



3.1 Welche Leistung muss der Anlasser erbringen, um den Motor zu starten?

2,0

3.2 Welche Zähnezahl hat das Zahnrad auf der Kurbelwelle?

2,0

3.3 Welchen Durchmesser muss die Anlasserwelle haben?

3,0

(Wellenwerkstoff 16MnCr5, Sicherheit gegen Verdrehen $v = 8$)

3.4 Wie groß ist der Achsabstand a zwischen Kurbelwelle und Anlasserwelle?

1,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschläge

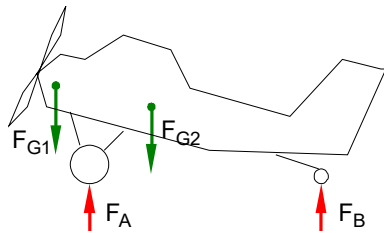
Teilaufgaben:

Punkte

1

1.1 Lageskizze Flugzeug mit stehendem Motor

5,0



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_A = 0 = F_{G1} \cdot (l_2 - l_1) - F_{G2} \cdot l_1 + F_B \cdot (l_1 + l_3) \rightarrow$$

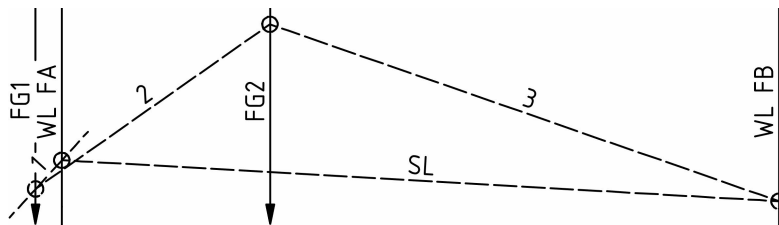
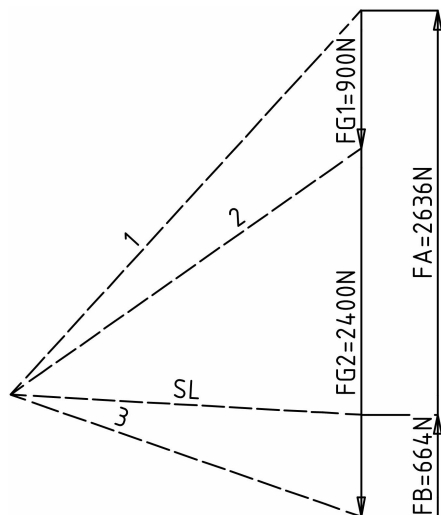
$$F_B = \frac{-F_{G1} \cdot (l_2 - l_1) + F_{G2} \cdot l_1}{l_1 + l_3}$$

$$= \frac{-900\text{N} \cdot (1520 - 1350)\text{mm} + 2400\text{N} \cdot 1350\text{mm}}{1350\text{mm} + 3300\text{mm}}$$

$$= 664\text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_{G2} - F_B \rightarrow$$

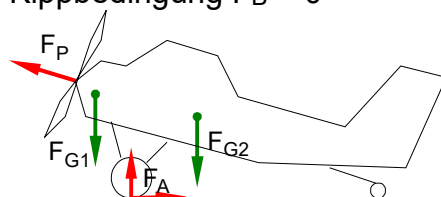
$$F_A = F_{G1} + F_{G2} - F_B = 900\text{N} + 2400\text{N} - 664\text{N} = 2636\text{N}$$

LP $M_L = 3300\text{mm} / 66\text{mm}$ KP $M_K = 2400\text{N} / 48\text{mm}$ 

Auflagerkräfte: Seileckverfahren oder rechnerisch

1.2 Rechnerische Lösung:
Lageskizze des Flugzeugs mit
laufendem Motor und der
Kippbedingung $F_B = 0$

2,0



Kippbedingung: Schlusslinienverfahren oder rechnerisch

$$\Sigma M_A = 0 = F_P \cdot l_4 + F_{G1} \cdot (l_2 - l_1) - F_{G2} \cdot l_1$$

$$F_P = \frac{-F_{G1} \cdot (l_2 - l_1) + F_{G2} \cdot l_1}{l_4}$$

$$= \frac{-900\text{N} \cdot (1520 - 1350)\text{mm} + 2400\text{N} \cdot 1350\text{mm}}{1480\text{mm}}$$

$$= 2085,8\text{ N oder größer}$$

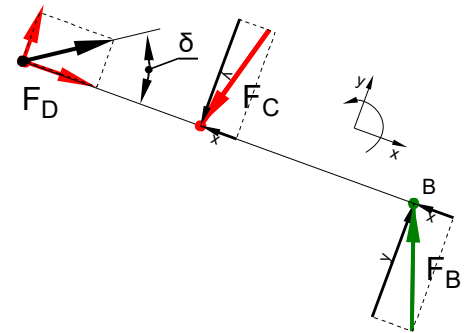


2

2.1 Lageskizze der Längsschwinge D-C-B:

Der Winkel α ist untertrieben dargestellt, damit leichter erkennbar ist, wo α bei F_B liegt.

Die Lage des Winkel δ ist schon eingetragen, obwohl er erst unten berechnet wird.



Rechnerische Lösung:

$$F_{Bx} = F_B \cdot \sin \alpha = 650 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ = 325 \text{ N}$$

$$F_{By} = F_B \cdot \cos \alpha = 650 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 562,9 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = F_C \cdot \sin \epsilon = F_C \cdot \sin (90^\circ - \alpha - \beta) = F_C \cdot \sin (90^\circ - 30^\circ - 45^\circ) = F_C \cdot \sin 15^\circ$$

$$F_{Cy} = F_C \cdot \cos \epsilon = F_C \cdot \cos 15^\circ$$

$$\Sigma M_D = 0 = -F_{Cy} \cdot l_5 + F_{By} \cdot l_6 = -F_C \cdot \cos 15^\circ \cdot l_5 + F_B \cdot \cos 30^\circ \cdot l_6 \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = F_{By} \cdot \frac{l_6}{l_5} = 562,39 \text{ N} \cdot \frac{800 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} = 900,7 \text{ N}$$

$$F_C = \frac{F_{Cy}}{\cos 15^\circ} = \frac{900,7 \text{ N}}{\cos 15^\circ} = 932,4 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = +F_{Dx} - F_{Cx} + F_{Bx} \Rightarrow$$

$$F_{Dx} = +F_C \cdot \sin 15^\circ + F_B \cdot \sin 30^\circ = +932,4 \text{ N} \cdot \sin 15^\circ + 650 \cdot \sin 30^\circ = 566,3 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Dy} - F_{Cy} + F_{By} \Rightarrow$$

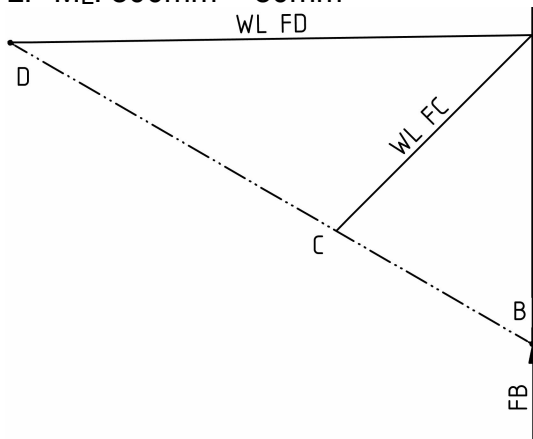
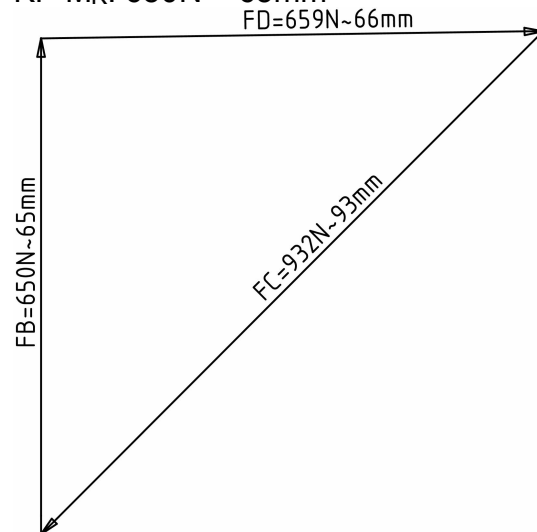
$$F_{Dy} = F_{Cy} - F_{By} = 900,7 \text{ N} - 562,9 \text{ N} = 337,7 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(566,3 \text{ N})^2 + (337,7 \text{ N})^2} = 659 \text{ N}$$

$$\delta = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{337,7 \text{ N}}{566,3 \text{ N}} = 30,8^\circ \text{ (nach rechts oben gegen die Längsschwinge)}$$

$$\delta_n = 0,8^\circ \text{ (nach rechts oben gegen die Waagerechte, siehe Lageskizze)}$$

Zeichnerische Lösung per 3-Kräfte-Verfahren

LP M_L: 800mm ~ 80mmKP M_K: 650N ~ 65mm

Statik: 3KV oder rechnerisch



2.2 Die wesentlichen Dimensionen eines Bolzens sind Durchmesser und Länge

5,0

Dimension 1: Durchmesser

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

 $\tau_{aB} = 550 \text{ N/mm}^2$ (E360 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{550 \text{ N/mm}^2}{4} = 137,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_C}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{932,4 \text{ N}}{2 \cdot 137,5 \text{ N/mm}^2} = 3,4 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,4 \text{ mm}^2}{\pi}} = 2,08 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} = \frac{F}{2 \cdot A} \Rightarrow A = \frac{F_C}{2 \cdot p_{zul}} = \frac{932,4 \text{ N}}{2 \cdot 15 \text{ N/mm}^2} = 31,08 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d = \frac{A}{s} = \frac{31,08 \text{ mm}^2}{4 \text{ mm}} = 7,8 \text{ mm}$$

Maßgeblicher Bolzendurchmesser: $d_{\text{Berf}} = 7,8 \text{ mm}$ (der größere der beiden Werte)gewählt: $d_B = 8 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare Bolzendurchmesser → TabB)

BolzenØ

Dimension 2: Bolzenlänge:

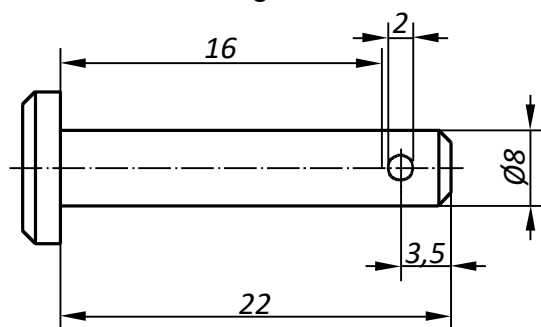
Annahme 1: Um die zulässige Flächenpressung nicht zu überschreiten, muss die Breite des Bolzenauges des Feder-Dämpfer-Elementes (zwischen den Flachstählen) mindestens so breit sein wie die Flachstähle zusammen, also 8 mm.

Annahme 2: Aus Gewichtsgründen ist das Kolbenauge nicht breiter.

Der Bolzen muss zwischen Kopf und Splint also mindestens 16 mm lang sein.

Gewählt: Bolzen ISO 2340 – B – 8 x 22

mit den folgenden Maßen:





- 2.3 Da der Fragetext offen lässt, gegen welche Belastungen gerechnet werden soll, muss man das aus den gegebenen Größen schließen. Die Angabe einer Formel für ein axiales Widerstandsmoment lenkt den Blick auf Biegefestigkeit. Die danebenstehende unbeschriftete Zeichnung enthält die gleichen Größen wie die Formel, da werden sie wohl zusammengehören. Nachdem man auch noch vermuten kann, dass die Zeichnung einen Schnitt durch einen der Flachstähle der Längsschwinge im Punkt C darstellen könnte, übernimmt man dessen Maße aus der übergeordneten Aufgabe und lässt sich in diesem fortgeschrittenen Stadium der Analyse der Fragestellung auch nicht mehr davon beirren, dass anscheinend innerhalb einer Aufgabe alle Bezeichnungen ausgewechselt wurden:¹¹

5,0

Die eigentliche Lösung beginnt mit dem maximalen Biegemoment M_b .

Lageskizze zu Aufg. 2.1: Das max. Biegemoment kann nur bei C liegen, von rechts kann man mit gegebenen Werten rechnen.

$$M_{bC} = F_{By} \cdot (l_6 - l_5) = F_B \cdot \cos \alpha \cdot (l_6 - l_5) = 650 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ \cdot (800 - 500) \text{ mm} \quad M_{bC} = 168,9 \text{ Nm}$$

Das Biegemoment verteilt sich auf 2 Flachstähle:

$$M_b = \frac{M_{bC}}{2} = \frac{168,9 \text{ Nm}}{2} = 84,4 \text{ Nm}$$

Damit kann man das erforderliche Widerstandsmoment ermitteln:

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{4} = 117,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{84,4 \text{ Nm}}{117,5 \text{ N/mm}^2} = 0,719 \text{ cm}^3 = 719 \text{ mm}^3$$

Jetzt noch ein wenig puzzlen:

- $b = 4 \text{ mm}$ (Maß s aus Aufgabe 2)
- $h = 8 \text{ mm}$ (gewählter Durchmesser d_B in der Lösung zu Aufgabe 2.2)

Damit bleibt H die einzige Variable in der gegebenen Gleichung und man kommt zum leichtesten Teil der Aufgabe: Lösung der Gleichung mit dem Taschenrechner (alternativ kann man die Widerstandsmomente der Profile ausrechnen):

$$W = \frac{b \cdot [H^3 - h^3]}{6 \cdot H} \Leftrightarrow 719 \text{ mm}^3 = \frac{4 \text{ mm} \cdot [H^3 - (8 \text{ mm})^3]}{6 \cdot H}$$

mit nur einer positiven Lösung: $H = 33,1 \text{ mm} \rightarrow$ Gewählt: Fl 36 x 4 mit $H = 36 \text{ mm}$

Respekt vor jedem Schüler, der solche Aufgaben lösen kann!

Gegen Biegung dimensionieren (!)

¹¹ An dieser Stelle würde ich nur weitermachen, wenn ich ganz sicher wäre, denn ein Lösungsversuch auf der Basis falscher Annahmen bringt nicht nur keine Punkte, sondern kann auch noch eine Menge Zeit kosten...



3

$$3.1 \quad P_K = 2\pi \cdot M_K \cdot n_K = 2\pi \cdot 22 \text{ Nm} \cdot 50 \text{ min}^{-1} = 115,2 \text{ W} \quad 2,0$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_A = \frac{P_K}{\eta} = \frac{115,2 \text{ W}}{0,95} = 121,3 \text{ W}$$

$$3.2 \quad i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow i = \frac{M_K}{M_A \cdot \eta_{ges}} = \frac{22 \text{ Nm}}{3,1 \text{ Nm} \cdot 0,95} = 7,47 \quad 2,0$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 12 \cdot 7,47 = 89,6 \quad \text{Gewählt: } z_2 = 90$$

$$3.3 \quad \tau_{tF} = 360 \text{ N/mm}^2 \text{ (16MnCr5} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)} \quad 3,0$$

$$\frac{\tau_{tF}}{v} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_A}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{v} = \frac{360 \text{ MPa}}{8} = 45 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t \cdot v}{\tau_{tF}} = \frac{3,1 \text{ Nm} \cdot 8}{360 \text{ MPa}} = 68,9 \text{ mm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{68,9 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 7,05 \text{ mm} \quad \text{Gewählt: } d = 8 \text{ mm}$$

$$3.4 \quad \text{Der Achsabstand hängt mit den Zahnrädern zusammen, deshalb ist auch der Modul angegeben. Die Formel für den Achsabstand a findet man im TabB unter dem Stichwort „Zahnradabmessungen“} \quad 1,0$$

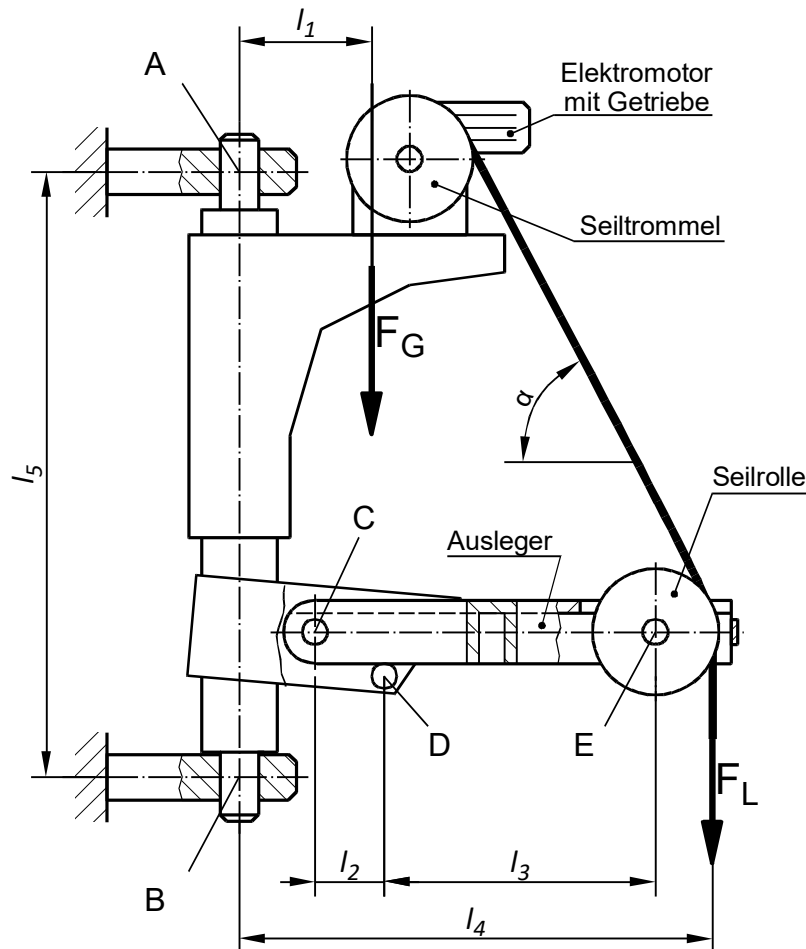
$$a = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{4 \text{ mm} \cdot (12 + 90)}{2} = 204 \text{ mm}$$

Hinweis: Der Modul eines Zahnrades ist das Verhältnis zwischen Durchmesser und Zähnezahl. Man kann sich den Modul auch als Zahnabstand geteilt durch π denken. Zahnräder, die ineinandergreifen, müssen deshalb den gleichen Modul haben. Zahnradmodul (Achsabstand) (!)



tgt HP 2010/11-2: Fenster- und Fassadenkran

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



Daten:

$$l_1 = 270 \text{ mm}$$

$$l_2 = 120 \text{ mm}$$

$$l_3 = 550 \text{ mm}$$

$$l_4 = 840 \text{ mm}$$

$$l_5 = 1000 \text{ mm}$$

Gewichtskraft: $F_G = 500 \text{ N}$

Last: $F_L = 2500 \text{ N}$

$$\alpha = 50^\circ$$

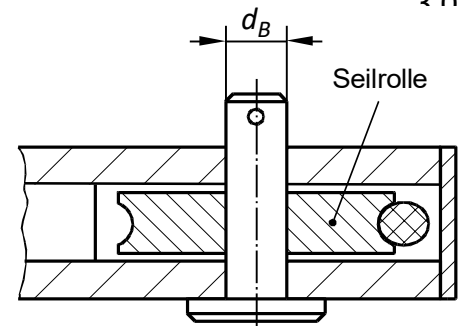
Teilaufgaben:

		Punkte
1	Bestimmen Sie die Lagerkräfte F_A und F_B bei angehängter Last.	4,0
2	Der Ausleger liegt beim Heben der Last im Punkt D auf.	
2.1	Bestimmen Sie zeichnerisch die Lagerkräfte F_C und F_D .	5,0
2.2	Bestimmen Sie das maximale Biegemoment im Ausleger.	3,0
2.3	Der Ausleger besteht aus einem U- Profil DIN 1026 - U100 - S235JO. Überprüfen Sie, ob im Ausleger eine Sicherheit von $v = 8$ vorhanden ist.	3,0



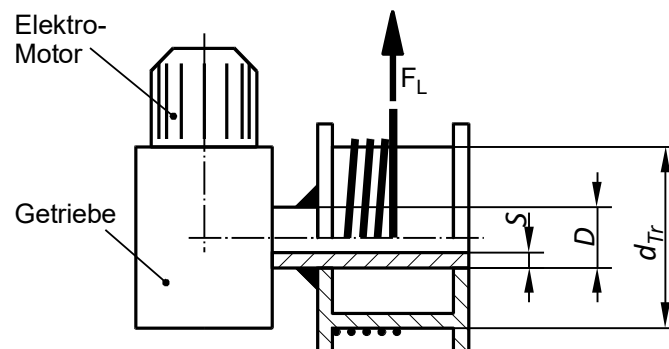
- 3 Die Seilrollenkraft im Punkt E beträgt $F_E = 1,7 \text{ kN}$.

Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B bei einer Sicherheit von $v = 10$ gegen Abscheren.
Bolzenwerkstoff: E295



- 4 Das Zugseil besteht aus Einzeldrähten mit dem Durchmesser $d_D = 0,5 \text{ mm}$ und einer Zugfestigkeit von $R_m = 1570 \text{ N/mm}^2$. Berechnen Sie die erforderliche Anzahl von Einzeldrähten bei einer Sicherheit von $v = 8$ gegen Bruch.

- 5 Die Seiltrommel des Krans wird von einem Elektromotor über ein Getriebe angetrieben.



Daten:

Motorleistung	$P_M = 1,1 \text{ kW}$
Motordrehzahl:	$n_M = 710 \text{ U/min-1}$
Hubgeschwindigkeit:	$v_{\text{Hub}} = 16 \text{ m/min}$
Seiltrommeldurchmesser:	$d_{\text{Tr}} = 600 \text{ mm}$
Außendurchmesser:	$D = 45 \text{ mm}$
Getriebewirkungsgrad:	$\eta_G = 0,7$
Werkstoff der Hohlwelle:	46Cr2

- 5.1 Berechnen Sie das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Getriebes. 2,0
- 5.2 Überprüfen Sie, ob bei der angegebenen Hubgeschwindigkeit die Last angehoben werden kann. 3,0
- 5.3 Die Seiltrommelwelle soll als Hohlwelle ausgeführt werden. Berechnen Sie die erforderliche Wandstärke s bei einer 4-fachen Sicherheit gegen Verdrehung. 4,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

1 Rechnerische Lösung

$$\Sigma M_B = 0 = F_A \cdot l_5 - F_G \cdot l_1 - F_L \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_G \cdot l_1 + F_L \cdot l_4}{l_5} = \frac{500 \text{ N} \cdot 270 \text{ mm} + 2500 \text{ N} \cdot 840 \text{ mm}}{1000 \text{ mm}} = 2235 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_A + F_{Bx} \Rightarrow F_{Bx} = F_A = 2235 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{By} - F_G - F_L \Rightarrow$$

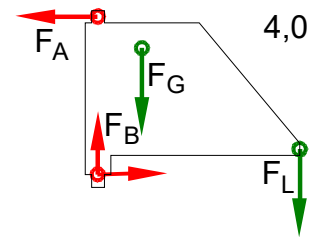
$$F_{By} = F_G + F_L = 500 \text{ N} + 2500 \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(2235 \text{ N})^2 + (3000 \text{ N})^2} = 3741 \text{ N}$$

$$\alpha_B = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{3000 \text{ N}}{2235 \text{ N}} = 53,3^\circ$$

$\alpha_B = 53,3^\circ$ nach rechts oben gegen die x-Achse

Statik (rechnerisch oder zeichnerisch)



LS Kran

2

2.1 Rechnerische Lösung (nicht gefragt)

$$\Sigma M_C = 0 = F_D \cdot l_2 + (F_{Loy} - F_{Lu}) \cdot (l_2 + l_3)$$

$$= F_D \cdot l_2 + F_L \cdot (\sin \alpha - 1) \cdot (l_2 + l_3) \Rightarrow$$

$$F_D = F_L \cdot \frac{(1 - \sin \alpha) \cdot (l_2 + l_3)}{l_2}$$

$$= 2500 \text{ N} \cdot \frac{(1 - \sin 50^\circ) \cdot (120 + 550) \text{ mm}}{120 \text{ mm}} = 3266 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} - F_{Lox} = F_{Cx} - F_L \cdot \cos \alpha \Rightarrow F_{Cx} = F_L \cdot \cos \alpha = 2500 \text{ N} \cdot \cos 50^\circ = 1607,0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Cy} + F_D - F_{Lu} + F_{Loy} = F_{Cy} + F_D - F_L + F_L \cdot \sin \alpha \Rightarrow$$

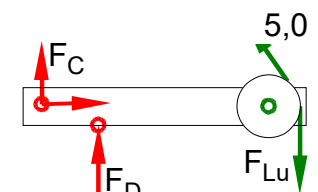
$$F_{Cy} = -F_D + F_L \cdot (1 - \sin \alpha) = -3266 \text{ N} + 2500 \text{ N} \cdot (1 - \sin 50^\circ) = -2681,1 \text{ N}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(1607,0 \text{ N})^2 + (-2681,1 \text{ N})^2} = 3125 \text{ N}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-2681,1 \text{ N}}{1607,0 \text{ N}} = -59,1^\circ$$

$\alpha_C = 59,1^\circ$ nach rechts unten gegen die x-Achse bzw.

$\alpha_C = 300,9^\circ$ gegen die positive x-Achse



LS Ausleger

Hinweis: Wenn man eine Kraft parallel verschiebt, entsteht ein zusätzliches Drehmoment. Bei der Rollen heben sich die Drehmomente auf, wenn man beide Seilkräfte in den Mittelpunkt der Rolle verschiebt. Deshalb kann man hier den Durchmesser der Rolle vernachlässigen, aber nicht in Aufgabe 1.

Statik grafisch

2.2 Das max. Biegemoment kann nur bei D liegen, da es der einzige innere Kräfteeinleitungspunkt ist. Es genügt eine der beiden folgenden Rechnungen:

$$M_{bD \text{ von links}} = |F_C \cdot l_2| = 2681,1 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} = 322 \text{ Nm}$$

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

Biegemoment ermitteln

3,0



- 2.3 $W_y = 8,49 \text{ cm}^3$ (DIN 1026 – U100 → TabB „DIN 1026“)
 $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S235)

3,0

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

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

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

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

ist kleiner als die geforderte Sicherheitszahl 8, also nicht ausreichend
 Sicherheitszahl gegen Biegung (!)

- 3 $R_e = 295 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von E295)

3,0

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

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

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

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

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

gewählt: $d = 8 \text{ mm}$ (die nächste Größe → TabB)
 BolzenØ

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

3,0

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

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

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

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

Drahtseil



5

5.1 Für die Hubgeschwindigkeit erforderlich:

2,0

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{ab} = \frac{v}{\pi \cdot d_{Tr}} = \frac{16 \text{ m/min}}{\pi \cdot 600 \text{ mm}} = 8,49 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{erf} = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{710 \text{ min}^{-1}}{8,49 \text{ min}^{-1}} = 83,6$$

Für die Last erforderlich:

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{1,1 \text{ kW}}{2\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 14,8 \text{ Nm}$$

$$M_L = F_L \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = 2500 \text{ N} \cdot \frac{600 \text{ mm}}{2} = 750 \text{ Nm}$$

$$i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow i = \frac{M_L}{M_M \cdot \eta_{ges}} = \frac{750 \text{ Nm}}{14,8 \text{ Nm} \cdot 0,7} = 72,4$$

Gewählt: $i \approx 83,6$. Diese Übersetzung erreicht die Hubgeschwindigkeit und kann größere Lasten heben als $i = 72,4$.

Übersetzungsverhältnis

5.2 Ja, die Last kann angehoben werden, denn die Übersetzung ist größer als erforderlich und größere Übersetzungen erzeugen mehr Drehmoment (Rechnung siehe vorige Aufgabe). Es sind weitere Lösungen möglich, bei denen das Angebot und der Bedarf von Leistung oder Drehmoment verglichen wird.

3,0

5.3 Die Welle wird auf das größtmögliche Drehmoment ausgelegt, das mit der in 5.1 gewählten Übersetzung erreichbar ist.

4,0

$R_e = 550 \text{ N/mm}^2$ (46Cr2 <40mm \rightarrow [EuroTabM46], S.135)¹²

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{abmax} = M_M \cdot i \cdot \eta = 14,8 \text{ Nm} \cdot 83,6 \cdot 0,7 = 866 \text{ Nm}$$

$$\tau_{tF} = 0,7 \cdot R_e = 0,7 \cdot 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 385 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{V} = \frac{385 \text{ N/mm}^2}{4} = 96,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{866 \text{ Nm}}{96,25 \text{ N/mm}^2} = 8,997 \text{ cm}^3$$

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

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{16 D \cdot W}{\pi}} = \sqrt[4]{(45 \text{ mm})^4 - \frac{16 \cdot 45 \text{ mm} \cdot 8,997 \text{ cm}^3}{\pi}} = 37,8 \text{ mm}$$

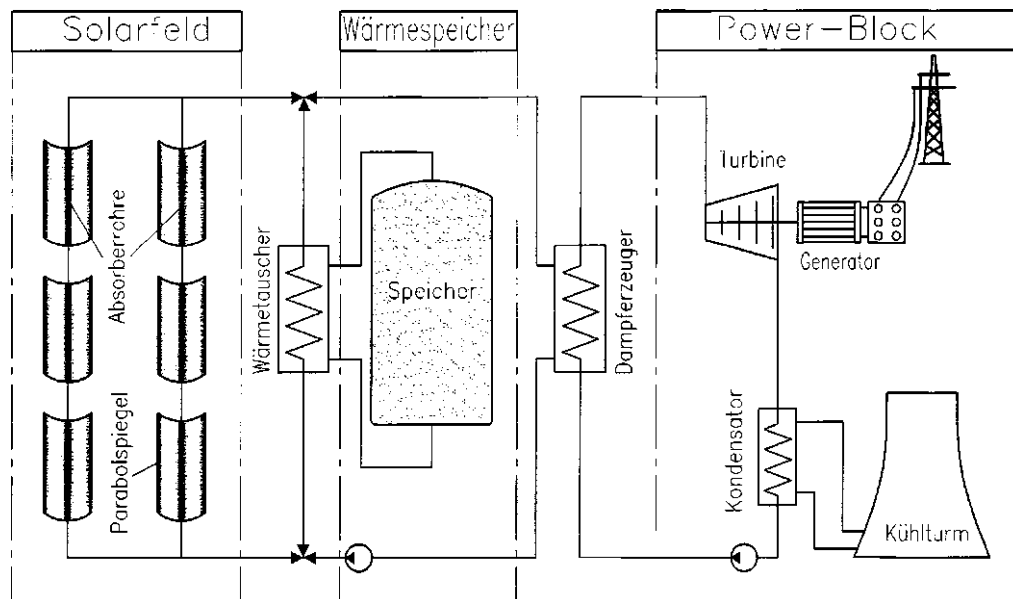
$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{45 \text{ mm} - 37,8 \text{ mm}}{2} = 3,6 \text{ mm}$$

¹² In der Originalaufgabe war $D=35\text{mm}$ angegeben, in den damaligen Tabellenbüchern $R_e=650\text{MPa}$. Da es mit dem neueren Tabellenwert $R_e=550\text{MPa}$ keine Lösung gibt, wurde hier der Außendurchmesser erhöht.



tgt HP 2010/11-5: Solarthermisches Kraftwerk

Das Kraftwerk besteht aus Solarfeld, Wärmespeicher und dem Power-Block. Im Solarfeld wird ein Wärmeträgeröl erhitzt und durch den Wärmetauscher des Dampferzeugers gepumpt. Der so erzeugte Dampf treibt die Turbine zur Stromgewinnung an.



Teilaufgaben:

		Punkte
1	Skizzieren Sie die Energiewandlungskette von der Sonne bis zum Verbraucher und benennen Sie die einzelnen Energieformen.	3,0
2	Die vom Wärmeträgeröl durchströmten Absorberrohre unterliegen im Ganzjahresbetrieb starken Temperaturschwankungen. Sie werden aus einem speziellen Verbundwerkstoff aus Metall und Glas hergestellt. Beurteilen Sie die hierfür maßgeblichen physikalisch-technischen Werkstoffeigenschaften des Verbundwerkstoffes.	2,5
3	Im Dampferzeuger wird Wasser vom Zustand 1 ($\vartheta_1 = 27^\circ\text{C}$; $p_1 = 100\text{ bar}$) isobar auf den Zustand (380°C ; 100 bar) gebracht. Der so erzeugte Dampf wird in der Turbine auf den Zustand ($p_5 = 0,04\text{ bar}$; Wassergehalt 10%) entspannt. Anschließend wird der Nassdampf im Kondensator vollständig kondensiert.	
3.1	Zeichnen Sie den Dampfprozess in das T,s - Diagramm ein und nummerieren Sie die Zustände (siehe Arbeitsblatt).	4,0
3.2	Ermitteln Sie mit Hilfe des T,s-Diagramms die spezifische Nutzarbeit W_{Nutz} .	4,0
3.3	Warum darf der Wassergehalt am Turbinenaustritt 10 % nicht überschreiten?	1,0



- 4 Das Kraftwerk hat eine Leistung von 50 MW.
- 4.1 Bei klarem Himmel beträgt die Sonneneinstrahlung 2000 W/m^2 . 3,0
Ermitteln Sie die erforderliche Spiegelfläche, wenn das Kraftwerk einen Gesamtwirkungsgrad von 20% hat.

- 4.2 Jeden Tag läuft das solarthermische Kraftwerk für einige Stunden im Speicherbetrieb. Hierbei wird die produzierte Wärme zum Erwärmen der Salzschnmelze im Speicher verwendet. 3,0

Daten:

Wärmekapazität des Salzes	$c_{\text{Salz}} =$	$1,55 \text{ kJ/kgK}$
Dauer des Speicherbetriebs	$t =$	$7,5 \text{ h}$
Wirkungsgrad im Speicherbetrieb	$\eta_{\text{Nacht}} =$	$0,335$
Speicheranfangstemperatur	$\vartheta_a =$	$292 \text{ }^\circ\text{C}$
Speicherendtemperatur	$\vartheta_e =$	$386 \text{ }^\circ\text{C}$

Ermitteln Sie die erforderliche Masse der Salzschnmelze.

- 5 Die Turbinenlaufräder sollen aus einer Titan-Molybdän-Legierung hergestellt werden. Das Zustandsdiagramm dieser Legierung ist auf dem Arbeitsblatt abgebildet.
- 5.1 Unter welchen Bedingungen entstehen Legierungen des abgebildeten Zustandsdiagramms? 2,5
- 5.2 Benennen Sie im Zustandsdiagramm die Linien und Felder. 2,0
- 5.3 Zeichnen Sie die Abkühlungskurve einer Legierung mit 80% Titan (Arbeitsblatt) und benennen Sie die wichtigen Punkte und Bereiche. 2,0
- 6 Aus dem Werkstoff der Turbinenlaufräder wird ein kurzer Proportionalstab mit 8 mm Durchmesser hergestellt. Der durchgeführte Zugversuch liefert folgende Ergebnisse: 3,0

$$F_{\text{max}} = 65 \text{ kN}$$

$$\text{Länge der Probe nach dem Bruch} = 45 \text{ mm}$$

Für den Betrieb der Turbinenlaufräder ist eine Mindestzugfestigkeit von 1100 N/mm^2 bei einer Bruchdehnung von 12 % gefordert.

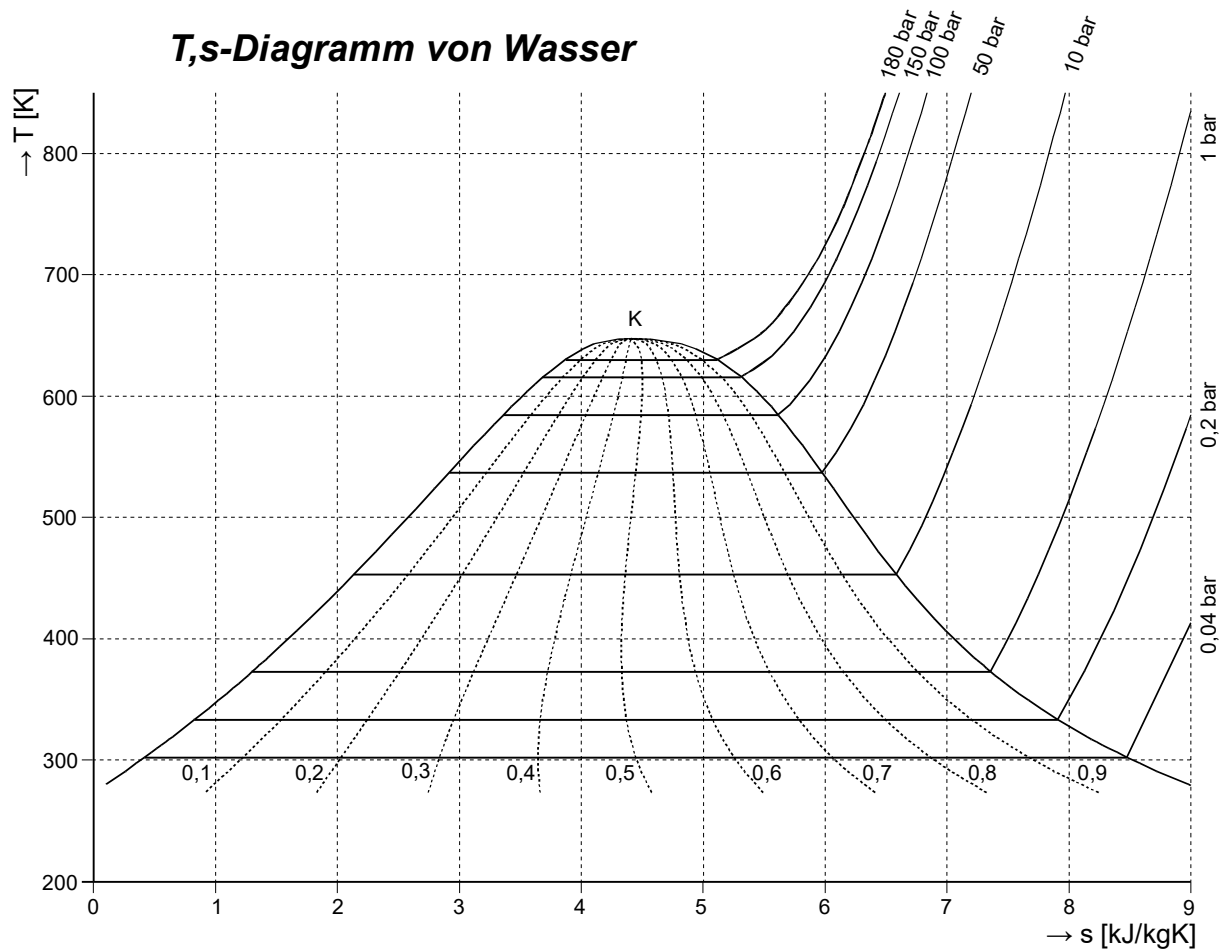
Beurteilen Sie, ob der verwendete Werkstoff diesen Anforderungen genügt.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

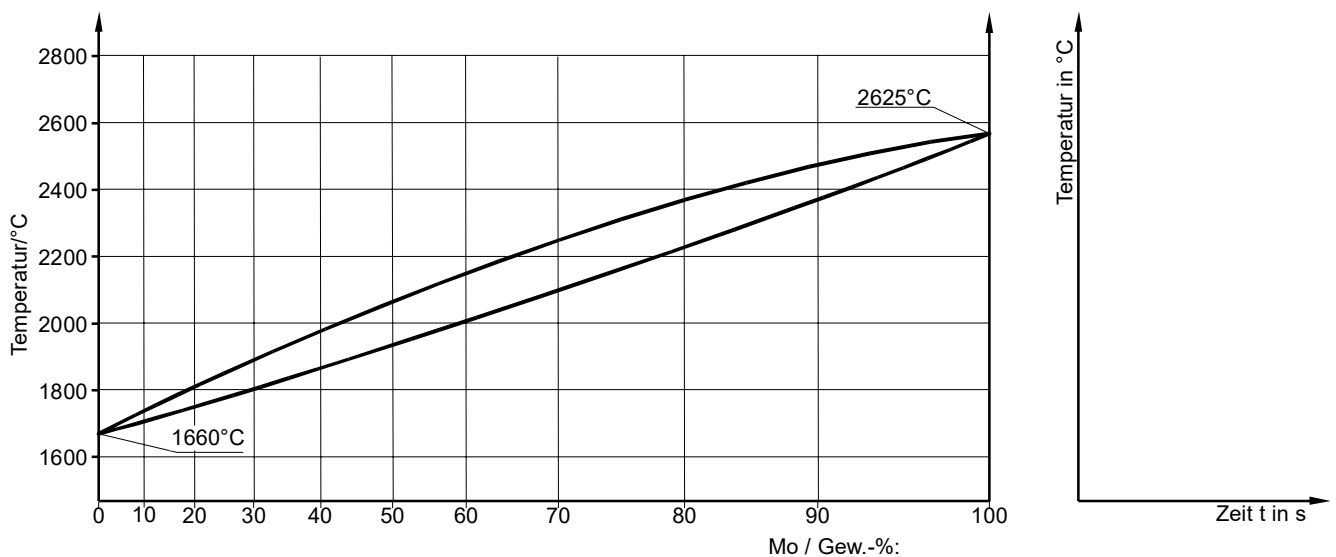
$\Sigma = 30,0$



Zu Aufgabe 5.3.1 und 5.3.2



Zu Aufgabe 5.5.2 und 5.5.3





Lösungsvorschlag

1 siehe Grafik:

2 Gefordert sind Eigenschaften (also ≥ 2)

Lösungsvorschlag 1: wünschenswerte Eigenschaften (ohne *Beurteilung*) für den Verbundwerkstoff und seine Komponenten, auf die sich *hierfür* beziehen könnte.

Hier für die Durchströmung durch Wärmeträgeröl

- niedriger Strömungswiderstand (glatte Oberfläche bzw. geringe Kohäsion)
- Chemische Beständigkeit gg. das Öl

Hier für die Absorberrohre

- Strahlungsdurchlässigkeit bei guter Wärmeisolierung gegen kalte Umgebungsluft
- Hitzebeständig (ϑ bis 800°C)

Hier für den ganzjährigen Betrieb:

- Beständig gegen Frost.
- Temperaturwechselbeständig, z.B. bei Regen auf heiße Absorberrohre.
- Festigkeit, Zähigkeit, z.B. gegen Hagel
- Korrosionsbeständigkeit, z.B. gegen UV-Strahlen

Hier für den Verbund verschiedener Werkstoffe

- Verträglichkeit bezüglich chemischer oder elektrochemischer Korrosion

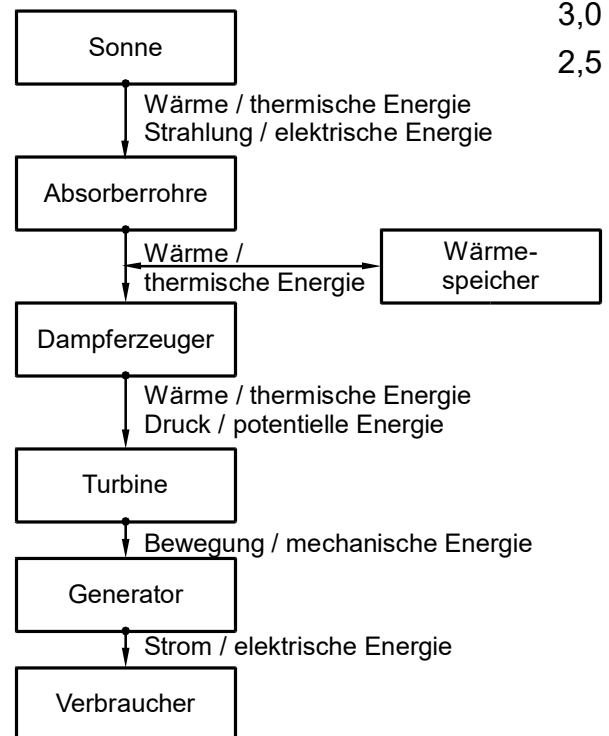
Hier für den Tag-Nacht-Temperaturwechsel

- Ähnliche Wärmeausdehnungskoeffizienten des verwendeten Glases und Metalls, um Spannungen gering zu halten oder
 - Ausreichend Elastizität mindestens einer der Komponenten, um vorhandene Spannungen auszugleichen
- Hinweis: konstruktive Lösungen wie bewegliche Verbindungen sind nicht gefragt

Lösungsvorschlag 2: *Beurteilung* der Eigenschaften von Glas und Metall

- Glas und Metall sind wärmeleitend
 - \rightarrow kann zu Wärmeverlusten führen (deshalb sind Absorberrohre vakuumisoliert)
 - \rightarrow Metall überträgt die Strahlungswärme gut auf das Wärmeträgeröl
- Glas ist strahlungsdurchlässig \rightarrow geeignet zur Abschirmung der Metallrohre

Hinweis: Moderne Technik muss viele Anforderungen erfüllen und wünscht sich viele Werkstoffeigenschaften. Da diese sich oft widersprechen (Zielkonflikt), immer konstruktive Anpassungen möglich sind und über allem die Kostenfrage schwebt, ist oft nicht eine einzelne Eigenschaft maßgeblich, sondern meistens ein Mix derselben. Deshalb konkurrieren manchmal sehr unterschiedliche Werkstoffe für eine Aufgabe wie verschiedenen Metalle (Stahl, Aluminium), Kunststoffe und Verbundwerkstoffe für den Karosseriebau (immerhin ist Holz selten geworden :-).



3,0

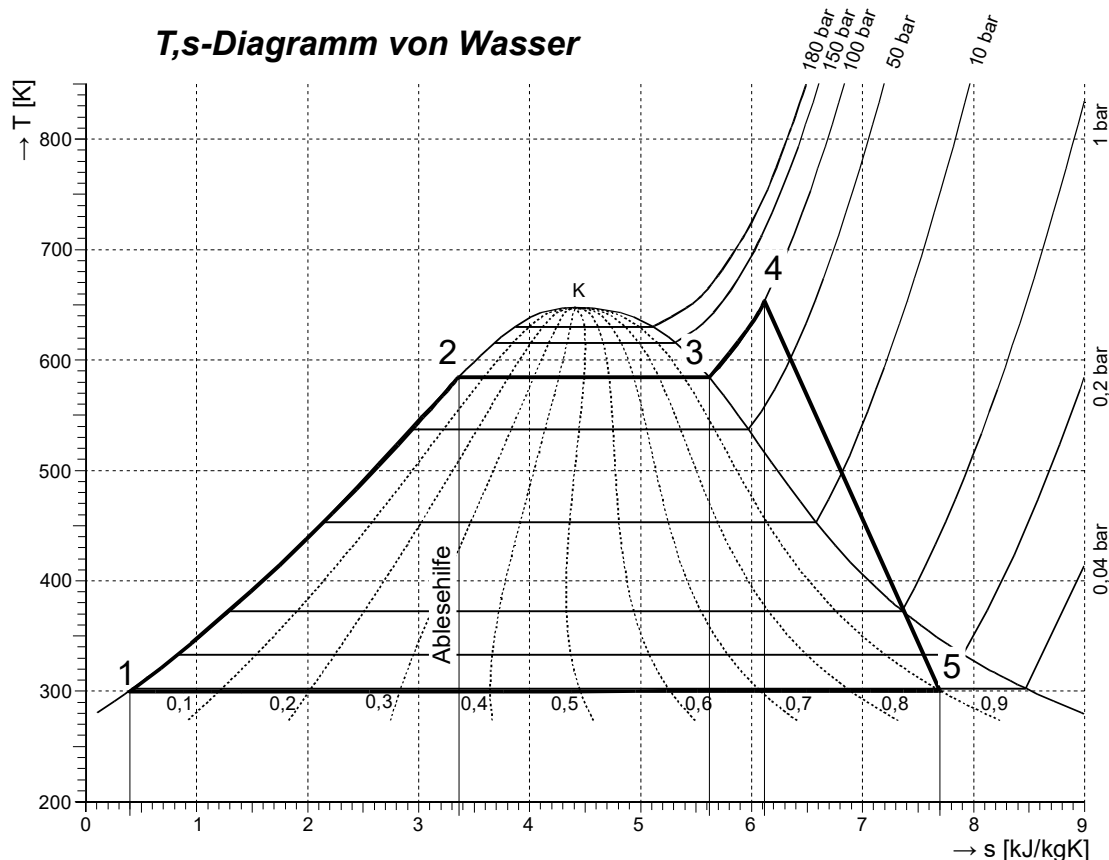
2,5



3

3.1

4,0



Dampfprozess im T,s-Diagramm (Wasser)

3.2

4,0

$$q_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) = \frac{300 + 584}{2} \text{ K} \cdot (3,36 - 0,4) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 1308 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{23} = \frac{T_2 + T_3}{2} \cdot (s_3 - s_2) = \frac{584 + 584}{2} \text{ K} \cdot (5,62 - 3,36) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 1320 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_4 - s_3) = \frac{584 + 653}{2} \text{ K} \cdot (6,11 - 5,62) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 303 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{zu} = q_{12} + q_{23} + q_{34} = (1308 + 1320 + 303) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2931 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{51} = \frac{T_5 + T_1}{2} \cdot (s_1 - s_5) = \frac{300 + 300}{2} \text{ K} \cdot (0,4 - 7,70) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = -2040 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{ab} = q_{51} = -2190 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{\text{Nutz}} + q_{zu} + q_{ab} = 0 \rightarrow w_{\text{Nutz}} = -q_{zu} - q_{ab} = -2931 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - (-2190) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -741 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Aus dem T,s-Diagramm abgelesene Werte können abweichen.

Dampfprozess berechnen (Wasser)

3.3 Ein höherer Gehalt flüssigen Wassers schädigt die Turbinenschaufeln.

1,0



4

4.1 Annahme: 50 MW ist die elektr. Ausgangsleistung des Kraftwerkes.

3,0

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \rightarrow P_{Sonne} = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{50 \text{ MW}}{20\%} = \frac{50 \text{ MW}}{0,2} = 250 \text{ MW}$$

$$P_{Sonne} = \text{Strahlungsdichte } S \cdot A \rightarrow A = \frac{P_{Sonne}}{S} = \frac{250 \text{ MW}}{2000 \text{ W/m}^2} = 125\,000 \text{ m}^2$$

4.2 Wenn man die Aufgabe insofern verstanden hat, dass Wärme gespeichert werden soll, kann man sich von den gegebenen Größen leiten lassen, die nicht viel Auswahl bieten.

3,0

Da nur eine Leistung P (Annahme s.o.) und eine Dauer t gegeben ist, sind sie der Ausgangspunkt für die Energiemenge, die im Spiel ist:

$$P = \frac{W}{t} \rightarrow W_{ab} = P_{ab} \cdot t = 50 \text{ MW} \cdot 7,5 \text{ h} = 375 \text{ MWh} = 1,350 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

Wirkungsgrade wirken immer in Richtung „ungünstig“, also muss mehr Wärme gespeichert werden als Arbeit abgegeben wird:

$$\eta = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} \rightarrow$$

$$Q_{Speicher} = \frac{W_{ab}}{\eta_{Nacht}} = \frac{375 \text{ MWh}}{0,335} = 1119,4 \text{ MWh}$$

$$Q_{Speicher} = \frac{W_{ab}}{\eta_{Nacht}} = \frac{1,350 \cdot 10^{12} \text{ J}}{0,335} = 4,030 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

Bleibt noch die Wärmekapazität c_{Salz} und die Temperaturdifferenz ΔT :

$$Q = m \cdot c_{Salz} \cdot \Delta T \rightarrow$$

$$m = \frac{Q_{Speicher}}{c_{Salz} \cdot \Delta T} = \frac{4,030 \cdot 10^{12} \text{ J}}{1,55 \text{ kJ/kgK} \cdot (386 - 292)^\circ \text{C}} = 27659 \text{ t}$$



5

5.1 Es handelt sich um eine Mischkristall-Legierung. Sie entsteht, wenn die beiden Komponenten im festen Zustand vollkommen löslich sind. Voraussetzung dafür ist wiederum, dass die Komponenten ähnliche Atomgröße und Gitterstruktur haben.

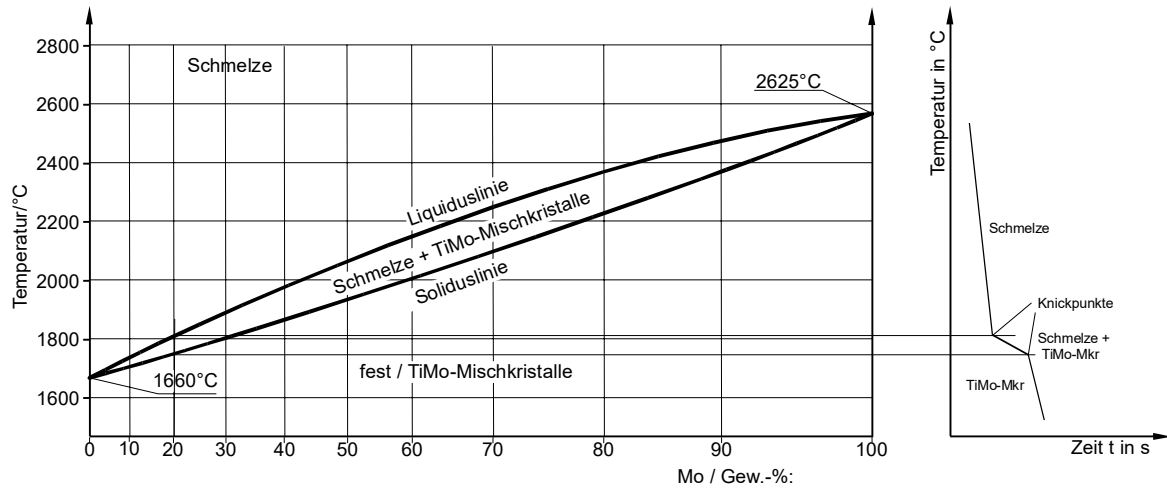
2,5

5.2

2,0

5.3

2,0



6

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (8 \text{ mm})^2}{4} = 50,27 \text{ mm}^2$$

$$R_m = \frac{F_{\max}}{S_0} = \frac{65 \text{ kN}}{50,27 \text{ mm}^2} = 1293 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Zugfestigkeit ist größer als 1100 N/mm² und damit ausreichend.

kurzer Proportionalstab bedeutet: $5 = \frac{L_0}{d_0} \rightarrow$

$$L_0 = d_0 \cdot 5 = 8 \text{ mm} \cdot 5 = 40 \text{ mm}$$

$$A_5 = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{45 \text{ mm} - 40 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0,125 = 12,5 \%$$

Die Bruchdehnung ist >12%, deshalb ist der Werkstoff etwas zäher. Ob dies erwünscht ist (in der Toleranz liegt), kann man nur annehmen.

3,0

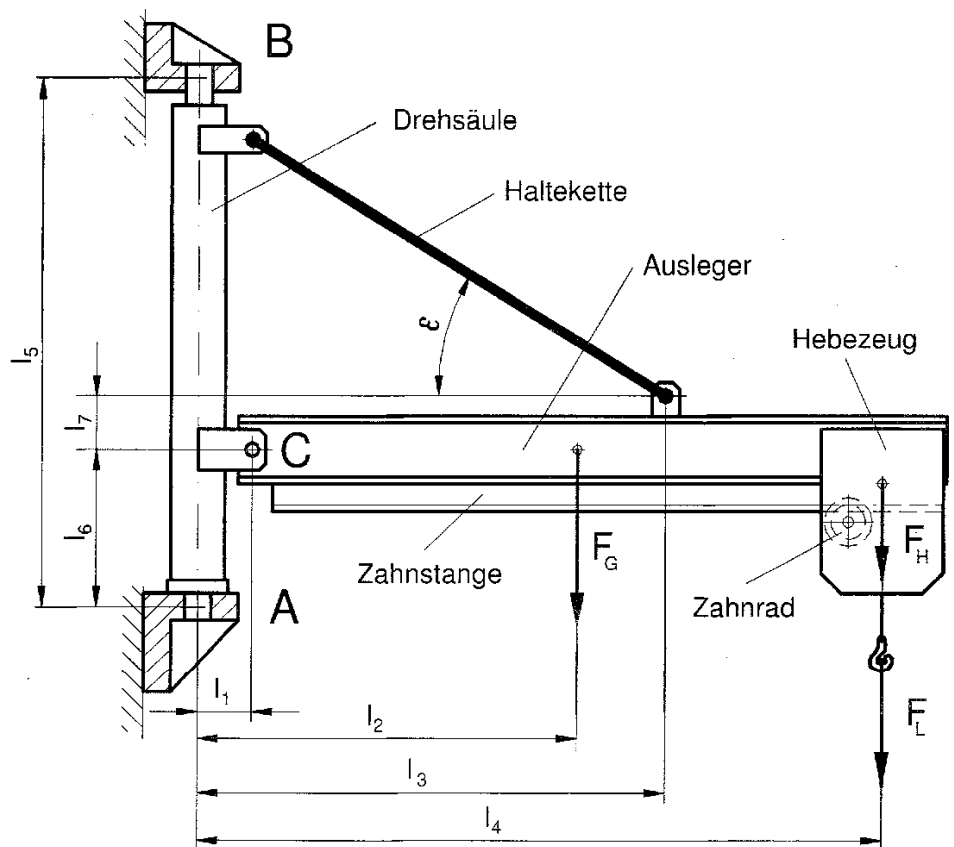


tgt HP 2009/10-1: Wanddrehkran

Mit dem Kran können Lasten angehoben, horizontal verfahren und um die Drehachse A-B geschwenkt werden.

Daten:

Last	$F_L =$	5 kN
Hebezeug	$F_H =$	1 kN
Ausleger	$F_G =$	1,5 kN
	$l_1 =$	500 mm
	$l_2 =$	2500 mm
	$l_3 =$	3000 mm
	$l_4 =$	4500 mm
	$l_5 =$	2500 mm
	$l_6 =$	800 mm
	$l_7 =$	250 mm
	$\varepsilon =$	30°



- 1 Das Lager A und die Haltekette sollen dimensioniert werden.
- 1.1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Lagerkraft F_A .
- 1.2 Überprüfen Sie durch Rechnung, welche Beanspruchungsart für die Dimensionierung des Bolzens maßgebend ist.

Punkte

6,0

Lager A:

5,0

Daten:

Bolzenwerkstoff E335

Sicherheit gegen Abscheren

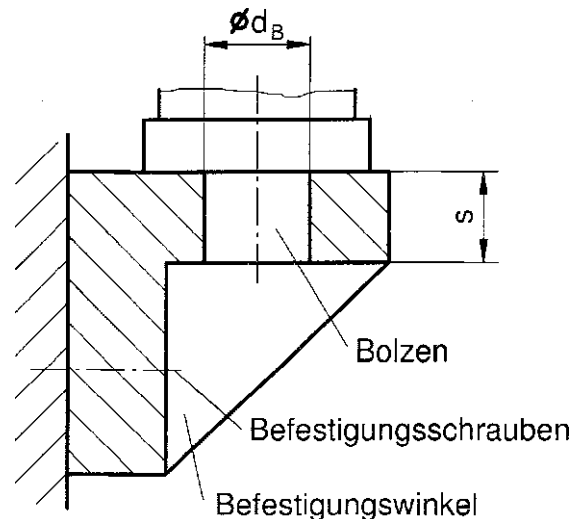
$$v = 4$$

zulässige Flächenpressung

$$p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$$

Winkelabmessung

$$s = 25 \text{ mm}$$





- 1.3 Berechnen Sie die Kraft F_K in der Haltekette. 3,0
- 1.4 Ermitteln Sie den erforderlichen Durchmesser d_K eines Kettengliedes der Rundstahlkette. 3,0
- Kettenwerkstoff: S275; Sicherheit $v = 4$
- 2 Für den Ausleger wird ein mittelbreiter I-Träger gewählt. Für die Berechnung wird die Länge l_7 vernachlässigt und eine Kettenkraft $F_K = 19 \text{ kN}$ angenommen.
- 2.1 Bestimmen Sie für die gezeigte Position des Hebezeugs den Betrag und die Stelle des maximalen Biegemoments M_{bmax} . 3,5
- 2.2 Ermitteln Sie den erforderlichen Träger für eine zulässige Biegespannung von $\sigma_{bzul} = 55 \text{ N/mm}^2$. 2,0
- 3 Eine Schraube des Befestigungswinkels wird mit einer Kraft $F_S = 10 \text{ kN}$ belastet. Bestimmen Sie das erforderliche metrische Gewinde bei einer Festigkeitsklasse 8.8 und einer Sicherheit $v = 3,5$. 3,0
- 4 Das horizontale Verfahren des Hebezeugs erfolgt mit einem Motor über ein Zahnrad und eine Zahnstange am Ausleger. 2,0
- Zahnrad: Zähnezahl $z = 15$
Modul $m = 1,5 \text{ mm}$
- Bestimmen Sie die Drehzahl n des Antriebmotors bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 3 \text{ m/min}$.
- 5 Der Hubmotor hebt die Last F_L in $t = 4 \text{ s}$ um $h = 2,5 \text{ m}$ an. Hierbei entnimmt der Motor dem Stromnetz eine Leistung von $3,9 \text{ kW}$. Der mechanische Wirkungsgrad des Hebezeugs beträgt 89% . 2,5
- Bestimmen Sie den Wirkungsgrad des Hubmotors.

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschläge

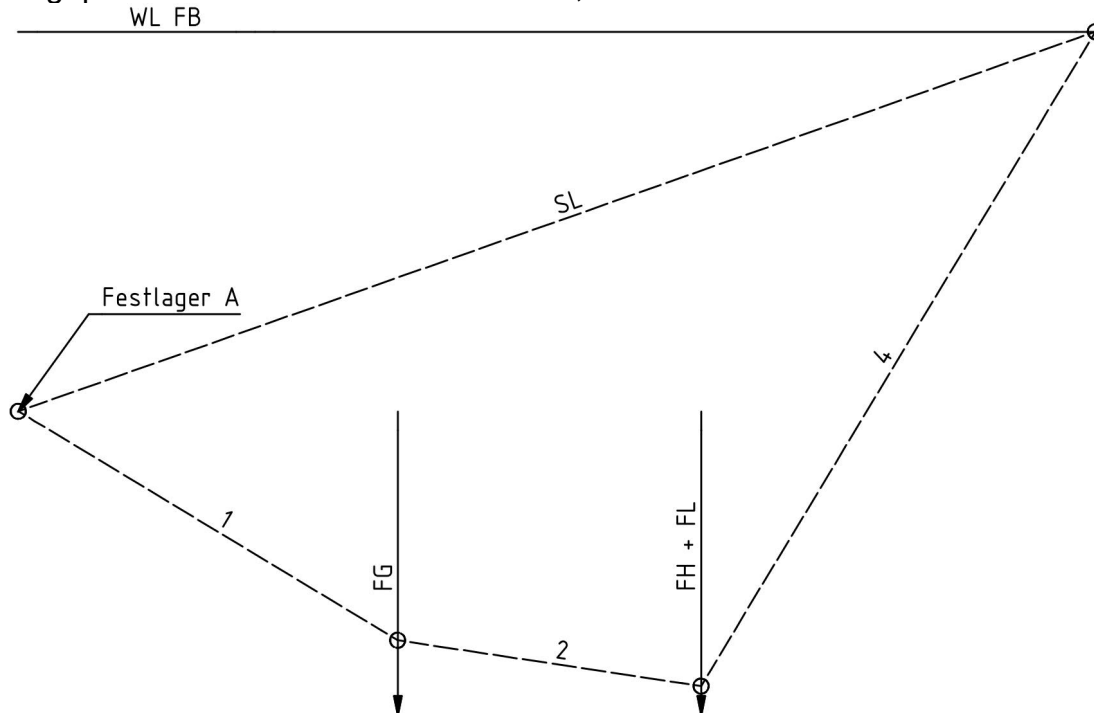
Teilaufgaben:

Punkte

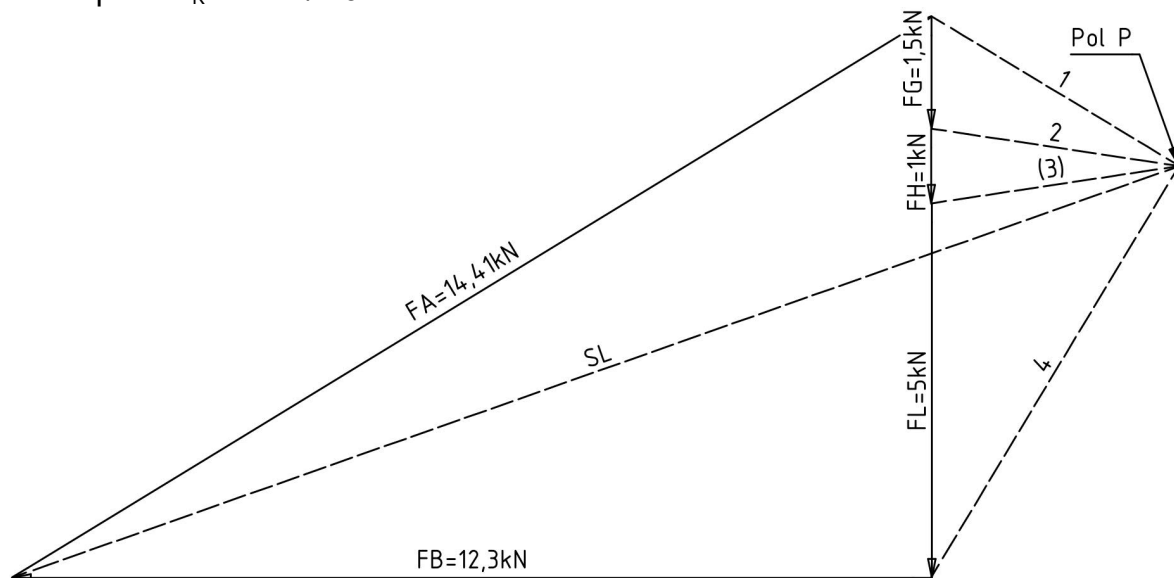
1

1.1 Lageplan Kran einschließlich Drehsäule, $M_L = 1000\text{mm} / 20\text{mm}$

6,0



Kräfteplan $M_K = 1\text{kN} / 10\text{mm}$



Seilstrahl 3 erscheint im Lageplan nicht, weil er zwischen F_H und F_L verläuft, die auf einer Wirklinie liegen. Deshalb ist Polstrahl 3 in Klammern geschrieben, man könnte auch ganz auf ihn verzichten und $F_H + F_L$ als eine Kraft betrachten.



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = F_B \cdot l_5 - F_G \cdot l_2 - (F_H + F_L) \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot l_2 + (F_H + F_L) \cdot l_4}{l_5}$$

$$= \frac{1,5 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} + (1 + 5) \text{ kN} \cdot 4500 \text{ mm}}{2500 \text{ mm}} = 12,3 \text{ kN}$$

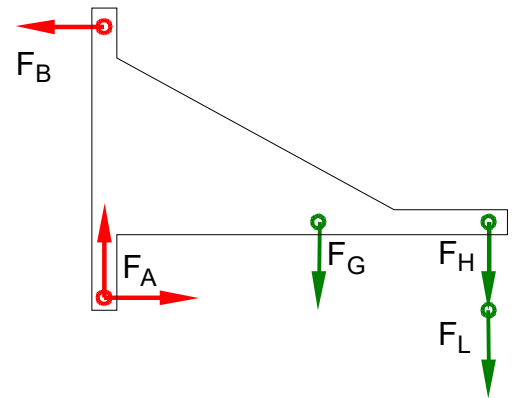
$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_B \Rightarrow F_{Ax} = F_B = 12,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_G - F_H - F_L \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = + F_G + F_H + F_L = 1,5 \text{ kN} + 1 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = 7,5 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(12,3 \text{ kN})^2 + (7,5 \text{ kN})^2} = 14,4 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{7,5 \text{ kN}}{12,3 \text{ kN}} = 31,4^\circ \text{ nach rechts oben gegen die positive x-Achse}$$



Lageskizze Waddrehkran

1.2 $F_{Ax} = F_B$ übernimmt man aus der vorigen Aufgabe.

5,0

Gegen Flächenpressung

$$p_{zul} > p = \frac{F_{Ax}}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{Ax}}{p_{zul}} = \frac{12,3 \text{ kN}}{20 \text{ N/mm}^2} = 615 \text{ mm}^2$$

$$A = s \cdot d_B \Rightarrow d_{Berf} = \frac{A_{erf}}{s} = \frac{615 \text{ mm}^2}{25 \text{ mm}} = 24,6 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

$\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F_{Ax}}{1 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{4} = 117,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{Ax}}{\tau_{azul}} = \frac{12,3 \text{ kN}}{117,5 \text{ N/mm}^2} = 104,7 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d_B^2 \Rightarrow d_{Berf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 104,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,6 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere der errechneten Durchmesser $d_B = 24,6 \text{ mm}$.

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)

1.3 Lageskizze Ausleger

3,0

$$F_{Kx} = F_K \cdot \cos \epsilon$$

$$F_{Ky} = F_K \cdot \sin \epsilon$$

$$\Sigma M_C = 0 = -F_G \cdot (l_2 - l_1) - (F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_1) + F_K \cdot \cos \epsilon \cdot l_7 + F_K \cdot \sin \epsilon \cdot (l_3 - l_1) \Rightarrow$$

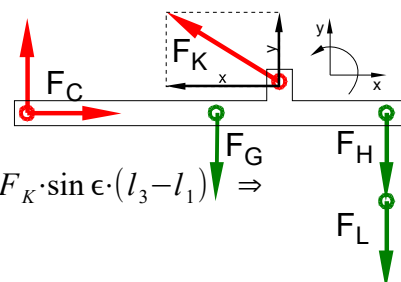
$$F_K = \frac{F_G \cdot (l_2 - l_1) + (F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_1)}{\cos \epsilon \cdot l_7 + \sin \epsilon \cdot (l_3 - l_1)}$$

$$= \frac{1,5 \text{ kN} \cdot (2500 - 500) \text{ mm} + (1 + 5) \text{ kN} \cdot (4500 - 500) \text{ mm}}{\cos 30^\circ \cdot 250 \text{ mm} + \sin 30^\circ \cdot (3000 - 500) \text{ mm}} = 18,41 \text{ kN}$$

Zur Lösung nicht erforderlich

$$\Sigma F_y = 0 = + F_{Cy} + F_{Ky} - F_G - (F_H + F_L) \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = -F_K \cdot \sin \epsilon + F_G + F_H + F_L = -18,41 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ + (1 + 1,5 + 5) \text{ kN} = -1,706 \text{ N}$$





- 1.4 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

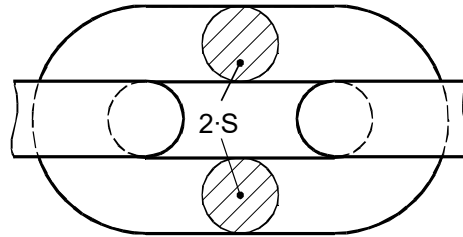
3,0

$$\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F_K}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_e}{\sqrt{v}} = \frac{275 \text{ N/mm}^2}{4} = 68,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_K}{2 \cdot \sigma_{zul}} = \frac{18,4 \text{ kN}}{2 \cdot 68,75 \text{ N/mm}^2} = 133,9 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d_K^2 \Rightarrow d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 133,9 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,1 \text{ mm}$$



Gewählt: $d = 14 \text{ mm}$ (der nächstgrößere Durchmesser für Rundstahl laut TabB)
Zugfestigkeit (Rundstahlkette)

2

- 2.1 Im Querkraftverlauf ist der einzige Nulldurchgang bei Angriffspunkt von F_K , also liegt dort M_{bmax} . ($F_{Cy} = 2 \text{ kN}$ ergibt sich aus den Vorgaben)

3,5

Biegemoment an der Stelle von F_K :

$$M_K(\text{rechts}) = -(F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_3) \\ = (1 + 5) \text{ kN} \cdot (4500 - 3000) \text{ mm} = 9 \text{ kNm}$$

Querkraftverlauf am Ausleger

Ohne Querkraftverlauf muss man M_{bmax} an allen inneren Kräfteinleitungspunkt suchen, also dort, wo F_G oder F_K angreifen.

Berechnung unter den Annahmen der Aufgabe ($F_K = 19 \text{ kN}$, l_7 vernachlässigen)

$$F_{Ky} = F_K \cdot \sin \epsilon = 19 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 9,50 \text{ kN}$$

Biegemoment an der Stelle F_G :

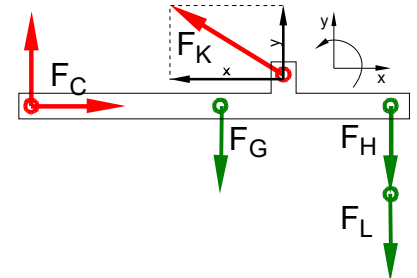
$$M_G(\text{rechts}) = -(F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_2) + F_{Ky} \cdot (l_3 - l_2) \\ = (1 + 5) \text{ kN} \cdot (4500 - 2500) \text{ mm} - 19 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ \cdot (3000 - 2500) \text{ mm} = 7,25 \text{ kNm}$$

Mit F_{Cy} kann man das Biegemoment auch von links berechnen:

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Cy} - F_G + F_{Ky} - F_H - F_L \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = F_G - F_K \cdot \sin \epsilon + F_H + F_L = 1,5 \text{ kN} - 19 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ + 1 \text{ kN} + 5 \text{ kN} = -2 \text{ kN}$$

$$M_G(\text{links}) = -F_{Cy} \cdot (l_3 - l_1) = -(-2 \text{ kN}) \cdot (3000 - 500) \text{ mm} = 5 \text{ kNm}$$



Lageskizze Ausleger

Für die Auslegung des Trägers wird das Biegemoment mit dem größten Betrag zugrunde gelegt: $M_{bmax} = 9 \text{ kNm}$ bei F_K .

Die errechneten Biegemomente M_G von rechts und links müssten sich aufheben ($\Sigma M = 0$), tun es aber nicht, weil das System mit den beiden Vorgaben der Aufgabe nicht im Gleichgewicht ist. Berechnet man die Biegemomente mit den korrekten Werten ($F_K = 18,41 \text{ kN}$, $F_{Cy} = -1,706 \text{ kN}$) und berücksichtigt l_7 , gilt $\Sigma M = 0$ auch hier:

$$M_G(\text{links}) = -F_{Cy} \cdot (l_3 - l_1) = -(-1,706 \text{ kN}) \cdot (2500 - 500) \text{ mm} = +3,41 \text{ kNm}$$

$$M_G(\text{rechts}) = -(F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_2) + F_{Ky} \cdot (l_3 - l_2) + F_{Kx} \cdot l_7 \\ = -(1 + 5) \text{ kN} \cdot (4500 - 2500) \text{ mm} + 18,41 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ \cdot (3000 - 2500) \text{ mm} + 18,41 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ \cdot 250 \text{ mm} \\ = -3,41 \text{ kNm}$$

bzw.

$$M_K(\text{rechts}) = -(F_H + F_L) \cdot (l_4 - l_3) = -(1 + 5) \text{ kN} \cdot (4500 - 3000) \text{ mm} = -9,0 \text{ kNm}$$

$$M_K(\text{links}) = -F_{Cy} \cdot (l_3 - l_1) + F_G \cdot (l_3 - l_2) + F_{Kx} \cdot l_7 \\ = -(-1,706 \text{ kN}) \cdot (3000 - 500) \text{ mm} + 1,5 \text{ kN} \cdot (3000 - 2500) \text{ mm} + 18,41 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ \cdot 250 \text{ mm} = 9,0 \text{ kNm}$$

Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht)



2.2 Gewählt: IPE 200 mit $W_x = 194 \text{ cm}^3$

2,0

$$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{9 \text{ kNm}}{55 \text{ N/mm}^2} = 163,6 \text{ cm}^3$$

3 Mit F_S ist eine Zugkraft in der Schraube gemeint. Die Festigkeitsklasse 8.8 gibt die Kennwerte des Schraubenwerkstoffes an, siehe Tabellenbuch oder:

3,0

$$R_m = 8 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kriterium für die Auswahl des Gewindes ist sein Spannungsquerschnitt S :

$$\frac{R_e}{V} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_S}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{640 \text{ N/mm}^2}{3,5} = 182,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_S}{\sigma_{bzul}} = \frac{10 \text{ kN}}{182,8 \text{ N/mm}^2} = 54,7 \text{ mm}^2$$

Gewählt: Gewinde M10 mit $S = 58 \text{ mm}^2$

4 Der Modul m eines Zahnrades ist sein Zahnabstand bezogen auf den Teilkreisdurchmesser d_{Tr} . Daraus erhält man den Teilkreisumfang U_{Tr} , der für die Fahrgeschwindigkeit maßgeblich ist:

2,0

$$m = \frac{d_{Tr}}{z} \Rightarrow d_{Tr} = z \cdot m = 15 \cdot 1,5 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$$

$$U = \pi \cdot d_{Tr} = \pi \cdot 22,5 \text{ mm} = 70,7 \text{ mm}$$

$$v = \frac{s}{t} = U \cdot n \Rightarrow n_M = \frac{v}{U_{Tr}} = \frac{3 \text{ m/min}}{70,7 \text{ mm}} = 42,4 \text{ min}^{-1} = 0,71 \text{ s}^{-1}$$

Zahnradmodul (Teilkreisumfang)

$$5 \quad P_{ab} = \frac{F_L \cdot h}{t} = \frac{5 \text{ kN} \cdot 2,5 \text{ m}}{4 \text{ s}} = 3,125 \text{ kW}$$

2,5

$$\eta_{ges} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{3,125 \text{ kW}}{3,9 \text{ kW}} = 0,801$$

$$\eta_{ges} = \eta_M \cdot 89\% \Rightarrow \eta_M = \frac{\eta_{ges}}{0,89} = \frac{0,801}{0,89} = 0,90$$

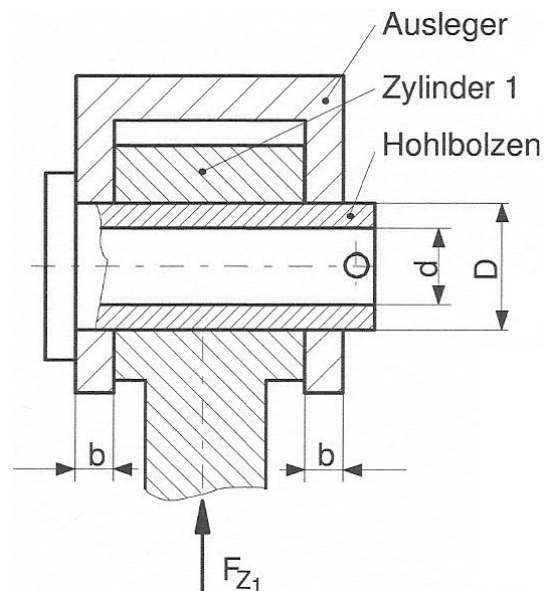
30,0



- 3 Der Zylinder 1 ist über einen Hohlbolzen mit dem Ausleger verbunden.

Daten

Zylinderkraft	$F_{Z1} = 85 \text{ kN}$
Stegbreite	$b = 10 \text{ mm}$
Außendurchmesser	$D = 40 \text{ mm}$
Bolzenwerkstoff	E 295



- 3.1 Bestimmen Sie den erforderlichen Innendurchmesser d des Hohlbolzens bei 5-facher Sicherheit gegen Abscheren. 3,0
- 3.2 Überprüfen Sie die Abmessungen des Auslegers, wenn die zulässige Flächenpressung von $p_{zul} = 75 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten werden darf. Begründen Sie eventuell notwendige Konstruktionsänderungen. 3,5

- 4 Der Greifarm kann über Zylinder 2 aus- und eingefahren werden.

Zylinderkraft

$$F_{Z2\text{Ein}} \approx F_{Z2\text{Aus}} = 8 \text{ kN}$$

Maximale Ausladung

$$l_{11} = 2500 \text{ mm}$$

$$l_{12} = 300 \text{ mm}$$

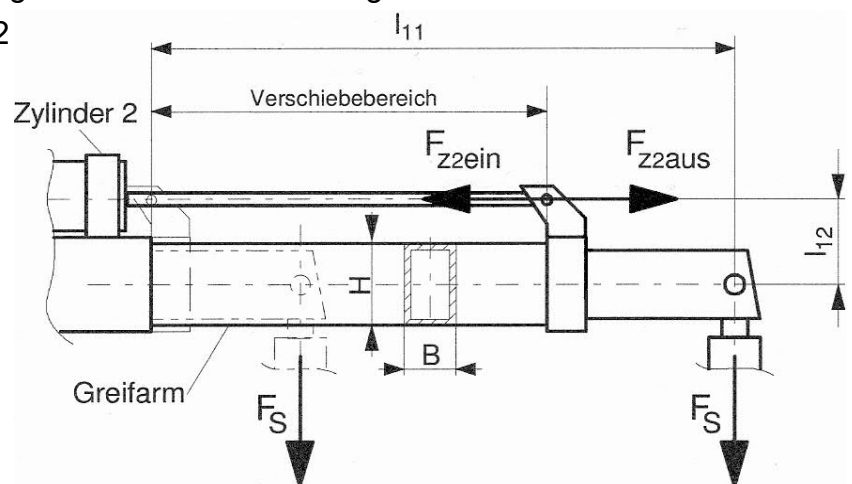
$$F_S = 10 \text{ kN}$$

Rechteckprofil

$$H = 160 \text{ mm}$$

$$B = 100 \text{ mm}$$

Werkstoff des Rechteckprofils
S275



- 4.1 Bestimmen Sie das erforderliche axiale Widerstandsmoment für eine 3-fache Sicherheit. 4,5
- 4.2 Das Rechteckprofil ist in folgenden Wandstärken lieferbar: 4,0
 $s_1 = 5 \text{ mm}; \quad s_2 = 8 \text{ mm}; \quad s_3 = 12 \text{ mm}$
 Ermitteln Sie die erforderliche Wandstärke des Rechteckprofils.
- 5 Die Hydraulikpumpe des Verladekrans wird vom Dieselmotor über ein Getriebe angetrieben. 3,0

Daten:

Erforderliches Antriebsmoment der Hydraulikpumpe $M_P = 300 \text{ Nm}$

Drehzahl der Hydraulikpumpe $n_P = 800 \text{ min}^{-1}$

Übersetzungsverhältnis Getriebe $i = 2,5$

Getriebewirkungsgrad $\eta_G = 0,8$

Berechnen Sie die hierfür abgegebene Motorleistung P_M und die Motordrehzahl n_M .

$\Sigma = 30,0$



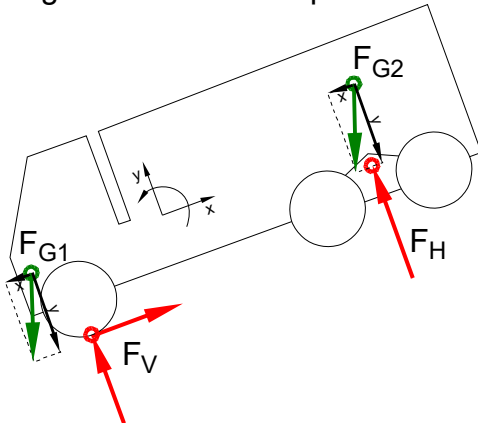
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

1 Lageskizze Holztransporter

6,0



$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \sin 7^\circ = 6,09 \text{ kN}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \cos 7^\circ = 49,63 \text{ kN}$$

$$F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 120 \text{ kN} \cdot \sin 7^\circ = 14,64 \text{ kN}$$

$$F_{G2y} = F_{G2} \cdot \cos \alpha = 120 \text{ kN} \cdot \cos 7^\circ = 119,11 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_V = 0 = +F_{G1x} \cdot l_4 + F_{G1y} \cdot l_1 + F_{G2x} \cdot l_5 - F_{G2y} \cdot l_3 + F_H \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_H = \frac{-F_{G1x} \cdot l_4 - F_{G1y} \cdot l_1 - F_{G2x} \cdot l_5 + F_{G2y} \cdot l_3}{l_2}$$

$$= \frac{-6,09 \text{ kN} \cdot 1100 \text{ mm} - 49,63 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} - 14,64 \text{ kN} \cdot 1900 \text{ mm} + 119,11 \text{ kN} \cdot 4400 \text{ mm}}{4000 \text{ mm}}$$

$$= 116,19 \text{ kN} \quad (\text{Hinterachskräfte gesamt})$$

$$F_{HAchse} = \frac{F_H}{2} = \frac{116,19 \text{ kN}}{2} = 58,1 \text{ kN} \quad (\text{je hinterer Achse})$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{G1x} - F_{G2x} + F_{Vx} \Rightarrow$$

$$F_{Vx} = +F_{G1x} + F_{G2x} = +6,09 \text{ kN} + 14,64 \text{ kN} = +20,7 \text{ kN} \quad (\text{Bremskraft})$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1y} - F_{G2y} + F_{Vy} + F_H \Rightarrow$$

$$F_{Vy} = +F_{G1y} + F_{G2y} - F_H = 49,63 \text{ kN} + 119,11 \text{ kN} - 116,19 \text{ kN} = 52,6 \text{ kN} \quad (\text{Aufstandskraft})$$

$$F_V = \sqrt{F_{Vx}^2 + F_{Vy}^2} = \sqrt{(20,7 \text{ kN})^2 + (52,6 \text{ kN})^2} = 56,4 \text{ kN} \quad (\text{Achskraft vorne})$$

$$\alpha_V = \arctan \frac{F_{Vy}}{F_{Vx}} = \arctan \frac{52,6 \text{ kN}}{20,7 \text{ kN}} = 68,5^\circ \quad (\text{nach rechts oben gegen den Untergrund})$$

Statik (rechnerisch)



2 LS Ausleger (siehe unten)

56

6,0

$$\beta = \arctan \frac{l_{10}}{l_6 - l_6} = \arctan \frac{1500 \text{ mm}}{1000 \text{ mm} - 250 \text{ mm}} = \arctan 2 = 63,43^\circ$$

$$\Sigma M_A = 0 = +F_{By} \cdot l_7 - F_{G3} \cdot l_8 - F_S \cdot l_9 \Rightarrow$$

$$F_{By} = \frac{F_{G3} \cdot l_8 + F_S \cdot l_9}{l_7} = \frac{12 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} + 10 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}}{1 \text{ m}} = 74 \text{ kN}$$

$$F_B = \frac{F_{By}}{\cos \beta} = \frac{74 \text{ kN}}{\sin 63,43^\circ} = 82,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_{Bx} \Rightarrow F_{Ax} = -F_{Bx} = -F_B \cdot \cos \beta = -82,7 \cdot \cos 63,43^\circ = -37,0 \text{ kN}$$

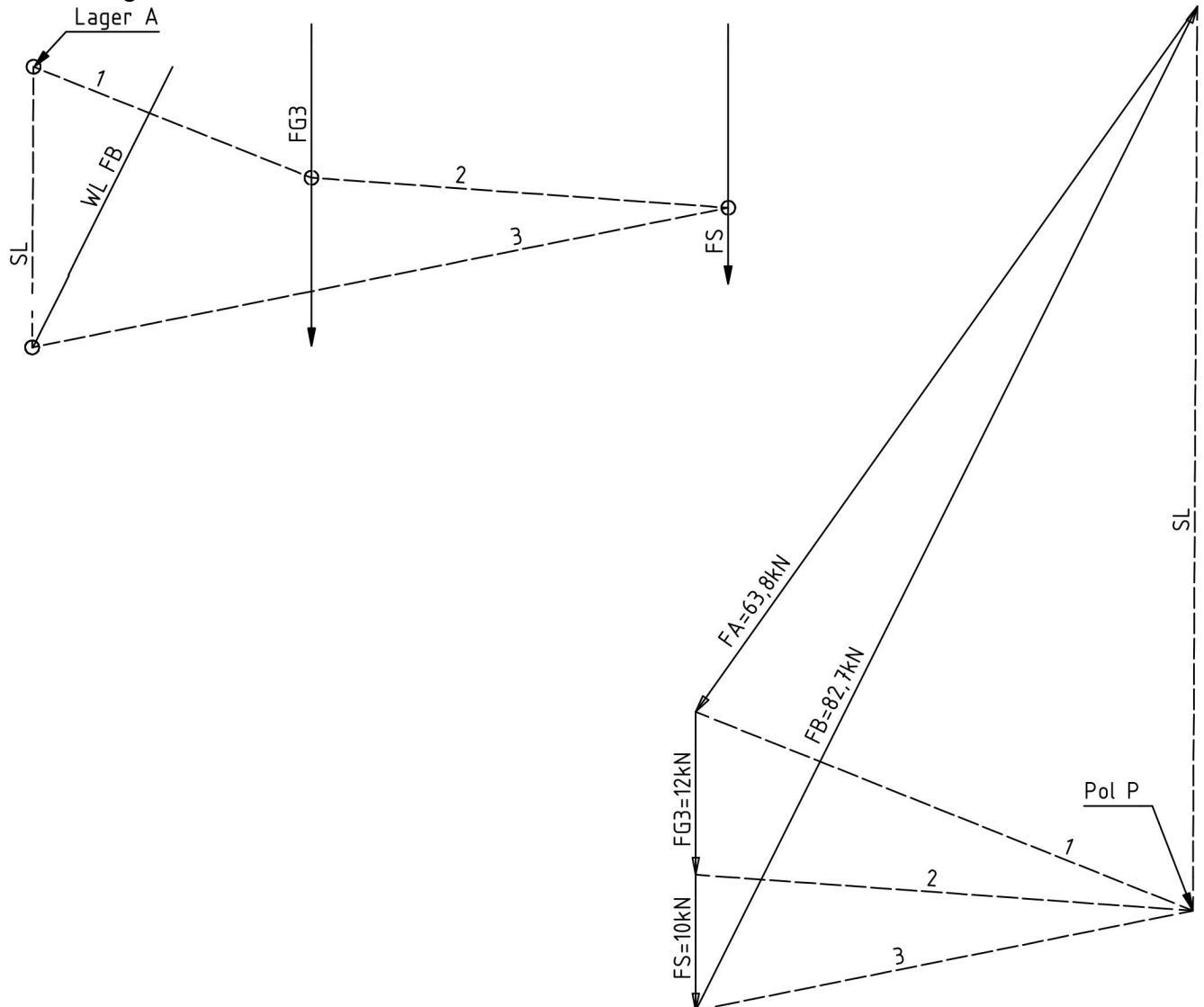
$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} + F_{By} - F_{G3} - F_S \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = -F_{By} + F_{G3} + F_S = -74 \text{ kN} + 12 \text{ kN} + 10 \text{ kN} = -52 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-52 \text{ kN})^2 + (-37 \text{ kN})^2} = 63,82 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{-52 \text{ kN}}{-37 \text{ kN}} = 54,57^\circ \quad (\text{nach links unten gegen die Waagerechte})$$

$$\alpha = 236,66^\circ \quad \text{gegen die } +x\text{-Achse}$$

LP Ausleger $M_L = 5000 \text{ mm} / 100 \text{ mm}$ KP $M_K = 10 \text{ kN} / 20 \text{ mm}$ 



3

3.1 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

3,0

 $\tau_{aB} = 390 \text{ N/mm}^2$ (E295 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F_{Z1}}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{390 \text{ N/mm}^2}{5} = 78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_{Z1}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{85 \text{ kN}}{2 \cdot 78 \text{ N/mm}^2} = 545 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \Rightarrow$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{(40 \text{ mm})^2 - \frac{4 \cdot 545 \text{ mm}^2}{\pi}} = 30,1 \text{ mm} \quad \text{oder kleiner}$$

Scherfestigkeit (Hohlbolzen InnenØ)

$$3.2 \quad A = 2 \cdot b \cdot D = 2 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 40 \text{ mm} = 800 \text{ mm}^2$$

3,5

$$p_{zul} > p = \frac{F_{Z1}}{A}$$

$$75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} > \frac{85 \text{ kN}}{800 \text{ mm}^2} = 106 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{Aussage ist falsch}$$

Da die vorhandene Flächenpressung größer als die zulässige ist, muss die Konstruktion geändert werden, z.B.

- Stegbreite b vergrößern
- Außendurchmesser D vergrößern
- Geeignete Buchse um den Bolzen legen

Konstruktive Maßnahmen mit dem Ziel, die Belastung des Bolzen zu verringern, sind nicht geeignet, wenn sie die Tragfähigkeit des Auslegers beeinträchtigen.

Flächenpressung prüfen

Alternativ kann man die erforderliche Stegbreite b oder den erforderlichen Durchmesser d ermitteln und daraus die Schlüsse ziehen:

$$p_{zul} > p = \frac{F_{Z1}}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{Z1}}{p_{zul}} = \frac{85 \text{ kN}}{75 \text{ N/mm}^2} = 1133 \text{ mm}^2$$

$$A = 2 \cdot b \cdot D \Rightarrow$$

$$b_{erf} = \frac{A_{erf}}{2 \cdot D} = \frac{1133 \text{ mm}^2}{2 \cdot 40 \text{ mm}} = 14,2 \text{ mm}$$

oder

$$D_{erf} = \frac{A_{erf}}{2 \cdot b} = \frac{1133 \text{ mm}^2}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 56,7 \text{ mm}$$



4

- 4.1 Das maximale Biegemoment herrscht, wenn der Greifarm ausfährt (Zylinderkraft F_{Z2} und Last F_S wirken in die gleiche Richtung) und die äußerste Stellung erreicht (größter Hebelarm). Es wirkt am Austritt des Greifarms aus der Führung. 4,5

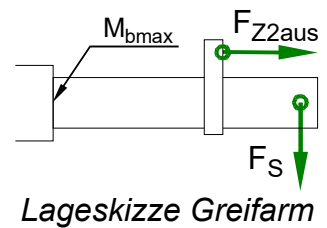
$$M_{bmax} = |-F_S \cdot l_{11} - F_{Z2aus} \cdot l_{12}| = 10 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} + 8 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm} = 27,4 \text{ kNm}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{3} = 126,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{27,4 \text{ kNm}}{126,7 \text{ N/mm}^2} = 216,3 \text{ cm}^3$$

Biegemoment ermitteln



- 4.2 Die erforderliche Wandstärke ist ein Problem der Art Nullstelle eines Polynoms 4. Grades, das man mit einem CAS-Rechner lösen kann : 4,0

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{B \cdot H^3 - (B - 2 \cdot s) \cdot (H - 2 \cdot s)^3}{6 \cdot H}$$

$$216316 \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot s) \cdot (160 - 2 \cdot s)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 \Rightarrow s_{erf} = 11,2 \text{ mm} \rightarrow \text{gewählt: } s = 12 \text{ mm}$$

Oder man berechnet die Widerstandsmomente der lieferbaren Profile und vergleicht die Ergebnisse mit dem geforderten Wert. Zweckmäßig beginnt man mit der mittleren Wandstärke, damit man anschließend weiß, wohin es weiter geht:

$$W(s_2 = 8 \text{ mm}) = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot 8) \cdot (160 - 2 \cdot 8)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - 84 \cdot 144^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = 165,4 \text{ cm}^3 < 216,3 \text{ cm}^3$$

$$W(s_3 = 12 \text{ mm}) = \frac{100 \cdot 160^3 - (100 - 2 \cdot 12) \cdot (160 - 2 \cdot 12)^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = \frac{100 \cdot 160^3 - 76 \cdot 136^3}{6 \cdot 160} \text{ mm}^3 = 227,5 \text{ cm}^3 > 216,3 \text{ cm}^3$$

s_2 reicht nicht aus, s_3 kann gewählt werden.

- 5 $P_p = 2\pi \cdot M_p \cdot n_p = 2\pi \cdot 300 \text{ Nm} \cdot 800 \text{ min}^{-1} = 2\pi \cdot 300 \text{ Nm} \cdot 13,3 \text{ s}^{-1} = 25,1 \text{ kW}$ 3,0

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} = \frac{P_p}{P_M} \rightarrow P_M = \frac{P_p}{\eta} = \frac{25,1 \text{ kW}}{0,8} = 31,4 \text{ kW}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_M}{n_p} \Rightarrow n_M = i \cdot n_p = 2,5 \cdot 800 \text{ min}^{-1} = 2000 \text{ min}^{-1} = 33,3 \text{ s}^{-1}$$

oder (Drehzahl n_M wie oben)

$$i \cdot \eta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_p}{M_M} \Rightarrow M_M = \frac{M_p}{i \cdot \eta} = \frac{300 \text{ Nm}}{2,5 \cdot 0,8} = 150 \text{ Nm}$$

$$P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M = 2\pi \cdot 150 \text{ Nm} \cdot 2000 \text{ min}^{-1} = 2\pi \cdot 150 \text{ Nm} \cdot 33,3 \text{ s}^{-1} = 31,4 \text{ kW}$$

30,0



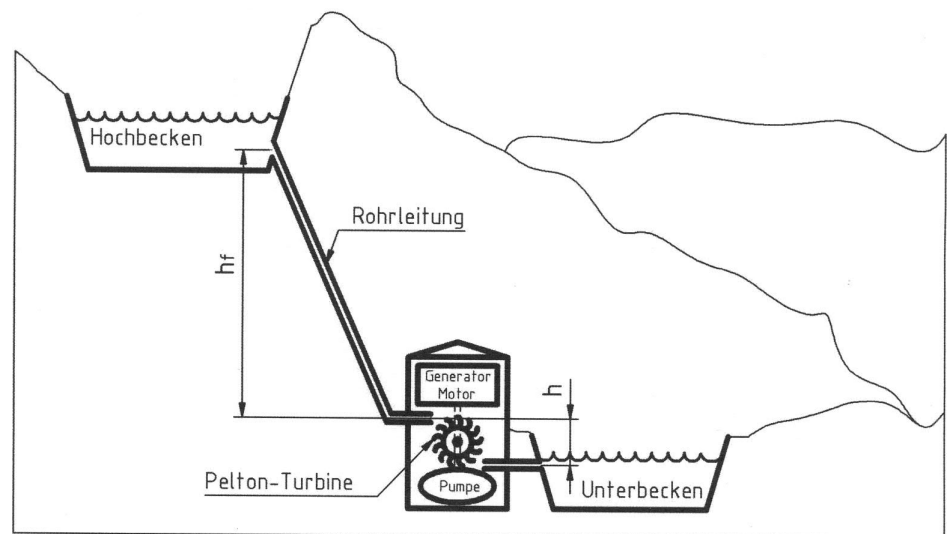
tgt HP 2009/10-5: Pumpspeicherkraftwerk

Ein Pumpspeicherkraftwerk besitzt über dem Maschinenhaus ein Hochbecken mit $4 \cdot 10^6 \text{ m}^3$ Wasser.

Punkte

Daten:

Fallhöhe	$h_f = 480 \text{ m}$
Höhe	$h = 3 \text{ m}$
Rohrleitung	$\eta_R = 0,96$
Turbine	$\eta_T = 0,93$
Generator	$\eta_G = 0,98$
Pumpe	$\eta_P = 0,95$
Motor	$\eta_M = 0,92$



- 1 Zeichnen Sie das Energiefluss-Schaubild (Sankey-Diagramm) für das Hochpumpen des Wassers. 5,0
- 2 Berechnen Sie den Gesamtwirkungsgrad η_{ges} bei der Stromerzeugung. 1,5
- 3 Zehn Prozent des Speichervolumens werden in das Hochbecken gepumpt. Wie viel elektrische Energie in MWh muss dazu aus dem Netz entnommen werden? 4,0
- 4 Die Wassermenge $V = 4 \cdot 10^5 \text{ m}^3$ strömt während der Zeit von 5 Stunden über die Turbine in das Unterbecken. Berechnen Sie die hierbei durchschnittlich abgegebene elektrische Leistung des Pumpspeicherkraftwerks. 3,5
- 5 Mit welcher Geschwindigkeit prallt das herabfließende Wasser auf die Pelton-Turbine? 3,0
- 6 Die Antriebswelle des Generators besteht aus dem Werkstoff C60. 3,5
- 6.1 Skizzieren Sie die Abkühlungskurve, ausgehend von der Schmelze bis zur Raumtemperatur und geben Sie die jeweiligen Gefügestrukturen sowie die Gitterstrukturen mit den entsprechenden Temperaturbereichen an. 2,0
- 6.2 Beschreiben Sie den Verlauf der Abkühlungskurve vom Bereich der Schmelze bis zur Temperatur von 1000°C . 1,0
- 6.3 Skizzieren und beschriften Sie das Schlifffbild des Werkstoffs bei Raumtemperatur. 2,5
- 6.4 Geben Sie das Verhältnis der Gefügebestandteile des Werkstoffs der Antriebswelle bei Raumtemperatur an. 1,5
- 7 Um den Verschleiß der Antriebswelle zu mindern, werden die Lagerstellen rand-schichtgehärtet. 2,5
- 7.1 Nennen Sie hierfür zwei Verfahren und geben Sie für jedes dieser Verfahren die Faktoren an, welche die Einhärtetiefe beeinflussen. 1,5
- 7.2 Begründen Sie, warum die Antriebswelle nicht durchgehärtet werden darf.

$\Sigma = 30,0$



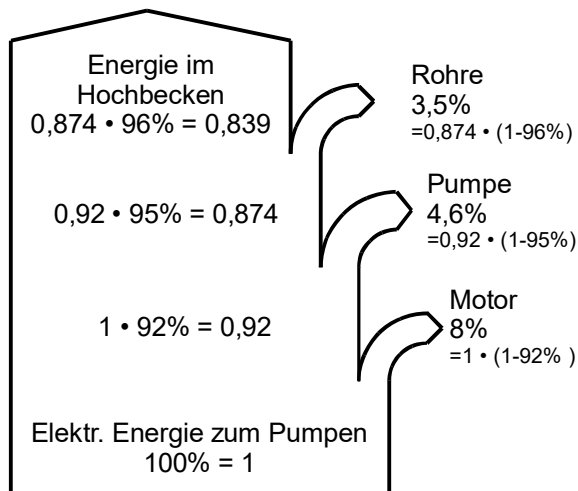
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

1

5,0



2

$$\eta_{ges} = \eta_R \cdot \eta_T \cdot \eta_G = 0,96 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 0,875$$

1,5

3

Verlustfrei:

4,0

$$W_{pot} = m \cdot g \cdot (h_f + h) = V \cdot \rho \cdot g \cdot (h_f + h) = 10 \% \cdot 4 \cdot 10^6 m^3 \cdot \frac{1000 kg}{m^3} \cdot 9,81 (10) \frac{m}{s^2} \cdot (480 + 3) m$$

$$= 1,895 (1,932) \cdot 10^6 MJ \cdot \frac{h}{3600s} = 526,5 (536,7) MWh$$

mit Verlusten:

$$W_{elektr} = \frac{W_{pot}}{\eta_{hoch}} = \frac{W_{pot}}{\eta_M \cdot \eta_P \cdot \eta_R} = \frac{1,895 (1,932) \cdot 10^6 MJ}{0,92 \cdot 0,95 \cdot 0,96} = \frac{1,895 (1,932) \cdot 10^6 MJ}{0,839}$$

$$= 2,26 (2,30) \cdot 10^6 MJ \cdot \frac{h}{3600s} = 627,5 (639,6) MWh$$

4

Verlustfrei:

3,5

$$W_{pot} = m \cdot g \cdot h_f = V \cdot \rho \cdot g \cdot h_f = 4 \cdot 10^5 m^3 \cdot \frac{1000 kg}{m^3} \cdot 9,81 (10) \frac{m}{s^2} \cdot 480 m$$

$$= 1,884 (1,920) \cdot 10^6 MJ \cdot \frac{h}{3600s} = 523,2 () MWh$$

$$P_{pot} = \frac{W_{pot}}{t} = \frac{1,884 (1,920) \cdot 10^6 MJ}{5 h}$$

$$= 0,377 (0,384) \cdot 10^6 \frac{MJ}{h} = 104,6 (106,7) MW$$

mit Verlusten:

$$P_{elektr} = P_{pot} \cdot \eta_{ges} = 104,6 (106,7) MW \cdot 0,875 = 91,5 (93,3) MW$$

5

$$W_{pot} \cdot \eta_R = W_{kin}$$

3,0

$$m \cdot g \cdot h_f \cdot \eta_R = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_f \cdot \eta_R} = \sqrt{2 \cdot 9,81 (10) \frac{m}{s^2} \cdot 480 m \cdot 0,96}$$

$$= 95,1 (96,0) \frac{m}{s}$$

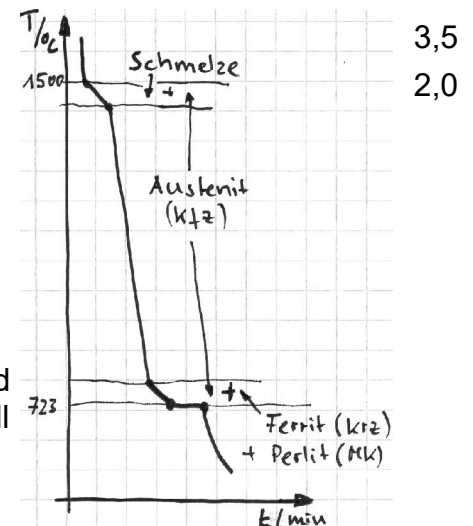


6

6.1 siehe Bild rechts

6.2 Beschreibung des Verlaufes der Abkühlungskurve:
 Oberhalb der Soliduslinie A-C: steil (asymptotisch zur RT)
 Zwischen Solidus- und Liquiduslinie: flacher
 Unterhalb Soliduslinie A-E bis 1000°C: steil

Begründung, Erklärung o.ä. ist in dieser Formulierung der Aufgabe nicht verlangt. Wer aber befürchten muss, dass sein Korrektor dies anders interpretiert, sollte etwas ausführlicher antworten. Man könnte erklären, dass zwischen Solidus- und Liquiduslinie der geschmolzene Stahl zu Austenit erstarrt und die frei werdende Kristallisationsenergie den Temperaturabfall verlangsamt.

3,5
2,0

6.3 siehe Bild rechts

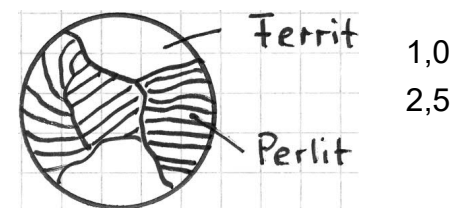
6.4 C60 besteht aus:
 0,6% C und Rest Fe

bzw.

$$\frac{0,8\% - 0,6\%}{0,8\% - 0\%} = 25\% \text{ Ferrit und } \frac{0,6\% - 0\%}{0,8\% - 0\%} = 75\% \text{ Perlit}$$

bzw.

$$\frac{6,67\% - 0,6\%}{6,67\% - 0\%} = 91\% \text{ Ferrit und } \frac{0,6\% - 0\%}{6,67\% - 0\%} = 9\% \text{ Zementit.}$$

1,0
2,5

7

7.1 C60 enthält genügend Kohlenstoff, um martensitisch gehärtet zu werden.
 Verfahren:

2,5

Flammhärtung: Härtetiefe hängt ab von der Stärke der Flamme am Werkstoff und von der Dauer ihres Einwirkens

Induktionshärtung: Härtetiefe hängt ab von der Stärke und Frequenz des induzierenden Magnetfeldes und von der Dauer des Einwirkens.

Einsatzhärten ist nicht möglich, da C60 dafür zu viel Kohlenstoff enthält.

Nitrierhärten ist nicht möglich, da C60 keine Nitrid-bildenden Legierungselemente enthält.

7.2 Vermutlich treten im Betrieb hohe und auch wechselnde Belastungen auf. Diese erfordern Zähigkeit, die beim Durchhärten stark verringert würde.

1,5

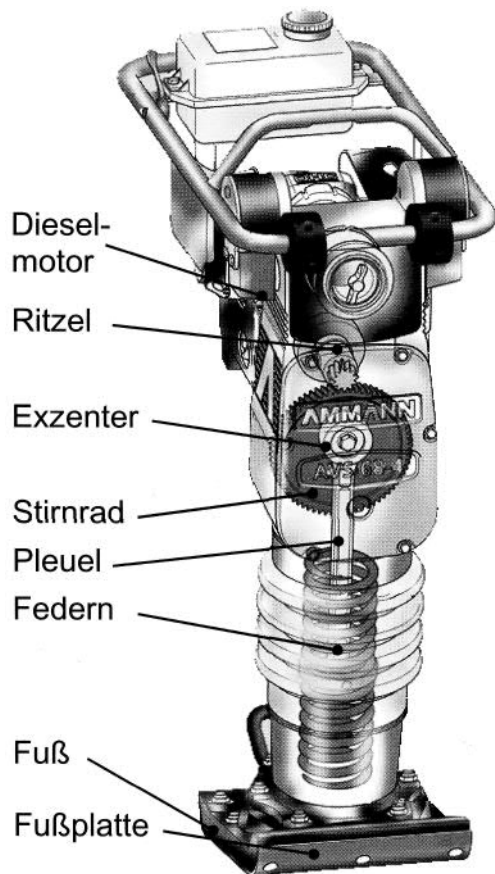
 $\Sigma = 30,0$



tgt HP 2008/09-1: Vibrationsstampfer

Der Stampfer dient zum Verdichten von Böden. Als Antrieb dient ein 4-Takt-Dieselmotor mit einem Zylinder. Die Kraftübertragung vom Motor auf den Fuß erfolgt über Ritzel → Stirnrad → Exzenter → Pleuel.

Durch das Pleuel werden die Federn gespannt und entspannt und der Fuß in vertikale Schwingungen versetzt.



Daten:

Motordrehzahl	n_M	=	3400 min ⁻¹
minimales Volumen	V_2	=	4,9 cm ³
Motorwirkungsgrad	η_M	=	0,3
Wirkungsgrad des Zahntriebes	η_Z	=	0,9
Reibungsverlust der Federn	R_F	=	30 %
Ritzel	z_1	=	11
Stirnrad	z_2	=	44
Schlagarbeit je Hub	W_s	=	105 J

Punkte

- | | | |
|-----|--|-----|
| 1 | Bei jeder Abwärtsbewegung des Fußes wird die angegebene Schlagarbeit an den Untergrund abgegeben. | |
| 1.1 | Bestimmen Sie den Gesamtwirkungsgrad des Stampfers. | 1,0 |
| 1.2 | Zeichnen Sie das Energieflussdiagramm. | 3,0 |
| 1.3 | Berechnen Sie die in einer Stunde vom Stampfer an den Boden abgegebene Arbeit und die dazu nötige Leistung des Dieselmotors. | 3,0 |
| 1.4 | Wie viele Liter Diesel verbraucht der Motor dabei in einer Stunde? | 2,0 |



- 2 Betrachtet wird ein Arbeitszyklus des Dieselmotors (ohne Ladungswechsel).
Daten:
- | | | | |
|----------------------------|-------|---|---------------------|
| Druck der angesaugten Luft | p_1 | = | 0,9 bar |
| Temperatur | T_1 | = | 305 K |
| Volumen | V_1 | = | 103 cm ³ |
- 2.1 Bestimmen Sie die Temperatur T_2 und den Druck p_2 nach der Kompression. 3,0
- 2.2 Berechnen Sie die für die Kompression erforderliche spezifische Arbeit. 2,0
- 3 Am Ende des Verdichtungstaktes befinden sich 105 mg Luft im Zylinder. Durch die Verbrennung des eingespritzten Dieselkraftstoffs vergrößert sich das Volumen auf $V_3 = 11 \text{ cm}^3$ und die Temperatur steigt von $T_2 = 1030 \text{ K}$ auf T_3 .
- 3.1 Wie viel Kraftstoff muss dafür in einer Stunde verbrannt werden? 5,0
- 3.2 Vergleichen Sie das Ergebnis mit dem unter 1.4 berechneten und begründen Sie die unterschiedlichen Ergebnisse. 1,0
- 4 Zur Veranschaulichung wird der Vergleichsprozess des Dieselmotors in einem p-V-Diagramm dargestellt.
- 4.1 Skizzieren Sie dieses Diagramm und kennzeichnen Sie den Wärmeaustausch. 2,5
- 4.2 Begründen Sie mit Hilfe des p-V-Diagramms, warum Wärme-Kraft-Maschinen immer rechtsdrehende Prozesse zu Grunde liegen. 1,5
- 5 Die Fußplatte ist aus C105U (C105W1). Im Anlieferungszustand hat der Werkstoff eine Brinell-Härte von 210 HB.
- 5.1 Begründen Sie, warum der Werkstoff im Anlieferungszustand nicht für den Einsatz geeignet ist. 1,0
- 5.2 Wählen Sie ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren, durch das die für den Einsatz notwendigen Eigenschaften erreicht werden. 3,0
Beschreiben Sie den Ablauf des Verfahrens und geben Sie die dabei notwendigen Temperaturen an.
- 5.3 Erklären Sie, warum das Brinell-Verfahren nach der Wärmebehandlung nicht mehr zur Härteprüfung geeignet ist und begründen Sie ein geeignetes Prüfverfahren. 2,0

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

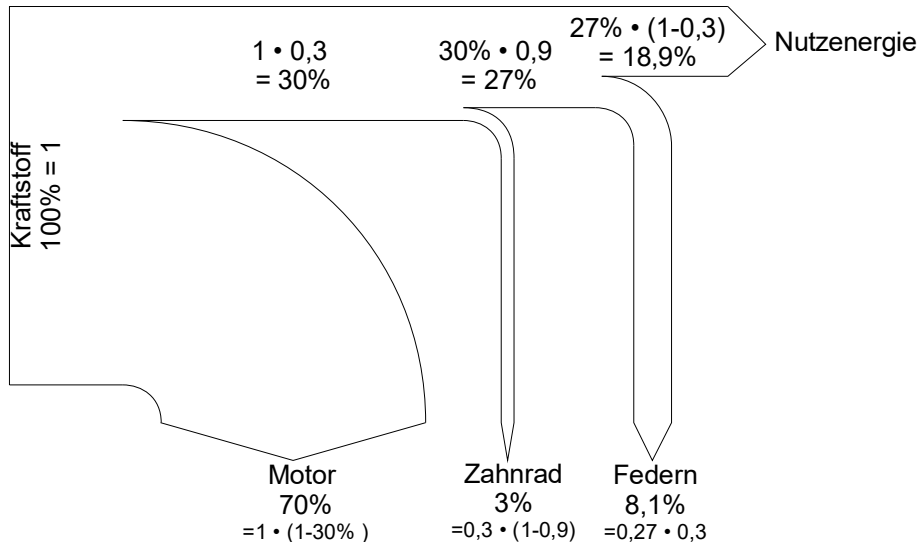
Punkte

1

$$1.1 \quad \eta_{\text{ges}} = \eta_H \cdot \eta_Z \cdot \eta_F = 0,3 \cdot 0,9 \cdot (1 - 30\%) = 0,189$$

4,0

1.2



1.3

$$P_{\text{Sab}} = W_s \cdot \frac{n_M}{i} = W_s \cdot n_M \cdot \frac{z_1}{z_2} = 105 \text{ J} \cdot 3400 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{11}{44} = 89250 \frac{\text{J}}{\text{min}} = 1,488 \text{ kW}$$

$$W_{\text{Sab}} = P_{\text{Sab}} \cdot 1 \text{ h} = 1,488 \text{ kWh} = 5355 \text{ kJ} \quad (\text{je Stunde})$$

$$P_{\text{Mab}} = \frac{P_{\text{Sab}}}{\eta_Z \cdot \eta_F} = \frac{1,488 \text{ kW}}{0,9 \cdot (1 - 30\%)} = 2,361 \text{ kW}$$

1.4

$$P_{\text{Mzu}} = \frac{P_{\text{Sab}}}{\eta_{\text{ges}}} = \frac{1,488 \text{ kW}}{0,189} = 7,870 \text{ kW}$$

2,0

$$\dot{m}_{\text{Diesel}} = \frac{P_{\text{Mzu}}}{H_{\text{UDiesel}}} = \frac{7,870 \text{ kW}}{42 \text{ MJ/kg}} = 0,187 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 674,6 \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{\text{Diesel}} = \frac{\dot{m}_{\text{Diesel}}}{\rho_{\text{Diesel}}} = \frac{674,6 \text{ g/h}}{0,83 \text{ kg/l}} = 0,812 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

2 p-V-Diagramm siehe unten

2.1 Die Kompression von (1) nach (2) verläuft adiabatisch.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,005}{0,718} = 1,4$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} = 305 \text{ K} \cdot \left(\frac{103 \text{ cm}^3}{4,9 \text{ cm}^3} \right)^{1,4-1} = 1031 \text{ K}$$

$$\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\kappa-1} \rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} = 0,9 \text{ bar} \cdot \left(\frac{103 \text{ cm}^3}{4,9 \text{ cm}^3} \right)^{1,4} = 64,0 \text{ bar}$$

2.2

$$w_{12} = \frac{W_{12}}{m} = - \frac{m \cdot R_i \cdot T_1}{1 - \kappa} \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] = - \frac{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 305 \text{ K}}{1 - 1,4} \cdot \left[\left(\frac{103 \text{ cm}^3}{4,9 \text{ cm}^3} \right)^{1,4-1} - 1 \right] = 521 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



3 Isobare Wärmezufuhr

$$3.1 \quad \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{V_2}{V_3} = 1030 \text{ K} \cdot \frac{11 \text{ cm}^3}{4,9 \text{ cm}^3} = 2312 \text{ K}$$

$$Q_{32} = c_p \cdot m \cdot \Delta T = c_p \cdot m \cdot (T_3 - T_2) = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,105 \text{ g} \cdot (2312 - 1030) \text{ K} = 135 \text{ J}$$

$$m_{\text{Diesel}} = \frac{Q}{H_u} = \frac{135 \text{ J}}{42 \text{ MJ/kg}} = \frac{135 \text{ J}}{42 \text{ J/mg}} = 3,22 \text{ mg} \quad (\text{je Einspritzung})$$

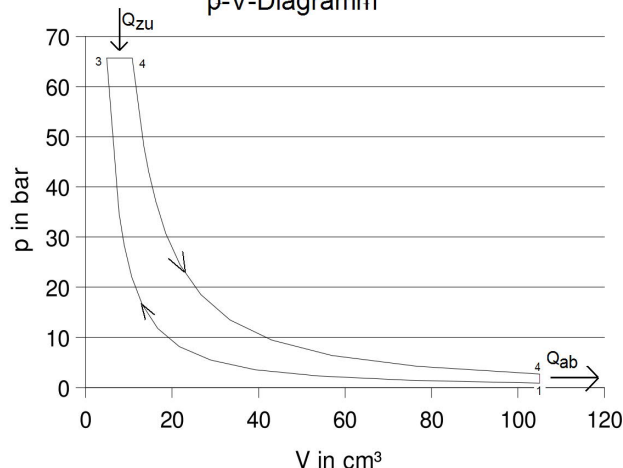
$$\dot{m}_{\text{Diesel}} = m_{\text{Diesel}} \cdot \frac{n_M}{2} = 3,22 \text{ mg} \cdot \frac{3400}{2 \cdot \text{min}} = 5,48 \frac{\text{g}}{\text{min}} = 328 \frac{\text{g}}{\text{h}} \quad (\rightarrow \dot{V} = 0,395 \frac{\text{l}}{\text{h}})$$

Der Teiler 2 unter n_M resultiert aus dem 4-Takt-Verfahren, das nur bei jeder 2. Umdrehung einspritzt. Die Zylinderzahl erscheint hier nicht, weil sie $z=1$ beträgt.

- 3.2 Der theoretische Verbrauch aus Aufgabe 3.1 ist geringer als der praktische Verbrauch aus Aufgabe 1.4, da in der Theorie keine Verluste durch Reibung, Wärmefluss, Strömungswiderstände, unvollständige Verbrennung usw. auftreten.

4 Wärme-Kraft-Maschine (WKM)

4.1 p-V-Diagramm



- 4.2 Im p-V-Diagramm kann man Arbeit als Fläche unter den Zustandslinien ablesen. Verläuft ein Prozess (eine Linie) nach rechts, wird Arbeit abgegeben, verlaufen sie nach links, wird Arbeit aufgenommen. Bei rechtsdrehenden Prozessen wird mehr Arbeit abgegeben als aufgenommen, d.h. sie geben Arbeit ab wie es sich für eine WKM gehört.

Darüber hinaus hängt der Zusammenhang zwischen "rechtsdrehend" und WKM von einigen Konventionen ab. Dazu gehören die Definition einer WKM und die übliche Darstellung eines p-V-Diagrammes. Würde man das Diagramm an der x- oder der y-Achse gespiegelt darstellen, würde sich der Drehsinn der Kurve nämlich ändern.



- 5 Fußplatte
- 5.1 Die Fußplatte muss sicherlich mehreren Anforderungen genügen, z.B. Verschleißfestigkeit, Festigkeit, Zähigkeit, Korrosionsbeständigkeit usw., die wiederum konstruktiv auf verschiedene Weisen erreicht werden können, z.B. Härten oder Beschichten für die Verschleißfestigkeit. Die Angaben im Umfeld der Frage deuten darauf hin, dass die Frage auf die Härte (Verschleißfestigkeit) oder vielleicht auch Vergüten (Verschleißfestigkeit und Zähigkeit) abzielt. Vergüten kann man ausschließen, da C105U laut Tabellenbuch zwar zum Härten, aber im Gegensatz zu den niedrig legierten Varianten wie 105V nicht zum Vergüten vorgesehen ist. Wenn man so weit gekommen ist, muss man nur noch begründen, warum eine Fußplatte hart sein muss.
- 5.2 Das geeignete Verfahren ist Härten mit dem folgenden Ablauf:
Auf Härtetemperatur (770..790°C) bringen
Härtetemperatur halten
Abschrecken mit Wasser
Anlassen mit 100..300°C
Die Temperaturangaben stammen aus dem Tabellenbuch. Man kann die Härtetemperatur auch aus dem Eisen-Kohlenstoff-Diagramm schließen (ca. 50°C über der GSK-Linie).
- 5.3 Laut Tabellenbuch erreicht man beim Härten von C105U je nach Anlasstemperatur eine Härte von 56 bis 63HRC. Die oberen Werte liegen nach der Umwertungstabelle außerhalb des Messbereiches der Härteprüfung nach Brinell, deren Prüfkörper (Hartmetall-Kugel) für hohe Härtewerte nicht geeignet ist. Für gehärteten Stahl geeignet sind HRC und HV.

$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2008/09-2: Aluminiumerzeugung

Punkte

- 1 Aluminium wird durch Elektrolyse aus geschmolzener Tonerde (Al_2O_3) gewonnen. Tonerde bildet mit dem Aluminiumsalz Kryolith ein Kristallgemisch. Dies nutzt man bei der Elektrolyse aus, um den Schmelzpunkt der Tonerde zu senken. Tonerde schmilzt bei 2050°C , Kryolith bei 1000°C , ihr Eutektikum liegt bei 18,5% Tonerde und schmilzt bei 935°C .

- 1.1 Zeichnen Sie das Zustandsschaubild, und beschriften Sie die Linien und Phasenfelder. 4,0

- 2 Das erzeugte Aluminium wird zu hochfestem Aluminium verarbeitet. Die Eigenschaften werden im Zugversuch untersucht. Zugprobe: DIN 50125-E5x10x40
Messprotokoll

Messung Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F in kN	0	4,8	9,6	14,4	19,2	24,0	26,2	27,2	25,2
ΔL in mm	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,5	1,2	1,8	3,2

- 2.1 Zeichnen Sie das Spannungs-Dehnungs-Diagramm. 4,0

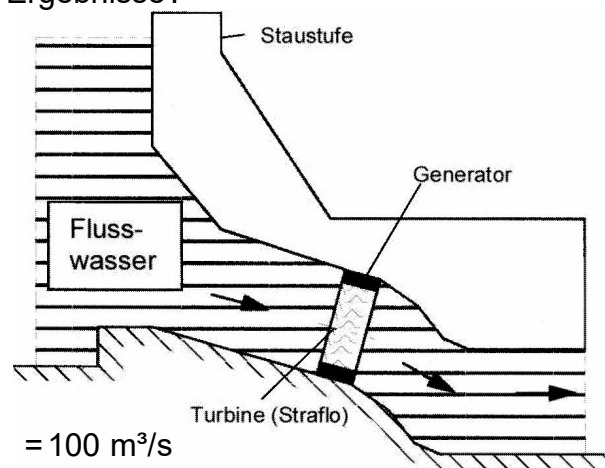
- 2.2 Ermitteln Sie aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm folgende Kennwerte: Dehngrenze, Zugfestigkeit, Bruchdehnung, E-Modul 4,0

- 2.3 Welche Zugprobe der Form A liefert gleiche Ergebnisse? 2,0

- 3 Zur Aluminiumerzeugung wird die elektrische Energie von einem Laufwasserkraftwerk (LWK) bereitgestellt.

- 3.1 Skizzieren Sie das Blockschaltbild eines Laufwasserkraftwerkes mit den auftretenden Energieformen. 2,0

- 3.2 Wie viel Aluminium kann jährlich mit der Leistung des Laufwasserkraftwerkes erzeugt werden? 2,0



Daten:

Turbinendurchsatz: $\dot{V} = 100 \text{ m}^3/\text{s}$

Mittlere Fallhöhe des Wassers: $h = 5 \text{ m}$

Wirkungsgrad des Kraftwerks $\eta_{\text{LWK}} = 0,92$

Für 1 kg Aluminium sind 15 kWh elektrische Energie erforderlich.

- 3.3 Laufwasserkraftwerke tragen zur Deckung der Grundlast bei. Erläutern Sie den Begriff der Grundlast und nennen Sie eine weitere Kraftwerksart, welche diese Aufgabe erfüllt. 2,0

- 4 Aluminiumhütten beziehen zusätzlich elektrische Energie aus Steinkohlekraftwerken (SKK). Der Dampfprozess ist im Arbeitsblatt näherungsweise dargestellt.

- 4.1 Kennzeichnen Sie die zugeführte spezifische Wärme q_{zu} auf dem Arbeitsblatt. 2,0

- 4.2 Berechnen Sie näherungsweise die zugeführte spezifische Wärme q_{zu} . 4,0

- 4.3 Zur Erzeugung von 1 kg Aluminium werden 15 kWh an elektrischer Energie benötigt. 2,0

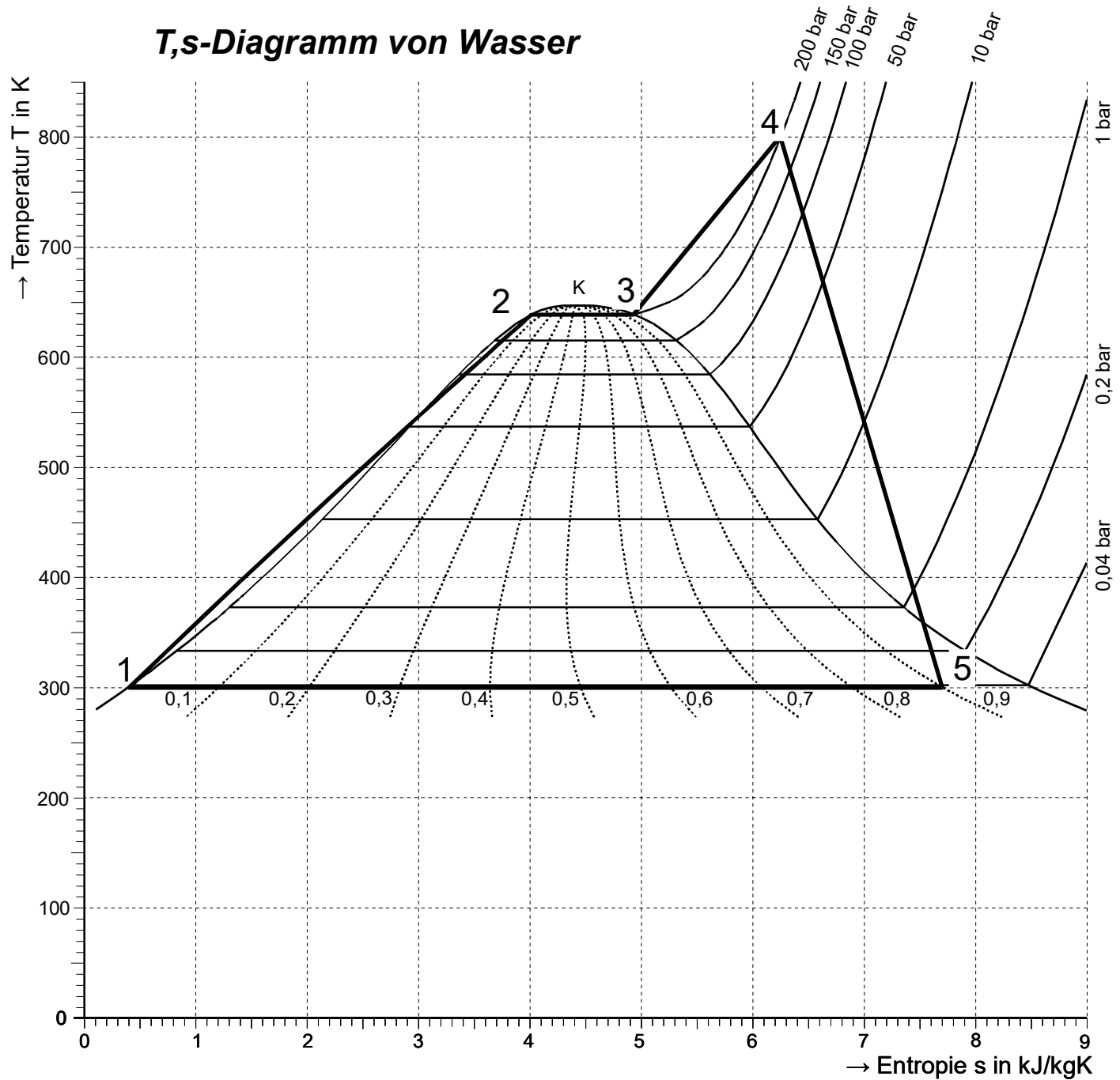
Welche Masse an Steinkohle wird je Tonne Aluminium benötigt, wenn das Steinkohlekraftwerk einen Wirkungsgrad von $\eta_{\text{SKK}} = 0,38$ hat?

$\Sigma = 30,0$



Arbeitsblatt

Zu den Aufgaben 4.1 und 4.2





Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

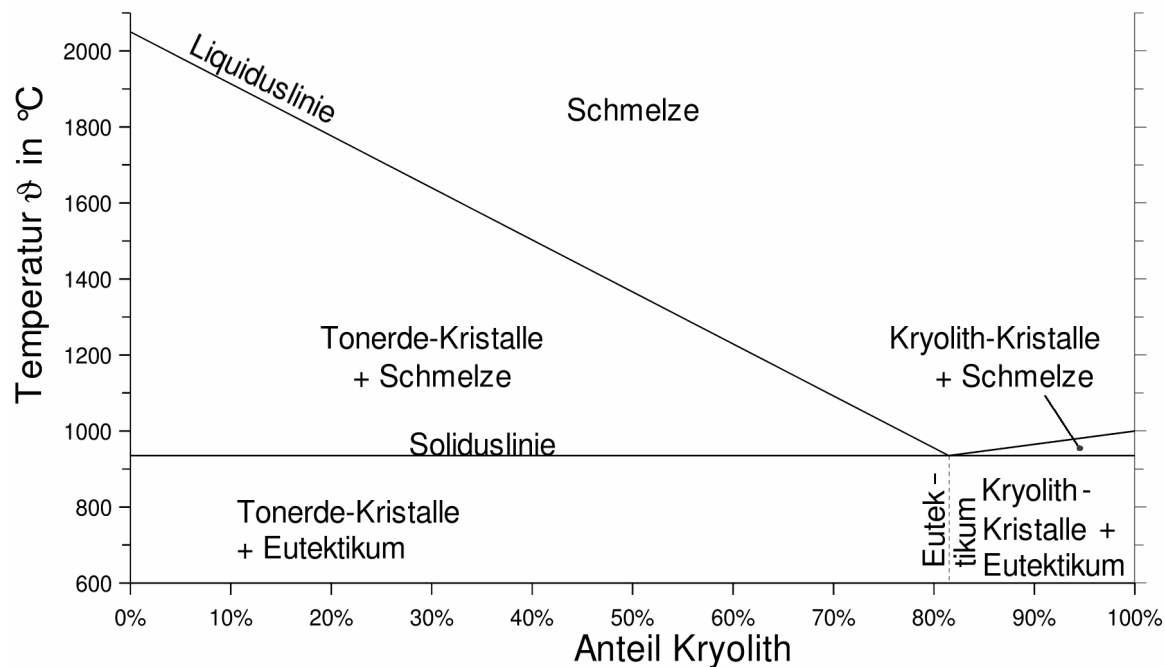
Punkte _____

1

1.1

Zustandsdiagramm Tonerde - Kryolith

4,0





2

2.1 Beispielrechnung für das zweite Wertepaar

4,0

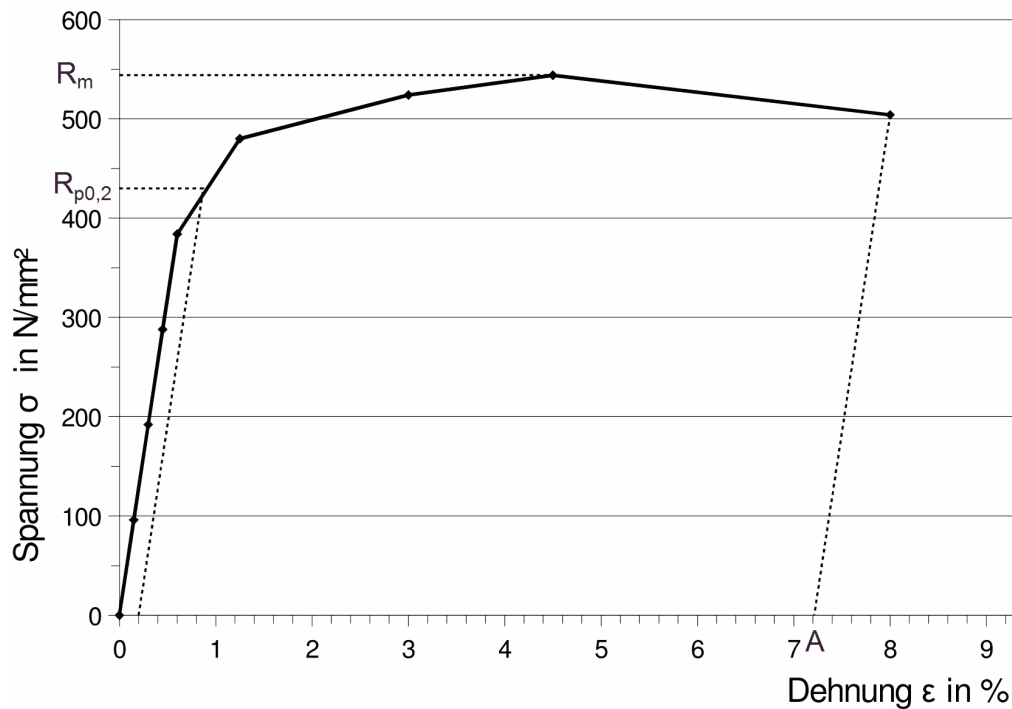
$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{0,06 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0,0015 = 0,15\%$$

$$\sigma_z = \frac{F}{S_0} = \frac{4,8 \text{ kN}}{50 \text{ mm}^2} = 96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{mit} \quad S_0 = a \cdot b = 5 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm} = 50 \text{ mm}^2$$

Wertetabelle

Messung Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
σ_z in N/mm ²	0	96	192	288	384	480	524	544	504
F in kN	0	4,8	9,6	14,4	19,2	24,0	26,2	27,2	25,2
ΔL in mm	0	0,06	0,12	0,18	0,24	0,50	1,20	1,80	3,20
ϵ in %	0	0,15	0,30	0,45	0,60	1,25	3,00	4,50	8

Spannungs-Dehnungs-Diagramm



2.2 Aus dem Diagramm abgelesene Werte

4,0

Dehngrenze $R_{p0,2} = 430 \text{ N/mm}^2$ Zugfestigkeit $R_m = 540 \text{ N/mm}^2$ Bruchdehnung $A = 7,2\%$

Mit einem Wertepaar des elastischen Bereiches aus der Wertetabelle

$$E = \frac{\sigma_{z5}}{\epsilon_5} = \frac{384 \text{ N/mm}^2}{0,60\%} = 64 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

2.3 Form A steht für eine runde Probe. Für vergleichbare Ergebnisse muss der Anfangsquerschnitt S_0 und die Länge L_0 übereinstimmen:

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \rightarrow d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \text{ mm}^2}{\pi}} = 8 \text{ mm}$$

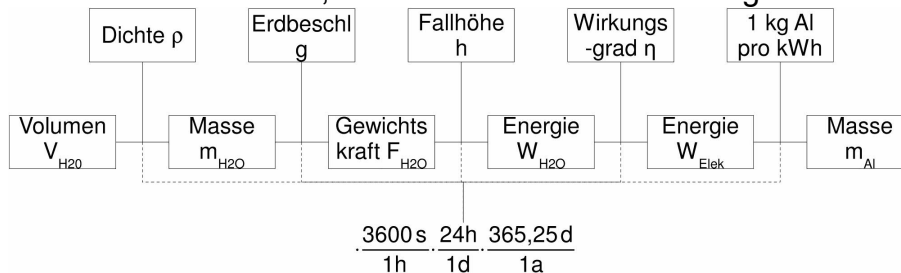
Ergebnis: Zugprobe DIN 50125 - A8x40



3

3.1 2,0

3.2 Bevor man losrechnet, sollte man sich über den Weg im Klaren sein: 4,0



Eine elegante Rechnung verwendet die zeitbezogenen Größen \dot{V} (Volumenstrom), \dot{m} (Massenstrom) und P (Leistung = Energiestrom). (\dot{F} ist nicht üblich.)

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 100 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 100 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot g \cdot h = 100 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 5\text{m} = 4,905 \cdot 10^6 \text{ W}$$

$$P_{\text{el}} = \eta_{\text{LWK}} \cdot P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,92 \cdot 4,905 \cdot 10^6 \text{ W} = 4,513 \cdot 10^6 \text{ W}$$

$$\dot{m}_{\text{Al}} = P_{\text{el}} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{15 \text{ kWh}} = 4,513 \cdot 10^6 \text{ W} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{15 \text{ kWh}} = 300,8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\dot{m}_{\text{Al}} = 300,8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{\text{Tag}} \cdot \frac{365,25 \text{ Tage}}{\text{Jahr}} = 2637 \frac{\text{t}}{\text{Jahr}}$$

oder:

Schüler haben oft Probleme, in Strömen (=Größen pro Zeit) zu denken. In diesem Fall empfehle ich, die Zeit aus den Formeln herauszunehmen (z.B. "Ich rechne für 1 Sekunde .."). Im Vorschlag stehen die gewählten Zeiträume im Index: Sekunde s, Stunde h (*lat. hora*), Tag d (*lat. dies*) und Jahr a (*lat. annus*).

$$m_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} = V_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 100 \text{ m}^3 \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 100 \cdot 10^3 \text{ kg}$$

$$F_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} = m_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} \cdot g = 100 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,981 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$W_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} = F_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} \cdot h = 0,981 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot 5\text{m} = 4,905 \cdot 10^6 \text{ J}$$

$$W_{\text{H}_2\text{O};1\text{h}} = W_{\text{H}_2\text{O};1\text{s}} \cdot 3600 = 4,905 \cdot 10^6 \text{ J} \cdot 3600 = 4,905 \cdot 10^6 \text{ Wh} = 4,905 \cdot 10^3 \text{ kWh} (= 17,66 \cdot 10^9 \text{ J})$$

$$W_{\text{H}_2\text{O};1\text{a}} = W_{\text{H}_2\text{O};1\text{h}} \cdot 24 \cdot 365,25 = 4,905 \cdot 10^3 \text{ kWh} \cdot 8766 = 43,00 \cdot 10^6 \text{ kWh} (= 154,8 \cdot 10^{12} \text{ J})$$

$$W_{\text{el};1\text{a}} = W_{\text{H}_2\text{O};1\text{Jahr}} \cdot \eta_{\text{LWK}} = 43,00 \cdot 10^3 \text{ kWh} \cdot 0,92 = 39,56 \cdot 10^6 \text{ kWh} (= 142,4 \cdot 10^{12} \text{ J})$$

$$m_{\text{Al};1\text{a}} = \frac{1 \text{ kg}}{15 \text{ kWh}} \cdot W_{\text{el};1\text{a}} = \frac{1 \text{ kg}}{15 \text{ kWh}} \cdot 39,56 \cdot 10^6 \text{ kWh} = 2637 \text{ t}$$

oder: Dreisatz ...

Pro Jahr können 2637 t Aluminium erzeugt werden.

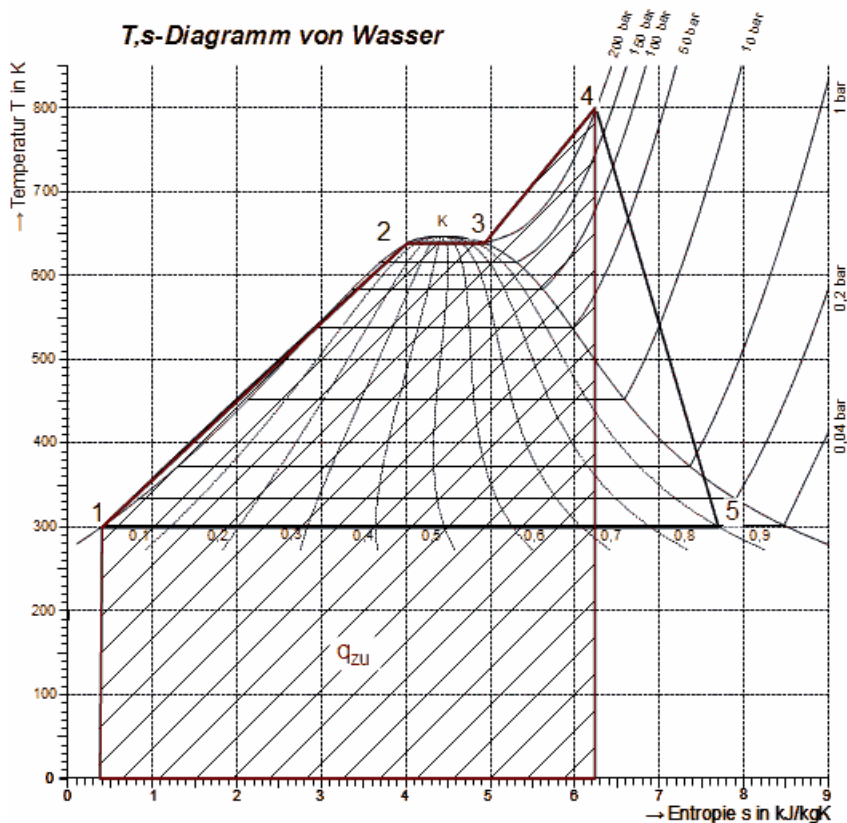
3.3 Grundlast ist der Bedarf an elektrischer Leistung, der im Tagesverlauf nicht unterschritten wird. Sie ist niedriger als das Angebot aus Kraftwerken, die nicht kurzzeitig abgeschaltet werden können, oder deren Primärenergie ungenutzt bliebe (Laufwasser, Wind, Gezeiten, Erdwärme..). Die Grundlast wird auch von Kern- und Kohlekraftwerken gedeckt. 2,0



4

4.1

2,0



Dampfprozess im T,s-Diagramm (Wasser)

4.2 Die Werte für die Entropie s stammen aus einer Wasserdampf-tafel. Aus dem Diagramm abgelesene Werte können etwas abweichen.

4,0

$$q_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) = \frac{300 + 640}{2} \text{ K} \cdot (4,0 - 0,4) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 1692 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{23} = T_{2/3} \cdot (s_3 - s_2) = 640 \text{ K} \cdot (4,9 - 4,0) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 576 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_4 - s_3) = \frac{640 + 800}{2} \text{ K} \cdot (6,25 - 4,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 972 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{\text{zu}} = q_{12} + q_{23} + q_{34} = (1692 + 576 + 972) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 3240 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dampfprozess berechnen (Wasser)

$$4.3 \quad m_{\text{Sk}} = \frac{W_{\text{tAl}}}{H_{\text{u}} \cdot \eta_{\text{SKK}}} = \frac{1000 \cdot 15 \text{ kWh}}{\frac{2,93 \cdot 10^{10} \text{ Ws}}{t_{\text{Sk}}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \cdot 0,38} = \frac{39,47 \text{ MWh}}{\frac{8,14 \text{ MWh}}{t_{\text{Sk}}}} = 4,85 t_{\text{Steinkohle je t Al}}$$

2,0

oder

spezifischer Energiebedarf für die Elektrolyse von Aluminium

$$w_{\text{el}} = \frac{15 \text{ kWh}}{\text{kg}_{\text{Al}}} = \frac{15 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s}}{\text{kg}_{\text{Al}}} = 54 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}_{\text{Al}}}$$

$$q = \frac{w_{\text{el}}}{\eta_{\text{SKK}}} = \frac{15 \text{ kWh/kg}_{\text{Al}}}{0,38} = 39,47 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}_{\text{Al}}} = 39,47 \frac{\text{kW} \cdot 3600 \text{ s}}{\text{kg}_{\text{Al}}} = 142,1 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}_{\text{Al}}}$$

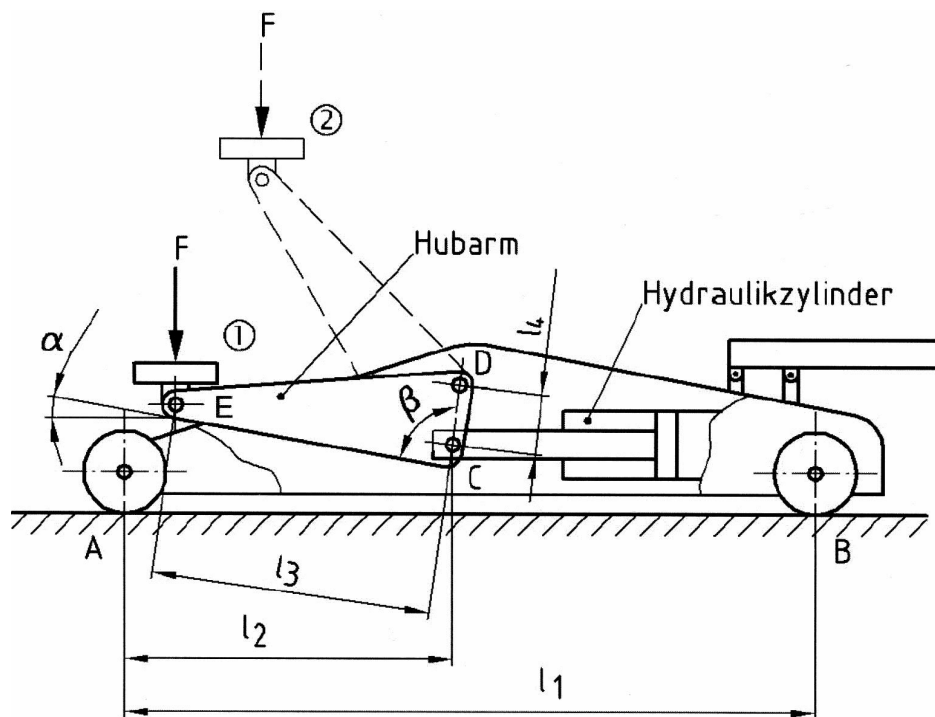
$$H_{\text{u}} = \frac{Q}{m_{\text{Sk}}} = \frac{q \cdot m_{\text{Al}}}{m_{\text{Sk}}} \rightarrow \frac{m_{\text{Sk}}}{m_{\text{Al}}} = \frac{q}{H_{\text{u}}} = \frac{142,1 \text{ MJ/kg}_{\text{Al}}}{29,3 \text{ MJ/kg}_{\text{Sk}}} = 4,850 \frac{\text{kg}_{\text{Sk}}}{\text{kg}_{\text{Al}}} = 4,850 \frac{t_{\text{Sk}}}{t_{\text{Al}}}$$

Pro Tonne Aluminium werden 4,85 t Steinkohle benötigt.

 $\Sigma = 30,0$



tgt HP 2008/09-5: Wagenheber



Das Eigengewicht des Wagenhebers ist im Vergleich zur Last F vernachlässigbar klein.

Daten:

$l_1 =$	500 mm	$l_2 =$	220 mm	$l_3 =$	200 mm	$l_4 =$	50 mm
$F =$	15 kN	$\alpha_1 =$	10 °	$\alpha_2 =$	55 °	$\beta =$	90 °

Punkte

- Bestimmen Sie für die Position (1) zeichnerisch die Lagerkräfte in C und D. 4,0
- Beim Anheben der Last von Position (1) nach Position (2) verändern sich die Achslasten in A und B. In Stellung 2 beträgt der Winkel $\alpha_2 = 55^\circ$. Berechnen Sie die jeweils auftretenden Maximalwerte. 6,0
- Der Bolzen im Drehpunkt D wird mit der Kraft F_D belastet. Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B . 5,0

Daten:

zulässige

Flächenpressung:

$$p_{\text{zul}} = 60 \text{ N/mm}^2$$

$$F_D = 65 \text{ kN}$$

$$s = 20 \text{ mm}$$

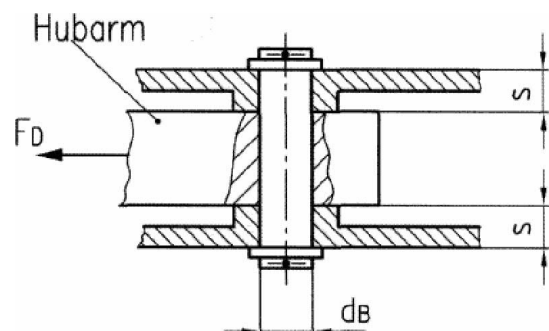
Bolzenwerkstoff:

S275

Sicherheit gegen

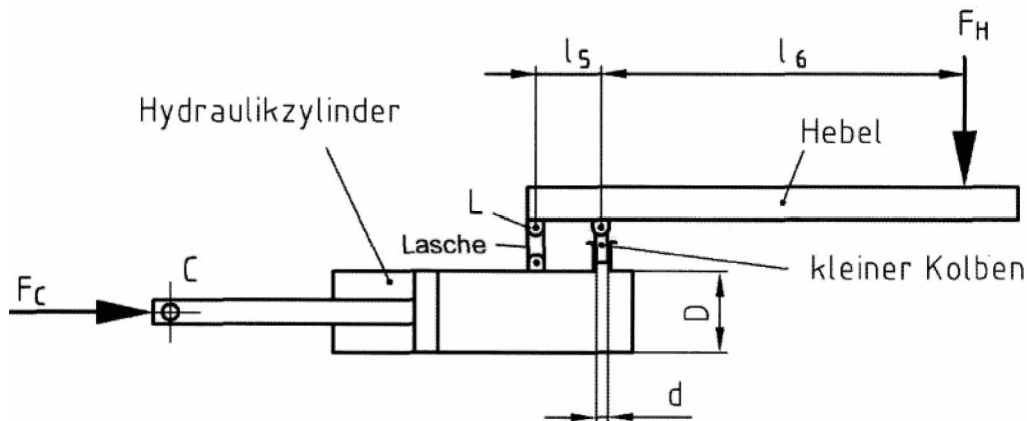
Abscherung:

$$v = 3$$





- 4 Die Wirkungsweise des Wagenhebers ist durch ein vereinfachtes Hydrauliksystem und einen einseitigen Hebel dargestellt.



Daten:

$$F_C = 63 \text{ kN} \quad F_H = 175 \text{ N} \quad l_5 = 40 \text{ mm} \quad l_6 = 600 \text{ mm} \quad D = 60 \text{ mm} \quad d = 10 \text{ mm}$$

- 4.1 Berechnen Sie den Druck p_z im Hydraulikzylinder. 2,5
- 4.2 Wie groß ist die Kraft F_K am kleinen Kolben? 2,5
- 5 Der Wagenheber wird mit der Handkraft F_H betätigt.
- 5.1 Welche Kraft F_L tritt dabei im Lager L auf? 2,0
- 5.2 Berechnen Sie das maximale Biegemoment im Hebel. 2,0
- 5.3 Als Hebel wird ein Rohr aus E360 mit Außendurchmesser 20 mm verwendet. Bestimmen Sie den erforderlichen Innendurchmesser des Rohrs bei 2,5-facher Sicherheit. 3,0
- 6 Beim Lager L wird eine Lasche verwendet, die den Zylinder mit dem Hebel verbindet. 3,0
- Berechnen Sie die Blechstärke s der Lasche.

Daten:

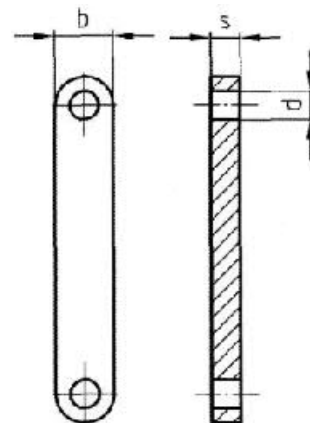
$$\text{Lagerkraft } F_L = 3 \text{ kN}$$

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$d = 5 \text{ mm}$$

Laschenwerkstoff: E360

Sicherheit gegen Verformung: $v = 2,5$



$\Sigma = 30,0$



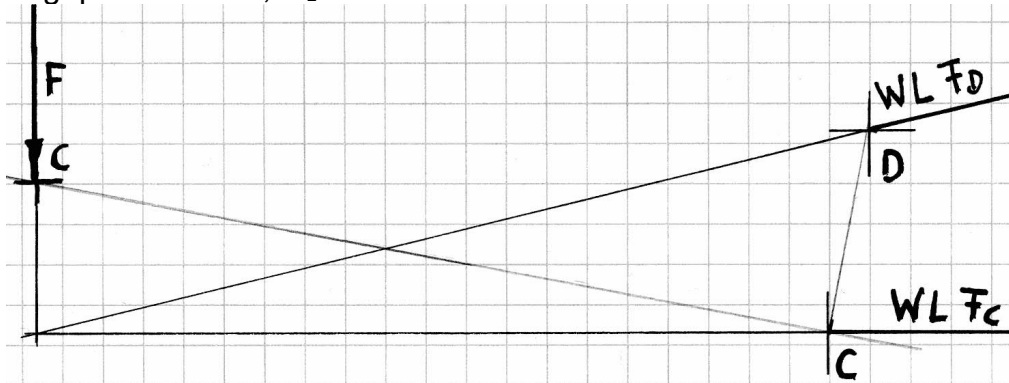
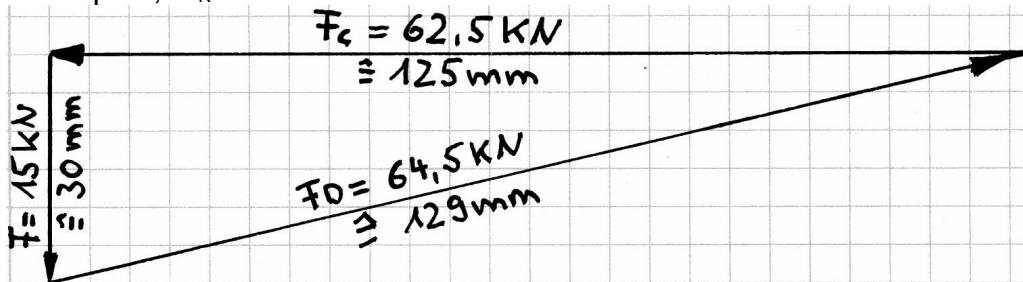
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

1 Lageplan Hubarm, $M_L = 200\text{mm}/100\text{mm}$

4,0

Kräfteplan, $M_K = 15\text{kN} / 30\text{mm}$ 

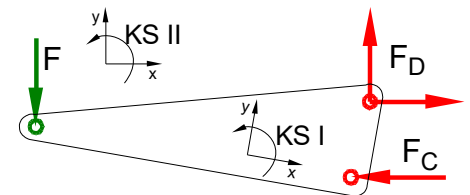
Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

Koordinatensystem I: x-Achse parallel zu l_3

$$\Sigma M_D = 0 = F_y \cdot l_3 + F_x \cdot l_4 - F_{Cx} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_C = \frac{F \cdot \cos \alpha_1 \cdot l_3 + F \cdot \sin \alpha_1}{l_4 \cdot \cos \alpha_1}$$

$$= \frac{15\text{ kN} \cdot \cos 10^\circ \cdot 200\text{ mm} + 15\text{ kN} \cdot \sin 10^\circ \cdot 50\text{ mm}}{50\text{ mm} \cdot \cos 10^\circ} = 62,6\text{ kN}$$



Lageskizze Hubarm

Wechsel zu Koordinatensystem II: x-Achse waagerecht

$$\Sigma F_x = 0 = -F_C + F_{Dx} \Rightarrow F_{Dx} = -F_C = -62,6\text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F + F_{Dy} \Rightarrow F_{Dy} = -F = -15\text{ kN}$$

$$F = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(-62,6\text{ kN})^2 + (-15\text{ kN})^2} = 64,4\text{ kN}$$

$$\alpha_F = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{-15\text{ kN}}{-62,6\text{ kN}} = 13,5^\circ$$

 $\alpha_A = 13,5^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw. $\alpha_A = 193,5^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik (Dreikräfteverfahren)



2 Lageskizze Wagenheber:

6,0

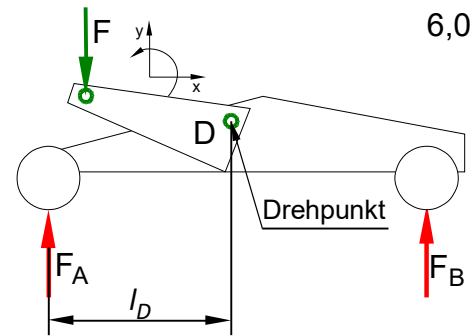
$$l_D = l_2 + l_4 \cdot \sin \alpha_1 = 220 \text{ mm} + 50 \text{ mm} \cdot 10^\circ = 228,58 \text{ mm}$$

$F_{B\max}$ tritt in Position (2) auf:

$$\Sigma M_A = 0 = -F_B \cdot l_1 + F \cdot (l_D - l_4 \cdot \sin \alpha_2 - l_3 \cdot \cos \alpha_2) \Rightarrow$$

$$F_B = F \cdot \frac{l_D - l_4 \cdot \sin \alpha_2 - l_3 \cdot \cos \alpha_2}{l_1}$$

$$F_B = 15 \text{ kN} \cdot \frac{228,68 \text{ mm} - 50 \text{ mm} \cdot \sin 55^\circ - 200 \text{ mm} \cdot \cos 55^\circ}{500 \text{ mm}} = 2,19 \text{ kN}$$



$F_{A\max}$ tritt in Position (1) auf:

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot l_1 + F \cdot (l_1 - l_D + l_4 \cdot \sin \alpha_1 + l_3 \cdot \cos \alpha_1) \Rightarrow$$

$$F_A = F \cdot \frac{l_1 - l_D + l_4 \cdot \sin \alpha_1 + l_3 \cdot \cos \alpha_1}{l_1}$$

$$= 15 \text{ kN} \cdot \frac{500 \text{ mm} - 228,68 \text{ mm} + 50 \text{ mm} \cdot \sin 10^\circ + 200 \text{ mm} \cdot \cos 10^\circ}{500 \text{ mm}} = 14,31 \text{ kN}$$

Auflagerkräfte

3 Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

5,0

$$W_p = 6434 \text{ mm}^3 \quad p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot p_{zul}} = \frac{65 \text{ kN}}{2 \cdot 60 \text{ N/mm}^2} = 541,7 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{s} = \frac{541,7 \text{ mm}^2}{20 \text{ mm}} = 27,1 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

$\tau_{aB} = 340 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{340 \text{ N/mm}^2}{3} = 113,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{65 \text{ kN}}{2 \cdot 113,3 \text{ N/mm}^2} = 286,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 286,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 19,1 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 27,1 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 28 mm (→ TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)



- 4 In der Aufgabe kann der Druck im Hydraulikzylinder von F_H (Fall I durch Pumpen) oder F_C (Fall II durch Halten) erzeugt werden, und beide Fälle ergeben unterschiedliche Drücke. Im Folgenden werden beide Möglichkeiten vorgerechnet, unter Prüfungsbedingungen genügt eine der Lösungen.

4.1 Variante I: von F_H ausgehend

2,5

$$\begin{aligned}\Sigma M_L = 0 &= F_K \cdot l_5 - F_H \cdot (l_5 + l_6) \Rightarrow \\ F_K &= F_H \cdot \frac{l_5 + l_6}{l_5} = 175 \text{ N} \cdot \frac{40 \text{ mm} + 600 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 2800 \text{ N} \\ A_K &= \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (10 \text{ mm})^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \\ p_{(I)} &= \frac{F_K}{A_K} = \frac{2800 \text{ N}}{78,5 \text{ mm}^2} = 35,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 35,7 \text{ MPa} = 357 \text{ bar}\end{aligned}$$

Variante II: von F_C ausgehend

$$\begin{aligned}A &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot (60 \text{ mm})^2}{4} = 2827 \text{ mm}^2 \\ p_{(II)} &= \frac{F_C}{A} = \frac{63 \text{ kN}}{2827 \text{ mm}^2} = 22,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 22,3 \text{ MPa} = 223 \text{ bar}\end{aligned}$$

4.2 Variante I: von F_H ausgehend
siehe 4.1 (I): $F_K = 2800 \text{ N}$

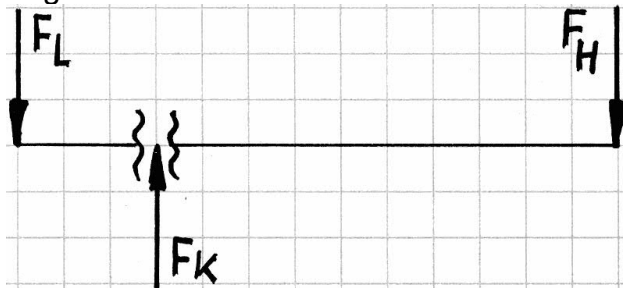
2,5

Variante II: von F_C ausgehend

$$p_{(II)} = \frac{F_{KK(II)}}{A_k} \Rightarrow F_{K(II)} = p_{(II)} \cdot A_k = 22,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 78,5 \text{ mm}^2 = 1750 \text{ N}$$



5 Lageskizze Hebel



$$5.1 \quad \Sigma M_K = 0 = F_L \cdot l_5 - F_H \cdot l_6 \Rightarrow \quad 2,0$$

$$F_L = F_H \cdot \frac{l_6}{l_5} = 175 \text{ N} \cdot \frac{600 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 2625 \text{ N}$$

$$5.2 \quad \text{Das maximale Biegemoment liegt am einzigen inneren Kräfteinleitungspunkt bei } F_K \quad 2,0$$

$$M_{bK(\text{rechts})} = F_H \cdot l_6 = 175 \text{ N} \cdot 600 \text{ mm} = 105 \text{ Nm} = M_{b\max}$$

$$M_{bK(\text{links})} = F_L \cdot l_5 = 2625 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 105 \text{ Nm}$$

Unter Prüfungsbedingungen genügt eine der beiden Rechnungen.

Biegemoment ermitteln

$$5.3 \quad \frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{b\max}}{W} \Rightarrow W_{\text{erf}} = \frac{M_{b\max} \cdot v}{\sigma_{bF}} = \frac{105 \text{ Nm} \cdot 2,5}{510 \text{ N/mm}^2} = 0,515 \text{ cm}^3 = 515 \text{ mm}^3 \quad 3,0$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \Rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 \cdot D \cdot W}{\pi}} = \sqrt[4]{(20 \text{ mm})^4 - \frac{32 \cdot 20 \text{ mm} \cdot 515 \text{ mm}^3}{\pi}} = 15,3 \text{ mm}$$

$$6 \quad \text{Berechnung gegen Flächenpressung:} \quad 3,0$$

$$p_{\text{zul}} = \frac{F_L}{A} \Rightarrow A = \frac{F_L}{p_{\text{zul}}} = \frac{3 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 100 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow s = \frac{A}{d} = \frac{100 \text{ mm}^2}{5 \text{ mm}} = 20 \text{ mm}$$

Berechnung gegen Zugbelastung:

$$\frac{R_e}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_L}{S} \Rightarrow S_{\text{erf}} = \frac{F_L \cdot v}{R_e} = \frac{3 \text{ kN} \cdot 3}{365 \text{ N/mm}^2} = 20,5 \text{ mm}^2$$

$$S_{\text{erf}} = (b - d) \cdot s \Rightarrow s = \frac{S_{\text{erf}}}{b - d} = \frac{20,5 \text{ mm}^2}{10 \text{ mm} - 5 \text{ mm}} = 4,1 \text{ mm}$$

Bestimmung der Laschendicke:

s = 20 mm (der größere der beiden Werte)

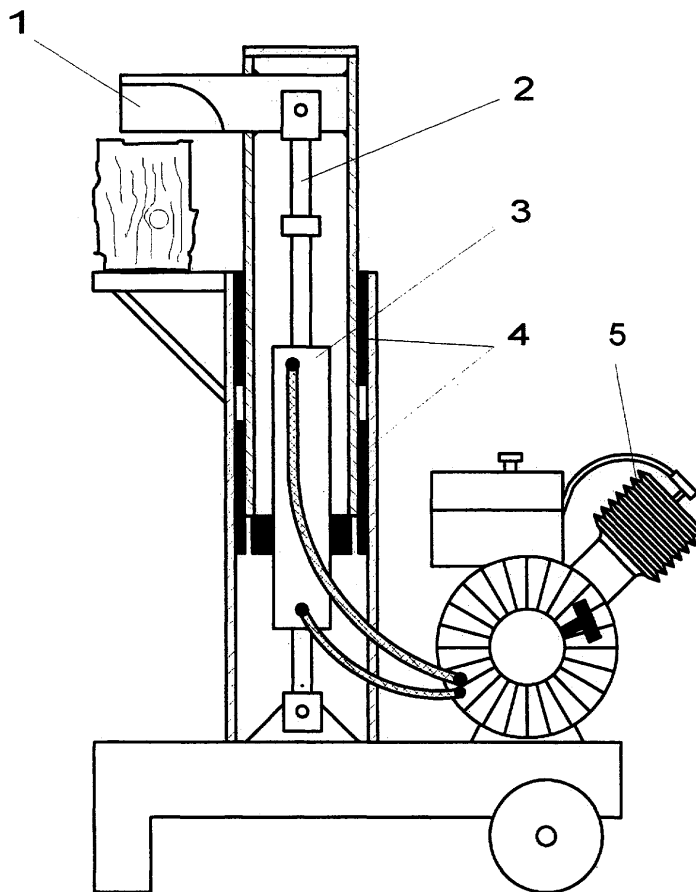
$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2007/08-1: Brennholzspalter

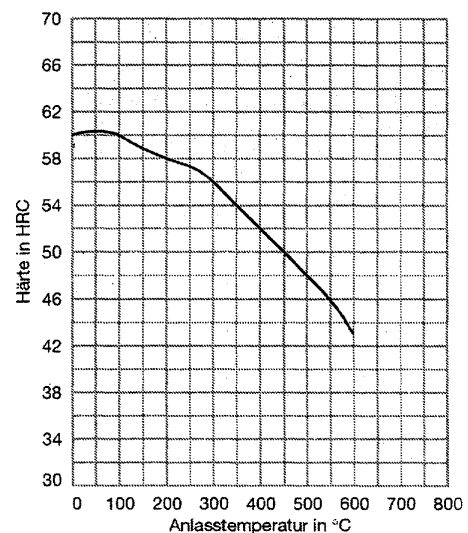
Der Spaltkeil (Pos. 1) wird von einem Hydraulikzylinder (Pos. 3) und der Zugstange (Pos. 2) in das zu spaltende Brennholz gezogen.

Der Antrieb der Hydraulikpumpe erfolgt durch einen Viertakt-Ottomotor (Pos. 5).



Pos.	Bezeichnung	Werkstoff
1	Spaltkeil	60WCrV8
2	Zugstange	34CrMo4
3	Hydraulikzylinder	
4	Gleitlagerelemente	
5	Vier-Takt-Ottomotor	

Anlassschaubild 60WCrV8



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Der Brennholzspalter ist für eine Höchstzugkraft von 90 kN ausgelegt. Aus dem Werkstoff der Zugstange wurde ein kurzer Proportionalstab mit $d_0 = 20$ mm hergestellt. In einem Zugversuch wurden folgende Werte ermittelt:

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8
F in kN	33,0	66,0	132,0	166,5	188,5	202,6	212,1	218,3
ΔL in mm	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7

- 1.1 Zeichnen Sie das zugehörige Spannungs-Dehnungs-Diagramm. 4,5
- 1.2 Bestimmen Sie zeichnerisch für den Proportionalstab den Werkstoffkennwert $R_{p0,2}$. 3,0
Berechnen Sie die Sicherheit gegen plastische Verformung bei einer Belastung mit der Höchstzugkraft $F_{\max} = 90$ kN.
- 1.3 Berechnen Sie den E-Modul. Ermitteln Sie für die Höchstzugkraft $F_{\max} = 90$ kN die elastische Verlängerung der Zugstange mit $d_s = 20$ mm und $l_s = 400$ mm. 3,5



- 2 Beim Spaltkeil wird eine Härte von 56 HRC gefordert.
- 2.1 Beschreiben Sie die Verfahrensschritte der Wärmebehandlung und bestimmen Sie die notwendige Anlasstemperatur. 2,5
- 2.2 Bei der anschließenden Härteprüfung wurde folgender Härtewert ermittelt: 610HV5/30. 3,0
- Erklären Sie die einzelnen Angaben dieses Härtewertes und überprüfen Sie, ob die geforderte Härte erreicht wurde.
- 3 Der Holzspalter wird durch einen Viertakt-Ottomotor angetrieben. Folgende Daten sind bekannt:
- | | | |
|----------------------------|-----------------|---------------------|
| Volumen | $V_1 =$ | 125 cm ³ |
| Umgebungstemperatur | $\vartheta_1 =$ | 20 °C |
| Druck der angesaugten Luft | $p_1 =$ | 1 bar |
| Druck | $p_2 =$ | 15 bar |
| Temperatur | $\vartheta_3 =$ | 2000 °C |
| Temperatur | $\vartheta_4 =$ | 777 °C |
| Drehzahl | $n =$ | 2500 1/min |
- 3.1 Skizzieren Sie den Kreisprozess im p-V-Diagramm. Nummerieren Sie die Eckpunkte und benennen Sie die einzelnen Zustandsänderungen. 3,0
- 3.2 Kennzeichnen Sie die umgesetzten Wärmemengen, die abgeführte Arbeit und die Nutzarbeit. 1,0
- 3.3 Ermitteln Sie die Zustandsgrößen V_2 , T_2 , p_3 . 3,0
- 3.4 Ermitteln Sie die zugeführte Wärmemenge Q_{23} und den Kraftstoffverbrauch des Motors in Liter pro Stunde, wenn der Motor mit der angegebenen Drehzahl läuft und $\vartheta_2 = 360^\circ\text{C}$ angenommen wird. 4,0

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschlag

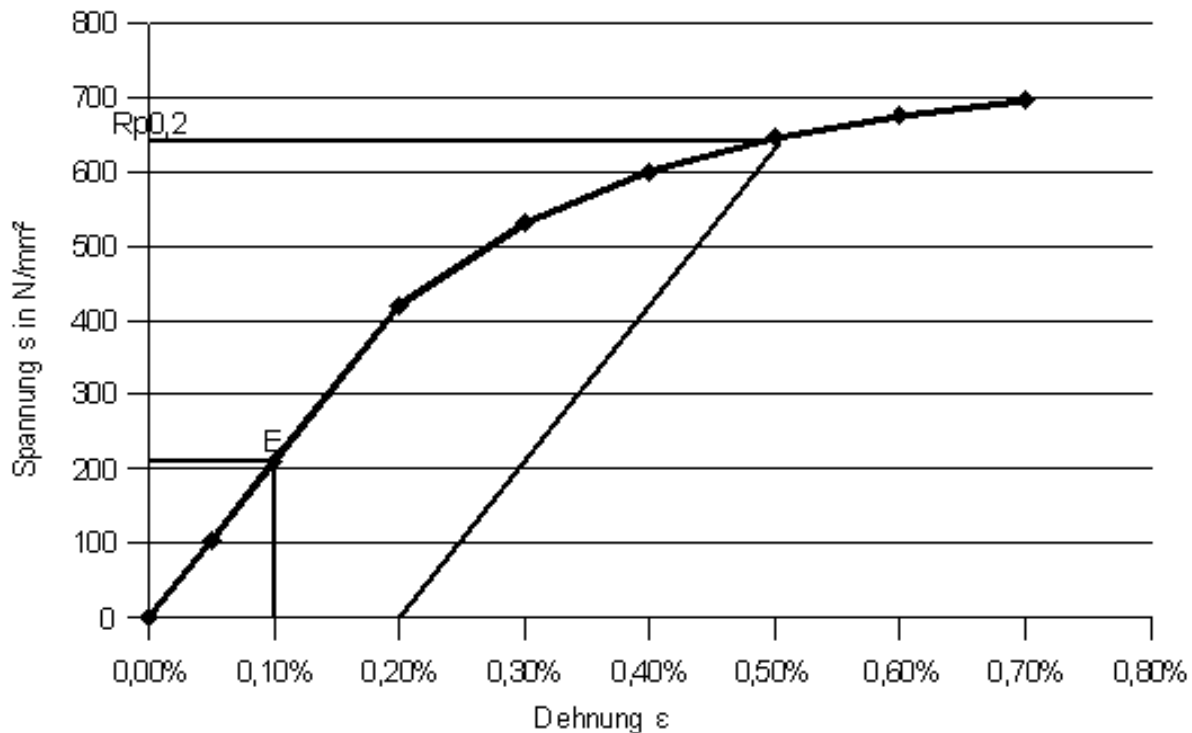
Teilaufgaben:

Punkte

1

1.1 Spannungs-Dehungs-Diagramm mit Eintragungen für die folgenden Aufgaben

4,5



Wertetabelle

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8
σ in N/mm ²	105	210	420	530	600	645	675	695
F in kN	33,0	66,0	132,0	166,5	188,5	202,6	212,1	218,3
ΔL in mm	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
ϵ in %	0,05	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70

Berechnungsbeispiel

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{S_0} = \frac{166,5 \text{ kN}}{314 \text{ mm}^2} = 530 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\epsilon_3 = \frac{\Delta L_3}{L_0} = \frac{0,30 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} \cdot 100 \% = 0,30 \%$$

mit

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314 \text{ mm}^2$$

$$L_0 = 5 \cdot d_0 = 5 \cdot 20 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$



1.2 $R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$ (abgelesen aus dem Diagramm)

3,0

Im Text zu 1. (im Original steht dieser Text vor 1.) wirkt die maximale Höchstzugkraft 90 kN auf die Zugstange, deren Maße nicht angegeben sind. In 1.2 ist nicht ausdrücklich angegeben, worauf die Höchstzugkraft $F_{\max} = 90 \text{ kN}$ wirken soll. Da man nur für die Zugprobe Maße hat, bleibt nichts anderes übrig, als F_{\max} auf $d_0 = 20 \text{ mm}$ zu beziehen.

$$\sigma_3 = \frac{F_3}{S_0} = \frac{166,5 \text{ kN}}{314 \text{ mm}^2} = 530 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\epsilon_3 = \frac{\Delta L_3}{L_0} = 0,30 \frac{\text{mm}}{100 \text{ mm}} \cdot 100\% = 0,30\%$$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314 \text{ mm}^2$$

$$\frac{R_{p0,2}}{\nu} = \sigma_{\text{zzul}} > \sigma_z = \frac{F_{\text{Smax}}}{S_0} \rightarrow \nu = \frac{R_{p0,2} \cdot S_0}{F_{\text{Smax}}} = \frac{640 \text{ N/mm}^2 \cdot 314 \text{ mm}^2}{90 \text{ kN}} = 2,23$$

Das Rätsel wird erst in der folgenden Aufgabe aufgelöst. Zwar hatte ich mit dem Bezug auf die Zugprobe falsch geraten, aber die Rechnung kann stehen bleiben, weil es sich um denselben Durchmesser handelt.

1.3 Das E-Modul berechnet man mit einem Wertepaar σ und ϵ aus dem Bereich der hookeschen Geraden von Aufgabe 1.1.

3,5

$$\sigma = E \cdot \epsilon \rightarrow E = \frac{\sigma_3}{\epsilon_3} = \frac{420 \text{ N/mm}^2}{0,20\%} = 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$$

Die Verlängerung kann vollständig berechnet werden. Die Dehnung ϵ kann man auch aus dem Diagramm (Aufgabe 1.1) herauslesen.

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F_{\max}}{S_s} = \frac{90 \text{ kN}}{314 \text{ mm}^2} = 286,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma = E \cdot \epsilon \rightarrow \epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{286,5 \text{ N/mm}^2}{210 \text{ kN/mm}^2} = 0,00136$$

$$\epsilon = \frac{\Delta l_s}{l_s} \rightarrow \Delta l_s = \epsilon \cdot l_s = 0,00136 \cdot 400 \text{ mm} = 0,546 \text{ mm}$$

2

2.1 Auf Härtemperatur bringen, Härtetemperatur halten, abschrecken und anlassen bei 300°C (aus Diagramm für 56HRC).

2,5

2.2 610 HV 5/30 bedeutet: Härte 610 nach dem Vickers-Verfahren mit der Prüfkraft $5 \times 9,81 \text{ N} = 49 \text{ N}$ (entspricht 5 kg) und der Einwirkdauer 30 Sekunden.

2,0

Nach der Umwertungstabelle sind 56 HRC und 610 HV vergleichbar, damit ist die geforderte Härte erreicht. (In älteren Ausgaben werden geringfügig abweichende Werte genannt)

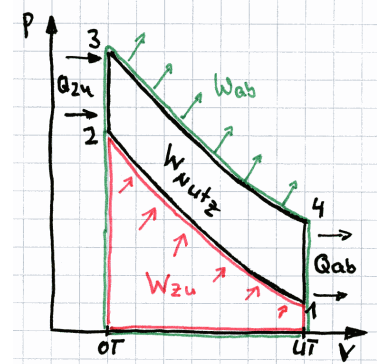


3 Für Aufgabe 3 muss man den (vereinfachten) Kreisprozess eines Ottomotors auswendig kennen.

- 3.1 1-2: Verdichten (adiabat)
2-3: Verbrennen (isochor)
3-4: Arbeiten (adiabat)
4-1: Ausstoßen / Gaswechsel (isochor)

3.2 Die Kennzeichnung von w_{zu} ist nicht Teil der Aufgabe.

3.3 Adiabate Zustandsänderung 1-2



2,5

2,5

4,5

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,005}{0,718} = 1,4$$

$$\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \rightarrow V_2 = V_1 \cdot \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{1}{\kappa}} = 125 \text{ cm}^3 \cdot \left[\frac{1 \text{ bar}}{15 \text{ bar}} \right]^{\frac{1}{1,4}} = 18,06 \text{ cm}^3$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (20 + 273) \text{ K} \cdot \left[\frac{15 \text{ bar}}{1 \text{ bar}} \right]^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 635,2 \text{ K}$$

Isochore Zustandsänderung 2-3

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 15 \text{ bar} \cdot \frac{(2000 + 273) \text{ K}}{635,2 \text{ K}} = 53,7 \text{ bar}$$

Da sogar Q_4 gegeben ist, könnten die Werte mit einem zusätzlichen Rechenschritt (p_4 aus p_1) auch „gegen den Uhrzeiger“ ermittelt werden.

3.4 Wärmebedarf je Takt

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \rightarrow$$

5,0

$$m_{\text{Luft}} = \frac{P_1 \cdot V_1}{R_i \cdot T_1} = \frac{1 \text{ bar} \cdot 125 \text{ cm}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (273 + 20) \text{ K}} = \frac{10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 125 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{0,287 \frac{\text{J}}{\text{g}} \cdot 293} = 0,149 \text{ g}$$

$$Q_{23} = c_v \cdot m_{\text{Luft}} \cdot \Delta T = c_v \cdot m_{\text{Luft}} \cdot (T_3 - T_2) = 0,718 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,149 \text{ g} \cdot (2273 - 633) \text{ K} = 175 \text{ J}$$

Mit dem Heizwert H_u (aus dem Tabellenbuch) und der Dichte ρ von Benzin ergibt sich der Benzinbedarf je Takt:

$$H_u = \frac{Q}{m} \rightarrow m_{\text{Benzin pro Takt}} = \frac{Q_{23}}{H_u} = \frac{175 \text{ J}}{43 \text{ MJ/kg}} = 4,07 \text{ mg}$$

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow V_{\text{Benzin pro Takt}} = \frac{m_{\text{Benzin pro Takt}}}{\rho} = \frac{4,07 \text{ mg}}{0,75 \text{ kg/dm}^3} = 5,43 \text{ mm}^3$$

Da ein 4-Takt-Motor nur bei jeder 2. Kurbelwellen-Umdrehung Kraftstoff verbrennt, finden $n/2 = 1250/\text{min}$ Arbeitstakte pro Minute statt:

$$\dot{V}_{\text{Benzin}} = V_{\text{Benzin pro Takt}} \cdot \frac{n}{2} = 5,43 \text{ mm}^3 \cdot \frac{2500}{2} \frac{\text{Takte}}{\text{min}} = 6,78 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 0,41 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

$\Sigma = 30,0$

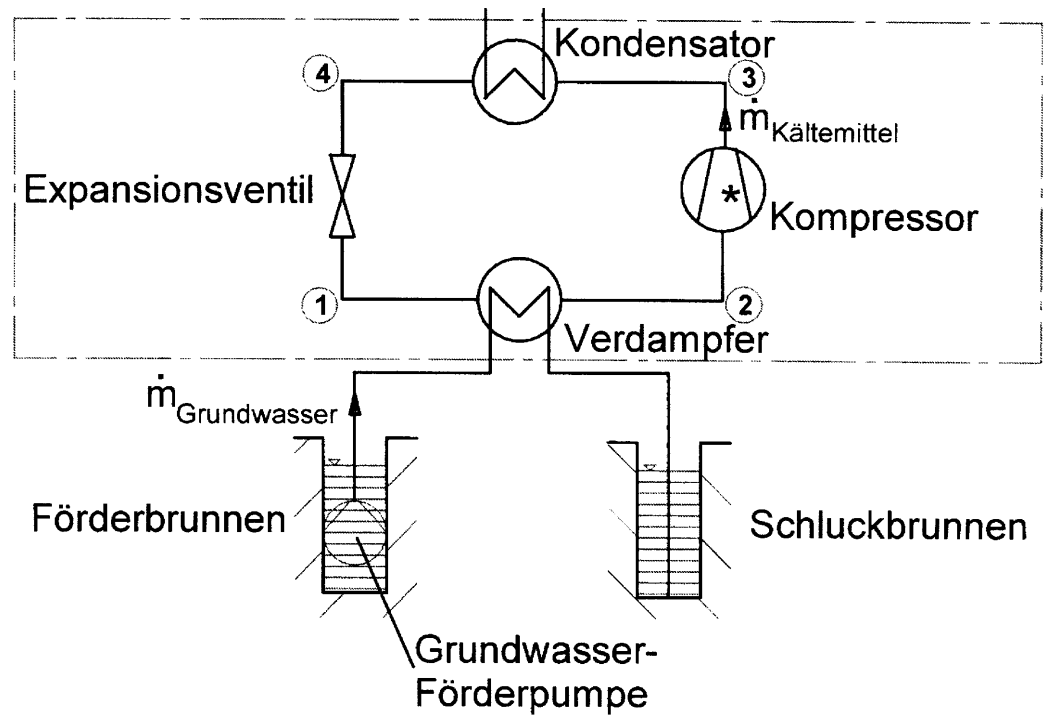


tgt HP 2007/08-2: Heizungsanlage

Ein Wohngebäude wird durch eine Warmwasserheizung beheizt und erfordert eine maximale Wärmeleistung von 50 kW.



Wärmepumpe



Anlagenschema

Stoffwerte für leichtes Heizöl: Dichte: $\rho = 0,86 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$
 Heizwert: $H_u = 11,83 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$

Teilaufgaben:		Punkte
1	Ölheizung Wie viele Liter leichtes Heizöl müssen pro Stunde maximal verbrannt werden, wenn der Wirkungsgrad des Heizkessels 94% beträgt?	2,5
2	Wärmepumpenheizung Im Rahmen einer Modernisierungsmaßnahme soll die Ölheizung durch eine Wärmepumpe ersetzt werden. Die Wärmepumpe nutzt hierbei die Wärme des Grundwassers.	
2.1	Übertragen Sie die Punkte 1 bis 4 des Anlagenschemas in das T-s-Diagramm auf dem Arbeitsblatt. In der Wärmepumpe durchläuft das Kältemittel einen Prozess, der im Zustandsdiagramm auf dem Arbeitsblatt eingetragen ist.	2,0
2.2	Erläutern Sie, wie Wärme vom niedrigeren Temperaturniveau des Grundwassers zum höheren Temperaturniveau der Heizanlage „gepumpt“ wird.	5,0
2.3	Kennzeichnen Sie im T-s-Diagramm die vom Kältemittel dem Grundwasser entnommene spezifische Wärmemenge q_{verd} und die vom Kältemittel der Heizungsanlage zugeführte spezifische Wärmemenge q_{kond} . Ermitteln Sie näherungsweise q_{verd} und q_{kond} .	2,5



- 2.4 Die Energiebilanz der Wärmepumpe ergab die folgenden Werte: 3,0
 Spezifische Wärmemenge Verdampfer:

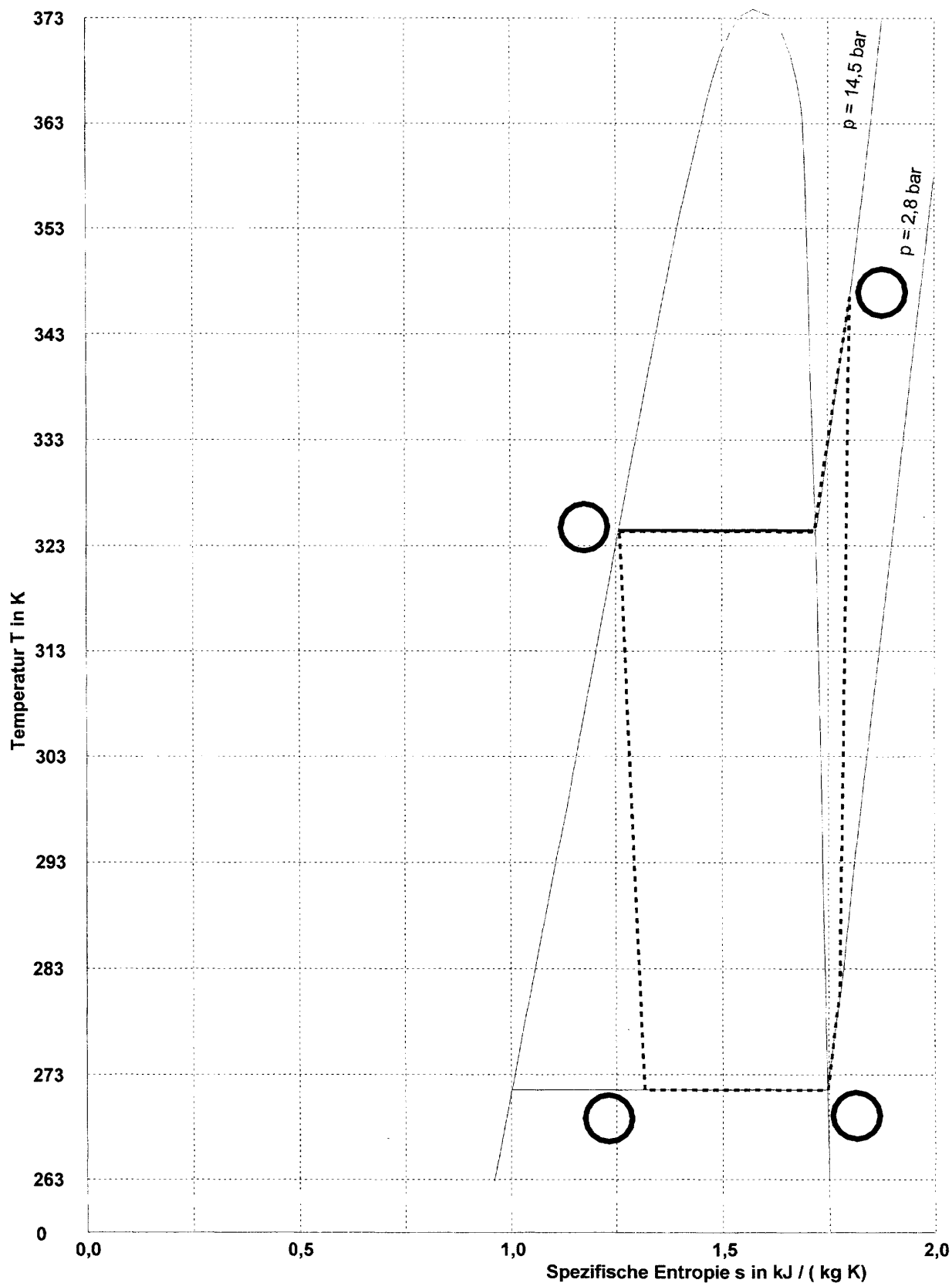
$$q_{\text{verd}} = +122 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$
 Spezifische Wärmemenge Kondensator:

$$q_{\text{kond}} = -176 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$
 Berechnen Sie die spezifische Arbeit, die dem Kompressor zugeführt werden muss.
- 2.5 Welche Masse an Kältemittel muss pro Stunde umgewälzt werden, um die 5,0
 Wärmeleistung von 50 kW zu erzeugen bei $|q_{\text{kond}}| = 176 \text{ kJ/kg}$? Welche Leistung
 gibt hierbei der Verdichter ab?
- 3 Stromerzeugung
 Die Wärmepumpenanlage nimmt 15 kW elektrische Leistung auf. Diese wird in
 einem Wärmekraftwerk mit einem Gesamtwirkungsgrad von 38% erzeugt. Auf dem
 Übertragungsweg zwischen Kraftwerk und Gebäude ist mit Gesamtverlusten in
 Höhe von 30 % zu rechnen.
- 3.1 Skizzieren Sie die Kette der einzelnen Baugruppen eines Wärmekraftwerks in Form 5,0
 eines Blockschaltbilds und geben Sie die dabei auftretenden Energieformen an.
- 3.2 Welche Wärmemenge muss pro Stunde im Kraftwerk für den Betrieb der 3,0
 Wärmepumpenanlage erzeugt werden?
- 3.3 Wie viele Liter leichtes Heizöl müssten hierzu pro Stunde verbrannt werden? 2,0
-
- $\Sigma = 30,0$



Arbeitsblatt zu 2.1 und 2.3

T-s-Diagramm des Kältemittels





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
2,5

- 1 Alle Berechnungen sind auf 1 Stunde bezogen.

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \rightarrow P_{zu} = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{50 \text{ kW}}{94\%} = 53,19 \text{ kW}$$

$$W_{zu} = P_{zu} \cdot t = 53,19 \text{ kW} \cdot 1 \text{ h} = 53,19 \text{ kWh}$$

$$H_u = \frac{W}{m} \rightarrow m = \frac{W_{zu}}{H_u} = \frac{53,19 \text{ kWh}}{11,83 \text{ kg/dm}^3} = 4,50 \text{ kg}$$

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow V_{öl} = \frac{m}{\rho} = \frac{4,50 \text{ kg}}{0,86 \text{ kg/dm}^3} = 5,2 \text{ l}$$

Es müssen 5,3 l leichtes Heizöl pro Stunde verbrannt werden, um die maximale Wärmeleistung zu liefern.

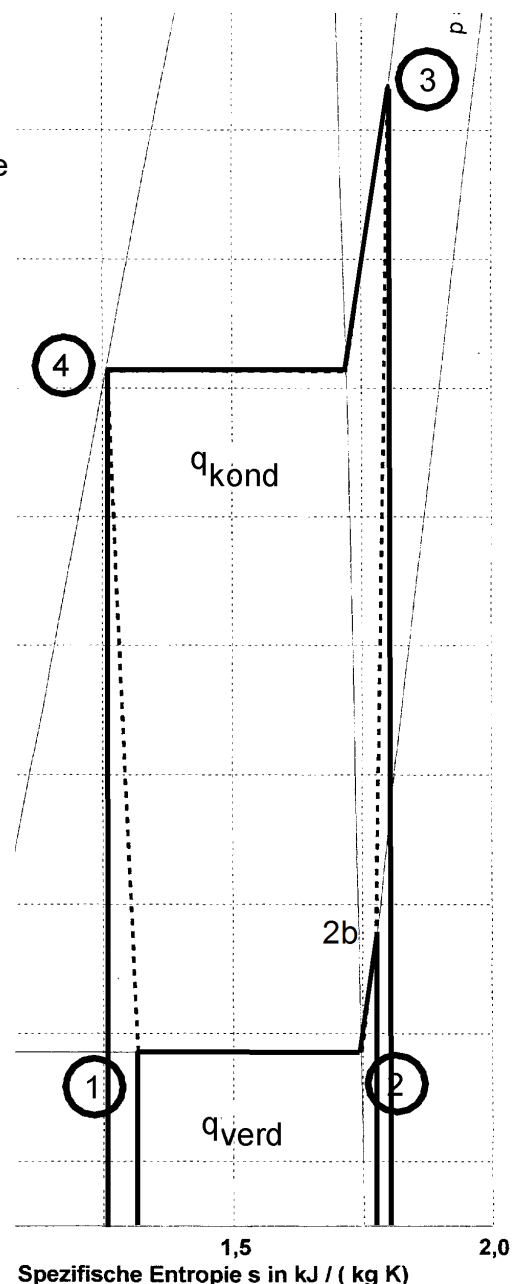
2

- 2.1 siehe Ausschnitt rechts

Dampfprozess im T,s-Diagramm (Kältemittel)

- 2.2 1 -> 2: Im Verdampfer nimmt das Kältemittel Wärme aus dem Grundwasser isobar auf, verdampft vollständig bei knapp 0°C und überhitzt.
 2 -> 3: Das Kältemittel wird durch Pumpen verdichtet. Dabei steigt sein Druck auf 14,5 bar und seine Temperatur auf 345K (72°C)
 3 -> 4: Im Kondensator gibt das Kältemittel Wärme isobar an die Umgebung ab und wird dabei wieder flüssig.
 4 -> 1: Im Expansionsventil wird das Kältemittel entspannt. Dabei fällt die Temperatur wieder auf knapp 0°C und der Druck auf 2,8 bar.

Dampfprozess beschreiben (Kältemittel)



2,0

5,0



- 2.3 Auch nach dem Punkt 2 verläuft der Prozess bis zur Spitze 2b auf der Isobaren (2,8 bar). Da reine Verdichtung keine isobaren Zustandsänderungen erzeugen kann, muss der Abschnitt 2 – 2b durch Wärmezufuhr im Verdampfer bewirkt und zu q_{verd} (q_{zu}) gerechnet werden.

2,5

$$\begin{aligned} q_{verd} &= T_1 \cdot (s_2 - s_1) + \frac{T_2 + T_{2b}}{2} \cdot (s_{2b} - s_2) \\ &= 271 \text{ K} \cdot (1,75 - 1,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} + \frac{271 + 280}{2} \text{ K} \cdot (1,8 - 1,75) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \\ &= 135,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ q_{kond} &= \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_{3b} - s_3) + T_4 \cdot (s_4 - s_{3b}) \\ &= \frac{346 + 325}{2} \text{ K} \cdot (1,7 - 1,8) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} + 325 \text{ K} \cdot (1,25 - 1,7) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \\ &= -180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Dampfprozess berechnen (Kältemittel)

2.4 $q_{verd} + q_{kond} + w_{komp} = 0 \rightarrow w_{komp} = -q_{verd} - q_{kond} = -122 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - (-176) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

3,0

- 2.5 Alle Berechnungen sind auf 1 Stunde bezogen

5,0

$$W_{ab} = P_{ab} \cdot t = 50 \text{ kW} \cdot 1 \text{ h} = 50 \text{ kWh}$$

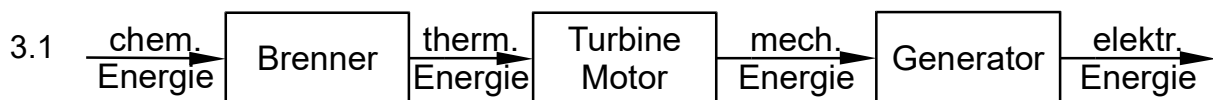
$$q_{kond} = \frac{W_{ab}}{m} \rightarrow m_{\text{Kältemittel}} = \frac{W_{ab}}{|q_{kond}|} = \frac{50 \text{ kWh}}{|-176 \text{ kJ/kg}|} = 1023 \text{ kg}$$

Es müssen ca. 1022 kg Kältemittel pro Stunde durch die Anlage gepumpt werden.

$$P_{komp} = \frac{w_{komp} \cdot m}{t} = \frac{54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 1023 \text{ kg}}{1 \text{ h}} = 15,3 \text{ kW}$$

Dazu sind 15,3 kW Pumpenleistung erforderlich

3



5,0

- 3.2 Alle Berechnungen sind auf 1 Stunde bezogen

3,0

$$P_{zu} = \frac{P_{ab}}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{15 \text{ kW}}{38\% \cdot (1 - 30\%)} = 56,4 \text{ kW}$$

$$Q_{zu} = P_{zu} \cdot t = 56,4 \text{ kW} \cdot 1 \text{ h} = 56,4 \text{ kWh} = 56,4 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = 203 \text{ MJ}$$

3.3 $Q_{zu} = H_u \cdot m \rightarrow m = \frac{Q_{zu}}{H_u} = \frac{203,04 \text{ MJ}}{40 \text{ MJ/kg}} = 5,076 \text{ kg}$

2,0

$$V_{öl} = \frac{m}{\rho} = \frac{5,076 \text{ kg}}{0,83 \text{ kg/dm}^3} = 6,11 \text{ l}$$

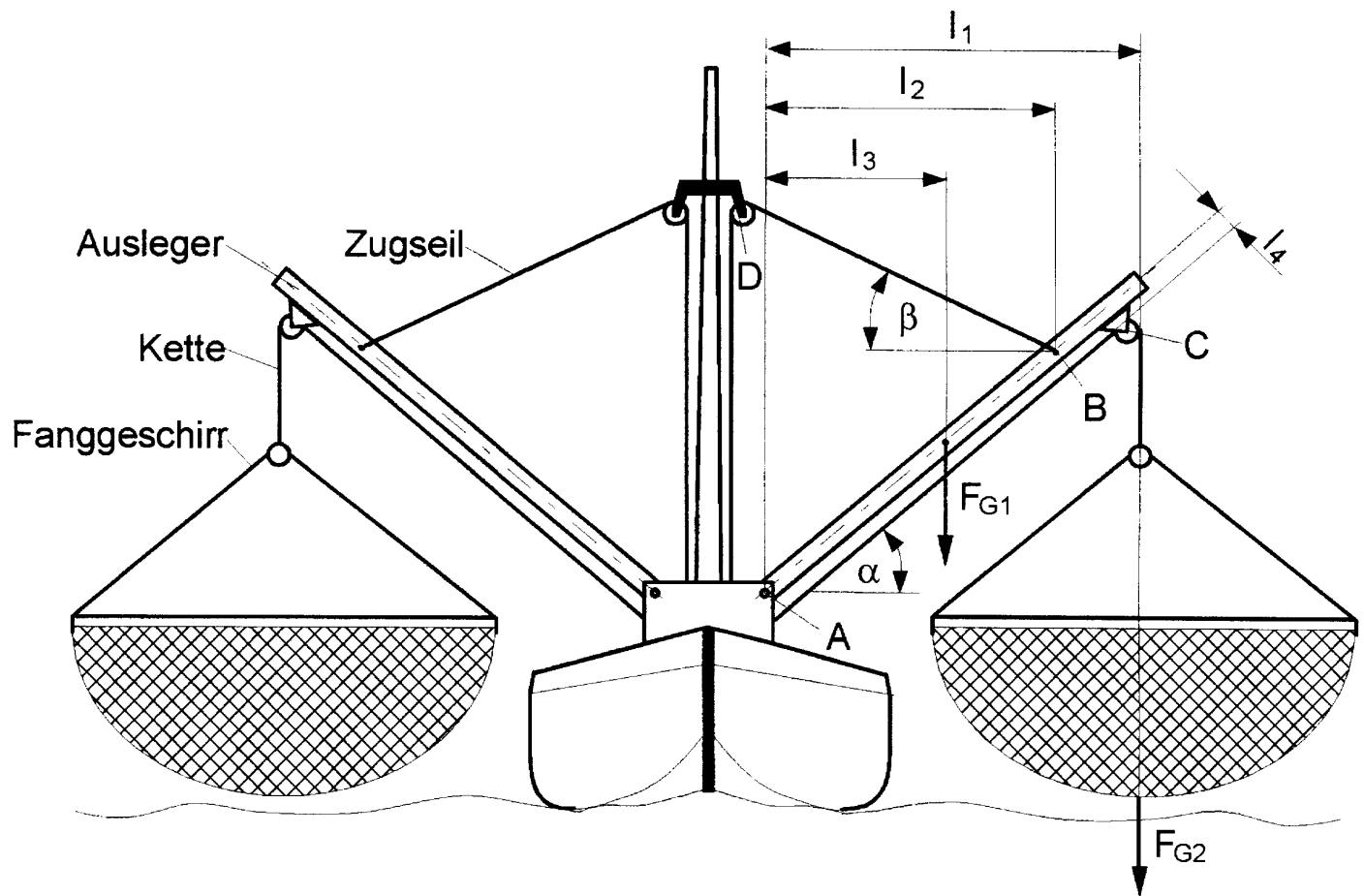
Im Wärmekraftwerk müssen 6,1l leichtes Heizöl pro Stunde verbrannt werden.

$\Sigma = 30,0$



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
l_2	=	4700 mm
l_3	=	2500 mm
l_4	=	300 mm

$$\alpha = 40^\circ$$

$$\beta = 35^\circ$$

Gewichtskraft des Auslegers

Gewichtskraft des Fanggeschirrs

$$F_{G1} = 2,5 \text{ kN}$$

$$F_{G2} = 10,0 \text{ kN}$$

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: $F_A = 20 \text{ kN}$ in Richtung des Auslegers

Maximale Seilkraft in B: $F_{smax} = 10 \text{ kN}$

Außendurchmesser: $D = 200 \text{ mm}$

Wandstärke: $s = 3 \text{ mm}$

Sicherheit gegen Verformung: $\nu = 3$

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: $F_D = 20 \text{ kN}$

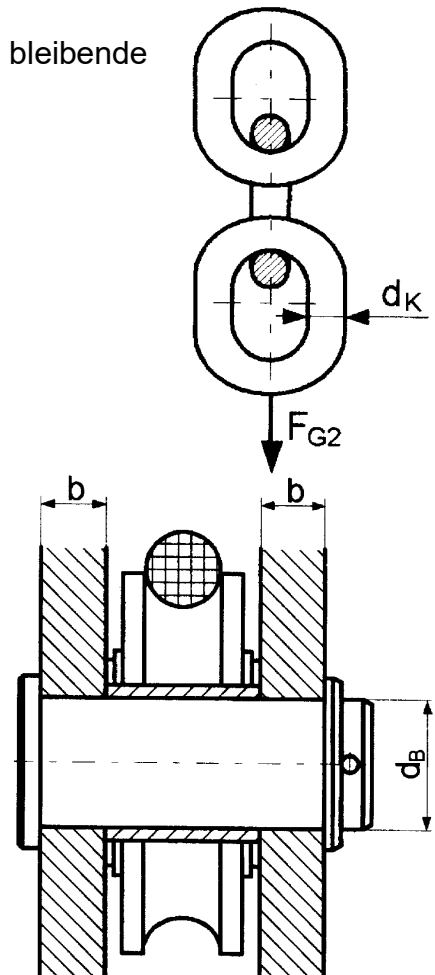
Lagerbreite: $b = 15 \text{ mm}$

Zulässige Flächenpressung: $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}$

Sicherheit gegen Abscheren: $\bullet = 3$

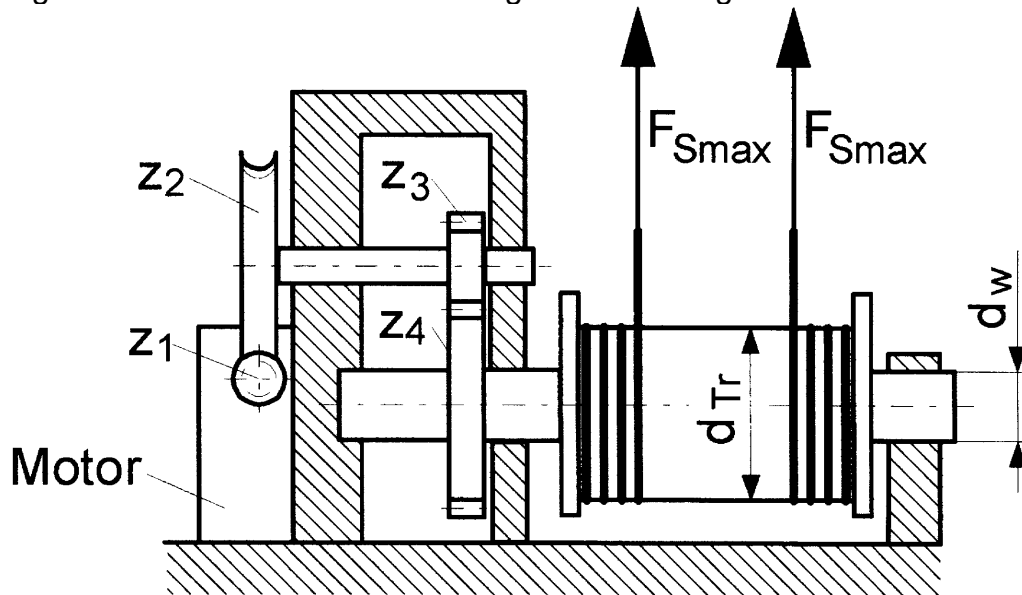
Bolzenwerkstoff: C45E

- 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:	v	=	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 |

$\Sigma = 30,0$

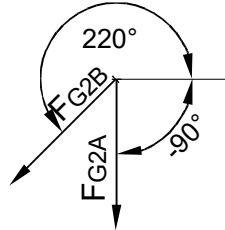
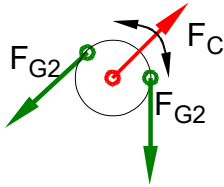
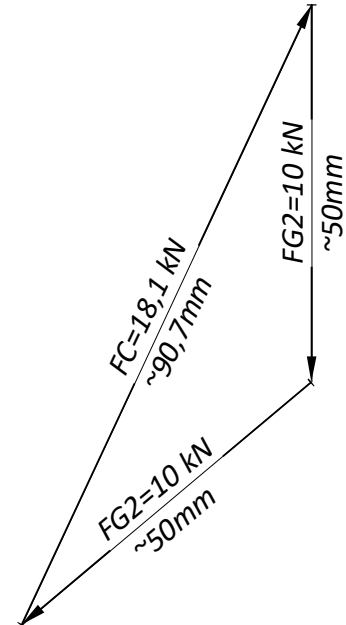


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1

1.1 zeichnerische Lösung
LS / LSSeilrolleKP $M_K = 10 \text{ kN} / 50 \text{ mm}$ 

rechnerische Lösung:

$$F_{G2Ax} = F_{G2A} \cdot \cos \alpha_A = 10 \text{ kN} \cdot \cos 270^\circ = 0 \text{ kN}$$

$$F_{G2Ay} = F_{G2A} \cdot \sin \alpha_A = 10 \text{ kN} \cdot \sin 270^\circ = -10 \text{ kN}$$

$$F_{G2Bx} = F_{G2B} \cdot \cos \alpha_B = 10 \text{ kN} \cdot \cos 220^\circ = -7,66 \text{ kN}$$

$$F_{G2By} = F_{G2B} \cdot \sin \alpha_B = 10 \text{ kN} \cdot \sin 220^\circ = -6,43 \text{ kN}$$

$$F_{Rx} = F_{G2Ax} + F_{G2Bx} = 0 \text{ kN} - 7,66 \text{ kN} = -7,66 \text{ kN} = -F_{Cx}$$

$$F_{Ry} = F_{G2Ay} + F_{G2By} = -10 \text{ kN} - 6,43 \text{ kN} = -16,43 \text{ kN} = -F_{Cy}$$

$$F_C = F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} = \sqrt{(-7,66 \text{ kN})^2 + (-16,43 \text{ kN})^2} = 18,1 \text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{16,43 \text{ kN}}{7,66 \text{ kN}} = 65^\circ$$

 $\alpha_A = 65^\circ$ nach rechts oben gegen die positive x-Achse

zentrales Kräftesystem, Verfahren nicht vorgegeben

1.2 rechnerische Lösung (nicht gefragt)

Lageskizze Ausleger:

$$\Sigma M_A = 0 = -F_{G1} \cdot l_3 + F_B \cdot \cos \beta \cdot l_2 \cdot \tan \alpha + F_B \sin \beta \cdot l_2 - F_{G2} \cdot l_1 - F_K \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_{G1} \cdot l_3 + F_{G2} \cdot l_1 + F_K \cdot l_4}{\cos \beta \cdot l_2 \cdot \tan \alpha + \sin \beta \cdot l_2}$$

$$= \frac{2,5 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} + 10 \text{ kN} \cdot 5000 \text{ mm} + 10 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm}}{\cos 35^\circ \cdot 4700 \text{ mm} \cdot \tan 40^\circ + \sin 35^\circ \cdot 4700 \text{ mm}}$$

$$F_B = 10 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_{G1} + F_B \cdot \sin \beta - F_{G2} - F_K \cdot \sin \alpha$$

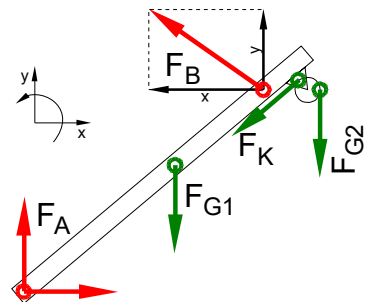
$$F_{Ay} = 2,5 \text{ kN} - 10 \text{ kN} \cdot \sin 35^\circ + 10 \text{ kN} + 10 \text{ kN} \cdot \sin 40^\circ = 13,2 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_B \cdot \cos \beta - F_K \cdot \cos \alpha$$

$$F_{Ax} = +10 \text{ kN} \cdot \cos 35^\circ + 10 \text{ kN} \cdot \cos 40^\circ = 15,9 \text{ kN}$$

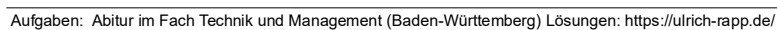
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(15,9 \text{ kN})^2 + (13,2 \text{ kN})^2} = 20,6 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{13,2 \text{ kN}}{15,9 \text{ kN}} = 39,77^\circ$$

 $\alpha_A \approx 40^\circ$ nach links oben gegen die positive x-Achse

LP Ausleger

KP $M_k = \frac{10 \text{ kN}}{100 \text{ mm}}$
 $F_k = \frac{10 \text{ kN}}{100 \text{ mm}}$





2

2.1 Vereinfachte Berechnung

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 Kräfteinleitungspunkt wirken, muss unter den verbleibenden Kräften also bei B liegen.

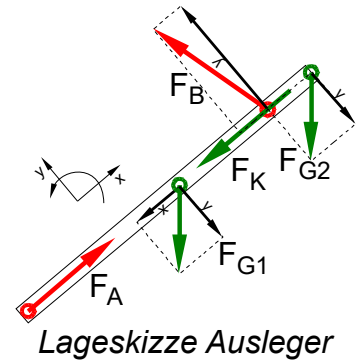
Berechnung des Biegemomentes an der Stelle B von links:

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

Berechnung des Biegemomentes an der Stelle B von rechts:

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

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)

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

Vorberechnungen

$$F_{Aquer} = F_A \cdot \sin(\alpha - \alpha_A) = 20,62 \text{ kN} \cdot \sin(40^\circ - 39,7734^\circ) = 20,6 \text{ kN} \cdot \sin 0,2264^\circ = 0,0815 \text{ kN}$$

$$F_{Bquer} = F_B \cdot \cos(90^\circ - \alpha - \beta) = 9,998 \text{ kN} \cdot \cos(90^\circ - 40^\circ - 35^\circ) = 9,657 \text{ kN}$$

Biegemoment an der Stelle B:

$$M_{bBli} = \left| F_{G1} \cdot (l_2 - l_3) + F_{Aquer} \cdot \frac{l_2}{\cos \alpha} \right| = 2,5 \text{ kN} \cdot (4700 - 2200) \text{ mm} + 0,0815 \text{ kN} \cdot \frac{4700 \text{ mm}}{\cos 40^\circ} = 6,0 \text{ kNm}$$

$$M_{bBre} = |-F_{G2} \cdot (l_1 - l_2) - F_{Kette} \cdot l_4| = |-10 \text{ kN} \cdot (5000 - 4700) \text{ mm} - 10 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm}| = 6,0 \text{ kNm}$$

Biegemoment über F_{G1}

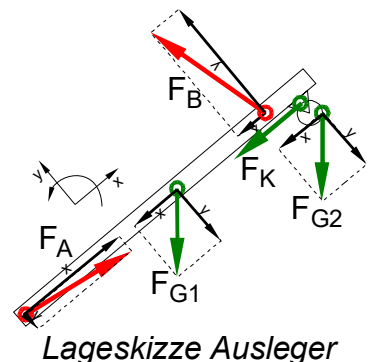
$$\tau_{aB} = 416 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} M_{bG1i} = \left| F_{Aquer} \cdot \frac{l_3}{\cos \alpha} \right| = 0,815 \text{ kN} \cdot \frac{2500 \text{ mm}}{\cos 40^\circ} = 0,27 \text{ kNm}$$

$$M_{bG1re} = \left| F_{Bquer} \cdot \frac{l_2 - l_3}{\cos \alpha} - F_{G2} \cdot (l_1 - l_3) - F_{Kette} \cdot l_4 \right| = |9,657 \text{ kN} \cdot \frac{(4700 - 2500) \text{ mm}}{\cos 40^\circ} - 10 \text{ kN} \cdot (5000 - 2500) \text{ mm} - 10 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm}| = 0,27 \text{ kNm}$$

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 :

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

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

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

Innendurchmesser d :

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

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

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

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

Wandstärke s :

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

Biegefestigkeit σ_{bF} :

$\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\sigma_{bF_{erf}}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W_{ist}} \Rightarrow$$

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

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
 $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

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

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

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

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

Gewählt: $d = 8,5 \text{ mm}$ (der nächstgrößere verfügbare Durchmesser für Rundstahl laut TabB)

Zugfestigkeit (Rundgliederkette)



4

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)

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

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

 $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

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

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

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

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

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

4.2 Gewählt $d_B = 24 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ → TabB)

5

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

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

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

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

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

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

5.4 $\tau_{tF} = 630 \text{ N/mm}^2$ (50CrMo4 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

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

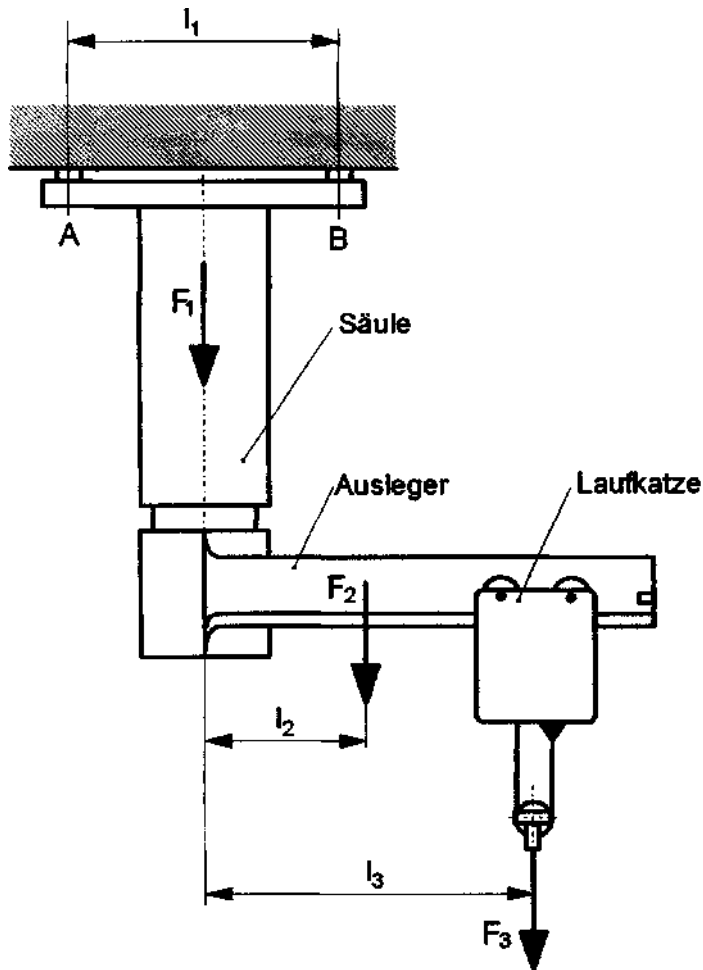
$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{5 \text{ kNm}}{210 \text{ N/mm}^2} = 23,8 \text{ cm}^3$$

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



tgt HP 2006/07-1: Deckenschwenkkran

Der Deckenschwenkkran ist an der Decke mit vier Schrauben befestigt. Auf dem schwenkbaren Ausleger befindet sich die Laufkatze.

Daten:

l_1	=	600 mm
l_2	=	1000 mm
l_3	=	2500 mm
F_1	=	4 kN
F_2	=	3 kN
F_3	=	12 kN

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|---|-----|
| 1 | Ermitteln Sie zeichnerisch die Haltekräfte der Schrauben an den Stellen A und B für die gezeichnete Lage. Es sind jeweils zwei Schrauben in A und B im Abstand h vorhanden. | 6,0 |
| 2 | Ermitteln Sie für Schrauben M16 die geeignete Festigkeitsklasse, wenn die Zugkraft je Schraube $F_{\max} = 35 \text{ kN}$ beträgt und 2,5 fache Sicherheit gegen plastische Verformung gewährleistet sein soll. | 3,0 |
| 3 | Welche Beanspruchungsarten liegen in der Säule vor, und welche Kräfte führen jeweils zu diesen Beanspruchungsarten? | 2,0 |



4

4.1 Berechnen Sie das maximale Biegemoment in der Säule. 4,0

4.2 Berechnen Sie die vorhandene Sicherheit ν gegen plastische Verformung. 5,0

Daten:

Außendurchmesser

$D = 200 \text{ mm}$

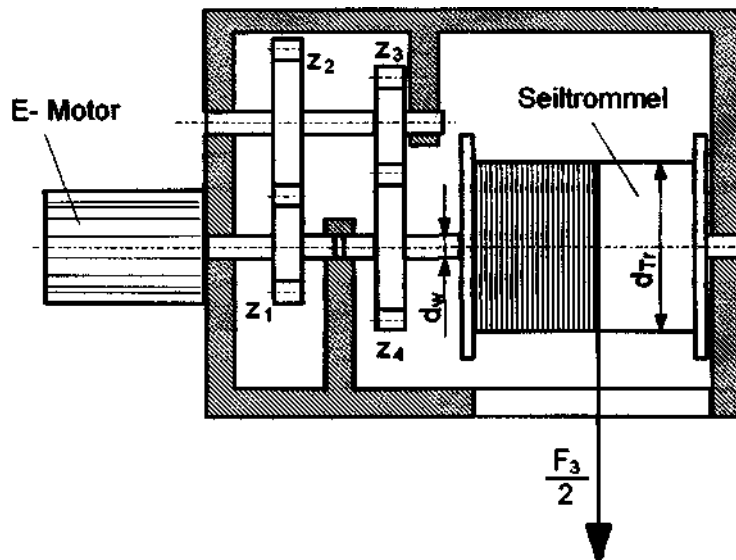
Innendurchmesser

$d = 180 \text{ mm}$

$M_{b\max} = 35 \text{ kNm}$

Werkstoff: S275

5 Die Seiltrommel in der Laufkatze wird durch einen Elektromotor über ein zweistufiges Getriebe angetrieben.



Daten:

$z_1 = 13$

$z_2 = 72$

$z_3 = 17$

$z_4 = 70$

$\eta_{\text{Ges}} = 0,8$

$P_M = 4,5 \text{ kW}$

$n_M = 700 \text{ min}^{-1}$

5.1 Mit welcher Geschwindigkeit kann die Last F_3 angehoben werden? 2,0

5.2 Berechnen Sie die Drehzahl der Seiltrommel. 2,0

5.3 Berechnen Sie den erforderlichen Seiltrommeldurchmesser d_{TR} . 3,0

5.4 Berechnen Sie den Durchmesser der Seiltrommelwelle d_w bei reiner Torsionsbeanspruchung. 3,0

Werkstoff: C45E ; Sicherheit $\nu = 3,5$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



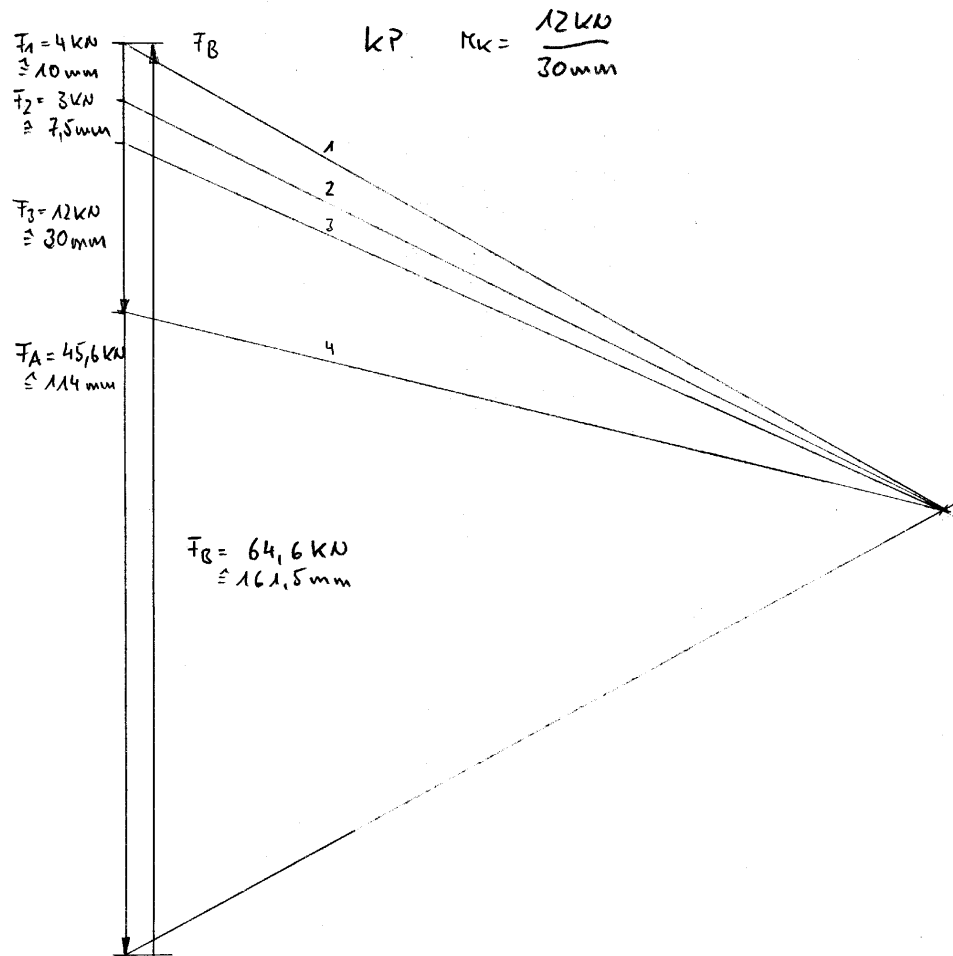
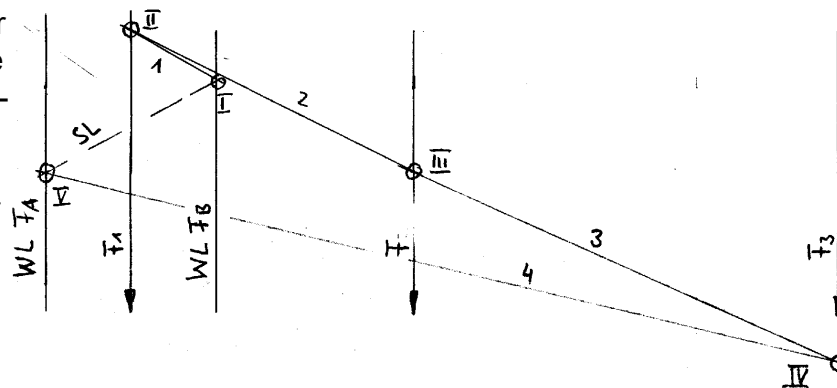
1 Haltekräfte

Hinweise:

Im Lageplan der Säule mit Ausleger und Katze fehlt die diesbezügliche Beschriftung.

Die Zeichnung der Aufgabe ist nicht maßstäblich, dadurch ist eine gefühlsmäßige Kontrolle erschwert.

Alle Lösungen beziehen sich auf die Stellen A und B.



Die Druckkraft F_A wird nicht von den Schrauben übertragen. Nimmt man die Aufgabenstellung wörtlich, lautet das Ergebnis für "die Schrauben an der Stelle A" also $F_{A(\text{Schraube})} = 0$.

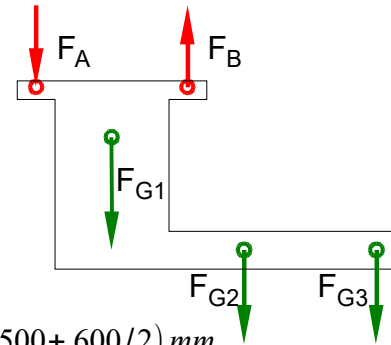
"Die Schrauben an der Stelle" B halten 64,6 kN (insgesamt, genauer will es diese Formulierung nicht wissen).



Noch Aufgabe 1

Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

LP Säule mit Ausleger und Laufkatze



$$\Sigma M_A = 0 = -F_1 \cdot \frac{l_1}{2} + F_B \cdot l_1 - F_2 \cdot (l_2 + \frac{l_1}{2}) - F_3 \cdot (l_3 + \frac{l_1}{2})$$

$$F_B = \frac{F_1 \cdot l_1 / 2 + F_2 \cdot (l_2 + l_1 / 2) + F_3 \cdot (l_3 + l_1 / 2)}{l_1}$$

$$F_B = \frac{4 \text{ kN} \cdot 600 \text{ mm} / 2 + 3 \text{ kN} \cdot (1000 + 600 / 2) \text{ mm} + 12 \text{ kN} \cdot (2500 + 600 / 2) \text{ mm}}{600 \text{ mm}} = 64,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_A - F_1 + F_B - F_2 - F_3 \Rightarrow$$

$$F_A = F_B - F_1 - F_2 - F_3 = 64,5 \text{ kN} - 4 \text{ kN} - 3 \text{ kN} - 12 \text{ kN} = 45,5 \text{ kN}$$

$$2 \quad \frac{R_e}{v} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F}{S} = \frac{35 \text{ kN}}{157 \text{ mm}^2} = 222,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = \sigma_z \cdot v = 111,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 2,5 = 557 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

mindestens erforderliche Festigkeitsklasse ist 8.8 ($R_e = 640 \text{ N/mm}^2$)

3 Beanspruchungsarten

F_1 , F_2 und F_3 bewirken in der Säule Zugspannung und

F_2 und F_3 bewirken zusammen mit den Hebelarmen Biegemoment jeweils im Zusammenspiel mit F_A und F_B .

4

$$4.1 \quad M_{bmax} = F_2 \cdot l_2 + F_3 \cdot l_3 = 3 \text{ kN} \cdot 1000 \text{ mm} + 12 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} = 33 \text{ kNm}$$

Biegemoment ermitteln

$$4.2 \quad W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (200^4 - 180^4)}{32 \cdot 200} \text{ mm}^3 = 270,1 \text{ cm}^3$$

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

$$v = \frac{\sigma_{bF} \cdot W}{M_{bmax}} = \frac{380 \text{ N/mm}^2 \cdot 270,1 \text{ cm}^3}{35 \text{ kNm}} = 2,99$$



5

$$5.1 \quad F = M \quad P_{ab} = P_M \cdot \eta_{Ges} = 4,5 \text{ kW} \cdot 0,8 = 3,6 \text{ kW}$$

$$P_{ab} = F_3 \cdot v_{Last} \Rightarrow v_{Last} = \frac{P_{ab}}{F_3} = \frac{3,6 \text{ kW}}{12 \text{ kN}} = 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$5.2 \quad F = M \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{72}{13} \cdot \frac{70}{17} = 22,8$$

$$i = \frac{n_M}{n_{Tr}} \Rightarrow n_{Tr} = \frac{n_M}{i} = \frac{700 \text{ min}^{-1}}{22,8} = 30,7 \text{ min}^{-1} = 0,51 \text{ s}^{-1}$$

$$5.3 \quad P_{ab} = \frac{F_3}{2} \cdot v_{Seil} \Rightarrow v_{Seil} = \frac{2 \cdot P_{ab}}{F_3} = \frac{2 \cdot 3,6 \text{ kW}}{12 \text{ kN}} = 0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v = \pi \cdot n_{Tr} \cdot d_{Tr} \Rightarrow d_{Tr} = \frac{v_{seil}}{\pi \cdot n_{Tr}} = \frac{0,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{\pi \cdot 0,51 \frac{1}{\text{s}}} = 0,373 \text{ m}$$

Die Berechnung erfolgt unter der Annahme, dass der Durchmesser für die Geschwindigkeit erforderlich sei. Für ein hohes Drehmoment kann ein anderer Durchmesser sinnvoll sein.

$$5.4 \quad P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{4,5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 700 \text{ min}^{-1}} = 61,39 \text{ Nm}$$

$$M_T = M_M \cdot i \cdot \eta_{Ges} = 61,39 \text{ Nm} \cdot 22,8 \cdot 0,8 = 1119,7 \text{ Nm}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_T}{W_P} \Rightarrow W_P = \frac{M_T \cdot v}{\tau_{tF}} = \frac{1119,7 \text{ Nm} \cdot 3,5}{350 \text{ N/mm}^2} = 11,20 \text{ cm}^3$$

$$W_P = \frac{\pi \cdot d_W^3}{16} \Rightarrow d_W = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_P}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 11,2 \text{ cm}^3}{\pi}} = 38,5 \text{ mm}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$

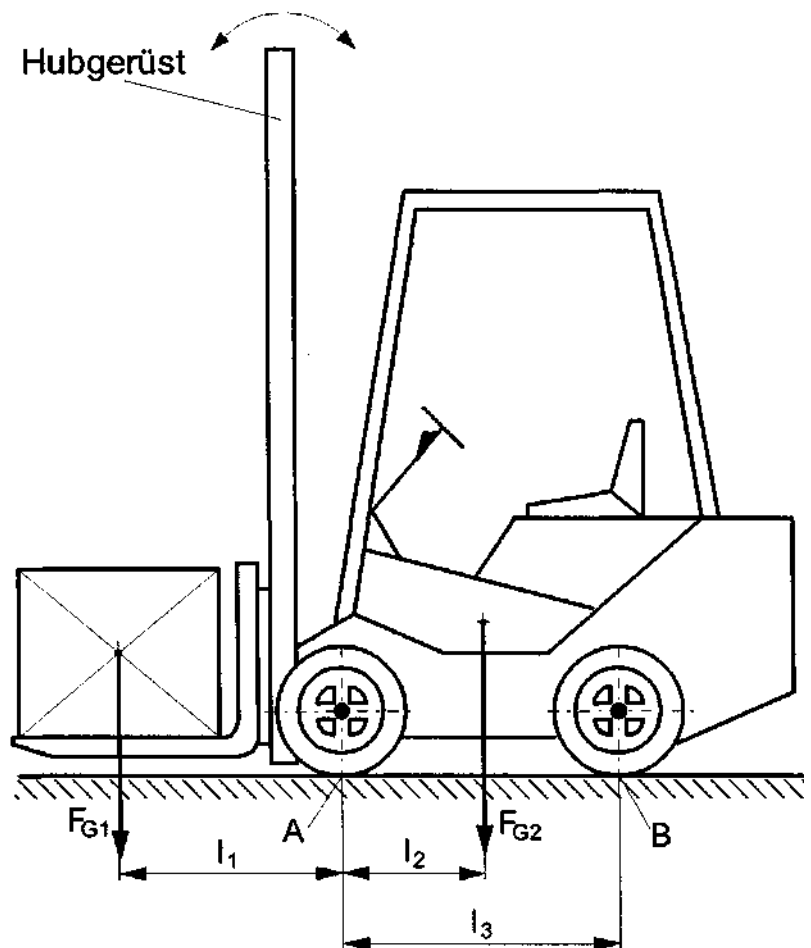


tgt HP 2006/07-2: Gabelstapler

Bei dem hier dargestellten Gabelstapler lässt sich das Hubgerüst kippen.

Daten:

l_1	=	840 mm
l_2	=	925 mm
l_3	=	1740 mm
F_{G1}	=	5 kN
F_{G2}	=	35 kN



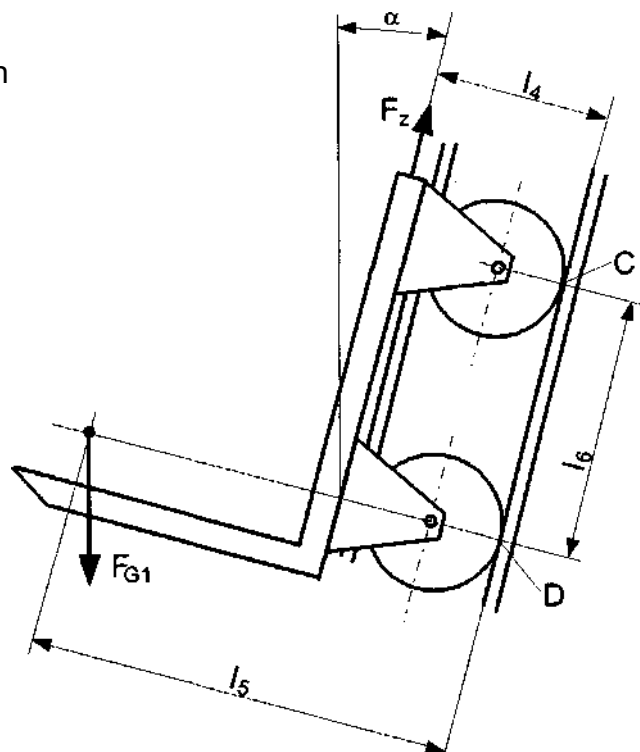
Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|---|-----|
| 1 | Bestimmen Sie zeichnerisch die Achslasten F_A und F_B . | 5,5 |
| 2 | Berechnen Sie für die senkrechte Stellung des Hubgerüsts die maximale Last F_{G1max} , bei der der Gabelstapler kippt. | 3,0 |
| 3 | Die Rollen der Gabel werden in zwei U-Profilen geführt. Zwei Zugketten bewegen die Gabel.
Berechnen Sie für eine Seite des Hubgerüsts die Rollenstützkräfte F_C und F_D , sowie die Zugkraft F_Z , wenn das Hubgerüst um α gekippt ist. | 6,0 |

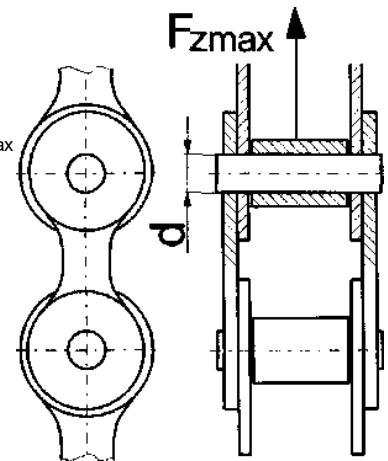
Daten:

l_4	=	150 mm
l_5	=	550 mm
l_6	=	400 mm
α	=	10°

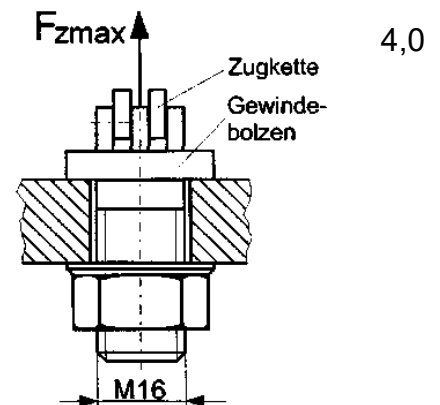




- 4 Die einzelnen Kettenglieder der Zugkette sind durch Bolzen aus C22E verbunden.
Berechnen Sie für eine 4-fache Sicherheit den erforderlichen Bolzendurchmesser d bei einer maximalen Kettenzugkraft von F_{zmax} = 16 kN.



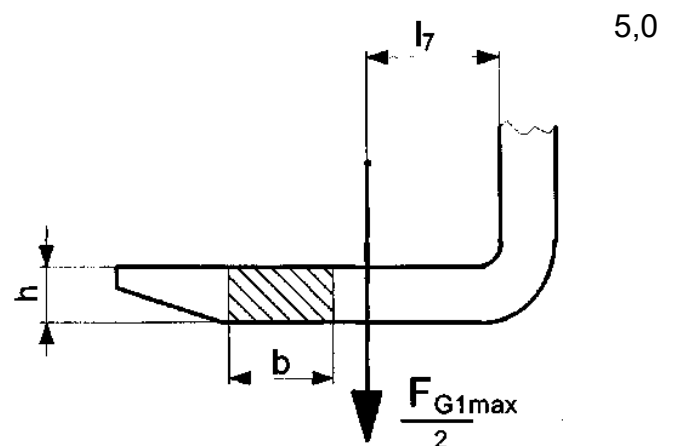
- 5 Die Ketten sind mit Gewindebolzen M16 aus S275 am Hubantrieb befestigt. In der Kette wirkt eine maximale Kettenzugkraft von F_{zmax} = 16 kN.
Berechnen Sie die Sicherheit gegen bleibende Verformung im Gewinde.



- 6 Die Gabelzinken sind aus S275, der Querschnitt ist ein rechteckiges Vollprofil.
Bestimmen Sie die erforderliche Breite b der Gabelzinken. Querschnittsänderungen und Radien werden vernachlässigt.

Daten:

l_7	=	400 mm
h	=	40 mm
F_{G1max}	=	32 kN
v	=	3



- 7 Bestimmen Sie die erforderliche Hubleistung, wenn die Last F_{G1} mit v_{Hub} = 0,5 m/s angehoben wird.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
5,5

- 1 Hinweise: Die vorgegebene Zeichnung ist nicht maßstäblich, dadurch ist eine gefühlsmäßige Kontrolle erschwert. Die zeichnerische Lösung kann auch bei groben Fehlern ähnliche oder vertauschte Ergebnisse erbringen.

Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 + F_B \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2}{l_3} = \frac{-5 \text{ kN} \cdot 840 \text{ mm} + 35 \text{ kN} \cdot 925 \text{ mm}}{1740 \text{ mm}} = 16,2 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_A - F_{G2} + F_B \Rightarrow$$

$$F_A = F_{G1} + F_{G2} - F_B = 5 \text{ kN} + 35 \text{ kN} - 16,2 \text{ kN} = 23,8 \text{ kN}$$

- 2 Kippbedingung: $F_B = 0$, weil die Hinterachse beim Kippen abhebt.

$$\Sigma M_A = 0 = F_{G1\max} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_{G1\max} = F_{G2} \cdot \frac{l_2}{l_1} = 35 \text{ kN} \cdot \frac{925 \text{ mm}}{840 \text{ mm}} = 38,5 \text{ kN}$$

- 3 Lageplan der Gabel mit Rollen:

Berechnung mit $F_{G1}/2$, weil Kräfte nur für eine Seite gefragt sind.

$$\Sigma M_{DZ} = 0 = +F_C \cdot l_6 + \frac{F_{G1x}}{2} \cdot (l_5 - l_4) \Rightarrow$$

$$F_C = -\frac{F_{G1}/2 \cdot \cos \alpha \cdot (l_5 - l_4)}{l_6} = \frac{-5 \text{ kN} / 2 \cdot \cos 10^\circ \cdot (550 - 150) \text{ mm}}{400 \text{ mm}} = -2,46 \text{ kN} (!)$$

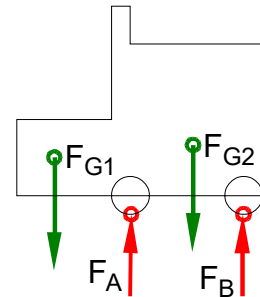
$$\Sigma F_x = 0 = -\frac{F_{G1x}}{2} + F_Z \Rightarrow$$

$$F_Z = \frac{F_{G1}}{2} \cdot \cos \alpha = \frac{5 \text{ kN}}{2} \cdot \cos 10^\circ = 2,46 \text{ kN}$$

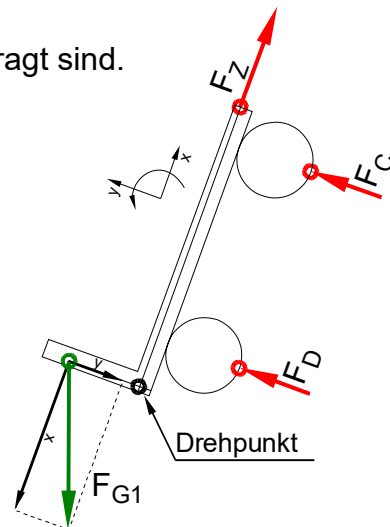
$$\Sigma F_y = -\frac{F_{G1y}}{2} + F_D + F_C \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_{G1}}{2} \cdot \sin \alpha - F_C = \frac{5 \text{ kN}}{2} \cdot \sin 10^\circ - (-2,46 \text{ kN}) = 2,89 \text{ kN}$$

Hoffentlich hilft Ihnen die Zeichnung bei der Frage, wie die negative Auflagerkraft F_C übertragen wird ..



3,0



6,0



- 4 Der Bolzendurchmesser kann nur gegen Abscherung berechnet werden, weil die Dicke der Laschen nicht angegeben ist. 4,5
 $R_e = 290 \text{ N/mm}^2$ (C22E<16 mm \rightarrow [EuroTabM46], S.134)

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

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

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

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

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 183,9 \text{ mm}^2}{\pi}} = 15,3 \text{ mm}$$
 gewählt: $d_B = 16 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare Bolzen $\emptyset \rightarrow$ TabB)
Bolzen dimensionieren
- 5 Spannungsquerschnitt $S = 157 \text{ mm}^2$ (M16 \rightarrow [EuroTabM] „Gewinde“) 4,0
 $R_e = 275 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S275)

$$\frac{R_e}{V} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_{zmax}}{S}$$

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

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{275 \text{ MPa}}{101,9 \text{ MPa}} = 2,7$$
- 6 Das maximale Biegemoment wirkt im senkrechten Teil des Gabelzinkens, weil dieser Teil am weitesten weg ist von der Kraft (= größter Hebelarm): 5,0

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

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

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

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

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

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \Rightarrow b = \frac{W \cdot 6}{h^2} = \frac{58181 \text{ mm}^2 \cdot 6}{(40 \text{ mm})^2} = 218 \text{ mm}$$
 Die Breite muss mind. 218 mm betragen.
Biegemoment ermitteln
- 7 $P = F_{G1} \cdot v_{Hub} = 5 \text{ kN} \cdot 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2,5 \text{ kW}$ 2,0

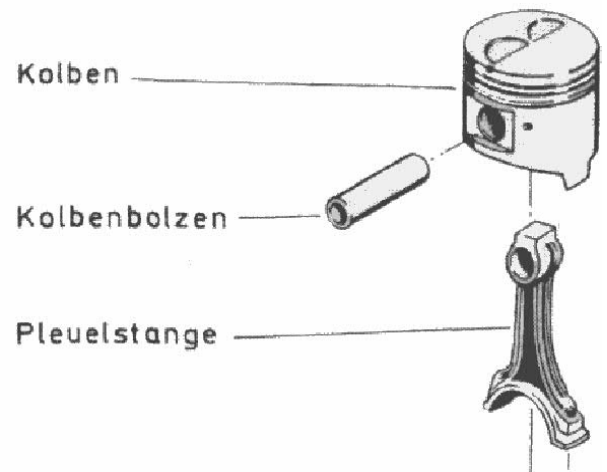
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2006/07-5: Dieselmotor

Der Kolbenbolzen für einen Dieselmotor wird aus C15E hergestellt.



Teilaufgaben:		Punkte
1	Skizzieren Sie das Gefüge des Kolbenbolzens bei Raumtemperatur und benennen Sie die Gefügebestandteile.	2,0
2	Die Oberfläche des Kolbenbolzens soll verschleißfest sein.	
2.1	Wählen Sie ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren. Begründen Sie Ihre Entscheidung.	2,0
2.2	Beschreiben Sie das Verfahren und geben Sie die erforderlichen Temperaturen an.	2,0
3	Die Laufschrift der Pleuellagerbuchse besteht aus einer Blei-Zinn-Legierung PbSn12. Diese beginnt bei 300°C zu erstarren. Die Erstarrung endet bei 183°C mit einem Haltepunkt.	
3.1	Zeichnen Sie das Pb-Sn-Zustandsschaubild. Beschriften Sie die Linien und die Phasenfelder.	3,0
3.2	Um welchen Legierungstyp handelt es sich und unter welchen Bedingungen entsteht er?	3,0
4	Ein Dieselprozess kann näherungsweise durch zwei Adiabaten, eine Isochore und eine Isobare dargestellt werden.	
4.1	Skizzieren Sie den Kreisprozess in einem p-V-Diagramm. Nummerieren Sie die Eckpunkte beginnend mit der Kompression.	2,0
4.2	Kennzeichnen Sie im Diagramm die zu- und abgeführte Wärme.	2,0
4.3	Schraffieren Sie die zu- und abgeführte Arbeit, sowie die Nutzarbeit.	2,0
5	Vom Dieselmotor sind folgende Daten bekannt	
	$p_1 = 0,9 \text{ bar}$ $T_3 = 2000 \text{ K}$ $\frac{V_1}{V_2} = \frac{20}{1}$ $V_1 = 600 \text{ cm}^3$ $\kappa = 1,4$ $T_1 = 290 \text{ K}$	
5.1	Welche Masse hat die angesaugte Luft?	2,0
5.2	Berechnen Sie alle fehlenden Zustandsgrößen. Stellen Sie das Ergebnis in einer Tabelle dar.	5,0
5.3	Berechnen Sie die Nutzarbeit für eine Luftmasse von $m = 0,65 \text{ g}$.	5,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 30,0$

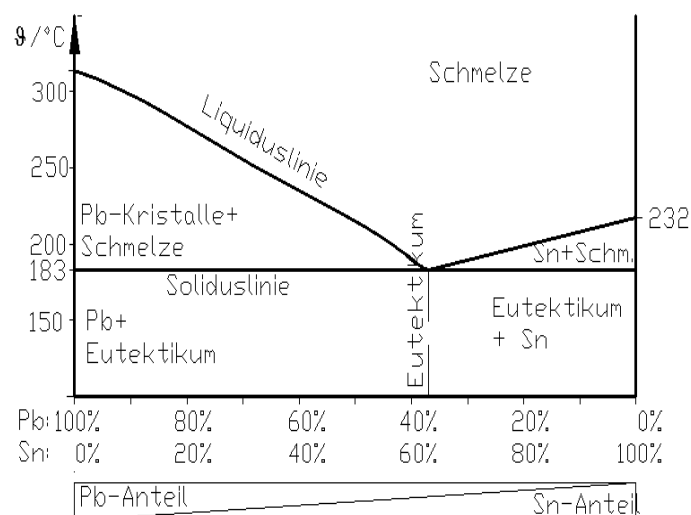


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

- | | | Punkte |
|-----|---|--------|
| 1 | C15E enthält 0,15% Kohlenstoff und besteht aus Ferrit und Perlit, Perlit wiederum aus Ferrit und Zementit. | 2,0 |
| 2 | | |
| 2.1 | Gewählt wird Randschichthärten, weil dabei die Oberfläche hart und verschleißfest wird, während der Kern zäh bleibt.
Das spezielle Verfahren muss Einsatzhärten sein, weil das kohlenstoffarme C15 in der Randschicht mit Kohlenstoff angereichert werden muss, bevor es gehärtet werden kann. | 2,0 |
| 2.2 | - Einsetzen bzw. Aufkohlen: Der Kolbenbolzen aus C15 wird in kohlenstoffhaltiger Umgebung bei 880..980°C geglüht, damit Kohlenstoff in die Randschicht diffundiert und dort der Stahl härter wird.
- Härtetemperatur 780..820°C
- Abschrecken, damit sich Martensit bildet
- Anlassen bei 150..200°C, damit sich die größten Verspannungen lösen können. | 2,0 |

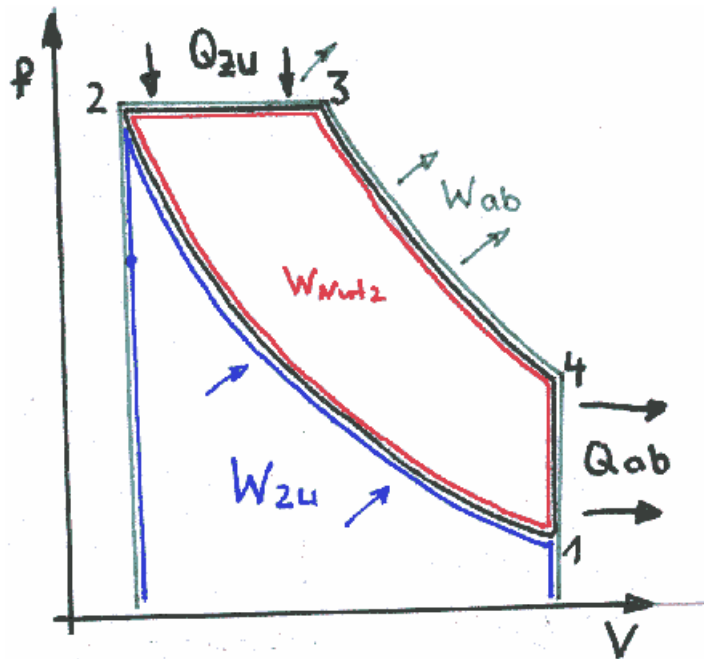
- | | | |
|-----|--|-----|
| 3 | | |
| 3.1 | | 3,0 |



- | | | |
|-----|--|-----|
| 3.2 | Es handelt sich um den Legierungstyp Kristallgemisch. Er entsteht, wenn die Legierungselemente in festem Zustand vollkommen unlöslich sind, weil sich ihre Atome in Größe und Gittertyp unterscheiden und nicht in einem Gitter kristallisieren. | 3,0 |
|-----|--|-----|



4



2,0

2,0

2,0

5

5.1 $p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \rightarrow$

2,0

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_i \cdot T_1} = \frac{0,9 \text{ bar} \cdot 600 \text{ cm}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 290 \text{ K}} = \frac{0,9 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 600 \cdot (0,01 \text{ m})^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 290 \text{ K}} = 0,649 \text{ g}$$

5.2

5,0

	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4
V [cm ³]	600	30	62,42	600
p [bar]	0,9	59,66	59,66	2,51
T [K]	290	961,2	2000	808,9

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,005}{0,718} = 1,4$$

Punkt 2

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{20}{1} \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{20} = \frac{600 \text{ cm}^3}{20} = 30 \text{ cm}^3$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} = 290 \text{ K} \cdot 20^{1,4-1} = 961,2 \text{ K}$$

$$\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa} = 0,9 \text{ bar} \cdot 20^{1,4} = 59,66 \text{ bar}$$

Punkt 3



$$T_3 = 2000 \text{ K} \quad (\text{Text})$$

$$p_3 = p_2 = 59,66 \text{ bar} \quad (\text{isobar})$$

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \rightarrow V_3 = V_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 30 \text{ cm}^3 \cdot \frac{2000 \text{ K}}{961,2 \text{ K}} = 62,42 \text{ cm}^3$$

Punkt 4

$$V_4 = V_1 = 600 \text{ cm}^3 \quad (\text{isochor})$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{V_4}{V_3} \right]^{\kappa-1} \rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{\kappa-1} = 2000 \text{ K} \cdot \left[\frac{62,42 \text{ cm}^3}{600 \text{ cm}^3} \right]^{1,4-1} = 808,9 \text{ K}$$

$$\left[\frac{p_3}{p_4} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_4}{V_3} \right]^{\kappa-1} \rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{\kappa} = 59,66 \text{ bar} \cdot \left[\frac{62,42 \text{ cm}^3}{600 \text{ cm}^3} \right]^{1,4} = 2,51 \text{ bar}$$

oder

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_4}{T_4} \rightarrow p_4 = p_1 \cdot \frac{T_4}{T_1} = 0,9 \text{ bar} \cdot \frac{808,9 \text{ K}}{290 \text{ K}} = 2,51 \text{ bar}$$

5.3 Berechnung über die Arbeitsbilanz:

5,0

$$W_{12} = -\frac{m \cdot R_i}{1-\kappa} \cdot (T_2 - T_1) = -\frac{0,65 \text{ g} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}{1-1,4} \cdot (961,2 - 290) \text{ K} = 313,0 \text{ J}$$

$$W_{23} = -p \cdot \Delta V = -p \cdot (V_3 - V_2) = -59,66 \text{ bar} \cdot (62,42 - 30) \text{ cm}^3 \\ = -59,66 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 32,42 \cdot (0,01 \text{ m})^3 = -193,4 \text{ J}$$

$$W_{34} = -\frac{m \cdot R_i}{1-\kappa} \cdot (T_4 - T_3) = -\frac{0,65 \text{ g} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}{1-1,4} \cdot (808,9 - 2000) \text{ K} = -555,5 \text{ J}$$

$$W_{\text{Nutz}} = W_{12} + W_{23} + W_{34} = 313,0 \text{ J} - 193,4 \text{ J} - 555,5 \text{ J} = -435,9 \text{ J}$$

Berechnung über die Wärmebilanz:

$$Q_{\text{zu}} = Q_{23} = c_p \cdot m \cdot (T_3 - T_2) = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,65 \text{ g} \cdot (2000 - 961,2) \text{ K} = 678,6 \text{ J}$$

$$Q_{\text{ab}} = Q_{41} = c_v \cdot m \cdot (T_1 - T_4) = 0,718 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,65 \text{ g} \cdot (290 - 808,9) \text{ K} = -242,2 \text{ J}$$

$$W_{\text{Nutz}} + Q_{\text{zu}} + Q_{\text{ab}} = 0 \rightarrow W_{\text{Nutz}} = -Q_{\text{zu}} - Q_{\text{ab}} = -678,6 \text{ J} - (-242,2 \text{ J}) = -436,4 \text{ J}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

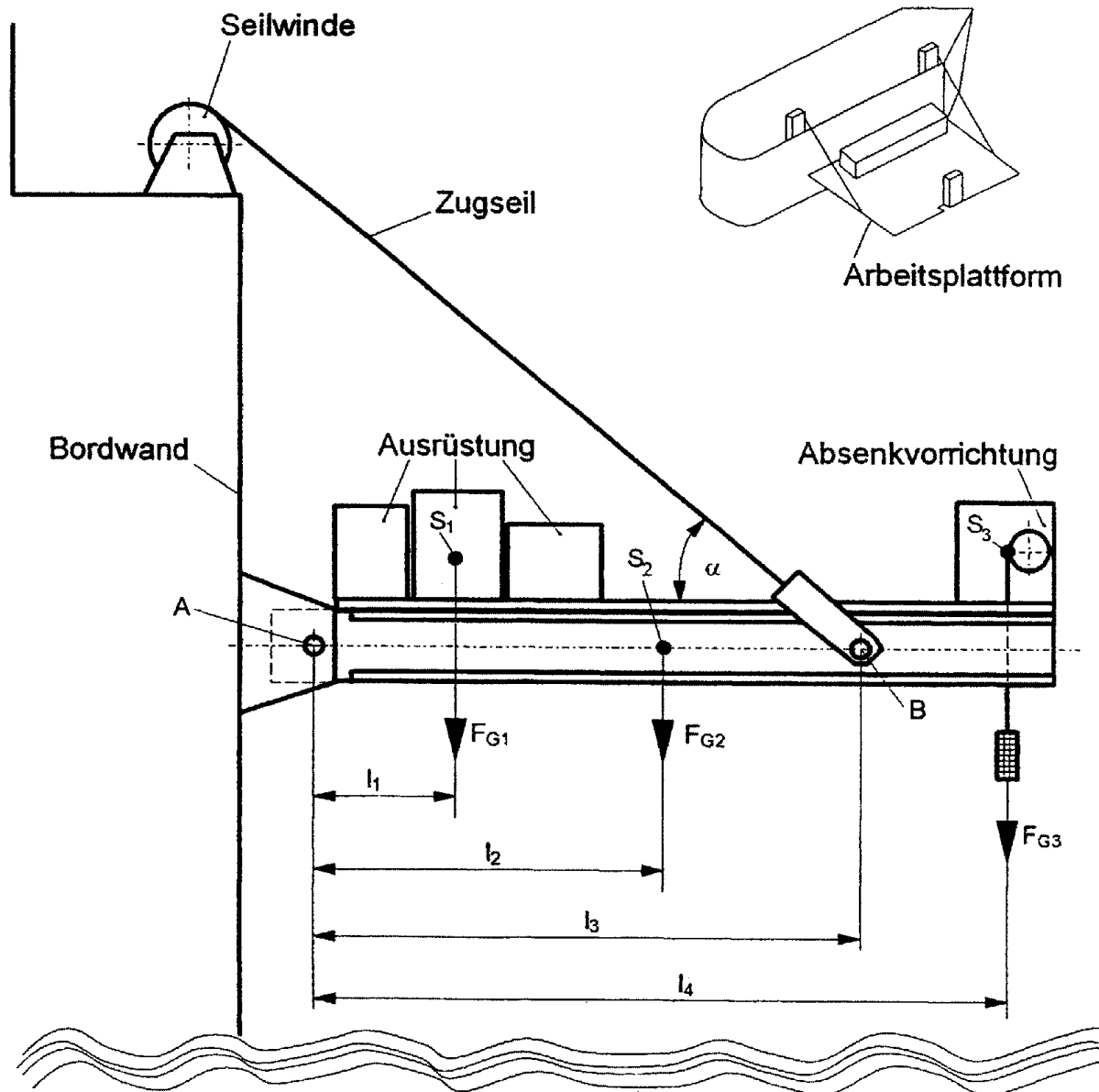
$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2005/06-1: Arbeitsplattform

An der Bordwand eines Forschungsschiffs ist eine Arbeitsplattform montiert. Die Arbeitsplattform liegt auf zwei I-Trägern, sie wird durch zwei Seilwinden hochgeklappt bzw. abgesenkt. Am äußeren Ende der Plattform ist eine Absenkvorrichtung zum Heben und Senken von Sonden angebracht. Auf der Arbeitsplattform ist eine Fläche ausgewiesen, auf der Ausrüstung gelagert werden kann.

Alle Angaben beziehen sich auf eine Plattformseite.



Daten:

Gewichtskraft der Ausrüstung:

$$F_{G1} = 20 \text{ kN}$$

$$l_1 = 2,0 \text{ m}$$

Gewichtskraft eines Trägers:

$$F_{G2} = 6 \text{ kN}$$

$$l_2 = 5,5 \text{ m}$$

Gewichtskraft der Absenkvorrichtung:

$$F_{G3} = 3 \text{ kN}$$

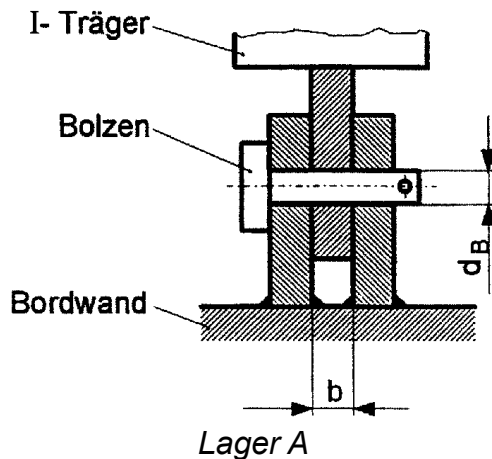
$$l_3 = 8,0 \text{ m}$$

$$l_4 = 11,0 \text{ m}$$

$$\alpha = 50^\circ$$



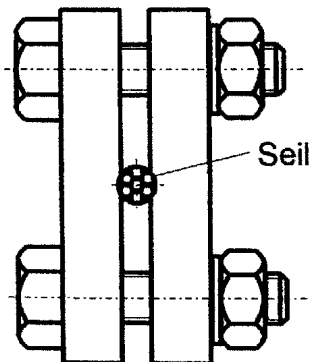
Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Lagerkraft F_A und die Seilkraft F_B .	6,0
2 Bestimmen Sie die Stelle des maximalen Biegemoments und berechnen Sie M_{bmax} für $F_A = 19 \text{ kN}$ unter $\beta = 55^\circ$ zur Waagrechten.	4,0
3 Das maximale Biegemoment beträgt $M_{bmax} = 31 \text{ kNm}$. Bestimmen Sie bei 4-facher Sicherheit gegen unzulässige Verformung den erforderlichen schmalen I- Träger DIN 1025 - S235.	3,0
4 Jeder I-Träger ist durch einen Bolzen mit der Bordwand verbunden.	



Daten:
 Breite: $b = 18 \text{ mm}$
 zul. Flächenpressung: $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$
 Lagerkraft: $F_A = 19 \text{ kN}$
 Bolzenwerkstoff: C45E

- | | |
|---|-----|
| 4.1 Berechnen Sie d_B aus der zulässigen Flächenpressung. | 2,5 |
| 4.2 Berechnen Sie die vorhandene Sicherheit gegen Abscherung. | 2,5 |
| 5 Das freie Ende des Zugseils wird mit einer Seilklemme am I- Träger befestigt. | |

Seilklemme

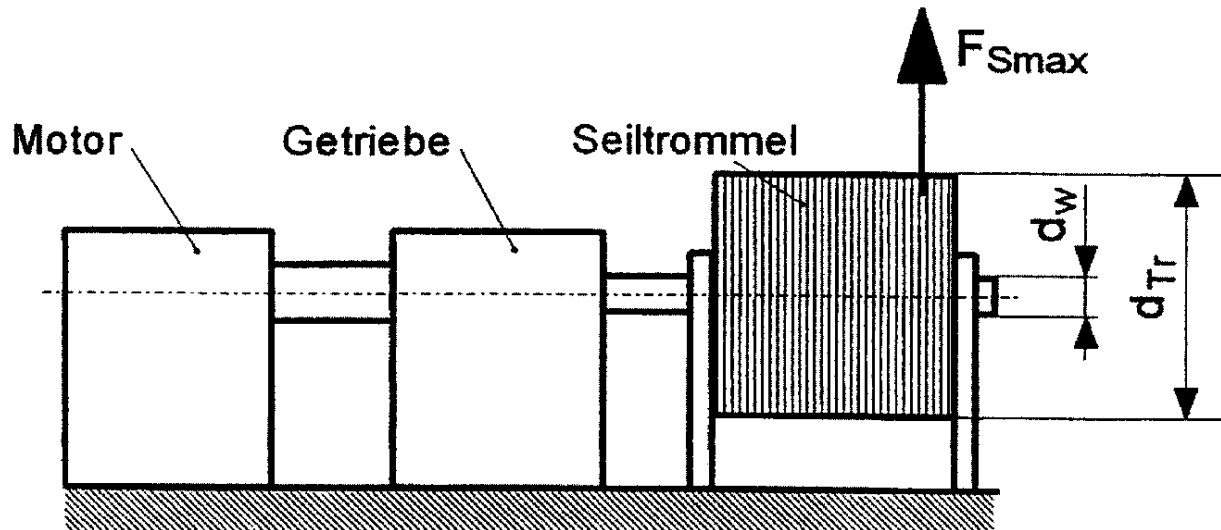


Daten:
 Maximale Seilkraft: $F_{Smax} = 18 \text{ kN}$
 Reibungskoeffizient: $\mu = 0,2$
 Sicherheit gegen Verformung der Schrauben: $v_1 = 4$
 Sicherheit gegen Herausrutschen: $v_2 = 5$
 Anzahl der Schrauben: 6
 Schraubenfestigkeitsklasse: 8.8

- | | |
|--|-----|
| Berechnen Sie das erforderliche metrische ISO- Regelgewinde. | 5,0 |
|--|-----|



6 Die Plattform wird durch zwei Seilwinden an den Schiffskörper hochgeklappt.



Daten pro Seilwinde:

Getriebewirkungsgrad:

$$\eta_G = 0,8$$

Maximale Seilkraft:

$$F_{Smax} = 18 \text{ kN}$$

Seiltrommeldurchmesser:

$$d_{Tr} = 220 \text{ mm}$$

Hubgeschwindigkeit:

$$v_{Hub} = 6 \text{ m/min}$$

Sicherheit gegen unzulässige Verdrehung:

$$v = 4$$

Werkstoff der Seiltrommelwelle:

$$50 \text{ Cr Mo } 4$$

6.1 Welche Leistung muss der Elektromotor abgeben ?

3,0

6.2 Berechnen Sie den erforderlichen Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle.

4,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$

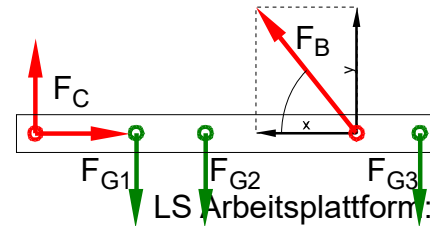


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 Rechnerische Lösung (nicht gefordert)



$$\begin{aligned}\sum M_A = 0 &= -F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 + F_{By} \cdot l_3 - F_{G3} \cdot l_4 \Rightarrow \\ F_{By} &= \frac{F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2 + F_{G3} \cdot l_4}{l_3} \\ &= \frac{20 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} + 6 \text{ kN} \cdot 5,5 \text{ m} + 3 \text{ kN} \cdot 11 \text{ m}}{8 \text{ m}} = 13,25 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$F_B = \frac{F_{By}}{\sin \alpha} = \frac{13,25 \text{ kN}}{\sin 50^\circ} = 17,3 \text{ kN}$$

$$\sum F_x = 0 = F_{Ax} - F_{Bx} \Rightarrow F_{Ax} = F_{Bx} = F_B \cdot \cos \alpha = 17,3 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ = 11,1 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 = F_{Ay} - F_{G1} - F_{G2} + F_{By} - F_{G3} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = +F_{G1} + F_{G2} - F_{By} + F_{G3} = 20 \text{ kN} + 6 \text{ kN} - 13,25 \text{ kN} + 3 \text{ kN} = 15,75 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(11,1 \text{ kN})^2 + (15,75 \text{ kN})^2} = 19,3 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{15,75 \text{ kN}}{11,1 \text{ kN}} = 54,8^\circ$$

$\alpha_A = 54,8^\circ$ nach rechts oben gegen die positive x-Achse

Statik (Schlusslinienverfahren)

6,0

2 Lageskizze

$$M_{bl}(\text{von links}) = -F_{Ay} \cdot l_1 = -F_A \cdot \sin 55^\circ \cdot l_1 = -19 \text{ kN} \cdot \sin 55^\circ \cdot 2,0 \text{ m} = -31,13 \text{ kNm}$$

$$\begin{aligned}M_{b2}(\text{von links}) &= F_{Ay} \cdot l_2 + F_{G1} \cdot (l_2 - l_1) = \\ &= -19 \text{ kN} \cdot \sin 55^\circ \cdot 5,5 \text{ m} + 20 \text{ kN} \cdot (5,5 - 2,0) \text{ m} = -15,6 \text{ kNm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{bB}(\text{von links}) &= -F_{Ay} \cdot l_3 + F_{G1} \cdot (l_3 - l_1) + F_{G2} \cdot (l_3 - l_2) \\ &= -19 \text{ kN} \cdot \sin 55^\circ \cdot 8 \text{ m} + 20 \text{ kN} \cdot (8,0 - 2,0) \text{ m} + 6 \text{ kN} \cdot (8,0 - 5,5) \text{ m} = 10,5 \text{ kNm}\end{aligned}$$

$$M_{bB}(\text{von rechts}) = F_{G3} \cdot (l_4 - l_3) = 3 \text{ kN} \cdot (11 - 8) \text{ m} = 9 \text{ kNm}$$

$$M_{bmax} = |M_{bl}| = 31,13 \text{ kNm} \quad (\text{das Biegemoment mit dem größten Betrag})$$

4,0

M_{bIII} ergibt von links und rechts gerechnet unterschiedliche Werte, da der angegebene Wert von F_A ungenau ist. (Einser-Falle ;-)

M_{bl} und M_{bII} können ohne F_B nicht von rechts gerechnet werden.

Biegemoment ermitteln

3 $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{4} = 82,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{31 \text{ kNm}}{82,5 \text{ N/mm}^2} = 375,8 \text{ cm}^3$$

Gewählt: I-Profil DIN 1025 – S235 – I260 mit $W_x = 442 \text{ cm}^3$

Hinweis: Schmale I-Träger sind nicht in allen neueren Tabellenbüchern aufgeführt.

Profil wählen

3,0



4

$$4.1 \quad p_{zul} = \frac{F}{2 \cdot A} \Rightarrow A = \frac{F_A}{p_{zul}} = \frac{19 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 633 \text{ mm}^2 \quad 2,5$$

$$A = d \cdot b \Rightarrow d_B = \frac{A}{b} = \frac{633 \text{ mm}^2}{18 \text{ mm}} = 35,18 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 40 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare Bolzen $\emptyset \rightarrow$ TabB)

$$4.2 \quad \tau_{aB} = 490 \text{ N/mm}^2 \text{ (C45E} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 41. Auflage, S.40)} \quad 2,5$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 40^2 \text{ mm}^2}{4} = 1257 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} = \frac{19 \text{ kN}}{2 \cdot 1257 \text{ mm}^2} = 7,56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{490 \text{ N/mm}^2}{7,56 \text{ N/mm}^2} = 64,8$$

Bolzen dimensionieren

5 Die Reibkraft wirkt an jeder Klemmfläche, d.h. 2 mal:

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

$$F_{Nerf} = F_{Nmin} \cdot v_2 = 45 \text{ kN} \cdot 5 = 225 \text{ kN}$$

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

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

$$\frac{R_e}{v_1} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_{Schraube}}{A_S} \Rightarrow$$

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

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

Gewählt: M20 mit $S = 245 \text{ mm}^2$ (\rightarrow TabB „Gewinde“)

Reibung (sehr anspruchsvoll)

5,0



6

$$6.1 \quad P_{ab} = F_{Smax} \cdot v_{Hub} = 18 \text{ kN} \cdot 6 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 1,8 \text{ kW}$$

$$\eta_G = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta_G} = \frac{1,8 \text{ kW}}{0,8} = 2,25 \text{ kW}$$

Alternativer Weg zu P_{ab} (M_{Tr} siehe unten)

$$v_{Hub} = \pi \cdot n_{Tr} \cdot d_{Tr} \Rightarrow n_{Tr} = \frac{v_{Hub}}{\pi \cdot d_{Tr}} = \frac{6 \text{ m/min}}{\pi \cdot 220 \text{ mm}} = 8,6811 \frac{1}{\text{min}} = 0,1447 \frac{1}{s}$$

$$P_{ab} = 2 \pi \cdot M_t \cdot n_{Tr} = 2 \pi \cdot 1980 \text{ Nm} \cdot 0,1447 \frac{1}{s} = 1800 \text{ W}$$

3,0

$$6.2 \quad \tau_{tF} = 630 \text{ N/mm}^2 \text{ (50CrMo4} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)}$$

$$M_t = \frac{F_{Smax} \cdot d_{Tr}}{2} = \frac{18 \text{ kN} \cdot 220 \text{ mm}}{2} = 1980 \text{ Nm}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_P} \Rightarrow$$

$$\tau_t = \frac{\tau_{tF}}{V} = \frac{630 \text{ N/mm}^2}{4} = 157,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_P = \frac{M_t}{\tau_t} = \frac{1980 \text{ Nm}}{157,5 \text{ N/mm}^2} = 12,6 \text{ cm}^3$$

$$W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{12,6 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 40,0 \text{ mm}$$

4,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

 $\Sigma = 30,0$

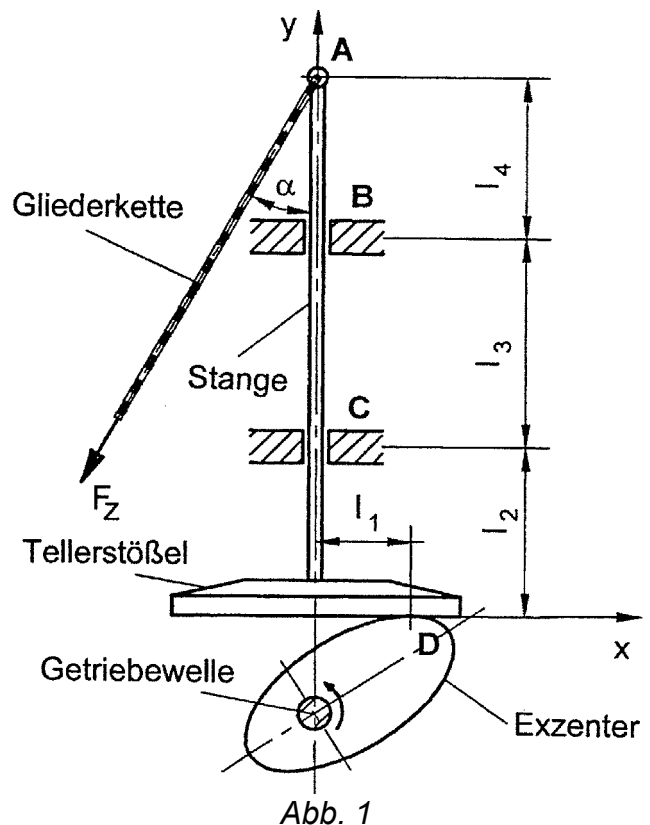


tgt HP 2005/06-2: Exzenterantrieb

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	= 17 kN



Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|---|-----|
| 1 | Bestimmen Sie für die gezeigte Stellung zeichnerisch die Kraft F_D , die vom Exzenter auf den Stößel ausgeübt wird, sowie die Lagerkräfte F_B und F_C . | 6,0 |
| 2 | Ermitteln Sie für die Kette den erforderlichen Gliederdurchmesser d bei 4-facher Sicherheit gegen bleibende Verformung.
Kettenwerkstoff: S235 | 3,0 |

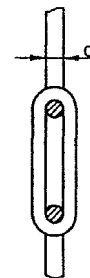


Abb. 2

- | | | |
|---|---|-----|
| 3 | Die Kette wird im Punkt A mit einem Bolzen an der Stange befestigt. | 3,0 |
|---|---|-----|

Bolzenwerkstoff: C45E

Welche Sicherheit v gegen Abscherung ist bei einem Bolzendurchmesser von $d_B = 20$ mm vorhanden?

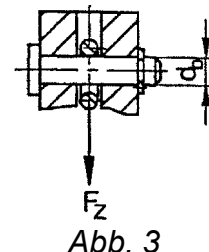


Abb. 3



4 Stange mit Tellerstößel

4.1 Bestimmen Sie die Stelle und Größe des maximalen Biegemoments M_{bmax} (Berechnung mit: $F_Z = 17 \text{ kN}$; $F_B = 20,4 \text{ kN}$; $F_C = -11,9 \text{ kN}$; $F_D = 14,7 \text{ kN}$) 4,0

4.2 Für die Stange aus C45E wird ein Rohr mit einem Außendurchmesser von $D = 80 \text{ mm}$ verwendet. Ermitteln Sie bei 3-facher Sicherheit gegen Verformung durch das max. Biegemoment $M_{bmax} = 5,1 \text{ kNm}$ die erforderliche Wandstärke s . 4,0

5 Berechnen Sie die erforderliche Lagerbreite b des Lagers B.
Gegeben: $p_{zul} = 5 \text{ N/mm}^2$; $D = 80 \text{ mm}$; $F_B = 20,4 \text{ kN}$

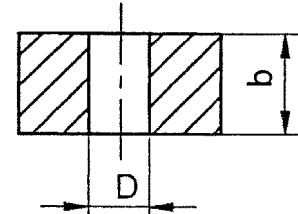


Abb. 4

6 Antriebsmotor und Getriebe

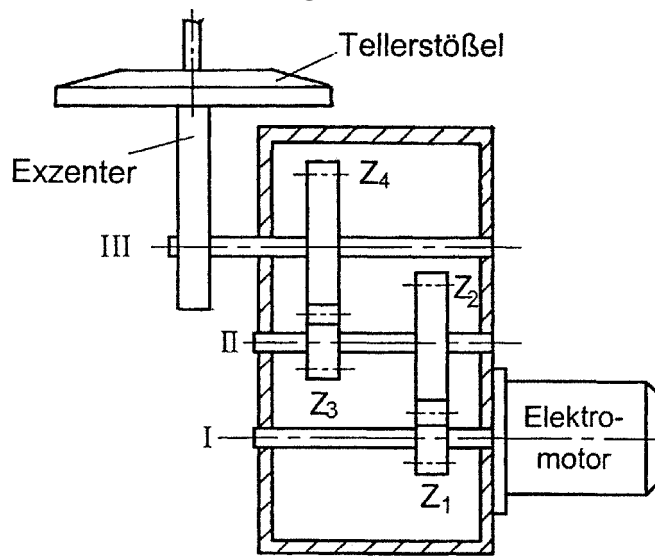


Abb. 5

Daten

$$z_1 = 15; z_2 = 100$$

$$z_3 = 15; z_4 = 100$$

Motor:

$$n_M = 710 \frac{1}{\text{min}}$$

$$P_M = 20 \text{ kW}$$

Exzenter: (s. auch Abb. 1)

$$\text{Maximalkraft } F_{Dmax} = 20 \text{ kN}$$

$$\text{Wirksamer Hebel } l_1 = 300 \text{ mm}$$

6.1 Berechnen Sie die Drehzahl der Exzenterantriebswelle 2,0

6.2 Ermitteln Sie, ob die Motorleistung $P_M = 20 \text{ kW}$ ausreicht, wenn vom Exzenter die Maximalkraft F_{Dmax} auf den Teller übertragen werden soll. 3,0
Gesamtwirkungsgrad: $\eta_{ges} = 0,6$

6.3 Berechnen Sie den Wellendurchmesser $d_{welle III}$ gegen Torsionsbeanspruchung für F_{Dmax} und $\tau_{tzul} = 120 \text{ N/mm}^2$ 3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$

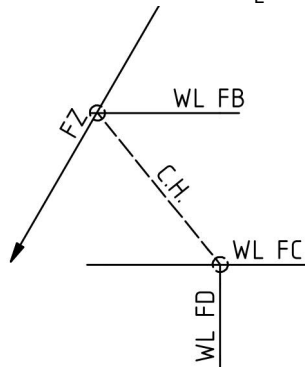


Lösungsvorschlag

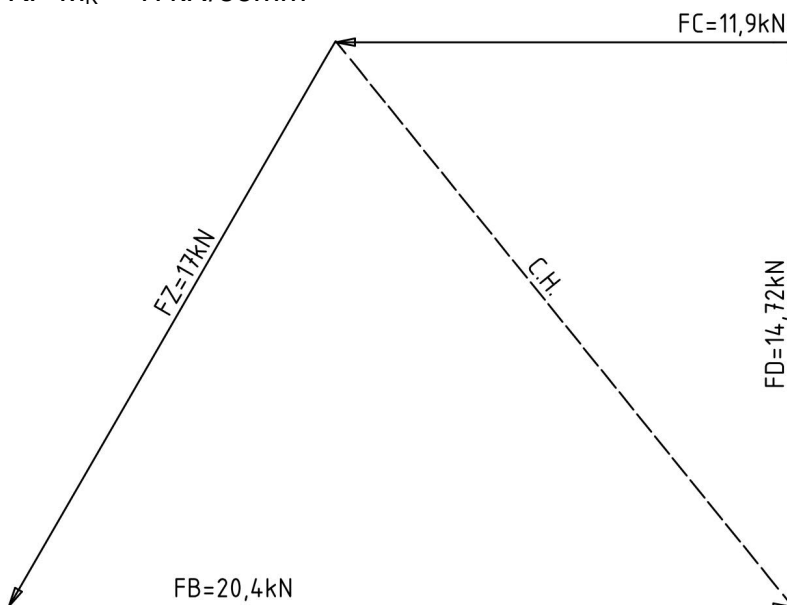
Teilaufgaben:

Punkte
6,0

1 LP Tellerstößel $M_L = 40:1$



KP $M_K = 17 \text{ kN}/85 \text{ mm}$



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

Drehpunkt im Schnittpunkt von F_B und F_D

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

$$F_C = \frac{F_Z \cdot \sin \alpha \cdot l_4 + F_Z \cdot \cos \alpha \cdot l_1}{l_3}$$

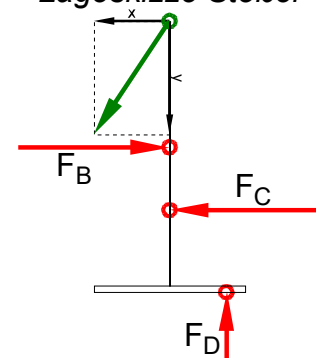
$$= \frac{17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ \cdot 600 \text{ mm} + 17 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ \cdot 300 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = 11.9 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Zy} + F_D \Rightarrow F_D = F_Z \cdot \cos \alpha = 17 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = 14.7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Zx} + F_B - F_C \Rightarrow$$

$$F_B = F_Z \cdot \sin \alpha + F_C = 17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ + 11.9 \text{ kN} = 20.4 \text{ kN}$$

Lageskizze Stößel





- 2 Hinweis: Rundstahlketten werden mit dem doppelten Querschnitt des Rundstahles auf Zug berechnet. Die Erfahrung zeigt, dass dann auch die Übergänge zwischen den Kettengliedern halten.

3,0

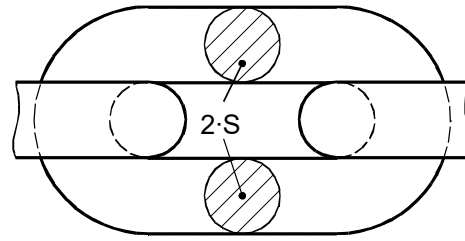
$$\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_K}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{\sqrt{v}} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{4} = 58,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_K}{2 \cdot \sigma_{zzul}} = \frac{17 \text{ kN}}{2 \cdot 58,75 \text{ N/mm}^2} = 144,7 \text{ mm}^2$$

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

$$d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 144,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,6 \text{ mm}$$



Gewählt: $d = 14 \text{ mm}$ (der nächstgrößere verfügbare Durchmesser für Rundstahl laut TabB)

Zugfestigkeit (Rundgliederkette)

- 3 $\tau_{aB} = 490 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 41. Auflage, S.40)

3,0

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314,2 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} = \frac{17 \text{ kN}}{2 \cdot 314,2 \text{ mm}^2} = 27,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{490 \text{ N/mm}^2}{27,1 \text{ N/mm}^2} = 18,1$$

Scherfestigkeit (Bolzen Sicherheitszahl)

4

- 4.1 Da nur Punktlasten vorliegen, kann das maximale Biegemoment M_{bmax} nur an einem inneren Kräfteinleitungspunkt liegen, also bei B oder C.

4,0

$$M_{bB(\text{oben})} = l_4 \cdot F_Z \cdot \sin \alpha = 600 \text{ mm} \cdot 17 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 5,1 \text{ kNm}$$

$$M_{bC(\text{unten})} = l_1 \cdot F_D = 300 \text{ mm} \cdot 14,7 \text{ kN} = 4,41 \text{ kNm}$$

$M_{bmax} = 5,1 \text{ kNm}$, weil es der größere der beiden Beträge ist.

Biegemoment ermitteln

- 4.2 $R_e = 430 \text{ N/mm}^2$ (C45E > 16 mm → [EuroTabM46], S.134)

4,0

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

$$\sigma_{bF} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow \sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{v}} = \frac{516 \text{ N/mm}^2}{3} = 172 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 D} \Rightarrow d_{erf} \leq \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 \cdot W \cdot D}{\pi}} = \sqrt[4]{80^4 \text{ mm}^4 - \frac{32 \cdot 29651 \text{ mm}^3 \cdot 80 \text{ mm}}{\pi}} = 64,0 \text{ mm}$$

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



5 $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_B}{p_{zul}} = \frac{20,4 \text{ kN}}{5 \text{ N/mm}^2} = 4080 \text{ mm}^2$ 2,0

$A = D \cdot b \Rightarrow b = \frac{A}{D} = \frac{4080 \text{ mm}^2}{80 \text{ mm}} = 51 \text{ mm}$

6

6.1 $i = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = \frac{100 \cdot 100}{15 \cdot 15} = 44,4$ 2,0

$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{III} = \frac{n_I}{i} = \frac{710 \text{ min}^{-1}}{44,4} = 16,0 \text{ min}^{-1} = 2,66 \text{ s}^{-1}$

6.2 $M_{III} = F_{Dmax} \cdot l_1 = 20 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm} = 6 \text{ kNm}$ 3,0

$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{Merf} = \frac{M_{III}}{i \cdot \eta_{ges}} = \frac{6 \text{ kNm}}{44,4 \cdot 0,6} = 225 \text{ Nm}$

$P_{Merf} = 2 \pi \cdot M_{Merf} \cdot n_M = 2 \pi \cdot 225 \text{ Nm} \cdot 710 \text{ min}^{-1} = 16,7 \text{ kW}$

$P_{Mvorh} > P_{Merf} = 16,7 \text{ kW} \rightarrow \text{reicht aus}$

6.3 $\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$ 3,0

$W_{perf} = \frac{M_{III}}{\tau_{tzul}} = \frac{6 \text{ kNm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 50 \text{ cm}^3$

$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{wIIIerf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{50 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 63,4 \text{ mm}$

Gewählt: $d_{wIII} = 80 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2005/06-5: Dampfkraftwerk

Teilaufgaben:

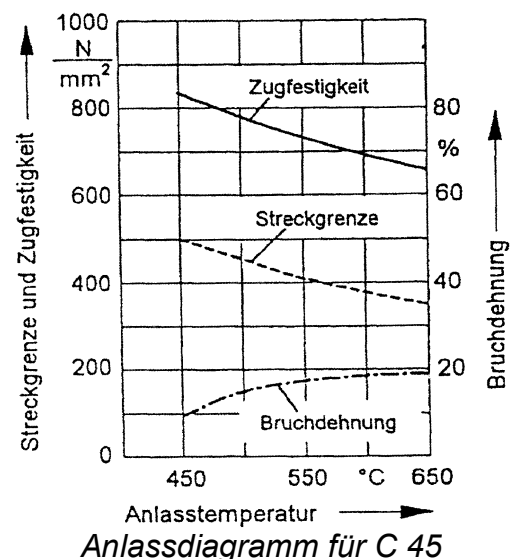
Energietechnik

Ein Dampfkraftwerk fährt den Dampferzeuger vom Zustand 1 (300 bar; 27°C) isobar auf den Zustand 2 (527°C). Der Dampf wird im Hochdruckteil der Turbine auf Zustand 3 (50 bar; 327°C) entspannt. Anschließend wird er isobar auf Zustand 4 (477°C) zwischenüberhitzt. Im Mittel-druckteil der Turbine wird er dann auf Zustand 5 (10 bar; 277°C) entspannt. Danach strömt der Dampf in die Niederdruckturbine und anschließend in den Kondensator, Zustand 6 (0,04 bar; Wassergehalt 10%).

Teilaufgaben:	Punkte
1 Zeichnen Sie den vollständigen Dampfprozess in das beiliegende T-s-Diagramm und markieren Sie die Zustände 1 bis 6.	4,0
2 Berechnen Sie die zugeführte spezifische Wärmemengen zwischen den Zuständen 1 und 2, sowie den Zuständen 3 und 4. Die Zustandsänderungen dürfen dabei als Geraden angenommen werden.	6,0
3 Warum wird der Dampf zwischenüberhitzt ?	2,0
4 Warum darf der Wassergehalt am Turbinenausgang 10% nicht überschreiten?	2,0

Werkstoffe

- 5 Die Wellen der Speisewasserpumpe sind aus dem Werkstoff C45 gefertigt.
- 5.1 Skizzieren Sie die Abkühlkurve von C45 ausgehend von der Schmelze bis zur Raumtemperatur. Geben Sie die Temperaturen der Knick- und Haltepunkte an. 4,0
- 5.2 Skizzieren Sie das Gefügeschaubild des Wellenwerkstoffes im normalisierten Zustand bei Raumtemperatur. Beschriften Sie die Gefügebestandteile. 2,0
- 6 Für den Einsatz der Wellen in der Speisewasserpumpe wird neben hoher Zugfestigkeit eine Bruchdehnung von 15% gefordert. 6,0
- 6.1 Welches Wärmebehandlungsverfahren ist dazu notwendig?
Beschreiben Sie unter Angabe der Temperaturen die einzelnen Verfahrensschritte.
- 6.2 Die Lagerstellen der Welle erfordern eine hohe Verschleißfestigkeit. Nennen und beschreiben Sie das notwendige Wärmebehandlungsverfahren. 4,0



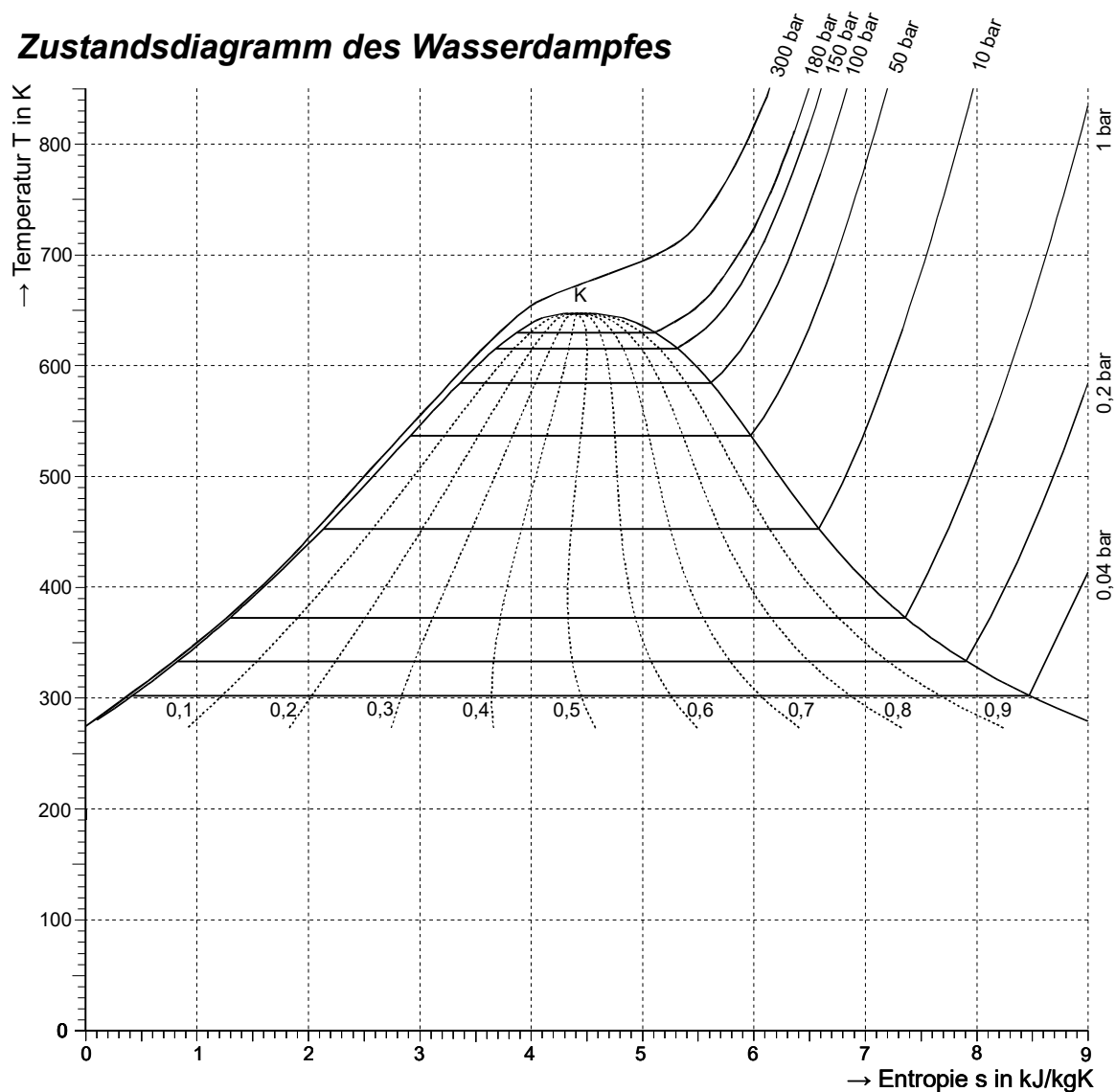
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 30,0



Arbeitsblatt

zur Aufgabe 1

Zustandsdiagramm des Wasserdampfes

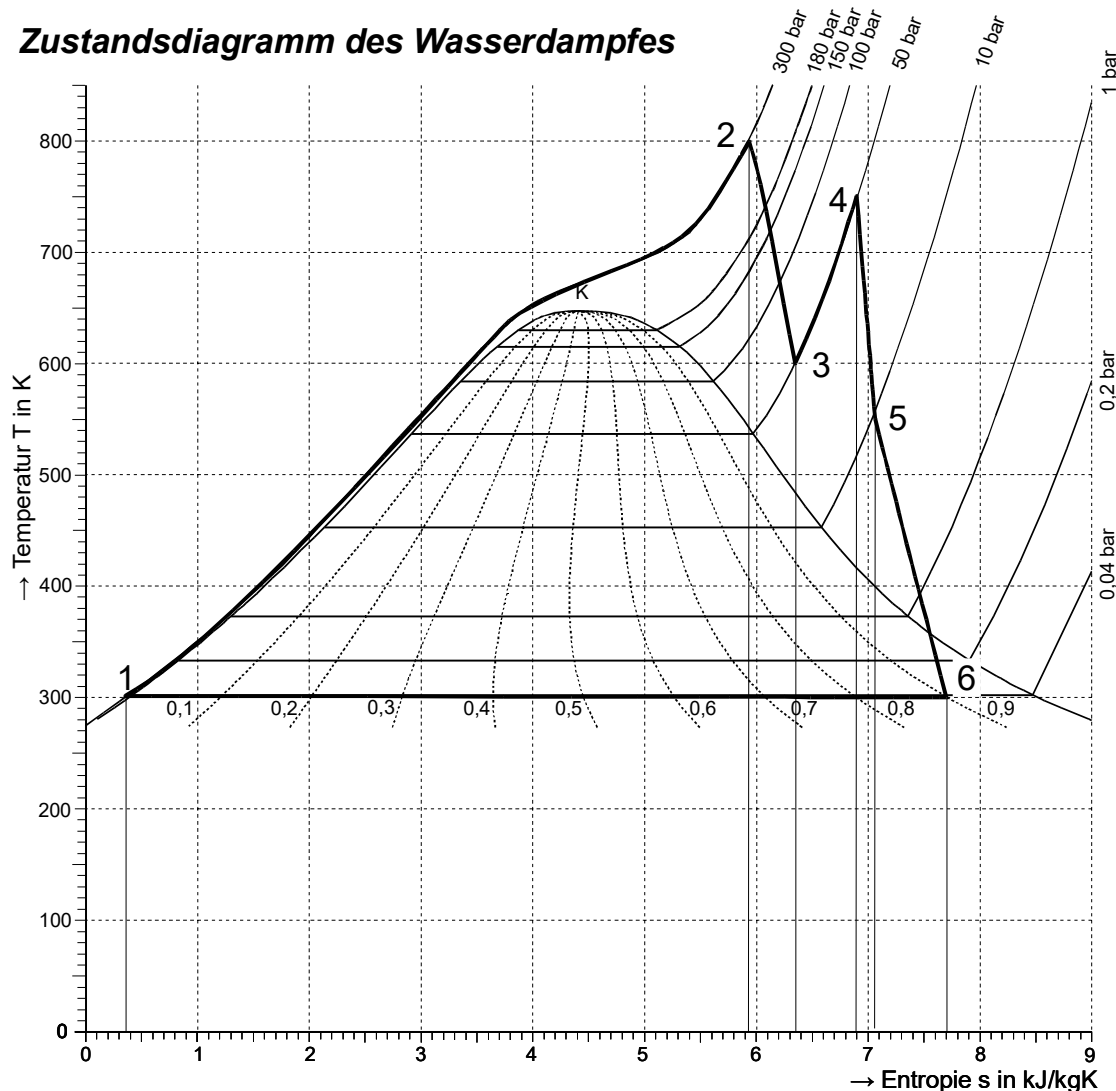


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
4,0

1

Zustandsdiagramm des Wasserdampfes*T,s-Diagramm (überkritischer Wasserdampfprozess mit Zwischenüberhitzung)*

$$2 \quad q_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) = \frac{(273 + 27) K + (273 + 527) K}{2} \cdot (5,95 - 0,35) \frac{kJ}{kgK} \quad 6,0$$

$$= 550 K \cdot 5,6 \frac{kJ}{kgK} = 3080 \frac{kJ}{kg}$$

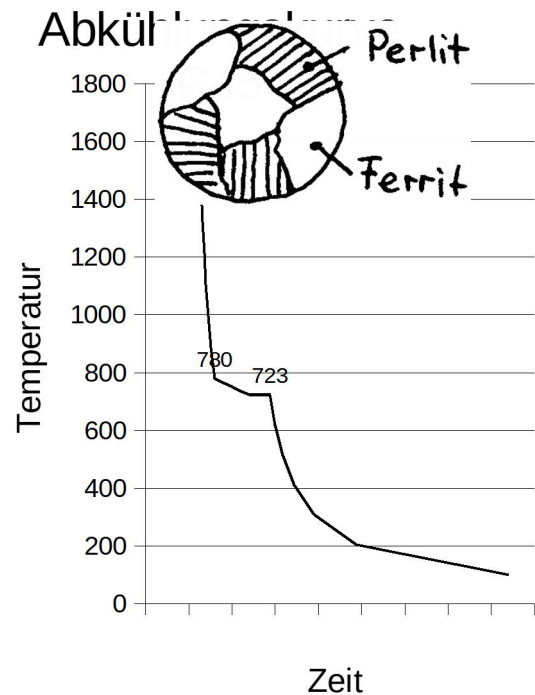
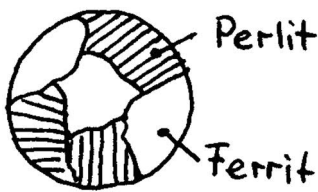
$$q_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_4 - s_3) = \frac{(273 + 327) K + (273 + 477) K}{2} \cdot (6,9 - 6,35) \frac{kJ}{kgK}$$

$$= 675 K \cdot 0,55 \frac{kJ}{kgK} = 371,5 \frac{kJ}{kg}$$

Dampfprozess berechnen (Wasser, überkritisch, mit Zwischenüberhitzung)

3 Mit der Zwischenüberhitzung kann der Wirkungsgrad des Prozesses erhöht und der Anteil (flüssigen) Wassers am Turbinenausgang gesenkt werden. Die Begründung dafür ist aus den dazugewonnenen Flächen im T-s-Diagramm ersichtlich. 2,0

4 Der Gehalt (flüssigen) Wassers darf in der Turbinen nicht zu groß werden, weil die Wassertröpfchen die Turbinenschaufeln schädigen. 2,0



4,0
2,0

5.1 Abkühlungskurve

5.2 Gefügeschaubild

6.1 Zugfestigkeit und Bruchdehnung können erhöht werden durch Vergüten.

Verfahrensschritte :

- 1) Erwärmen auf Härtetemperatur ca. 820..860°C (ca. 50° über GSK-Linie bzw. Angabe aus dem Tabellenbuch)
- 2) Halten der Härtetemperatur
- 3) Abschrecken
- 4) Anlassen auf ca. 500°C (siehe Anlassdiagramm für 15% Bruchdehnung)

6,0

Hinweis: „Verfahrensschritte“ verlangt m. E. keine Beschreibung oder auch nur Benennung der Vorgänge im Gefüge.

6.2 Die Verschleißfestigkeit wird erreicht durch Härten der Randschicht, dabei bleibt der Kern zäh. Da C45 ausreichend Kohlenstoff zum martensitischen Härten enthält, wird in diesem Fall durch Flamm- oder Induktionshärten eingesetzt.

Dabei wird nur die Randschicht auf Härtetemperatur gebracht. Dies geschieht entweder mit einem Brenner oder einer Induktionsspule. Danach werden die Lagerstellen sofort mit Wasser abgeschreckt.

4,0

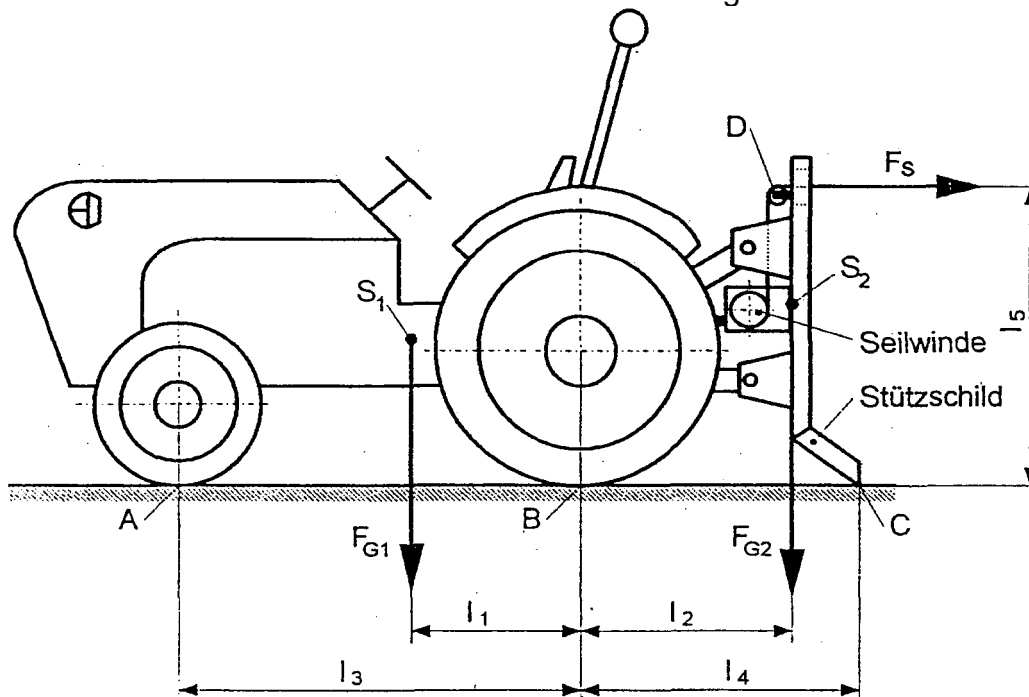
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



tgt HP 2004/05-1: Traktor

Ein Traktor mit Seilwinde und Stützschild wird zur Holzernte eingesetzt.



Daten

$$l_1 = 600 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1000 \text{ mm}$$

$$l_3 = 1600 \text{ mm}$$

$$l_4 = 1300 \text{ mm}$$

$$l_5 = 800 \text{ mm}$$

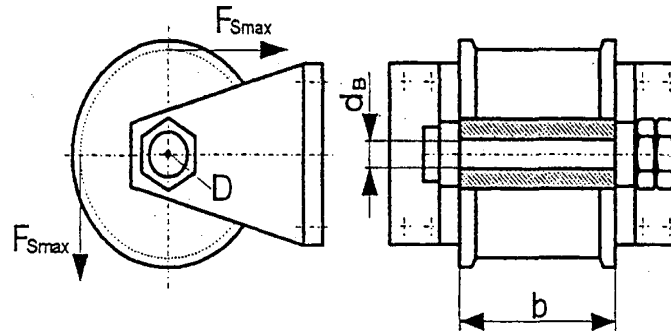
$$F_{G1} = 16 \text{ kN}$$

$$F_{G2} = 4 \text{ kN}$$

Teilaufgaben:		Punkte
1	Ermitteln Sie zeichnerisch die Achslasten F_A und F_B bei angehobenem Stützschild und ohne Seilkraft F_S .	5,0
2	Im Betrieb der Seilwinde wird das Stützschild so auf den Boden gedrückt, dass die Hinterräder gerade abheben. Berechnen Sie die Kräfte in A und C bei einer Seilkraft $F_S = 30 \text{ kN}$.	4,0
3	Das Seil besteht aus 133 Einzeldrähten mit dem Einzeldrahtdurchmesser $d_E = 0,8 \text{ mm}$ und der Zugfestigkeit $R_m = 1960 \text{ N/mm}^2$. Die maximale Seilkraft beträgt $F_{S\max} = 40 \text{ kN}$. Berechnen Sie die vorhandene Sicherheit gegen Bruch.	3,0

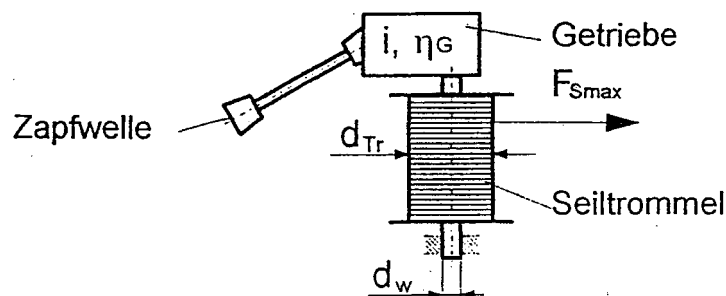


4 Lagerung der Umlenkrolle in D:



Die Umlenkrolle lenkt das Seil um 90° um. Die maximale Seilkraft beträgt $F_{Smax} = 40 \text{ kN}$.

- 4.1 Berechnen Sie die Lagerkraft F_D . 2,0
- 4.2 Ermitteln Sie den erforderlichen Durchmesser d_B des Bolzens aus C60E bei einer 5-fachen Sicherheit gegen Abscherung. 3,0
- 4.3 Ermitteln Sie den Durchmesser d_B des Bolzens bei einer zulässigen Flächenpressung $p_{zul} = 20 \text{ N/mm}^2$ und einer Rollenbreite $b = 150 \text{ mm}$. 3,0
- 5 Der Traktormotor treibt über eine Zapfwelle und ein Getriebe die Seiltrommel an.



Daten:

Zapfwellendrehzahl $n_Z = 1000 \text{ min}^{-1}$

Seilgeschwindigkeit $v_S = 1 \text{ m/s}$

Seiltrommel $d_{Tr} = 250 \text{ mm}$

Wirkungsgrad Getriebe: $\eta_G = 0,85$

Wirkungsgrad Seiltrommel: $\eta_S = 0,95$

Maximale Seilkraft $F_{Smax} = 40 \text{ kN}$

- 5.1 Berechnen Sie die erforderliche Motorleistung. 2,5
- 5.2 Bestimmen Sie das erforderliche Übersetzungsverhältnis des Getriebes. 3,5
- 5.3 Berechnen Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle bei einer zulässigen Torsionsspannung $\tau_{tzul} = 160 \text{ N/mm}^2$. 4,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30$



Lösungsvorschlag

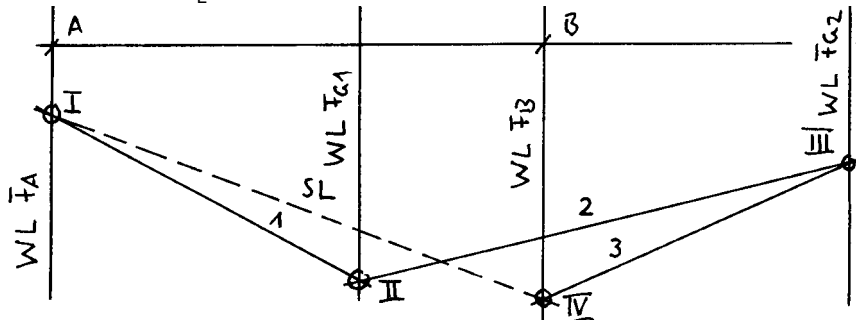
Drahtseil, BolzenØ

Teilaufgaben:

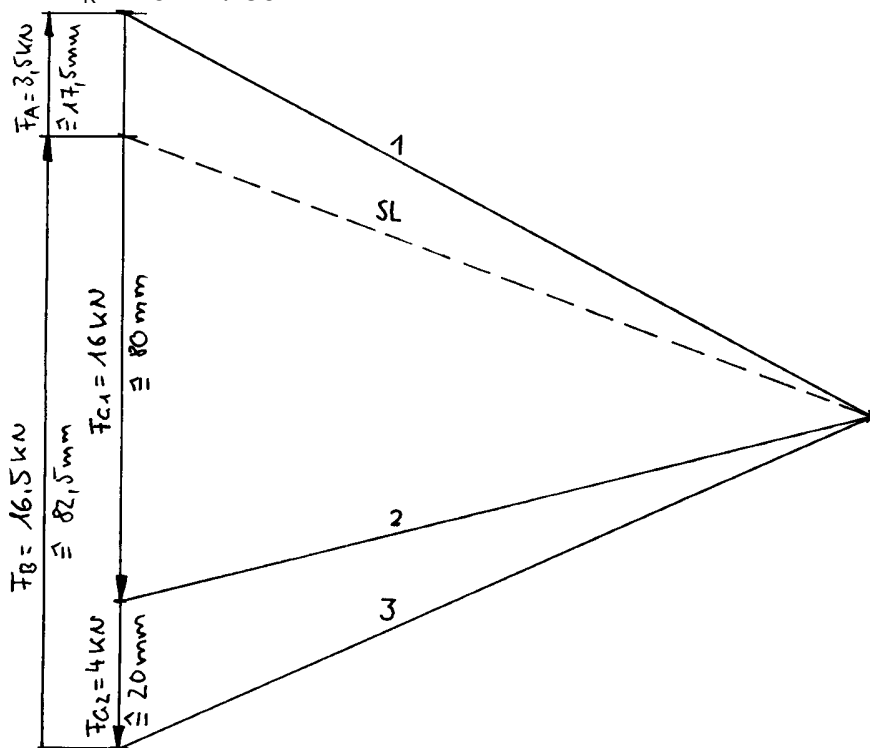
Punkte

1 LP Traktor $M_L = 1600 \text{ mm} / 64 \text{ mm}$

5,0



Hinweis: Gute Schüler prüfen, ob ihr Lageplan der Aufgabe ähnlich ist, und werden in diesem (Ausnahme-)Fall irritiert, weil die Ähnlichkeit nicht genau ist. Sie verlieren dann Zeit, weil sie alle Maße kontrollieren müssen. Ursache ist die Zeichnung in der Aufgabe, die ohne entsprechende Angabe unmaßstäblich gezeichnet ist.

KP $M_K = 16 \text{ kN} / 80 \text{ mm}$ 

Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

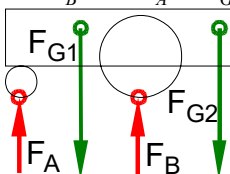
LS Traktor

$$\sum M_B = 0 = -F_A \cdot l_3 + F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_{G1} \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2}{l_3} = \frac{16 \text{ kN} \cdot 600 \text{ mm} - 4 \text{ kN} \cdot 1000 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} = 3,5 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_A - F_{G1} + F_B - F_{G2} \Rightarrow$$

$$F_B = -F_A + F_{G1} + F_{G2} = -3,5 \text{ kN} + 16 \text{ kN} + 4 \text{ kN} = 16,5 \text{ kN}$$





2 Lageskizze Traktor

4,0

$$\Sigma M_C = 0 = -F_A \cdot (l_4 + l_3) + F_{G1} \cdot (l_4 + l_1) + F_{G2} \cdot (l_4 - l_2) - F_S \cdot l_5 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_{G1} \cdot (l_4 + l_1) + F_{G2} \cdot (l_4 - l_2) - F_S \cdot l_5}{(l_4 + l_3)}$$

$$F_A = \frac{16 \text{ kN} \cdot (1300 + 600) \text{ mm} + 4 \text{ kN} \cdot (1300 - 1000) \text{ mm} - 30 \text{ kN} \cdot 800 \text{ mm}}{(1300 + 1600) \text{ mm}} = 2,62 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} + F_S \Rightarrow F_{Cx} = -F_S = -30 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_{G1} - F_{G2} + F_{Cy} \Rightarrow$$

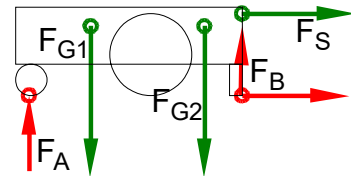
$$F_{Cy} = -F_A + F_{G1} + F_{G2} = -2,62 \text{ kN} + 16 \text{ kN} + 4 \text{ kN} = 17,38 \text{ kN}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-30 \text{ kN})^2 + (17,38 \text{ kN})^2} = 34,7 \text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{17,38 \text{ kN}}{-30 \text{ kN}} = -30^\circ$$

$\alpha_C = 30^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_C = 150^\circ$ gegen die positive x-Achse



$$3 \quad S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,8 \text{ mm})^2}{4} = 0,503 \text{ mm}^2$$

3,0

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\nu} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F}{S} = \frac{40 \text{ kN}}{133 \cdot 0,503 \text{ mm}^2} = 598 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu = \frac{R_m}{\sigma_{zzul}} = \frac{1960 \text{ N/mm}^2}{598 \text{ N/mm}^2} = 3,2$$



4 Hinweis: Die Darstellung der Seiltrommel im Schnitt ohne Schraffur und mit umlaufenden äußeren Kanten ist nicht normgerecht.

4.1 Lageskizze Umlenkrolle (rechts=

$$F_D = \sqrt{F_{Smax}^2 + F_{Smax}^2} = \sqrt{2} \cdot F_{Smax} = \sqrt{2} \cdot 40 \text{ kN} = 56,57 \text{ kN}$$

4.2 Rechnung gegen Abscherung

$\tau_{aB} = 580 \text{ N/mm}^2$ (C60E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 41. Auflage, S.40)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{580 \text{ N/mm}^2}{5} = 116 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{56,57 \text{ kN}}{2 \cdot 116 \text{ N/mm}^2} = 234,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 234,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 17,6 \text{ mm}$$

4.3 Rechnung gegen Flächenpressung

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{p_{zul}} = \frac{56,57 \text{ kN}}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2828,5 \text{ mm}^2$$

$$A = b \cdot d \rightarrow d = \frac{A}{b} = \frac{2828,5 \text{ mm}^2}{150 \text{ mm}} = 18,9 \text{ mm}$$

Der Konstrukteur muss jetzt noch entscheiden, dass der größere der beiden Durchmesser ausgeführt wird. Diese Entscheidung ist bei anderen Abi-Aufgaben auch gefordert, in dieser nicht.

5

5.1

$$P_{ab} = v_s \cdot F_{Smax} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 40 \text{ kN} = 40 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{P_{ab}}{\eta_{ges}} = \frac{P_{ab}}{\eta_G \cdot \eta_s} = \frac{40 \text{ kW}}{0,85 \cdot 0,95} = \frac{40 \text{ kW}}{0,8075} = 49,5 \text{ kW}$$

5.2

$$v_s = \pi \cdot N_s \cdot d_{Tr} \Rightarrow n_s = \frac{v_s}{\pi \cdot d_{Tr}} = \frac{1 \text{ m}}{\pi \cdot 250 \text{ mm} \cdot \text{s}} = 1,27 \frac{1}{\text{s}} = 76,4 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{erf} = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{n_Z}{n_S} = \frac{1000 \text{ min}^{-1}}{76,4 \text{ min}^{-1}} = 13,1$$

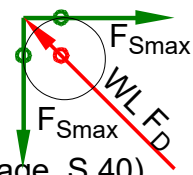
5.3

$$M_{tmax} = F_{Smax} \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = \frac{40 \text{ kN} \cdot 250 \text{ mm}}{2} = 5000 \text{ Nm}$$

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

$$W_p = \frac{M_{bmax}}{\tau_{tzul}} = \frac{5000 \text{ Nm}}{1600 \text{ N/mm}^2} = 31,25 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_w^3}{16} \Rightarrow d_w = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 31,25 \text{ cm}^3}{\pi}} = 54,2 \text{ mm}$$



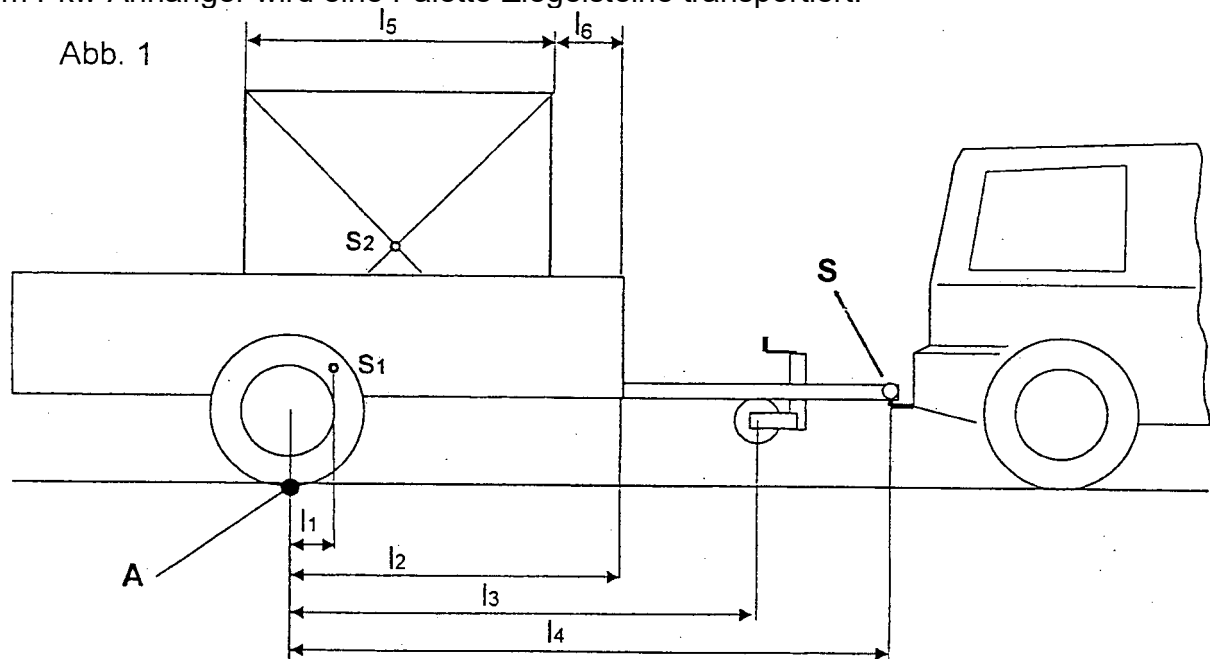
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

30,0



tgt HP 2004/05-2: Pkw-Anhänger

Mit dem Pkw-Anhänger wird eine Palette Ziegelsteine transportiert.



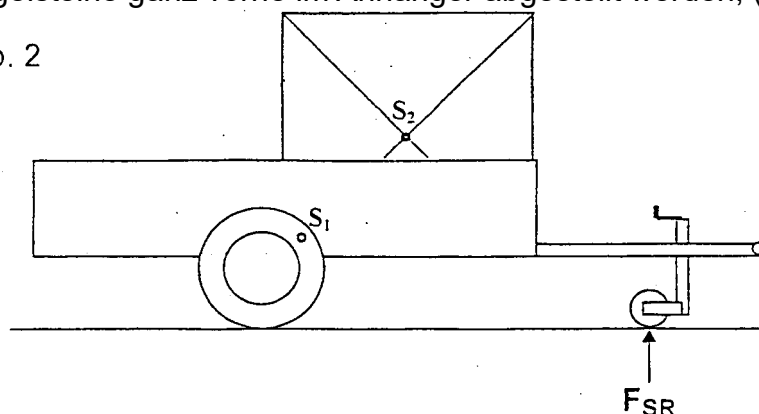
Daten	$m_1 = 150 \text{ kg}$ (in S_1)	$l_1 = 100 \text{ mm}$	$l_4 = 1900 \text{ mm}$
	$m_2 = 500 \text{ kg}$ (in S_2)	$l_2 = 1000 \text{ mm}$	$l_5 = 1000 \text{ mm}$
		$l_3 = 1300 \text{ mm}$	

Teilaufgaben:

Punkte

- Die Stützlast F_s auf die Anhängerkupplung bei S des Pkw darf maximal 750 N betragen. Berechnen Sie, wie groß das Maß l_6 (siehe Abb. 1) mindestens sein muss, damit dieser Wert nicht überschritten wird. 4,0
- Ermitteln Sie zeichnerisch die Kraft F_{SR} , die am Stützrad wirkt, wenn die Ziegelsteine ganz vorne im Anhänger abgestellt werden, (siehe Abb. 2) 6,0

Abb. 2



- Die Lagerung des Stützrades erfolgt über 2 angeschweißte Flachstäbe aus S235JR, die auf Biegung beansprucht werden. (s. Abb. 3) Bestimmen Sie die Abmessungen des Flachstahls nach Norm. 5,0

$$F_{SR} = 2,5 \text{ kN}$$

Sicherheit gegen Verformung $v = 2,0$

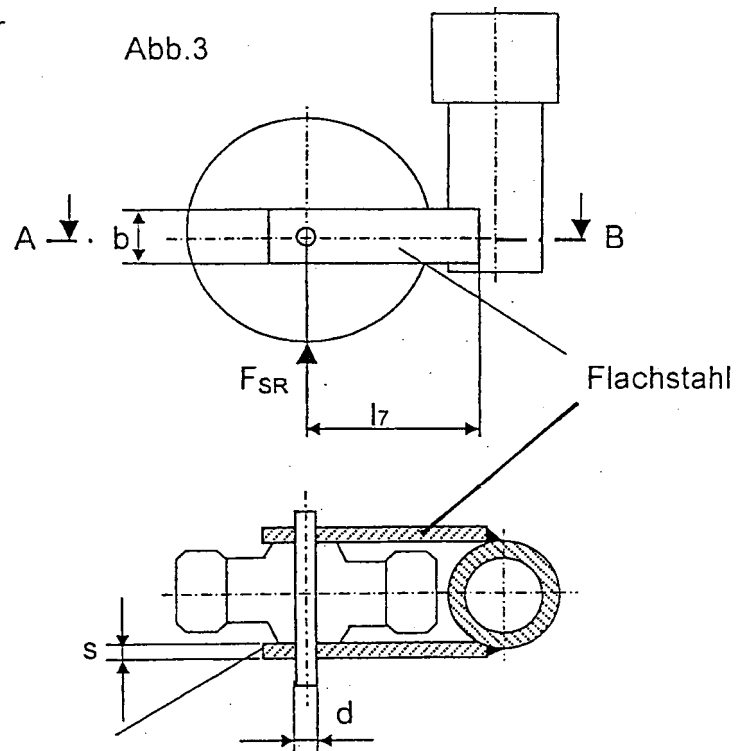
$$b/s = 10$$

$$l_7 = 180 \text{ mm}$$



- 4 Berechnen Sie den Durchmesser d des Lagerbolzens aus S235 bei einer 6-fachen Sicherheit gegen Abscherung.
 $F_{SR} = 2,5 \text{ kN}$

Abb.3



4,0

- 5 Bergfahrt mit Anhänger bei 14% Steigung. Berechnen Sie die Zugkraft F_z , die der Pkw aufbringen muss, wenn ein zusätzlicher Rollwiderstand von 300 N angenommen wird.

3,5

- 6 Bergfahrt mit Anhänger bei einem Steigungswinkel von 8° :

- 6.1 Prüfen Sie rechnerisch nach, ob die Palette bei Bergfahrt nach hinten rutscht, wenn wegen der Erschütterung mit einem Reibwert $\mu = 0,2$ zu rechnen ist.

2,5

- 6.2 Berechnen Sie die erforderliche Leistung P_M , die der Motor abgibt:

5,0

Fahrwiderstand des Fahrzeugs	$F_w = 800 \text{ N}$
Hangabtriebskraft des Pkw	$F_H = 2218 \text{ N}$
Erforderliche Zugkraft am Anhänger	$F_z = 1200 \text{ N}$
Gesamtwirkungsgrad	$\eta = 0,8$
Geschwindigkeit des Pkw	$v = 50 \text{ km/h}$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30$



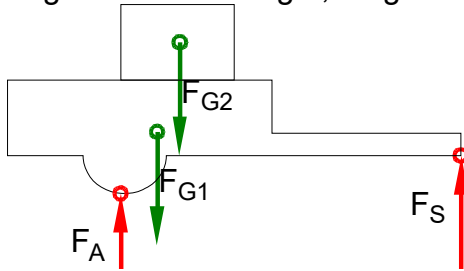
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 Lageskizze: Anhänger, aufgestützt auf Anhängerkupplung

4,0



$$\Sigma M_A = 0 = -F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot (l_2 - l_6 - \frac{l_5}{2}) + F_S \cdot l_4$$

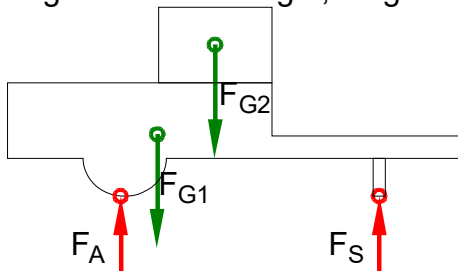
$$0 = -1500 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} - 5000 \text{ N} \cdot (1000 \text{ mm} - l_6 - \frac{1000 \text{ mm}}{2}) + 750 \text{ N} \cdot 1900 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$l_6 = 245 \text{ mm}$$

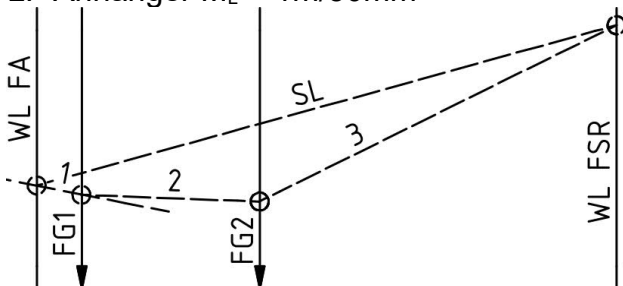
Statik rechnerisch (Schlusslinienverfahren)

2 Lageskizze: Anhänger, aufgestützt auf Stützrad

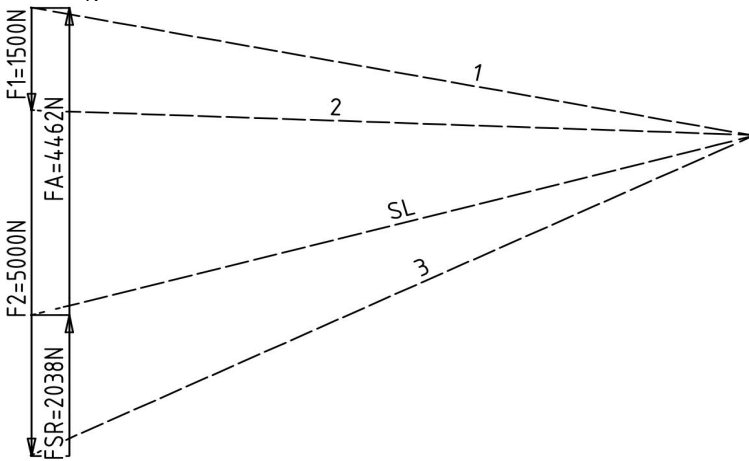
6,0



LP Anhänger $M_L = 1\text{m}/50\text{mm}$



KP $M_K = 1000\text{N}/10\text{mm}$



Schlusslinienverfahren



rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = -F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot (l_2 - \frac{l_5}{2}) + F_{SR} \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_{SR} = \frac{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot (l_2 - \frac{l_5}{2})}{l_3} = \frac{1500 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} + 5000 \text{ N} \cdot (1000 \text{ mm} - \frac{1000 \text{ mm}}{2})}{1300 \text{ mm}} = 2038 \text{ N}$$

- 3 $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) 5,0

$$M_b = \frac{F_{SR}}{2} \cdot l_7 = \frac{2,5 \text{ kN}}{2} \cdot 180 \text{ mm} = 225 \text{ Nm} \quad (\text{je Flachstahl})$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{2} = 165 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W = \frac{M_b}{\sigma_{bF}} = \frac{225 \text{ Nm}}{165 \text{ N/mm}^2} = 1,363 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{s \cdot b^2}{6} = \frac{s \cdot (10s)^2}{6} = \frac{100 \cdot s^3}{6} \Rightarrow s = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W}{100}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 1,363 \text{ cm}^3}{100}} = 4,34 \text{ mm}$$

$$b = 10 \cdot s = 10 \cdot 4,34 \text{ mm} = 43,4 \text{ mm}$$

gewählt Flachstahl FI 50x5

Flachstahl nach Biegung

- 4 $\tau_{aB} = 235 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 41. Auflage, S.40) 4,0

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{6} = 39,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_{SR}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{2,5 \text{ kN}}{2 \cdot 39,2 \text{ N/mm}^2} = 31,9 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31,9 \text{ mm}^2}{\pi}} = 6,4 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 8 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ → TabB)

Scherfestigkeit (BolzenØ)

- 5 $\alpha = \arctan 14 \% = 7,97^\circ$ 3,5

$$F_Z = F_H + F_R = (F_1 + F_2) \cdot \sin \alpha + F_R = (1500 \text{ N} + 5000 \text{ N}) \cdot \sin 7,97^\circ + 300 \text{ N} = 1201 \text{ N}$$

Zugkraft bei Bergfahrt

6

- 6.1 $F_H = F_2 \cdot \sin \alpha = 5000 \text{ N} \cdot \sin 8^\circ = 696 \text{ N}$ 2,5

$$F_R = F_N \cdot \mu = F_2 \cdot \cos \alpha \cdot \mu = 5000 \text{ N} \cdot \cos 8^\circ \cdot 0,2 = 990 \text{ N}$$

Die Ladung rutscht nicht, da die Hangabtriebskraft F_H nicht größer ist als die mögliche Reibungskraft F_R .

Rutschen

- 6.2 $P_{ab} = \frac{F_{ges}}{\eta} \cdot v = \frac{800 \text{ N} + 2218 \text{ N} + 1200 \text{ N}}{0,8} \cdot 50 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 73,2 \text{ kW}$ 5

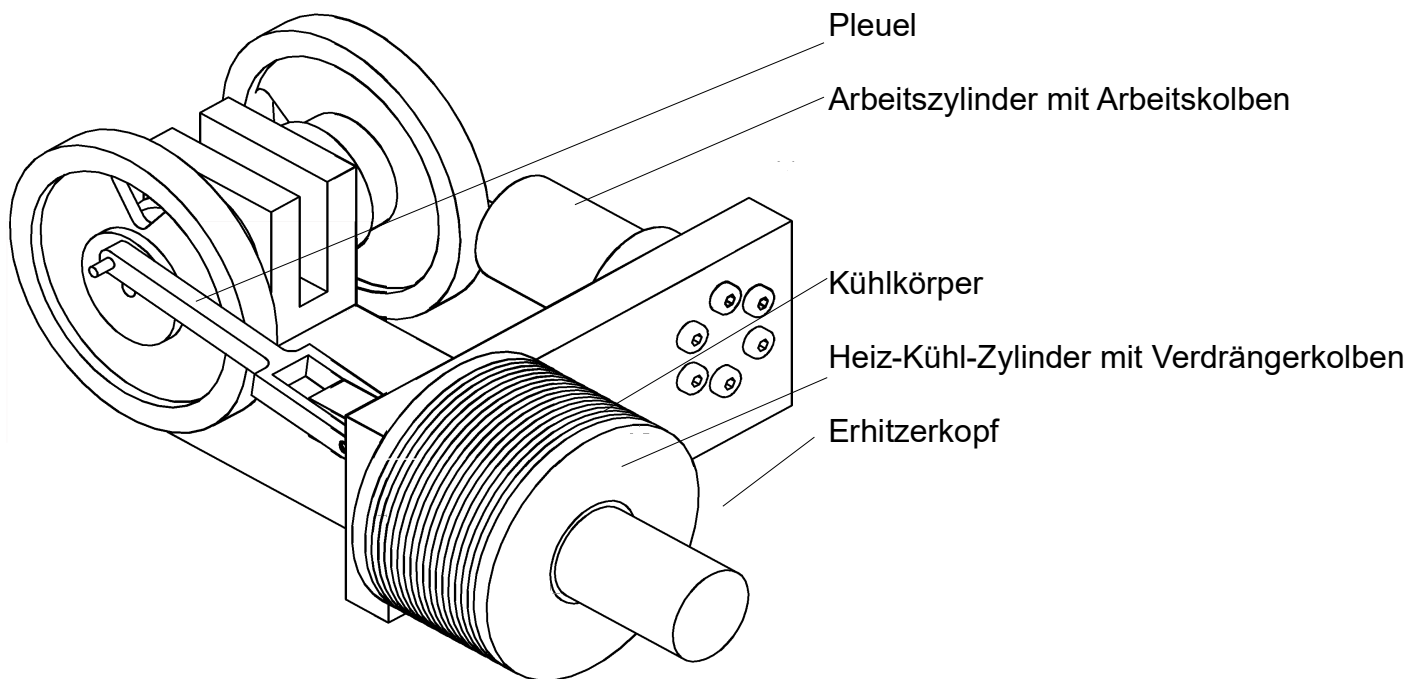
Erforderliche Leistung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

30,0



tgt HP 2004/05-5: Modell eines Stirlingmotors



Teilaufgaben:	Punkte
1 Der Kühlkörper des Stirlingmotors soll aus dem Werkstoff AlSi12 hergestellt werden.	
1.1 Zeichnen Sie das AlSi-Zustandsdiagramm von 0 bis 20%. Die Legierung AlSi12 erstarrt bei konstanter Temperatur (577°C). Die Legierung AlSi20 beginnt bei 650°C zu erstarren.	2,5
1.2 Um welchen Legierungstyp handelt es sich, und unter welchen Bedingungen entsteht er ?	1,0
1.3 Skizzieren Sie die Abkühlungskurven von AlSi6 und AlSi12.	2,0
1.4 Begründen Sie die gute Gießbarkeit von AlSi12.	1,5
1.5 Der Kühlkörper darf nicht bis zum Beginn des Schmelzens erhitzt werden. Kann die zulässige Temperatur des Kühlkörpers durch die Wahl einer anderen AlSi-Legierung gesteigert werden (Begründung) ?	2,0



- 2 Für den Erhitzerkopf wird der Werkstoff C45 verwendet.
- 2.1 Warum wird der Kühlkörper aus einer Al-Legierung und der Erhitzerkopf aus Stahl hergestellt ? 2,0
- 2.2 Skizzieren Sie das Gefüge des Erhitzerkopfes bei Raumtemperatur, und benennen Sie die Gefügebestandteile. 1,0
- 2.3 Bei einem Probelauf wird der Erhitzerkopf auf über 900°C erwärmt und durch fehlgeleitetes Kühlwasser abgeschreckt. Beschreiben Sie die dabei auftretenden Vorgänge im Gefüge. 4,0
- 3 Das Vergleichsdiagramm des Stirlingprozesses besteht aus zwei Isothermen und zwei Isochoren. Der Motor arbeitet mit Luft und hat folgende Daten:
- | | | | |
|---------------------------|---------------|---|---------------------|
| Größtes Volumen: | V_1 | = | 4,5 cm ³ |
| Kleinstes Volumen: | V_2 | = | 1,8 cm ³ |
| Höchste Gastemperatur: | ϑ_3 | = | 300 °C |
| Niedrigste Gastemperatur: | ϑ_4 | = | 100 °C |
| Niedrigster Druck: | p_1 | = | 0,8 bar |
- 3.1 Skizzieren Sie den Kreisprozess im p-V-Diagramm, und nummerieren Sie die Eckpunkte (Punkt 1 bei V_1). 2,0
- 3.2 Kennzeichnen Sie im Diagramm, wo Wärme bzw. mechanische Arbeit zu- oder abgeführt werden. 2,0
- 3.3 Berechnen Sie die Masse der Arbeitsluft in Gramm. 2,0
- 3.4 Berechnen Sie p_2 und p_4 . 3,0
- 3.5 Berechnen Sie die Nutzarbeit für einen Zyklus für $m = 3,5$ mg. 5,0
-
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma = 30$



Lösungsvorschläge

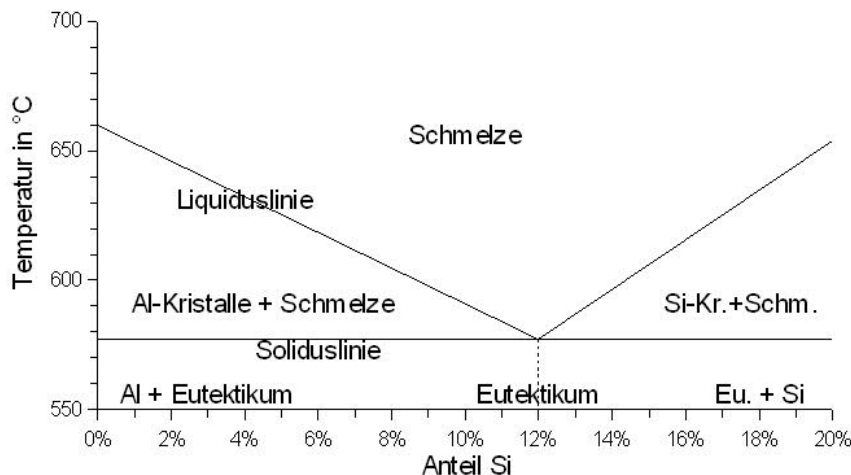
Teilaufgaben:

1

1.1 siehe Diagramm

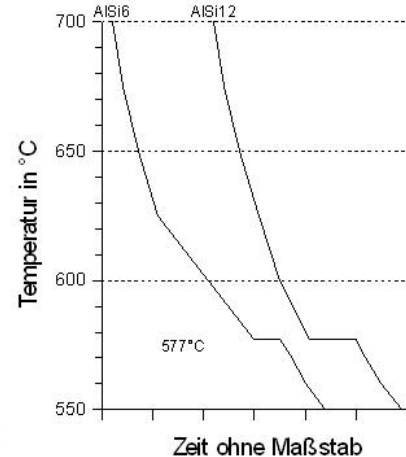
zu Aufgabe 1.1

Zustandsdiagramm AlSi



zu Aufgabe 1.3

Abkühlungskurven



Punkte

2,5

Die Beschriftung der Phasen ist nicht Teil der Aufgaben.

1.2 Es handelt sich um eine Legierung mit vollkommener Unlöslichkeit im festen Zustand, die als Kristallgemisch erstarrt. Voraussetzung dafür ist, dass Aluminium und Silizium sich in Gittertyp und Größe der Atome deutlich unterscheiden.

1,0

1.3 sehen Diagramm oben rechts

1.4 Diese Legierung ist zum Gießen gut geeignet, weil die Schmelztemperatur durch den Si-Gehalt gesenkt wird. Außerdem bleibt die Schmelze bis zum Erstarren dünnflüssig und kann die Gussform gut ausfüllen. Sie erstarrt in einem feinkörnigen Gefüge.

1,5

2,0

1.5 Nein, weil die Soliduslinie (Eutektikale) waagerecht bei konstanter Temperatur verläuft und der Schmelzbeginn im schematischen Zustandsdiagramm unabhängig vom Legierungsverhältnis ist.

2,0

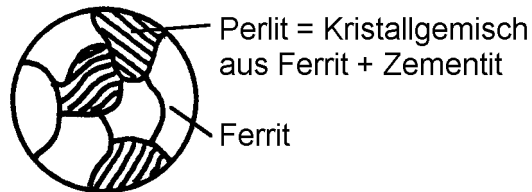


2 Erhitzerkopf

2.1 Die höhere Wärmeleitfähigkeit der Al-Legierung bewirkt eine bessere Kühlung oder ermöglicht einen kleineren Kühlkörper. Die höhere Hitzebeständigkeit von Stahl erlaubt höhere Temperaturen am Erhitzerkopf.

2,0

2.2 Gefüge von C45 bei Raumtemperatur:



1,0

2.3 Bei über 900°C wandelt sich das Gefüge in Austenit (γ -Eisen) um, und der vorhandene Kohlenstoff kann sich im kubisch-flächenzentrierten Gitter des Austenits lösen.

4,0

Durch die hohe Abkühlgeschwindigkeit beim Abschrecken haben die Kohlenstoff-Atome keine Zeit aus dem kfz-Gitter zu diffundieren, bevor es umklappt. Da das krz-Gitter des Ferrits den vorhandenen Kohlenstoff nicht vollständig aufnehmen kann, entsteht Martensit, ein durch Kohlenstoff verspanntes und verzerrtes Gitter.



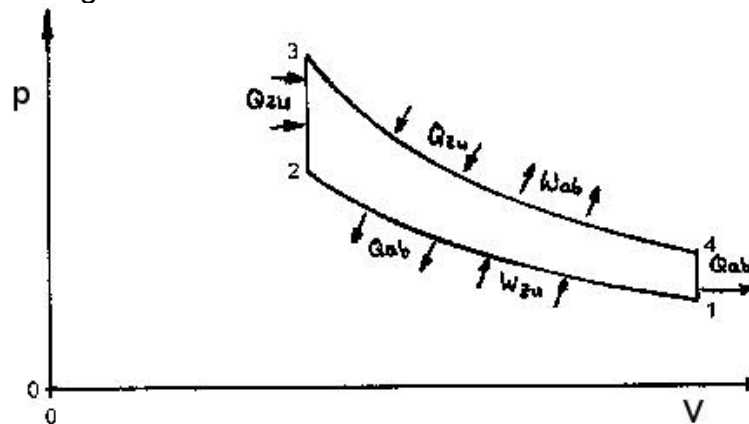
3 Stirlingmotor

3.1 Arbeit im Vergleichsdiagramm siehe Arbeitsblatt

2,0

3.2

2,0



3.3 Masse m

2,0

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R_s \cdot T_1 \rightarrow$$

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_s \cdot T_1} = \frac{0,8 \text{ bar} \cdot 4,5 \text{ cm}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (100+273) \text{ K}} = \frac{0,8 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 4,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{0,287 \cdot 10^3 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} \cdot 373}$$

$$m = 3,36 \cdot 10^{-6} \text{ kg} = 3,36 \text{ mg}$$

3.4 Isothermer Prozess 1–2

3,0

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \rightarrow p_2 = p_1 \cdot \frac{V_1}{V_2} = 0,8 \text{ bar} \cdot \frac{4,5 \text{ cm}^3}{1,8 \text{ cm}^3} = 2,0 \text{ bar}$$

Isochorer Prozess 4–1

$$\frac{p_4}{T_4} = \frac{p_1}{T_1} \rightarrow p_4 = p_1 \cdot \frac{T_4}{T_1} = 0,8 \text{ bar} \cdot \frac{(300+273) \text{ K}}{(100+273) \text{ K}} = 0,8 \text{ bar} \cdot \frac{573 \text{ K}}{373 \text{ K}} = 1,23 \text{ bar}$$

Alternativer Lösungsweg für p_4

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow p_3 = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 2,00 \text{ bar} \cdot \frac{(300+273) \text{ K}}{(100+273) \text{ K}} = 2,00 \text{ bar} \cdot \frac{573 \text{ K}}{373 \text{ K}} = 3,07 \text{ bar}$$

$$p_3 \cdot V_3 = p_4 \cdot V_4 \rightarrow p_4 = p_3 \cdot \frac{V_3}{V_4} = 3,07 \text{ bar} \cdot \frac{1,8 \text{ cm}^3}{4,5 \text{ cm}^3} = 1,23 \text{ bar}$$

3.5 Kompressionsarbeit W_{12}

5,0

$$W_{12} = -m \cdot R_s \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = -3,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (100+273) \text{ K} \cdot \ln\left(\frac{1,8 \text{ cm}^3}{4,5 \text{ cm}^3}\right)$$

$$= +3,43 \cdot 10^{-4} \text{ kJ} = +0,343 \text{ J}$$

Expansionsarbeit W_{34}

$$W_{34} = -m \cdot R_s \cdot T_3 \cdot \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right) = -3,5 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot (300+273) \text{ K} \cdot \ln\left(\frac{4,5 \text{ cm}^3}{1,8 \text{ cm}^3}\right)$$

$$= -5,27 \cdot 10^{-4} \text{ kJ} = -0,527 \text{ J}$$

Nutzarbeit W_{Nutz}

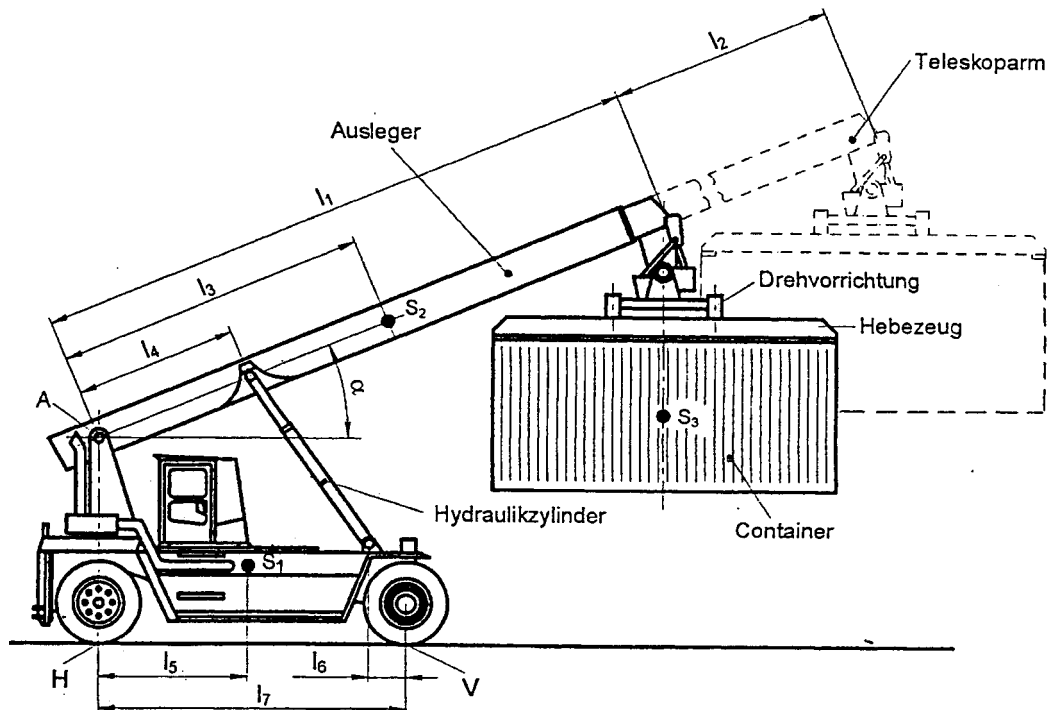
$$W_{\text{Nutz}} = W_{12} + W_{34} = +0,343 \text{ J} - 0,527 \text{ J} = -0,184 \text{ J}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.



tgt HP 2003/04-1: Containerkran

Mit Hilfe eines Containerkrans sollen Lastwagen be- und entladen werden.
Der Ausleger kann durch einen Teleskoparm verlängert und mittels hydraulischer Zylinder in seiner Neigung verstellt werden.



$$\begin{aligned} l_1 &= 8000 \text{ mm} \\ l_2 &= 4000 \text{ mm} \\ l_3 &= 4100 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_4 &= 2700 \text{ mm} \\ l_5 &= 2200 \text{ mm} \\ l_6 &= 500 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_7 &= 4200 \text{ mm} \\ \alpha &= 20^\circ \end{aligned}$$

Gewichtskraft des Krans ohne Ausleger:
Gewichtskraft des Auslegers mit Teleskoparm:
Gewichtskraft des Containers:

$$\begin{aligned} F_{G1} &= 260 \text{ kN in } S_1 \\ F_{G2} &= 100 \text{ kN in } S_2 \\ F_{G3} &= 60 \text{ kN in } S_3 \end{aligned}$$

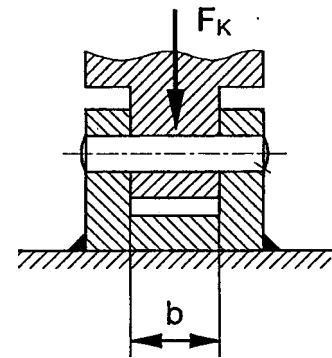
Teilaufgaben:		Punkte
1	Ermitteln Sie zeichnerisch die Achslasten F_V und F_H , wenn der Teleskoparm eingefahren ist.	6,0
2	Bei welcher Containerlast kippt das Fahrzeug, wenn der Teleskoparm in der gezeichneten Stellung ganz ausgefahren ist? Der Schwerpunkt S_2 ist dabei im Abstand $l_3 = 5 \text{ m}$ vom Gelenkpunkt A anzunehmen.	3,0



3 Lagerung des Hydraulikzylinders

Kolbenkraft: $F_K = 250 \text{ kN}$
 Zul. Flächenpressung: $p_{zul} = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
 $b = 150 \text{ mm}$
 Sicherheit gegen Abscheren: $v = 4,5$
 Bolzenwerkstoff: C45E

Berechnen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser.



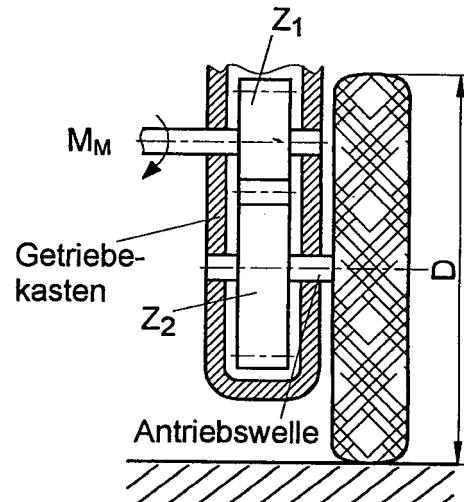
5,0

2,0

4 Bestimmen Sie für die Kolbenkraft $F_K = 250 \text{ kN}$ den Kolbendurchmesser des Hydraulikzylinders bei einem Öldruck von 120 bar und 30% Reibverlusten im Zylinder. (Verlustfrei gilt: $p = F/A$)

5 Daten im Fahrbetrieb pro Rad:

Motormoment: $M_M = 800 \text{ Nm}$
 Fahrgeschwindigkeit: $v = 12 \text{ km/h}$
 Raddurchmesser: $D = 800 \text{ mm}$
 Getriebe:
 Wirkungsgrad: $\eta = 0,9$
 Zähnezahlen: $Z_1 = 24$
 $Z_2 = 36$



4,5

5.1 Die Antriebswelle der Räder soll als Hohlwelle ausgelegt werden.

Berechnen Sie die Wandstärke der Hohlwelle für einen Außendurchmesser von 80 mm und eine zulässige Torsionsspannung von 35 N/mm^2 .

5.2 Berechnen Sie die Antriebsleistung an einem Rad in kW.

2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



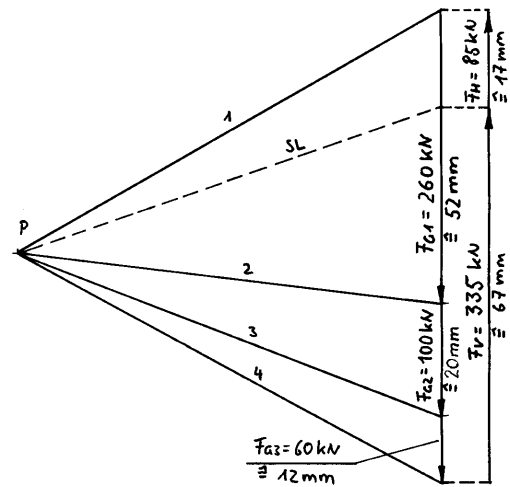
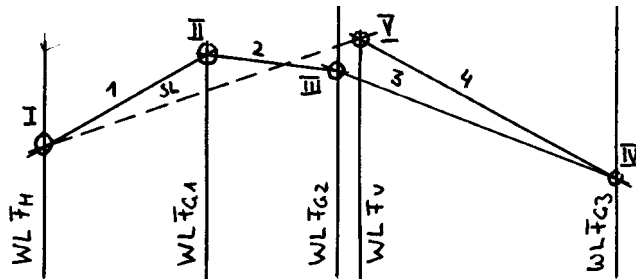
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
6,0

1 LP Containerkran $M_L = \frac{8000 \text{ mm}}{80 \text{ mm}}$

KP $M_K = \frac{260 \text{ kN}}{52 \text{ mm}}$



Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\Sigma M_H = 0 = F_V \cdot l_7 - F_{G1} \cdot l_5 - F_{G2} \cdot l_3 \cdot \cos \alpha - F_{G3} \cdot l_1 \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$F_V = \frac{F_{G1} \cdot l_5 + F_{G2} \cdot l_3 \cdot \cos \alpha + F_{G3} \cdot l_1 \cdot \cos \alpha}{l_7}$$

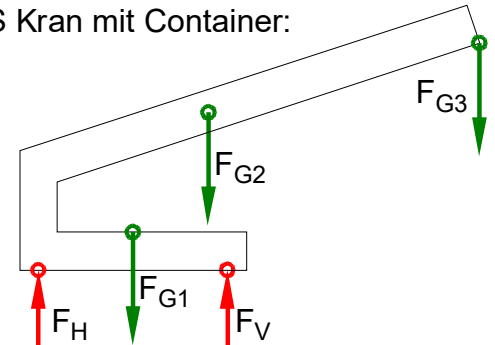
$$= \frac{260 \text{ kN} \cdot 2200 \text{ mm} + 100 \text{ kN} \cdot 4100 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ + 60 \text{ kN} \cdot 8000 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ}{4200 \text{ mm}}$$

$$= \frac{260 \text{ kN} \cdot 2200 \text{ mm} + 100 \text{ kN} \cdot 3853 \text{ mm} + 60 \text{ kN} \cdot 7518 \text{ mm}}{4200 \text{ mm}} = 335 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_V + F_H - F_{G1} - F_{G2} - F_{G3} \Rightarrow$$

$$F_H = F_{G1} + F_{G2} + F_{G3} - F_V = 260 \text{ kN} + 100 \text{ kN} + 60 \text{ kN} - 335 \text{ kN} = 85 \text{ kN}$$

LS Kran mit Container:



2 Rechnerische Lösung (Kippbedingung: $F_H = 0$):

LS wie oben ohne F_H

3,0

Die Vorzeichen für die Drehrichtung der Einzelmomente ergeben sich aus der Bemaßung.

$$\Sigma M_V = 0 = F_{G1} \cdot (l_7 - l_5) + F_{G2} \cdot (l_7 - l_3^* \cdot \cos \alpha) + F_{G3Kipp} \cdot (l_7 - (l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha) \Rightarrow$$

$$F_{G3Kipp} = \frac{F_{G1} \cdot (l_7 - l_5) + F_{G2} \cdot (l_7 - l_3^* \cdot \cos \alpha)}{(l_1 + l_2) \cdot \cos \alpha - l_7}$$

$$= \frac{260 \text{ kN} \cdot (4200 - 2200) \text{ mm} + 100 \text{ kN} \cdot (4200 \text{ mm} - 5 \text{ m} \cdot \cos 20^\circ)}{(8000 + 4000) \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ - 4200 \text{ mm}}$$

$$= \frac{260 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} + 100 \text{ kN} \cdot (-498,4 \text{ mm})}{7076,3 \text{ mm}} = 66,4 \text{ kN}$$



- 3 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren
 $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ (C45E<16 mm \rightarrow [EuroTabM46], S.134)

5,0

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{294 \text{ N/mm}^2}{4,5} = 65,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_K}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{250 \text{ kN}}{2 \cdot 65,3 \text{ N/mm}^2} = 1913 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1913 \text{ mm}^2}{\pi}} = 49,4 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

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

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

Maßgeblich: $d_{Berf} = 55,6 \text{ mm}$ (der größere der beiden Werte)

gewählt: $d_B = 60 \text{ mm}$ (der nächstgrößere lieferbare BolzenØ \rightarrow TabB)
 BolzenØ

- 4 Verluste wirken immer so, dass die Ausgangsgröße verkleinert wird. Deshalb muss der Wirkungsgrad so in die gegebene Formel eingesetzt werden, dass die Kolbenkraft kleiner bzw. der KolbenØ größer wird als bei reibungsfreier Betrachtung:

2,0

$$\eta \cdot p = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{\eta \cdot p} = \frac{250 \text{ kN}}{(1 - 30\%) \cdot 120 \text{ bar}} = 0,02976 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,02976 \text{ m}^2}{\pi}} = 195 \text{ mm}$$

Wirkungsgrad (zum selber denken)

5

5.1 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{24} = 1,5$

4,5

$$i \cdot \eta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_t}{M_M} \Rightarrow M_t = M_M \cdot i \cdot \eta = 800 \text{ Nm} \cdot 1,5 \cdot 0,9 = 1080 \text{ Nm}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{v} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{1080 \text{ Nm}}{43 \text{ N/mm}^2} = 30,9 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_a} \Rightarrow$$

$$d_{ierf} \leq \sqrt[4]{d_a^4 - \frac{16 \cdot d_a \cdot W_{perf}}{\pi}} = \sqrt[4]{(80 \text{ mm})^4 - \frac{16 \cdot 80 \text{ mm} \cdot 30857 \text{ mm}^3}{\pi}} = 73 \text{ mm}$$

Innendurchmesser eines Rohres

5.2 $M_{Antrieb} = M_t = F_{Antrieb} \cdot \frac{D}{2} \rightarrow F_{Antrieb} = \frac{2 \cdot M_t}{D} = \frac{2 \cdot 1080 \text{ Nm}}{800 \text{ mm}} = 2700 \text{ N}$

2,0

$$P_{Antrieb} = F \cdot v = 2700 \text{ N} \cdot 12 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 9 \text{ KW}$$

Zahlreiche weitere Lösungswege sind möglich.

Antriebsleistung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

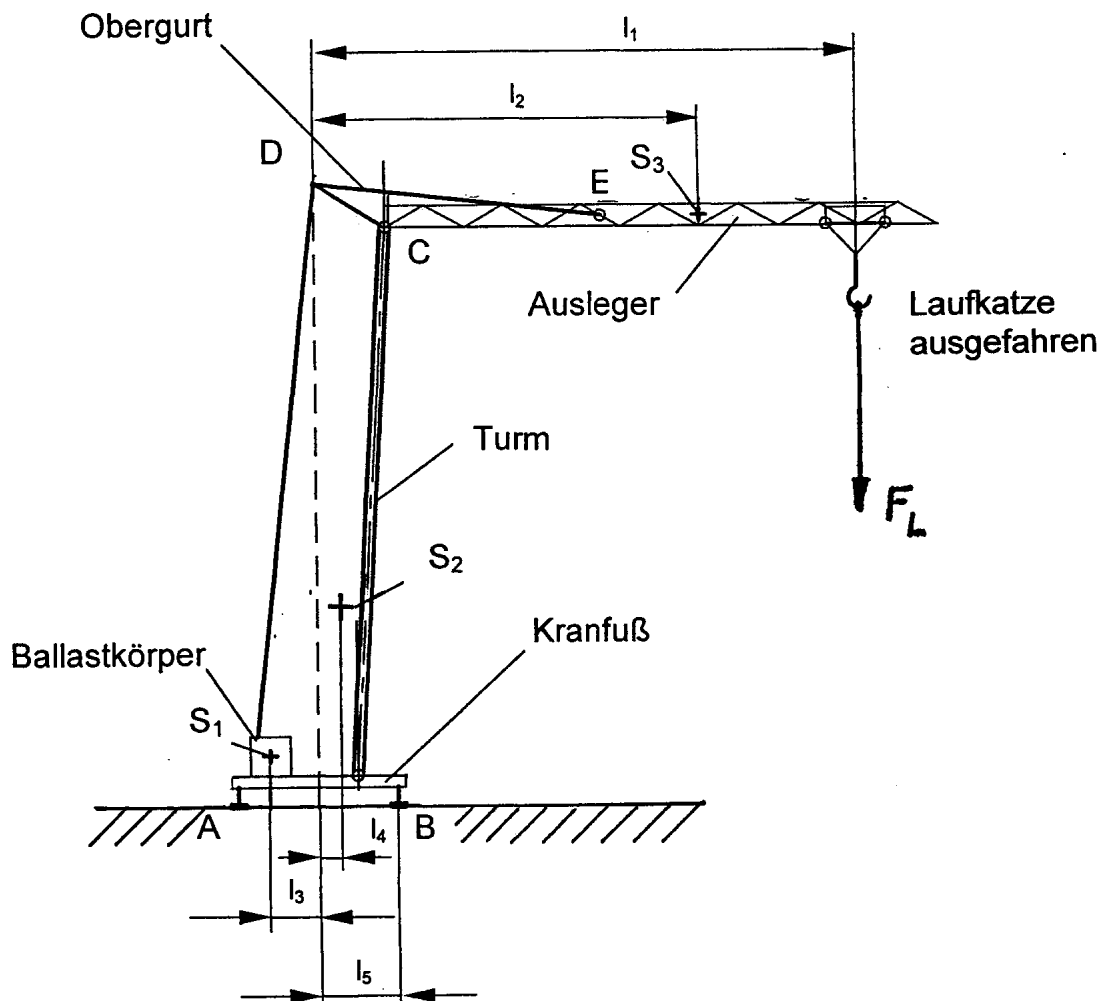


tgt HP 2003/04-2: Baukran

Der skizzierte Kran erhält durch Auflegen von Ballastkörpern aus Beton das erforderliche Gegengewicht. Mit der Laufkatze kann die Last verfahren werden.

Daten:	Zulässige Last bei ausgefahrener Laufkatze:	$F_L = 7,5 \text{ kN}$
	Masse der Ballastkörper:	m_1 in S_1
	Masse von Kranfuß und Turm:	$m_2 = 1200 \text{ kg}$ in S_2
	Masse des Auslegers:	$m_3 = 800 \text{ kg}$

Abmessungen:	$l_1 = 20 \text{ m}$	$l_4 = 1 \text{ m}$
	$l_2 = 12 \text{ m}$	$l_5 = 2 \text{ m}$
	$l_3 = 1,2 \text{ m}$	



Teilaufgaben:

Punkte

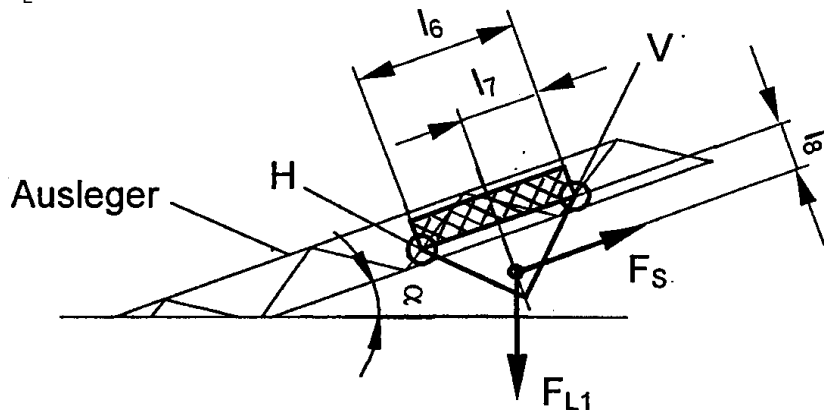
- Die Laufkatze ist mit der Last F_L ganz ausgefahren.
Wie viele Ballastkörper mit der Einzelmasse von jeweils $m = 1 \text{ t}$ sind mindestens aufzulegen, damit der Baukran nicht kippt?

4,0



- 2 Der Ausleger ist um $\alpha = 20^\circ$ angehoben.
Ermitteln Sie zeichnerisch die Seilkraft F_S und die Achskräfte F_H und F_V für die Last F_L .

5,0



$l_6 = 600 \text{ mm}$
 $l_7 = 300 \text{ mm}$
 $l_8 = 100 \text{ mm}$
 $\alpha = 20^\circ$

- 3 Das Seil des Obergurtes besteht aus 6 Litzen mit je 37 Einzeldrähten.
Berechnen Sie den Einzeldrahtdurchmesser d_D .

3,0

Zugkraft im Obergurt: $F_{OG} = 142 \text{ kN}$

Zugfestigkeit: $R_m = 1960 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Sicherheit gegen Bruch: $v = 4$

- 4 Der Bolzen in E wird auf Biegung und Abscherung beansprucht.
Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d_B .

6,5

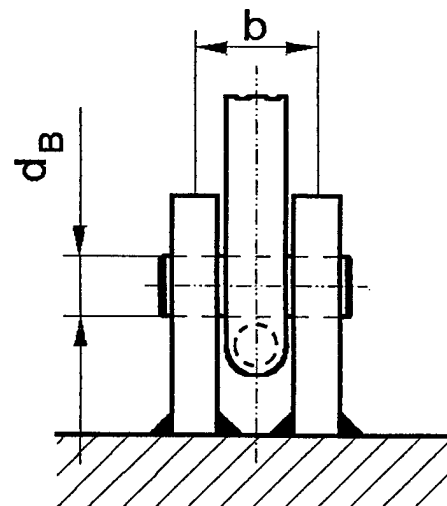
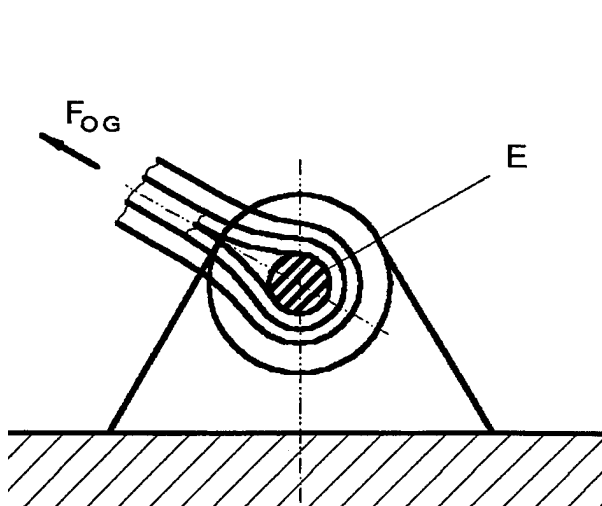
Werkstoff: S275

Zugkraft im Obergurt: $F_{OG} = 142 \text{ kN}$

Sicherheit gegen Verformung: $v = 2,5$

Sicherheit gegen Abscheren: $v = 4$

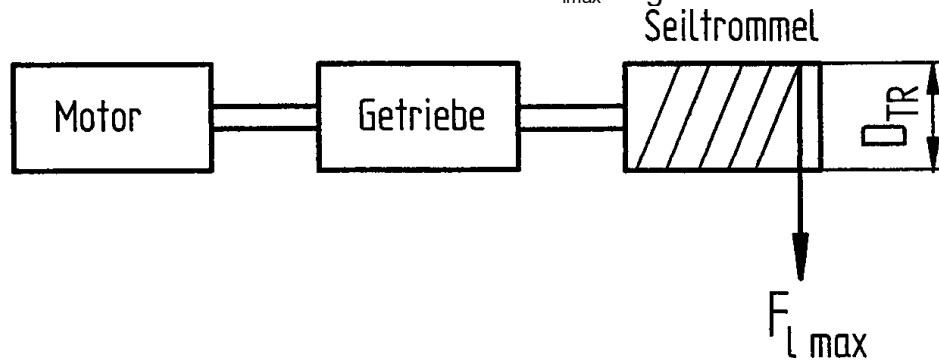
wirksame Lagerbreite: $b = 50 \text{ mm}$





- 5 Bei eingefahrener Laufkatze kann eine Last von F_{lmax} angehoben werden.

4,0



Motor: $n_M = 1440 \frac{1}{min}$

Getriebe und Seiltrommel:

Gesamtwirkungsgrad: $\eta = 75 \%$
 Hubgeschwindigkeit: $v_{Hub} = 30 \text{ m/min}$
 Seilkraft: $F_{lmax} = 20 \text{ kN}$
 Seiltrommeldurchmesser: $D_{TR} = 380 \text{ mm}$

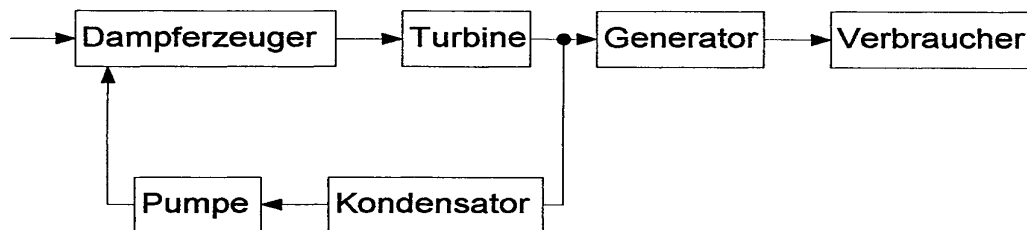
Berechnen Sie die Motorleistung P_M und das Übersetzungsverhältnis i des Getriebes

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2003/04-3: Blockschaltbild eines Dampfkraftwerks:



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Welche Energieformen werden den Bauteilen Dampferzeuger, Turbine, Generator und Verbraucher zugeführt ? 2,0
- 2 Vom Dampfprozess sind die folgenden Daten bekannt:

Dampfdruck am Turbineneingang:	p_{TE}	=	180 bar
Dampf Temperatur am Turbineneingang:	T_{TE}	=	800 K
Wassergehalt des Dampfes beim Turbinenaustritt:	x	=	10 %
Kondensatordruck:	p_{Kond}	=	0,04 bar
- 2.1 Stellen Sie den Dampfprozess im T-s-Diagramm des Arbeitsblattes dar. 2,0
- 2.2 Nummerieren Sie die charakteristischen Punkte im T-s-Diagramm, und erläutern Sie die Zustandsänderungen. 3,0
- 2.3 Berechnen Sie die zugeführte spezifische Wärme q_{zu} . Kennzeichnen Sie q_{zu} als Fläche im T-s-Diagramm. 4,0
- 2.4 Berechnen Sie die abgeführte Wärme spezifische Wärme q_{ab} . Kennzeichnen Sie q_{ab} als Fläche im T-s-Diagramm. 2,0
- 2.5 Wie groß ist der thermische Wirkungsgrad des Kraftwerkes ? 2,0
- 2.6 Durch eine Zwischenüberhitzung bei 50 bar auf 800 K kann der Wasseranteil des Dampfes am Turbinenausgang auf 5% verringert werden. Stellen Sie diesen Vorgang zusätzlich im T-s-Diagramm dar. Welche zwei Vorteile bietet die Zwischenüberhitzung ? 3,0
- 3 Im Kraftwerk treten die folgenden Verluste auf:

Dampferzeuger:	9%	Dampfleitungen:	2%
Turbine:	13%	Generator:	2%
Eigenbedarf:	2%		

Der thermische Wirkungsgrad des Kraftwerkes mit Zwischenüberhitzung beträgt $\eta_{th} = 38\%$.
- 3.1 Berechnen Sie den Gesamtwirkungsgrad des Kraftwerkes. 2,5
- 3.2 Das Kraftwerk gibt eine Leistung von $P_{ab} = 500$ MW ab. Berechnen Sie den täglichen Bedarf an Steinkohle. 2,0

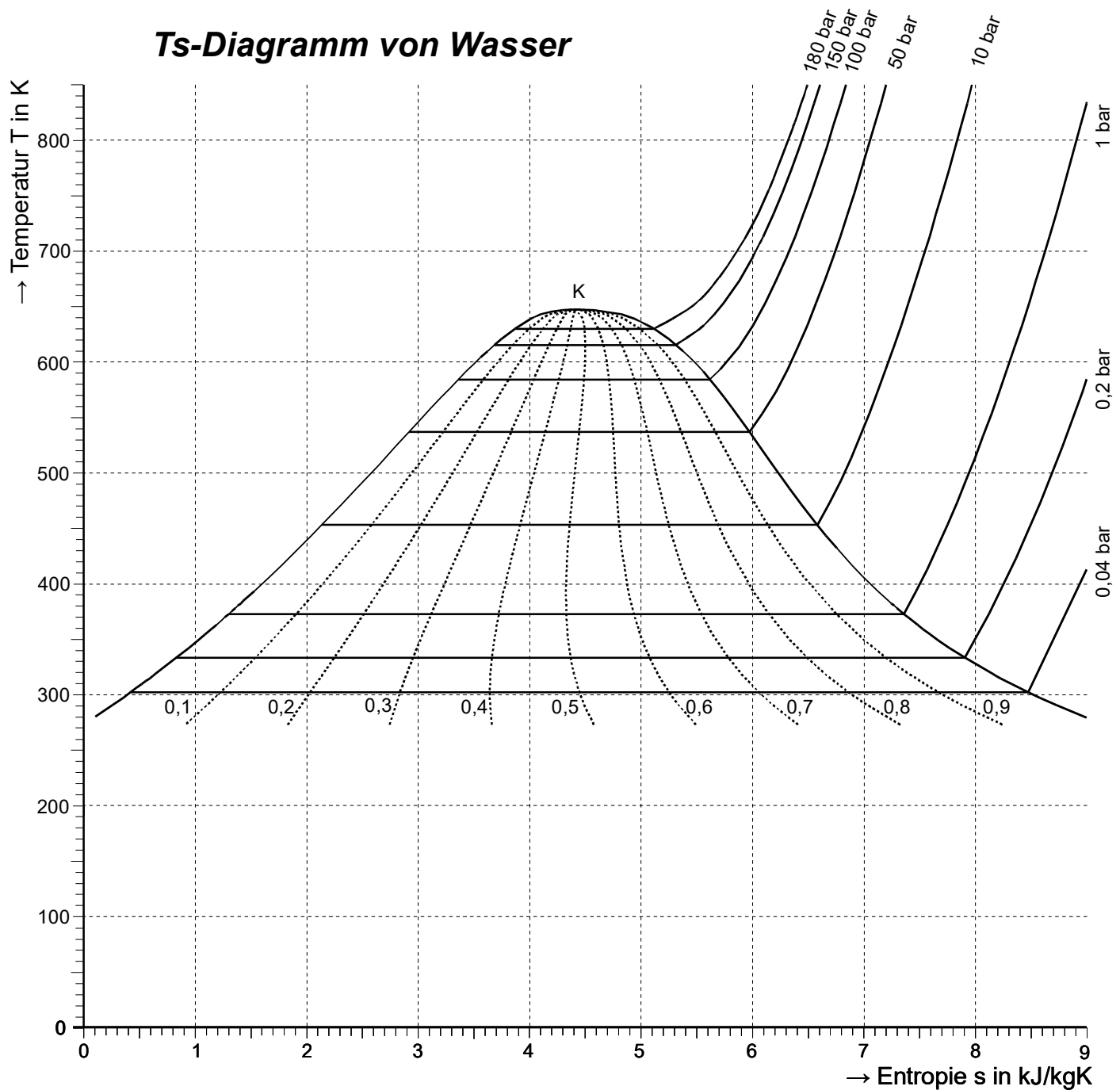
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

 $\Sigma = 22,5$



Arbeitsblatt

zu den Aufgaben 2.2, 2.3, 2.4 und 2.6





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben: _____ Punkte

tgt HP 2003/04-3: Blockschaltbild eines Dampfkraftwerks



- | | | | |
|---|---|--|-----|
| 1 | Chemische Energie
Thermische Energie
Mechanische Energie
Elektrische Energie | → Dampferzeuger
→ Turbine
→ Generator
→ Verbraucher | 2,0 |
|---|---|--|-----|

2

2.1 T,s-Diagramm:

2.2 1: Die Speisewasserpumpe bringt das Wasser auf 180 bar

1 – 2: Wasser wird erhitzt und bleibt wegen des Druckes flüssig

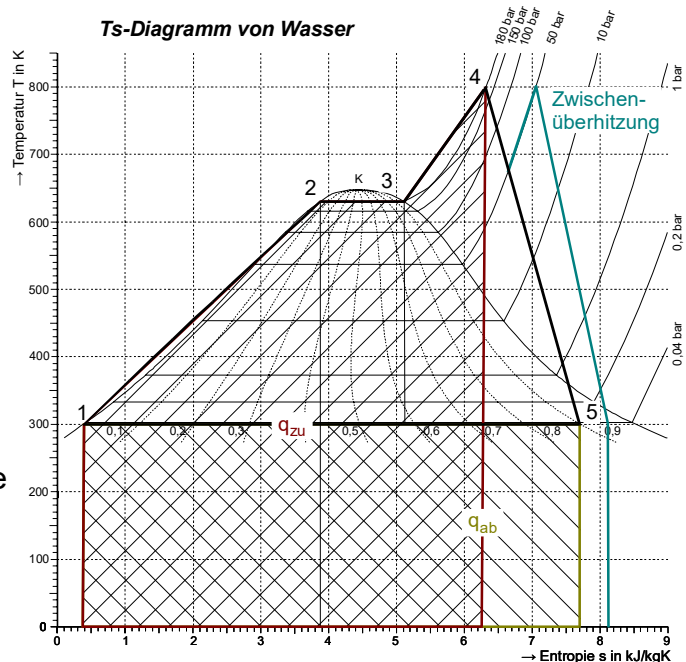
2 – 3: Wasser verdampft bei konstanter Temperatur, die vom Druck 180 bar abhängt.

3 – 4: Wasserdampf wird bei konstantem Druck weiter erhitzt (überhitzt)

4 – 5: Wasserdampf gibt in der Turbine seinen Druck ab, 10% des Wasserdampfes kondensiert

5 – 1: Dem Wasser wird Wärme entzogen und es kondensiert

T,s-Diagramm (Wasserdampfprozess mit Zwischenüberhitzung)



2.3	$q_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) = \frac{300 + 630}{2} \text{ K} \cdot (3,9 - 0,4) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 1627,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	4,0
-----	--	-----

$$q_{23} = \frac{T_2 + T_3}{2} \cdot (s_3 - s_2) = \frac{630 + 630}{2} \text{ K} \cdot (5,1 - 3,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 756 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_4 - s_3) = \frac{630 + 800}{2} \text{ K} \cdot (6,3 - 5,1) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 858 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{zu} = q_{12} + q_{23} + q_{34} = (1627,5 + 756 + 858) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 3241,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dampfprozess im T,s-Diagramm (Wasser)

2.4	$q_{ab} = q_{51} = \frac{T_5 + T_1}{2} \cdot (s_1 - s_5) = \frac{300 + 300}{2} \text{ K} \cdot (0,4 - 7,8) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = -2220 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	2,0
-----	--	-----

2.5	$\eta_{therm} = \frac{w_{Nutz}}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} + q_{ab}}{q_{zu}} = \frac{3241,5 \text{ kJ/kg} - 2220 \text{ kJ/kg}}{3241,5 \text{ kJ/kg}} = 0,315 = 31,5\%$	2,0
-----	---	-----

2.6	Vorgang siehe T,s-Diagramm. Vorteile:	3,0
-----	---------------------------------------	-----

1) Vergrößerung der Nutzarbeit ohne höhere Temperatur

2) Senkung des Anteil flüssigen Wassers

Beide Maßnahmen entlasten das Material der Turbine.



3

$$\begin{aligned}
 3.1 \quad \eta_{ges} &= \eta_{DE} \cdot \eta_{DL} \cdot \eta_T \cdot \eta_G \cdot \eta_{EB} \cdot \eta_{therm} & 2,5 \\
 &= (1-9\%) \cdot (1-2\%) \cdot (1-13\%) \cdot (1-2\%) \cdot (1-2\%) \cdot 38\% \\
 &= 0,91 \cdot 0,98 \cdot 0,87 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,38 = 0,283 = 28,3\%
 \end{aligned}$$

Man kann auch annehmen, dass im thermischen Wirkungsgrad η_{Nutz} (= mechanische Energie) / q_{zu} (= Wärmeinhalt des Dampfes) die Verluste der Dampfleitungen enthalten sind und η_{ges} ohne η_{DL} berechnen.

- 3.2 Für die Aufgabe wird der Heizwert von Steinkohle benötigt. Man findet ihn im Tabellenbuch unter dem Stichwort „Heizwert“ H_u oder in der Formelsammlung Energietechnik als Steinkohleeinheit SKE. Letztere wird verwendet, um den Energieinhalt von Kohle verschiedener Herkunft und anderer Primärenergieträger zu vergleichen und ist der Heizwert einer bestimmten Steinkohlesorte bezogen auf ein Kilogramm (kgSKE) oder eine Tonne (tSKE). & 2,0

Lösungsmöglichkeit 1

Es geht direkt mit der Leistung (= Energiestrom) $P = \frac{W}{t}$, sie entspricht dem Wärmestrom $\Phi = \dot{Q} = \frac{Q}{t}$ und kann per H_u in Massenstrom $\dot{m} = \frac{m}{t}$ umgerechnet werden:

$$\frac{P_{ab}}{\eta_{ges}} = P_{zu} = \frac{W_{zu}}{t} = \frac{Q_{zu}}{t} = \frac{m \cdot H_u}{t} \rightarrow m = \frac{P_{ab} \cdot t}{\eta_{ges} \cdot H_u}$$

Den Tagesbedarf erhält man mit $t=24$ Stunden:

$$m_{Steinkohle} = \frac{P_{ab} \cdot t}{\eta \cdot H_u} = \frac{500 \text{ MW} \cdot 24 \text{ h}}{0,283 \cdot 30 \text{ MJ/kg}} = 5087 \text{ t}$$

Lösungsmöglichkeit 2

Leistung ist Energiemenge pro Zeiteinheit. Wer Probleme mit dem Begriff Leistung hat, kann auch mit der Energie rechnen, die innerhalb des geforderten Zeitraumes anfällt, in diesem Fall 1 Tag. Diesen Lösungsweg sollte man deutlich machen:

„Alle Berechnungen beziehen sich auf einen Tag:“

$$\begin{aligned}
 W_{ab} &= P_{ab} \cdot 1 \text{ Tag} = 500 \text{ MW} \cdot 24 \text{ h} = 12000 \text{ MWh} \\
 &= 12000 \text{ MW} \cdot 3600 \text{ s} = 43,2 \cdot 10^{12} \text{ J}
 \end{aligned}$$

ist die elektrische Energie, die das Kraftwerk pro Tag abgibt. Da die Erzeugung der elektrischen Energie aus Wärme nicht verlustfrei geschieht, muss die benötigte Wärmemenge ermittelt werden:

$$\eta_{ges} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} \rightarrow Q_{zu} = \frac{W_{ab}}{\eta_{ges}} = \frac{43,2 \cdot 10^{12} \text{ J}}{0,283} = 152,6 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

ist die Wärmeenergie, die pro Tag ins Kraftwerk gesteckt werden muss. Der Heizwert H_u sagt aus, welche Masse Kohle dafür benötigt wird:

$$\begin{aligned}
 H_{u(Steinkohle)} &= \frac{Q_{zu}}{m_{Steinkohle}} \rightarrow \\
 m_{Sk} &= \frac{Q_{zu}}{H_{uSk}} = \frac{152,6 \cdot 10^{12} \text{ J}}{\frac{30 \text{ MJ}}{\text{kg}}} = \frac{152,6 \cdot 10^{12} \text{ J}}{30 \cdot 10^6 \text{ J}} \cdot \text{kg} = 5087 \text{ t}
 \end{aligned}$$



oder mit der Steinkohleeinheit SKE statt H_u

$$H_{u(\text{Steinkohle})} = \frac{Q_{zu}}{m_{\text{Steinkohle}}} \rightarrow$$

$$m_{Sk} = \frac{Q_{zu}}{SKE} = \frac{152,6 \cdot 10^{12} \text{ J}}{2,93 \cdot 10^{10} \text{ J}} = 5207 \text{ t}$$

erhält man den Tagesbedarf von Steinkohle für dieses Kraftwerk.

Lösungsmöglichkeit 3

Die Aufgabe kann sogar mit einer Reihe von Dreisätzen gelöst werden
(Ich sehe schon die Stirn runzelnden Kollegen :-):

Leistung $P_{ab} = 500 \text{ MW}$ bedeutet:

Das Kraftwerk liefert 500 MJ elektrische Energie in 1 Sekunde.

Wie viel elektr. Energie liefert es an einem Tag?

$$500 \text{ MJ} \Leftrightarrow 1 \text{ Sekunde}$$

$$x? \Leftrightarrow 1 \text{ Tag}$$

$$x = \frac{500 \text{ MJ}}{1 \text{ s}} \cdot 1 \text{ Tag} = \frac{500 \text{ MJ} \cdot 24 \cdot 3600 \text{ s}}{1 \text{ s}} = 43,2 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

Wirkungsgrad $\eta_{ges} = 0,283$ bedeutet:

Das Kraftwerk wandelt 1 MJ Wärmeenergie in 0,283 MJ elektrische Energie um.

Wie viel Wärmeenergie benötigt es für $43,2 \cdot 10^6 \text{ MJ}$?

$$1 \text{ MJ} \Leftrightarrow 0,283 \text{ MJ}$$

$$x? \Leftrightarrow 43,2 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$x = \frac{1 \text{ MJ}}{0,283 \text{ MJ}} \cdot 43,2 \cdot 10^6 \text{ MJ} = 152,65 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

Heizwert $H_u = 30 \text{ MJ/kg}$ bedeutet:

1 kg Steinkohle liefert 30 MJ Wärmeenergie.

Wie viel Steinkohle wird für $152,6 \cdot 10^6 \text{ MJ}$ Wärmeenergie benötigt?

$$1 \text{ kg} \Leftrightarrow 30 \text{ MJ}$$

$$x? \Leftrightarrow 152,65 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$x = \frac{1 \text{ kg}}{30 \text{ MJ}} \cdot 152,65 \cdot 10^6 \text{ MJ} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ kg} = 5100 \text{ t}$$

oder:

Steinkohleeinheit $t_{SKE} = 2,93 \cdot 10^{10} \text{ J}$ bedeutet:

1 t Steinkohle liefert $2,93 \cdot 10^{10} \text{ J}$ Wärmeenergie.

Wie viel Steinkohle wird für $152,6 \cdot 10^6 \text{ MJ}$ Wärmeenergie benötigt?

$$1 \text{ t} \Leftrightarrow 2,93 \cdot 10^{10} \text{ J}$$

$$x? \Leftrightarrow 152,65 \cdot 10^6 \text{ MJ}$$

$$x = \frac{1 \text{ t}}{2,93 \cdot 10^{10} \text{ J}} \cdot 152,65 \cdot 10^6 \text{ MJ} = 5,2 \cdot 10^3 \text{ t} = 5200 \text{ t}$$

Der letzte Wert ist der Tagesbedarf an Steinkohle für das Kraftwerk in der Aufgabe.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2003/04-4: Verbrennungsmotoren

Teilaufgaben:	Punkte
1 Der Otto-Prozess eines Viertaktmotors kann näherungsweise durch 2 Adiabaten und zwei Isochoren dargestellt werden, der Diesel-Prozess durch zwei Adiabaten, eine Isochore und eine Isobare.	
1.1 Skizzieren Sie die beiden Kreisprozesse in je einem p-V-Diagramm. Beschriften Sie die Linien, und nummerieren Sie die Eckpunkte beginnend mit dem Kompressionsvorgang.	4,0
1.2 Kennzeichnen Sie in diesen Diagrammen wo Wärme bzw. mechanische Arbeit zu oder abgeführt wird. Kennzeichnen Sie die Nutzarbeit.	2,0
2 Ein Ottomotor hat folgenden Energieverluste: Abgase 34%; Kühlwasser 33%; Abstrahlung des Motors 7%. Erstellen Sie das zugehörige Energiefluss-Schaubild. Beschriften Sie dieses, und geben Sie den Gesamtwirkungsgrad an.	3,0
3 Von einem Dieselprozess sind die folgenden Daten bekannt: $p_1 = 1 \text{ bar}$; $V_1 = 500 \text{ cm}^3$; $T_1 = 300 \text{ K}$; $V_1/V_2 = 18:1$; $T_3 = 1980 \text{ K}$	
3.1 Berechnen Sie die Masse der angesaugten Luft.	2,0
3.2 Berechnen Sie die fehlenden Zustandsgrößen p, V und T in den Punkten 2, 3 und 4. Stellen Sie alle Zustandsgrößen dieses Kreisprozesses in einer Tabelle dar ($\kappa = 1,4$).	6,0
3.3 Ermitteln Sie die zu- und abgeführte Wärmemenge, sowie die Nutzarbeit für eine Luftmasse $m = 0,58 \text{ g}$.	3,5
3.4 Wie groß ist der thermische Wirkungsgrad ?	2,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$



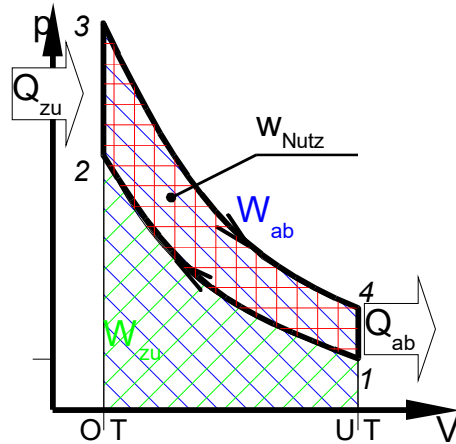
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

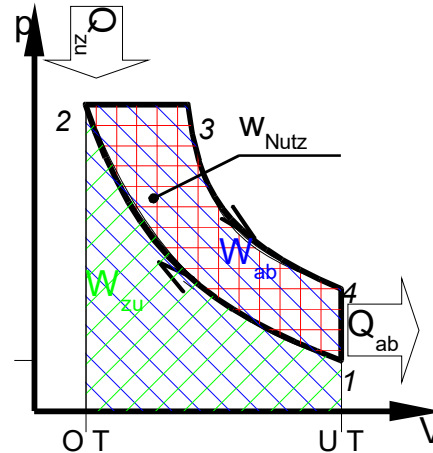
	Punkte
1	4,0
	2,0



Otto-Prozess



Diesel-Prozess



Linie

1-2: adiabate Verdichtung
2-3: isochore Verbrennung
3-4: adiabate Entspannung
4-1: isochorer Gaswechsel

Linie

1-2: adiabate Verdichtung
2-3: isobare Verbrennung
3-4: adiabate Entspannung
4-1: isochorer Gaswechsel

- 2 Hinweis 27: Sehr häufig sind in technischen Systemen die Verluste sozusagen in Reihe geschaltet (z.B. Verluste im Dampferzeuger, in den Dampfleitungen, in der Turbine, im Generator usw..) und beziehen sich jeweils auf den Eingang des Teilsystems (z.B. Eingang Turbine = Ausgang Dampfleitungen). In solchen Fällen wird der Gesamtwirkungsgrad als Produkt der Einzelwirkungsgrade berechnet.

In der vorliegenden Aufgabe beziehen sich die Verluste aber auf ein- und dasselbe System Ottomotor, deshalb rechnet man wie folgt:

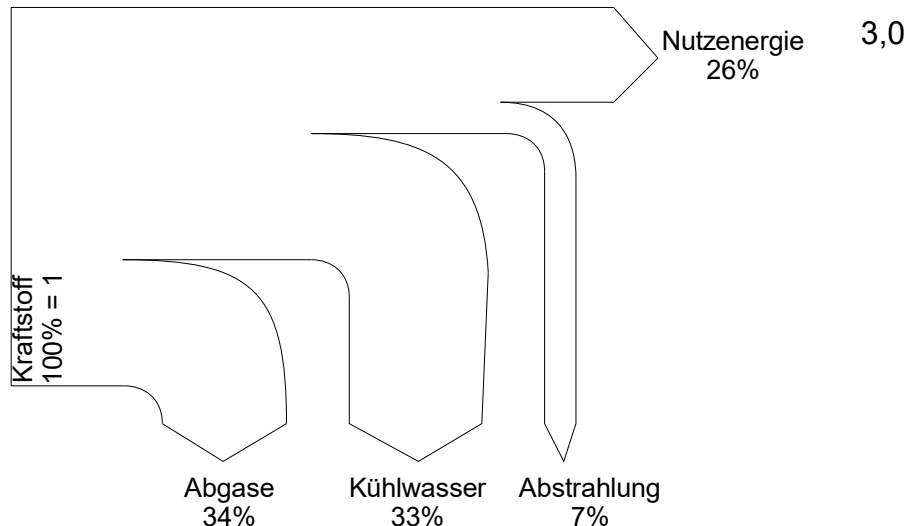
$$\eta_{ges} = 100\% - 34\% - 33\% - 7\% = 26\% = 0,26 = \eta_{ges}$$

- 3 Dieselmotor

- 4 2,0

$$p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T_1 \Rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_i \cdot T_1} = \frac{1 \text{ bar} \cdot 500 \text{ cm}^3}{0,287 \text{ kJ/kgK} \cdot 300 \text{ K}}$$

$$m = \frac{1 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{0,287 \text{ J/g} \cdot 300} = \frac{10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 500 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3}{0,287 \text{ Nm} \cdot 300} \text{ g} = 0,58 \text{ g}$$





5 Zustandsänderung 1 – 2: adiabatisch

6,0

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{18}{1} \Rightarrow$$

$$V_2 = \frac{V_1}{18} = \frac{500 \text{ cm}^3}{18} = 27,8 \text{ cm}^3$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \Rightarrow$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} = 300 \text{ K} \cdot 18^{1,4-1} = 953,3 \text{ K}$$

$$\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa} = 1 \text{ bar} \cdot 18^{1,4} = 57,2 \text{ bar}$$

Zustand	p [bar]	V [l]	T [K]
1	1	500	300
2	57,2	27,8	953,3
3	57,2	68,7	1980
4	2,78	500	834,7

Zustandsänderung 2 – 3: isobar

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \Rightarrow V_3 = V_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 27,8 \text{ cm}^3 \cdot \frac{1980 \text{ K}}{953,3 \text{ K}} = 57,7 \text{ cm}^3$$

$$p_3 = p_2 = 57,2 \text{ bar}$$

Zustandsänderung 4 – 1: isochor (rückwärts)

$$V_4 = V_1 = 500 \text{ cm}^3$$

Zustandsänderung 3 – 4: adiabatisch

$$\frac{T_3}{T_4} = \left[\frac{V_4}{V_3} \right]^{\kappa-1} \Rightarrow T_4 = T_3 \cdot \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{\kappa-1} = 1980 \text{ K} \cdot \left[\frac{57,7}{500} \right]^{1,4-1} = 834,7 \text{ K}$$

$$\left[\frac{p_3}{p_4} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_4}{V_3} \right]^{\kappa-1} \Rightarrow p_4 = p_3 \cdot \left[\frac{V_3}{V_4} \right]^{\kappa} = 57,2 \text{ bar} \cdot \left[\frac{57,7}{500} \right]^{1,4} = 2,78 \text{ bar}$$

6

$$Q_{23} = c_p \cdot m \cdot (T_3 - T_2) = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,58 \text{ g} \cdot (1980 - 953,3) \text{ K} = 601,4 \text{ J}$$

3,5

$$Q_{41} = c_v \cdot m \cdot (T_1 - T_4) = 0,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 0,58 \text{ g} \cdot (300 - 834,7) \text{ K} = -223,3 \text{ J}$$

$$\Sigma Q + \Sigma W = 0 = Q_{23} + Q_{41} + W_{\text{Nutz}} \rightarrow$$

$$W_{\text{Nutz}} = -Q_{23} - Q_{41} = -601,4 \text{ J} - (-223,3 \text{ J}) = -378,1 \text{ J}$$

Das negative Vorzeichen zeigt, dass die Arbeit abgegeben wird.

7

$$\eta_{\text{therm}} = \frac{W_{\text{Nutz}}}{Q_{\text{zu}}} = \frac{378,1 \text{ J}}{601,4 \text{ J}} = 0,629 = 62,9 \%$$

2,0

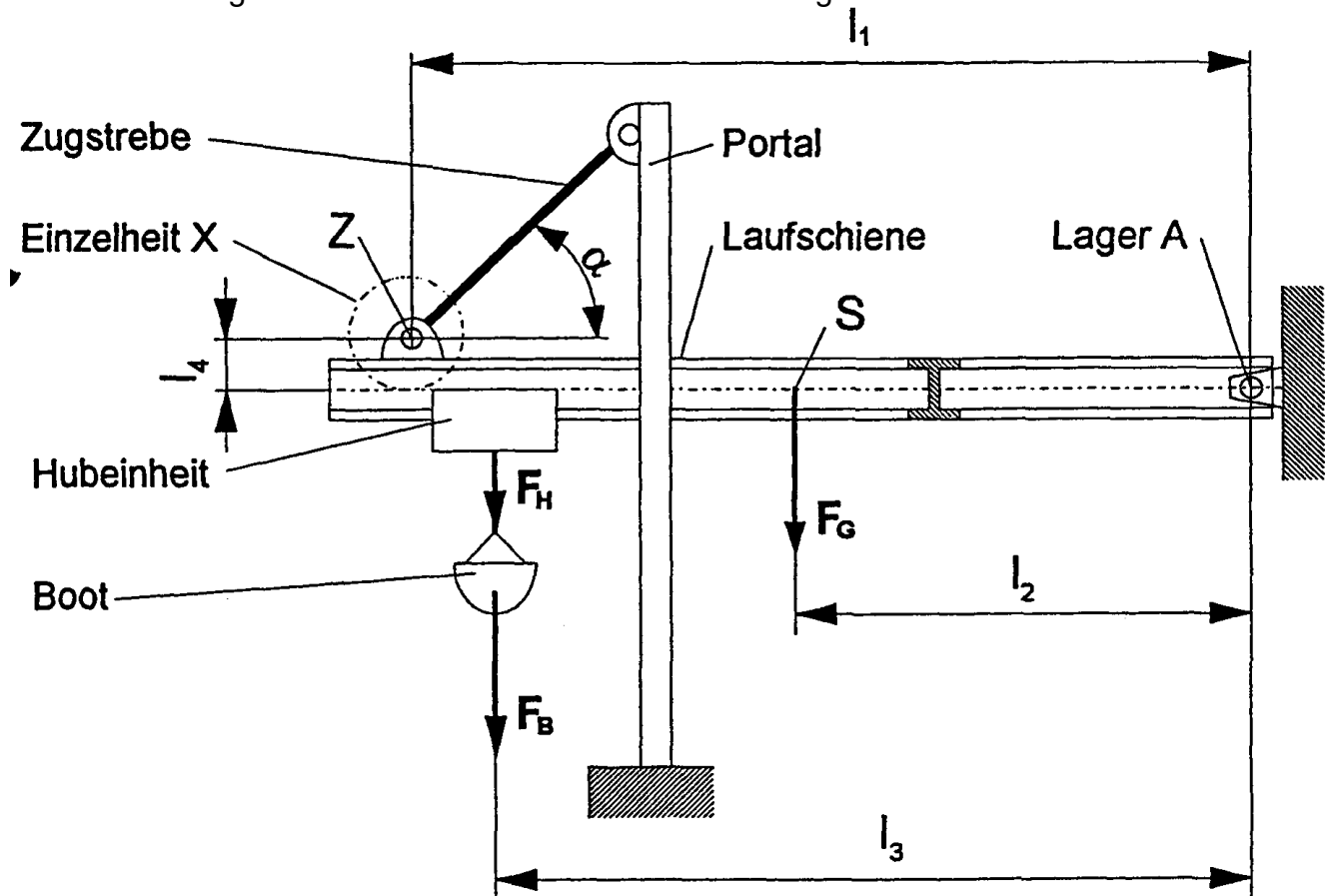
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2002/03-1: Bootskran

Eine elektrisch angetriebene Hubeinheit trägt die Bootslast. Als Laufschiene wird ein I-Träger verwendet. Die Zugstrebe ist in der Mitte des Portals befestigt.



Daten:

$$l_1 = 7000 \text{ mm}$$

$$l_2 = 3500 \text{ mm}$$

$$l_3 = 6000 \text{ mm}$$

$$l_4 = 300 \text{ mm}$$

Boot: $F_B = 9 \text{ kN}$

Laufschiene: $F_G = 2,5 \text{ kN}$

Hubeinheit: $F_H = 1 \text{ kN}$

$$\alpha = 50^\circ$$

Laufschiene: I - Profil DIN 1025 - S235JR – IPE

Teilaufgaben:	Punkte
1 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kraft F_Z in der Zugstrebe und die Lagerkraft F_A .	5,5
2 Die Hubeinheit befindet sich jetzt bei S.	
2.1 Berechnen Sie die Kräfte in den Lagern A und Z.	3,5
2.2 Bestimmen Sie den erforderlichen IPE- Träger bei 3- facher Sicherheit gegen Verformung.	2,5



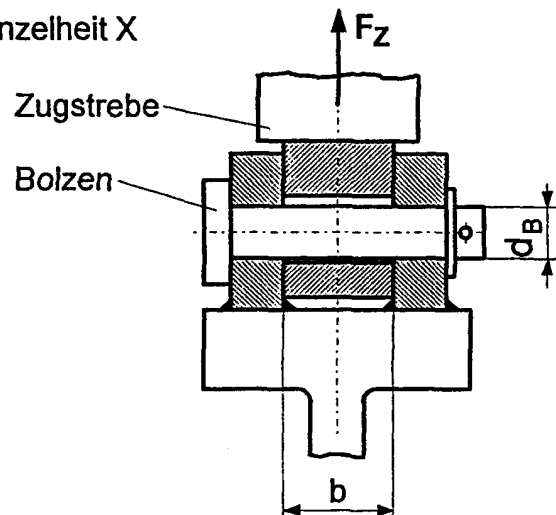
- 3 Die Zugstrebe ist in der dargestellten Weise Einzelheit X mit der Laufschiene verbunden.

3,0

Daten:

$$F_Z = 12,5 \text{ kN}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$



- 3.1 Ermitteln Sie den erforderlichen Durchmesser d_B des Bolzens aus S235 bei 6-facher Sicherheit gegen Abscheren. 2,5
- 3.2 Welcher Durchmesser d_B ist für den Bolzen bei einer zulässigen Flächenpressung von $p_{zul} = 60 \text{ N/mm}^2$ zu wählen? 2,5

- 4 Schematischer Aufbau der Hubeinheit:

Daten:

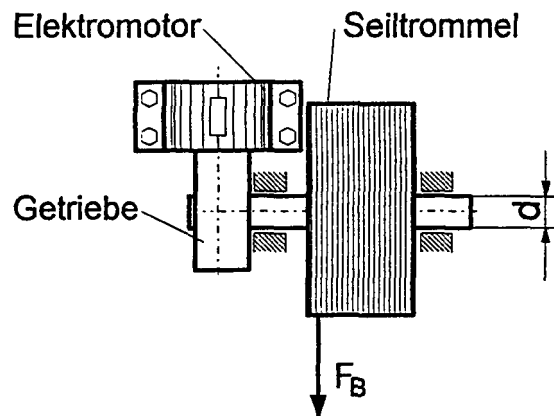
$$n_M = 1440 \text{ min}^{-1}$$

$$d = 32 \text{ mm}$$

$$V_{Hub} = 0,2 \text{ m/s}$$

$$\eta_G = 0,8 \text{ (Getriebe)}$$

$$F_B = 9 \text{ kN}$$



- 4.1 Welches maximale Drehmoment kann die Seiltrommelwelle bei $\tau_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$ übertragen? 3,0
- 4.2 Bestimmen Sie das erforderliche Drehmoment am Elektromotor der Hubeinheit. 3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



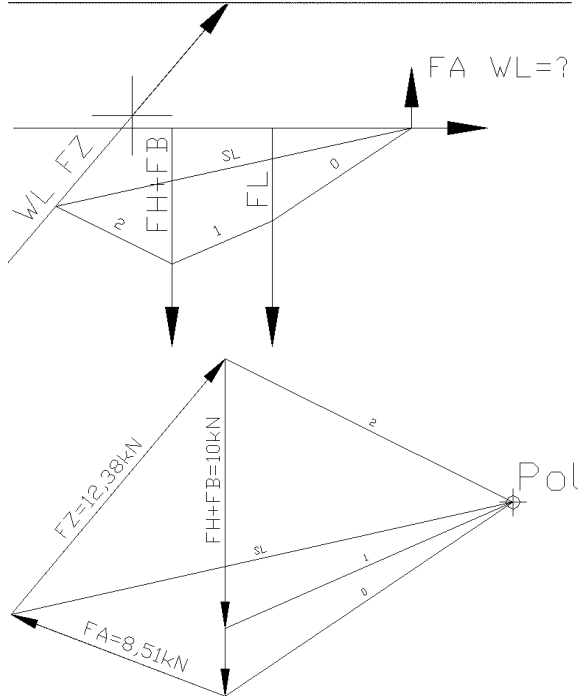
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 LP Laufschiene $M_L = \dots$ KP Kräftemaßstab $M_K = \dots$

5,5



Hinweis: Auch zwischen F_H und F_B kann ein Polstrahl gezeichnet werden. Der zugehörige Seilstrahl im Lageplan wird aber nicht sichtbar, weil er zwischen den identischen Wirklinien von F_H und F_B verläuft.

2

2.1 Rechnerische Lösung:

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 &= -F_Z \cdot l_1 - F_Z \cdot l_4 + (F_G + F_H + F_B) \cdot l_2 \\ &= -F_Z \cdot \sin \alpha \cdot l_1 - F_Z \cdot \cos \alpha \cdot l_4 + (F_G + F_H + F_B) \cdot l_2 \\ F_Z &= \frac{(F_G + F_H + F_B) \cdot l_2}{\sin \alpha \cdot l_1 + \cos \alpha \cdot l_4} = \frac{(2,5 + 1 + 9) \text{ kN} \cdot 3500 \text{ mm}}{\sin 50^\circ \cdot 7000 \text{ mm} + \cos 50^\circ \cdot 300 \text{ mm}} \\ &= 7,87 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Zx} + F_{Ax} \Rightarrow F_{Ax} = -F_Z \cos \alpha = -7,876 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ = -5,062 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Zy} - F_G - F_H - F_B + F_{Ay} \Rightarrow F_{Ay} = F_G + F_H + F_B - F_Z \cdot \sin \alpha$$

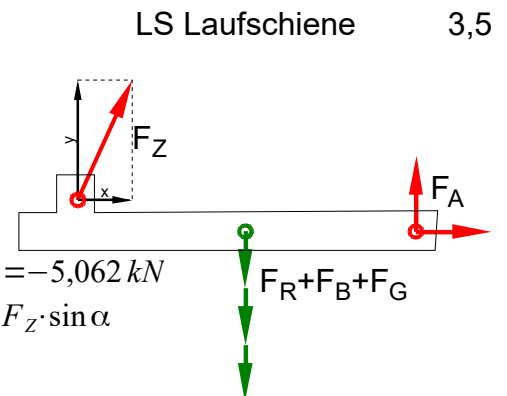
$$F_{Ay} = 2,5 \text{ kN} + 1 \text{ kN} + 9 \text{ kN} - 7,876 \text{ kN} \cdot \sin 50^\circ = 6,467 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-5,062 \text{ kN})^2 + (6,467 \text{ kN})^2} = 8,2 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{6,467 \text{ kN}}{-5,062 \text{ kN}} = -51,9^\circ$$

$\alpha_A = 51,9^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 128,1^\circ$ gegen die positive x-Achse



2.2 Das maximale Biegemoment liegt bei S, weil dort der einzige innere Krafteinleitungspunkt ist. Die Berechnungen des Biegemomentes von rechts und von links sind alternativ, es genügt eine von beiden.

2,5



$\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 \rightarrow Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$M_{bS}(\text{rechts}) = F_{Ay} \cdot l_2 = F_A \cdot \sin \alpha_A \cdot l_2 = 8,213 \text{ kN} \cdot \sin 51,95^\circ \cdot 3500 \text{ mm} = 22,6 \text{ kNm}$$

$$M_{bS}(\text{links}) = F_{Zy} \cdot (l_1 - l_2) + F_{Zx} \cdot l_4 = F_Z \cdot \sin \alpha \cdot (l_1 - l_2) + F_Z \cdot \cos \alpha \cdot l_4$$

$$= 7,786 \text{ kN} \cdot \sin 50^\circ \cdot (7000 - 3500) \text{ mm} + 7,876 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ \cdot 300 \text{ mm} = 22,6 \text{ kNm}$$

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

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

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{22,6 \text{ kNm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 206 \text{ cm}^3$$

gewählt: I-Profil DIN1025 – S235JR – IPE 220 mit $W_x = 252 \text{ cm}^3$

I-Profil bei Biegung



3.1 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren

$\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{6} = 48,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{12,5 \text{ kN}}{2 \cdot 48,3 \text{ N/mm}^2} = 129,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 129,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 12,8 \text{ mm}$$

3.2 Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_Z}{p_{zul}} = \frac{12,5 \text{ N}}{60 \text{ N/mm}^2} = 208,3 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot b \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{b} = \frac{208,3 \text{ mm}^2}{12 \text{ mm}} = 17,4 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 17,4 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 18 mm (→ TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (Bolzen Ø)

$$4.1 \quad W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 32^3 \text{ mm}^3}{16} = 6434 \text{ mm}^3 \quad 3,0$$

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

$$M_t = \tau_{tzul} \cdot W_p = 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 6434 \text{ mm}^3 = 193 \text{ Nm}$$

übertragbares Moment

$$4.2 \quad P_{ab} = F_B \cdot v_{Hub} = 9 \text{ kN} \cdot 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1800 \text{ W} \quad 3,0$$

$$\eta_G = \frac{P_{ab}}{P_M} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta_G} = \frac{1800 \text{ W}}{0,8} = 2250 \text{ W}$$

$$P_M = 2\pi \cdot n_M \cdot M_M \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{2250 \text{ W}}{2\pi \cdot 1440 \text{ min}^{-1}} = 15 \text{ Nm}$$

erforderliches Moment

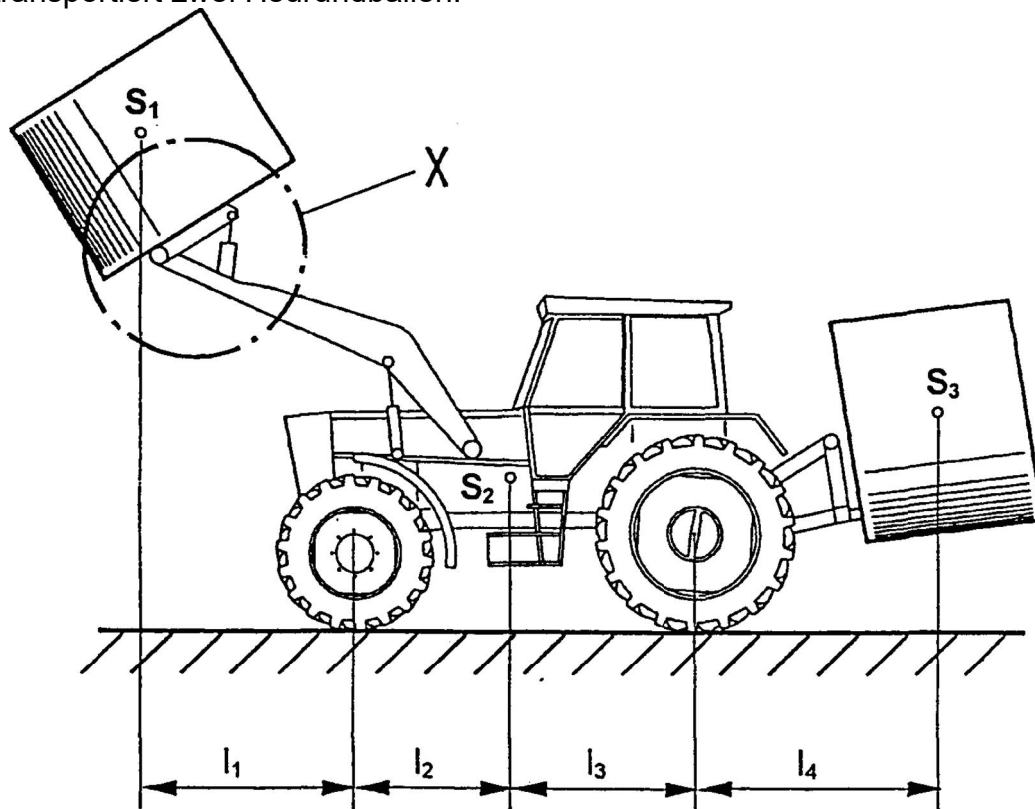
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

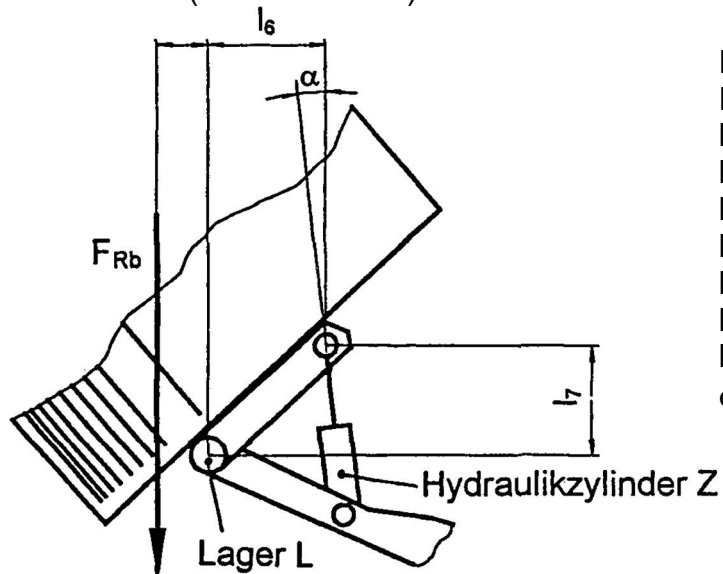


tgt HP 2002/03-2: Traktor

Ein Traktor transportiert zwei Heurundballen.



Einzelheit X (unmaßstäblich)



- $F_G = 15 \text{ kN}$ (in S_2)
- $F_{Rb} = 2 \text{ kN}$ (in S_1 und S_3)
- $l_1 = 1100 \text{ mm}$
- $l_2 = 1200 \text{ mm}$
- $l_3 = 1000 \text{ mm}$
- $l_4 = 1500 \text{ mm}$
- $l_5 = 140 \text{ mm}$
- $l_6 = 320 \text{ mm}$
- $l_7 = 300 \text{ mm}$
- $\alpha = 10^\circ$

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|---|-----|
| 1 | Ermitteln Sie zeichnerisch die beiden Achslasten. | 5,5 |
| 2 | Berechnen Sie die Zylinderkraft F_Z und die Lagerkraft F_L (s. Einzelheit X). | 5,0 |



- 3 Beim Anheben einer schweren Last tritt eine maximale Zylinderkraft $F_{z\max}$ von 5 kN auf.

5,0

Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d .

Zulässige Flächenpressung:

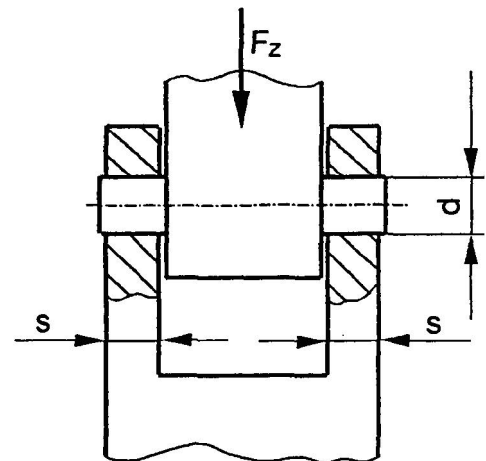
$$p_{\text{zul}} = 15 \text{ N/mm}^2$$

$$s = 8 \text{ mm}$$

Bolzenwerkstoff: S235JR

Sicherheit gegen Abscheren:

$$v = 5$$



Lagerung der Kolbenstange

- 4 Der Traktor treibt über einen Keilriemen und ein Getriebe die Hydraulikpumpe an.

Daten:

$$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$$

$$d_K = 80 \text{ mm}$$

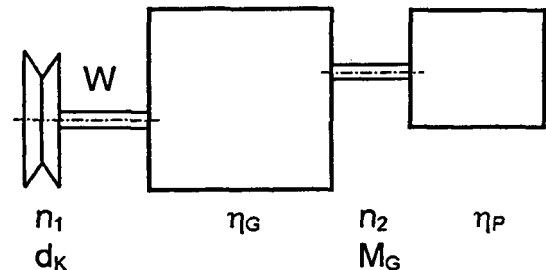
$$\eta_G = 0,95$$

$$n_2 = 1200 \text{ min}^{-1}$$

$$M_G = 45 \text{ Nm}$$

$$\eta_P = 0,9$$

Riemen- Getriebe Pumpe
scheibe



- 4.1 Berechnen Sie die aufzubringende Leistung P_1 und das erforderliche Drehmoment M_1 an der Keilriemenscheibe.

3,0

- 4.2 Welche Leistung gibt die Hydraulikpumpe ab ?

2,0

- 4.3 Bestimmen Sie den Durchmesser der Riemenscheibenwelle W , wenn ein maximales Drehmoment von 75 Nm übertragen werden soll.

2,0

$$\tau_{\text{tzul}} = 120 \text{ N/mm}^2$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

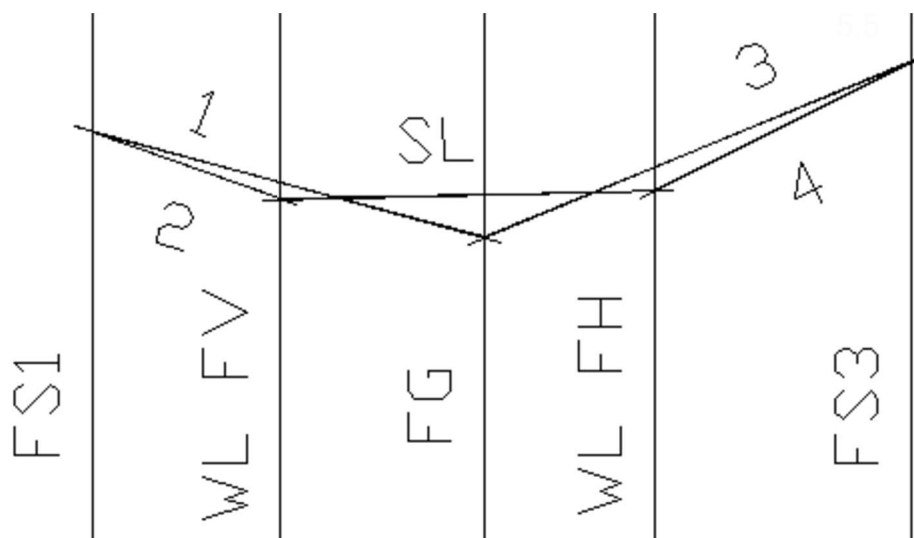
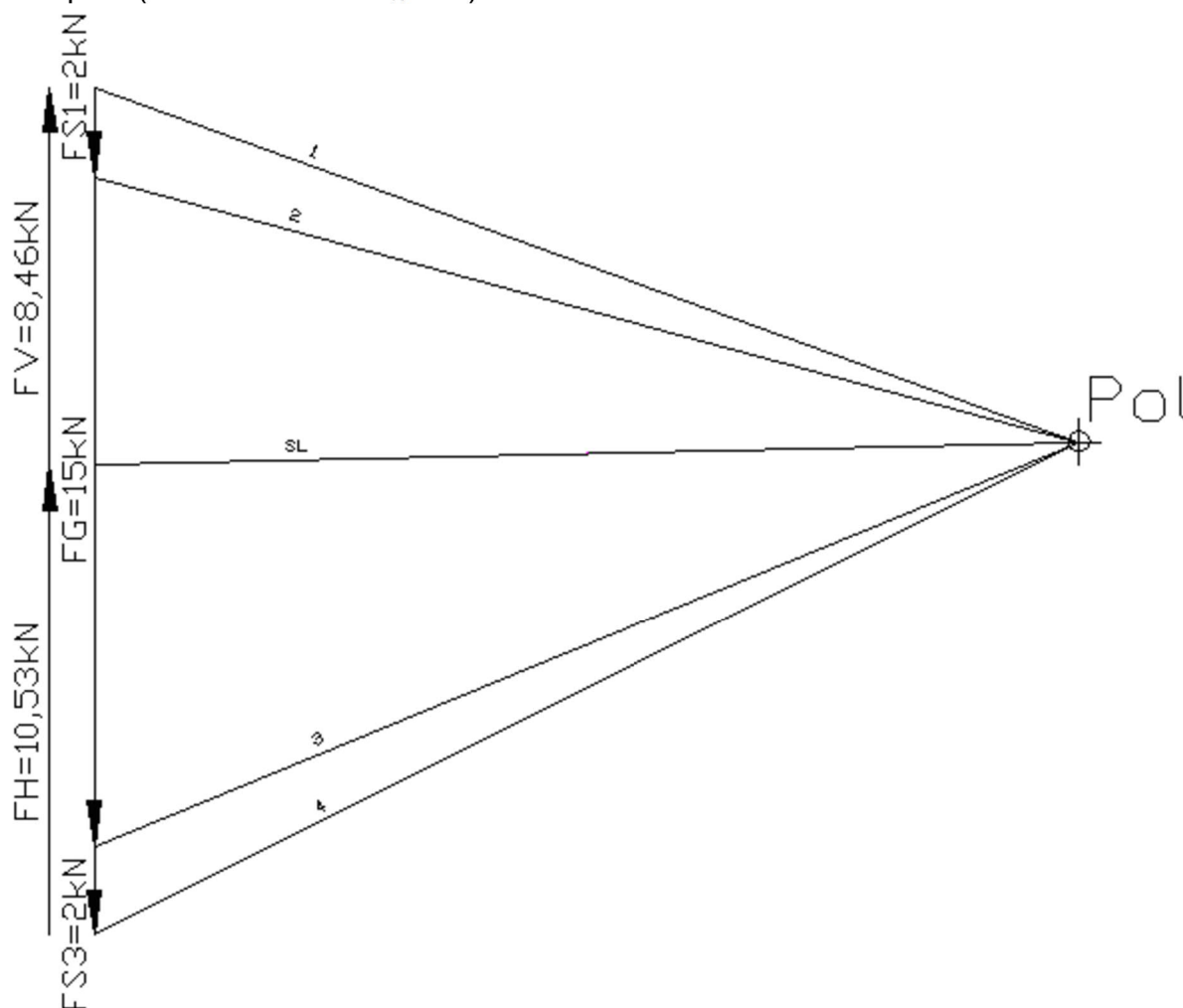


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Lageplan des Traktors mit den Heuballen (Lagemaßstab $M_L = \dots$)

Kräfteplan (Kräftemaßstab $M_K = \dots$)



2 Lageskizze der Heugabel mit Ballen:

5,0

$$\Sigma M_L = 0 = + F_{Rb} \cdot l_5 - F_{Zx} \cdot l_7 - F_{zy} \cdot l_6$$

$$= F_{Rb} \cdot l_5 - F_Z \cdot \sin \alpha \cdot l_7 - F_Z \cdot \cos \alpha \cdot l_6 \Rightarrow$$

$$F_Z = \frac{F_{Rb} \cdot l_5}{\sin \alpha \cdot l_7 + \cos \alpha \cdot l_6}$$

$$= \frac{2 \text{ kN} \cdot 140 \text{ mm}}{\sin 10^\circ \cdot 300 \text{ mm} + \cos 10^\circ \cdot 320 \text{ mm}} = 0,7625 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Rb} + F_{Ly} - F_{zy} = -F_{Rb} + F_{Ly} - F_Z \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$F_{Ly} = +F_{Rb} + F_Z \cdot \cos \alpha = 2 \text{ kN} + 0,7625 \text{ kN} \cdot \cos 10^\circ = 2,7509 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Lx} + F_{zx} = F_{Lx} + F_Z \cdot \sin \alpha \Rightarrow$$

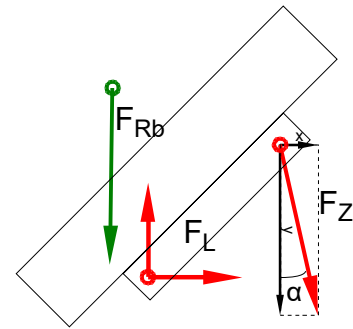
$$F_{Lx} = -F_Z \cdot \sin 10^\circ = -0,7625 \text{ kN} \cdot \sin 10^\circ = -0,1324 \text{ kN}$$

$$F_L = \sqrt{F_{Lx}^2 + F_{Ly}^2} = \sqrt{(2,7509 \text{ kN})^2 + (-0,1324 \text{ kN})^2} = 2,75 \text{ kN}$$

$$\alpha_L = \arctan \frac{F_{Ly}}{F_{Lx}} = \arctan \frac{2,7509 \text{ kN}}{-0,1324 \text{ kN}} = -87,2^\circ$$

$\alpha_L = 87,2^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_L = 92,8^\circ$ gegen die positive x-Achse



3 Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

5,0

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{2 \cdot p_{zul}} = \frac{5 \text{ kN}}{2 \cdot 15 \text{ N/mm}^2} = 166,7 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot s \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{s} = \frac{166,7 \text{ mm}^2}{8 \text{ mm}} = 20,8 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren;

$\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{\sqrt{3}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{\sqrt{3}} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}} = 58 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{5 \text{ kN}}{2 \cdot 58 \text{ N/mm}^2} = 43,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 43,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 7,4 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 20,8 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 22 mm (→ TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (BolzenØ)



4

$$4.1 \quad P_G = 2\pi \cdot n_2 \cdot M_G = 2\pi \cdot 1200 \text{ min}^{-1} \cdot 45 \text{ Nm} = 5655 \text{ W} \quad 3,0$$

$$\frac{P_G}{P_1} = \eta_G \Rightarrow P_1 = \frac{P_G}{\eta_G} = \frac{5655 \text{ W}}{0,95} = 5953 \text{ W} \approx 6,0 \text{ kW}$$

oder :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{900 \text{ min}^{-1}}{1200 \text{ min}^{-1}} = 0,75$$

$$\frac{M_G}{M_1} = \eta_G \cdot i \Rightarrow M_1 = \frac{M_G}{\eta_G \cdot i} = \frac{45 \text{ Nm}}{0,95 \cdot 0,75} = 63,2 \text{ Nm}$$

$$P_1 = 2\pi \cdot n_1 \cdot M_1 = 2\pi \cdot 900 \text{ min}^{-1} \cdot 63,2 \text{ Nm} = 5953 \text{ W} \approx 6,0 \text{ kW}$$

$$4.2 \quad \frac{P_{ab}}{P_G} = \eta_P \Rightarrow P_{ab} = P_G \cdot \eta_P = 5655 \text{ W} \cdot 0,9 = 5090 \text{ W} \approx 5,1 \text{ kW} \quad 2,0$$

$$4.3 \quad \frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow \quad 2,0$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{75 \text{ Nm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 0,625 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0,625 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 14,7 \text{ mm}$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{68,9 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 7,05 \text{ mm}$$

d_{gewählt} = 16 mm aus Normzahlreihe R5

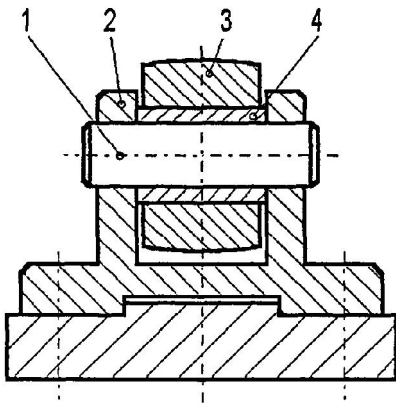
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

 $\Sigma = 22,5$

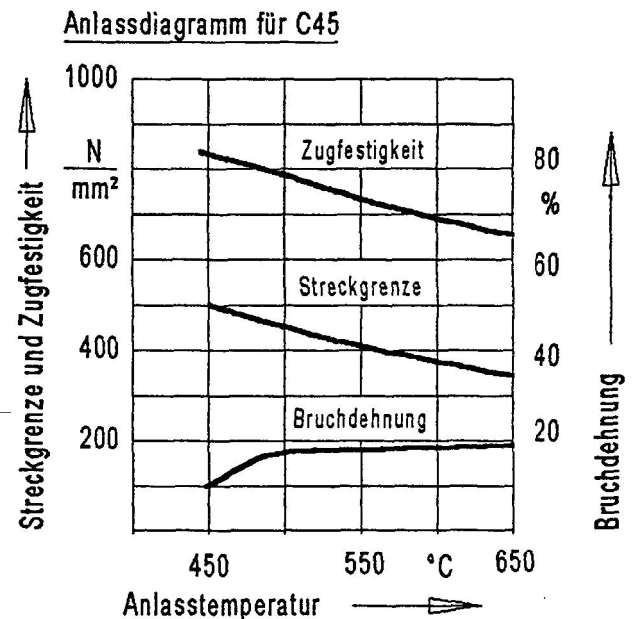


tgt HP 2002/03-3: Rollenbock

Mehrere Rollenböcke hinter- und nebeneinander angeordnet ergeben eine Rollfläche zum Transport schwerer Gegenstände.



Position	Bezeichnung	Werkstoff
1	Achse	C45
2	Bock	S275JR (alt: St 44-2)
3	Rolle	C15
4	Buchse	PbSb15



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Aus dem Achsenwerkstoff wurde ein kurzer Proportionalstab mit $d_0 = 20$ mm gefertigt und anschließend im Zugversuch geprüft. Bei erstmaligem Ende des Kraftanstieges betrug die Kraft 105 kN, die maximale Zugkraft 185 kN. Nach dem Ausmessen der beiden Probenhälften ergab sich eine Verlängerung von 17 mm.
 - 1.1 Berechnen Sie aus diesen Daten die Werkstoffkennwerte R_e , R_m und A_5 . 3,0
 - 1.2 Berechnen Sie den E-Modul, wenn bei einer elastischen Verlängerung von 0,075 mm eine Kraft von 50 kN vorhanden ist. 2,5
- 2 Die Achse erfordert eine Zugfestigkeit von mindestens 700 N/mm².
 - 2.1 Durch welches Wärmebehandlungsverfahren kann die Zugfestigkeit von C45 auf diesen Wert gesteigert werden? Beschreiben Sie die einzelnen Arbeitsschritte und geben Sie die entsprechenden Temperaturen an 3,5
 - 2.2 Beschreiben Sie die Vorgänge im Gefüge. 3,0
- 3 Die Rolle aus C15 muss verschleißfest sein. Beschreiben und begründen Sie ein geeignetes Verfahren. 3,5
- 4 Die Buchse (Pos.4) besteht aus einer PbSb - Legierung. Die Legierung mit einer Zusammensetzung von 87% Pb und 13% Sb weist beim Abkühlen bei 247 °C lediglich einen Haltepunkt auf.
 - 4.1 Zeichnen Sie das zugehörige Zustandsschaubild und benennen Sie die Phasenfelder und Linien. 3,5
 - 4.2 Zeichnen Sie die Abkühlungskurve für eine Legierung mit 40% Pb und 60% Sb. Erläutern Sie deren Verlauf. 3,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1

$$1.1 \quad S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314,2 \text{ mm}^2 \quad 3,0$$

$$L_0 = d_0 \cdot 5 = 20 \text{ mm} \cdot 5 = 100 \text{ mm} \quad (\text{aus: kurzer Proportionalstab})$$

$$R_e = \frac{F_e}{S_0} = \frac{105 \text{ kN}}{314,2 \text{ mm}^2} = 334 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = R_e$$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0} = \frac{185 \text{ kN}}{314,2 \text{ mm}^2} = 589 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = R_m$$

$$A_5 = \frac{\Delta L_5}{L_0} = \frac{17 \text{ mm}}{100} = 0,17 = 17\% = \Delta L$$

$$1.2 \quad \sigma = \frac{F}{S_0} = \frac{50 \text{ kN}}{314,2 \text{ mm}^2} = 159 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad 2,5$$

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{0,075 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 0,00075 = 0,075\%$$

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{159 \text{ N/mm}^2}{0,00075} = 212 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} = E$$

2

2.1 Die Zugfestigkeit kann erhöht werden durch Vergüten. 3,5

Arbeitsschritte :

- 1) Erwärmen auf Härtetemperatur ca. 820°C (ca. 50° über GSK-Linie)
- 2) Halten der Härtetemperatur
- 3) Abschrecken
- 4) Anlassen auf ca. 585°C (siehe Anlassdiagramm für $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$)

2.2 1) Beim Erwärmen wandelt sich das ferritisch-perlitische Gefüge in Austenit um. 3,0

Der Kohlenstoff löst sich im Austenit

2) und verteilt sich beim Halten gleichmäßig.

3) Weil beim Abschrecken der Kohlenstoff nicht genügend Zeit hat, um wieder aus dem Gitter zu diffundieren, verwandelt sich Austenit nicht wieder zurück in Ferrit und Perlit, sondern in verspanntes und nadeliges Martensit mit großer Härte, Festigkeit und Sprödigkeit.

4) Beim Anlassen lösen sich die größten Verspannungen und ein Teil des Martensit zerfällt. Dadurch sinken zwar Härte und Festigkeit, die nach dem Abschrecken erreicht wurden, ein wenig, aber die Zähigkeit steigt.

3 Die Verschleißfestigkeit wird erreicht durch Härten der Randschicht, in diesem Fall durch Einsatzhärten. 3,5

Da C15 zu wenig Kohlenstoff zum martensitischen Härten enthält, muss die Rolle in der Randschicht aufgekohlt werden (= „Einsetzen“). Dazu wird die Rolle in eine kohlenstoffhaltige Umgebung gebracht und geglüht, sodass der Kohlenstoff in die Randschicht diffundieren kann.

Anschließend wird die Rolle normal gehärtet:

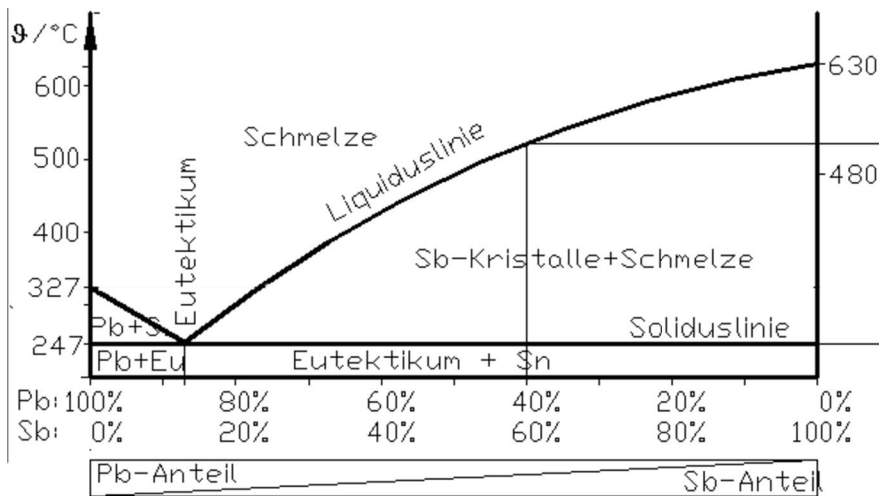
- 1) Erhitzen auf Härtetemperatur bei ca. 880 .. 920 °C
- 2) Halten der Härtetemperatur
- 3) Abschrecken



- 4) Anlassen bei ca. 150 .. 200°C
(Temperaturangaben aus Tabellenbuch)

4

4.1



3,5

Der eine Haltepunkt (ohne Knickpunkte bedeutet), dass die Schmelze gleichzeitig erstarrt. Dies tritt nur bei reinen Metallen (nicht der Fall) und bei einem Eutektikum auf. Es muss sich also um eine Legierung des Types „im festen Zustand vollkommen unlöslich“ bzw. „Kristallgemisch“ handeln. Die Schmelztemperaturen von Blei und Antimon entnimmt man dem Tabellenbuch.

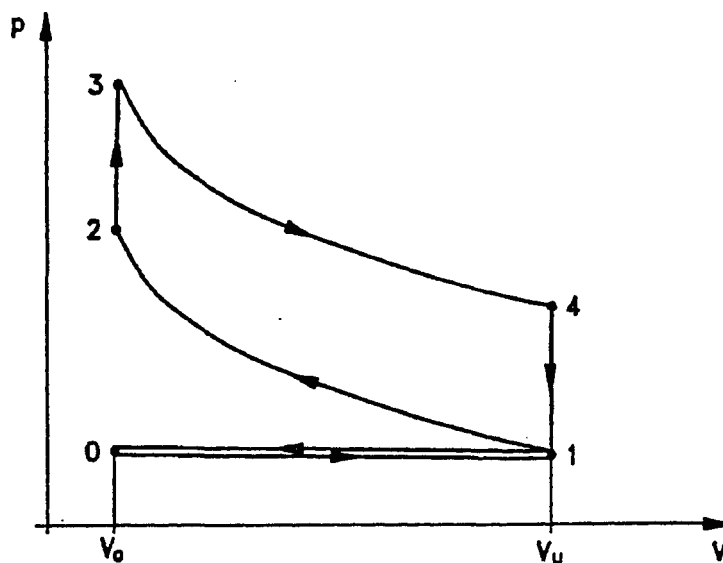
- 4.2 Die Abkühlungskurve von Pb40Sb befindet sich im Bild oben rechts. Oberhalb des Knickpunktes 1 liegt nur Schmelze vor. Beim Abkühlen beginnt bei Knickpunkt 1 Antimon aus der Schmelze heraus zu kristallisieren, die frei werdende Kristallisationsenergie verlangsamt die Abkühlung. Mit Erreichen des Knickpunktes 2 ist dieser Vorgang abgeschlossen. Jetzt erstarrt die Restschmelze, die nur noch 13% Antimon enthält, gleichzeitig zu Eutektikum. Dabei wird so viel Kristallisationsenergie frei, dass die Temperatur konstant bleibt. Beim Haltepunkt 3 ist die Erstarrung abgeschlossen, es folgt normale Abkühlung.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

**tgt HP 2002/03-4: Ottomotor**

Ein Ottomotor saugt ein Benzin-Luft-Gemisch ($\chi = 1,4$) mit einem Druck von $p_1 = 0,9$ bar, $V_1 = 500 \text{ cm}^3$ und $\vartheta = 50^\circ\text{C}$ an. Dieses Gemisch wird auf $V_2 = 50 \text{ cm}^3$ verdichtet.





Das Vergleichsdiagramm besteht ab Zustand 1 aus zwei Adiabaten und zwei Isochoren.

Vergleichsdiagramm:

Teilaufgaben:		Punkte
1	Welche Masse m hat das Gemisch ($R_i = 0,287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$) ?	2,5
2	Berechnen Sie p_2 und T_2 .	3,0
3	Durch die Zündung und anschließende Verbrennung steigt die Temperatur von $T_2 = 811 \text{ K}$ auf $T_3 = 1973 \text{ K}$. Die Masse des Gemischs beträgt $m = 0,48 \text{ g}$	
3.1	Berechnen Sie die Drücke p_3 und p_4 , sowie die Temperatur T_4 .	4,5
3.2	Berechnen Sie die aufzuwendende Kompressionsarbeit und die Expansionsarbeit .	4,0
3.3	Bestimmen Sie die Nutzarbeit .	2,0
4	Beschreiben Sie den Vorgang zwischen den Punkten 0 und 1 im Vergleichsdiagramm .	2,0
5	Der Motor treibt eine Wasserpumpe an, die einen Hochbehälter füllt. Abgegebene Motorleistung: $P_M = 8 \text{ kW}$ Förderhöhe: $h = 15 \text{ m}$ Pumpenwirkungsgrad: $\eta_P = 0,7$ Wirkungsgrad der Leitungen: $\eta_L = 0,9$	
5.1	Berechnen Sie das maximal mögliche Fördervolumen pro Minute .	4,0
5.2	Der Behälter fasst ein Volumen von $V_H = 10 \text{ m}^3$. Berechnen Sie die Füllzeit.	1,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

$$1 \quad p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T \rightarrow$$

2,0

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_i \cdot \vartheta} = \frac{0,9 \text{ bar} \cdot 500 \text{ cm}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot (273 + 50) \text{ K}} = \frac{0,9 \frac{10 \text{ N}}{\text{cm}^2} \cdot 500 \text{ cm}^3}{287 \text{ N m} \cdot 323} \cdot \text{kg} = \underline{0,485 \text{ g} = m}$$

2 für einen adiabaten Prozess gilt:

3,0

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{\kappa-1} \rightarrow$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa} = 0,9 \text{ bar} \cdot \left[\frac{500 \text{ cm}^3}{50 \text{ cm}^3} \right]^{1,4} = \underline{22,6 \text{ bar} = p_2}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{\kappa-1} = (273 + 50) \text{ K} \cdot \left[\frac{500 \text{ cm}^3}{50 \text{ cm}^3} \right]^{1,4-1} = \underline{811,3 \text{ K} = 538,2^\circ \text{ C} = T_2}$$

Hinweis: V_1 entspricht nicht dem Hubraum, sondern Hubraum plus Verdichtungsraum.

3

3.1 Wenn man die Teilaufgaben unabhängig lösen möchte, muss man p_3 mit dem idealen Gasgesetz berechnen:

4,5

$$p_3 \cdot V_3 = m \cdot R_i \cdot T_3 \rightarrow$$

$$p_3 = \frac{m \cdot R_i \cdot T_3}{V_3} = \frac{0,48 \text{ g} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 1973 \text{ K}}{50 \text{ cm}^3} = 5,436 \frac{\text{Nm}}{\text{cm}^3} = 543,6 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = \underline{54,4 \text{ bar} = p_3}$$

Einfacher kann man p_3 mit dem Zwischenergebnis aus Aufgabe 2 und dem isochoren Prozess berechnen:

$$\frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} \rightarrow p_3 = \frac{p_2 \cdot T_3}{T_2} = 22,6 \text{ bar} \cdot \frac{1973 \text{ K}}{811,3 \text{ K}} = \underline{55,0 \text{ bar} = p_3}$$

Hinweis: Die Ergebnisse unterscheiden sich etwas, weil die Zwischenergebnisse nicht ganz genau vorgegeben wurden. Beide Lösungen sind aber gleichwertig.

p_4 und T_4 berechnet man wieder mit der adiabaten Zustandsänderung

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_3 = V_2}{V_4 = V_1} \right)^{\kappa} = 54,4 (55,0) \text{ bar} \cdot \left(\frac{50 \text{ cm}^3}{500 \text{ cm}^3} \right)^{1,4} = \underline{2,2 \text{ bar} = p_4}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa-1} = 1973 \text{ K} \cdot \left(\frac{50 \text{ cm}^3}{500 \text{ cm}^3} \right)^{1,4-1} = \underline{785,5 \text{ K} = 512,3^\circ \text{ C} = T_4}$$

3.2 Kompressionsarbeit W_{12} :

4,0

$$W_{12} = -\frac{m \cdot R_i}{1-\kappa} \cdot [T_2 - T_1] = -\frac{0,48 \text{ g} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}{1-1,4} \cdot [811 \text{ K} - (273+50) \text{ K}] = +168,1 \text{ J} = W_{12}$$

Expansionsarbeit W_{34} :

$$W_{34} = -\frac{m \cdot R_i}{1-\kappa} \cdot [T_3 - T_4] = -\frac{0,48 \text{ g} \cdot 0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}{1-1,4} \cdot [785,5 \text{ K} - 1973 \text{ K}] = -409,0 \text{ J} = W_{34}$$

Der Weg über die Temperaturdifferenzen ist der jeweils Schnellste, aber es geht auch mit den Verhältnissen der Volumina oder der Drücke.

$$3.3 \quad W_{\text{Nutz}} = W_{12} + W_{34} = 168,1 \text{ J} - 409,0 \text{ J} = -240,9 \text{ J} = W_{\text{Nutz}} \quad 2,0$$

4 Zwischen den Punkten 0 und 1 im Vergleichsdiagramm findet der Gaswechsel statt. Von 1 bis 0 wird das Abgas bei geöffnetem Auslassventil und geringem Überdruck hinaus geschoben. Von 0 bis 1 wird Frischgas bei geöffnetem Einlassventil und geringem Unterdruck angesogen. 2,0

5

5.1 Die Formel kann man aus der Grundgleichung für die Leistung herleiten: 4,0

$$P_{\text{Pumpe}} = P_M \cdot \eta_P \cdot \eta_L = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot s}{t}$$

$$\text{mit } F = m_{H_2O} \cdot g = V_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot g$$

Die Kraft F ist hier die Gewichtskraft des Wassers in den Leitungen.

Mit der Förderhöhe h für den Weg s und $N = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$ ergibt sich das mögliche

Fördervolumen als Volumenstrom \dot{V} .

$$P_M \cdot \eta_P \cdot \eta_L = \frac{V_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h}{t} \rightarrow$$

$$\dot{V} = \frac{V_{H_2O}}{t} = \frac{P_M \cdot \eta_P \cdot \eta_L}{\rho_{H_2O} \cdot g \cdot h} = \frac{8000 \text{ W} \cdot 0,7 \cdot 0,9}{1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot 10 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 15 \text{ m}} = 33,6 \frac{\frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{\frac{\text{N}}{\text{dm}^3} \cdot \text{m}} = 33,6 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{V} = 33,6 \cdot 60 \frac{\text{dm}^3}{60 \text{ s}} = 2016 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \approx 2 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = \dot{V}$$

$$5.2 \quad \dot{V} = \frac{V_H}{t} \rightarrow t = \frac{V_H}{\dot{V}} = \frac{10 \text{ m}^3}{2 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}} = 5 \text{ min} = t \quad 1,0$$

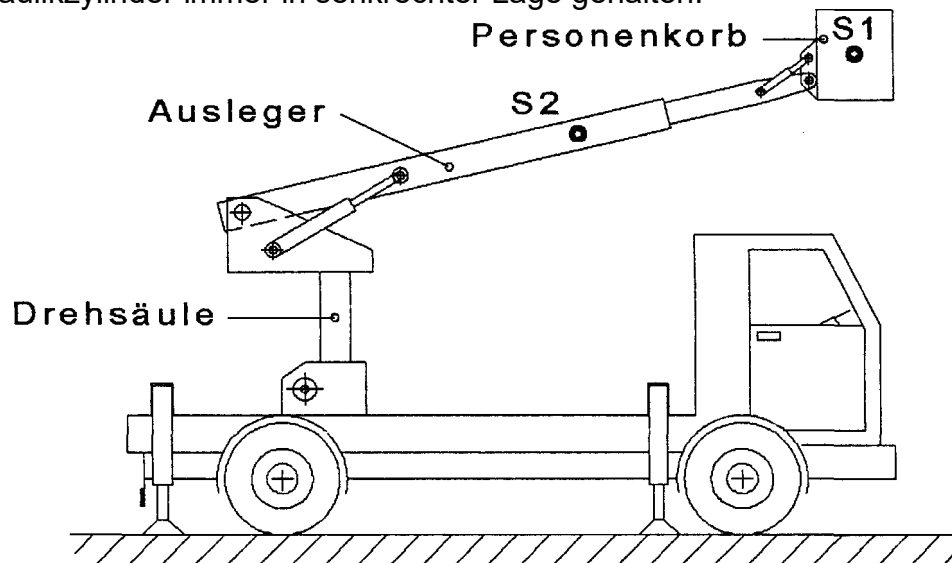
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2001/02-1: Hebebühne

Die Hebebühne besteht aus einer drehbaren Säule, einem Ausleger und einem Personenkorb. Der Ausleger lässt sich mit einem Teleskopausschub verlängern, in seiner Neigung hydraulisch verstellen und durch einen Drehzylinder horizontal schwenken. Der Personenkorb wird ebenfalls mit einem Hydraulikzylinder immer in senkrechter Lage gehalten.





Teilaufgaben:

Punkte

1 Personenkorb:

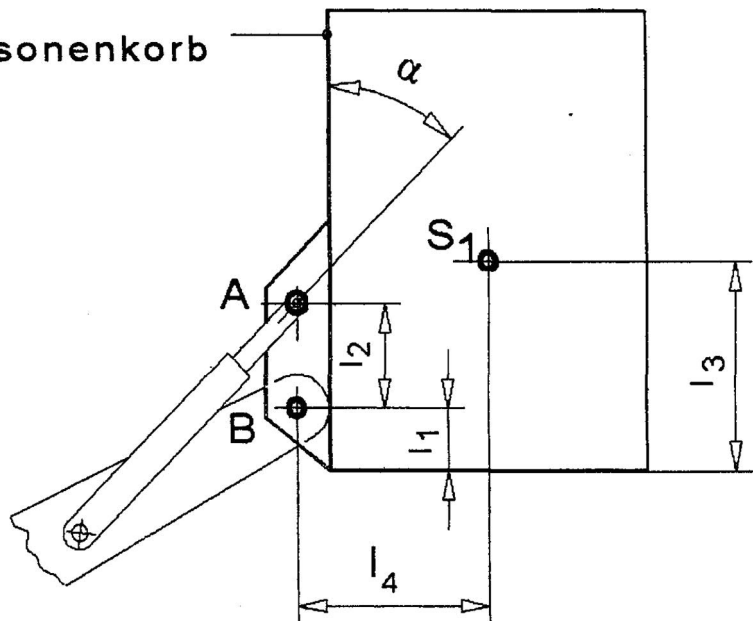
5,0

Ermitteln Sie zeichnerisch
die Lagerkräfte in A und B.

Personenkorb

Daten:

l_1	=	150 mm
l_2	=	250 mm
l_3	=	500 mm
l_4	=	480 mm
F_{G1}	=	5 kN
α	=	45°



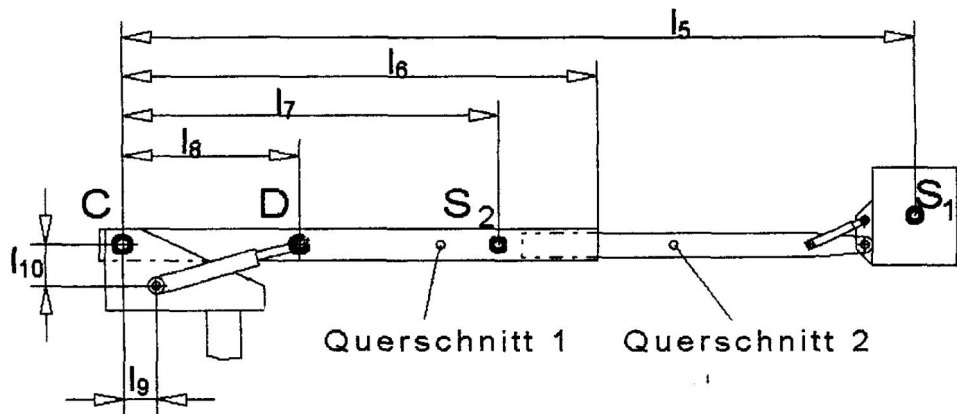


Bei den nachfolgenden Teilaufgaben befindet sich der Ausleger in waagrechter Lage. Die Gewichtskraft F_{G1} greift bei S_1 an, F_{G2} bei S_2 .

Punkte

Daten:

$l_5 =$	8400 mm
$l_6 =$	4400 mm
$l_7 =$	3300 mm
$l_8 =$	1700 mm
$l_9 =$	400 mm
$l_{10} =$	450 mm
$F_{G1} =$	5 kN
$F_{G2} =$	17 kN



- 2 Berechnen Sie die Lagerkräfte in C und D.
- 3 Ausleger

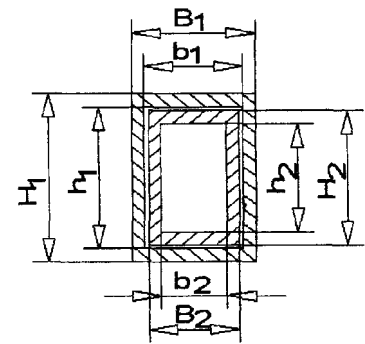
5,0
3,0

Querschnitt 1

$H_1 =$	260 mm
$B_1 =$	180 mm
$h_1 =$	200 mm
$b_1 =$	140 mm

Querschnitt 2

$H_2 =$	195 mm
$B_2 =$	135 mm
$h_2 =$	170 mm
$b_2 =$	120 mm



- 3.1 Ermitteln Sie die Stelle und Größe des maximalen Biegemomentes im Ausleger. 3,0
- 3.2 Bestimmen Sie die maximale Biegespannung im Ausleger. An welcher Stelle tritt sie auf ? 4,0
- 4 Der Hydraulikzylinder am Personenkorb wirkt mit einer Kraft $F_A = 20$ kN auf das Lager A.
- 4.1 Bestimmen Sie den Bolzendurchmesser d_B bei 8-facher Sicherheit gegen Bruch, wenn der Bolzenwerkstoff aus E295 besteht. 3,5
- 4.2 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 ? 2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



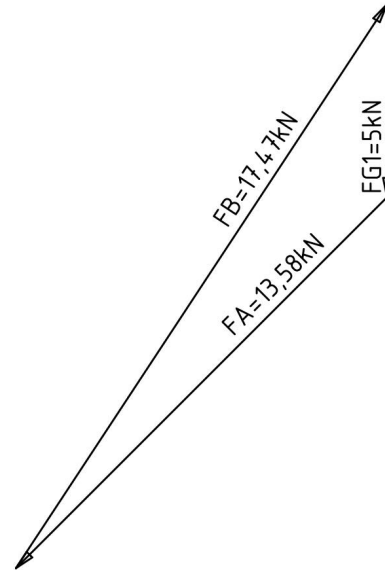
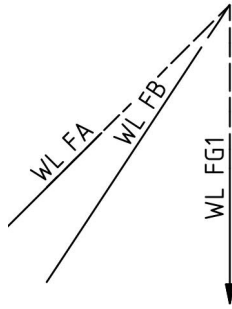
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 LP Personenkorb $M_L = 480\text{mm}/12\text{mm}$ KP $M_K = 5\text{kN} / 25\text{mm}$

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\Sigma M_B = 0 = F_{Ay} \cdot 0 + F_{Ax} \cdot l_2 - F_{G1} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_A = F_{G1} \cdot \frac{l_4}{l_2 \cdot \sin \alpha} = 5\text{ kN} \cdot \frac{480\text{ mm}}{250\text{ mm} \cdot \sin 45^\circ} = 13,6\text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Ay} + F_{By} - F_{G1} \Rightarrow$$

$$F_{By} = F_A \cdot \cos \alpha + F_{G1} = 13,6\text{ kN} \cdot \cos 45^\circ + 5\text{ kN} = 14,6\text{ kN}$$

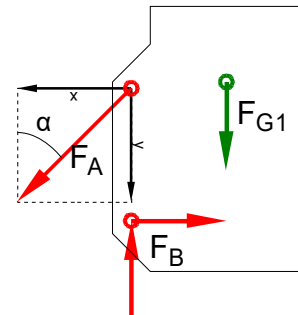
$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} - F_{Ax} \Rightarrow F_{Bx} = F_A \cdot \sin \alpha = 13,6\text{ kN} \cdot \sin 45^\circ = 9,6\text{ kN}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{9,6^2 + 14,6^2}\text{ kN} = 17,5\text{ kN}$$

$$\beta = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{14,6\text{ kN}}{9,6\text{ kN}} = 56,7^\circ$$

 $\beta = 56,7^\circ$ nach rechts oben gegen die positive x-Achse

LS Personenkorb



2 Rechnerische Lösung

$$\delta = \arctan \frac{l_{10}}{l_8 - l_9} = \arctan \frac{450\text{ mm}}{1700\text{ mm} - 400\text{ mm}} = 19,1^\circ$$

$$\Sigma M_C = 0 = F_D \cdot \sin \delta \cdot l_8 - F_{G2} \cdot l_7 - F_{G1} \cdot l_5 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_{G2} \cdot l_7 + F_{G1} \cdot l_5}{\sin \delta \cdot l_8} = \frac{17\text{ kN} \cdot 3300\text{ mm} + 5\text{ kN} \cdot 8400\text{ mm}}{\sin 19,1^\circ \cdot 1700\text{ mm}} = 176,4\text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Cy} + F_{Dy} - F_{G2} - F_{G1} \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = F_{G1} + F_{G2} - F_D \cdot \sin \delta = 5\text{ kN} + 17\text{ kN} - 176,4\text{ kN} \cdot \sin 19,1^\circ = -35,7\text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} + F_{Dx} \Rightarrow F_{Cx} = -F_D \cdot \cos \delta = -176,4\text{ kN} \cdot \cos 19,1^\circ = -166,7\text{ kN}$$

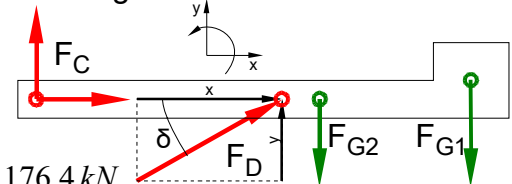
$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(-166,7)^2 + (-35,7)^2}\text{ kN} = 170,5\text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{-35,7\text{ kN}}{-166,7\text{ kN}} = 12,1^\circ$$

 $\alpha_A = 12,1^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw. $\alpha_A = 192,1^\circ$ gegen die positive x-Achse

LS Ausleger mit Personenkorb

4,5





3 LS wie in Aufgabe 2 3,0

3.1 Das maximale Biegemoment kann nur an einem inneren Kräfteinleitungspunkt liegen, also bei D oder bei S₂:

$$M_{bD}(\text{von rechts}) = |-F_{G2} \cdot (l_7 - l_8) - F_{G1} \cdot (l_5 - l_8)|$$

$$= 17 \text{ kN} \cdot (3300 - 1700) \text{ mm} + 5 \text{ kN} \cdot (8400 - 1700) \text{ mm} = 60,7 \text{ kNm}$$

$$M_{bS2}(\text{von rechts}) = |-F_{G1} \cdot (l_5 - l_7)| = 5 \text{ kN} \cdot (8400 - 3300) \text{ mm} = 25,5 \text{ kNm}$$

$M_{bmax} = 60,7 \text{ kNm}$ an der Stelle D

Biegemoment ermitteln

3.2 Die maximale Biegespannung tritt dort auf, wo bei einem Querschnitt das max. Biegemoment auftritt. Das kann im Querschnitt 1 an der Stelle D sein oder im Querschnitt 2 dort, wo er aus Querschnitt 1 austritt. 3,0

Querschnitt 1:

$$W_1 = \frac{B_1 \cdot H_1^3 - b_1 \cdot h_1^3}{6 \cdot H_1} = \frac{180 \text{ mm} \cdot (260 \text{ mm})^3 - 140 \text{ mm} \cdot (200 \text{ mm})^3}{6 \cdot 260 \text{ mm}} = 1310 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow \sigma_b = \frac{M_{bD}}{W_1} = \frac{60,7 \text{ kNm}}{1310 \text{ cm}^3} = 46,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Querschnitt 2:

$$M_{bS2}(\text{von rechts}) = |-F_{G1} \cdot (l_5 - l_6)| = 5 \text{ kN} \cdot (8400 - 4400) \text{ mm} = 20 \text{ kNm}$$

$$W_2 = \frac{B_2 \cdot H_2^3 - b_2 \cdot h_2^3}{6 \cdot H_2} = \frac{135 \text{ mm} \cdot (195 \text{ mm})^3 - 120 \text{ mm} \cdot (170 \text{ mm})^3}{6 \cdot 195 \text{ mm}} = 351,7 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow \sigma_b = \frac{M_{bD}}{W_1} = \frac{20 \text{ kNm}}{351,7 \text{ cm}^3} = 56,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die maximale Biegespannung tritt im Querschnitt 2 an der Stelle auf, wo er aus Querschnitt 1 austritt (beim Maß l₆).

Biegespannung Sonderlösung

4

4.1 $R_e = 295 \text{ N/mm}^2$ ($E295 < 16 \text{ mm} \rightarrow [\text{EuroTabM46}], \text{S.134. Formel} \rightarrow \text{S.41}$) 3,0

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

$$\frac{\tau_{aF}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow \tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{177 \text{ N/mm}^2}{8} = 22,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

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

Die errechnete Erzeugnisdicke ist größer als die zuvor angenommen. Ein Konstrukteur müsste die Rechnung jetzt wieder holen, im Abi ist dies nicht nötig.

4.2 $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot p_{zul}} = \frac{20 \text{ kN}}{2 \cdot 35 \text{ N/mm}^2} = 285,7 \text{ mm}^2$ 3,5

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

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 24 mm (\rightarrow TabB „Bolzen“)

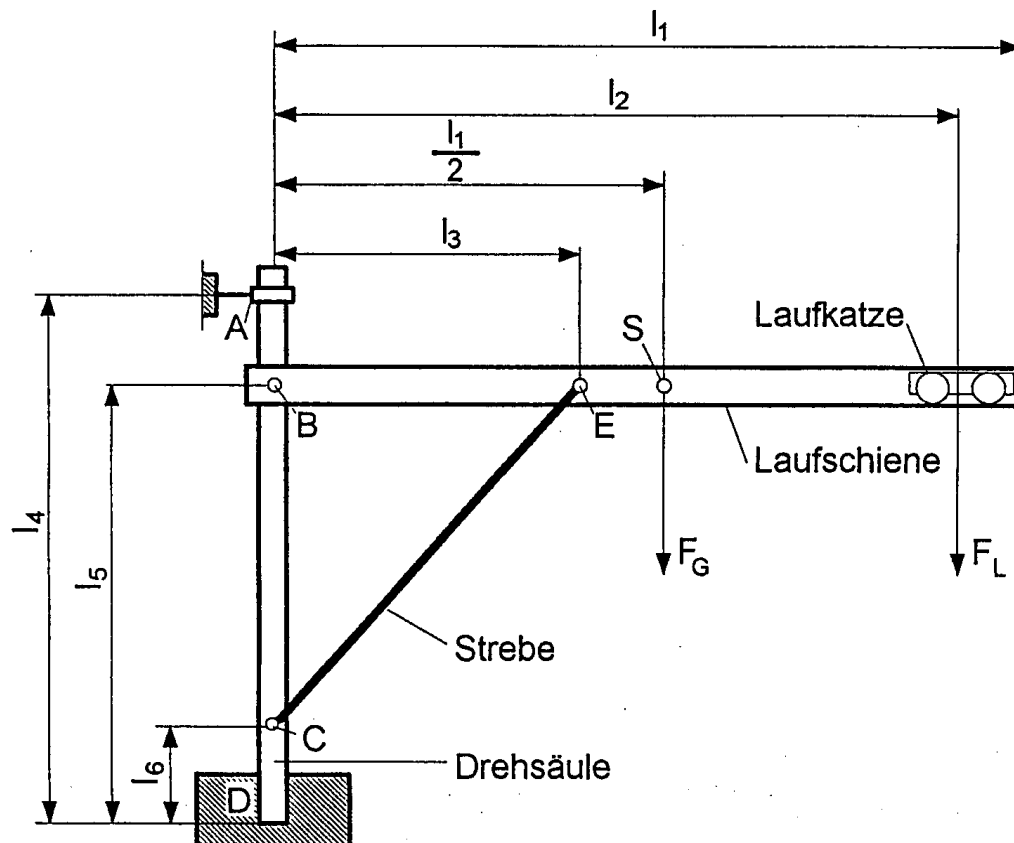
Flächenpressung und Scherfestigkeit an einem Bolzen

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2001/02-2: Drehkran

Daten:

$l_1 =$	4500 mm	$l_2 =$	4200 mm	$l_3 =$	2000 mm
$L_4 =$	4000 mm	$l_5 =$	3500 mm	$l_6 =$	200 mm
$F_G =$	2,2 kN	$F_L =$	17 kN		

Laufschiene: I - Profil DIN 1025 - S 275 - I 280

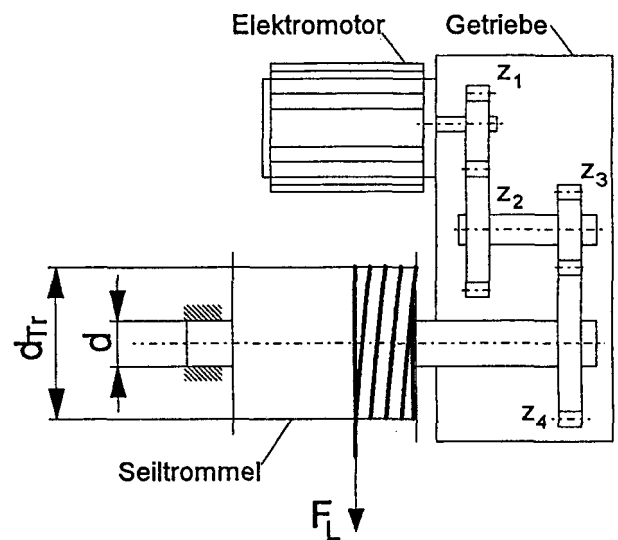
Teilaufgaben:	Punkte
1 Berechnen Sie die Stützkraft F_E in der Strebe.	3,0
2 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte F_B und F_E .	5,0
3 Berechnen Sie das maximale Biegemoment in der Laufschiene, und ermitteln Sie die Sicherheit gegen Verformung.	4,0
4 Berechnen Sie die Lagerkraft F_A .	2,5



- 5 Ein Elektromotor treibt über ein zweistufiges Getriebe die Seiltrommel an der Laufkatze an.

Daten:

$n_M =$	1400 min^{-1}
$d_{TR} =$	200 mm
$z_1 =$	12
$z_2 =$	75
$z_3 =$	14
$z_4 =$	90



- 5.1 Bestimmen Sie die Geschwindigkeit in m/min mit der die Last angehoben wird. 3,0
- 5.2 Welche Leistung gibt der Motor bei einem Getriebewirkungsgrad von 90 % ab ? 2,0
- 5.3 Berechnen Sie den Durchmesser d der Seiltrommelwelle für $\tau_{zul} = 160 \text{ N/mm}^2$. 3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

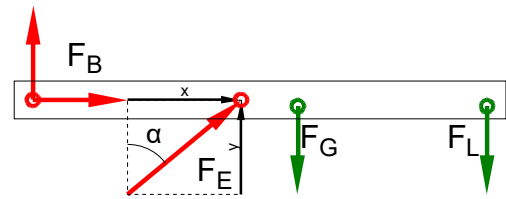


Lösungsvorschläge

Punkte

1 Lageskizze Laufschiene + Laufkatze

3,0





Rechnerische Lösung

$$\alpha = \arctan \frac{l_3}{l_5 - l_6} = \arctan \frac{2000 \text{ mm}}{3500 \text{ mm} - 200 \text{ mm}} = 31,2^\circ$$

$$\Sigma M_B = 0 = F_{Ey} \cdot l_3 - F_G \cdot \frac{l_1}{2} - F_L \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_{Ey} = \frac{F_G \cdot l_1 / 2 + F_L \cdot l_2}{l_3} = \frac{2,2 \text{ kN} \cdot 4500 \text{ mm} / 2 + 17 \text{ kN} \cdot 4200 \text{ mm}}{2000 \text{ mm}} = 38,2 \text{ kN}$$

$$F_E = \frac{F_{Ey}}{\cos \alpha} = \frac{38,2 \text{ kN}}{\cos 31,2^\circ} = 44,6 \text{ kN}$$

Fortsetzung für Aufgabe 2 (nicht gefordert)

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} + F_{Ex} \Rightarrow F_{Bx} = -F_{Ex} = -F_E \cdot \sin \alpha = -44,6 \text{ kN} \cdot \sin 31,2^\circ = -23,1 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{By} + F_{Ey} - F_G - F_L \Rightarrow$$

$$F_{By} = -F_{Ey} + F_G + F_L = -38,2 \text{ kN} + 2,2 \text{ kN} + 17 \text{ kN} = -19,0 \text{ kN}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(-23,1 \text{ kN})^2 + (-19 \text{ kN})^2} = 29,9 \text{ kN}$$

$$\alpha_B = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{-19,0 \text{ kN}}{-23,1 \text{ kN}} = 39,4^\circ$$

$\alpha_B = 39,4^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw.

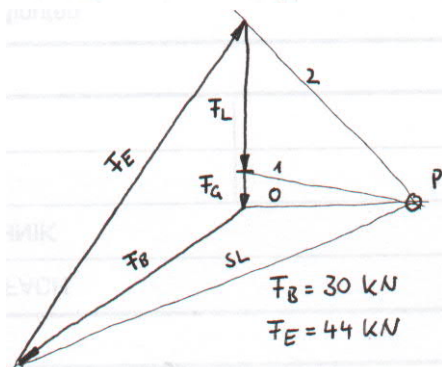
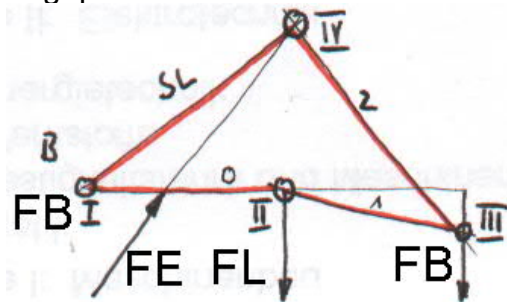
$\alpha_B = 219,9^\circ$ gegen die positive x-Achse

Lagerkräfte berechnen

2 Lageplan Laufschiene + Laufkatze ML = ...

Kräfteplan MK = ...

5,0



(unmaßstäbliche Skizzen)

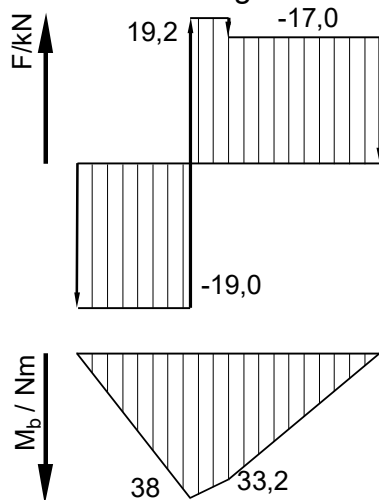
Schlusslinienverfahren



- 3 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 38 \text{ kNm}$ (das Größere)

4,0

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_B = 0 \text{ kNm}$$

$$M_E = M_B + 19 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} = 38 \text{ kNm}$$

$$M_G = M_E - 19,2 \text{ kN} \cdot 250 \text{ mm} = 33,2 \text{ kNm}$$

$$M_L = M_G - 17 \text{ kN} \cdot 1950 \text{ mm} = 0 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung (ohne Grafik)

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$\begin{aligned} M_E(\text{links}) &= |F_{By} \cdot l_3| \\ &= 19,0 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} \\ &= 38 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_G(\text{rechts}) &= |-F_L \cdot (l_2 - \frac{l_1}{2})| \\ &= 17 \text{ kN} \cdot \left(4200 \text{ mm} - \frac{4500 \text{ mm}}{2} \right) \\ &= 33,2 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Sicherheit

$\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$W_x = 542 \text{ cm}^3$ (DIN 1025 – I 280 → TabB „DIN 1025“; nicht in allen TabB)

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow v = \frac{\sigma_{bF} \cdot W}{M_{bmax}} = \frac{380 \text{ N/mm}^2 \cdot 542 \text{ cm}^3}{37,95 \text{ kNm}} = 5,4$$

Biegemoment und Sicherheit

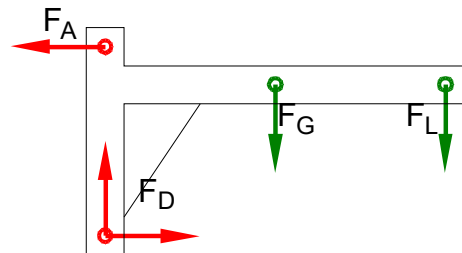
- 4 Annahme: Das Lager D überträgt kein Moment M_z
Lageskizze: Drehsäule + Laufschiene + Laufkatze

2,5

$$\Sigma M_D = 0 = F_A \cdot l_4 - F_G \cdot \frac{l_1}{2} - F_L \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{F_G \cdot l_1 / 2 - F_L \cdot l_2}{l_4} \\ &= \frac{2,2 \text{ kN} \cdot 4500 \text{ mm} / 2 - 17 \text{ kN} \cdot 4200 \text{ mm}}{4000 \text{ mm}} = 19,1 \text{ kN} \end{aligned}$$

Lagerkraft berechnen



5

$$i_{ges} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{75}{12} \cdot \frac{90}{14} = 40,18$$

3,0

$$n_{Trommel} = \frac{n_{Motor}}{i_{ges}} = \frac{1400 \text{ min}^{-1}}{40,18} = 34,84 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{Seil} = \pi \cdot n_{Trommel} \cdot d_{Trommel} = \pi \cdot 34,84 \text{ min}^{-1} \cdot 0,2 \text{ m} = 21,9 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Hubgeschwindigkeit

$$P_{ab} = F_L \cdot v_{Seil} = 17 \text{ kN} \cdot 21,9 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 6,2 \text{ kW}$$

2,0

$$P_{zu} = \frac{P_{ab}}{\eta} = 6,2 \frac{\text{kW}}{0,9} = 6,9 \text{ kW}$$

Leistungsbedarf



$$5.3 \quad M_t = F_L \cdot \frac{d_{Trommel}}{2} = 17 \text{ kN} \cdot \frac{0,2 \text{ m}}{2} = 1700 \text{ Nm}$$

3,0

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{1700 \text{ Nm}}{160 \text{ N/mm}^2} = 10,6 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{10,6 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 37,8 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 40 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser

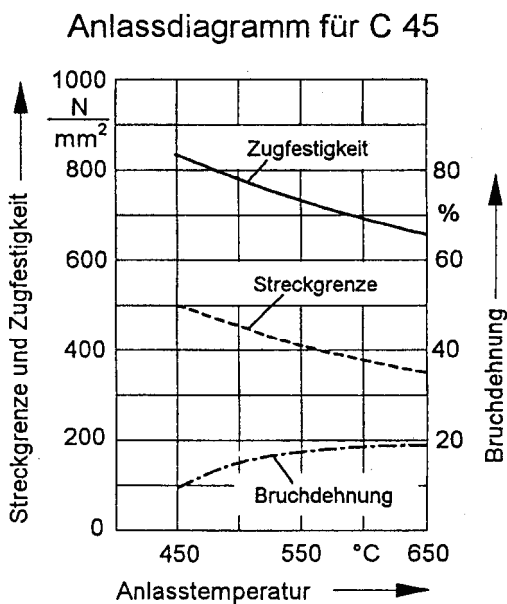
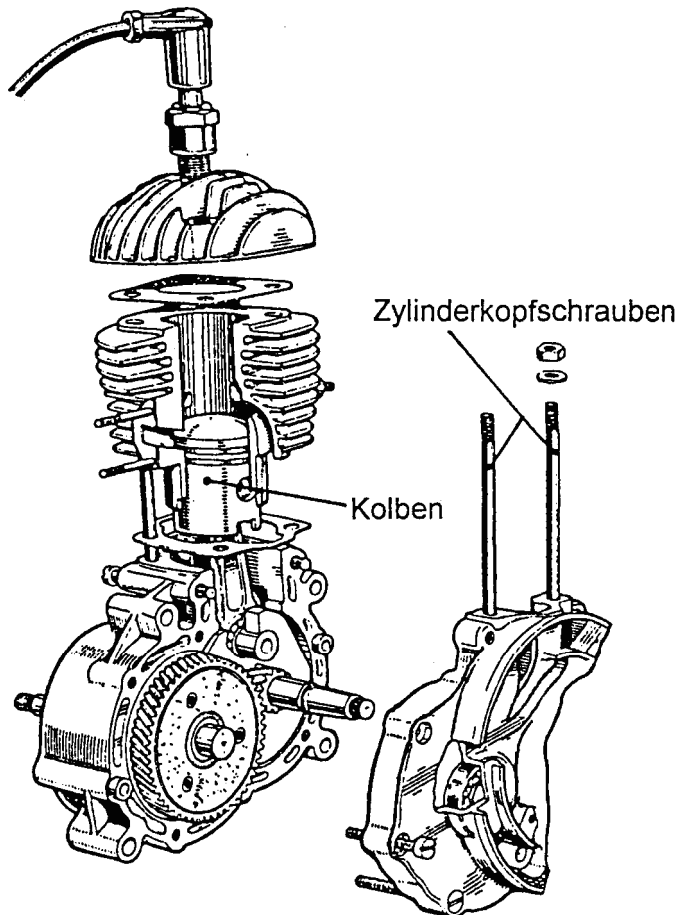
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2001/02-3: Motorradmotor

Bei der Restaurierung eines alten Motorrades werden am Motor der Kolben und die Zylinderkopfschrauben erneuert.



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Für die Zylinderkopfschrauben wird C 45 verwendet. 2,0
- 1.1 Skizzieren Sie schematisch das Gefüge von C 45 im Anlieferungszustand. Benennen und beschreiben Sie die Gefügebestandteile. 3,5
- 1.2 Für den Betrieb ist eine Streckgrenze von mindestens 400 N/mm² erforderlich. Durch welches Wärmebehandlungsverfahren kann die Streckgrenze von C 45 auf diesen Wert gesteigert werden?
Beschreiben Sie die einzelnen Arbeitsschritte, und geben Sie die entsprechenden Temperaturen an. Verwenden Sie dazu das obige Anlassdiagramm. 3,5
- 1.3 Beschreiben Sie für jeden Arbeitsgang die inneren Vorgänge im Gefüge. 2,0



- 2 Um den Erfolg der Wärmebehandlung zu überprüfen, wurde aus einer Zylinderkopfschraube ein kurzer Probestab mit $d_0 = 8 \text{ mm}$ gedreht.

2.1 Beim anschließenden Zugversuch ergaben sich folgende Werte:

5,0

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8
F in kN	15,1	20,5	25,1	32,5	37,0	40,2	38,7	35,0
Δl in mm	0,06	0,08	0,20	0,80	1,60	4,00	5,20	6,40

Zeichnen Sie das Spannungs-Dehnungs-Diagramm, und bestimmen Sie folgende Werkstoffkennwerte:

E-Modul, $R_{p0,2}$, R_m und A_5 .

- 2.2 Berechnen Sie die elastische Verlängerung der Zugprobe bei einer Zugkraft von 10 kN.

1,5

- 2.3 Mit welchem anderen Verfahren lässt sich die Zugfestigkeit des untersuchten Werkstoffes zerstörungsfrei überprüfen? Welchen Wert liefert dieses Verfahren?

1,5

- 3 Zur Herstellung des Kolbens wird eine Al-Si Legierung verwendet, die als Kristallgemisch erstarrt.

- 3.1 Welche Voraussetzungen müssen die beiden Legierungsbestandteile erfüllen, damit ein Kristallgemisch entsteht?

1,5

- 3.2 Skizzieren Sie das Zustandsschaubild von 0 ... 40% Si, wenn das Eutektikum bei 578°C und 11,7% Si entsteht und eine Schmelze mit 40% Si bei 950° zu erstarren beginnt.

2,0

- 3.3 Beschriften Sie die Linien und Felder im Diagramm.

2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



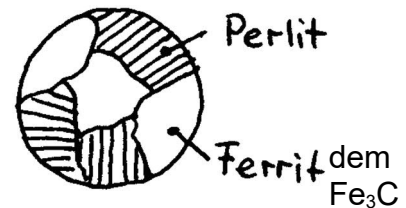
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1

- 1.1 Perlit: Kristallgemisch aus Ferrit und Zementit
 Ferrit: krz - Eisen



2,0

- 1.2 Vergüten

– Erwärmen auf Härtetemperatur 820 .. 860°C (aus Tabellenbuch) oder 50°C über der GSK-Linie (Fe – Diagramm)

– Härtetemperatur halten

– Abschrecken in Wasser oder Öl (aus dem Tabellenbuch)

– Anlassen bei max. 560°C (aus dem Anlassdiagramm)

3,5

- 1.3 Das Gefüge wandelt sich vollständig in Austenit (kfz) um

3,5

– Kohlenstoff verteilt sich gleichmäßig im Austenit

– Das kubisch-flächenzentrierte Gitter (kfz, Austenit) kippt beim Abschrecken in kubisch-raumzentriertes Gitter um (krz), obwohl die Kohlenstoff-Atome noch keine Zeit hatten, aus dem Gitter zu diffundieren. Das krz-Gitter kann so viel Kohlenstoff nicht aufnehmen, deshalb verspannt das Gitter und ist hart, fest und spröde. Man nennt es Martensit.

– Beim Anlassen bilden sich durch die gewonnene Beweglichkeit der Kohlenstoffatome feinste Zementitausscheidungen. Das Gefüge besteht zuletzt aus feinkörnigem Ferrit, Martensit, feinem Zementit und Restaustenit.

- 2.1 Kraft F und Verlängerung Δl müssen zunächst in Spannung σ und Dehnung ϵ umgerechnet werden. „Kurze Probestäbe“ (eigentlich: kurze Proportionalstäbe) haben das Messlängenverhältnis 5.

5,0

$$\frac{L_0}{d_0} = 5 \rightarrow L_0 = d_0 \cdot 5 = 8 \text{ mm} \cdot 5 = 40 \text{ mm} \quad A_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2 \text{ mm}^2}{4} = 50,27 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_0} = \frac{15,1 \text{ kN}}{50,27 \text{ mm}^2} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \epsilon_1 = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{0,06 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0,15 \%$$

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8
σ in N/mm ²	300	408	499	647	736	800	770	696
ϵ in %	0,15	0,2	0,5	2,0	4,0	10	13	16

– $R_m = 800 \text{ N/mm}^2$ (abgelesen an der höchsten Stelle)

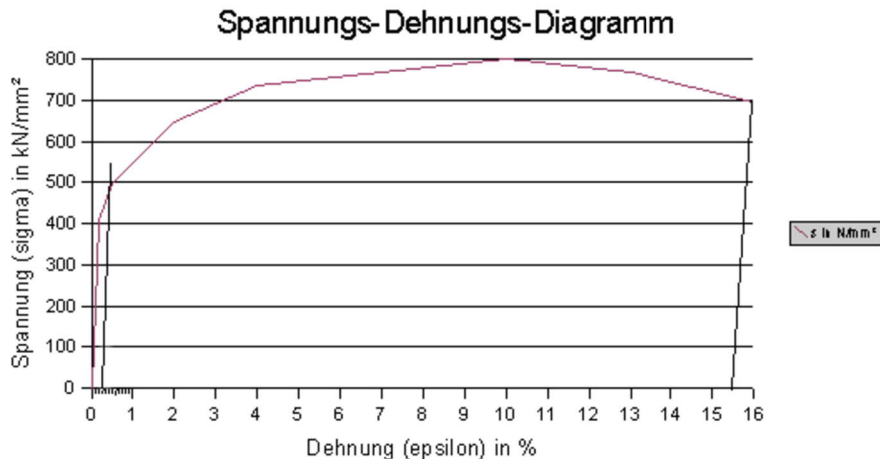
– $R_{p0,2} = 500 \text{ N/mm}^2$ (abgelesen an der Parallele zur Hookeschen Geraden durch 0,2% Dehnung auf der x-Achse)

– $A_5 = 15,5\%$ (abgelesen an der Parallele zur Hookeschen Geraden durch den Abrisspunkt; Index 5 für kurzen Proportionalstab)



– $E = \frac{\sigma_{z2}}{\epsilon_2} = \frac{408 \text{ N}}{0,2 \%} = 204 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$ oder mit anderen Wertepaaren auf der Hookeschen Geraden.

Spannungs-Dehnungs-Diagramm:



2.2 Möglichkeit 1: Berechnen mit Formeln (siehe rechts)

Möglichkeit 2: Dreisatz mit einem Wertepaar der Hookeschen Geraden.

$$15,1 \text{ kN} \sim 0,06 \text{ mm}$$

$$10 \text{ kN} \sim \frac{10}{15,1} \cdot 0,06 \text{ mm} = 0,04 \text{ mm}$$

Möglichkeit 3: aus dem Diagramm ablesen

$$\sigma = \frac{F}{S_0} = \frac{10 \text{ kN}}{50,27 \text{ mm}^2} = 199 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{199 \text{ N/mm}^2}{204 \text{ kN/mm}^2} = 0,0975 \%$$

$$\Delta l = \epsilon \cdot L_0 = 0,000975 \cdot 40 \text{ mm} = 0,039 \text{ mm}$$

1,5

2.3 Härteprüfung nach Brinell mit ca. 238 HB

Mit einer Härteprüfung kann man für bestimmte Werkstoffe die Zugfestigkeit abschätzen. Laut Fußnote im Tabellenbuch bei der Umwertung für Härte- und Zugfestigkeitswert gilt dies für wärmebehandelte unlegierte Stähle, z.B. vergütetem C45.

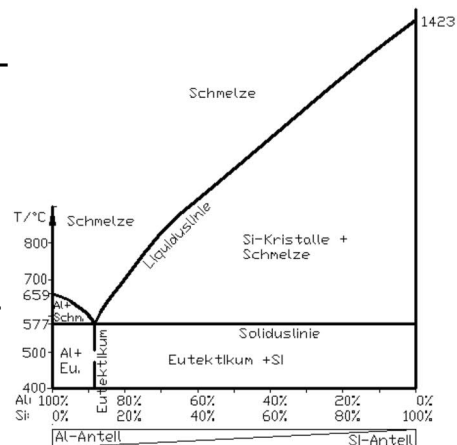
1,5

3 Bild: Zustandsdiagramm Al-Si

3.1 Sie müssen in festem Zustand vollkommen unlöslich sein. Dies tritt auf, wenn sich die beteiligten Elemente in Atomabstand, Wertigkeit und elektrochemischer Spannungsreihe unterscheiden.

3.2 siehe Abbildung

3.3 Hinweis: es genügt, die linke Seite des Zustandsdiagrammes bis ca. 40% Silizium zu zeichnen.



1,5

2,0

2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

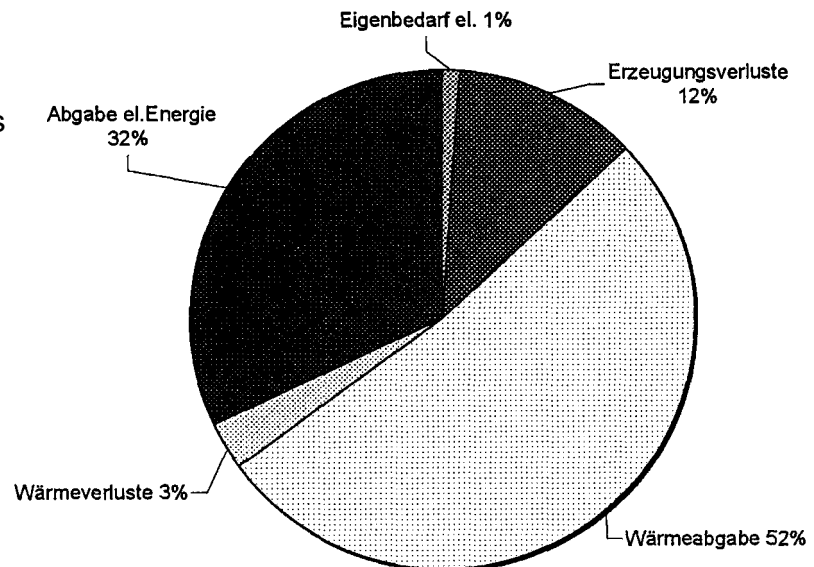
$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2001/02-4: Versorgung einer Stadt mit Energie

Die Stadtwerke einer süddeutschen Kleinstadt mit 22000 Einwohnern und meist kleineren Gewerbebetrieben verkaufen insgesamt jährlich 74 Mio kWh elektrische Energie. Sie kaufen den größten Teil davon auf dem internationalen Strommarkt ein. Die Stadtwerke betreiben auch ein erdgasbetriebenes Blockheizkraftwerk (BHKW) und eine Photovoltaikanlage.

Teilaufgaben	Punkte
<p>1 Wie viele Liter Öl müssten insgesamt und je Einwohner verbrannt werden, wenn die gesamte verkaufte Energiemenge in einem ölbefeuerten Großkraftwerk erzeugt würde?</p> <p>Der Wirkungsgrad des Kraftwerks betrage 33 %, die Transportverluste 4 % sowie der Eigenbedarf 2 %.</p> <p>Der Heizwert für das Öl beträgt 37 MJ/kg, seine Dichte 0,9 kg/dm³.</p>	3,5
<p>2 Die Photovoltaikanlage hat eine wirksame Fläche von 300 m². Die Sonne scheint durchschnittlich 1100 Stunden pro Jahr mit einer Strahlungsleistung von 1000 W/m². Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage beträgt 11 %. Wie viel Prozent trägt die Photovoltaikanlage zur gesamten verbrauchten Energiemenge bei ?</p>	2,5
<p>3 Die Stadtwerke haben für ihr Blockheizkraftwerk das unten dargestellte Diagramm veröffentlicht. Erstellen Sie daraus ein Energieflussschaubild und beschriften Sie dieses.</p> <p>Stellen Sie darin die Primärenergie und die Nutzenergie dar.</p> <p>Geben Sie den Gesamtwirkungsgrad des BHKWs an.</p>	3,0
<p>4 Erläutern Sie Vor- und Nachteile von Blockheizkraftwerken.</p>	2,5





- 5 Das Blockheizkraftwerk besteht aus fünf baugleichen Erdgasmotoren.

Daten je Motor:

Verfahren: 4-Takt-Otto

maximales Gasvolumen je Zylinder: 1902 cm^3

Verdichtungsverhältnis ε : 12,5

Temperatur der angesaugten Luft: $40 \text{ }^\circ\text{C}$

höchste Gastemperatur: 1755 K

Druck nach der Verdichtung: 34,3 bar

Höchstdruck: 70 bar

Druck nach der Expansion: 2 bar

elektrische Leistung: 180 kW

Jahresauslastung: 43 %

Das angesaugte Gas-Luft-Gemisch soll die gleichen Eigenschaften wie reine Luft haben.

- 5.1 Der idealisierte Otto-Kreisprozess (Vergleichsprozess) besteht aus zwei Adiabaten und zwei Isochoren. 4,5

Zeichnen Sie das p,V-Diagramm maßstäblich unter Berücksichtigung der oben gegebenen Daten.

Nummerieren Sie die Eckpunkte in der Reihenfolge des Kreisprozesses beginnend mit dem Kompressionsvorgang.

Kennzeichnen Sie die Wärmezufuhr und -abfuhr sowie die Nutzarbeit.

- 5.2 Berechnen Sie die Gastemperatur am Ende des Verdichtungstaktes. 2,0

- 5.3 Ermitteln Sie die aufzuwendende spezifische Arbeit in kJ/kg beim Kompressionsvorgang, wenn dabei eine Temperatur von 860 K erreicht wird. Berechnen Sie die abgegebene spezifische Arbeit beim Arbeitstakt und die spezifische Nutzarbeit in kJ/kg. 4,5

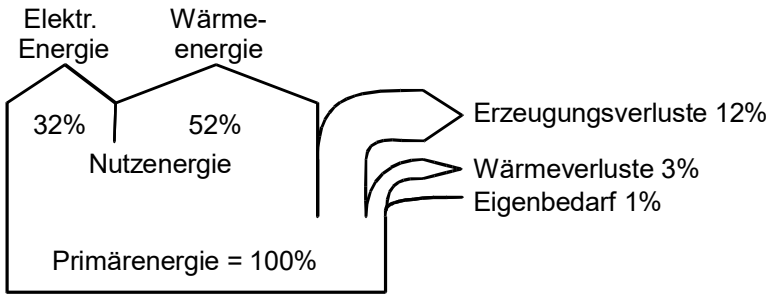
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben
Punkte

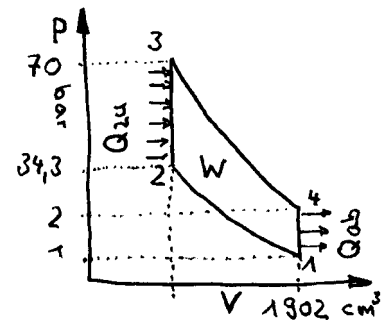
- 1 $\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 33\% \cdot (1 - 4\%) \cdot (1 - 2\%) = 0,33 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,31$ 3,5
- $$\eta_{ges} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} \rightarrow \frac{74 \cdot 10^6 \text{ kWh}}{0,31} = 238 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$
- $$W_{zu} = m_{ges} \cdot H = \rho \cdot V_{ges} \cdot H \rightarrow$$
- $$V_{ges} = \frac{W_{zu}}{\rho \cdot H} = \frac{238 \cdot 10^6 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s}}{0,9 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} \cdot 37 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = \frac{238 \cdot 10^6 \cdot 3600 \text{ kWs}}{0,9 \cdot 37000 \text{ kJ}} \text{ dm}^3 = 25,8 \cdot 10^6 \text{ dm}^3$$
- $$V_{Einw} = \frac{V_{ges}}{n_{Einw}} = \frac{25,8 \cdot 10^6 \text{ dm}^3}{22000} = 1173 \text{ l Öl pro Einwohner und Jahr}$$
- 2 $P_{zu} = \frac{P_{Sonne}}{\text{Fläche}} \cdot \text{Kollektorfläche} = \frac{1000 \text{ W}}{\text{m}^2} \cdot 300 \text{ m}^2 = 300 \text{ kW}$ 2,5
- $$W_{zu} = P_{zu} \cdot t = 300 \text{ kW} \cdot 1100 \text{ h} = 330 \text{ MWh}$$
- $$W_{Solarstrom} = W_{zu} \cdot \eta = 330 \text{ MWh} \cdot 11\% = 36,3 \text{ MWh}$$
- $$\text{Anteil} = \frac{W_{Solarstrom}}{W_{ges}} = \frac{36,3 \text{ MWh}}{74 \cdot 10^6 \text{ kWh}} = 0,00049 = 0,049\%$$
- 3  3,0
- 4 Blockheizkraftwerke erreichen einen hohen Gesamtwirkungsgrad, weil die Abwärme genutzt wird, z.B. zur Heizung oder für Industrieprozesse. 2,5
- Um die Verluste beim Wärmetransport gering zu halten, liegen BHKW meist in der Nähe der Wärmenutzer. Dadurch können sie die Nutzer durch Emissionen beeinträchtigen und sind in ihrer Größe begrenzt. Kleine dezentrale Kraftwerke haben den Vorteil, dass sie wenig Kapital erfordern, dass von ihnen geringere Gefahren ausgehen und dass ihr Ausfall leicht kompensiert werden kann.



5

$$5.1 \quad \epsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \rightarrow V_{\min} = \frac{V_{\max}}{\epsilon} = \frac{1902 \text{ cm}^3}{12,5} = 152,16 \text{ cm}^3$$

4,5



$$5.2 \quad \frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \rightarrow$$

2,0

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{p_2 \cdot V_2}{p_1 \cdot V_1} = (273 + 40) \text{ K} \cdot \frac{34,3 \text{ bar} \cdot 152,16 \text{ cm}^3}{1 \text{ bar} \cdot 1902 \text{ cm}^3} = 859 \text{ K} = 586^\circ \text{ C}$$

$$5.3 \quad w_{12} = \frac{W_{12}}{m} = -\frac{m \cdot R_i \cdot T_1}{m \cdot (1 - \kappa)} \cdot \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa - 1} - 1 \right] = -\frac{R_i \cdot T_1}{1 - \kappa} \cdot [\epsilon^{\kappa - 1} - 1]$$

$$= -\frac{0,287 \text{ kJ/kgK} \cdot (40 + 273) \text{ K}}{1 - 1,4} \cdot [12,5^{1,4 - 1} - 1] = 392 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4,5

$$w_{34} = \frac{W_{34}}{m} = -\frac{m \cdot R_i \cdot T_3}{m \cdot (1 - \kappa)} \cdot \left[\left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\kappa - 1} - 1 \right] = -\frac{R_i \cdot T_3}{1 - \kappa} \cdot \left[\left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{\kappa - 1} - 1 \right]$$

$$= -\frac{0,287 \text{ kJ/kgK} \cdot 1755 \text{ K}}{1 - 1,4} \cdot \left[\left(\frac{1}{12,5} \right)^{1,4 - 1} - 1 \right] = -801 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$w_{\text{Nutz}} = w_{12} + w_{34} = 392 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 801 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -409 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Andere Formeln sind möglich, können aber leicht abweichende Ergebnisse liefern

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2000/01-1: Bahnschranke

Die Bahnschranke (Abb.1) wird durch einen hydraulisch betätigten Kolben (Abb.2) um das Lager B geschwenkt. Bei geschlossener Schranke ist der Kolben wirkungslos.

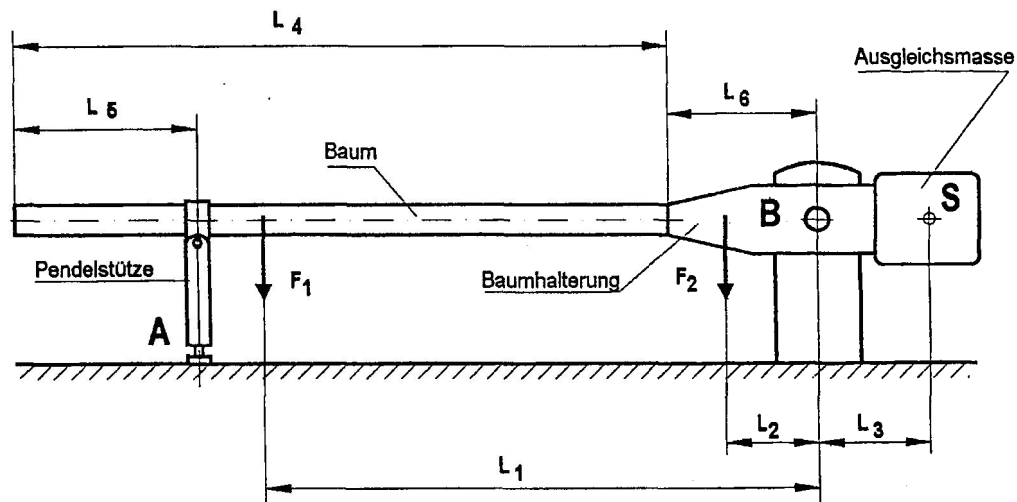


Abb. 1

Daten:

Gewichtskraft des Baumes mit der Pendelstütze	$F_1 = 300 \text{ N}$	$L_1 = 3300 \text{ mm}$	$L_4 = 5000 \text{ mm}$
Gewichtskraft Baumhalterung	$F_2 = 900 \text{ N}$	$L_2 = 400 \text{ mm}$	$L_5 = 1870 \text{ mm}$
Ausgleichsmasse	$m = 120 \text{ kg}$	$L_3 = 600 \text{ mm}$	$L_6 = 925 \text{ mm}$

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Bestimmen Sie zeichnerisch für die dargestellte Lage die Lagerkräfte F_A und F_B . Die Gewichtskraft der Ausgleichsmasse greift im Punkt S an. 6,0
- 2 Für den Augenblick des Öffnens ist $F_A = 0$.
- 2.1 Berechnen Sie das maximale Biegemoment des Schrankenbaums. 1,5
- 2.2 Berechnen Sie die Wandstärke s des Schrankenbaums. 3,0
Die zulässige Biegespannung σ_{bzul} beträgt 12 N/mm^2 .
Der Außendurchmesser ist $D = 132 \text{ mm}$.
- 3 Damit die Schranke beim Ausfall des Antriebs durch ihre Gewichtskräfte selbständig schließt, darf sie nicht bis 90° geöffnet werden. 3,0
Berechnen Sie den maximalen Öffnungswinkel α_{max} für ein erforderliches Schließmoment von $M_{\text{eff}} = 65 \text{ Nm}$.



4 Öffnungsmechanismus der Bahnschranke

- 4.1 Berechnen Sie die Kolbenkraft F_K und den Durchmesser d_K der Kolbenstange.

3,0

Arbeitsdruck: $p = 50 \text{ bar}$

wirksame Kolbenfläche: $A = 1885 \text{ mm}^2$

Zylinderwirkungsgrad: $\eta = 85\%$

Werkstoff der Kolbenstange: E335

Sicherheit gegen Verformung: $\nu = 4$

(Hinweis: $p = F / A$)

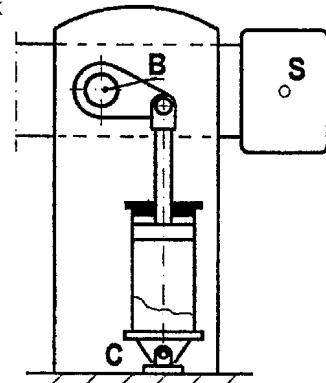


Abb. 2

- 4.2 Berechnen Sie die erforderliche Antriebsleistung des Motors. Kolbenkraft:

2,0

$F_K = 10 \text{ kN}$

Öffnungszeit: $t = 6 \text{ s}$

Kolbenhub: $s = 250 \text{ mm}$

Gesamtwirkungsgrad: $\eta = 75\%$

- 5 Kolbenbefestigung im Lager C (Abb. 3).

Für die folgende Aufgaben gilt:

Kolbenkraft: $F_K = 10 \text{ kN}$

Bolzenwerkstoff: C45E

Sicherheit gegen Bruch: $\nu = 8$

zulässige Flächenpressung: $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$

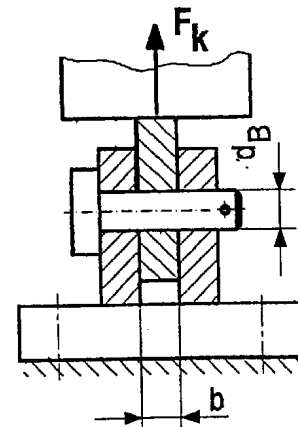


Abb. 3

- 5.1 Berechnen Sie den Minstdurchmesser d_B des Bolzens.

2,0

- 5.2 Berechnen Sie die Breite b für die zulässige Flächenpressung.

2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

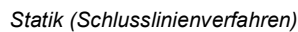
$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben: _____ Punkte

6,0


$$F_R = F_1 + F_2 + F_3 - F_4 = 300N + 900N + 1200N - 155N = 2245N$$



2

- 2.1 Das maximale Moment M_b im Baum (nicht Baumhalterung !) tritt beim Öffnen auf, wenn an der Pendelstütze die Kraft $F_A = 0$ ist. Es wirkt am Übergang zur Baumhalterung, weil dort der größte Hebelarm wirkt. 1,5

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

Biegemoment ermitteln

- 2.2 $\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{712,5 \text{ Nm}}{12 \text{ N/mm}^2} = 59,4 \text{ cm}^3$ 3,0

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

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

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

Wandstärke eines Rohres gegen Biegung

- 3 Im Grenzfall ist die $F_A = 0$ und $\Sigma M_B = M_{erf}$. LS: Baum & Co 3,0

$$\Sigma M_B = M_{erf} = F_1 \cdot l_1 \cdot \cos \alpha_{max} + F_2 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha_{max} - F_3 \cdot l_3 \cdot \cos \alpha_{max} \Rightarrow$$

$$\alpha_{max} = \arccos \frac{M_{erf}}{F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 - F_3 \cdot l_3}$$

$$= \arccos \frac{65 \text{ Nm}}{300 \text{ N} \cdot 3300 \text{ mm} + 900 \text{ N} \cdot 400 \text{ mm} - 1200 \text{ N} \cdot 600 \text{ mm}} = 84^\circ$$

Biegemoment Sonderlösung

4

- 4.1 $R_e = 335 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) 3,0

$$p \cdot \eta = \frac{F}{A} \Rightarrow F_K = A \cdot p \cdot \eta = 1885 \text{ mm}^2 \cdot 50 \text{ bar} \cdot 0,85 = 8011 \text{ N}$$

$$\frac{R_e}{V} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{335 \text{ N/mm}^2}{4} = 83,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_K}{\sigma_{zzul}} = \frac{8,011 \text{ kN}}{83,75 \text{ N/mm}^2} = 95,7 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \Rightarrow d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 95,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,0 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 12 \text{ mm}$

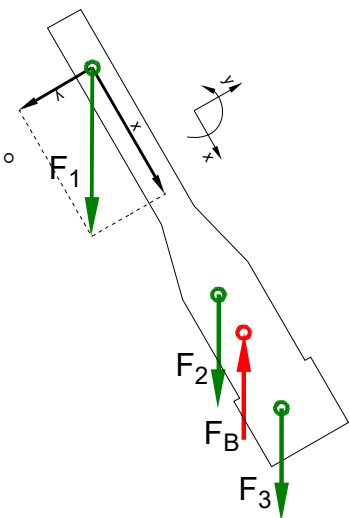
Kolbenkraft, erforderlicher Kolbenstangendurchmesser

- 4.2 $M_b = |-F_A \cdot (l_1 - l_2) - F_B \cdot l_1| = 11 \text{ kN} \cdot (3000 - 800) \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot 3000 \text{ mm} = 42,2 \text{ kNm}$ 2,0

$$P_K = F \cdot v = F_K \cdot \frac{s}{t} = 10 \text{ kN} \cdot \frac{250 \text{ mm}}{6 \text{ s}} = 416 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \Rightarrow P_{Motor} = \frac{P_K}{\eta} = \frac{416 \text{ W}}{0,75} = 556 \text{ W}$$

Leistung





5

5.1 $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ (C45E<16 mm \rightarrow [EuroTabM46], S.134)

2,0

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{V} = \frac{294 \text{ N/mm}^2}{8} = 36,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_K}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{10 \text{ kN}}{2 \cdot 36,75 \text{ N/mm}^2} = 136,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 136,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,2 \text{ mm}$$

gewählt: $d_B = 14 \text{ mm}$ (nächste Größe \rightarrow TabB „Bolzen“)

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$$5.2 \quad p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_K}{p_{zul}} = \frac{10 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 333,3 \text{ mm}^2$$

2,0

$$A = d \cdot b \Rightarrow b = \frac{A}{d_B} = \frac{333,3 \text{ mm}^2}{14 \text{ mm}} = 23,8 \text{ mm}$$

Gewählt: $b = 25 \text{ mm}$ aus R5.

Scherfestigkeit (BolzenØ) und Flächenpressung (Breite)

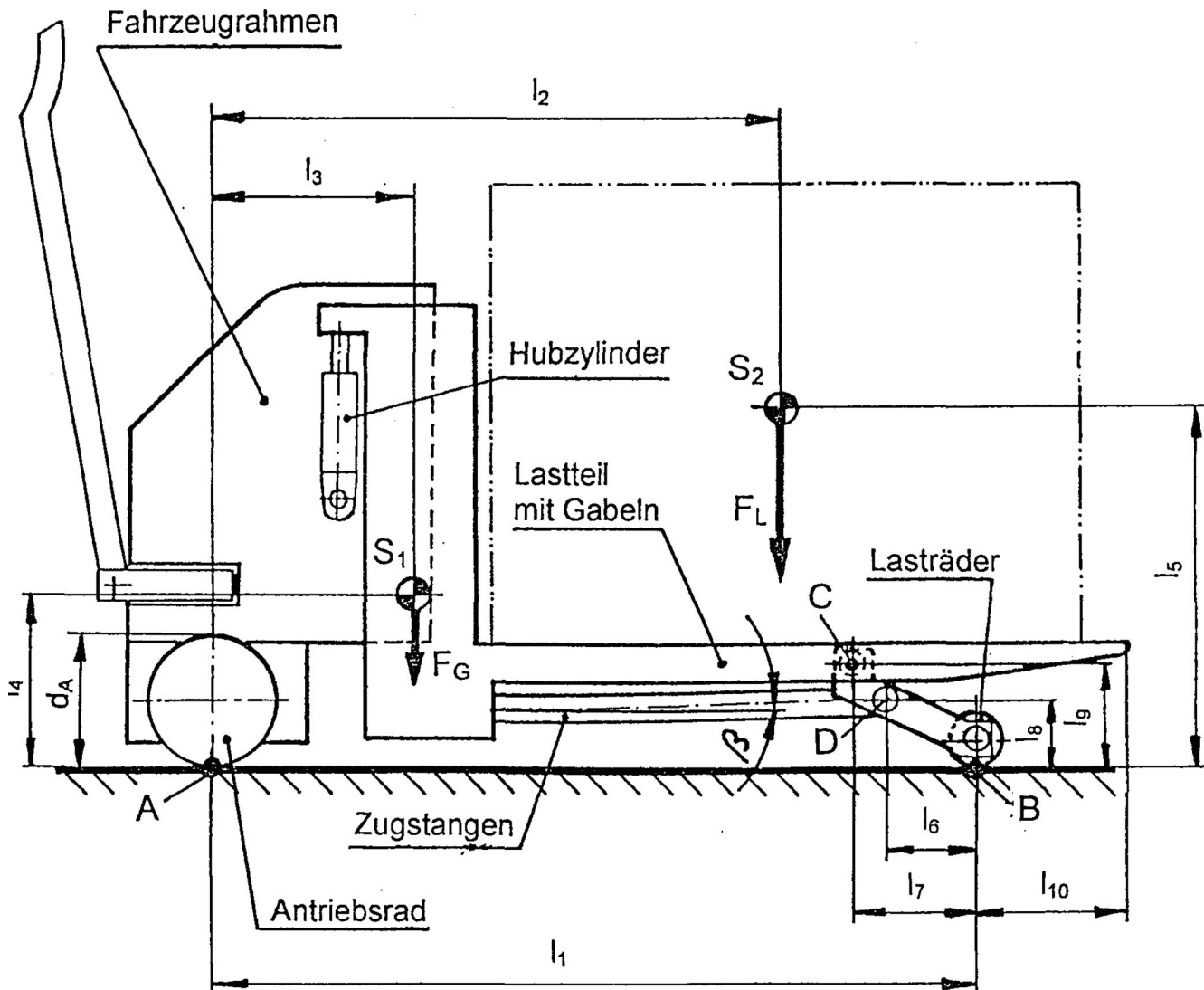
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



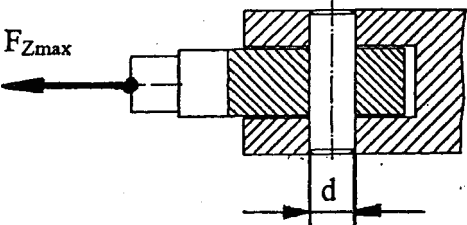
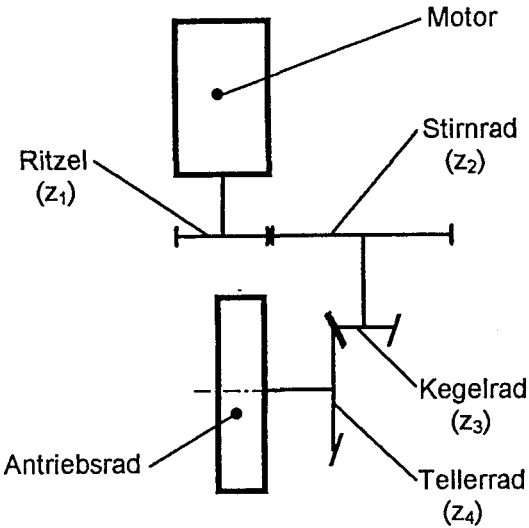
tgt HP 2001/02-2: Deichsel-Gabelhubwagen

Bei dem dreirädrigen Niederhubfahrzeug ist das Lastteil höhenverschiebbar im Fahrzeugrahmen angebracht. Eine Hydraulik hebt das Lastteil gegenüber dem Fahrzeugrahmen an. Der skizzierte Wagen trägt eine Last mit der Gewichtskraft F_L (Schwerpunkt S_2). Die Gewichtskraft F_G des Wagens greift im Schwerpunkt S_1 an.



$F_G =$	6 kN	$l_1 =$	1340 mm	$l_5 =$	685 mm	$l_9 =$	180 mm
$F_L =$	20 kN	$l_2 =$	1050 mm	$l_6 =$	150 mm	$l_{10} =$	260 mm
		$l_3 =$	400 mm	$l_7 =$	200 mm		
		$l_4 =$	320 mm	$l_8 =$	100 mm	$d_A =$	230 mm



Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Achskräfte F_A und F_B , wenn das Fahrzeug so auf einer schiefen Ebene mit Neigungswinkel $\alpha = 8^\circ$ steht, dass sich das Rad A unten am Hang befindet. Das Antriebsrad (A) ist durch die Bremse blockiert.	5,5
2 Berechnen Sie die Kraft F_D in einer Zugstange für die skizzierte Anordnung, wenn die Stützkraft für ein Lastrad $F_B = 8,7 \text{ kN}$ beträgt und die Zugstange gegenüber der Waagrechten um $\beta = 1,5^\circ$ geneigt ist.	4,5
3 Die Zugstange ist gemäß nebenstehender Abbildung in D befestigt. Berechnen Sie den Bolzendurchmesser d.	3,0
	
$F_{Zmax} = 45 \text{ kN}$ Bolzenwerkstoff E335 Sicherheit gegen Abscheren: $\nu = 6$	
4 Die beiden Gabeln des Lastteils sind aus S235. Berechnen Sie die Sicherheit gegen bleibende Verformung, wenn an jedem Gabelende eine Gewichtskraft von 10 kN angreift. Das Widerstandsmoment beträgt an der Stelle C: $W = 53,3 \text{ cm}^3$.	3,0
5 Das Antriebsrad wird über ein zweistufiges Stirn-Kegelradgetriebe angetrieben.	
	
5.1 Berechnen Sie die Motordrehzahl, wenn sich der Wagen mit der Geschwindigkeit $v = 6 \text{ km/h}$ fortbewegt. Antriebsrad: $d_A = 230 \text{ mm}$	3,0
5.2 Dimensionieren Sie die Antriebswelle des Rades A als Vollwelle mit:	3,5
$\tau_{zul} =$	95 N/mm ²
$P_{Mot} =$	1,3 kW
$n_{Mot} =$	1000 min ⁻¹
$\eta_{ges} =$	0,7
$z_1 = 17, z_2 = 51, z_3 = 18, z_4 = 48$	

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

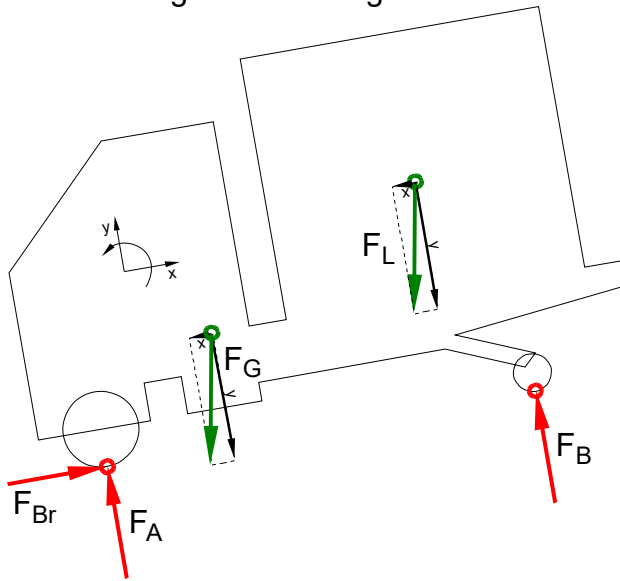
$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 6 \text{ kN} \cdot \sin 8^\circ = 0,835 \text{ kN}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 6 \text{ kN} \cdot \cos 8^\circ = 5,942 \text{ kN}$$

$$F_{Lx} = F_L \cdot \sin \alpha = 20 \text{ kN} \cdot \sin 8^\circ = 2,78 \text{ kN}$$

$$F_{Ly} = F_L \cdot \cos \alpha = 20 \text{ kN} \cdot \cos 8^\circ = 19,81 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0 = + F_{Gx} \cdot l_4 - F_{Gy} \cdot l_3 + F_{Lx} \cdot l_5 - F_{Ly} \cdot l_2 + F_B \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_{Gx} \cdot l_4 + F_{Gy} \cdot l_3 - F_{Lx} \cdot l_5 + F_{Ly} \cdot l_2}{l_1}$$

$$= \frac{-0,835 \text{ kN} \cdot 320 \text{ mm} + 5,942 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm} - 2,78 \text{ kN} \cdot 685 \text{ mm} + 19,81 \text{ kN} \cdot 1050 \text{ mm}}{1340 \text{ mm}}$$

$$= 15,68 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Br} - F_{Gx} - F_{Lx} \Rightarrow F_{Br} = F_{Gx} + F_{Lx} = 0,835 \text{ kN} + 2,78 \text{ kN} = 3,62 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_{Gy} - F_{Ly} + F_B \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = + F_{Gy} + F_{Ly} - F_B = 5,94 \text{ kN} + 19,81 \text{ kN} - 15,68 = 10,07 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Br}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(3,62 \text{ kN})^2 + (10,07 \text{ kN})^2} = 10,7 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Br}} = \arctan \frac{10,07 \text{ kN}}{3,62 \text{ kN}} = 70,2^\circ$$

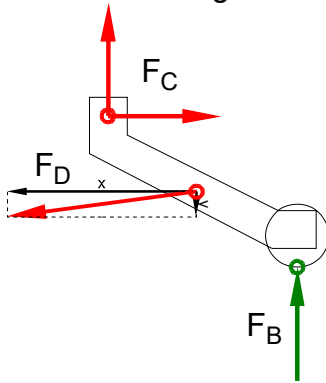
$\alpha_A = 70,2^\circ$ nach links oben gegen die positive x-Achse bzw.

$\alpha_A = 78,2^\circ$ nach links oben gegen die Waagerechte



2 LS Stützradträger

4,5



Rechnerische Lösung:

$$\begin{aligned}\Sigma M_C &= 0 = +F_B \cdot l_7 - F_{Dx} \cdot (l_9 - l_8) - F_{Dy} \cdot (l_7 - l_6) \\ &= +F_B \cdot l_7 - F_D \cdot \cos \beta \cdot (l_9 - l_8) - F_D \cdot \sin \beta \cdot (l_7 - l_6) \Rightarrow \\ F_D &= F_B \cdot \frac{l_7}{\cos \beta \cdot (l_9 - l_8) + \sin \beta \cdot (l_7 - l_6)} \\ &= 8,7 \text{ kN} \cdot \frac{200 \text{ mm}}{\cos 1,5^\circ \cdot (180 - 100) \text{ mm} + \sin 1,5^\circ \cdot (200 - 150) \text{ mm}} = 21,4 \text{ kN}\end{aligned}$$

3 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

3,0

 $\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{6} = 78,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{zmax}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{45 \text{ kN}}{2 \cdot 78,3 \text{ N/mm}^2} = 287,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 287,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 19,1 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 20 mm (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen Ø)

4 $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

3,0

$$M_{bC} = |-10 \text{ kN} \cdot (l_7 + l_{10})| = 10 \text{ kN} \cdot (200 + 260) \text{ mm} = 4,6 \text{ kNm}$$

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

$$\sigma_b = \frac{M_{bC}}{W} = \frac{4,6 \text{ kNm}}{53,3 \text{ cm}^3} = 86,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{86,3 \text{ N/mm}^2} = 3,8$$



5

$$5.1 \quad n_A = \frac{v}{\pi \cdot d_A} = \frac{6 \text{ km/h}}{\pi \cdot 230 \text{ mm}} = \frac{6 \cdot 1000 \text{ m}}{\pi \cdot 0,23 \text{ m} \cdot 60 \text{ min}} = 138,4 \text{ min}^{-1} \quad 3,0$$

$$i_{ges} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{51}{17} \cdot \frac{48}{18} = 8$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_{mot} = n_A \cdot i_{ges} = 138,4 \text{ min}^{-1} \cdot 8 = 1107 \text{ min}^{-1}$$

$$5.2 \quad P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_{Mot} = \frac{P_{Mot}}{2\pi \cdot n_{Mot}} = \frac{1,3 \text{ kW}}{2\pi \cdot 1000 \text{ min}^{-1}} = 12,4 \text{ Nm} \quad 3,5$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_2}{M_1} \Rightarrow M_A = M_{Mot} \cdot i_{ges} \cdot \eta_{ges} = 12,4 \text{ Nm} \cdot 8 \cdot 0,7 = 69,5 \text{ Nm}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_A}{W_p} \Rightarrow$$

$$W_{perf} = \frac{M_A}{\tau_{tzul}} = \frac{69,5 \text{ Nm}}{95 \text{ N/mm}^2} = 0,732 \text{ cm}^3$$

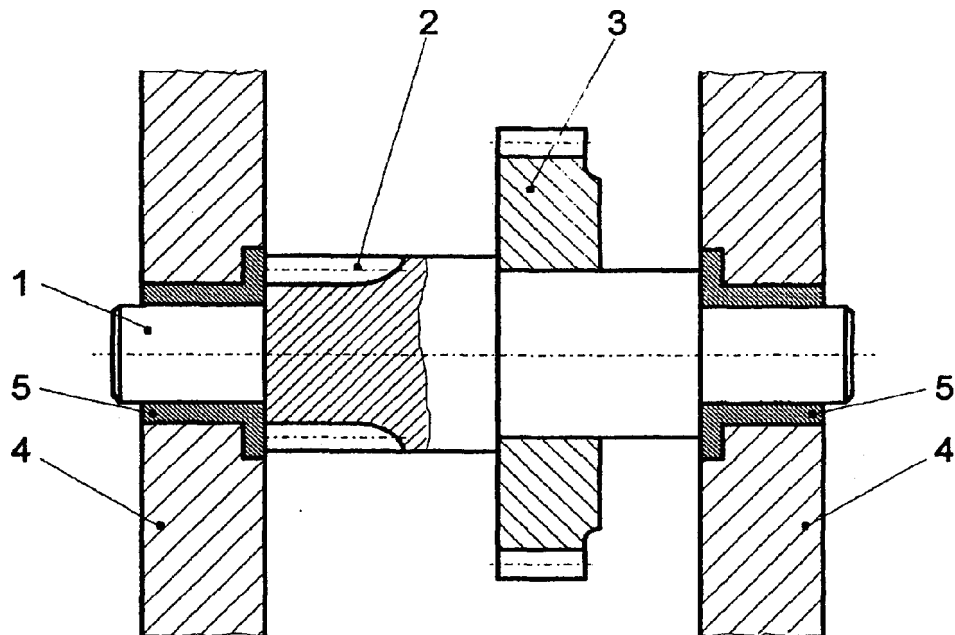
$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0,732 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 15,5 \text{ mm}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

**tgt HP 2000/01-3: Getriebewelle**

In einem Gehäuse (4) aus Grauguss ist die vereinfacht dargestellte Getriebewelle in zwei Buchsen (5) gelagert. Die Verzahnung (2) ist in die Getriebewelle (1) hineingefräst. Das Zahnrad (3) wurde auf die Getriebewelle aufgeschraubt.



Teilaufgaben

Punkte



- 1 Aus dem wärmebehandelten Wellenwerkstoff C 35 wurde ein kurzer Proportionalstab mit dem Durchmesser $d_0 = 8 \text{ mm}$ hergestellt. Der damit durchgeführte Zugversuch ergab die folgenden Werte:

Messung Nr.	1	2	3	4	5	6	Bruch
F in kN	6,6	19,8	26,1	31,8	32,8	31,8	29,2
ΔL in mm	0,025	0,075	0,4	2,2	4,0	5,2	6,4

- 1.1 Berechnen Sie die Spannungs- und Dehnungswerte und geben Sie die Werte in einer Tabelle an. Zeichnen Sie das Spannungs- Dehnungs-Diagramm. 4,0

Blatt Querformat: $\sigma : 1 \text{ mm} = 10 \text{ N/mm}^2$
 $\varepsilon : 1 \text{ mm} = 0,1 \% \text{ Dehnung}$

- 1.2 Bestimmen Sie die folgenden Werkstoffkennwerte: 4,0

- Zugfestigkeit
- Bruchdehnung
- 0,2 % Dehngrenze
- E- Modul

- 1.3 Welcher HärteWert nach Brinell ist bei dem vorliegenden Werkstoff zu erwarten ? 1,0

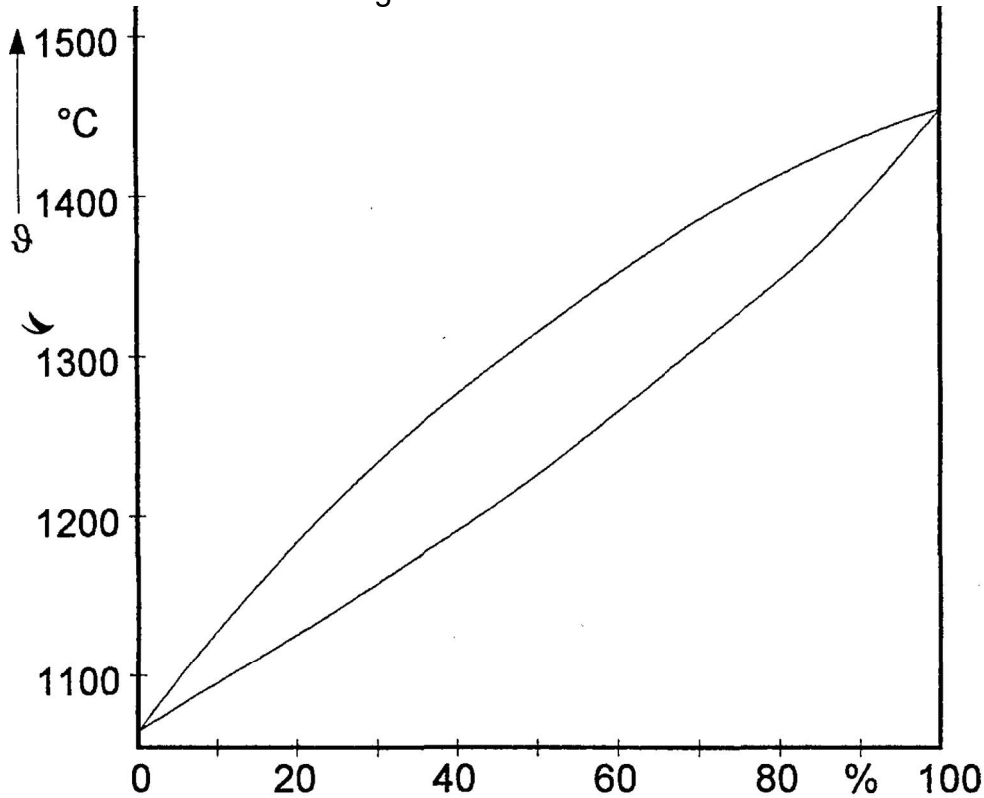


- | | | |
|---|--|-----------------|
| 2 | Die Lagerbuchsen bestehen aus einer Zweistofflegierung, deren Zustandsdiagramm auf dem Arbeitsblatt dargestellt ist. | |
| 2.1 | Beschriften Sie die Linien und Felder im Zustandsdiagramm. | 1,5 |
| 2.2 | Um welchen Legierungstyp handelt es sich, und unter welchen Bedingungen entsteht er ? | 1,0 |
| 2.3 | Zeichnen Sie die Abkühlungskurve einer Legierung mit 60 % A und 40 % B auf das Arbeitsblatt.
Erläutern Sie den Abkühlungsvorgang. | 3,5 |
| 3 | Der Werkstoff der Welle (C 35) hat im unbehandelten Zustand eine Zugfestigkeit von $R_m = 520 \text{ N/mm}^2$. Wird er als Getriebewelle verwendet, benötigt er eine Zugfestigkeit von $R_m = 650 \text{ N/mm}^2$. | |
| 3.1 | Beschreiben Sie ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren (Verfahrensschritte, Temperatur, Gefügeveränderungen). Verwenden Sie hierzu das Anlassschaubild auf dem Arbeitsblatt. | 6,0 |
| 3.2 | Durch welches Verfahren kann die Verschleißfestigkeit der Verzahnung erhöht werden? | 1,5 |
| <hr/> Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. | | $\Sigma = 22,5$ |

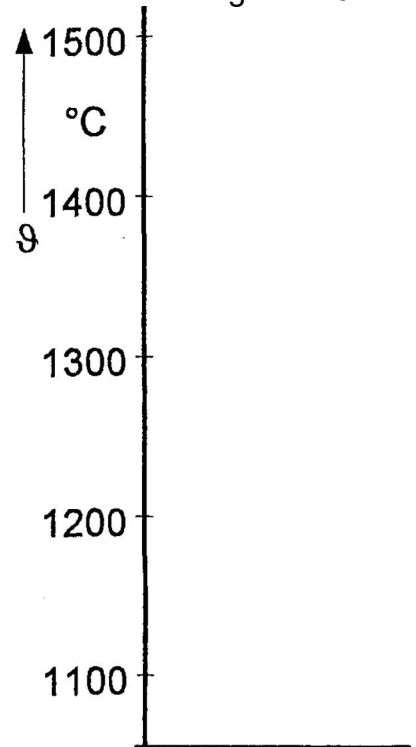


Arbeitsblatt

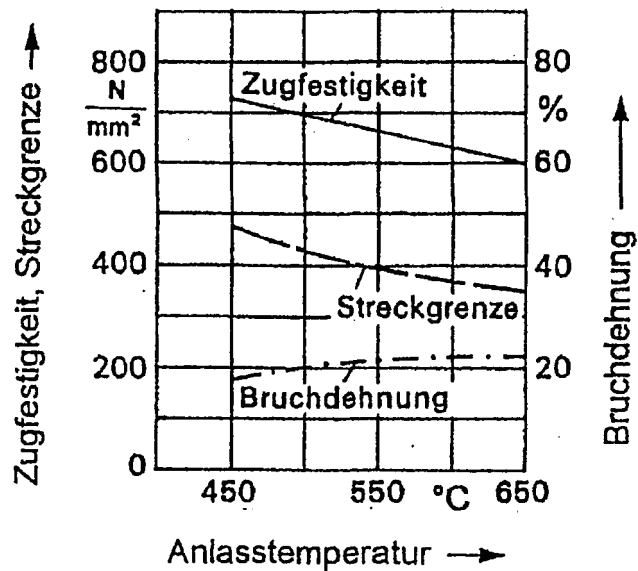
Zustandsschaubild zu Aufgabe 2



Abkühlkurve zu Aufgabe 2.3



Anlassschaubild für C35 zu Aufgabe 3





Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



1

1.1 Berechnung für das erste Wertepaar

4,0

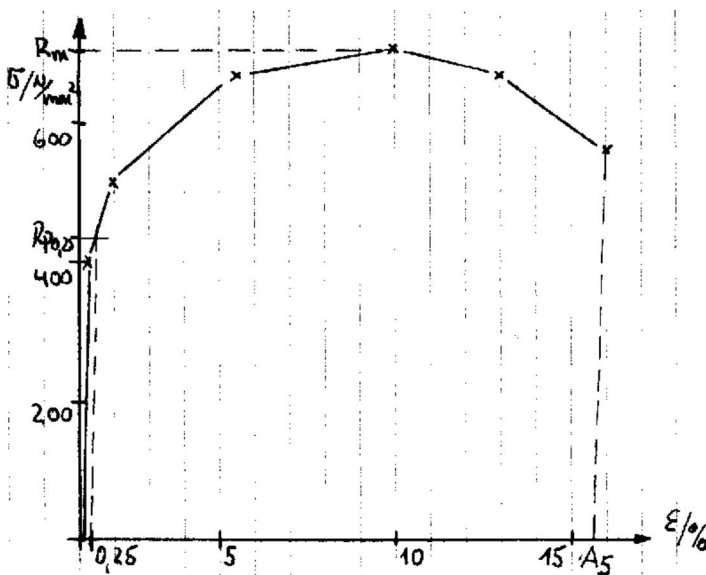
$$A_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2 \text{ mm}^2}{4} = 50,3 \text{ mm}^2$$

$$L_0 = d_0 \cdot 5 = 8 \text{ mm} \cdot 5 = 40 \text{ mm} \text{ (Faktor 5 für kurzen Proportionalstab)}$$

$$\sigma_1 = \frac{F}{A_0} = \frac{6,6 \text{ kN}}{50,5 \text{ mm}^2} = 0,0625$$

$$\epsilon_1 = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{0,025 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 0,00063$$

Messung Nr.	1	2	3	4	5	6	Bruch
σ in N/mm ²	131	394	519	632	652	632	580
ϵ in %	0,0625	0,1875	1	5,5	10	13	16

1.2 $R_m = 652 \text{ N/mm}^2$ (abgelesen; Tabellenwert)

4,0

 $A_5 = 15,8 \%$ (abgelesen) $R_{p0,2} = 460 \text{ N/mm}^2$ (abgelesen)

$$E = \frac{\sigma_2}{\epsilon_2} = \frac{394 \text{ N/mm}^2}{0,001875} = 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2} \text{ Werte aus der 2. Messung}$$

1.3 Ermittlung aus der Zugfestigkeit $R_m = 650 \text{ N/mm}^2$ mit Hilfe der Umwertungstabelle (siehe Tabellenbuch) ca. 193 HB oder mit der Zahlenwertgleichung

1,0

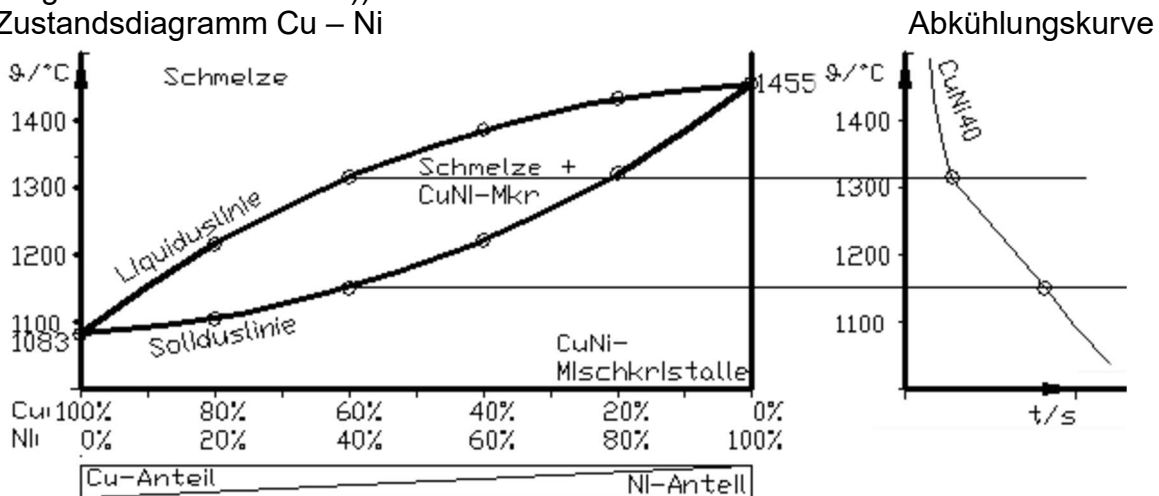
$$HB = \frac{R_m}{3,5} = \frac{652}{3,5} = 186$$



2

- 2.1 Nehmen Sie Cu für A und Ni für B, dann kann ich mir Arbeit sparen, ein neues Diagramm zu zeichnen :-))
Zustandsdiagramm Cu – Ni

1,5



- 2.2 Es handelt sich um den Legierungstyp Mischkristall. Er entsteht, wenn die beteiligten Elemente A und B im festem Zustand vollkommen löslich sind, und dies der Fall, wenn sie in Atomgröße und Gittertyp ähnlich sind und deshalb die Atome austauschen können.
- 2.3 Die Legierung A60B40 ist oberhalb der Liquiduslinie flüssig. Mit Unterschreiten der Liquiduslinie (knapp über 1350°C) beginnen AB-Mischkristalle aus der Schmelze heraus zu kristallisieren. Durch die frei werdende Kristallisationsenergie wird die Abkühlung verlangsamt (Knickpunkt). Zwischen den beiden Knickpunkten besteht die Legierung aus Schmelze (mit weniger als 40% B) und Mischkristallen (mit mehr als 40% B). Mit Erreichen der Soliduslinie (unter 1200°C) ist die Kristallisation abgeschlossen, das Gefüge besteht vollständig aus AB-Mischkristallen.

1,0

3,5

3

- 3.1 Die Zugfestigkeit kann durch Vergüten erhöht werden:
- Erwärmen auf Härtetemperatur (über der GSK-Linie, ca. 850 - 880 °C, Temperaturwerte aus dem TabB.): Umwandlung des Gefüges in Austenit und gleichmäßige Verteilung von Kohlenstoff C.
 - Abschrecken in Wasser oder Öl: Da C keine Zeit hat, sich zu konzentrieren, verbleibt er im krz-Gitter, das sich bildet. Dies ergibt verspanntes Martensit.
 - Anlassen auf ca. 550°C: C kann sich etwas konzentrieren, so dass kleine Zementitausscheidungen entstehen. Dadurch werden Zugfestigkeit und Zähigkeit verbessert.
- 3.2 Die Verschleißfestigkeit wird durch Randschichthärten erhöht. Da die Verzahnung in die Getriebewelle eingefräst ist, besteht sie aus C 35, und dafür ist Flamm- oder Induktionshärten geeignet.

6,0

1,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

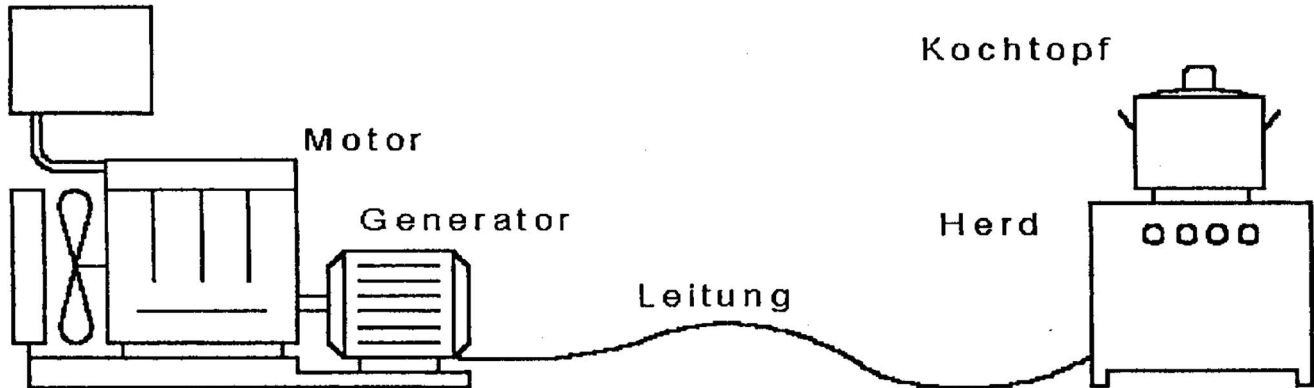
$\Sigma = 22,5$



tgt HP 2000/01-4: Stromerzeuger (Stromaggregat)

Ein Verein plant ein Fest in einer Waldhütte ohne Anschluss an die öffentliche Stromversorgung. Die Energie für den Elektroherd und andere Verbraucher liefert ein Stromerzeuger. Dieser besteht aus einem Verbrennungsmotor, der einen Generator antreibt.

Benzintank



Daten: Motorwirkungsgrad	$\eta_M = 35\%$
Generatorwirkungsgrad	$\eta_g = 95\%$
Verluste in der Leitung Stromerzeuger – Herd:	5%
Abwärmeverluste beim Kochen:	20%
Maximale Motorleistung	$P_M = 5 \text{ kW}$
Anschlussleistung aller Elektroherdplatten	$P_E = 3,5 \text{ kW}$

Teilaufgaben:	Punkte
1 Skizzieren Sie das Blockschaltbild dieser Energiekette, und tragen Sie die jeweiligen Energieformen ein.	2,0
2 Berechnen Sie die maximale elektrische Leistung, die am Ende der Leitung zur Verfügung steht.	1,5
3 Wie hoch ist der Benzinverbrauch in Liter je Stunde bei maximaler Leistung? (Dichte $\rho = 0,73 \text{ kg/dm}^3$; Heizwert: $H = 43 \text{ MJ/kg}$)	3,0
4 In der Hütte soll auf allen Elektroherdplatten in Kochtöpfen Wasser für Maultaschen erhitzt werden. Welche Zeit in Minuten wird benötigt, um 30 Liter Wasser bei höchster Heizstufe aller Kochplatten von 20°C auf 100°C zu erhitzen?	3,0



Leistungsfähigere Stromerzeuger, die als Notstromaggregate z.B. in Krankenhäusern installiert sind, werden von Dieselmotoren angetrieben. Ein für diesen Zweck eingesetzter Dieselmotor hat folgende Daten :

4 Zylinder

Gesamthubraum 2000 cm^3

Verdichtungsverhältnis 20 : 1

- | | | |
|-----|---|-----|
| 5 | Im ersten Arbeitstakt wird Luft mit einer Temperatur von 30°C bei einem Ansaugdruck von 0,8 bar durch den niedergehenden Kolben in einen Zylinder eingesaugt (Zustand 1). Berechnen Sie die Masse der Luft, die dabei je Hub in einen Zylinder einströmt. | 3,0 |
| 6 | Die angesaugte Luft wird durch den Kolben im zweiten Arbeitstakt extrem schnell verdichtet. | |
| 6.1 | Welche Art der Zustandsänderung findet dabei statt ? Begründen Sie Ihre Antwort. | 2,0 |
| 6.2 | Berechnen Sie die Zustandsgrößen p_2 und T_2 der Luft nach der Verdichtung (Zustand 2). | 4,0 |
| 7 | Gehen sie für die weitere Berechnung von folgenden Werten aus:
$T_2 = 1000 \text{ K}$, $p_2 = 50 \text{ bar}$.
Nach der Verdichtung wird der Dieselmotorkraftstoff eingespritzt und verbrennt dabei isobar (Gleichdruckverbrennung; Zustand 3). Dabei vergrößert sich das Volumen durch den zurück gehenden Kolben auf das 3fache von V_2 .
Welche Temperatur T_3 herrscht danach im Verbrennungsraum? | 2,0 |
| 8 | Skizzieren Sie das p-V-Diagramm für diese beiden Zustandsänderungen, und machen Sie darin die zur Verdichtung benötigte mechanische Arbeit und die beim Verbrennungstakt abgegebene mechanische Arbeit kenntlich. | 2,0 |

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=22,5$

Anlage: Formelsammlung Energietechnik für Technisches Gymnasium



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Tank / chem. Energie – Motor / Wärme- in Bewegungsenergie – Generator / elektr. Energie – Herd / Wärmeenergie 2,0
- 2 $P_{\text{Hzu}} = P_{\text{M}} \cdot \eta_{\text{G}} \cdot \eta_{\text{L}} = 5 \text{ kW} \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 4,5 \text{ kW}$ 1,5
- 3 Alle Berechnungen sind auf 1 Stunde bezogen: 3,0

$$P_{\text{M}} = \frac{W_{\text{M}}}{t} \rightarrow W_{\text{M}} = P_{\text{M}} \cdot t = 5 \text{ kW} \cdot 1 \text{ h} = 5 \text{ kWh}$$

$$= 5 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = 18 \text{ MJ}$$

$$\eta_{\text{M}} = \frac{W_{\text{M}}}{Q_{\text{zu}}} \rightarrow Q_{\text{zu}} = \frac{W_{\text{M}}}{\eta} = \frac{18 \text{ MJ}}{35\%} = 51,4 \text{ MJ}$$

$$Q_{\text{zu}} = m \cdot H_{\text{u}} \rightarrow m = \frac{Q_{\text{zu}}}{H_{\text{u}}} = \frac{51,4 \text{ MJ}}{43 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 1,196 \text{ kg}$$

$$\rho = \frac{m}{V} \rightarrow V = \frac{m}{\rho} = \frac{1,196 \text{ kg}}{0,73 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}} = 1,64 \text{ l}$$

Der Benzinverbrauch beträgt 1,64 l je Stunde

- 4 $\rho = \frac{m}{V} \rightarrow m_{\text{H}_2\text{O}} = V \cdot \rho = 30 \text{ l} \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3} = 30 \text{ kg}$ 3,0
- $$Q_{\text{zu}} = m \cdot \Delta T \cdot c = 30 \text{ kg} \cdot (100 - 20)^\circ \text{C} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$
- $$= 10032 \text{ kJ}$$
- $$\eta_{\text{Koch}} = \frac{P_{\text{Koch}}}{P_{\text{E}}} \rightarrow$$
- $$P_{\text{Koch}} = P_{\text{E}} \cdot \eta_{\text{Koch}} = 3,5 \text{ kW} \cdot (1 - 20\%) = 2,8 \text{ kW}$$
- $$P_{\text{Koch}} = \frac{Q_{\text{zu}}}{t} \rightarrow$$
- $$t = \frac{Q_{\text{zu}}}{P_{\text{Koch}}} = \frac{10032 \text{ kJ}}{2,8 \text{ kW}} = 3583 \text{ s} = 59,7 \text{ min}$$

Man braucht fast eine Stunde, um das Wasser auf 100°C zu erhitzen.



- 5 Hubraum je Zylinder V_h aus Motorhubraum V_H 3,0
- $$V_h = \frac{V_H}{z} = \frac{2000 \text{ cm}^3}{4} = 500 \text{ cm}^3$$
- $$p_1 \cdot V_1 = m \cdot T_1 \cdot R_i \rightarrow m = \frac{p_1 \cdot V_1}{T_1 \cdot R_i} = \frac{0,8 \text{ bar} \cdot 500 \text{ cm}^3 \cdot \text{kg K}}{(273+30) \text{ K} \cdot 0,287 \text{ kJ}} = 0,46 \text{ g}$$
- 6
- 6.1 Es handelt sich um eine adiabate Zustandsänderung, weil keine Zeit zum Wärmeaustausch mit der Umgebung bleibt. 2,0
- 6.2 4,0
- $$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^{k-1} = (273+20) \text{ K} \cdot \left[\frac{20}{1} \right]^{1,4-1} = 1004 \text{ K}$$
- $$\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \left[\frac{V_2}{V_1} \right]^{k-1} \rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k = 0,8 \text{ bar} \cdot \left[\frac{20}{1} \right]^{1,4} = 53 \text{ bar}$$
- 7 $\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \cdot \frac{V_3}{V_2} = 1000 \text{ K} \cdot 3 = 3000 \text{ K} = 2727^\circ \text{C}$ 2,0
- 2,0
- 8 2,0
-

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

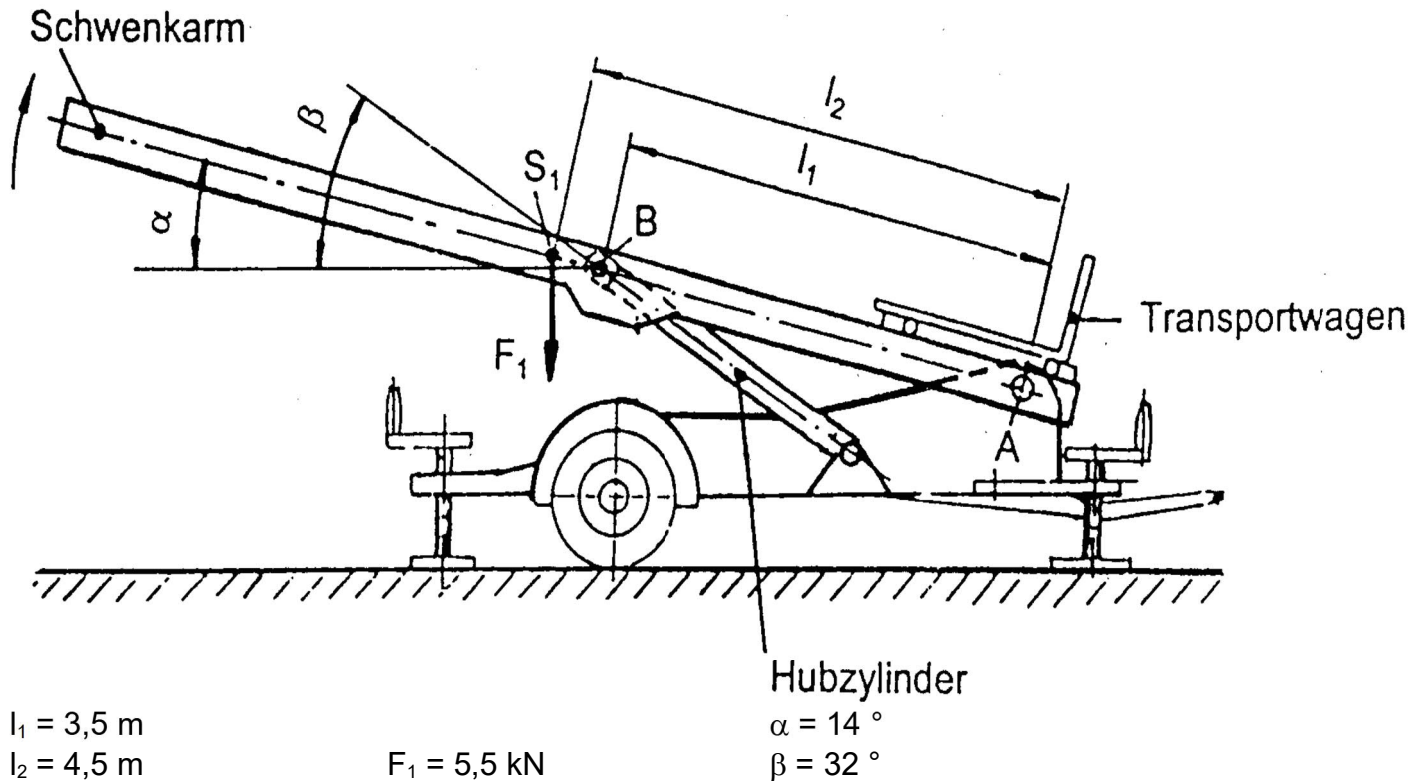
$\Sigma=22,5$



tgt HP 1999/2000-1: Schrägaufzug

Mit dem Transportwagen eines Schrägaufzuges wird Baumaterial auf das Dach eines Gebäudes befördert. Durch das Ausfahren der Kolbenstange des Hubzylinders wird der Schwenkarm des Schrägaufzuges auf die erforderliche Arbeitshöhe angehoben.

Abb.1 Schwenkarm

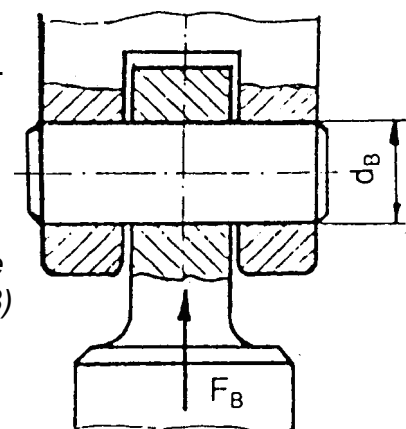


Teilaufgaben:

- | | | Punkte |
|---|--|--------|
| 1 | Bestimmen Sie zeichnerisch für die dargestellte Lage (Abb. 1) die Lagerkräfte F_A und F_B . Die Gewichtskraft F_1 des Schwenkarmes greift im Punkt S_1 an. | 5,5 |
| 2 | Berechnen Sie den Mindestdurchmesser d_B für den Bolzen im Lager B bei 10facher Sicherheit gegen Bruch. | 3,0 |

Werkstoff: S 275 JR
angenommene Kolbenstangenkraft: $F_B = 25 \text{ kN}$

Abb. 2 Befestigung der Kolbenstange am Schrägaufzug (Lager B)





- 3 Das Eigengewicht und die Nutzlast des Transportwagens greifen im Punkt S_2 an und betragen zusammen $F_2 = 4 \text{ kN}$. Die Rollenpaare an den Achsen C und D laufen auf der Führungsschiene des Schrägaufzuges. Machen Sie für die in Abb. 3 gezeigte Stellung den Transportwagen frei und berechnen Sie die Achslasten F_C und F_D , sowie die Kraft F_S im Zugseil. Die Reibung an den Rollenpaaren wird vernachlässigt.

$$\begin{aligned} l_3 &= 800 \text{ mm} & l_4 &= 200 \text{ mm} \\ l_5 &= 300 \text{ mm} & l_6 &= 100 \text{ mm} \\ \gamma &= 60^\circ & F_2 &= 4 \text{ kN} \end{aligned}$$

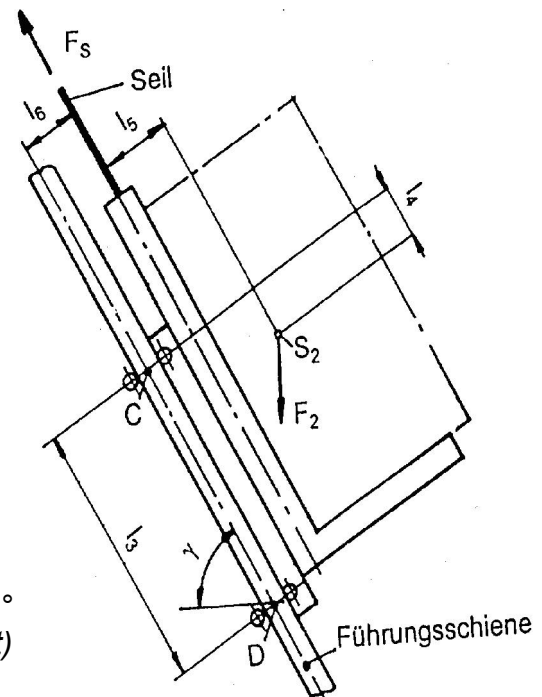


Abb. 3 Transportwagen (Schrägaufzug auf 60° angestellt)

- 4 Der Motor treibt über ein Getriebe die Seiltrommel an, die das Zugseil aufwickelt. Dadurch wird der Transportwagen über eine Ulenkrolle hochgezogen.

Motor:

$$n_M = 2400 \text{ /min}$$

$$M_M = 30 \text{ Nm}$$

Getriebe:

$$\eta_G = 0,72$$

Seiltrommel:

$$F_{S\max} = 4 \text{ kN}$$

$$d_{TR} = 250 \text{ mm}$$

$$v_{Hub} = 60 \text{ m/min}$$

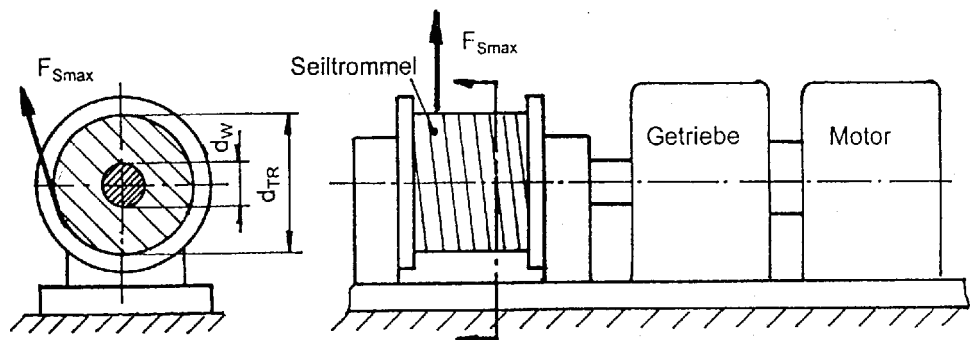


Abb4: Antrieb des Transportwagens

- 4.1 Berechnen Sie die vom Motor abgegebene Leistung. Prüfen Sie nach, ob diese Leistung ausreicht, um den Transportwagen hochzuziehen. Die Reibung in der Seiltrommel und in der Ulenkrolle wird vernachlässigt. 4,0
- 4.2 Berechnen Sie die erforderliche Getriebeübersetzung. 2,0
- 4.3 Bestimmen Sie den Durchmesser d_W der Seiltrommelwelle bei einer zulässigen Torsionsspannung von $\tau_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2$. 3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

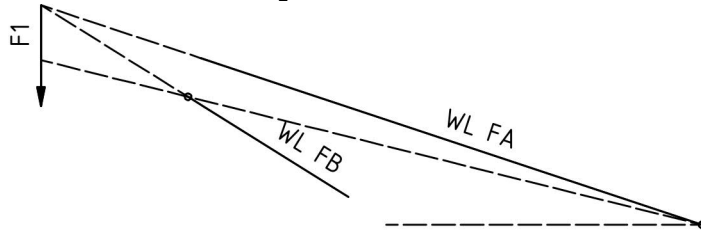


Lösungsvorschlag

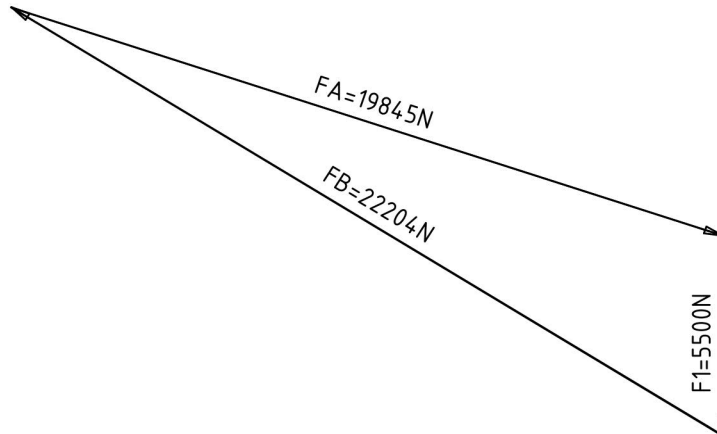
Teilaufgaben:

Punkte
5,5

1 LP Schwenkarm $M_L = 3500 \text{ mm} / 70 \text{ mm}$



KP $M_K = 10000 \text{ N} / 50 \text{ mm}$



3-Kräfte-Verfahren

2 „Gegen Bruch“ kann nur gegen Abscherung bedeuten, da auch übermäßige Flächenpressung nicht zum Bruch führt und andere Belastungen nicht vorliegen.

3,0

$\tau_{aB} = 340 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{340 \text{ N/mm}^2}{10} = 34 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_B}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{25 \text{ kN}}{2 \cdot 34 \text{ N/mm}^2} = 367,6 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 367,6 \text{ mm}^2}{\pi}} = 21,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 22 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)

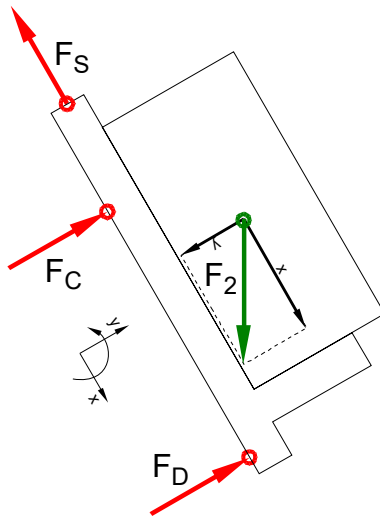
Bolzen \varnothing



3 LS Transportwagen mit Last

Rechnerische Lösung

5,0



Statik rechnerisch (4-Kräfte-Verfahren)

(Drehpunkt im Schnittpunkt von F_S und F_C)

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin \gamma = 4 \text{ kN} \cdot \sin 60^\circ = 3,46 \text{ kN}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos \gamma = 4 \text{ kN} \cdot \cos 60^\circ = 2,0 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{SC} = 0 = F_D \cdot l_3 - F_{2x} \cdot l_5 - F_{2y} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_{2x} \cdot l_5 + F_{2y} \cdot l_4}{l_3} = \frac{3,46 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm} + 2 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm}}{800 \text{ mm}} = 1,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_S + F_{2x} \Rightarrow F_S = F_{2x} = 3,46 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_C + F_D - F_{2y} \Rightarrow$$

$$F_C = F_{2y} - F_D = 2 \text{ kN} - 1,8 \text{ kN} = 0,2 \text{ kN}$$

4

$$4.1 \quad P_{Mmax} = 2 \pi \cdot M_M \cdot n_M = 2 \pi \cdot 30 \text{ Nm} \cdot \frac{2400}{\text{min}} = 7,54 \text{ kW}$$

4,0

$$P_{Serf} = F_S \cdot v_{Hub} = 4 \text{ kN} \cdot \frac{60 \text{ m}}{\text{min}} = 4 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_S}{P_M} \Rightarrow P_{Merf} = \frac{P_{Serf}}{\eta} = \frac{4 \text{ kW}}{0,72} = 5,56 \text{ kW} < P_M \Rightarrow \text{es reicht!}$$

Die vorhandene Motorleistung P_M ist größer als die erforderliche Motorleistung P_{Merf} .

Motorleistung

$$4.2 \quad n_{ab} = \frac{v_{Hub}}{\pi \cdot d} = \frac{60 \text{ m/min}}{\pi \cdot 0,25 \text{ m}} = 76,4 \text{ min}^{-1} = 1,27 \text{ s}^{-1}$$

2,0

$$i = \frac{n_M}{n_{ab}} = \frac{2400 \text{ min}^{-1}}{76,4 \text{ min}^{-1}} = 31,4$$

Übersetzung

$$4.3 \quad M_{Tr} = F_L \cdot \frac{d_{Tr}}{2} = 4 \text{ kN} \cdot \frac{250 \text{ mm}}{2} = 500 \text{ Nm}$$

3,0

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

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

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

Gewählt: $d = 31,5 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Wellendurchmesser

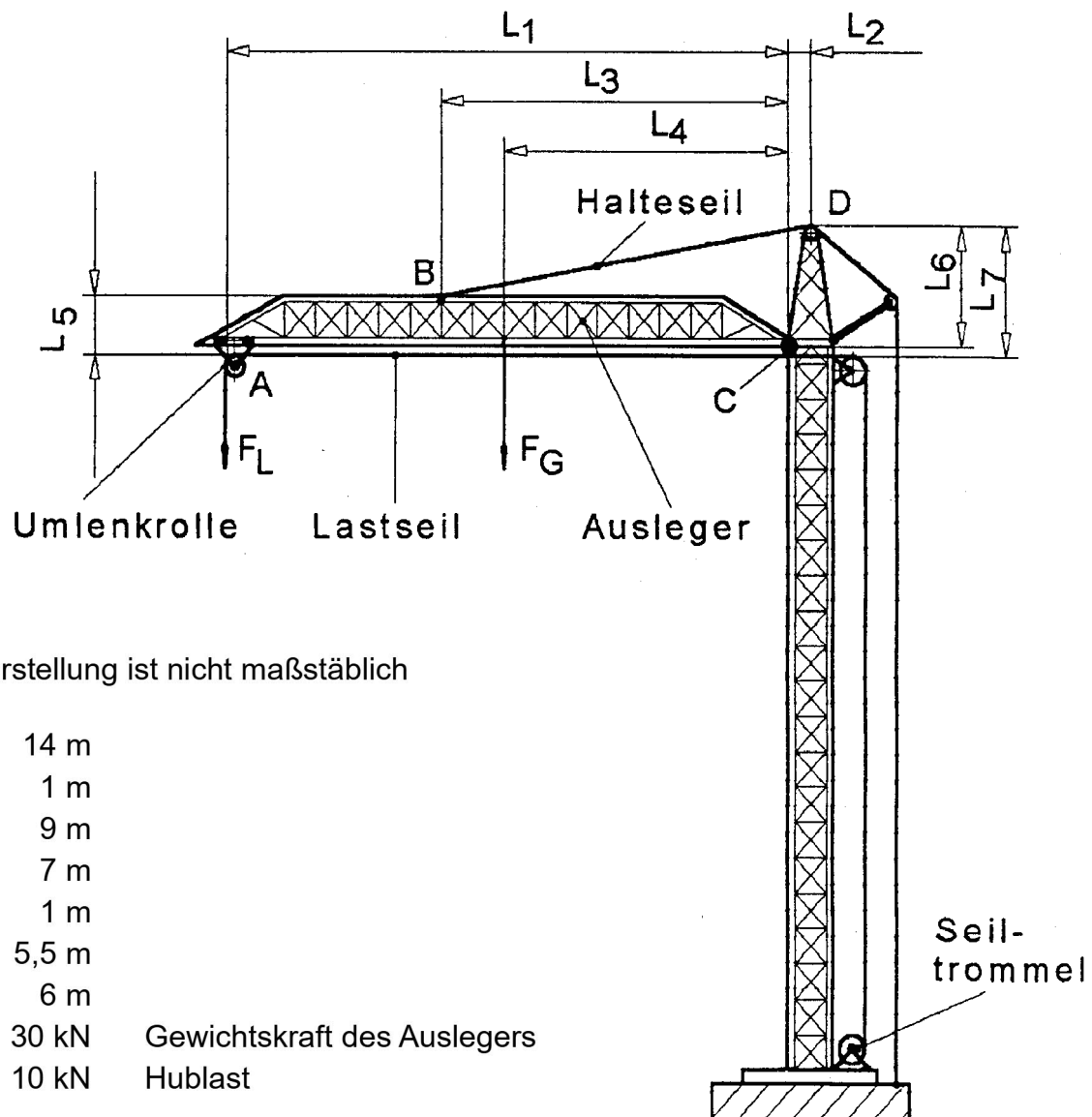
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1999/2000-2: Turmdrehkran

Der skizzierte Turmdrehkran darf in der gezeichneten Lage eine maximale Last von $F_L = 10 \text{ kN}$ heben. Die Hubbewegung erfolgt über eine Seiltrommel, die über einen Motor und ein Schneckengetriebe angetrieben wird.

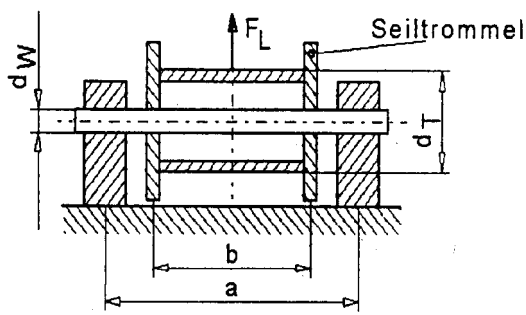


Darstellung ist nicht maßstäblich

L_1	=	14 m	
L_2	=	1 m	
L_3	=	9 m	
L_4	=	7 m	
L_5	=	1 m	
L_6	=	5,5 m	
L_7	=	6 m	
F_G	=	30 kN	Gewichtskraft des Auslegers
F_L	=	10 kN	Hublast

Teilaufgaben:		Punkte
1	Ausleger	2,0
1.1	Machen Sie die Umlenkrolle bei A frei, und berechnen Sie die Lagerkraft F_A .	
1.2	Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte F_B und F_C .	6,0



- 2 Halteseil 3,0
- Wie viele Einzeldrähte werden für das Halteseil benötigt, wenn der Durchmesser der Einzeldrähte $d = 1,2 \text{ mm}$ beträgt, eine vierfache Sicherheit gegen Bruch gegeben sein muss und das Seil eine Zugfestigkeit von $R_m = 1800 \text{ N/mm}^2$ hat. Die Kraft im Halteseil F_B beträgt 110 kN .
- 3 Seiltrommel 3,0
- Die Seiltrommelwelle ist aus C60E gefertigt.
- $a = 800 \text{ mm}$
 $b = 600 \text{ mm}$
 $d_T = 500 \text{ mm}$
- 

1,5

2,0
- 3.1 Berechnen Sie das maximale Biegemoment. 1,5
- 3.2 Ermitteln Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle bei vierfacher Sicherheit bei reiner Biegebeanspruchung und einem Biegemoment von 500 Nm . 2,0
- 3.3 Da außer Biegebeanspruchung auch Torsionsbeanspruchung auftritt, wird für die Seiltrommelwelle ein Durchmesser $d_w = 60 \text{ mm}$ gewählt. Berechnen Sie Sicherheit gegen Verformung bei reiner Torsionsbeanspruchung für die Verdrehgrenze $\tau_{tF} = 400 \text{ N/mm}^2$. 3,0
- 4 Antrieb
- Der Antrieb der Seiltrommel erfolgt über einen Elektromotor und ein Getriebe.
- Daten:
- | | |
|--------------|-------------------------------|
| Motor | $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ |
| Getriebe | $i = 50:1$ |
| Wirkungsgrad | $\eta_G = 0,8$ |
| Seiltrommel | $d_T = 500 \text{ mm}$ |
| Hublast | $F_L = 10 \text{ kN}$ |
- 4.1 Ermitteln Sie die Hubgeschwindigkeit der Last. 3,0
- 4.2 Welche Leistung muss der Elektromotor abgeben? 2,0
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



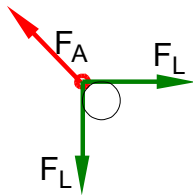
1

1.1 Rechnerische Lösung nach dem Kräfteplan (siehe unten)

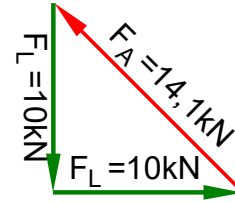
2,0

$$F_A = F_L \cdot \sqrt{2} = 10 \text{ kN} \cdot \sqrt{2} = 14,1 \text{ kN}$$

LS Rolle A

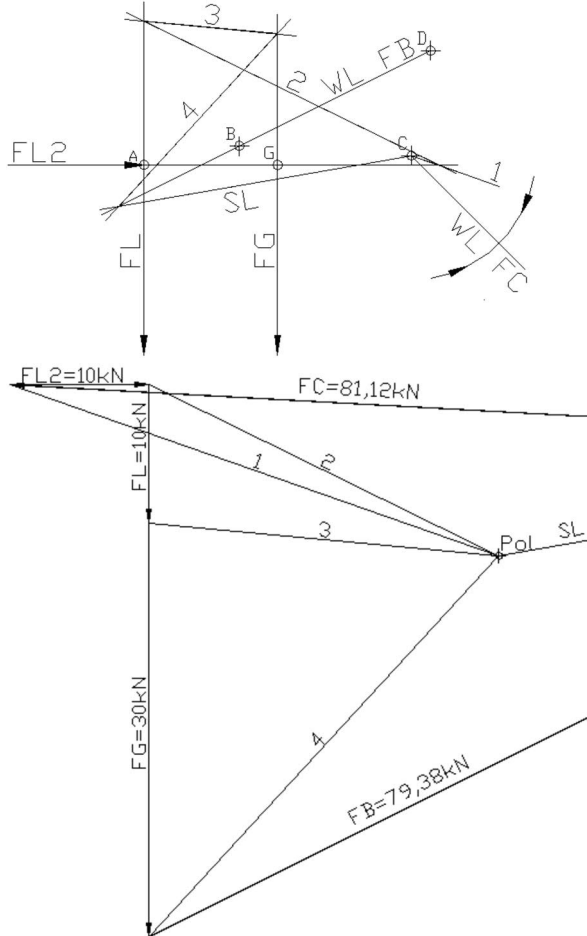


KP $M_K = \dots$

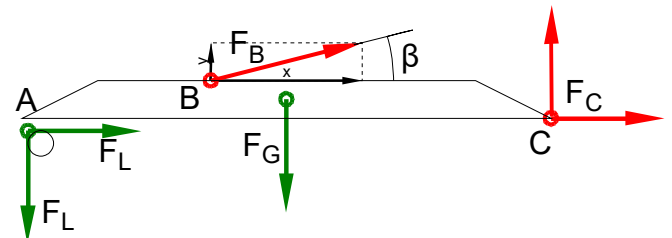


1.2 LP Ausleger $M_L = \dots$

6,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)
Lageplanskizze Ausleger





$$\tan \beta = \frac{l_7 - l_5}{l_3 + l_2} = \frac{6\text{ m} - 1\text{ m}}{9\text{ m} + 1\text{ m}} = \frac{5\text{ m}}{10\text{ m}} \Rightarrow \beta = 26,56^\circ$$

$$\Sigma M_C = 0 = +F_L \cdot l_1 + F_{L2} \cdot (l_7 - l_6) - F_{By} \cdot l_3 - F_{Bx} \cdot (l_5 - l_7 + l_6) + F_G \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$= F_L \cdot l_1 + F_{L2} \cdot (l_7 - l_6) - F_B \cdot \sin \beta \cdot l_3 - F_B \cdot \cos \beta \cdot (l_5 - l_7 + l_6) + F_G \cdot l_4$$

$$F_B = \frac{F_L \cdot l_1 + F_{L2} \cdot (l_7 - l_6) + F_G \cdot l_4}{\sin \beta \cdot l_3 + \cos \beta \cdot (l_5 - l_7 + l_6)} = \frac{10\text{ kN} \cdot 14\text{ m} + 10\text{ kN} \cdot (6 - 5,5)\text{ m} + 30\text{ kN} \cdot 7\text{ m}}{\sin 26,56^\circ \cdot 9\text{ m} + \cos 26,56^\circ \cdot (1 - 6 + 5,5)\text{ m}} = 79,39\text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_L - F_{By} - F_G + F_{Cy} \Rightarrow$$

$$F_{Cx} = -F_{L2} - F_B \cdot \sin \beta + F_G = 10\text{ kN} - 79,39\text{ kN} \cdot \sin 26,56^\circ + 30\text{ kN} = 4,50\text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{L2} + F_{Bx} + F_{Cx} \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = -F_{L2} - F_B \cdot \cos \beta = -10\text{ kN} - 79,39\text{ kN} \cdot \cos 26,56^\circ = -81,0\text{ kN}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(4,50\text{ kN})^2 + (-81,0\text{ kN})^2} = 81,1\text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{4,50\text{ kN}}{-81,0\text{ kN}} = -3,2^\circ$$

$\alpha_C = 3,2^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_C = 176,8^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik (Schlusslinienverfahren), Freimachen anspruchsvoll

2

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

3,0

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_m}{\sqrt{v}} = \frac{1800\text{ N/mm}^2}{4} = 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

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



3

3.1 Die Auflagerkräfte ergeben sich aus Symmetriegründen

1,5

Grafische Lösung

Rechnung zur Grafik

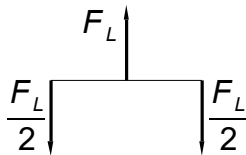
Lageskizze der Seiltrommel

$$M_I = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{II} = M_I + 5 \text{ kN} \cdot 100 \text{ mm} = 500 \text{ Nm}$$

$$M_{III} = M_{II} + 0 \text{ kN} \cdot 600 \text{ mm} = 500 \text{ Nm}$$

$$M_{III} = M_{IV} - 5 \text{ kN} \cdot 100 \text{ mm} = 0 \text{ kNm}$$

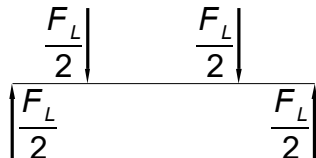


Lageskizze der Seiltrommelwelle

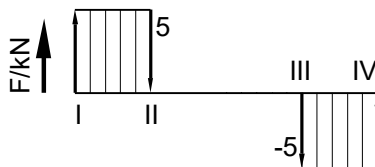
Rechnerische Lösung

$$M_{II}(\text{links}) = M_{III}(\text{rechts}) =$$

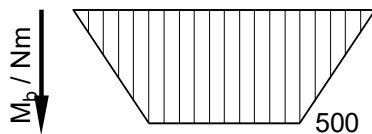
$$= \left| \frac{F_L}{2} \cdot \frac{a-b}{2} \right| = \frac{10 \text{ kN}}{2} \cdot \frac{800 \text{ mm} - 600 \text{ mm}}{2} = 500 \text{ Nm}$$



Querkraftverlauf



Biegemomentenverlauf



Biegemoment ermitteln

3.2 $R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E > 16 mm → [EuroTabM46], S.134 „Vergütungsstähle“)

2,0

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

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

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

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

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

Gewählt: $d = 32 \text{ mm}$ (nächste Größe → TabB „Rundstahl“)

Rundstahl gegen Biegung



$$3.3 \quad M_T = \frac{F_L \cdot d_W}{2} = \frac{10 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm}}{2} = 2500 \text{ Nm}$$

3,0

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

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

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

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

Sicherheit gegen Torsion

4

$$4.1 \quad i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_T = \frac{n_M}{i} = \frac{1500 \text{ min}^{-1}}{50} = 30 \text{ min}^{-1}$$

3,0

$$v_H = \pi \cdot d_T \cdot n_T = \pi \cdot 500 \text{ mm} \cdot 30 \text{ min}^{-1} = 47,1 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hubgeschwindigkeit mit Übersetzung

$$4.2 \quad \eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_H}{\eta_G} = \frac{F_L \cdot v_H}{\eta_G} = \frac{10 \text{ kN} \cdot 0,79 \text{ m/s}}{0,8} = 9,8 \text{ kW}$$

2,0

Leistung

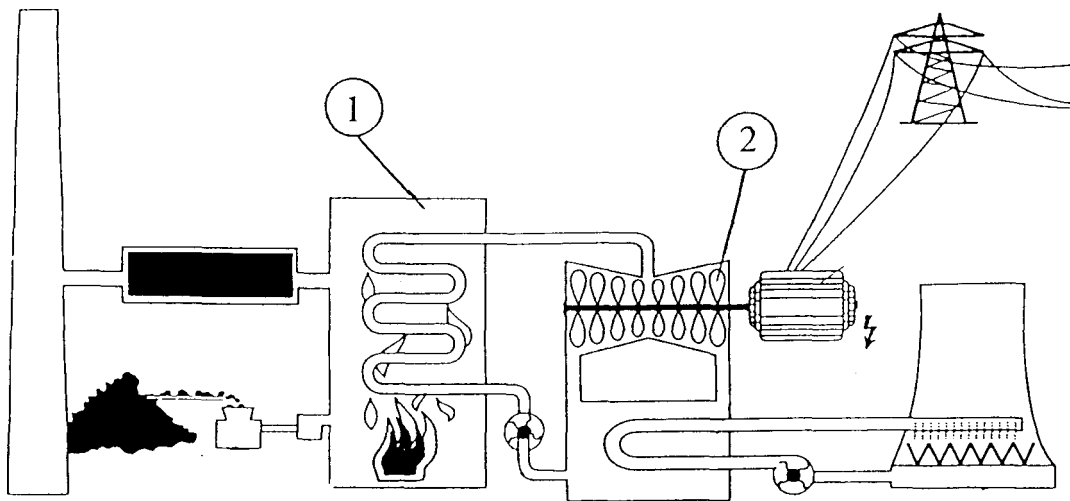
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1999/00-3: Wärmekraftwerk

In einem Wärmekraftwerk wird mittels eines Kreisprozesses durch den Einsatz von Primärenergie elektrische Energie erzeugt.



Teilaufgaben:		Punkte
1	Das obige Bild zeigt die Darstellung eines Wärmekraftwerks. Benennen Sie die Baugruppen 1 und 2 und beschreiben Sie deren Aufgaben.	3,0
2	Zeichnen Sie die Kette der einzelnen Baugruppen eines Wärmekraftwerks in Form von Blockschaltbildern, und geben Sie die dabei auftretenden Energieformen an (Energiewandlungskette).	2,5
3	Von dem Dampfkraftprozess sind folgende Daten bekannt: Druck im Kondensator: $p_{\text{Kond}} = 0,04 \text{ bar}$ Druck im Dampferzeuger $p_{\text{DE}} = 180 \text{ bar}$ Temperatur beim Turbineneintritt: $T_{\text{TE}} = 800 \text{ K}$ Entropie beim Turbinenaustritt: $s_{\text{TA}} = 7,2 \text{ kJ/(kgK)}$	
3.1	Tragen Sie den Prozess im T-s-Diagramm (siehe Arbeitsblatt) ein.	2,5
3.2	Ermitteln Sie mit Hilfe des T-s-Diagramms die im Dampferzeuger zugeführte und die im Kondensator abgeführte spezifische Wärmemenge in kJ/kg näherungsweise.	3,5
3.3	Berechnen Sie die spezifische Nutzarbeit in kJ/kg und den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses.	2,0



- 4 Gesamtwirkungsgrad und Brennstoffmenge
- 4.1 Von den einzelnen Teilen des Wärmekraftwerks sind folgende Wirkungsgrade gegeben 1,5
- der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses beträgt 37%
 - bei der Dampferzeugung im Kessel werden nur 91% der chemischen Energie als Wärme an den Dampf übertragen
 - in den Dampfleitungen treten 2% Verluste auf
 - die Turbine arbeitet mit einem Wirkungsgrad $\eta_T = 0,87$
 - der Generator arbeitet mit $\eta_G = 0,98$.
- Bestimmen Sie den Gesamtwirkungsgrad des Wärmekraftwerks.
- 4.2 Wie viele Tonnen Steinkohle müssen in 24 h verbrannt werden, wenn die abgegebene elektrische Leistung 300 MW beträgt? (1 kgSKE = 29,3MJ) 2,5
- 5 Welches Kühlwasservolumen muss den Kondensator in einer Sekunde durchfließen, wenn das einem Fluss entnommene Wasser sich maximal um 3°C erwärmen darf und die abgeführte Wärmemenge 600 MJ/s beträgt. (c_{H2O} = 4,18 kJ/kgK) 5,0
- 6 In einem Bericht der Süddeutschen Zeitung vom 10.11.1999 heißt es sinngemäß: „Die Regierung will Stromerzeugung durch Kraft-Wärme-Kopplung steuerlich begünstigen.“ 3,0
- Erläutern Sie diese Maßnahme aus energietechnischer Sicht.
-
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma=30,0$

Anlagen:

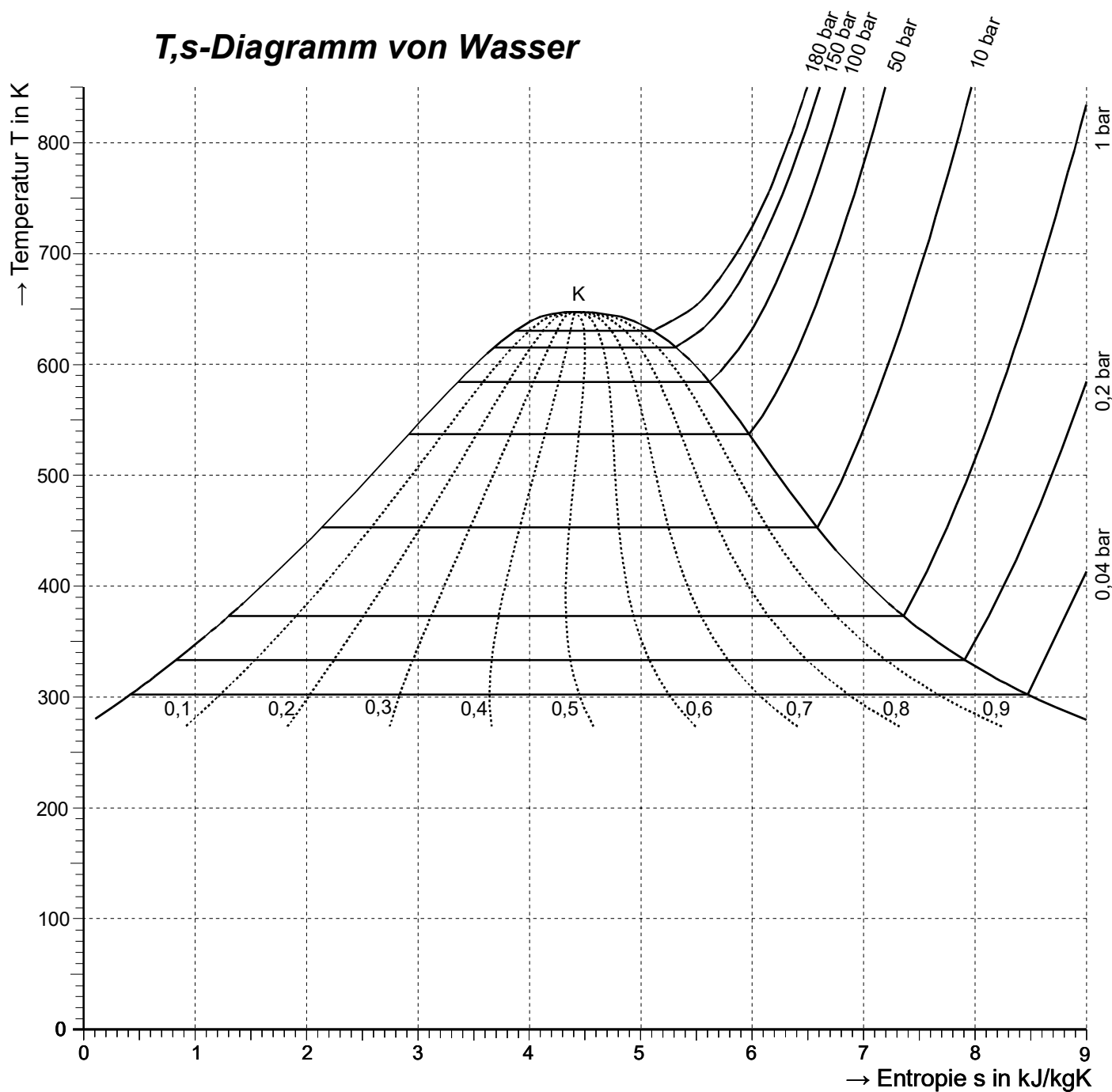
- Formelsammlung Energietechnik für Technisches Gymnasium



Arbeitsblatt

zur Aufgabe 3.1

T,s-Diagramm von Wasser

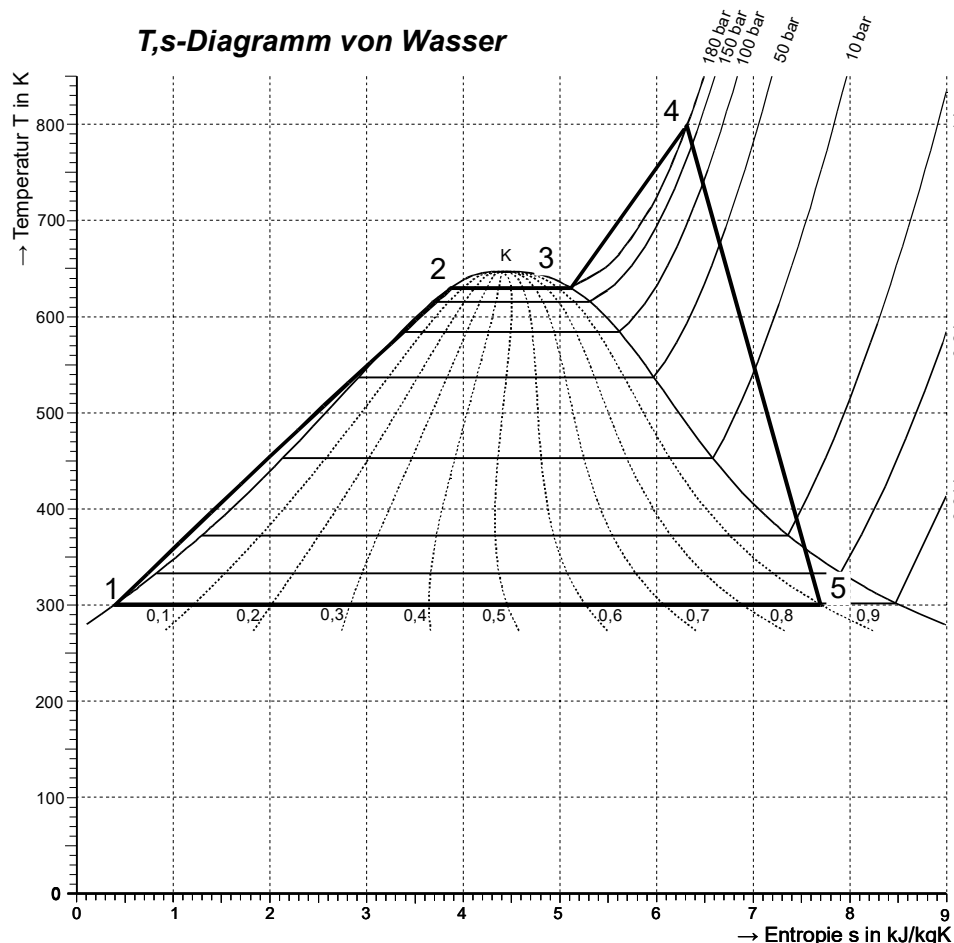




Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

- | | | |
|-----|---|---------------|
| 1 | (1) Dampferzeuger: Durch Verbrennen von fossilen Energieträgern, hier offensichtlich Kohle, wird Wasser erhitzt und verdampft.
(2) Turbine wandelt den Dampfdruck in mechanische Energie um. | Punkte
3,0 |
| 2 | chemische Energie – Dampferzeuger – thermische Energie – Turbine – mechanische Energie – Generator – elektrische Energie | 2,5 |
| 3 | | |
| 3.1 | | 2,5 |



T,s-Diagramm (Wasserdampfprozess)

3.2

$$q_{12} = \frac{T_1 + T_2}{2} \cdot (s_2 - s_1) = \frac{300 + 630}{2} \text{ K} \cdot (0,4 - 0,1) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 1627,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{23} = \frac{T_2 + T_3}{2} \cdot (s_3 - s_2) = \frac{630 + 630}{2} \text{ K} \cdot (0,5 - 0,4) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 756 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \cdot (s_4 - s_3) = \frac{630 + 800}{2} \text{ K} \cdot (0,7 - 0,5) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 858 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{zu} = q_{12} + q_{23} + q_{34} = (1627,5 + 756 + 858) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 3241,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{51} = \frac{T_5 + T_1}{2} \cdot (s_1 - s_5) = \frac{300 + 300}{2} \text{ K} \cdot (0,1 - 0,9) \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = -2040 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{ab} = q_{51} = -2040 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dampfprozess berechnen (Wasser)



3.3 $w_{Nutz} + q_{zu} + q_{ab} = 0 \Rightarrow$ 2,0

$$w_{Nutz} = -q_{zu} - q_{ab} = -3241,5 \frac{kJ}{kg} - (-2040) \frac{kJ}{kg} = -1201,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{therm} = \frac{|w_{Nutz}|}{q_{zu}} = \frac{1201,5 \frac{kJ}{kg}}{3241,5 \frac{kJ}{kg}} = 0,37 = 37\%$$

4

4.1 $\eta_{ges} = \eta_{therm} \cdot \eta_{DE} \cdot \eta_{DL} \cdot \eta_T \cdot \eta_G = 0,37 \cdot 0,91 \cdot 0,98 \cdot 0,87 \cdot 0,98 = 0,281 = 28,1\%$ 1,5

4.2 $\dot{m}_{Kohle} = 3148,1 \frac{t}{24h}$ 2,5

„Alle Berechnungen beziehen sich auf einen Tag:“

$$W_{ab} = P_{ab} \cdot 1 \text{ Tag} = 300 \text{ MW} \cdot 24 \text{ h} = 7200 \text{ MWh} = 25,92 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

$$\eta_{ges} = \frac{W_{ab}}{Q_{zu}} \Rightarrow Q_{zu} = \frac{W_{ab}}{\eta_{ges}} = \frac{25,92 \cdot 10^{12} \text{ J}}{0,281} = 92,2 \cdot 10^{12} \text{ J}$$

$$H_{u(Sk)} = \frac{Q_{zu}}{m_{Sk}} \Rightarrow m_{Sk} = \frac{Q_{zu}}{SKE} = \frac{92,2 \cdot 10^{12} \text{ J}}{29,3 \cdot 10^6 \frac{J}{kg}} = 3,15 \cdot 10^6 \text{ kg} = 3150 \text{ t}$$

= Tagesbedarf von Steinkohle für dieses Kraftwerk.

5 Alle Berechnungen sind auf 1 Sekunde bezogen: 2,0

$$P_{ab} = \frac{Q_{ab}}{t} \Rightarrow Q_{ab} = P_{ab} \cdot t = 600 \frac{MJ}{s} \cdot 1 \text{ s} = 600 \text{ MJ}$$

$$Q_{ab} = m \cdot \Delta T \cdot c \Rightarrow m = \frac{Q_{ab}}{\Delta T \cdot c} = \frac{600 \text{ MJ}}{3^\circ \text{C} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kgK}} = 47800 \text{ kg}$$

$$\rho = \frac{m}{V} \Rightarrow V = \frac{m}{\rho} = \frac{47800 \text{ kg}}{1 \frac{kg}{dm^3}} = 47800 \text{ l} = 47,8 \text{ m}^3$$

Pro Sekunde werden 47,8 m³ Kühlwasser benötigt.

6 Vorüberlegung: Sollte der geäußerte Wille der Regierung tatsächlich umgesetzt werden, würde voraussichtlich vermehrt Abwärme genutzt, die bisher ungenutzt an die Umwelt abgegeben wird. 3,0

Dadurch wird in Industrie und Haushalten der Primärenergieverbrauch verringert mit positiven Nebenwirkungen für Umwelt (CO₂, SO₂ ..), Volkswirtschaft (Energiekosten), Technologie der heimischen Wirtschaft (Umwelttechnik) usw.

Für klassische Wärmekraftwerke bedeutete dies, dass die Abwärmetemperatur erhöht werden müsste, da man mit 40°C schlecht heizen kann. Dadurch sänke die Menge des erzeugten Stromes und vermutlich die Gewinne der Stromerzeuger.

Aber eigentlich zielt diese Antwort eher auf die wirtschaftlichen oder ökologischen und weniger auf die energietechnischen Aspekte dieser Energiepolitik ab.¹³

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. Σ=30,0



tgt HP 1999/00-4: Sense

Werkstoffe:

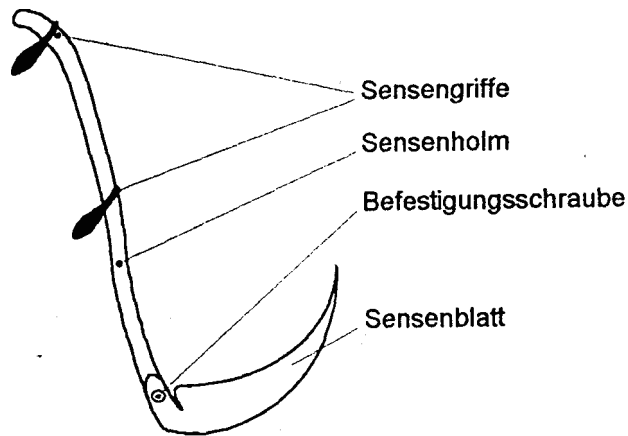
Sensenblatt: C60

Sensenholm: AlSi1

Sensengriffe: AlSi12

Befestigungsschraube:

Festigkeitsklasse 5.6



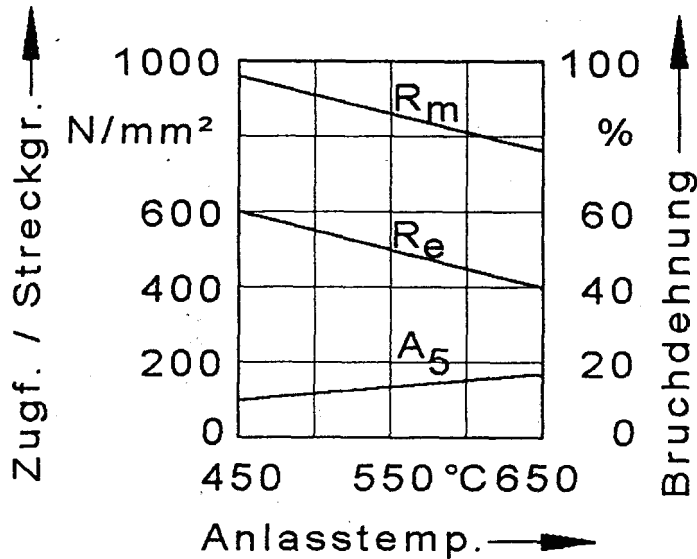
Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Für den Sensenholm und für die Sensengriffe werden Legierungen aus Al und Si verwendet. Der Sensenholm wird aus einem gewalzten Rohr gefertigt. Die Griffe werden gegossen. Das Al-Si- Zustandsdiagramm ist auf dem Arbeitsblatt dargestellt.
 - 1.1 Warum wird für die Sensengriffe die Legierung AlSi12 gewählt ? 2,0
 - 1.2 Zeichnen Sie auf dem Arbeitsblatt die Abkühlungslinien für die Legierungen AlSi1 und AlSi12. Benennen Sie die dabei auftretenden Gefüge und begründen Sie die Knick- und Haltepunkte. 4,0
 - 1.3 Skizzieren Sie die Gefüge beider Legierungen bei Raumtemperatur. 3,0
- 2 Die Befestigungsschraube M8 ist aus einem Stahl der Festigkeitsklasse 5.6 gefertigt.
 - 2.1 Skizzieren Sie auf dem Arbeitsblatt das Spannungs-Dehnungs-Schaubild für diesen Werkstoff maßstäblich bezüglich der Werte R_e , R_m und A . Legen Sie den Maßstab selbst fest. 3,0
(Hinweis: In neueren Tabellenbüchern ist 5.6 nicht mehr aufgelistet. Verwenden Sie stattdessen 5.8 o.ä. sinngemäß.)
 - 2.2 Zur Kontrolle wird aus einer Schraube ein kurzer Probestab mit dem Durchmesser 5 mm gefertigt und im Zugversuch geprüft. 4,0
Wie lang ist dieser Stab nach dem Bruch?
Berechnen Sie F_{max} .



- 3 Das Sensenblatt aus C60 wird auf $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$ vergütet.



- 3.1 Geben Sie die Härtetemperatur und die Anlasstemperatur für diesen Werkstoff an. 2,0
- 3.2 Skizzieren Sie den Ablauf des Vergütens in einem Zeit-Temperatur-Diagramm mit Angabe der entsprechenden Temperaturen. 2,0
- 3.3 Beschreiben Sie die Gefüge- und Eigenschaftsänderungen, wenn der Werkstoff C60 gehärtet wird (Härtetemperatur ca. 50 K über GS-Linie). 3,5
- Wie würden das Gefüge und seine Eigenschaften aussehen, wenn nur 50 K über die PS-Linie erwärmt und dann abgeschreckt würde?

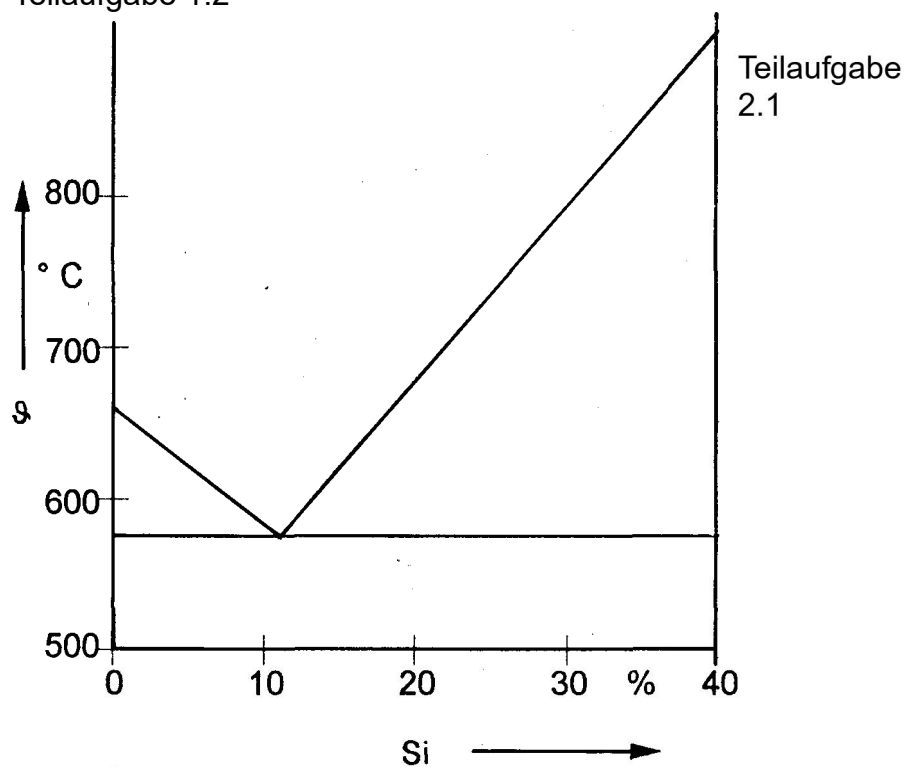
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

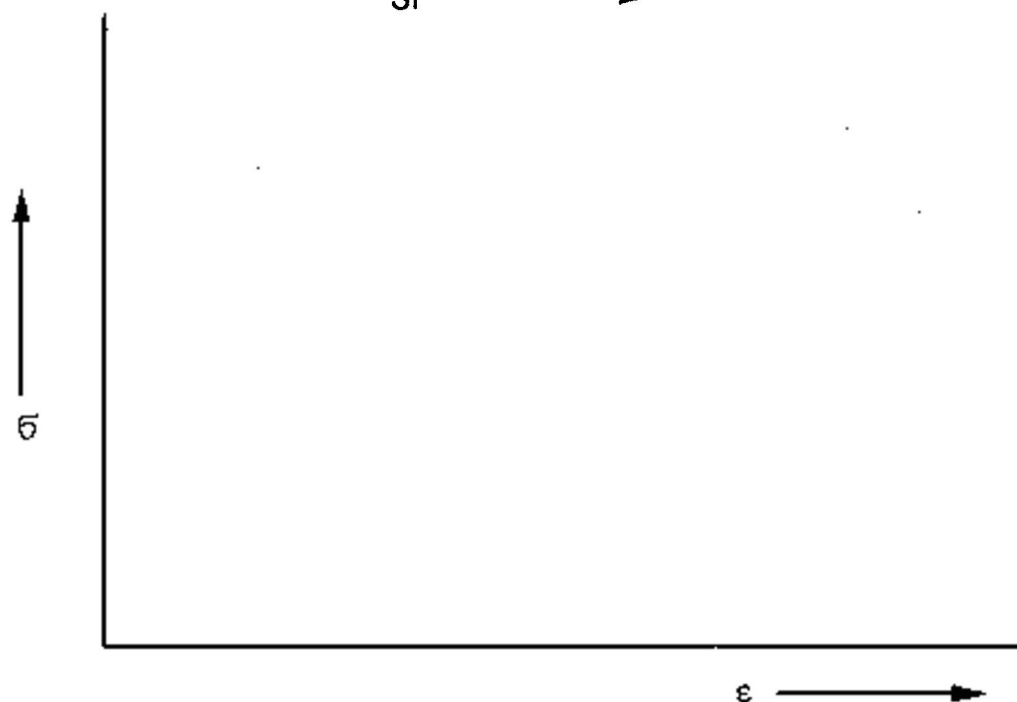
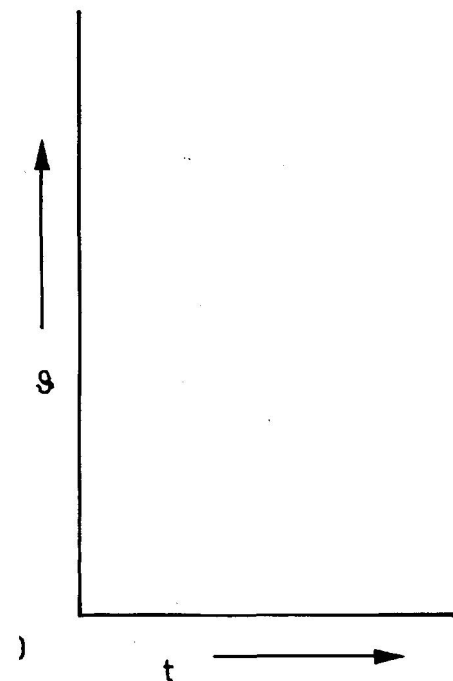


Arbeitsblatt

Teilaufgabe 1.2



Teilaufgabe 2.1





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1

- 1.1 Eine Al-Legierung wird verwendet, weil sie leicht und korrosionsbeständig ist. Die Legierung AlSi12 wird verwendet, weil es eine typische Gusslegierung ist mit den folgenden Eigenschaften: 2,0

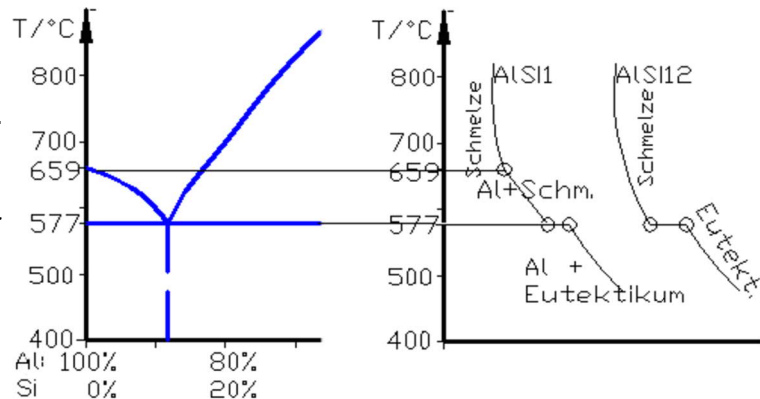
- eutektische Zusammensetzung
- feinkörniges Gefüge mit hoher Festigkeit
- niedrigster Schmelzpunkt des Zweistoffsystems
- dünnflüssig bis kurz vor dem Erstarren und deshalb fähig, die Gussform gut auszufüllen

- 1.2 Zustandsdiagramm Al-Si Abkühlkurven 4,0

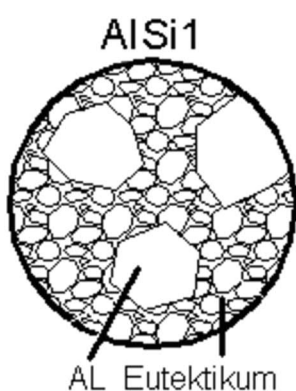
AlSi1: Mit Erreichen der Liquiduslinie (ca. 660°C) beginnen sich Al-Kristalle aus der Schmelze heraus zu bilden. Durch die frei werdende Kristallisationsenergie wird die Abkühlung verlangsamt (oberer Knickpunkt). Bei Erreichen der Soliduslinie (ca. 575°C) erstarrt die restliche Schmelze zum Eutektikum. Dabei wird so viel Energie frei, dass die

Temperatur zeitweilig konstant bleibt (Haltepunkt). Sobald dieser Vorgang abgeschlossen ist, fällt die Temperatur wieder ab.

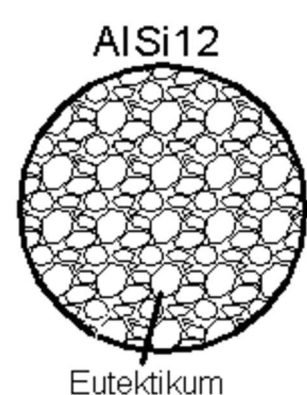
AlSi12: Bei dieser Zusammensetzung entfällt der Knickpunkt, weil die ganze Schmelze gleichzeitig zu Eutektikum erstarrt.



- 1.3



links AlSi1: Al-Kristalle eingebettet in Eutektikum
rechts: AlSi12: reines Eutektikum, bestehend aus feinen Al-Körnern und Si-Körnern.



2,0



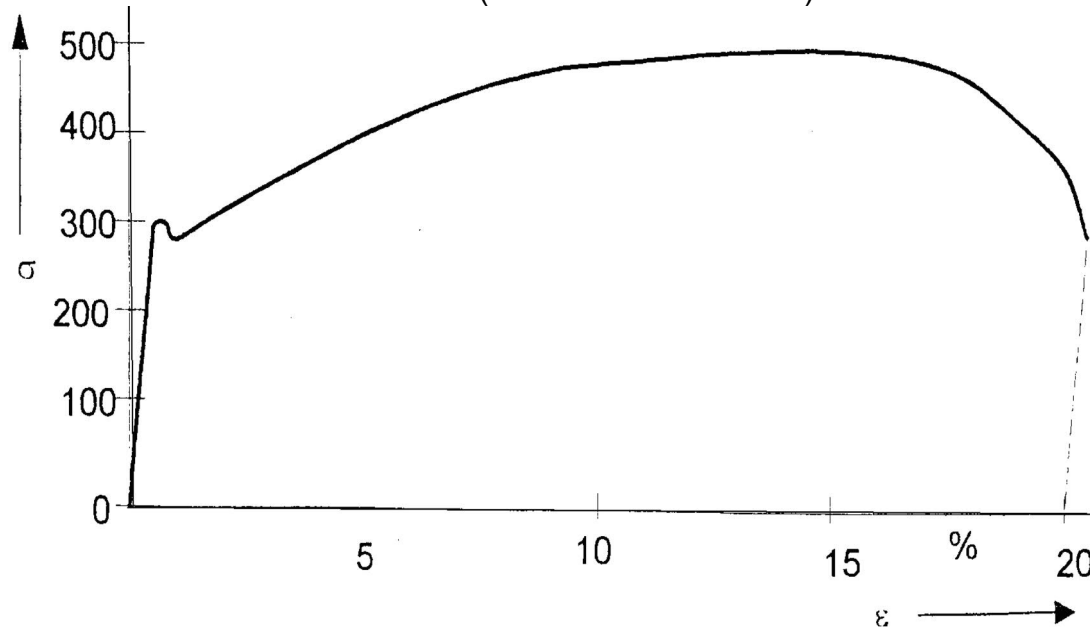
- 2 Hinweis: In neueren Tabellenbüchern ist die Festigkeitsklasse 5.6 nicht mehr aufgeführt und die Bruchdehnung A nicht zu ermitteln.

- 2.1 Aus dem Tabellenbuch oder berechnet:

3,0

$$R_m = 500 \text{ N/mm}^2; R_e = 300 \text{ N/mm}^2$$

Aus dem Tabellenbuch: A = 20% (Mindestwert nach DIN)



- 2.2 Länge nach dem Bruch (der Index 5 in A₅ steht für die Bruchdehnung eines kurzen Proportionalstabes):

4,0

$$L_0 = 5 \cdot d_0 = 5 \cdot 5 \text{ mm} = 25 \text{ mm} \quad \text{für kurzen Proportionalstab}$$

$$A_5 = \frac{L_u - L_0}{L_0} \rightarrow L_u = L_0 + L_0 \cdot A_5 = 25 \text{ mm} + 25 \text{ mm} \cdot 20\% = 30 \text{ mm}$$

Kraft F_{\max} :

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \pi \cdot 5^2 \frac{\text{mm}^2}{4} = 19,63 \text{ mm}^2$$

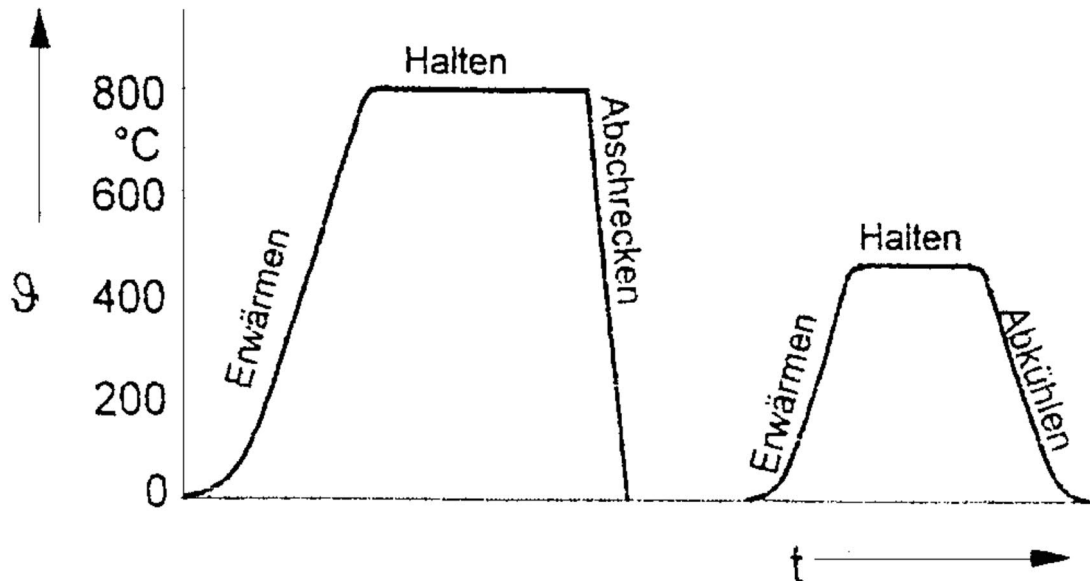
$$F_{\max} = R_{\max} \cdot S_0 = 500 \text{ N/mm}^2 \cdot 19,63 \text{ mm}^2 = 9817,5 \text{ N}$$



3

- 3.1 Die Härtetemperatur liegt ca. 50 °C über der GSK-Linie (ca. 800 °C) oder laut Tabellenbuch bei 800 .. 850 °C. 2,0
Die Anlasstemperatur liegt gemäß Anlassdiagramm bei ca. 510°C

- 3.2 0 2,0



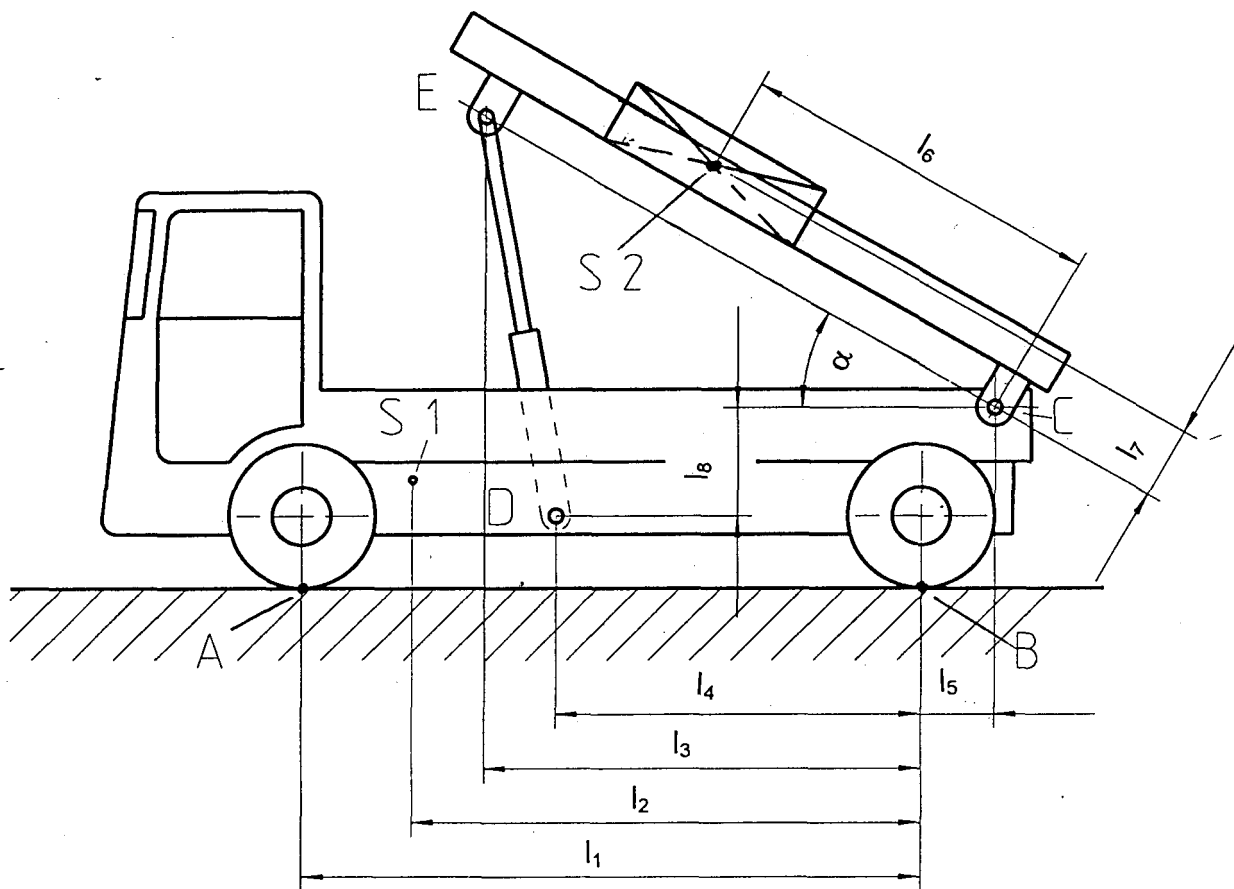
- 3.3 50 K über der GS-Linie besteht C60 aus einem kfz-Gitter mit gelöstem und gleichmäßig verteiltem Kohlenstoff C (Austenit: weich, korrosionsbeständig, unmagnetisch). Beim Abschrecken hat C keine Zeit, aus dem entstehenden krz-Gitter zu diffundieren. Es entsteht ein verspanntes Gefüge (Martensit: hart, fest, spröde). 3,5
50 K über der PS-Linie enthält das Gefüge neben Austenit auch Ferrit (weich, korrosionsunbeständig). Das Ferrit ändert sich beim Abschrecken nicht, das Gefüge nach dem Abschrecken ist deshalb insgesamt weicher.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1998/99-1: Lastkraftwagen



Ein Hubzylinder mittig angeordnet; Lagerstellen C beidseitig.

Abmessungen: $l_1 = 8,5 \text{ m}$ $l_2 = 7,0 \text{ m}$ $l_3 = 6,0 \text{ m}$ $l_4 = 5,0 \text{ m}$
 $l_5 = 1,0 \text{ m}$ $l_6 = 5,0 \text{ m}$ $l_7 = 1,0 \text{ m}$ $l_8 = 1,5 \text{ m}$

Gewichtskraft des LKW: $F_1 = 120 \text{ kN}$
 Masse des Stahlblocks: $m = 7000 \text{ kg}$

Die Gewichtskraft F_1 des LKW greift im Schwerpunkt S_1 und die Gewichtskraft des Stahlblocks F_2 im Schwerpunkt S_2 an.



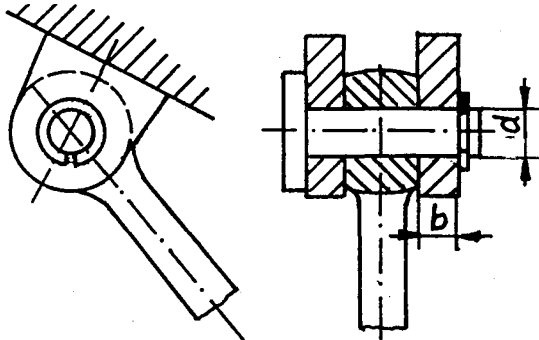
Teilaufgaben:

- | | | |
|---|---|--------|
| | | Punkte |
| 1 | Der Stahlblock soll durch Abrutschen abgeladen werden. Berechnen Sie den Kippwinkel α , bei dem der Stahlblock gerade noch haften bleibt. Die Ladefläche besteht aus trockenen Holzdielen. ($\mu_G = 0,4$, $\mu_H = 0,6$) | 1,5 |

In den Teilaufgaben 2 und 3 liegt der Stahlblock bei einem Kippwinkel von $\alpha = 30^\circ$ auf der Ladefläche.

- | | | |
|---|---|--------|
| | | Punkte |
| 2 | Bestimmen Sie zeichnerisch die Kolbenkraft F_K im Hubzylinder und die Lagerkräfte in C. | 4,5 |
| 3 | Berechnen Sie die Achskräfte in A und B. | 4,0 |
| 4 | Berechnen Sie den erforderlichen Kolbendurchmesser D bei einer wirksamen Kolbenkraft $F_K = 70 \text{ kN}$, einem Hydraulikdruck $p_e = 100 \text{ bar}$ und einem Wirkungsgrad des Zylinders $\eta = 0,9$. | 2,0 |
| 5 | Berechnung der Verbindung im Gelenk E bei einer wirksamen Kolbenkraft $F_K = 70 \text{ kN}$ | |

Gelenk E



- | | | |
|-----|---|--------|
| | | Punkte |
| 5.1 | Berechnen Sie den Durchmesser d des Verbindungsbolzens aus 16MnCr5 im Gelenkpunkt E bei 3-facher Sicherheit gegen Abscheren. | 2,5 |
| 5.2 | In den beiden Laschen ist eine Flächenpressung $p_{zul} = 100 \text{ N/mm}^2$ zulässig. Berechnen Sie die erforderliche Laschenbreite, wenn der Bolzendurchmesser $d = 16 \text{ mm}$ gewählt wurde. | 2,0 |
| 6 | Die Pumpenwelle der Hydraulikanlage erfordert ein Antriebsmoment von $M_p = 100 \text{ Nm}$ bei einer Drehzahl von $n_p = 1000 \text{ min}^{-1}$. Die Pumpe wird vom Fahrzeugmotor über ein einstufiges Getriebe angetrieben: $i = 2,5$; $\eta_G = 0,9$ | |
| 6.1 | Berechnen Sie die abgegebene Motorleistung und die Motordrehzahl. | 3,0 |
| 6.2 | Berechnen Sie den Durchmesser d_p der Pumpenantriebswelle bei $\tau_{tzul} = 80 \text{ N/mm}^2$. | 3,0 |

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 30,0$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



1 LP Stahlblock:

1,5

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Gy} + F_N \Rightarrow F_N = F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha$$

$$F_{RHaft} = F_N \cdot \mu_H = F_{Gy} \cdot \mu_H = F_G \cdot \cos \alpha \cdot \mu_H$$

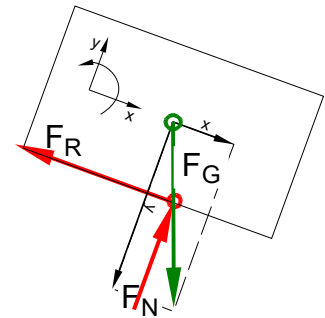
$$\Sigma F_x = 0 = +F_{Gx} - F_R \Rightarrow F_R = F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha$$

Rutschbedingung:

$$F_{RHaft} < F_R$$

$$F_G \cdot \cos \alpha \cdot \mu_H < F_G \cdot \sin \alpha$$

$$\mu_H < \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha \Rightarrow \alpha > \arctan \mu_H = \arctan 0,6 = 30,96^\circ$$



Bei $\alpha = 30,96^\circ$ haftet der Block gerade noch, darüber gerät er ins Rutschen.

Schiefe Ebene mit Reibung

2 rechnerische Lösung

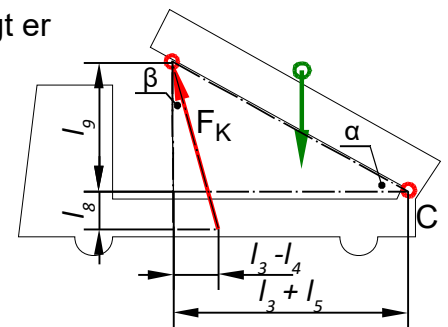
4,5

Diese Aufgabe war für eine grafische Lösung gestellt. Aufgrund ihrer Bemaßung ist sie rechnerisch ziemlich aufwendig.

Einen Winkel β des Hubzylinders braucht man immer. Hier liegt er zwischen dem Zylinder und einer Senkrechten:

$$\tan \alpha = \frac{l_9}{l_3 + l_5} \Rightarrow l_9 = (l_3 + l_5) \cdot \tan \alpha = (6 + 1) m \cdot \tan 30^\circ = 4,04 m$$

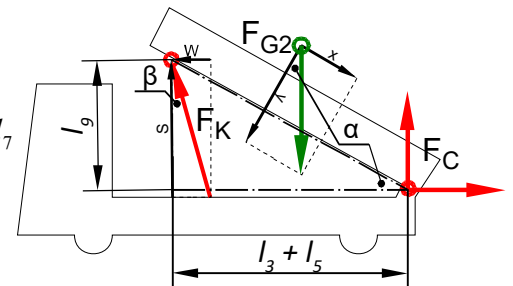
$$\tan \beta = \frac{l_3 - l_4}{l_9 + l_8} \Rightarrow \beta = \arctan \frac{6 - 5}{4,04 + 1,5} \cdot \frac{m}{m} = 10,23^\circ$$



Die Kolbenkraft F_K kann mit der Gleichgewichtsbedingung für (Dreh-) Momente um den Punkt C ermittelt werden, aber die Bemaßung ist für eine Standardlösung nicht geeignet. Hier einige individuelle Lösungen:

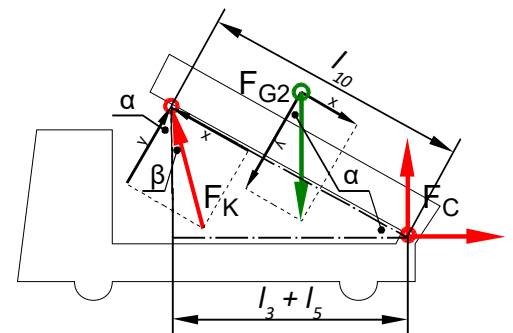
Variante 1: Zerlegung von F_K in waagerechte und senkrechte Komponenten

$$\begin{aligned} \Sigma M_C = 0 &= -F_{KS} \cdot (l_5 + l_3) + F_{KW} \cdot l_9 + F_{G2y} \cdot l_6 - F_{G2x} \cdot l_7 \\ &= -F_K \cdot \cos \beta \cdot (l_3 + l_5) + F_K \cdot \sin \beta \cdot l_9 + F_{G2} \cdot \cos \alpha \cdot l_6 - F_{G2} \cdot \sin \alpha \cdot l_7 \\ F_K &= F_{G2} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot l_6 - \sin \alpha \cdot l_7}{\cos \beta \cdot (l_3 + l_5) - \sin \beta \cdot l_9} \\ &= 70 kN \cdot \frac{\cos 30^\circ \cdot 5 m - \sin 30^\circ \cdot 1 m}{\cos 10,23^\circ \cdot (6 + 1) m - \sin 10,23^\circ \cdot 4,04 m} = 43,45 kN \end{aligned}$$



Variante 2: Zerlegung von F_K in Komponenten, die rechtwinklig und parallel zur Ladefläche liegen

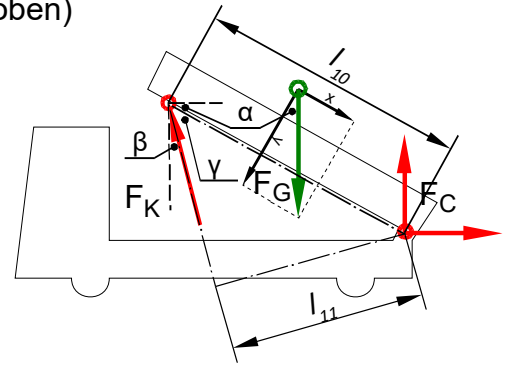
$$\begin{aligned} \Sigma M_C = 0 &= -F_{Ky} \cdot l_{10} + F_{Kx} \cdot 0 + F_{G2y} \cdot l_6 - F_{G2x} \cdot l_7 \\ &= -F_K \cdot \cos(\beta + \alpha) \cdot \frac{l_3 + l_5}{\cos \alpha} + F_{G2} \cdot \cos \alpha \cdot l_6 - F_{G2} \cdot \sin \alpha \cdot l_7 \\ F_K &= F_{G2} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot l_6 - \sin \alpha \cdot l_7}{\cos(\beta + \alpha) \cdot (l_3 + l_5)} \cdot \cos \alpha \\ &= 70 kN \cdot \frac{\cos 30^\circ \cdot 5 m - \sin 30^\circ \cdot 1 m}{\cos(10,23^\circ + 30^\circ) \cdot (6 + 1) m} \cdot \cos 30^\circ = 43,45 kN \end{aligned}$$





Variante 3: Ermittlung des Hebelarmes l_{11} für F_K (l_{10} siehe oben)

$$\begin{aligned}
 l_{11} &= l_{10} \cdot \sin \gamma = \frac{l_3 + l_5}{\cos \alpha} \cdot \sin(90^\circ - \alpha - \beta) \\
 &= \frac{(6+1)m}{\cos 30^\circ} \cdot \sin(90^\circ - 30^\circ - 10,23^\circ) = 6,17 m \\
 \Sigma M_C &= 0 = -F_K \cdot l_{11} + F_{G2y} \cdot l_6 - F_{G2x} \cdot l_7 \\
 F_K &= F_{G2} \cdot \frac{\cos \alpha \cdot l_6 - \sin \alpha \cdot l_7}{l_{11}} \\
 &= 70 kN \cdot \frac{\cos 30^\circ \cdot 5 m - \sin 30^\circ \cdot 1 m}{6,17 m} = 43,45 kN
 \end{aligned}$$



Auch für F_C gibt es mehrere Möglichkeiten. Hier wird mit dem klassischen Koordinatensystem gerechnet (x waagerecht, y senkrecht):

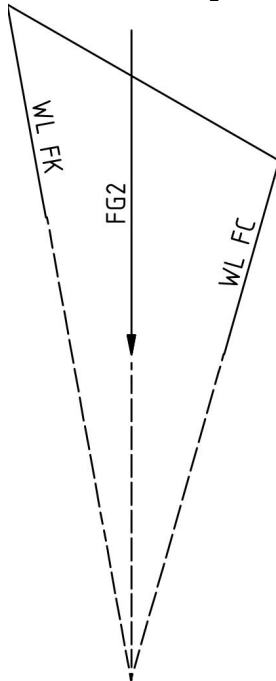
$$\begin{aligned}
 \Sigma F_x &= 0 = -F_{Kx} + F_{Cx} \\
 F_{Cx} &= F_K \cdot \sin \beta = 43,45 kN \cdot \sin 10,23^\circ = 7,72 kN \\
 \Sigma F_y &= 0 = +F_{Ky} - F_{G2} + F_{Cy} \\
 F_{Cy} &= -F_K \cdot \cos \beta + F_{G2} = -43,45 kN \cdot \cos 10,23^\circ + 70 kN = 27,24 kN \\
 F_C &= \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(7,72 kN)^2 + (27,24 kN)^2} = 28,3 kN \\
 \alpha_A &= \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{27,24 kN}{7,72 kN} = 74,2^\circ \text{ nach rechts oben gegen die x-Achse bzw.}
 \end{aligned}$$

rechnerische Lösung (umständliche Berechnung eines Hebelarmes)

Grafische Lösung

LP Pritsche $M_L = 5m/25mm$

KP $M_K = 70kN / 70mm$



3-Kräfte-Verfahren

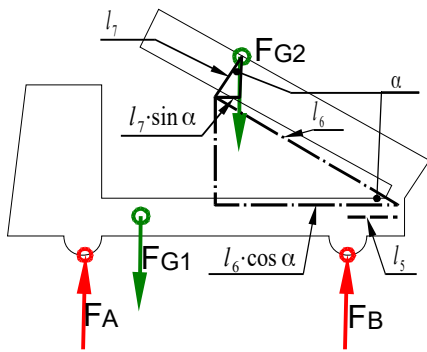




3 LS Lkw

rechnerische Lösung:

4,0



$$l_x = -l_5 + l_6 \cdot \cos \alpha - l_7 \cdot \sin \alpha$$

$$= -1 \text{ m} + 5 \text{ m} \cdot \cos 30^\circ - 1 \text{ m} \cdot \sin 30^\circ = 2,83 \text{ m}$$

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot l_1 + F_1 \cdot l_2 + F_2 \cdot l_x \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_1 \cdot l_2 + F_2 \cdot l_x}{l_1}$$

$$= \frac{120 \text{ kN} \cdot 7 \text{ m} + 70 \text{ kN} \cdot 2,83 \text{ m}}{8,5 \text{ m}} = 122,1 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_1 - F_2 + F_B \Rightarrow$$

$$F_B = F_1 + F_2 - F_A$$

$$= 120 \text{ kN} + 70 \text{ kN} - 122,1 \text{ kN} = 67,9 \text{ kN}$$

rechnerische Lösung (umständliche Berechnung eines Hebelarmes)

$$4 \quad \eta \cdot P_e = \frac{F_K}{A} \Rightarrow A = \frac{F_K}{\eta \cdot P_e} = \frac{70 \text{ kN}}{0,9 \cdot 100 \text{ bar}} = 7777,8 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7777,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 99,5 \text{ mm}$$

Kolbendurchmesser

2,0

5

5.1 $R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ (16MnCr5 \rightarrow [EuroTabM46], S.133)

2,5

$$\tau_{aF} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 590 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 312 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aF}}{v} = \frac{312 \text{ N/mm}^2}{3} = 104 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_K}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{70 \text{ kN}}{2 \cdot 104 \text{ N/mm}^2} = 336,5 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 336,5 \text{ mm}^2}{\pi}} = 20,7 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 22 \text{ mm}$ (\rightarrow TabB „Bolzen“)

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$$5.2 \quad p_{zul} = \frac{F}{2 \cdot A} \Rightarrow$$

2,0

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

$$A = d_B \cdot b \Rightarrow b_{erf} = \frac{A}{d_B} = \frac{350 \text{ mm}^2}{22 \text{ mm}} = 15,9 \text{ mm}$$

Bolzen dimensionieren

6

$$6.1 \quad i = \frac{n_M}{n_P} \Rightarrow n_M = i \cdot n_P = 2,5 \cdot 1000 \text{ min}^{-1} = 2500 \text{ min}^{-1}$$

3,0

$$P_P = 2 \pi \cdot M_P \cdot n_P = 2 \pi \cdot 100 \text{ Nm} \cdot 1000 \text{ min}^{-1} = 10472 \text{ W}$$

$$\eta_G = \frac{P_P}{P_M} \Rightarrow P_M = \frac{P_P}{\eta_G} = \frac{10472 \text{ W}}{0,9} = 11,6 \text{ kW}$$

Motorleistung und -drehzahl



$$6.2 \quad \frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

3,0

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

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

Welle dimensionieren

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

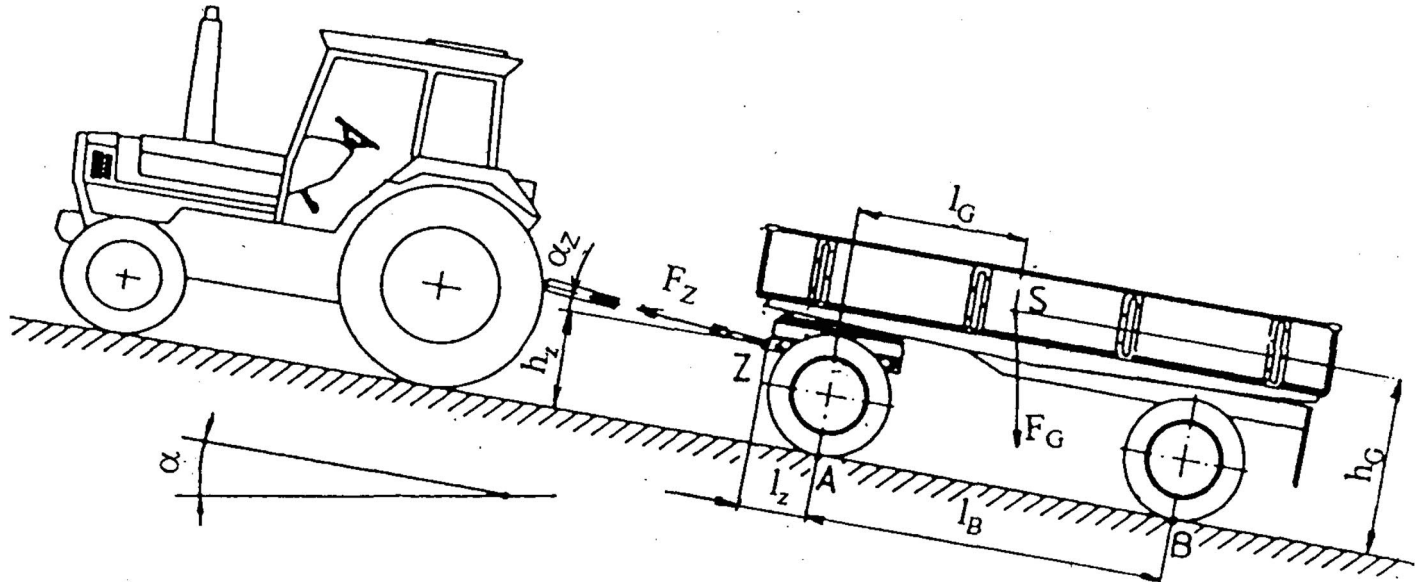
Σ=30,0



tgt HP 1998/99-2: Zugmaschine mit Anhänger

Ein Landwirt transportiert in einem Anhänger Schotter zur Befestigung eines Hofweges. Die Zugmaschine mit Anhänger steht beim Abladen auf einer Gefällstrecke. Die Gewichtskraft F_G (Anhänger und Nutzlast) greift im Schwerpunkt S an, die Zugkraft F_Z im Punkt Z .

Abb. 1

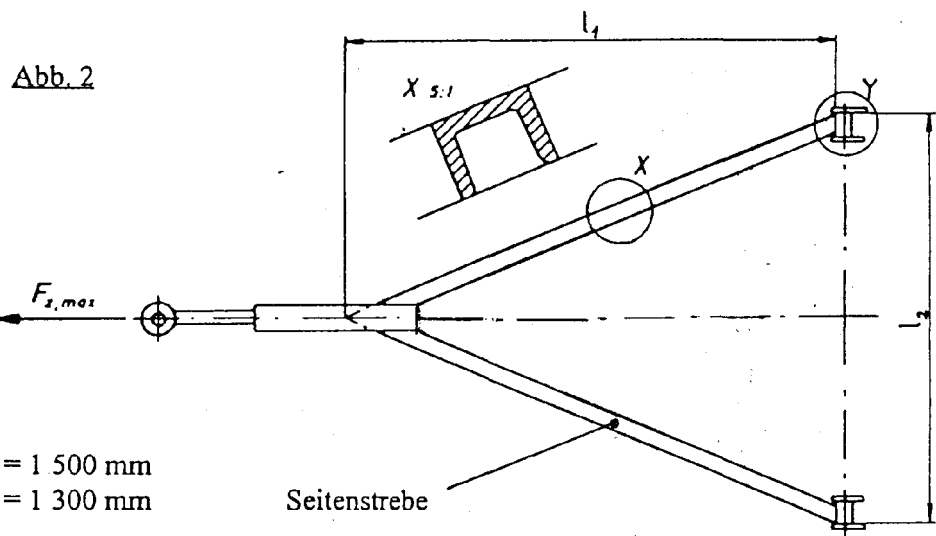


$F_G = 80 \text{ kN}$	$l_G = 1300 \text{ mm}$	$h_Z = 800 \text{ mm}$
$\alpha = 12^\circ$	$h_G = 1400 \text{ mm}$	$l_B = 2800 \text{ mm}$
$\alpha_Z = 6^\circ$	$l_Z = 550 \text{ mm}$	

Teilaufgaben:

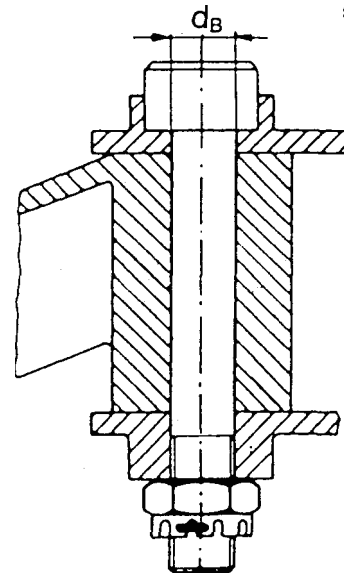
- | | | |
|---|---|---------------|
| 1 | Bestimmen Sie zeichnerisch die Achskräfte in A und B sowie die Zugkraft F_Z . (Der Anhänger ist ungebremst.) | Punkte
6,0 |
| 2 | Die Seitenstreben der Zuggabel sind aus U-Profil DIN 1026 - S235JR. Unter extremen Betriebsbedingungen kann eine maximale Zugkraft von $F_{Z\max} = 38 \text{ kN}$ auftreten. | 5,0 |

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.





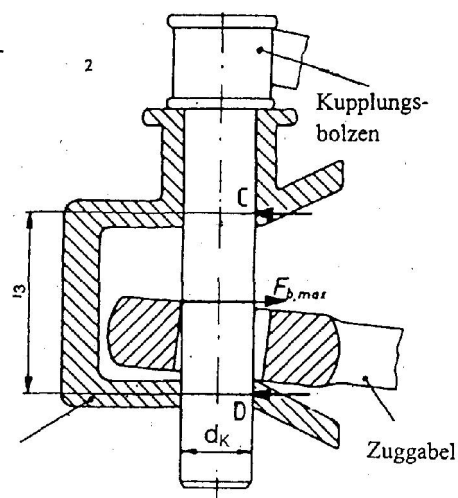
- 3 Der Befestigungsbolzen der Seitenstrebe in Abb. 3 (Einzelheit Y aus Abb. 2) ist aus C35 und hat einen Durchmesser von $d_B = 18$ mm. Wie groß ist die Sicherheit gegen Abscheren bei einer wirksamen Kraft von $F_W = 19$ kN?



3,5

- 4 Bestimmen Sie den Minstdurchmesser d_K des Kupplungsbolzens der Anhängerkupplung bei einer maximalen Kraft von $F_{bmax} = 40$ kN und einer zulässigen Biegespannung von $\sigma_{bzul} = 240$ N/mm².

Zur Berechnung soll angenommen werden, dass die Kräfte vom Kupplungsmaul auf den Bolzen an den Stellen C und D übertragen werden. Die Kraft F_{bmax} von der Zuggabel auf den Bolzen greift in der Mitte von $l_3 = 80$ mm an.



3,0

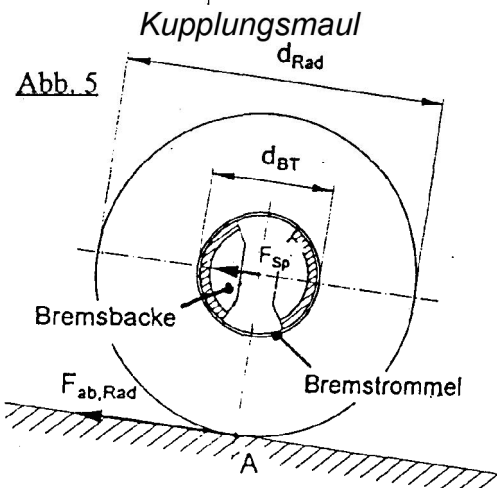
- 5 Der Anhänger wird auf der Gefällstrecke abgestellt und die auf die Räder der Vorderachse wirkende Feststellbremse angezogen. Es wirkt eine Hangabtriebskraft von $F_{ab} = 14$ kN auf beide Vorderräder. (Abb. 5)

$$d_{Rad} = 950 \text{ mm}$$

$$d_{BT} = 408 \text{ mm}$$

- 5.1 Berechnen Sie die notwendige Umfangskraft F_{BT} an der Bremstrommel eines Vorderrades.

- 5.2 An einer Bremsbacke soll die Hälfte der Bremskraft $F_{BT} = 16,3$ kN wirken. Die Reibungszahl zwischen Bremsbelag und Bremstrommel beträgt $\mu = 0,4$. Wie groß ist die erforderliche radiale Spannkraft F_{SP} ?



2,5

2,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=30,0$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben: _____ Punkte

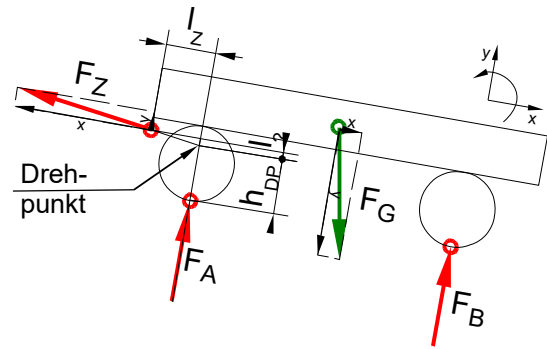


1 LS Anhänger

6,0

Für diese Aufgabe war ursprünglich eine zeichnerische Lösung gefordert.

Um sie rechnerisch lösen zu können und mit der Summe der Drehmomente im Schnittpunkt zweier unbekannter Kräfte zu beginnen, wird zunächst der Schnittpunkt zwischen F_Z und F_A berechnet:



$$\frac{l_{\gamma}}{l_Z} = \tan \alpha_Z \Rightarrow l_{\gamma} = l_Z \cdot \tan \alpha_Z = 550 \text{ mm} \cdot \tan 6^\circ = 57,8 \text{ mm}$$

$$h_{DP} = h_Z - l_{\gamma} = 800 \text{ mm} - 57,8 \text{ mm} = 742,2 \text{ mm}$$

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 80 \text{ kN} \cdot \sin 12^\circ = 16,6 \text{ N}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 80 \text{ kN} \cdot \cos 12^\circ = 78,3 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 = -F_{Gx} \cdot (h_G - h_{DP}) - F_{Gy} \cdot l_G + F_B \cdot l_B \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_{Gx} \cdot (h_G - h_{DP}) + F_{Gy} \cdot l_G}{l_B} = \frac{16,6 \text{ kN} \cdot (1400 - 742,2) \text{ mm} + 78,3 \text{ kN} \cdot 1300 \text{ mm}}{2800 \text{ mm}} = 40,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Zx} + F_{Gx} = -F_Z \cdot \cos \alpha_Z + F_{Gx} \Rightarrow F_Z = \frac{F_{Gx}}{\cos \alpha_Z} = \frac{16,6 \text{ kN}}{\cos 6^\circ} = 16,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Zy} + F_A - F_{Gy} + F_B = F_Z \cdot \sin \alpha_Z + F_A - F_{Gy} + F_B \Rightarrow$$

$$F_A = -F_Z \cdot \sin \alpha_Z + F_{Gy} - F_B = -16,7 \text{ kN} \cdot \sin 6^\circ + 78,3 \text{ kN} - 40,3 \text{ kN} = 36,3 \text{ kN}$$

Bei dieser Aufgabe gibt es auch die Möglichkeit, mit $\Sigma F_x = 0$ zu beginnen.

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Zx} + F_{Gx} \Rightarrow F_{Zx} = F_{Gx} = 16,6 \text{ kN} = F_Z \cdot \cos \alpha_Z \Rightarrow$$

$$F_Z = \frac{F_{Zx}}{\cos \alpha_Z} = \frac{16,6 \text{ kN}}{\cos 6^\circ} = 16,7 \text{ kN}$$

$$F_{Zy} = F_Z \cdot \sin \alpha_Z = 16,7 \text{ kN} \cdot \sin 6^\circ = 1,75 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0 = +F_{Zx} \cdot h_Z - F_{Zy} \cdot l_Z - F_{Gx} \cdot h_G - F_{Gy} \cdot l_G + F_B \cdot l_B \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_{Zx} \cdot h_Z + F_{Zy} \cdot l_Z + F_{Gx} \cdot h_G + F_{Gy} \cdot l_G}{l_B} = \frac{-16,6 \text{ kN} \cdot 800 \text{ mm} + 1,75 \text{ kN} \cdot 550 \text{ mm} + 16,6 \text{ kN} \cdot 1400 \text{ mm} + 78,3 \text{ kN} \cdot 1300 \text{ mm}}{2800 \text{ mm}} = 40,3 \text{ kN}$$

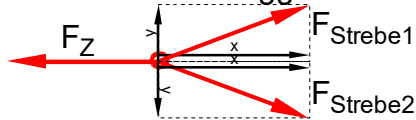
$$\Sigma F_y = 0 = F_{Zy} + F_A - F_{Gy} + F_B \Rightarrow$$

$$F_A = -F_{Zy} + F_{Gy} - F_B = -1,75 \text{ kN} + 78,3 \text{ kN} - 40,3 \text{ kN} = 36,3 \text{ kN}$$

Statik 4-Kräfteverfahren (ungewöhnliche rechnerische Lösung)



2 LS Knoten der Zuggabel



$R_e = 235 \text{ N/mm}^2$ (aus der Bezeichnung von S275)

Winkel α zwischen den Zugstreben:

$$\tan \frac{\alpha}{2} = \frac{l_2}{2 \cdot l_1} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = \arctan \frac{l_2}{2 \cdot l_1} = \arctan \frac{1300 \text{ mm}}{2 \cdot 1500 \text{ mm}} = 23,4^\circ$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_Z + 2 \cdot F_{sx} = -F_Z + 2 \cdot F_s \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \Rightarrow F_s = \frac{F_{Zmax}}{2 \cdot \cos \alpha/2} = \frac{38 \text{ kN}}{2 \cdot \cos 23,4^\circ} = 20,7 \text{ kN}$$

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

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

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

Gewählt wird ein U-Profil DIN 1026 – S235JO – U65 mit einem Querschnitt $S = 903 \text{ mm}^2$ (nicht Teil dieser Aufgabe).



- 3 Sicherheit gegen Abscheren: 3,5
 Wenn im TabB kein Wert für τ_{aB} gegeben ist, wird er aus R_m abgeschätzt.
 $R_m = 520 \text{ N/mm}^2$ (C35 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.133)
- $$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 18^2 \text{ mm}^2}{4} = 254,5 \text{ mm}^2$$
- $$\tau_{aB} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 416 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
- $$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{aB} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$
- $$\tau_a = \frac{F_K}{2 \cdot S} = \frac{19 \text{ kN}}{2 \cdot 254,5} = 37,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$
- $$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{416 \text{ N/mm}^2}{37,3 \text{ N/mm}^2} = 11,1$$
- 4 $\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) 3,0
- $$M_b = \frac{F_{bmax} \cdot l_3}{4} = \frac{40 \text{ kN} \cdot 80 \text{ mm}}{4} = 800 \text{ Nm}$$
- $$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \Rightarrow$$
- $$W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{800 \text{ Nm}}{240 \text{ N/mm}^2} = 3,33 \text{ cm}^3$$
- $$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d_K = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 11,68 \text{ cm}^3}{\pi}} = 49,2 \text{ mm}$$
- 5
- 5.1 LS Rad mit Bremsstrommel: Die Normal- (F_{Sp}) und Reibkräfte ($F_{BT}/2$) werden von den beiden Bremsbacken auf die Bremsstrommel übertragen. F_{Sp} heben sich auf und spielen keine Rolle. Die Reibkräfte $F_{BT}/2$ heben sich kräftemäßig ebenfalls auf, addieren sich aber beim Drehmoment. 2,5
-
- $$\Sigma M_{Achse} = 0 = -F_{abRad} \cdot \frac{d_{rad}}{2} + 2 \cdot \frac{F_{BT}}{2} \cdot \frac{d_{BT}}{2} \Rightarrow$$
- $$F_{BT} = F_{abRad} \cdot \frac{d_{Rad}}{d_{BT}} = \frac{F_{ab}}{2} \cdot \frac{d_{Rad}}{d_{BT}} = \frac{14 \text{ kN}}{2} \cdot \frac{950 \text{ mm}}{408 \text{ mm}} = 16,3 \text{ kN}$$
- 5.2 $F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow \frac{F_{Bt}}{2} = F_{Sp} \cdot \mu \Rightarrow F_{Sp} = \frac{F_{BT}}{2 \cdot \mu} = \frac{16,3 \text{ kN}}{2 \cdot 0,4} = 20,4 \text{ kN}$ 2,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

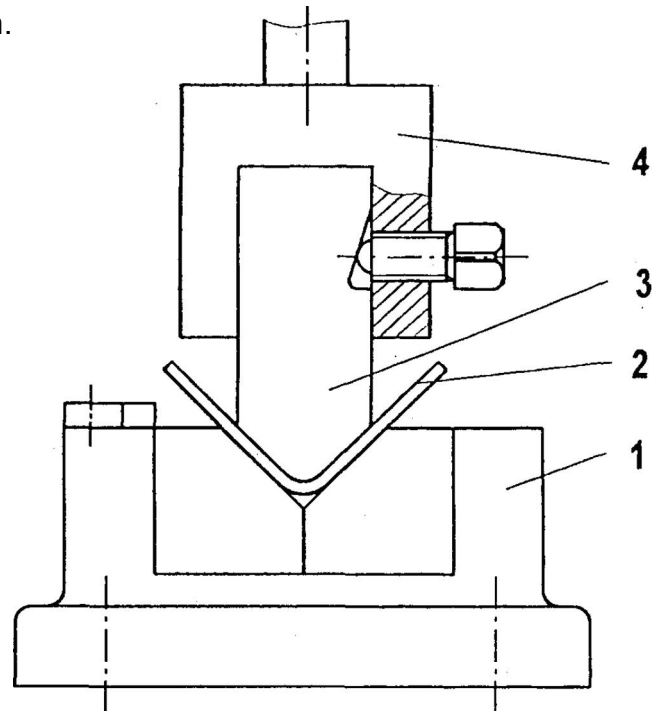
$\Sigma = 30,0$



tgt HP 1998/99-4: Biegevorrichtung

Aus Blechstreifen werden V-förmige Winkel gebogen.

Pos.	Bezeichnung	Werkstoff
1	Grundkörper	EN-GJL-250
2	Blechwinkel	S 235 JR
3	Biegestempel	C 80 W1
4	Stempelhalter	E 295



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Die Werkstoffeigenschaften des Stahlbleches werden durch einen Zugversuch überprüft. Verwendet wird eine Zugprobe der Länge $L_0 = 80 \text{ mm}$, Breite $b_0 = 25 \text{ mm}$, und der Dicke $a_0 = 8 \text{ mm}$. Aufgenommen wurde ein Kraft-Verlängerungs-Diagramm (Arbeitsblatt) und folgende Messwerte:
 Höchstzugkraft $F_m = 86 \text{ kN}$;
 Messlänge nach Bruch $L_u = 92 \text{ mm}$
- 1.1 Erstellen Sie aufgrund der Messwerte die Skalierung für die Achsen des Kraft-Verlängerungs-Diagrammes (Arbeitsblatt). 2,0
- 1.2 Bestimmen Sie die Streckgrenze, die Zugfestigkeit und Bruchdehnung. 3,0
- 1.3 Berechnen Sie für einen E-Modul von 210000 N/mm^2 die elastische und plastische Dehnung bei einer Zugkraft $F = 65 \text{ kN}$. 3,0
- 1.4 Welche Bedeutung hat die Größe der elastischen und plastischen Dehnung für das Biegen der Winkel ? 1,5

tgt HP 1998/99-4: Biegevorrichtung

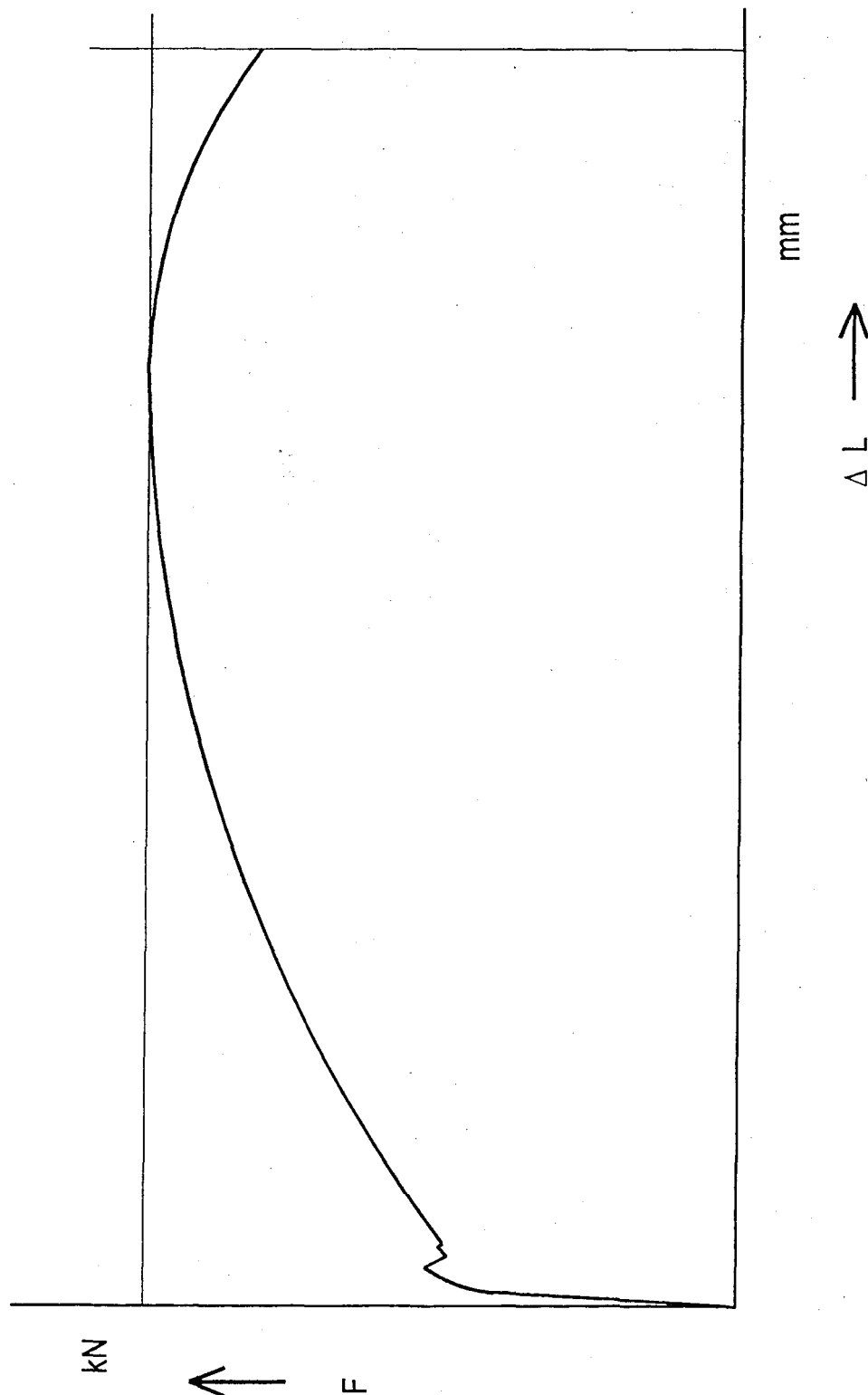


- 2 Die Härte des Grundkörpers soll nach Brinell mit einer Prüfkugel $D = 5 \text{ mm}$ und einer Einwirkdauer von $10 \dots 15 \text{ s}$ geprüft werden.
- 2.1 Warum eignet sich dieses Härteprüfverfahren ? 1,0
- 2.2 Bestimmen Sie einen geeigneten Belastungsgrad und die einzustellende Prüfkraft. 1,0
- 2.3 Berechnen Sie die Brinellhärte für einen gemessenen Abdruckdurchmesser $d = 2,06 \text{ mm}$, und geben Sie diese normgerecht an. 2,0
- 3 Für den Stempelhalter wurde ein Stahl mit $0,3 \% \text{ C}$ verwendet.
- 3.1 Skizzieren und beschriften Sie ein Gefügebild des Stahles im normalgeglühten Zustand bei Raumtemperatur. 1,0
- 3.2 Berechnen Sie die prozentualen Anteile der Gefügebestandteile bei Raumtemperatur. 2,0
- 4 Der Biegestempel wird gehärtet.
- 4.1 Welche Eigenschaften des Biegestempels sollen durch das Härten verbessert werden ? 1,0
- 4.2 Geben Sie die Härtetemperatur an, und beschreiben Sie die Vorgänge im Gefüge bei dieser Wärmebehandlung. 3,0
- 4.3 Welche Wärmebehandlung muss unmittelbar nach dem Abschrecken durchgeführt werden ? 2,0
- Wie werden dadurch die mechanischen Eigenschaften beeinflusst ?
-
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma = 22,5$



Arbeitsblatt zu Teilaufgabe 1

Kraft-Verlängerungs-Diagramm





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

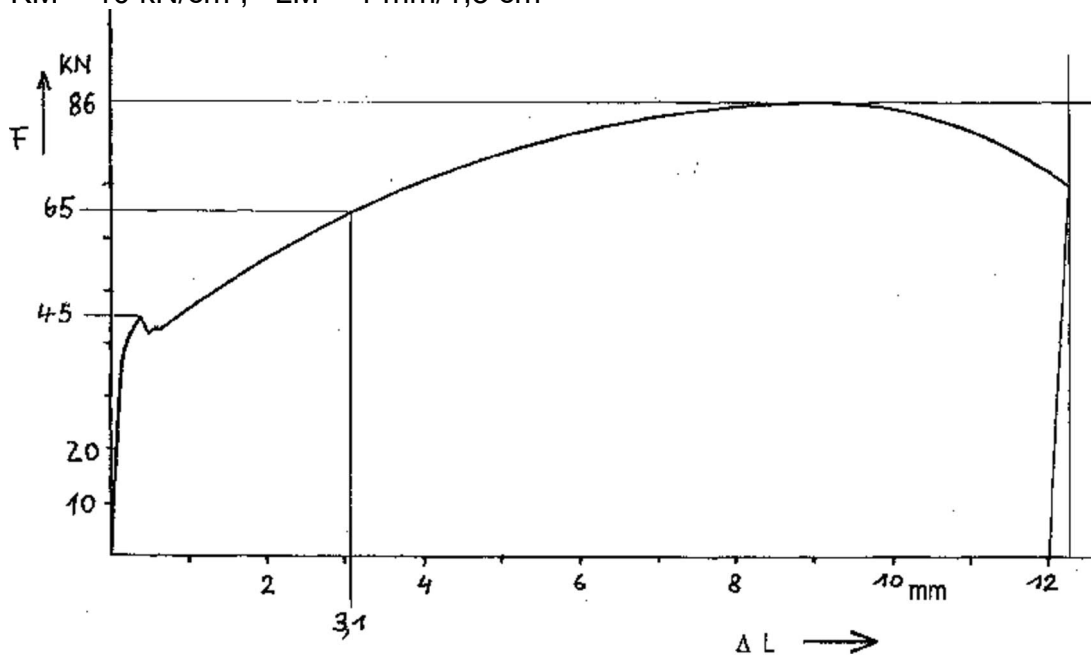
Punkte



1

1.1 $KM = 10 \text{ kN/cm}$; $LM = 1 \text{ mm}/1,5 \text{ cm}$

2,0

1.2 $S_0 = a_0 \cdot b_0 = 8 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm} = 200 \text{ mm}^2$

3,0

$$R_e = \frac{F_e}{S_0} = \frac{45 \text{ kN}}{200 \text{ mm}^2} = 225 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0} = \frac{86 \text{ kN}}{200 \text{ mm}^2} = 430 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

1.3 $\epsilon_{el} = \frac{F}{S_0 \cdot E} = \frac{65 \text{ kN}}{200 \text{ mm}^2 \cdot 210 \text{ kN/mm}^2} = 0,155 \%$

3,0

$$\epsilon_{ges} = \frac{\Delta L}{L_0} = \frac{3,1 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} = 3,875 \%$$

$$\epsilon_{pl} = \epsilon_{ges} - \epsilon_{el} = 3,875 \% - 0,155 \% = 3,72 \%$$

1.4 Durch den plastischen Anteil der Verformung wird der Winkel gebogen. Wegen des elastischen Anteils und der daraus folgenden Rückfederung muss der Winkel überbogen werden.

1,5

2

2.1 GJL—250 ist ein Werkstoff mit einem heterogenen Gefüge aus harten und weichen Bestandteilen. Der vergleichsweise große Abdruck der Kugel liefert eine durchschnittliche Härte der Bestandteile.

1,0

2.2 Belastungsgrad $C = 30$

1,0

$$F = \frac{C \cdot D^2}{0,102} = \frac{30 \cdot 5^2}{0,102} = 7353 \text{ N}$$

2.3 215 HB 5/750 aus $HB = \frac{0,204 \cdot F}{\pi \cdot D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} = \frac{0,204 \cdot 7353}{\pi \cdot 5(5 - \sqrt{5^2 - 2,06^2})} = 215$

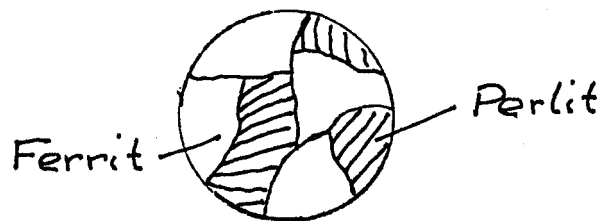
2,0



3

3.1

1,0



3.2

$$\text{Perlitanteil} = \frac{0,3-0}{0,8-0} = 0,375 = 37,5\%$$

2,0

$$\text{Ferritanteil} = \frac{0,8-0,3}{0,8-0} = 0,625 = 62,5\%$$

4

4.1 Druckfestigkeit und Härte (Verschleißfestigkeit) des Biegestempels.

1,0

4.2 Härtetemperatur ca. 780 - 810 ° C

3,0

Erwärmen: Bei 723 °C Umwandlung des Perlits mit krz-Fe-Kristallgitter in Austenit mit kfz – Kristallgitter

Halten: C-Diffusion in das kfz-Fe-Gitter des Austenits

Abschrecken: Bei Erreichen der kritischen Abkühlgeschwindigkeit entsteht tetragonaler Martensit

4.3 Anlassen bei 150... 250°C. Verspannungen im Gefüge werden teilweise gelöst. Die Härte nimmt nur unwesentlich ab.

2,0

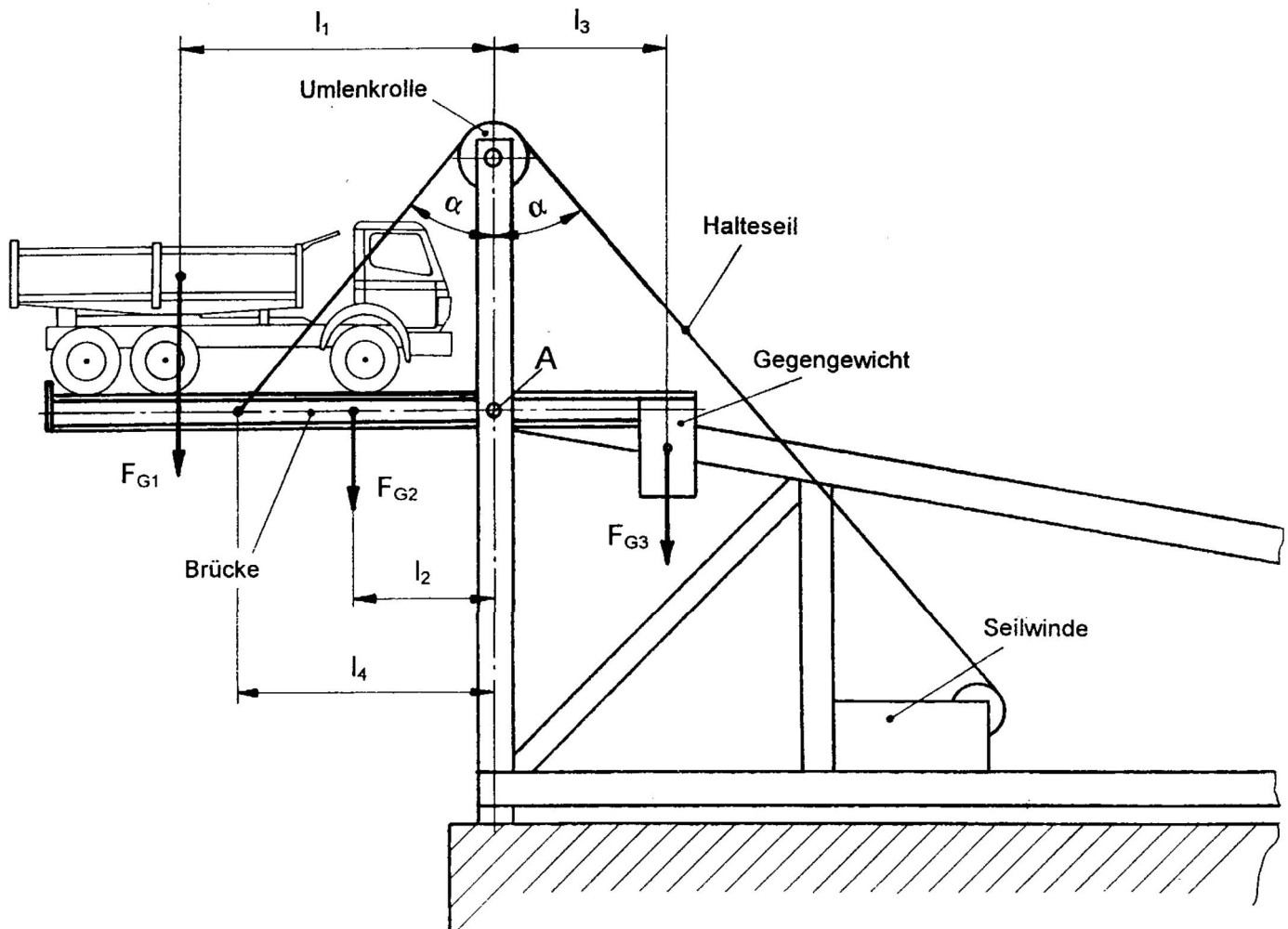
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1997/98-1: Verladeanlage

Mit Hilfe der skizzierten Verladeanlage wird Schüttgut vom Lkw auf Schiffe verladen. Beim An- und Ablegen der Schiffe muss wegen der Aufbauten und Masten die Brücke der Verladeanlage durch eine Seilwinde aus der Waagrechten um den Punkt A geschwenkt werden. Die Brücke besteht aus zwei Trägern.

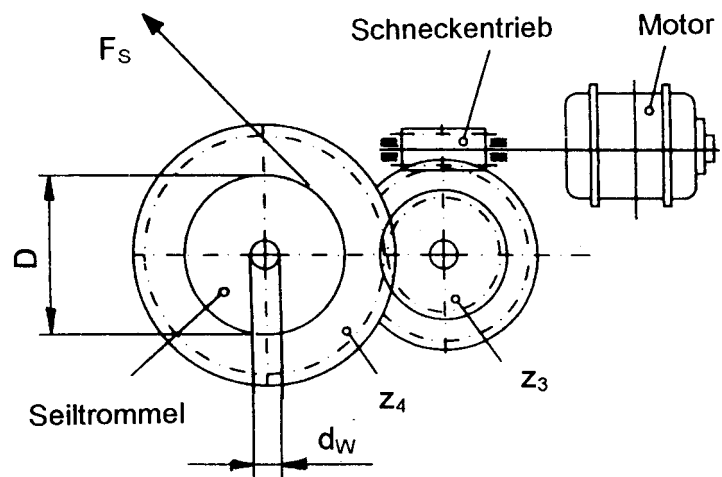
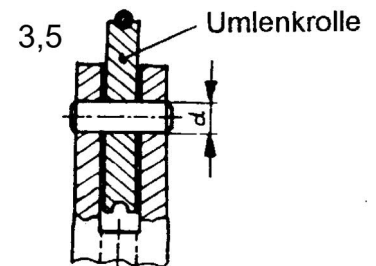


Alle Kräfte sind auf eine Seite bezogen.

Gewichtskraft des Lkw:	$F_{G1} =$	75 kN	$l_1 =$	5,5 m
Gewichtskraft der Brücke:	$F_{G2} =$	20 kN	$l_2 =$	2,5 m
Gegengewichtskraft:	$F_{G3} =$	40 kN	$l_3 =$	3,0 m
			$l_4 =$	4,5 m
			$\alpha =$	40°



	Teilaufgaben	Punkte
1	Ermitteln Sie zeichnerisch die Kraft F_S im Halteseil und die Lagerkraft F_A im Punkt A. Für alle weiteren Teilaufgaben gilt: Kraft im Halteseil $F_S = 100 \text{ kN}$	6,0
2	Berechnen Sie das maximale Biegemoment in einem Brückenträger. Vereinfacht können Sie annehmen, dass die Radkräfte des Lkw durch F_{G1} ersetzt werden.	3,0
2.2	Bestimmen Sie einen geeigneten mittelseitigen I-Träger (IPE) aus S335 bei 3facher Sicherheit gegen Verformung.	3,0
3	Das Halteseil ist aus 1,2 mm dicken Stahldrähten mit $R_m = 1600 \text{ N/mm}^2$ hergestellt. Berechnen Sie die Anzahl der Einzeldrähte, wenn 4fache Sicherheit gegen Bruch gefordert ist.	2,0
4	Berechnen Sie den Durchmesser d des Bolzens aus C45 (vergütet) in der Umlenkrolle bei 4facher Sicherheit gegen Abscheren.	3,5
5	Zwischen Elektromotor und Seil sitzt ein Schnecken- und ein einstufiger Stirnradtrieb.	
	<p>Motor</p> $n_w = 1400 \frac{1}{\text{min}}$ <p>Schneckentrieb</p> $i_1 = 30:1$ $\eta_1 = 0,8$ <p>Stirnradtrieb</p> $z_3 = 18$ $z_4 = 85$ $\eta_2 = 0,95$ <p>Seiltrommel</p> $D = 300 \text{ mm}$	
5.1	Berechnen Sie die erforderliche Leistung des Elektromotors.	3,0
5.2	Bestimmen Sie den Durchmesser d_w der Seiltrommelwelle für $\tau_{zul} = 90 \text{ N/mm}^2$.	2,0
	$\Sigma=22,5$	

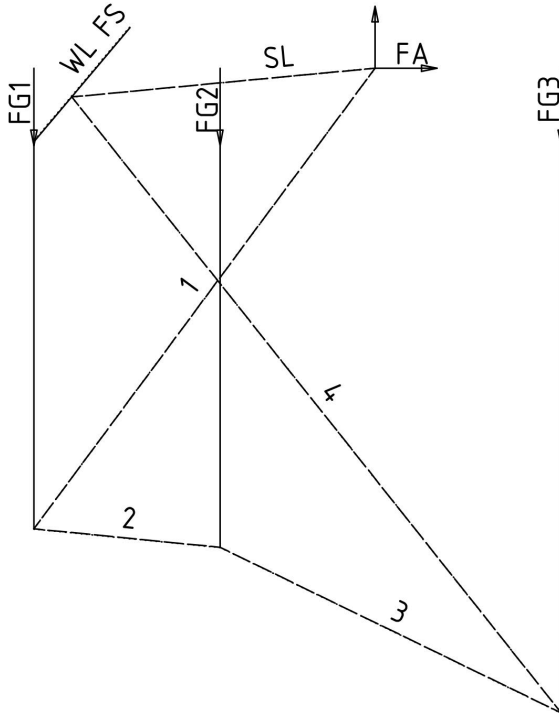




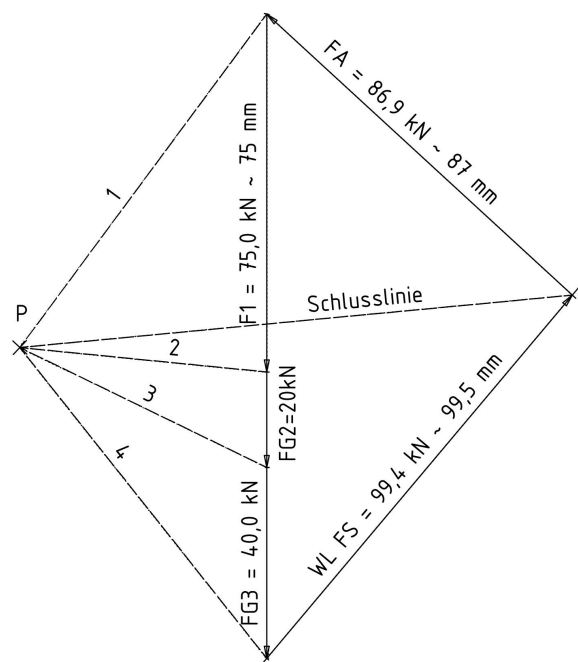
Lösungen

Punkte

Punkte

1 Lageplan Brücke $M_L = 1\text{ m} / 10\text{ mm}$ Kräfteplan $M_K = 10\text{ kN}/10\text{ mm}$

6,0



rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\Sigma M_A = 0 = F_{G1} \cdot l_1 - F_S \cdot l_4 \cdot \cos \alpha + F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_S = \frac{F_{G1} \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot l_3}{l_4 \cdot \cos \alpha}$$

$$= \frac{75\text{ kN} \cdot 5,5\text{ m} + 20\text{ kN} \cdot 2,5\text{ m} - 40\text{ kN} \cdot 3,0\text{ m}}{4,5\text{ m} \cdot \cos 40^\circ} = 99,35\text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_S \cdot \sin \alpha + F_{Ax} \Rightarrow F_{Ax} = -F_S \cdot \sin \alpha = -99,35\text{ kN} \cdot \sin 40^\circ = -63,9\text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_S \cdot \cos \alpha - F_{G2} + F_{Ay} - F_{G3} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_{G1} - F_S \cdot \cos \alpha + F_{G2} + F_{G3} = 75\text{ kN} - 99,35\text{ kN} \cdot \cos 40^\circ + 20\text{ kN} + 40\text{ kN} = 58,9\text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-63,9\text{ kN})^2 + (58,9\text{ kN})^2} = 86,9\text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{58,9\text{ kN}}{-63,9\text{ kN}} = -42,7^\circ$$

$\alpha_A = 42,7^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 137,3^\circ$ gegen die positive x-Achse bzw.

2

2.1 Berechnung der Biegemomente an den inneren Krafteinleitungspunkten mit den vorgegebenen Werten (ausreichende Lösung)

3,0

LS Brückenträger

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

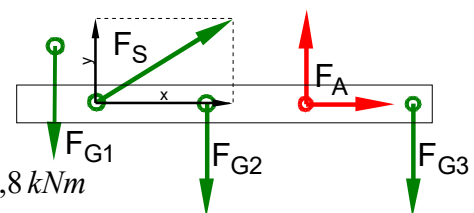
$$M_{2links} = F_{G1} \cdot (l_1 - l_2) - F_S \cdot (l_4 - l_2) \cdot \cos \alpha$$

$$= 75\text{ kN} \cdot (5,5 - 2,5)\text{ m} - 100\text{ kN} \cdot (4,5 - 2,5)\text{ m} \cdot \cos 40^\circ = 71,8\text{ kNm}$$

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

$M_{bmax} = 120\text{ kNm}$ liegt im Lager A.

Biegemoment ermitteln (statisch nicht im Gleichgewicht)





Randbemerkungen:

Wenn man diese Aufgabe ausführlicher als notwendig rechnet, stellt man fest, dass sich leicht unterschiedliche Werte für die Biegemomente ergeben, je nachdem, ob man von links oder von rechts rechnet.

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} + F_{Sy} - F_{G2} + F_{Ay} - F_{G3}$$

$$F_{Ay} = F_{G1} - F_S \cdot \cos \alpha + F_{G2} + F_{G3}$$

$$F_{Ay} = 75 \text{ kN} - 100 \text{ kN} \cdot \cos 40^\circ + 20 \text{ kN} + 40 \text{ kN} = 58,4 \text{ kN}$$

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

$$M_{\text{rechts}} = -F_{G2} \cdot (l_4 - l_2) + F_{Ay} \cdot l_4 - F_{G3} \cdot (l_4 + l_3)$$

$$M_{\text{rechts}} = -20 \text{ kN} \cdot (4,5 - 2,5) \text{ m} + 58,4 \text{ kN} \cdot 4,5 \text{ m} - 40 \text{ kN} \cdot (4,5 + 3) \text{ m} = -77,2 \text{ kNm}$$

$$M_{2\text{links}} = F_{G1} \cdot (l_1 - l_2) - F_S \cdot (l_4 - l_2) \cdot \cos \alpha$$

$$M_{2\text{links}} = 75 \text{ kN} \cdot (5,5 - 2,5) \text{ m} - 100 \text{ kN} \cdot (4,5 - 2,5) \text{ m} \cdot \cos 40^\circ = 71,8 \text{ kNm}$$

$$M_{2\text{rechts}} = F_{Ay} \cdot l_2 - F_{G3} \cdot (l_2 + l_3) = 58,4 \text{ kN} \cdot 2,5 \text{ m} - 40 \text{ kN} \cdot (2,5 + 3) \text{ m} = -74 \text{ kNm}$$

$$M_{\text{Alinks}} = F_{G1} \cdot l_1 - F_S \cdot l_4 \cdot \cos \alpha + F_{G2} \cdot l_2$$

$$M_{\text{Alinks}} = 75 \text{ kN} \cdot 5,5 \text{ m} - 100 \text{ kN} \cdot 4,5 \text{ m} \cdot \cos 40^\circ + 20 \text{ kN} \cdot 2,5 \text{ m} = 117,8 \text{ kNm}$$

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

Der Grund für die Abweichungen ist die mit $F_S = 100 \text{ kN}$ ungenau vorgegebene Seilkraft, mit der der Brückenträger statisch nicht im Gleichgewicht ist. Wenn man die Momente mit dem korrekten Wert für $F_S = 99,36 \text{ kN}$ rechnet, stimmen die Momente von links und von rechts überein.

Achtung: Solche ungenauen Vorgaben kommen im Abi öfters vor!

2.2 $R_e = 355 \text{ N/mm}^2$ (S355 \rightarrow [EuroTabM46], S.131)

3,0

$$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_e = 1,2 \cdot 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 402 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{402 \text{ N/mm}^2}{3} = 134 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{\text{erf}} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{120 \text{ kNm}}{134 \text{ N/mm}^2} = 895 \text{ cm}^3$$

Gewählt: I-Profil DIN1025 – S355 – IPE360 mit $W_x = 904 \text{ cm}^3$

3

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,2 \text{ mm})^2}{4} = 1,13 \text{ mm}^2$$

2,0

$$\frac{R_m}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F_s}{n \cdot A} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_m}{v} = \frac{1600 \text{ N/mm}^2}{4} = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$n = \frac{F_s}{\sigma_{zzul} \cdot A} = \frac{100 \text{ kN}}{400 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,13 \text{ mm}^2} = 221,05 \approx 222$$



- 4 $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)
 $F = 2 \cdot F_s \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 100 \text{ kN} \cdot \cos 40^\circ = 153 \text{ kN}$

3,5

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{4} = 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{153 \text{ kN}}{2 \cdot 140 \text{ N/mm}^2} = 546,4 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 546,4 \text{ mm}^2}{\pi}} = 26,4 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 28 mm (→ TabB „Bolzen“)
 Scherfestigkeit (Bolzen Ø) kombiniert mit Statik

5

5.1 $M_{ab} = \frac{F_s \cdot D}{2} = \frac{100 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ kNm}$

3,0

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 = i_1 \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{30}{1} \cdot \frac{85}{18} = 141,67$$

$$\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76$$

$$i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{ab}}{M_M} \Rightarrow M_M = \frac{M_{ab}}{i_{ges} \cdot \eta_{ges}} = \frac{15 \text{ kNm}}{141,67 \cdot 0,76} = 139,3 \text{ Nm}$$

$$P_M = 2 \pi \cdot M_M \cdot n_M = 2 \pi \cdot 139,3 \text{ Nm} \cdot 1400 \frac{1}{\text{min}} = 20,4 \text{ kW}$$

5.2 $M_{ab} = \frac{F_s \cdot D}{2} = \frac{100 \text{ kN} \cdot 300 \text{ mm}}{2} = 15 \text{ kNm}$

2,0

$$\tau_{zul} > \tau_T = \frac{M_{ab}}{W_p} \Rightarrow W_{erf} = \frac{M_{ab}}{\tau_T} = \frac{150 \text{ kNm}}{90 \text{ N/mm}^2} = 166,7 \text{ cm}^3$$

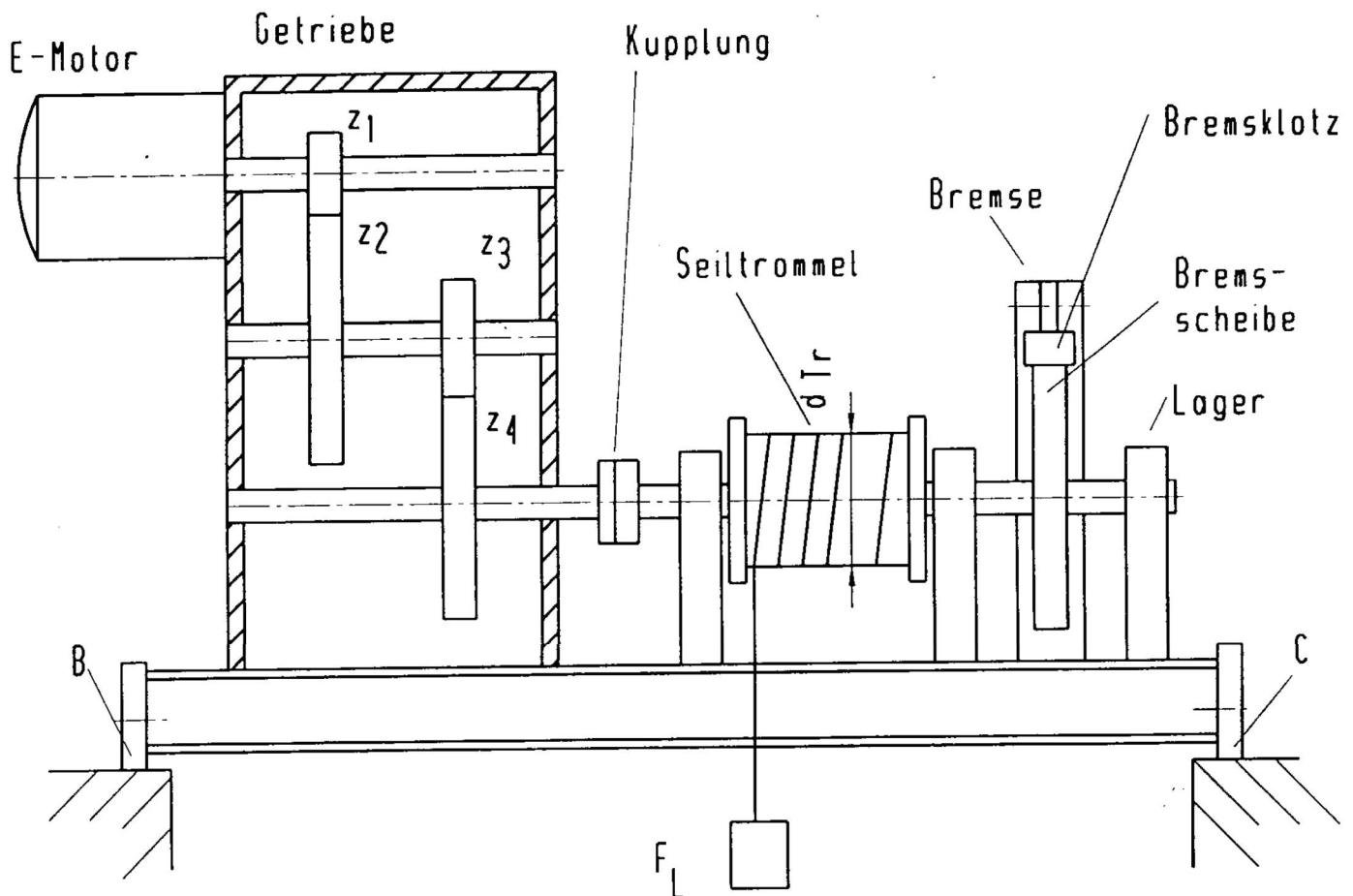
$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{166,7 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 94,7 \text{ mm}$$

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1997/98-2: Hubeinrichtung

Mit der Hubeinrichtung einer Krananlage sollen Lasten gehoben werden. Das Hubseil wird auf eine Seiltrommel gewickelt, die von einem Elektromotor über ein zweistufiges Getriebe angetrieben wird.



Motor

$$P_{\text{mot}} = 10 \text{ kW}$$

$$n_{\text{mot}} = 720 \text{ 1/min}$$

Getriebe

$$z_1 = 16 \quad z_3 = 20$$

$$z_2 = 64 \quad z_4 = 80$$

$$\eta_{\text{getr}} = 0,8$$

Seiltrommel

$$d_{\text{Tr}} = 200 \text{ mm}$$

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

$$\eta_{\text{tr}} = 0,95$$

Punkte

Antrieb der Seiltrommel

- 1 Überprüfen Sie, ob die Last F_L gehoben werden kann.

3,5



- 2 Bestimmen Sie den Durchmesser der Seiltrommelwelle für eine zulässige Torsionsspannung $\tau_{\text{zul}} = 120 \text{ N/mm}^2$.

3,0

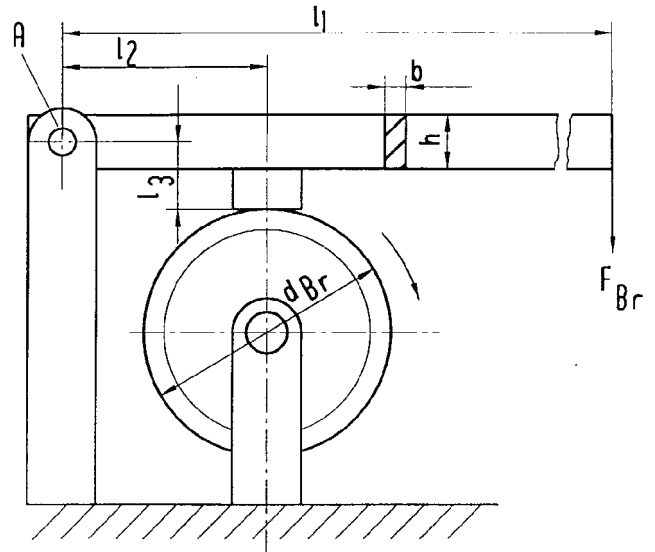


Bremmung der Seiltrommel

Die Bremscheibe dreht sich im Uhrzeigersinn. Mit dem Bremshebel soll ein Moment von $M_{Tr} = 1500 \text{ Nm}$ abgebremst werden.

Der Bremshebel besteht aus einem Rechteck – Vollprofil.

$$\begin{aligned} l_1 &= 1600 \text{ mm} \\ l_2 &= 200 \text{ mm} \\ l_3 &= 100 \text{ mm} \\ d_{Br} &= 300 \text{ mm} \\ \text{Reibzahl: } \mu &= 0,5 \end{aligned}$$



- 3 Machen Sie den Bremshebel frei, und berechnen Sie die notwendige Bremskraft F_{Br} und die Lagerkraft F_A nach Betrag und Richtung. 5,0
- 4 Der Bremshebel ist im Lager A zweischneittig mit einem Lagerbolzen befestigt. Bolzenwerkstoff: C35 vergütet. Die Lagerkraft F_A beträgt 20 kN. Welche Sicherheit ist bei einem Bolzendurchmesser von $d = 20 \text{ mm}$ vorhanden ? 2,5
- 5 Berechnen Sie das maximale Biegemoment M_{bmax} im Bremshebel, wenn $F_{Br} = 3125 \text{ N}$ beträgt. Bestimmen Sie die erforderlichen Querschnittsmaße h und b für ein Bauverhältnis $h = 4 b$ und bei einer zulässigen Biegespannung von $\sigma_b = 220 \text{ N/mm}^2$. 4,0

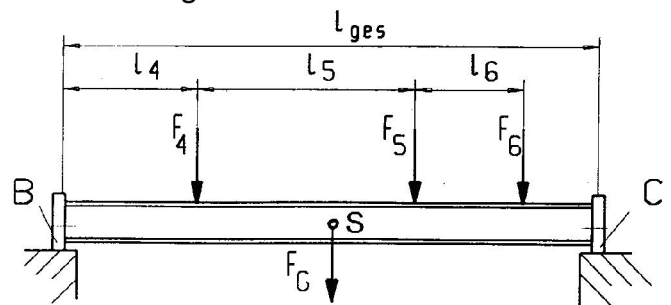
Belastung des Trägers

Die Hubeinrichtung ist auf zwei Trägern gelagert. Die Belastung eines dieser Träger kann durch die drei Kräfte F_4 (Getriebe und E-Motor), F_5 (Seiltrommel mit Last) und F_6 (Bremsanlage) und durch die Eigengewichtskraft F_G dargestellt werden.

Der Träger lagert an den Stellen B und C auf dem Traggerüst.

Daten:

$$\begin{aligned} F_4 &= 4000 \text{ N} & l_4 &= 500 \text{ mm} \\ F_5 &= 10000 \text{ N} & l_5 &= 800 \text{ mm} \\ F_6 &= 2000 \text{ N} & l_6 &= 400 \text{ mm} \\ F_G &= 1000 \text{ N} & l_{ges} &= 2000 \text{ mm} \end{aligned}$$



- 6 Bestimmen Sie zeichnerisch die Auflagekräfte F_B und F_C . 4,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



1 $i_{ges} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{64}{16} \cdot \frac{80}{20} = 16$ 3,5

$$\eta_{ges} = \eta_{getr} \cdot \eta_{Tr} = 0,8 \cdot 0,95 = 0,76$$

Bedarf:

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

$$i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{Tr}}{M_{mot}} \Rightarrow M_{mot} = \frac{M_{Tr}}{i_{ges} \cdot \eta_{ges}} = \frac{1,5 \text{ kNm}}{16 \cdot 0,76} = 123 \text{ Nm}$$

Angebot:

$$P_{mot} = 2\pi M_{mot} \cdot n_{mot} \Rightarrow M_{mot} = \frac{P_{mot}}{2\pi \cdot n_{mot}} = \frac{10 \text{ kW}}{2\pi \cdot 720 \text{ min}^{-1}} = 132 \text{ Nm}$$

Die Last kann gehoben werden, da das Angebot den Bedarf überschreitet. Es gibt weitere Lösungsmöglichkeiten, die darauf hinauslaufen, dass an irgendeiner Stelle der Kraftübertragung Angebot und Bedarf miteinander verglichen werden müssen.

2 $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (25 \text{ mm})^3}{32} = 1,53 \text{ cm}^3$ 3,0

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

$$\frac{\tau_{tF}}{v} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

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

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

3 Achtung: F_{BR} wirkt an einer anderen Stelle als d_{BR} . 5,0

$$F_R = \frac{M_{Tr}}{d_{Br}/2} = \frac{1500 \text{ Nm}}{300 \text{ mm}/2} = 10 \text{ kN} \Rightarrow$$

$$F_N = \frac{F_R}{\mu} = \frac{10 \text{ kN}}{0,5} = 20 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0 = F_{Br} \cdot l_1 - F_N \cdot l_2 - F_R \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_{Br} = \frac{F_N \cdot l_2 + F_R \cdot l_3}{l_1} = \frac{20 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm} + 10 \text{ kN} \cdot 100 \text{ mm}}{1600 \text{ mm}} = 3125 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_R + F_{Ax} \Rightarrow F_{Ax} = -F_R = -10 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_N + F_{Ay} - F_{Br} \Rightarrow F_{Ay} = F_{Br} - F_N = 3,125 \text{ kN} - 20 \text{ kN} = -16,875 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-10 \text{ kN})^2 + (-16,875 \text{ kN})^2} = 19,6 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{-16,875 \text{ kN}}{-10 \text{ kN}} = 59,3^\circ$$

$\alpha_A = 59,3^\circ$ nach links unten zur negativen x -Achse bzw.

$\alpha_A = 239,3^\circ$ zur positiven x -Achse



- 4 Wenn im TabB kein Wert für τ_{aB} gegeben ist, wird er aus R_m abgeschätzt.
 $R_m = 520 \text{ N/mm}^2$ (C35E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.133)

2,5

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314,1 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{aB} = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 520 \text{ N/mm}^2 = 416 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} = \frac{20 \text{ kN}}{2 \cdot 314,1 \text{ mm}^2} = 31,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{416 \text{ N/mm}^2}{31,8 \text{ N/mm}^2} = 13,1$$

Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)

- 5 $M_{bmax} = F_{Br} \cdot (l_1 - l_2) = 3125 \text{ N} \cdot (1600 \text{ mm} - 200 \text{ mm}) = 4,375 \text{ kNm}$

4,0

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

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

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

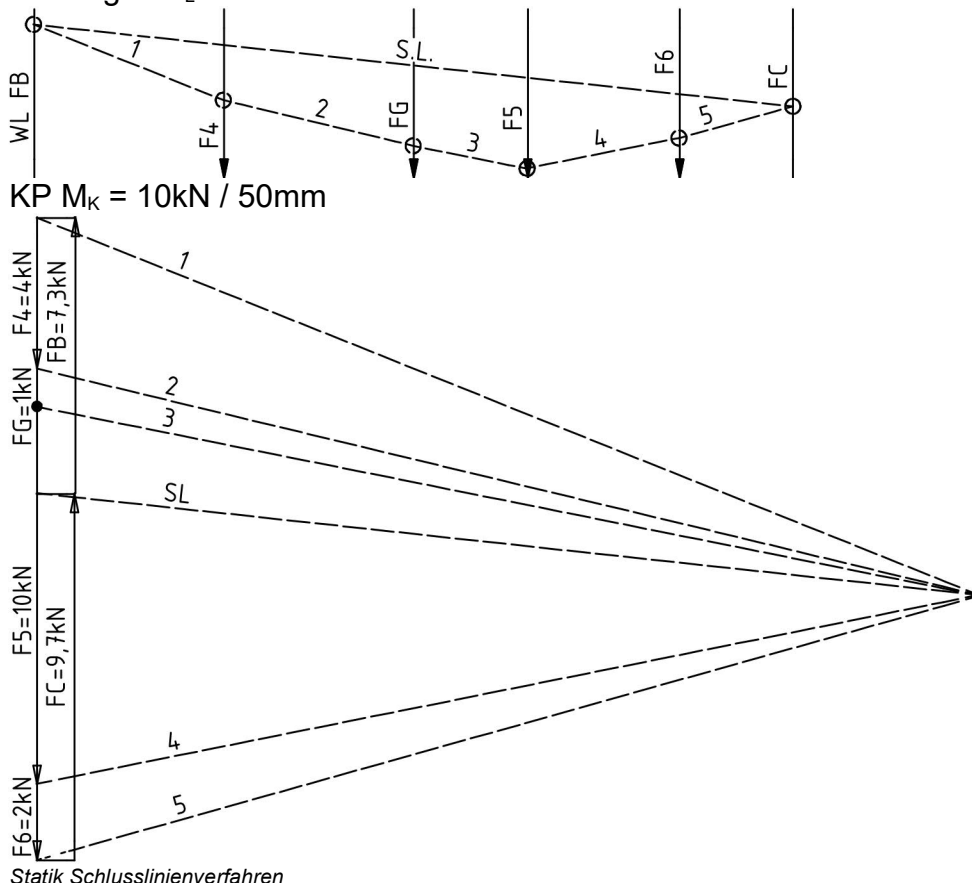
$$h = 4 \cdot b = 4 \cdot 19,5 \text{ mm} = 78 \text{ mm}$$

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

Flachstahl nach Biegemoment auswählen

- 6 LP Träger $M_L = 2 \text{ m/10 mm}$

4,5

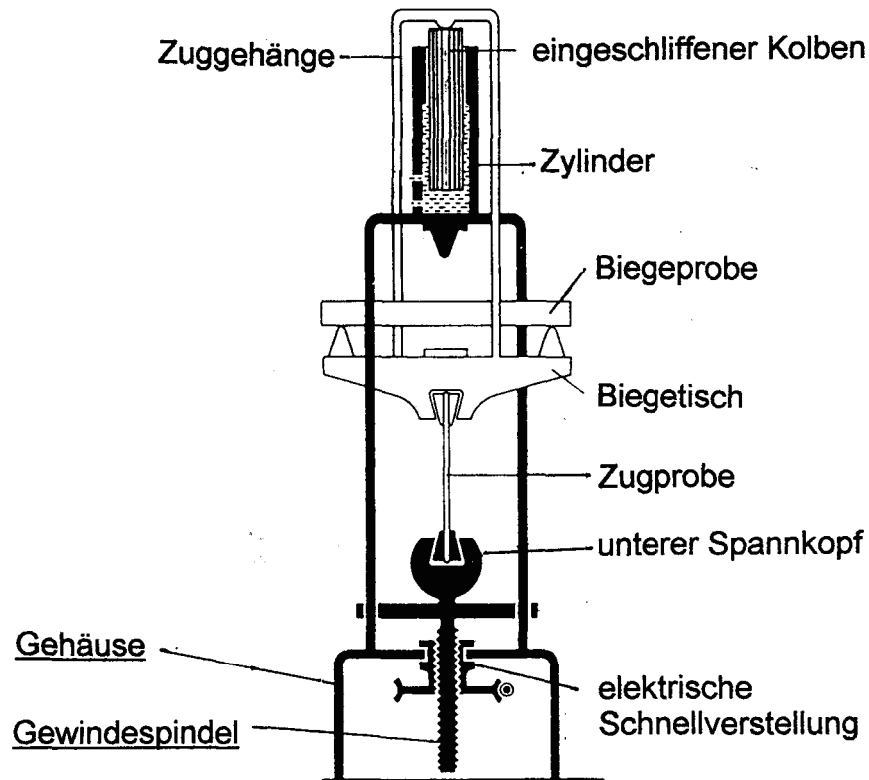


Statik Schlusslinienverfahren

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1997/98-3: Universalprüfmaschine





Teilaufgaben:	Punkte
1 Die Gewindespindel wird aus C45 gefertigt. Sie muss zäh mit erhöhter Zugfestigkeit und zugleich verschleißfest sein.	
1.1 Zeichnen Sie für diesen Stahl die Abkühlungskurve von der Schmelze bis zur Raumtemperatur (Arbeitsblatt). <ul style="list-style-type: none">– Benennen Sie die dabei auftretenden Gefüge.– Skizzieren Sie die Gefügebilder für 1000°C und Raumtemperatur.– Erläutern Sie kurz den Unterschied zwischen Knickpunkt und Haltepunkt in der Abkühlungskurve.	4,0
1.2 Berechnen Sie die prozentualen Anteile der Gefügebestandteile bei Raumtemperatur.	4,0
1.3 Wählen Sie für die Gewindespindel eine geeignete Wärmebehandlung (zwei Verfahren) und begründen Sie Ihre Wahl.	3,0



- 2 Das Gehäuse der elektrischen Schnellverstellung wurde aus einer AlSi-Legierung gegossen. Diese Legierungen sind vollkommen löslich in flüssigem und unlöslich in festem Zustand.
- 2.1 Skizzieren Sie das Zustandsschaubild qualitativ, wenn das Eutektikum bei 577°C und 12% Si entsteht (Arbeitsblatt), und eine Schmelze mit 40% Si bei 950°C zu erstarren beginnt. 3,0
- 2.2 Kennzeichnen Sie die Phasenfelder und Linien im Diagramm. 2,0
- 2.3 Welche Legierung würden Sie für das Gehäuse wählen? Begründen Sie Ihre Wahl. 2,0
- 3 Um den Einfluss des Kohlenstoffgehalts auf Festigkeit und Dehnung der Stähle festzustellen, wurden drei Qualitätsstähle mit der Zugmaschine untersucht. Dazu wurden kurze Proportionalstäbe mit $d_0 = 20$ mm verwendet und folgende Ergebnisse erzielt:

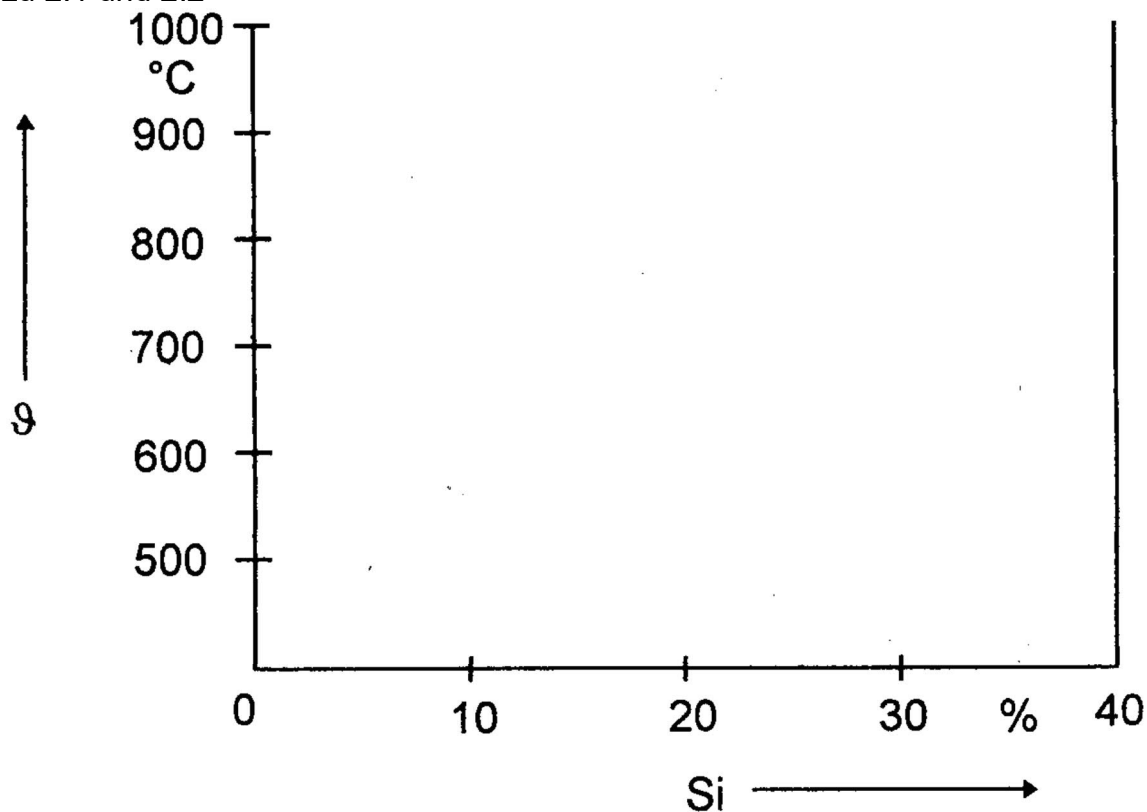
Stahlsorte	F_e	F_m	L_u
	N	N	mm
C22	73790	129370	127
C45	104880	184950	117
C60	120260	215720	114

- 3.1 Stellen Sie den Einfluss des Kohlenstoffgehalts auf Zugfestigkeit R_m , Streckgrenze R_e und Bruchdehnung A_5 graphisch dar (Arbeitsblatt). 4,0
- 3.2 Welchen Einfluss hat der Kohlenstoffgehalt auf Festigkeit und Dehnung ? 1,5
-
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma = 22,5$

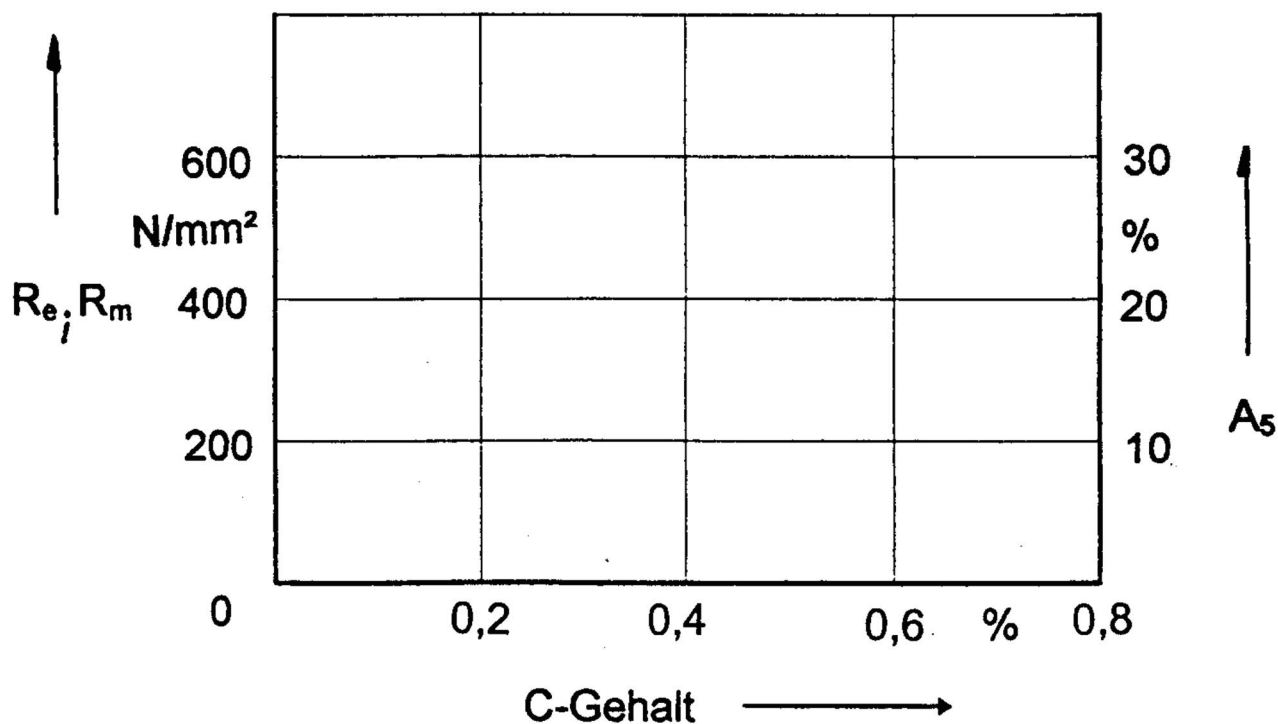


Arbeitsblatt

zu 2.1 und 2.2



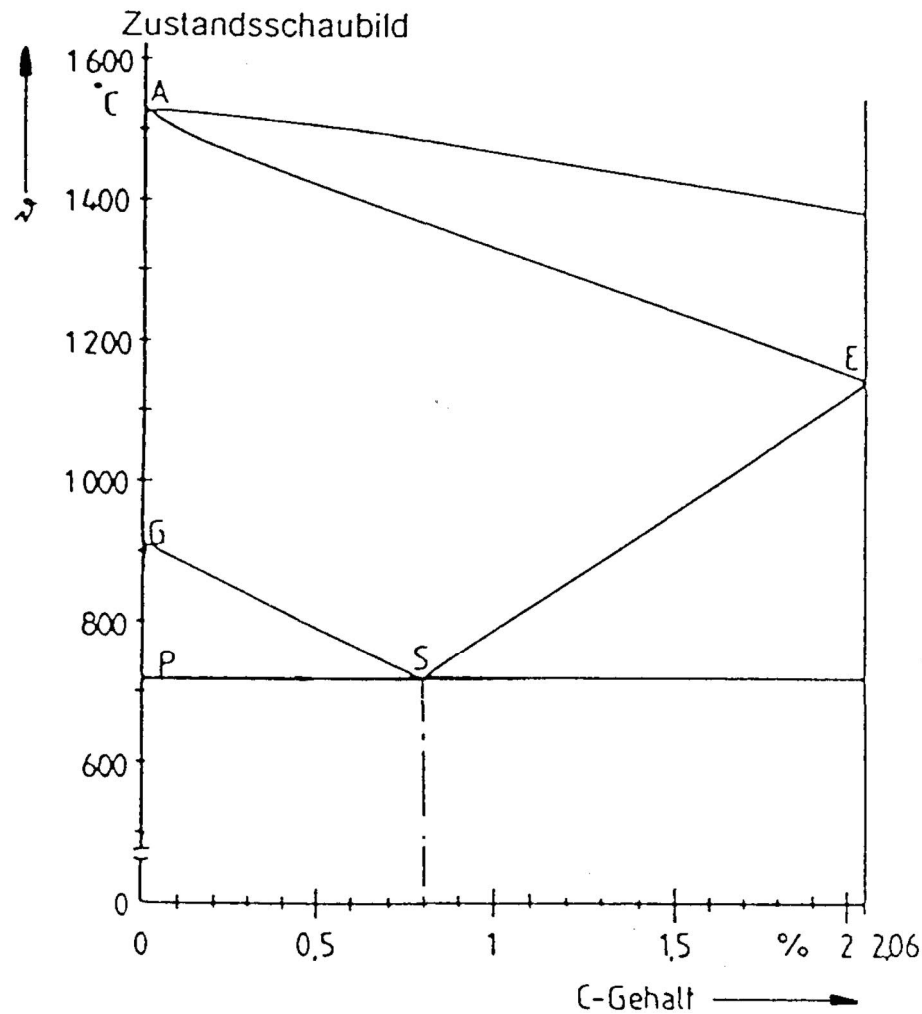
zu 3.1



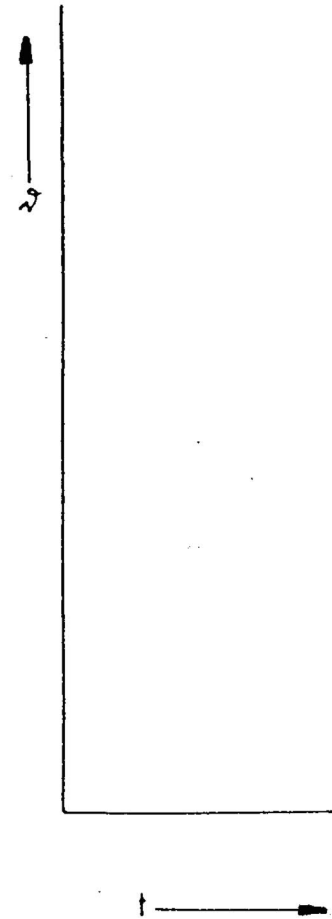


Arbeitsblatt

zu 1.1 und 1.2



Abkühlungskurve





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

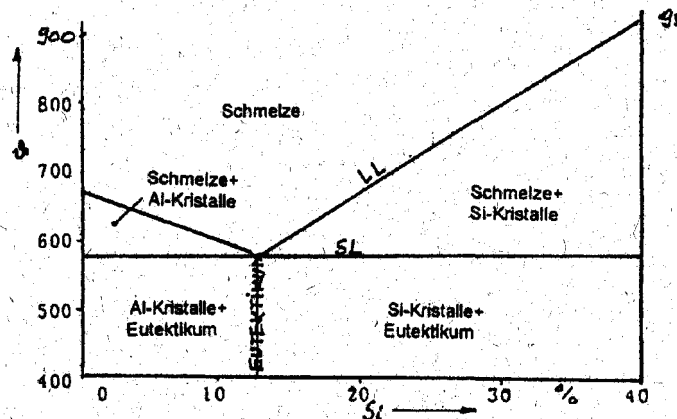
Punkte



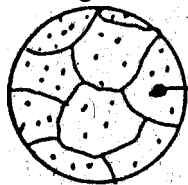
1

1.1

4,0



– Gefügebilder:



Austenit

bei 1000°C

bei Raumtemperatur



Perlit

Ferrit

– Knickpunkte: Überschreitung der Grenzlinie zwischen zwei Phasenfeldern; es ändert sich Art oder Anzahl der Phasen

– Haltepunkt: Entstehung des Eutektoids Perlit (Kristallgemisch aus Ferrit und Zementit); aus der festen Lösung Austenit scheiden die Kristalle der Komponenten aus, vergleichbar mit der Erstarrung eines Eutektikums (freiwerdende Kristallisationswärme).

1.2 $a = 0,45\%$

Ferrit : $\frac{b}{a+b} = \frac{0,35}{0,45+0,35} = 43,75 \text{ Prozent}$ 3,0

$b = 0,35\%$

Perlit : $\frac{a}{a+b} = \frac{0,45}{0,45+0,35} = 56,25 \text{ Prozent}$

1.3 C45 ist ein Vergütungsstahl: hohe Zugfestigkeit erreicht man durch Vergüten. Anschließend wird randschichtgehärtet: Flamm-oder Induktionshärten. Dadurch wird die Gewindespindel verschleißfest (Zähigkeit bleibt erhalten).

3,0



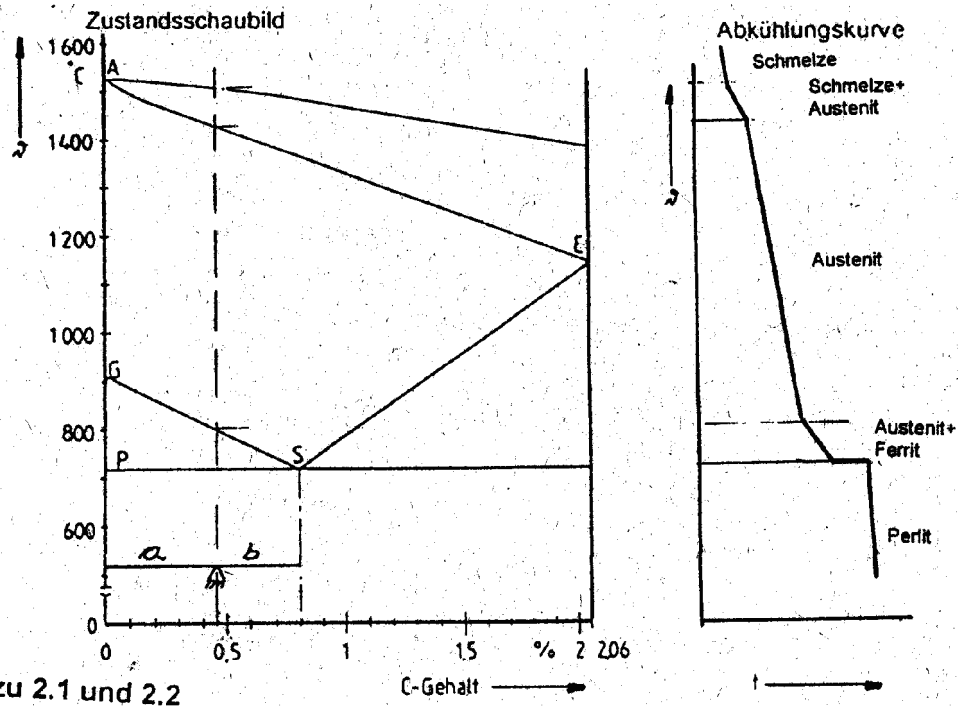
2

2.1

3,0

2.2

2,0



2.3 Die Legierung mit 12%Si.

2,0

Als Gusslegierungen eignen sich Legierungen mit eutektischer Zusammensetzung wegen der niedrigen Schmelztemperatur, dem direkten Übergang vom flüssigen in den festen Zustand und dem feinkörnigen, homogenen Gefüge.



3

3.1 $d_0 = 20 \text{ mm}$ $L_0 = 5 \cdot d_0 = 100 \text{ mm}$

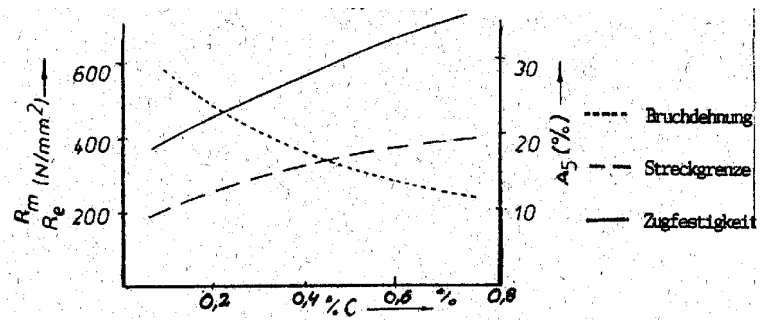
$$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2$$

$$R_e = \frac{F_e}{S_0}$$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0}$$

$$A_5 = \frac{L_u - L_0}{L_0}$$

4,0



Stahlsorte	d ₀	S ₀	F _e	R _e	F _m	R _m	L ₀	L _u	ΔL	A ₅
	mm	mm ²	N	N/mm ²	N	N/mm ²	mm	mm	mm	%
C 22	20	314	73790	235	129370	412	100	127	27	27
C 45	20	314	104880	334	184950	589	100	117	17	17
C 60	20	314	120260	383	215720	687	100	114	14	14

3.2 Mit steigendem Kohlenstoffgehalt steigen auch Zugfestigkeit und Streckgrenze, die Bruchdehnung verringert sich.

1,5

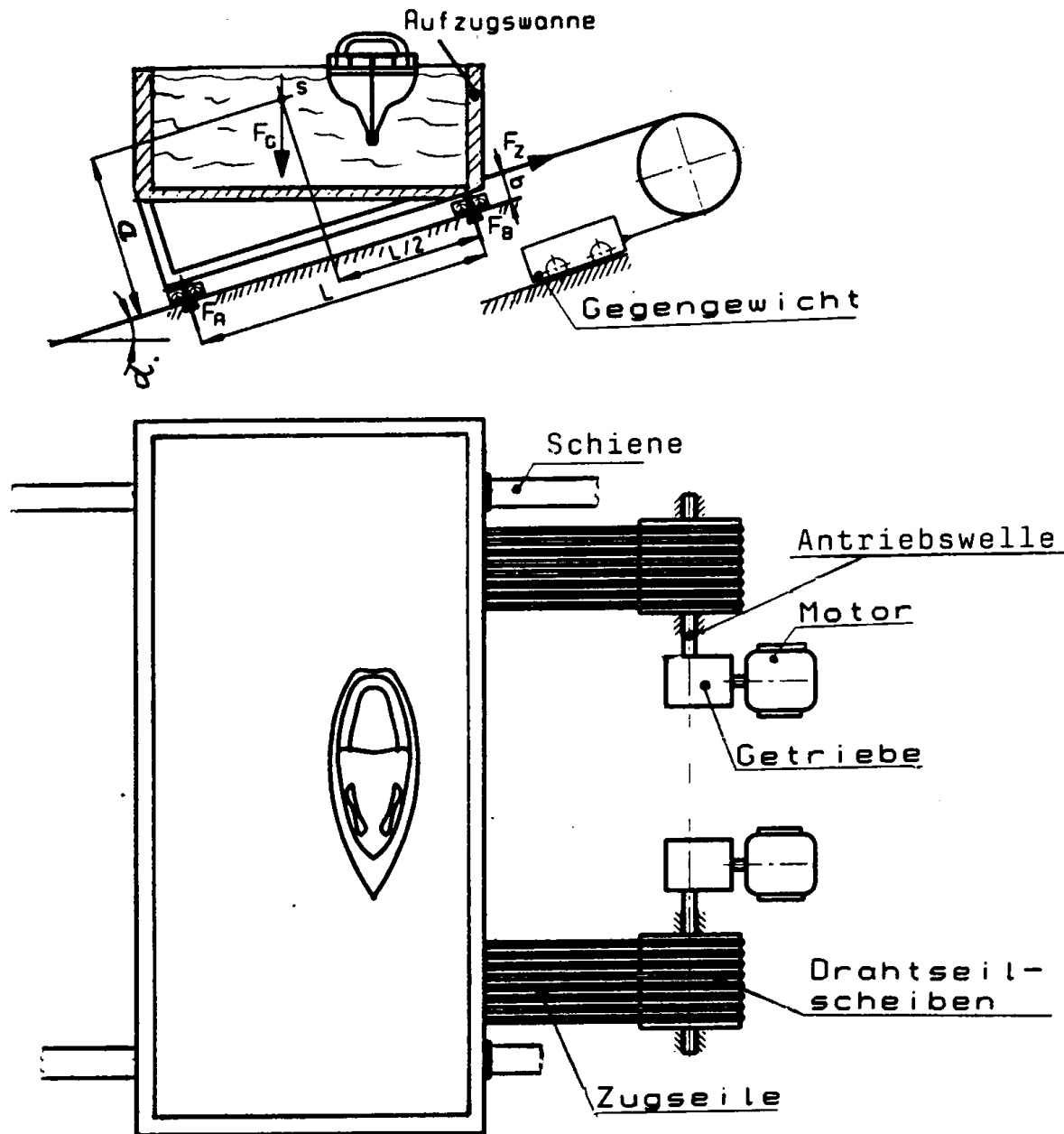
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



tgt HP 1996/97-1: Schiffsaufzug

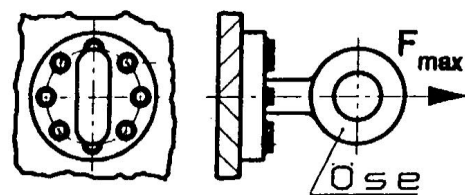
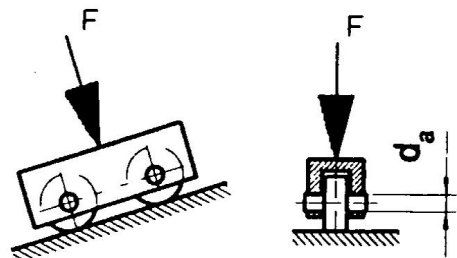
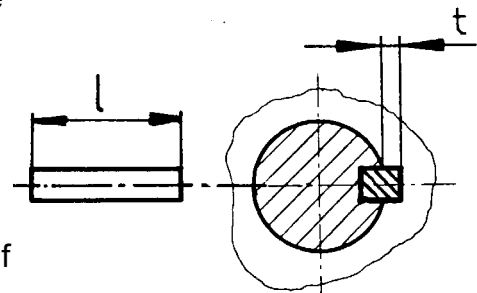
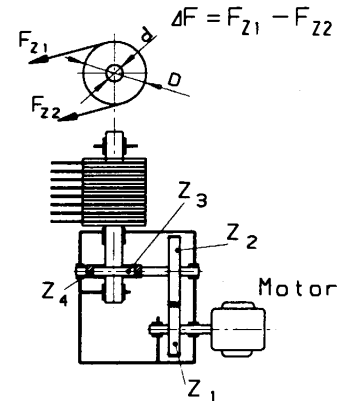
Der Schiffsaufzug von Arzviller (Elsass) befördert Schiffe. Bei der Bergfahrt wird so viel Wasser in die Wanne eingelassen, dass die Gesamtgewichtskraft $F_{GB} = 8800 \text{ kN}$ beträgt. Bei der Talfahrt beträgt die Gesamtgewichtskraft $F_{GT} = 9000 \text{ kN}$. Das Gegengewicht bilden zwei Laufwagen, die über je 8 Drahtseile mit der Schiffswanne verbunden sind und jeweils über eine Motor-Getriebeeinheit angetrieben werden.



Abmessungen: $L = 5 \text{ m}$ $a = 2,5 \text{ m}$ $b = 1 \text{ m}$ $\alpha = 17^\circ$
 Kräfte: $F_{GB} = 8800 \text{ kN}$
 $F_{GT} = 9000 \text{ kN}$



Teilaufgaben	Punkte
1 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte F_A und F_B , sowie die Gesamtseilkraft F_{ZB} für eine Antriebswelle bei der Bergfahrt ohne Berücksichtigung der Reibung.	3,5
2 Berechnen Sie die Gesamtseilkraft F_{ZT} bei der Talfahrt für eine Antriebsseite, die dabei auftretende Reibzahl beträgt $\mu = 0,01$.	3,0
3 Bei der Bergfahrt muss von jeder Motor-Getriebeeinheit eine Kraftdifferenz von $\Delta F = 60 \text{ kN}$ aufgebracht werden. Der Durchmesser der Seilscheiben beträgt $D = 400 \text{ mm}$.	
3.1 Bestimmen Sie den notwendigen Durchmesser d der Antriebswelle bei $\tau_{\text{zul}} = 80 \text{ N/mm}^2$.	3,0
3.2 Mit welcher Geschwindigkeit v in m/min bewegt sich die Aufzugswanne auf den Schienen ? Welche Leistung muss <u>ein</u> Antriebsmotor aufnehmen ?	4,0
Folgende Wirkungsgrade sind zu berücksichtigen:	
Wirkungsgrad der Lagerungen der Wellen und der Drahtseilscheiben:	$\eta_1 = 0,8$
Wirkungsgrad des Getriebes:	$\eta_2 = 0,75$
Wirkungsgrad des Motors	$\eta_3 = 0,95$
$\eta_{\text{Motor}} = 1400 \text{ 1/min}$; $z_1 = 18$; $z_2 = 56$; $z_3 = 2$ (Schnecke); $z_4 = 42$	
4 Das Drehmoment wird von der Antriebswelle auf die Seilscheibe durch eine Passfeder übertragen. Die zulässige Flächenpressung an der Seitenfläche der Nut beträgt $p_{\text{zul}} = 125 \text{ N/mm}^2$ und die Tiefe der Nabennut $t = 6,4 \text{ mm}$.	6,0
Berechnen Sie die erforderliche Länge der Passfeder, wenn das Drehmoment von 1500 Nm auf dem Durchmesser $d = 100 \text{ mm}$ übertragen wird.	
5 Die Lagerung der Schiffswanne erfolgt auf vier Laufwagen mit je zwei Rädern. Jeder Wagen wird mit $F = 2500 \text{ kN}$ belastet. Bestimmen Sie den notwendigen Achsdurchmesser d_a , wenn als Werkstoff S235 bei 4facher Sicherheit gegen Bruch verwendet wird.	3,0
6 Die einzelnen Drahtseile sind an Ösen befestigt. Jede Öse wird von 8 Sechskantschrauben M10 x 45 - 10.9 gehalten. Bestimmen Sie die vorhandene Sicherheit für eine Schraube ohne Berücksichtigung der Vorspannung bei einer Zugkraft an der Öse von $F_{\text{max}} = 180 \text{ kN}$.	3,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$





Lösungsvorschläge

Teilaufgaben

Punkte



1 Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

Drehpunkt = Schnittpunkt F_Z / F_B

$$\Sigma M_{Z/B} = 0 = -2 \cdot F_A \cdot L + F_{GBx} \cdot (a-b) + F_{GBy} \cdot L/2 \Rightarrow$$

$$F_A = F_{GB} \cdot \frac{\sin \alpha \cdot (a-b) + \cos \alpha \cdot L/2}{2 \cdot L}$$

$$= 8800 \text{ kN} \cdot \frac{\sin 17^\circ \cdot (2,5-1) \text{ m} + \cos 17^\circ \cdot 5 \text{ m} / 2}{2 \cdot 5 \text{ m}} = 2490 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = 2 \cdot F_A + 2 \cdot F_B - F_{GBy} \Rightarrow$$

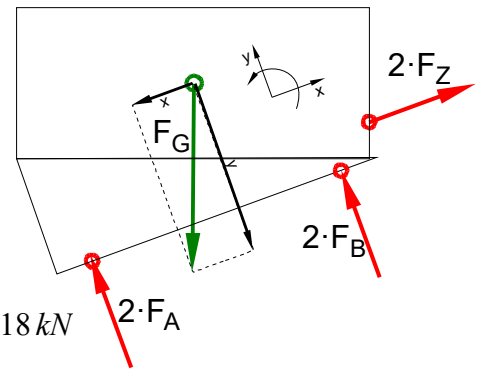
$$F_B = \frac{F_{GB} \cdot \cos \alpha - 2 \cdot F_A}{2} = \frac{8800 \text{ kN} \cdot \cos 17^\circ - 2 \cdot 2490 \text{ kN}}{2} = 1718 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{GBx} + 2 \cdot F_{ZB} \Rightarrow$$

$$F_{ZB} = \frac{F_{GB} \cdot \sin \alpha}{2} = \frac{8800 \text{ kN} \cdot \sin 17^\circ}{2} = 1286 \text{ kN}$$

LS Wanne

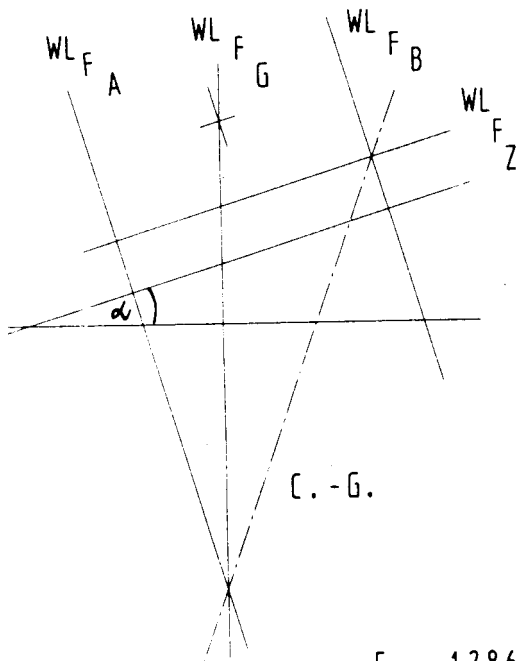
3,5



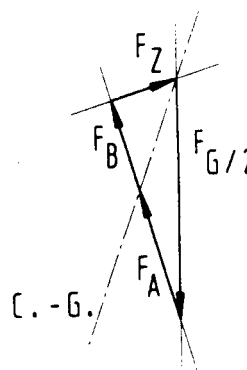
Zeichnerische Lösung

Lageplan Wanne

$$M_L : 1 \text{ cm} \hat{=} 2 \text{ m}$$



$$M_K : 1 \text{ cm} \hat{=} 1 \text{ kN}$$



$$F_Z = 1286 \text{ kN}$$

$$F_A = 2490 \text{ kN}$$

$$F_B = 1718 \text{ kN}$$

4-Kräfte-Verfahren



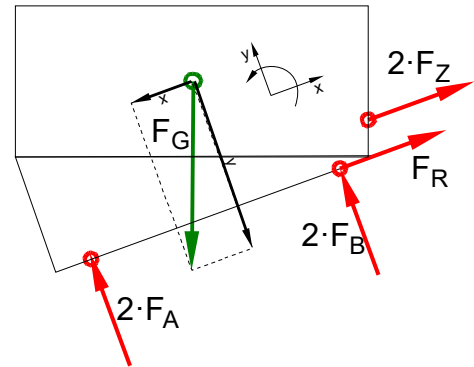
2 Rechnerische Lösung

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= 0 = -F_{Gy} + 2 \cdot F_A + 2 \cdot F_B \Rightarrow F_{Gy} = 2 \cdot (F_A + F_B) \\ F_R &= F_N \cdot \mu = 2 \cdot (F_A + F_B) \cdot \mu = F_{Gy} \cdot \mu \\ \Sigma F_x &= 0 = -F_{Gx} + 2 \cdot F_Z + F_R \Rightarrow \\ F_Z &= \frac{F_{Gx} - F_R}{2} = \frac{F_{Gx} - F_{Gy} \cdot \mu}{2} = \frac{F_G \cdot \sin \alpha - F_G \cdot \cos \alpha \cdot \mu}{2} \\ &= \frac{9000 \text{ kN} \cdot \sin 17^\circ - 9000 \text{ kN} \cdot \cos 17^\circ \cdot 0,01}{2} = 1273 \text{ kN}\end{aligned}$$

Statik mit Reibung

LS Wanne mit Reibung

3,0



3

$$3.1 \quad M_t = \Delta F \cdot \frac{D}{2} = \frac{60 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm}}{2} = 12000 \text{ Nm}$$

3,0

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{12000 \text{ Nm}}{80 \text{ N/mm}^2} = 150 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{150 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 91,4 \text{ mm}$$

Durchmesser gegen Torsion

$$3.2 \quad i_{ges} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{56}{18} \cdot \frac{42}{2} = 65,3$$

4,0

$$i_{ges} = \frac{n_M}{n_S} \Rightarrow n_S = \frac{n_M}{i_{ges}} = \frac{1400 / \text{min}}{65,3} = 21,4 \text{ min}^{-1}$$

$$v = n_S \cdot \pi \cdot D = 21,4 \text{ min}^{-1} \cdot \pi \cdot 400 \text{ mm} = 26,9 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,8 \cdot 0,75 \cdot 0,95 = 0,57$$

$$P_S = \Delta F \cdot v = 60 \text{ kN} \cdot 26,9 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 26,9 \text{ kW}$$

$$\eta_{ges} = \frac{P_S}{P_E} \Rightarrow P_E = \frac{P_S}{\eta_{ges}} = \frac{26,9 \text{ kW}}{0,57} = 47,2 \text{ kW je Antriebseinheit}$$

Aufnahmeleistung

4 Passfeder

6,0

Gegen Abscherung

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

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

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

Gegen Scherung kann in dieser Aufgabe nicht gerechnet werden, weil die Dicke der Passfeder nicht angegeben ist. Von der Auslegung her ist das sinnvoll.¹⁴ Für Schüler ist es ärgerlich, weil es auch Aufgaben gibt, die die Berechnung auf Scherung verlangen, und der Unterschied oft nicht klar formuliert ist.

Länge einer Passfeder

14 [Roloff/Matek 2011] S.378: „Die ebenfalls auftretende Scherspannung ist bei zum Wellendurchmesser gehörigen Passfederabmessungen unkritisch.“



- 5 Beachte: 2 Räder á 2 Scherflächen = 4 Scherflächen.

3,0

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{4} = 72,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{4 \cdot \tau_{azul}} = \frac{2500 \text{ kN}}{4 \cdot 72,5 \text{ N/mm}^2} = 8621 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8621 \text{ mm}^2}{\pi}} = 104,8 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 120 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)
Scherfestigkeit (Achse)

- 6 Festigkeitsklasse 10.9 bedeutet (siehe auch [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“):

3,0

$$R_m = 10 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 10400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 0,9 \cdot R_m = 0,9 \cdot 10400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 9360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Spannungsquerschnitt $S = 58 \text{ mm}^2$ (M10 → [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\frac{\sigma_{zlim}}{V} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} = \frac{180 \text{ kN}}{8 \cdot 58 \text{ mm}^2} = 388 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{9360 \text{ N/mm}^2}{388 \text{ N/mm}^2} = 2,3$$

Sicherheit bei Schraubenverbindungen

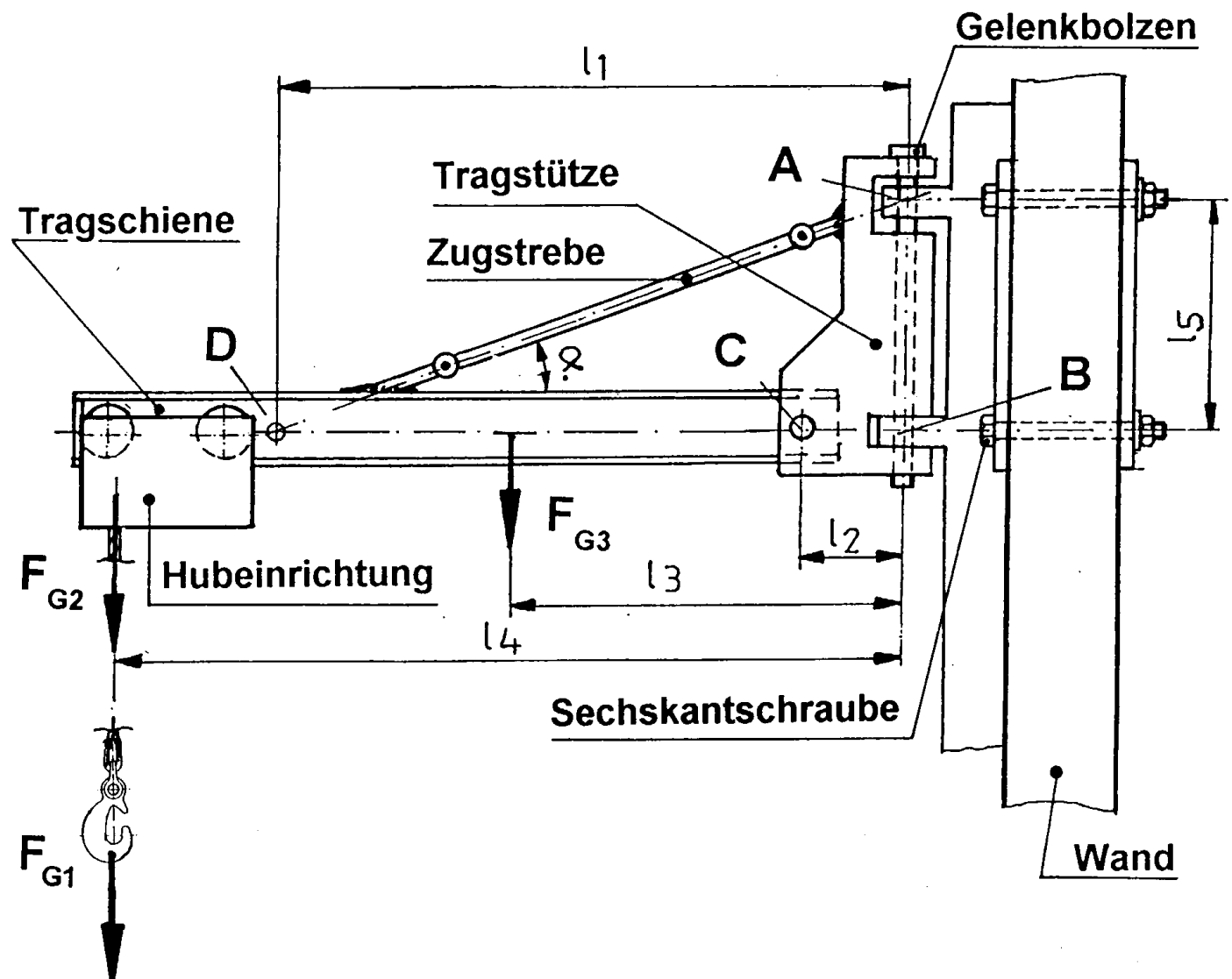
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1996/97-2: Wandschwenkkran

Mit Hilfe des Krans können Lasten gleichzeitig gehoben, längs der Tragschiene verfahren und um die Achse A - B geschwenkt werden.



Abmessungen: $l_1 = 1650 \text{ mm}$ $l_2 = 200 \text{ mm}$ $l_3 = 1250 \text{ mm}$
 $l_4 = 2500 \text{ mm}$ $l_5 = 600 \text{ mm}$ $\alpha = 20^\circ$

Kräfte: maximale Seilkraft $F_{G1} = 2500 \text{ N}$
 Gewichtskraft der Hubeinrichtung $F_{G2} = 250 \text{ N}$
 Gewichtskraft der Tragschiene $F_{G3} = 500 \text{ N}$

Punkte

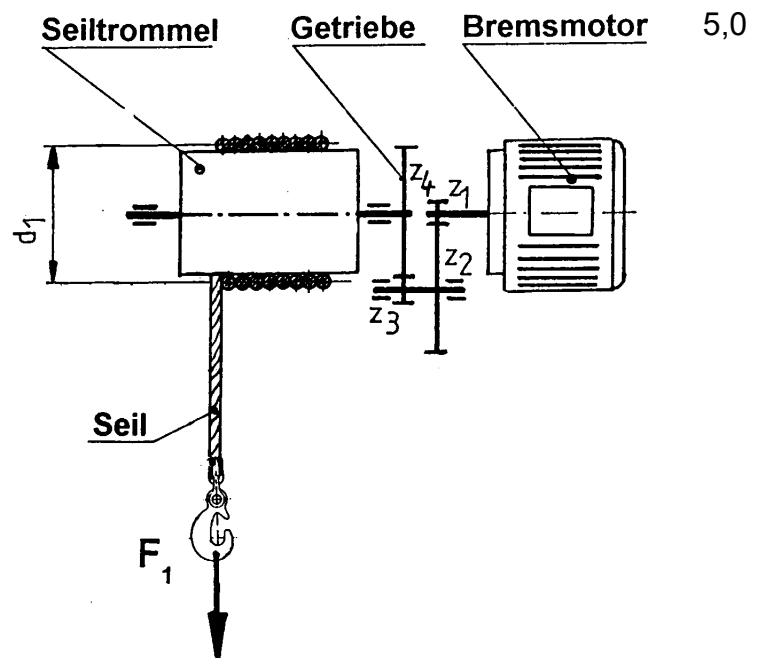
- 1 Der Gelenkbolzen wird aus C15 gefertigt. 5,0
- 1.1 Berechnen Sie die Kräfte in den Lagern A und B. 2,0
- 1.2 Für den Gelenkbolzen wird in den Lagern 8fache Sicherheit gegen Abscherung verlangt.
Ermitteln Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser. 4,5
- 2 Bestimmen Sie zeichnerisch die Zugstrebenkraft und die Kraft im Lager C. 4,5



- 3 Die Lagerkraft in C betrage $F_c = 13 \text{ kN}$ und wirke unter einem Winkel von 6° nach links unten. Die Zugstrebenkraft beträgt $F_D = 13,5 \text{ kN}$. Für die Tragschiene wurde das Profil DIN 1025 - IPE 120 und der Werkstoff S275 gewählt. 2,0
- 3.1 Bestimmen Sie das maximale Biegemoment. 2,0
- 3.2 Welche Sicherheit gegen bleibende Verformung liegt vor ? 2,5
- 4 Der Kran ist mit 4 Sechskantschrauben M16 an der Wand befestigt. Jede Schraube soll hierbei eine Kraft von 18 kN bei 5facher Sicherheit übertragen. 2,5
- 4.1 Bestimmen Sie die erforderliche Festigkeitsklasse des Schraubenwerkstoffs. 2,5
- 4.2 Die Reibzahl im Gewinde beträgt $\mu = 0,19$, an der Auflagerstelle herrsche $\mu_A = 0,1$. Wie groß ist das erforderliche Anzugsdrehmoment ? 2,0
- 5 Der Antrieb der Seiltrommel in der Hubeinrichtung erfolgt durch einen Bremsmotor über ein Getriebe. 2,0

Bestimmen Sie die notwendige Motorleistung.

η_{Getriebe}	=	0,9
n_{Motor}	=	1400 1/min
d_1	=	200 mm
$z_1 = z_3$	=	12
$z_2 = z_4$	=	144



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=22,5$

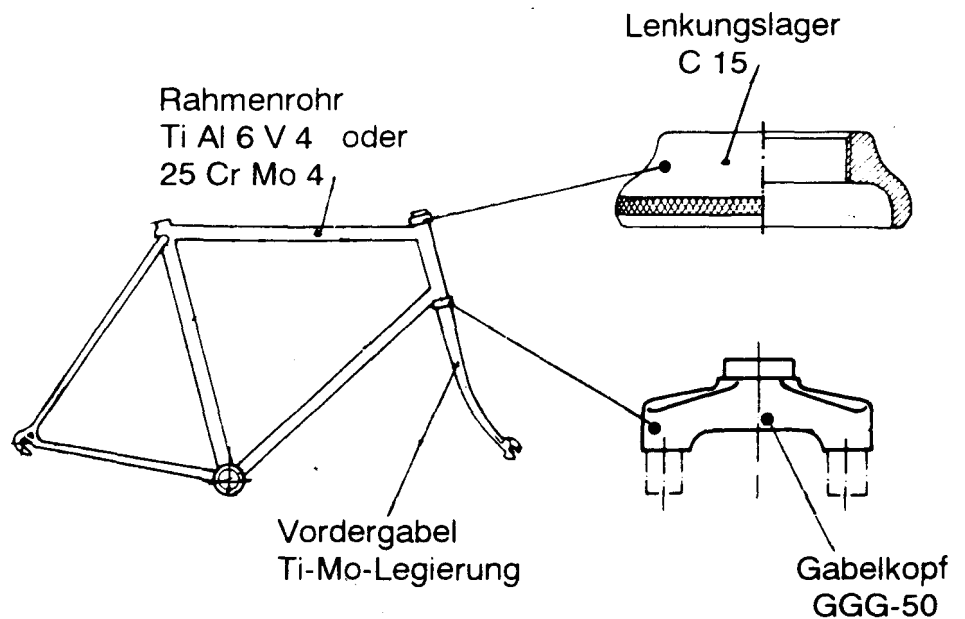


tgt HP 1996/97-3: Fahrradrahmen

Fahrradrohrrahmen werden unter anderem aus Titan- oder Stahllegierungen hergestellt.

Hinweis

Die neue Bezeichnung für GGG-50 lautet EN-GJS-500-7.



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Die Werkstoffeigenschaften des Rahmenrohres sollen im Zugversuch ermittelt werden.
- 1.1 Der Zugversuch mit einem kurzen Proportionalstab ergab für den Werkstoff TiAl6V4 das Spannungs - Dehnungs - Schaubild auf dem Arbeitsblatt 1. Ermitteln Sie daraus: 2,5
 - die Dehngrenze $R_{p0,2}$
 - die Zugfestigkeit R_m
 - die Bruchdehnung A_5
 - den Elastizitätsmodul E
- 1.2 Das Rahmenrohr aus 25CrMo4 hat einen Außendurchmesser von 28,6 mm und eine Wandstärke von 0,8 mm. Daraus wird eine Flachprobe hergestellt mit folgenden Abmessungen: 3,5

$a = 0,8 \text{ mm}$, $b = 35 \text{ mm}$, $L_0 = 30 \text{ mm}$.

Der Zugversuch ergab bis kurz vor dem Bruch folgende Messwerte:

F in kN	9,1	14,7	18,2	19,6	20,3	21,2	22,6	23,2	23,5	23,2
ΔL in mm	0,045	0,075	0,090	0,100	0,120	0,300	0,900	1,650	2,250	2,850

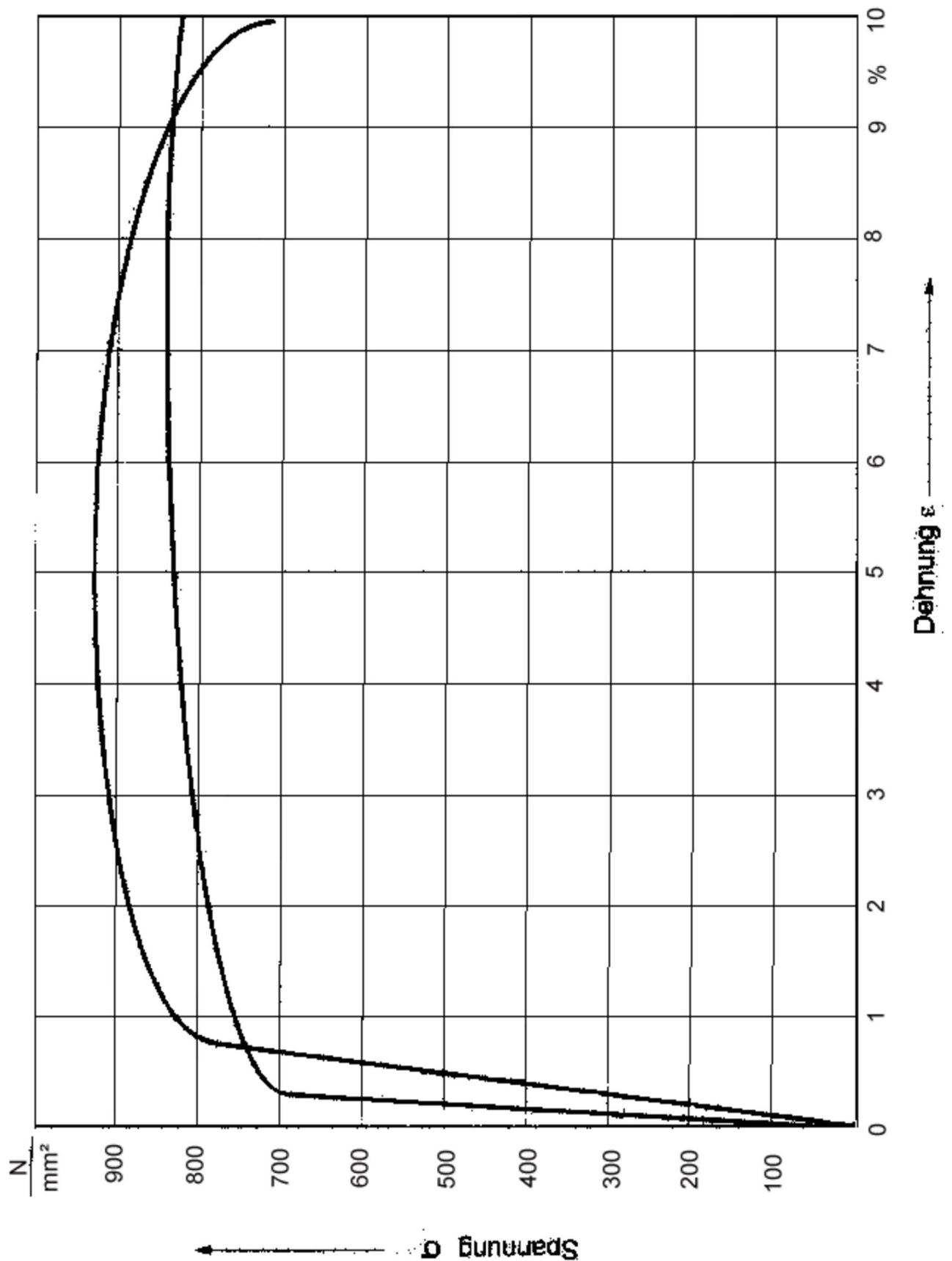
Erstellen Sie für die σ - und ε -Werte eine Tabelle, und zeichnen Sie daraus in das Arbeitsblatt 1, ergänzend zu der vorhandenen Kennlinie, das Spannungs-Dehnungs-Schaubild.
- 1.3 Ermitteln Sie aus dem σ - ε - Schaubild für den Stahl 25CrMo4 folgende Kennwerte: 2,0
 - die Dehngrenze $R_{p0,2}$
 - die Zugfestigkeit R_m
 - den Elastizitätsmodul E
- 1.4 Vergleichen Sie die Rahmenwerkstoffe Ti Al 6 V 4 und 25 Cr Mo 4 miteinander bezüglich der Dehnung im elastischen Bereich bei gleicher Spannung. 2,0



2	Das Lenkungslager aus C 15 ist auf Verschleiß beansprucht. Beschreiben Sie das erforderliche Wärmebehandlungsverfahren hinsichtlich - Verfahrenstechnik, - Vorgänge im Gefüge.	3,5
3	Das wärmebehandelte Lenkungslager aus C 15 und der Gabelkopf aus EN-GJS-500-7 (alt: GGG-50) sollen härtegeprüft werden. Wählen Sie ein jeweils geeignetes Verfahren, und begründen Sie Ihre Wahl.	4,0
4	Die Vordergabel wird aus einer Titan-Molybdän-Legierung hergestellt.	
4.1	Konstruieren Sie auf dem Arbeitsblatt 2 aus den Abkühlungslinien das Zustandsschaubild.	3,0
4.2	Beschriften Sie die Linien und Felder im Zustandsschaubild (Arbeitsblatt 2).	2,0
Die Aufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$

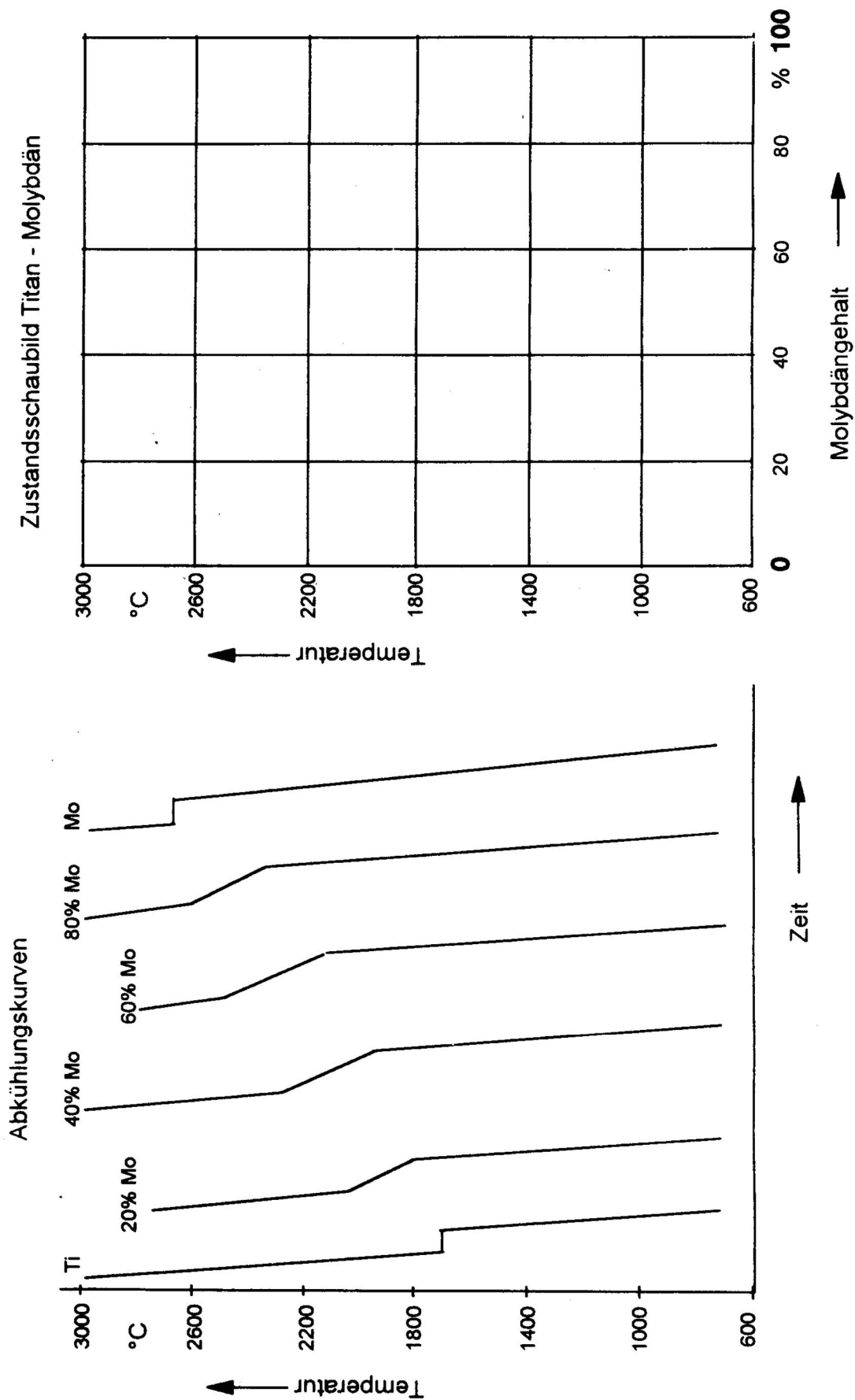


Arbeitsblatt 1





Arbeitsblatt 2





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1

1.1 Aus dem Schaubild in Arbeitsblatt 1 wurden folgende Werte ermittelt :

2,5

Dehngrenze $R_{p0,2} = 830 \text{ N/mm}^2$

Zugfestigkeit $R_m = 930 \text{ N/mm}^2$

Bruchdehnung $A_5 = 9,3 \%$

Elastizitätsmodul $E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{500 \text{ N}}{0,005 \text{ mm}^2} = 100000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

1.2

3,5

σ in N/mm^2	325	525	650	700	725	757	807	829	839 829	
ϵ in %	0,15	0,25	0,3	0,33	0,4	1	3	5,5	7,5	9,5

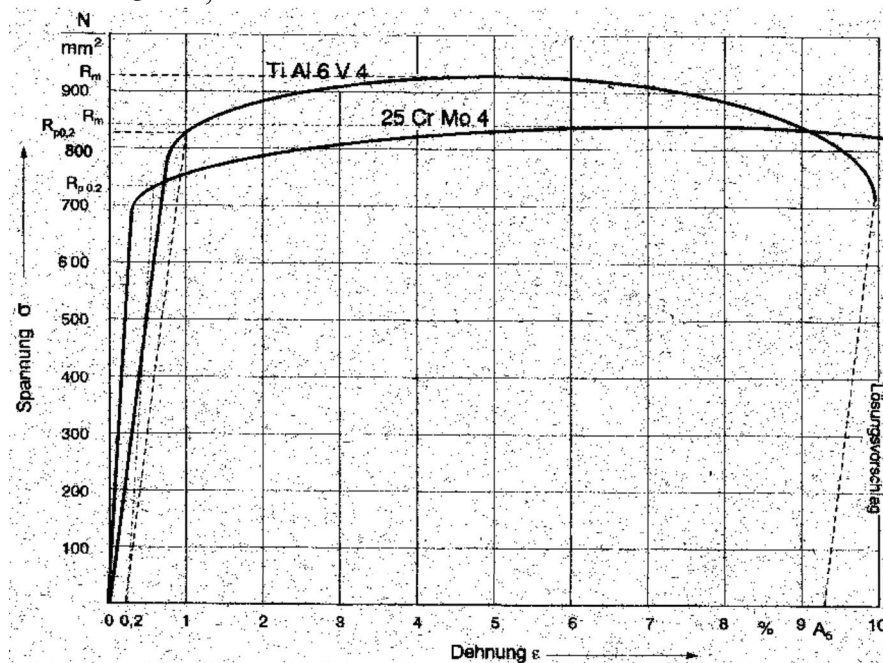
1.3 Aus dem Schaubild für 25CrMo4

2,0

$R_{p0,2} = 730 \text{ N/mm}^2$

$R_m = 840 \text{ N/mm}^2$

$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{525 \text{ N}}{0,0025 \text{ mm}^2} = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$



1.4 Der E-Modul von 25CrMo4 ist etwa doppelt so groß wie der von TiAl6V4; d.h. der Rahmenwerkstoff TiAl6V4 dehnt sich bei gleicher Spannung ungefähr doppelt so stark wie der aus 25 CrMo4

2,0



2 Einsatzhärten / Verfahrenstechnik:

3,5

- Aufkohlen in kohlenstoffhaltiger Umgebung (Grafitpulver, ...)
- Glühtemperatur: 880°C bis 980°C
- Aufkohlungszeit: mehrere Stunden
- Härten aus dem Einsatz: Das Werkstück wird sofort nach dem Aufkohlen in Wasser abgeschreckt.

Vorgänge im Gefüge:

Das Lenkungslager hat vor dem Aufkohlen ein ferritisch-perlitisches Gefüge. Beim Glühen in einem C-abgebenden Medium diffundieren C-Atome in die Randzone ein. Die Glühtemperatur muss oberhalb der Linie G-S im Fe-Fe₃C-Schaubild gewählt werden, damit sich Ferrit in Austenit umwandeln kann. Beim Abschrecken von dieser Temperatur bildet sich in der aufgekohlten Randzone harter Martensit.

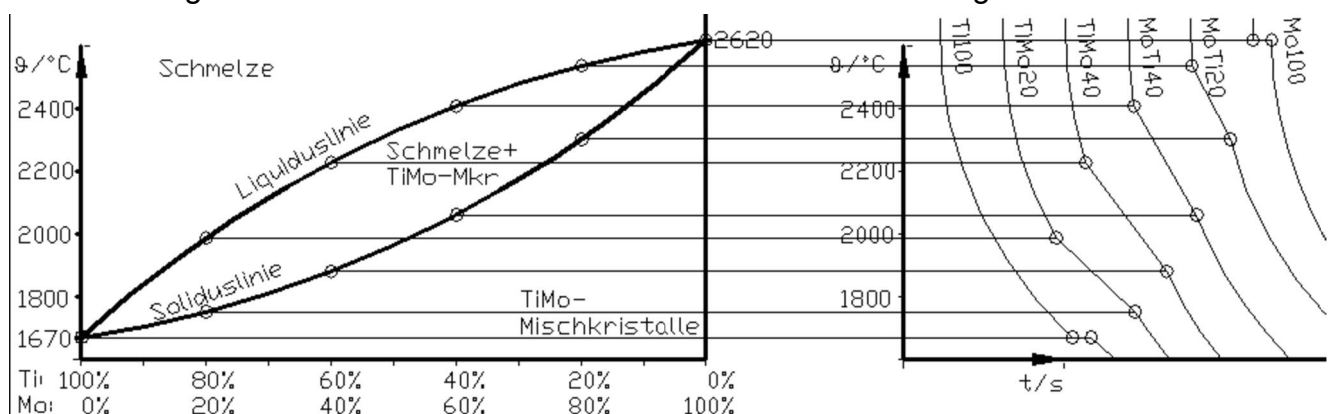
- 3 Die Dicke der Härteschicht am Lenkungslager ist nicht gegeben und kann von einem Schüler auch nicht abgeschätzt werden. Da Fahrradteile in der Regel nicht sehr dickwandig sind und unter der harten Randschicht auch noch zähes Grundmaterial übrig bleiben soll, ist anzunehmen, dass die Härteschicht dünn ist. HRC kommt als Prüfverfahren also nicht in Frage, da es wegen der hohen Prüfkraft die harte Schicht ins Grundmaterial drücken und dass Messergebnis verfälschen würde. HB ist für gehärtete Stähle nicht geeignet, weil der Prüfkörper aus Stahl oder HM zu weich ist und sich verformen würde. Bleibt HV, das einen sehr harten Prüfkörper verwendet und auch mit geringen Kräften funktioniert.

4,0

Der Gabelkopf aus EN-GJS-500-7 (alt: GGG-50) weist ein inhomogenes Gefüge aus Graphit in ferritisch-perlitischem Grundgefüge auf. Dafür eignet sich am besten das Brinell-Verfahren mit großem Kugeldurchmesser, der einen Mittelwert aus dem weichen Graphit und dem harten Metallgefüge bildet.

- 4 (beide Teilaufgaben, Grafik entspricht nicht genau der Aufgabe)
Zustandsdiagramm Ti – Mo

3,0 2,0



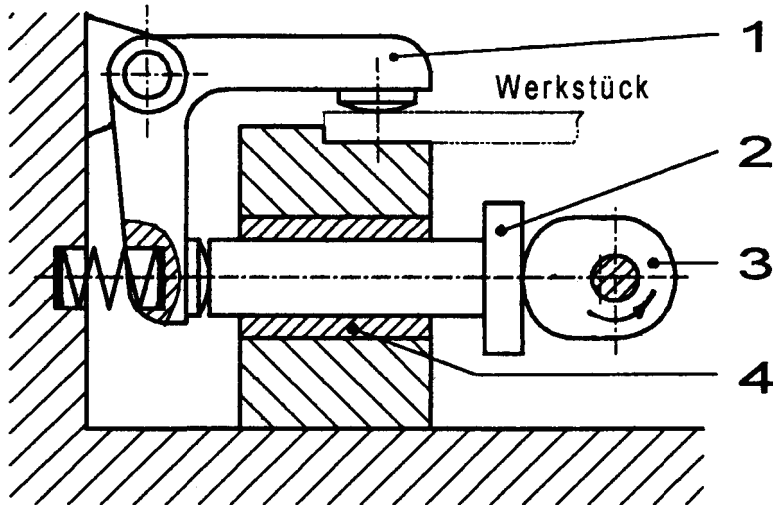
Die Aufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



tgt HP 1996/97-4: Spannvorrichtung

Durch Drehen des Exzenter wird über den Winkelhebel das Werkstück gespannt.



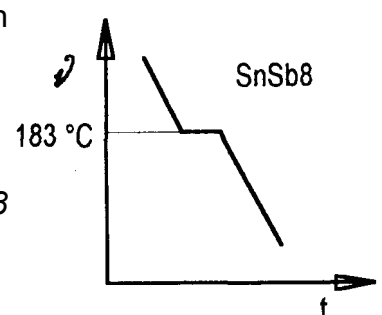
Position	Teil	Werkstoff
1	Winkelhebel	GS-52 (0,35 % C)
2	Stößel	C 15
3	Exzenter	C 60
4	Buchse	SnSb8

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|-----|---|-----|
| 1 | Der GS-52 wird langsam von der Schmelze bis auf Raumtemperatur abgekühlt. | |
| 1.1 | Zählen Sie der Reihe nach alle Gefügebestandteile auf, die sich dabei bilden, und beschreiben Sie ihren Aufbau. | 3,0 |
| 1.2 | Skizzieren Sie das Gefüge bei Raumtemperatur. Benennen Sie die einzelnen Bestandteile, und geben Sie ihre Eigenschaften an. | 3,0 |



- 2 Um das Vergüten des Exzenters zu überprüfen, wurde eine Probe dem Zugversuch unterworfen.
- 2.1 Auf dem Arbeitsblatt finden Sie das Spannungs-Dehnungs-Diagramm. Bestimmen Sie folgende Kennwerte: 2,5
- Zugfestigkeit R_m
 - Dehngrenze $R_{p0,2}$
 - Bruchdehnung A
 - Streckgrenzenverhältnis
 - Verlängerung der Probe nach dem Bruch für $L_0 = 40 \text{ mm}$
- 2.2 Der Erfolg der Wärmebehandlung lässt sich an R_m ablesen. 2,0
- Durch welches einfache Werkstoffprüfverfahren lässt sich dieser Wert näherungsweise bestimmen ?
- Welcher Messwert ist bei diesem Verfahren zu erwarten ?
- 3 Die Bauteile Position 1, 2 und 3 werden an den Verschleißstellen randschichtgehärtet (Position 3 zusätzlich zur Vergütung).
- 3.1 Wählen Sie für jedes Bauteil ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren. Begründen Sie Ihre Wahl. 3,0
- 3.2 Geben Sie für den Stößel ein geeignetes Härteprüfverfahren an, wenn die harte Randschicht 1 mm dick ist. Begründen Sie Ihre Aussage. 2,0
- 4 Die Buchse besteht aus der Legierung SnSb8 (8%Sb), von deren Komponenten folgendes bekannt ist:
- Schmelzpunkt Sn = 231°
 - Schmelzpunkt Sb = 630°C
- Abkühlungskurve der Legierung SnSb8*
- 
- 4.1 Zeichnen Sie das Sb - Sn - Zustandsdiagramm auf dem Arbeitsblatt (gerade Linienzüge). Beschriften Sie das Diagramm vollständig. 4,0
- 4.2 Wie wird dieser Legierungstyp bezeichnet, und unter welchen Bedingungen kommt dieser zustande ? 1,0
- 4.3 Bestimmen Sie für die Legierung mit 60% Sb die Anteile und Zusammensetzung der einzelnen Phasen bei 2,0
- 300°C
 - Raumtemperatur

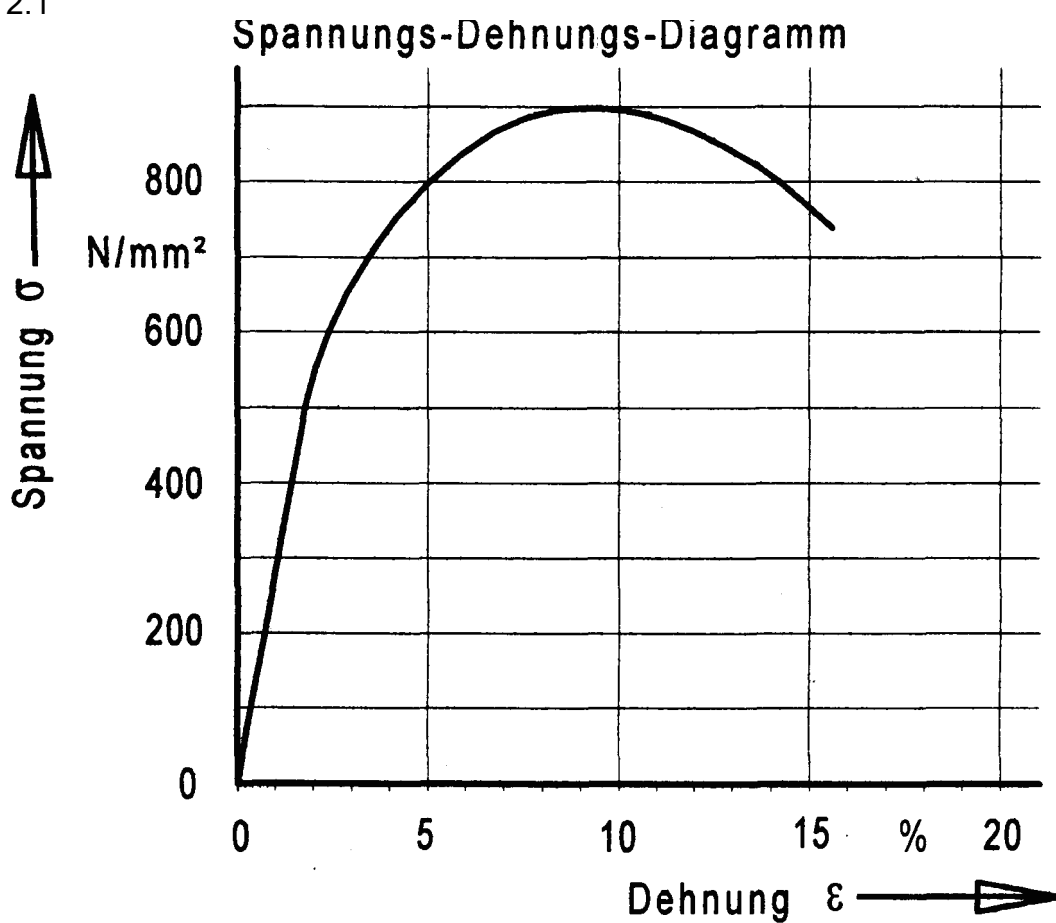
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

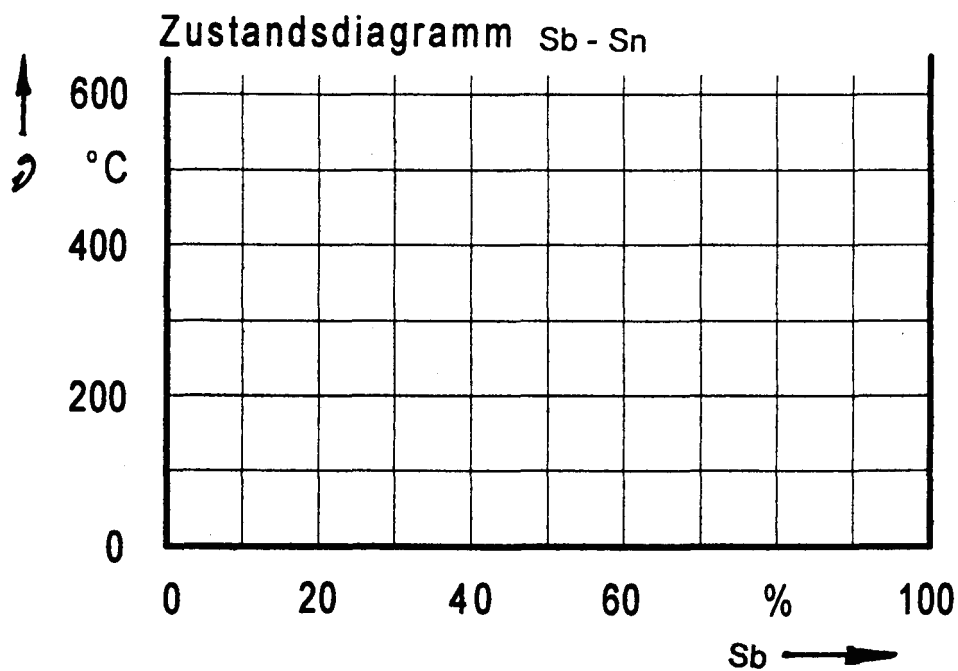


Arbeitsblatt

zu Aufgabe 2.1



zu Aufgabe 4





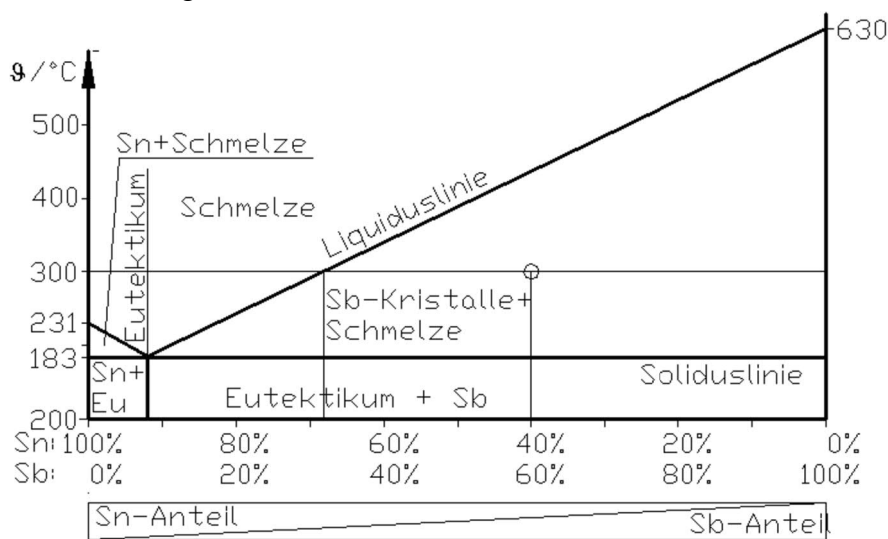
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



- 1
- 1.1 3,0
- 1.2 3,0
- 2
- 2.1 2,5
- 2.2 Die Zugfestigkeit von unlegierten Stählen kann mit der Härteprüfung nach Brinell geprüft werden. Es ist ein Wert von 266 HB (Tabelle) bzw $257 HB = \frac{900}{3,5}$ (nach Formel) zu erwarten. 2,0
- 3
- 3.1 Pos.1 und 3: Flamm- oder Induktionshärten, weil in beiden Werkstoffen ausreichend Kohlenstoff vorhanden ist. 3,0
Pos. 2: Einsatzhärten, weil ohne Einsetzen vor Kohlenstoff derselbe nicht ausreicht zum Härten
- 3.2 Geeignet sind Rockwell HRC oder Vickers HV: Beide Verfahren arbeiten mit Diamantspitzen und sind deshalb für harte Oberflächen geeignet. 1 mm harte Randschicht ist für das HRC-Verfahren dick genug. 2,0
- 4
- 4.1 Zustandsdiagramm Sn – Sb 4,0



- 4.2 Es handelt sich um den Legierungstyp Kristallgemisch. Er entsteht, wenn die beteiligten Elemente im festem Zustand vollkommen unlöslich sind, und dies der Fall, wenn sie in Atomgröße und Gittertyp zu stark unterscheiden. 1,0
- 4.3 Bei 300°C besteht Sb60Sn aus Sb-Kristallen und Schmelze mit ca. 32% Sb. Die Anteile der Phasen nach dem Gesetz der abgewandten Hebelarme kann man mit Hebelarmen aus der Zusammensetzung ermitteln: 2,0

$$\text{Anteil Sb-Kristalle} = \frac{60 - 32}{100 - 32} = 0,42 = 42\%$$

$$\text{Anteil Schmelze} = \frac{100 - 60}{100 - 32} = 0,58 = 58\%$$

Bei Raumtemperatur (unter 183°C) besteht Sb60Sn aus Sb-Kristallen und Eutektikum mit 8% Sb.



$$\text{Anteil Sb-Kristalle} = \frac{60-8}{100-8} = 0,565 = 56,5\%$$

$$\text{Anteil Eutektikum} = \frac{100-60}{100-8} = 0,435 = 43,5\%$$

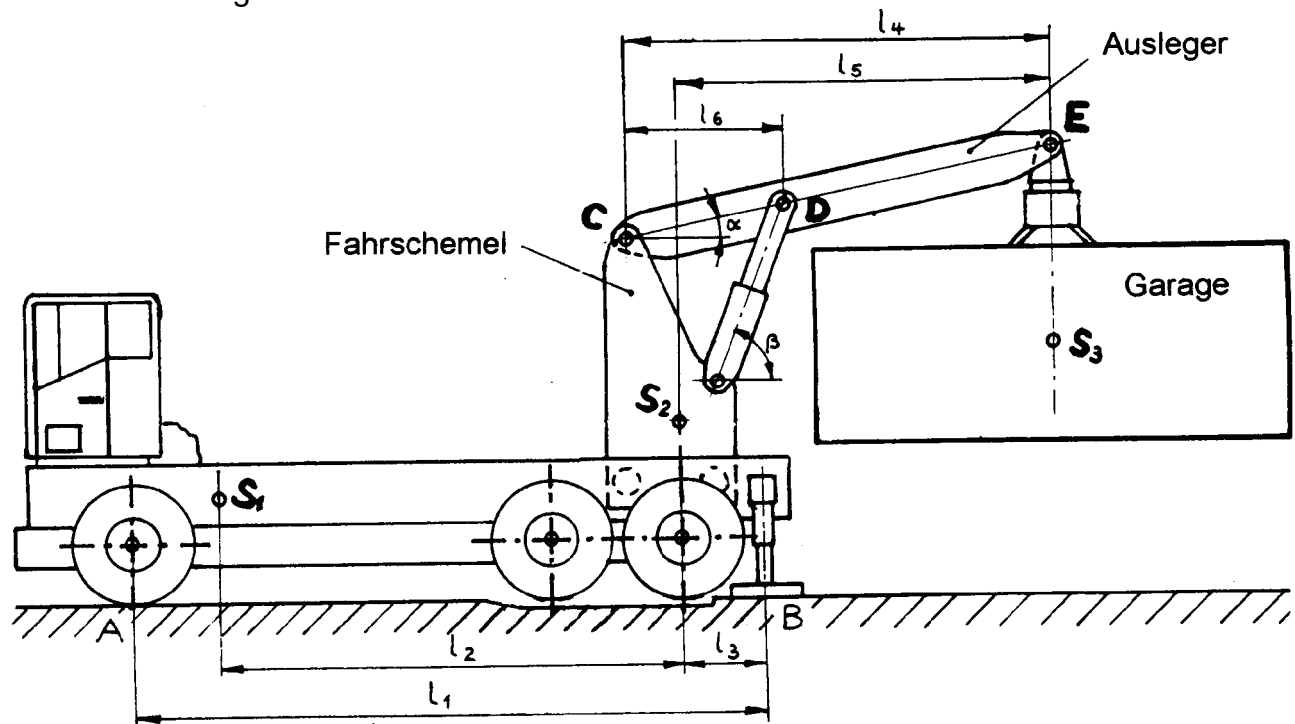
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1995/96-1: Garagentransporter

Das Fahrzeug transportiert Fertiggaragen zum Bestimmungsort und setzt diese dort ab. Skizziert ist die Abladestelle.





Maße:

$$l_1 = 9,0 \text{ m}$$

$$l_4 = 6,5 \text{ m}$$

$$\alpha = 15^\circ$$

$$l_2 = 6,5 \text{ m}$$

$$l_5 = 5,5 \text{ m}$$

$$\beta = 60^\circ$$

$$l_3 = 1 \text{ m}$$

$$l_6 = 2,0 \text{ m}$$

Gewichtskräfte:

$$\text{Fahrzeug: } F_{G1} = 100 \text{ kN}$$

$$\text{Hebezeug: } F_{G2} = 10 \text{ kN}$$

$$\text{Garage: } F_{G3} = 120 \text{ kN}$$

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|--|-----|
| 1 | Ermitteln Sie zeichnerisch die Aufstandskräfte F_A und F_B für eine Fahrzeugseite. | 5,0 |
| 2 | Ab welchem Garagengewicht $F_{G3\max}$ kippt der LKW ? | 1,5 |
| 3 | Berechnen Sie die Kolbenkraft F_D und die Lagerkraft F_C | 5,0 |

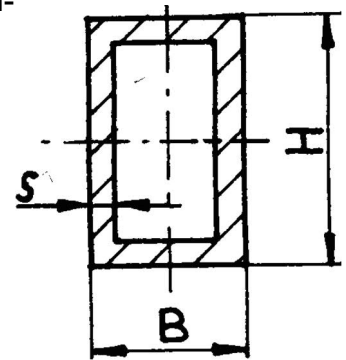


- 4 Der Ausleger hat einen kastenförmigen Querschnitt nach nebenstehender Skizze. Bestimmen Sie das maximale Biegemoment M_{bmax} und die Auslegerbreite B bei folgenden Daten:

$$\sigma_{bzul} = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$H = 400 \text{ mm}$$

$$s = 30 \text{ mm}$$



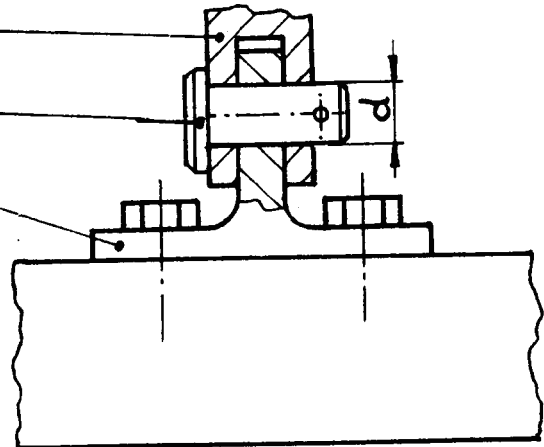
5,0

- 5 Die Skizze zeigt einen Schnitt durch das Lager E

Ausleger

Bolzen

Lagerplatte



- 6 Bestimmen Sie den erforderlichen Bolzendurchmesser d , wenn als Bolzenwerkstoff C45 in vergütetem Zustand verwendet und mit 6facher Sicherheit gegen Abscherung gerechnet wird.
- 7 Die Lagerplatte ist mit vier Schrauben befestigt. Welches metrische ISO-Regelgewinde ist für die Schrauben aus dem Werkstoff 8.8 bei 6facher Sicherheit zu wählen ?

3,0

3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

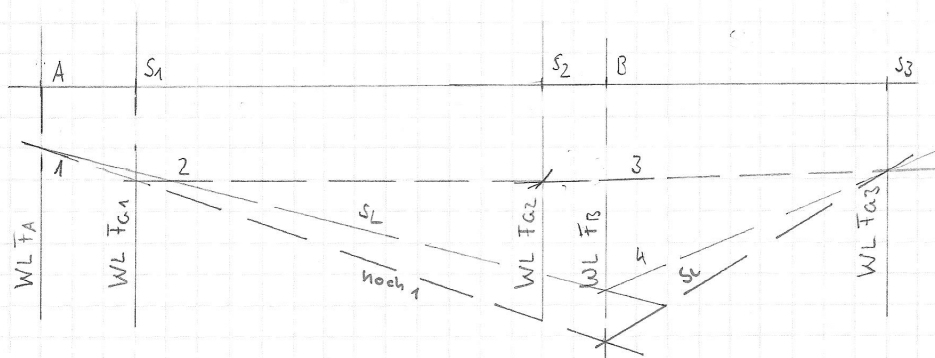
Teilaufgaben:

Punkte



1

1.1 Lageplan Fahrzeug mit Ladung $M_L = \frac{15m}{15cm}$

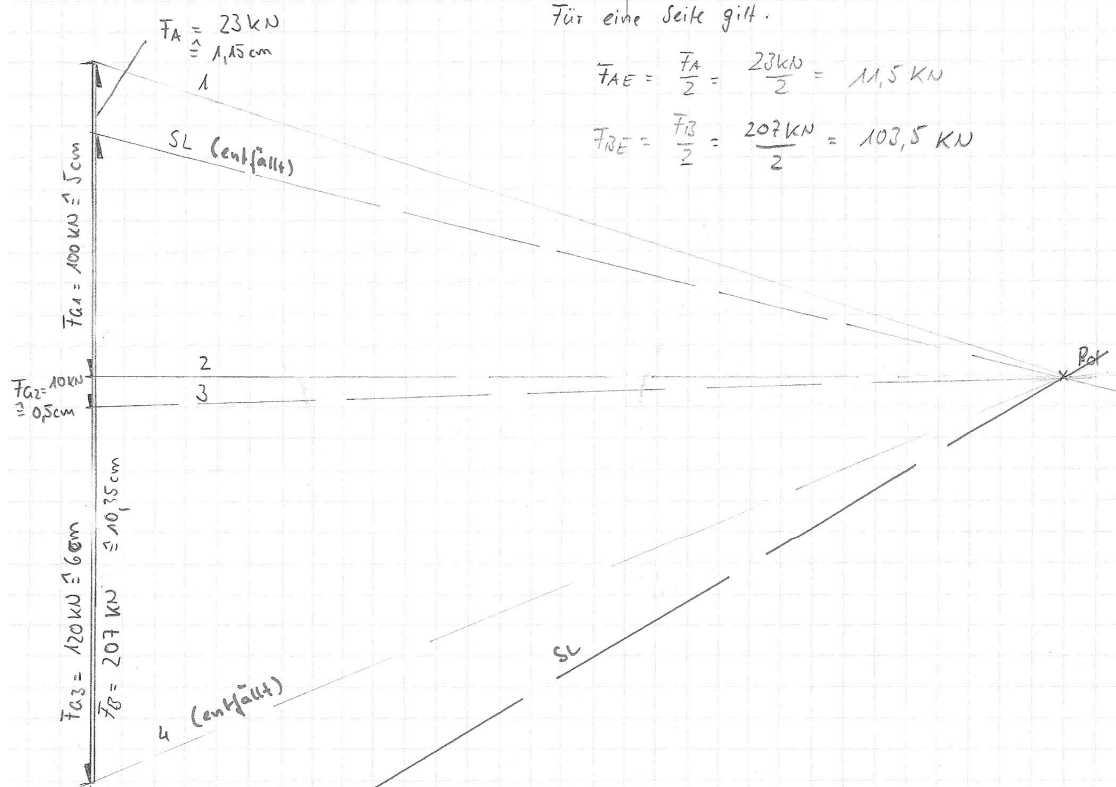


Kräfteplan $M_K = \frac{100kN}{5cm}$

Für eine Seite gilt.

$$F_{AE} = \frac{F_A}{2} = \frac{23kN}{2} = 11,5kN$$

$$F_{BE} = \frac{F_B}{2} = \frac{207kN}{2} = 103,5kN$$



1.2 Drehpunkt B; $\sum \pi = 0$; Kippbedingung $F_A < 0$, ich rechne mit $F_A = 0$

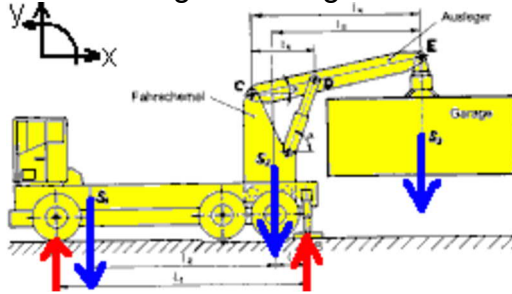
$$-F_{A1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{A2} \cdot l_3 + F_{A3max} \cdot (l_5 - l_3) = 0$$

$$F_{A3max} = \frac{F_{A1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{A2} \cdot l_3}{l_5 - l_3} = \frac{100kN \cdot (6,5m + 1m) + 10kN \cdot 1m}{5,5m - 1m} = 168,9kN$$

Der Lkw kippt bei einem Gewicht $F_{Amax} \geq 168kN$



LS Fahrzeug mit Garage



Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot l_1 + F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{G2} \cdot l_3 - F_{G3} \cdot (l_5 - l_3)$$

$$F_A = \frac{F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{G2} \cdot l_3 - F_{G3} \cdot (l_5 - l_3)}{l_1}$$

$$= \frac{100 \text{ kN} \cdot (6,5 \text{ m} + 1 \text{ m}) + 10 \text{ kN} \cdot 1 \text{ m} - 120 \text{ kN} \cdot (5,5 \text{ m} - 1 \text{ m})}{9 \text{ m}} = 24,4 \text{ kN (Achse)}$$

Zeichnerische Lösung nach dem Schlusslinienverfahren

2 LS siehe Aufgabe 1, Kippbedingung $F_A = 0$.

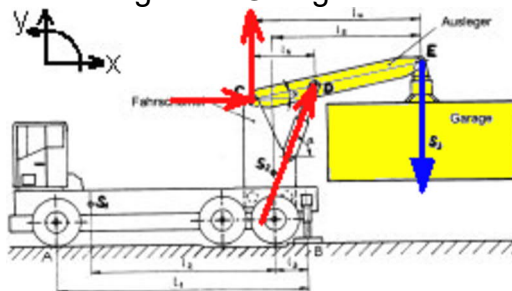
1,5

$$\Sigma M_B = 0 = F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{G2} \cdot l_3 - F_{G3\text{max}} \cdot (l_5 - l_3)$$

$$F_{G3\text{max}} = \frac{F_{G1} \cdot (l_2 + l_3) + F_{G2} \cdot l_3}{l_5 - l_3} = \frac{100 \text{ kN} \cdot (6,5 \text{ m} + 1 \text{ m}) + 10 \text{ kN} \cdot 1 \text{ m}}{5,5 \text{ m} - 1 \text{ m}} = 168,9 \text{ kN}$$

3 LS Ausleger mit Garage.

5,0



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_C = 0 = F_{Dy} \cdot l_6 - F_{Dx} \cdot l_6 \cdot \tan \alpha - F_{G3} \cdot l_4 = F_D \cdot \sin \beta \cdot l_6 - F_D \cdot \cos \beta \cdot l_6 \cdot \tan \alpha - F_{G3} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_{G3} \cdot l_4}{l_6 \cdot \sin \beta - l_6 \cdot \cos \beta \cdot \tan \alpha} = \frac{120 \text{ kN} \cdot 6,5 \text{ m}}{2 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ - 2 \text{ m} \cdot \cos 60^\circ \cdot \tan 15^\circ} = 532,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} + F_{Dx} \Rightarrow F_{Cx} = -F_{Dx} = -F_D \cdot \cos \beta = -532,7 \text{ kN} \cdot \cos 60^\circ = -266,4 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Cy} + F_{Dy} - F_{G3} \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = F_{G3} - F_{Dy} = F_{G3} - F_D \cdot \sin \beta = 120 \text{ kN} - 532,7 \text{ kN} \cdot \sin 60^\circ = -341,4 \text{ kN}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(266,4 \text{ kN})^2 + (341,4 \text{ kN})^2} = 433,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_C = \arctan\left(\frac{F_{Cy}}{F_{Cx}}\right) = \arctan\left(\frac{-341,4 \text{ kN}}{-266,4 \text{ kN}}\right) = 52,0^\circ$$

$\alpha_A = 52,0^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 232,0^\circ$ gegen die positive x-Achse

Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren (nicht gefordert)



4 $M_{bmax} = |F_{G3} \cdot (l_4 - l_6)| = 120 \text{ kN} \cdot (6,5 \text{ m} - 2,0 \text{ m}) = 540 \text{ kNm}$

5,0

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

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{540 \text{ kNm}}{150 \text{ N/mm}^2} = 3600 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{B \cdot H^3 - (B - 2s) \cdot (H - 2s)^3}{6 \cdot H} \Rightarrow$$

$$B = \frac{W \cdot 6 \cdot H - 2s \cdot (H - 2s)^3}{(H^3 - (H - 2s)^3)}$$

$$= \frac{3600 \text{ cm}^3 \cdot 6 \cdot 400 \text{ mm} - 2 \cdot 30 \text{ mm} \cdot (400 \text{ mm} - 2 \cdot 30 \text{ mm})^3}{(400^3 \text{ mm}^3 - (400 \text{ mm} - 2 \cdot 30 \text{ mm})^3)} = 254,4 \text{ mm}$$

Max. Biegemoment und Maße eines Kastenprofils ermitteln

5 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

3,0

$\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{6} = 93,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{G3}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{120 \text{ kN}}{2 \cdot 93,3 \text{ N/mm}^2} = 642,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 642,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 28,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 30mm (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (BolzenØ)

6 Festigkeitsklasse 8.8 bedeutet (siehe auch [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“):

3,0

$$R_m = 8 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\frac{\sigma_{zlim}}{V} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{4 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{640 \text{ N/mm}^2}{6} = 106,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{G3}}{2 \cdot \sigma_{zzul}} = \frac{120 \text{ kN}}{4 \cdot 106,7 \text{ N/mm}^2} = 281 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M24 mit $S = 353 \text{ mm}^2$ (→ TabB „Gewinde“)

Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse

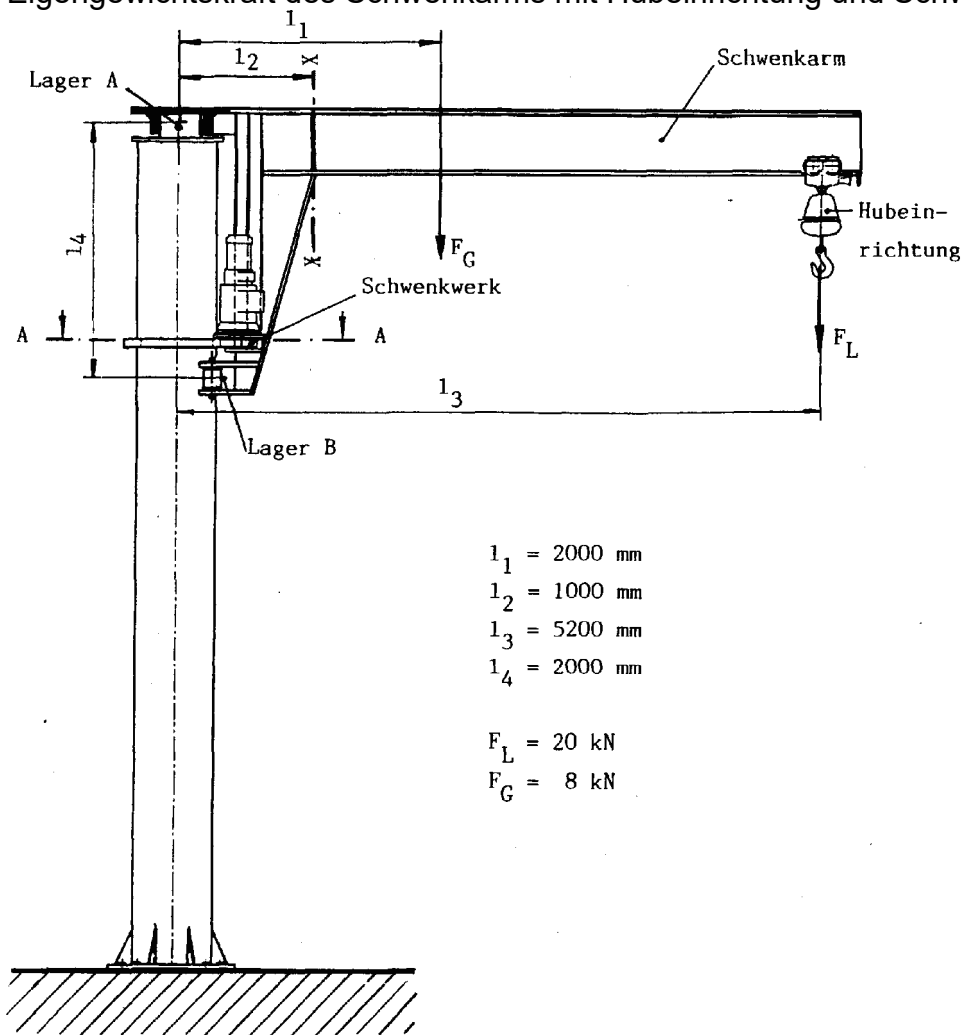
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



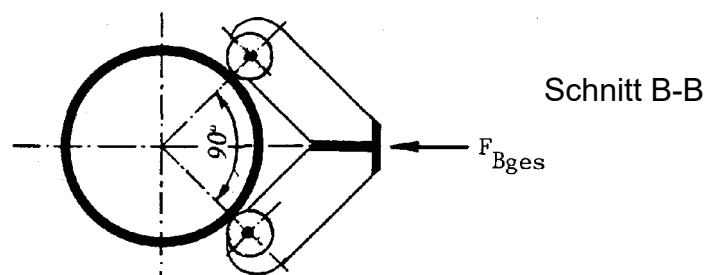
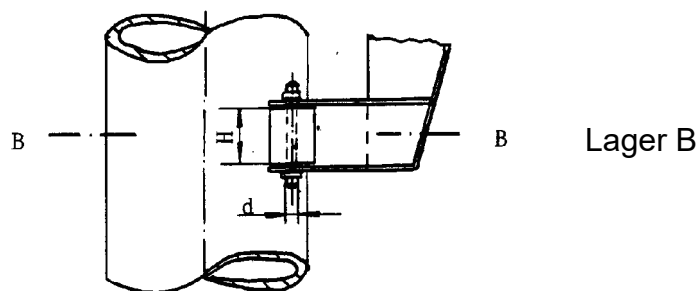
tgt HP 1995/96-2: Säulenschwenkkran

Der skizzierte Säulenschwenkkran darf maximal mit der Kraft F_L belastet werden. Die Eigengewichtskraft des Schwenkarms mit Hubeinrichtung und Schwenkwerk beträgt F_G .

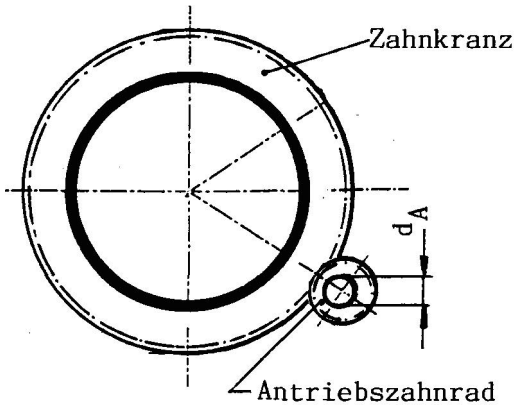


$$\begin{aligned} l_1 &= 2000 \text{ mm} \\ l_2 &= 1000 \text{ mm} \\ l_3 &= 5200 \text{ mm} \\ l_4 &= 2000 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_L &= 20 \text{ kN} \\ F_G &= 8 \text{ kN} \end{aligned}$$





Teilaufgaben:	Punkte
1 Die am Schwenkarm wirkenden Kräfte werden von den Lagern in A und B aufgenommen. Bestimmen Sie zeichnerisch die Lagerkräfte F_A und F_B .	5,0
2 Im Lager B wird die Lagerkraft $F_{Bges} = 60 \text{ kN}$ durch zwei Kunststoffrollen übertragen. Berechnen Sie die Kraft, die auf jede Rolle wirkt.	3,0
3 Jede Rolle werde mit $F_R = 43 \text{ kN}$ belastet.	
3.1 Die maximale Flächenpressung zwischen Rolle und Rollenachse darf $p_{zul} = 15 \text{ N/mm}^2$ betragen. Berechnen Sie den erforderlichen Achsdurchmesser d , wenn die Höhe der Rolle $H = 150 \text{ mm}$ beträgt.	1,5
3.2 Die Rollenachse wurde aus S235 gefertigt. Bestimmen Sie den erforderlichen Achsdurchmesser bei zweifacher Sicherheit gegen Abscherung.	2,0
3.3 Welcher Durchmesser ist auszuführen ?	1,0
4 Der Schwenkarm besteht aus einem mittelbreiten IPE-Profil mit parallelen Flansflächen aus S275 nach DIN 1025-5. Berechnen Sie das erforderliche Widerstandsmoment an der Stelle X - X, und wählen Sie einen geeigneten Träger bei zweifacher Sicherheit gegen Verformung.	5,0
5 Der Schwenkarm wird durch einen Motor mit Getriebe um die Säulenachse gedreht. Das Antriebszahnrad hat die Zähnezah $z_A = 60$ und eine Drehzahl $n_A = 2,5 \text{ 1/min}$. Der Zahnkranz auf der Säule hat die Zähnezah $z_S = 300$.	
 <p style="text-align: center;">Schwenkwerk Schnitt A - A</p>	
5.1 Berechnen Sie die Umfangsgeschwindigkeit der Hubeinrichtung in der gezeichneten Stellung.	2,0
5.2 Zum Drehen des Schwenkwerks ist ein Moment $M_S = 16 \text{ kNm}$ erforderlich. Der Getriebewirkungsgrad sei 0,8. Welcher Wellendurchmesser d_A ist für das Antriebszahnrad bei $\tau_{tzul} = 350 \text{ N/mm}^2$ zu wählen?	3,5
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

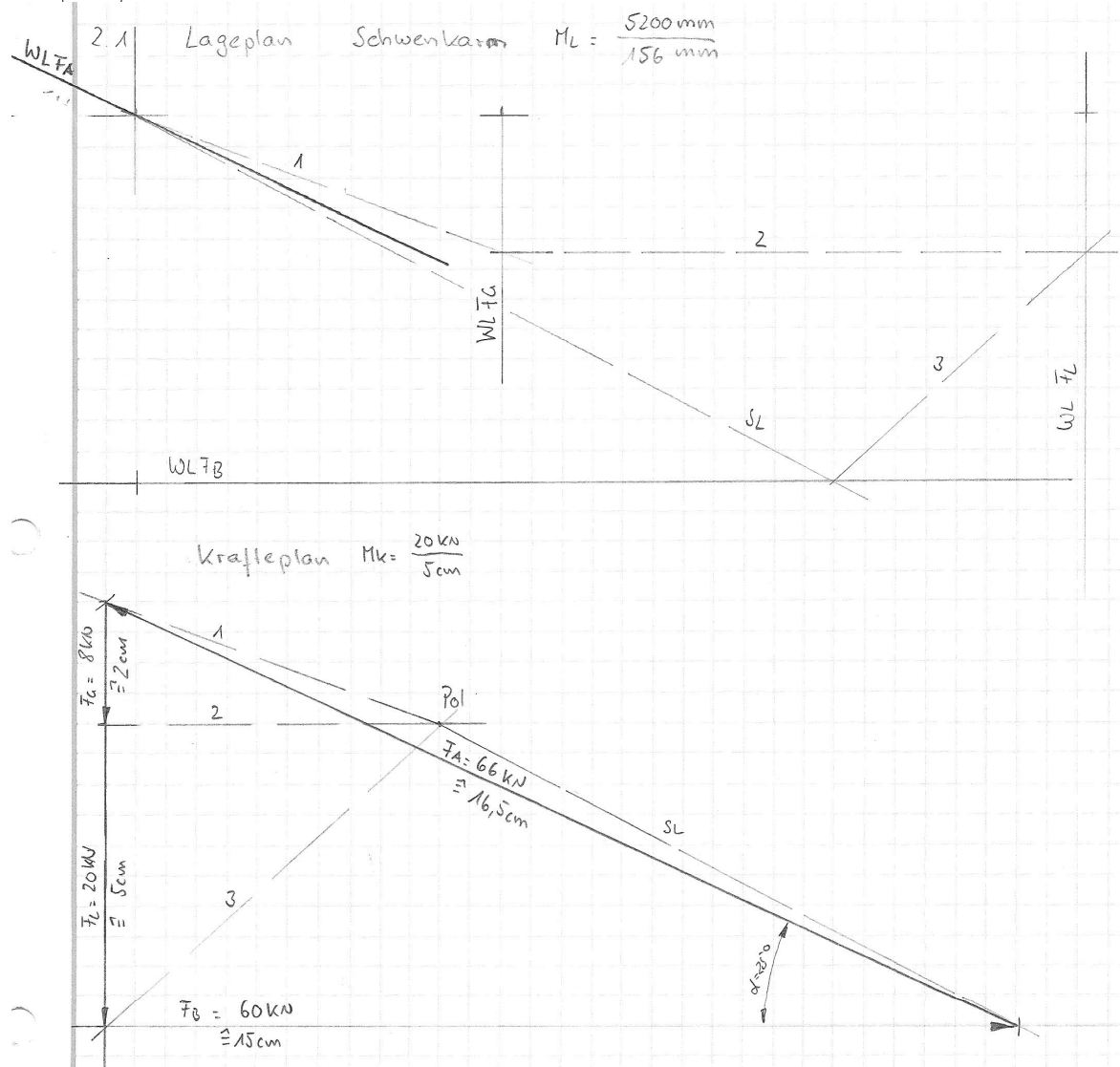
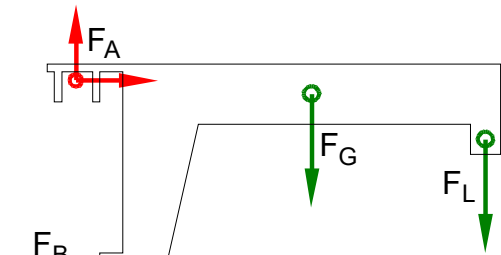
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Schwenkarm

5,0





Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = +F_B \cdot l_4 - F_G \cdot l_1 - F_L \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot l_1 + F_L \cdot l_3}{l_4} = \frac{8 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} + 20 \text{ kN} \cdot 5200 \text{ mm}}{2000 \text{ mm}} = 60 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_B \Rightarrow F_{Ax} = -F_B = -60 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_G - F_L \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_G + F_L = 8 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = 28 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-60 \text{ kN})^2 + (28 \text{ kN})^2} = 66,2 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{28 \text{ kN}}{-60 \text{ kN}} = -25,0^\circ$$

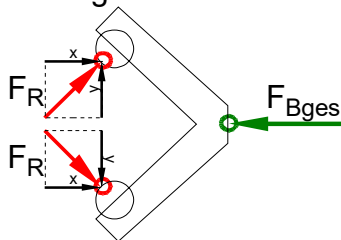
$\alpha_A = 25,0^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 155,0^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik (Schlusslinienverfahren)

2 LS Lager B

3,0



Rechnerische Lösung

$$\Sigma F_x = 0 = 2 \cdot F_{Rx} - F_{Bges} = 2 \cdot F_R \cdot \cos 45^\circ - F_{Bges} \Rightarrow F_R = \frac{F_{Bges}}{2 \cdot \cos 45^\circ} = \frac{60 \text{ kN}}{2 \cdot \cos 45^\circ} = 42,4 \text{ kN}$$

Statik rechnerisch (zentrales Kraftesystem)

3

$$3.1 \quad p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_R}{p_{zul}} = \frac{43 \text{ kN}}{15 \text{ N/mm}^2} = 2867 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot H \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{H} = \frac{2867 \text{ mm}^2}{150 \text{ mm}} = 19,1 \text{ mm}$$

$$3.2 \quad \tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2 \text{ (S235} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)}$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{2} = 145 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_R}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{43 \text{ kN}}{2 \cdot 145 \text{ N/mm}^2} = 148,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 148,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,7 \text{ mm}$$

$$3.3 \quad \text{Maßgeblich ist der größere Durchmesser } 19,1 \text{ mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen } \varnothing 20 \text{ mm } (\rightarrow \text{TabB „Bolzen“})$$

Flächenpressung und Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing)



- 4 $\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)
 $W = 669 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{IPE 360 mit } W_x = 904 \text{ cm}^3$

4,5

$$M_{bx-x} = |-F_G \cdot (l_1 - l_2) - F_L \cdot (l_3 - l_2)|$$

$$= 8 \text{ kN} \cdot (2000 - 1000) \text{ mm} + 20 \text{ kN} \cdot (5200 - 1000) \text{ mm} = 92 \text{ kNm}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{2} = 190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{92 \text{ kNm}}{190 \text{ N/mm}^2} = 484,2 \text{ cm}^3$$

gewählt: IPE 300 mit $W_x = 557 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1025“)
 Biegung (Auswahl des Profils)

5 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{z_S}{z_S} = \frac{300}{50} = 5$

5.1 $i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_S = \frac{n_A}{i} = \frac{25 \text{ min}^{-1}}{5} = 0,5 \text{ min}^{-1} = 0,00833 \text{ s}^{-1}$

2,0

$$v = \pi \cdot n \cdot d = \pi \cdot n_S \cdot 2 \cdot l_3 = \pi \cdot 0,5 \text{ min}^{-1} \cdot 5200 \text{ mm} = 16,3 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Übersetzung, Umfangsgeschwindigkeit

5.2 $i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_S = \frac{M_A}{i \cdot \eta} = \frac{16 \text{ kNm}}{5 \cdot 0,8} = 4 \text{ kNm}$

3,5

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{4 \text{ kNm}}{350 \text{ N/mm}^2} = 11,4 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{11,4 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 38,8 \text{ mm}$$

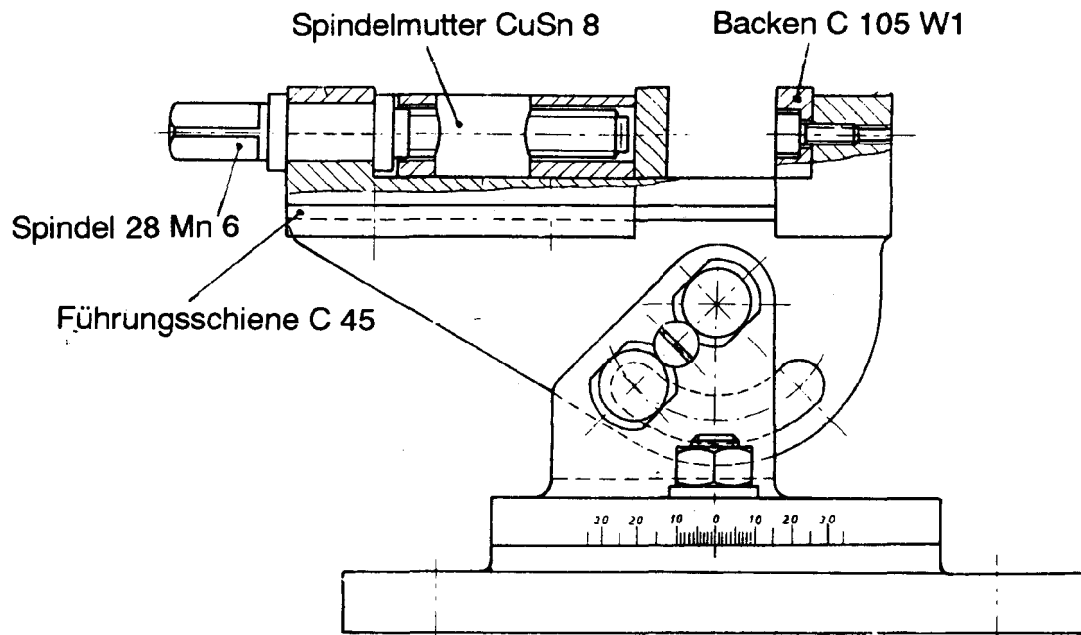
Gewählt: $d = 40 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R5
 Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1995/96-4: Maschinenschraubstock





	Teilaufgaben:	Punkte
1	<p>Die Spindel aus 28 Mn 6 wurde vergütet. Die Werkstoffkenndaten wurden bei einem Zugversuch an einem kurzen Proportionalstab erfasst.</p> <p>Kenndaten:</p> <p>Dehngrenze : $R_{p0,2} = 490 \text{ N/mm}^2$</p> <p>Zugfestigkeit : $R_m = 690 \dots 870 \text{ N/mm}^2$</p> <p>Bruchdehnung: $A_5 = 15\%$</p> <p>E-Modul: $E = 210000 \text{ N/mm}^2$</p>	
1.1	<p>Die Prüfmaschine erreicht eine maximale Zugkraft von 50 kN.</p> <p>Wie groß kann d_0 höchstens werden, damit ein sicherer Bruch der Probe gewährleistet ist?</p>	2,0
1.2	<p>Berechnen Sie für einen kurzen Proportionalstab mit $d_0 = 8 \text{ mm}$ die zu erwartenden Kräfte $F_{p0,2}$ und F_{mmin}.</p> <p>Um wie viele mm dehnt sich die Probe bei einer Zugkraft von 15 kN ?</p> <p>Bestimmen Sie die Bruchverlängerung ΔL_u.</p> <p>Zeichnen Sie auf dem Arbeitsblatt mit den berechneten Daten das Kraft-Verlängerungs-Schaubild. Annahme: F_m tritt bei $2/3 \Delta L_u$ auf.</p>	4,0
1.3	<p>Skizzieren Sie in dasselbe Schaubild qualitativ die Kurven des</p> <ul style="list-style-type: none"> - normalgeglühten und des - durchgehärteten Stahls. 	3,0
1.4	<p>Begründen Sie, warum bei der Bruchdehnung A angegeben werden muss, ob es sich um einen kurzen oder langen Proportionalstab handelt.</p>	2,0



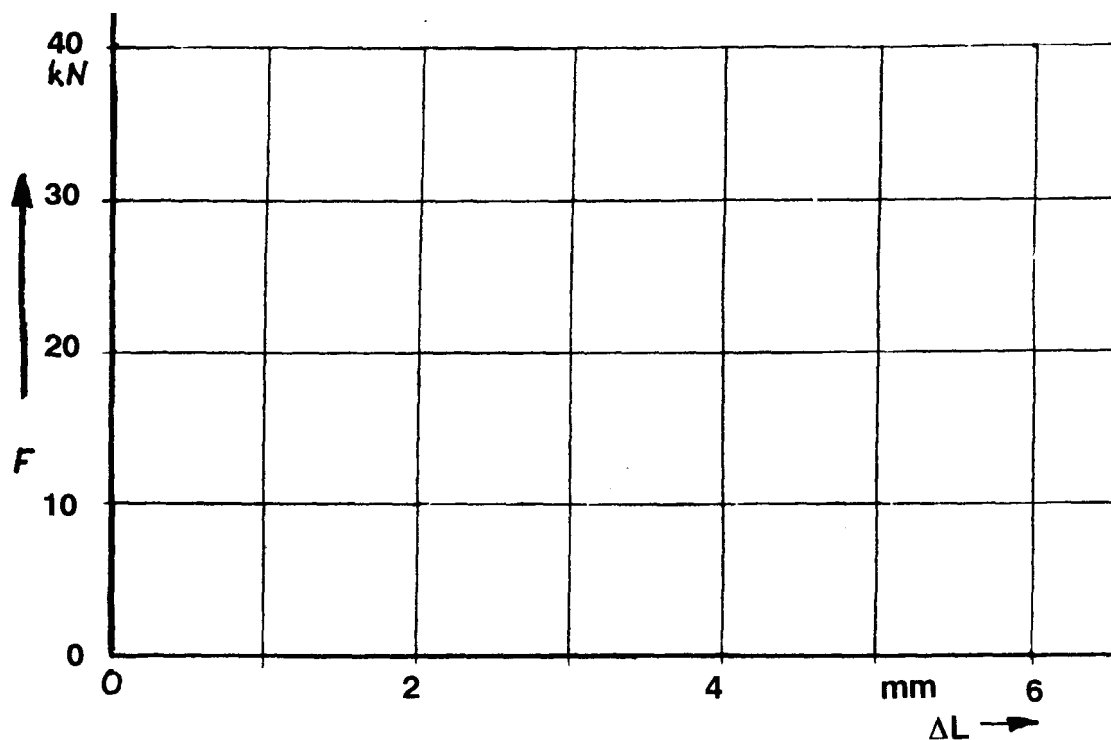
- | | | |
|---|--|----------------|
| 2 | Die durchgehärteten Schraubstockbacken sind aus C 105 W1.
Beschreiben Sie den Härtevorgang einschließlich der jeweiligen Gefügeänderungen.
Skizzieren Sie den Härtevorgang im Zeit-Temperatur-Diagramm auf dem Arbeitsblatt.
Warum darf beim Härten des C 105 W1 nicht über die Linie SE des Fe-Fe ₃ C-Diagramms erwärmt werden? | 3,0 |
| 3 | Die auf Verschleiß beanspruchte Führungsschiene aus C 45 soll randschichtgehärtet werden. | |
| 3.1 | Beschreiben Sie das anzuwendende Wärmebehandlungsverfahren. | 2,5 |
| 3.2 | Welches Härteprüfverfahren schlagen Sie für die randschichtgehärtete Führungsschiene vor ? Begründen Sie Ihre Wahl. | 2,0 |
| 4 | Die Spindelmutter wurde aus CuSn 8 gegossen und dann spanabhebend bearbeitet. | |
| 4.1 | Die Legierung CuSn8 erstarrt nach dem System „Vollkommene Löslichkeit im festen Zustand“.
Skizzieren Sie die Abkühlungskurve qualitativ.
Erläutern Sie die Gefüge von der Schmelze bis zur Raumtemperatur. | 2,0 |
| 4.2 | Vergleichen Sie die Legierung CuSn8 („Vollkommene Löslichkeit in festem Zustand“) mit einer Legierung nach dem System „Vollkommene Unlöslichkeit in festem Zustand“ hinsichtlich Gießtemperatur und Erstarrungsverhalten. | 2,0 |
| <hr/> Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. | | <hr/> Σ = 22,5 |



Arbeitsblatt

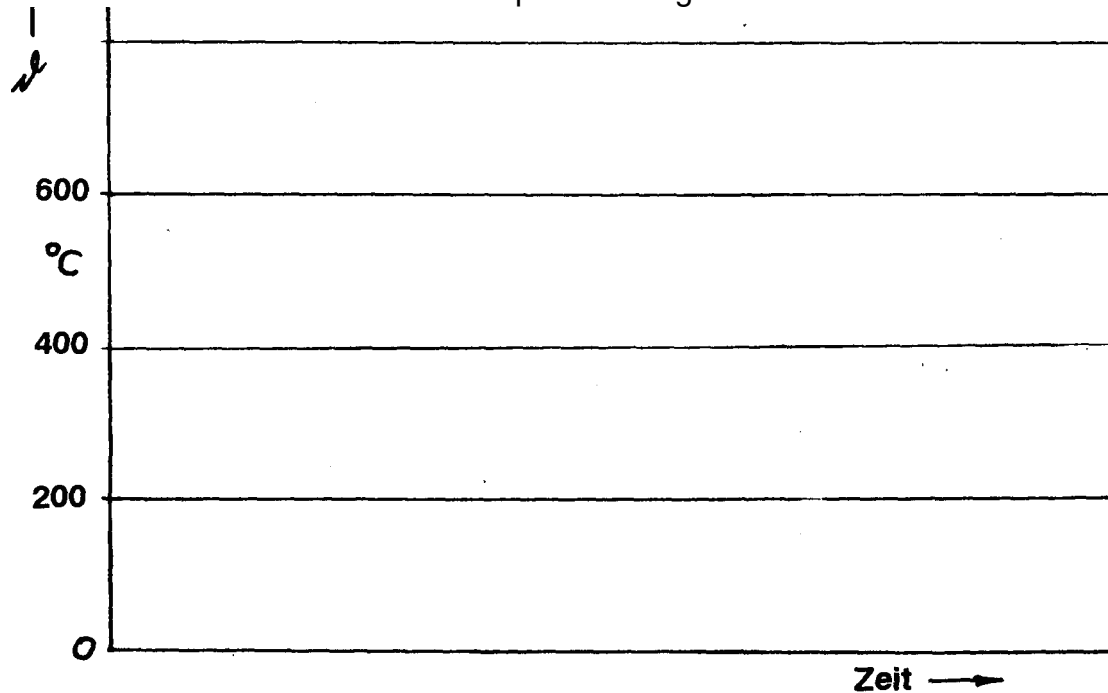
zu 1.2 und 1.3

Kraft-Verlängerungsschaubild



zu 2

Zeit-Temperatur-Diagramm



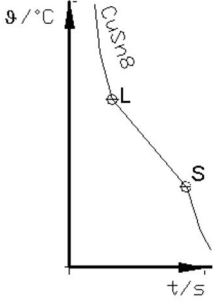


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



- 1
- 1.1 2,0
- 1.2 4,0
- 1.3 3,0
- 1.4 2,0
- 2 3,0
- 3
- 3.1 2,5
- 3.2 Geeignet sind Vickers HV oder Rockwell HRC (Schichtdicke beachten): Beide Verfahren arbeiten mit Diamantspitzen und sind deshalb für harte Oberflächen geeignet. Wenn die Schichtdicke ausreicht, sollte HRC gewählt werden, weil es einfacher handhabbar ist. 2,0
- 4
- 4.1 Bild: Abkühlungslinie CuSn8 2,0
- CuSn8 ist oberhalb der Liquiduslinie flüssig. Mit Unterschreiten der Liquiduslinie (Punkt L) beginnen CuSn-Mischkristalle aus der Schmelze heraus zu kristallisieren. Die Legierung wird zunehmend zähflüssiger (teigig). Durch die frei werdende Kristallisationsenergie wird die Abkühlung verlangsamt (Knickpunkte). Mit Erreichen der Soliduslinie (Punkt S) ist die Kristallisation abgeschlossen, das Gefüge besteht vollständig aus CuSn-Mischkristallen.
- 
- 4.2 Legierungen nach dem System „Vollkommene Löslichkeit in festen Zustand“ haben keinen Schmelzpunkt, sondern einen Schmelzbereich. Sie gehen allmählich vom flüssigen in den festen Zustand über. Sie sind zum Gießen in Formen schlecht geeignet, weil sie über die Liquiduslinie erhitzt werden müssen und sich wegen des teigigen Verhaltens schlecht verteilen. 2,0
- Legierungen nach dem System „Vollkommene Unlöslichkeit in festen Zustand“ haben in der eutektischen Zusammensetzung einen Schmelzpunkt unterhalb der Schmelzpunkte der beteiligten Elemente, d.h., sie müssen nicht hoch erhitzt werden, bleiben lange dünnflüssig und erstarren dann rasch zu einem feinkörnigem Kristallgemisch, dem Eutektikum. Sie sind zum Gießen in Formen gut geeignet. Außerhalb der eutektischen Zusammensetzung ähneln sie gießtechnisch den Legierungen „unlöslich im festen Zustand“.

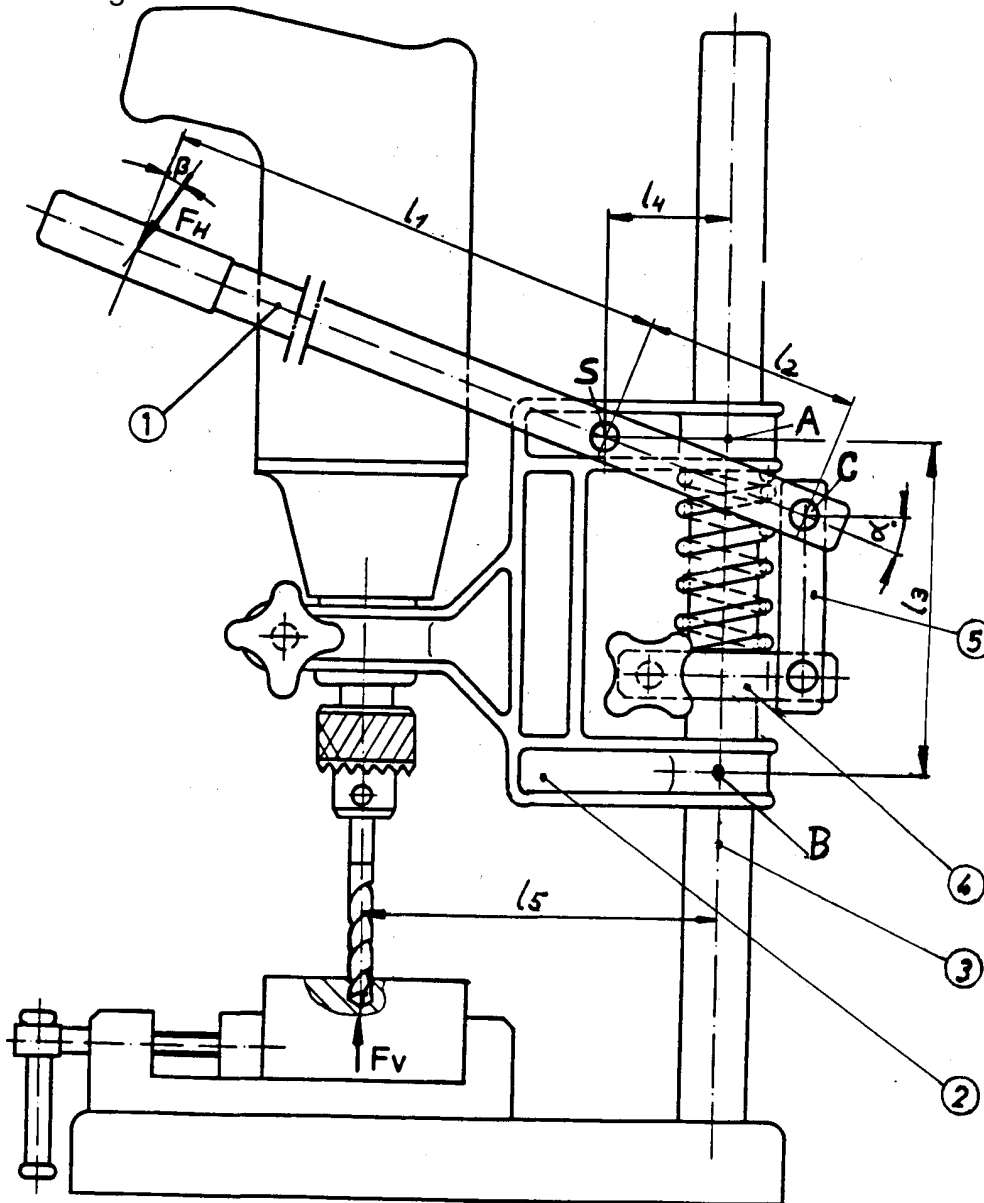
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



tgt HP 1994/95-1: Bohrmaschinenständer

Über den Handhebel (1) lässt sich eine Bohrmaschinenführung (2) gegen die Federkraft auf der Führungssäule (3) verschieben. Durch das Klemmstück (4) kann man die Höhenlage auf der Führungssäule verändern.



Abmessungen

$$l_1 = 300 \text{ mm}$$

$$l_2 = 90 \text{ mm}$$

$$l_3 = 140 \text{ mm}$$

$$l_4 = 50 \text{ mm}$$

$$l_5 = 150 \text{ mm}$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\beta = 10^\circ$$

Bild 1

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|---|-----|
| 1 | Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte F_S und F_C am Handhebel, wenn in der dargestellten Lage (Bild 1) eine Handkraft $F_H = 100 \text{ N}$ aufgebracht wird. | 4,0 |
| 2 | Berechnen Sie für die Bohrmaschinenführung die Lagerkräfte F_A und F_B sowie die Vorschubkraft F_V . Es wirkt eine Federkraft $F_F = 80 \text{ N}$ und eine Lagerkraft $F_S = 450 \text{ N}$, die unter einem Winkel von $\gamma = 85^\circ$ zur Waagrechten nach links unten wirkt. Reibungskräfte sind zu vernachlässigen. | 5,0 |



- 3 Der Handhebel besteht aus einem Flachstahl S235 mit den Abmessungen 20 x 6 mm. An den Lagerstellen S und C befindet sich jeweils eine Bohrung zur Aufnahme der Verbindungsbolzen. Berechnen Sie die auftretende Biegespannung, wenn eine maximale Handkraft $F_{Hmax} = 200 \text{ N}$ unter einem Winkel $\beta = 10^\circ$ wirkt und der Einfluss der Bohrungen vernachlässigt wird.

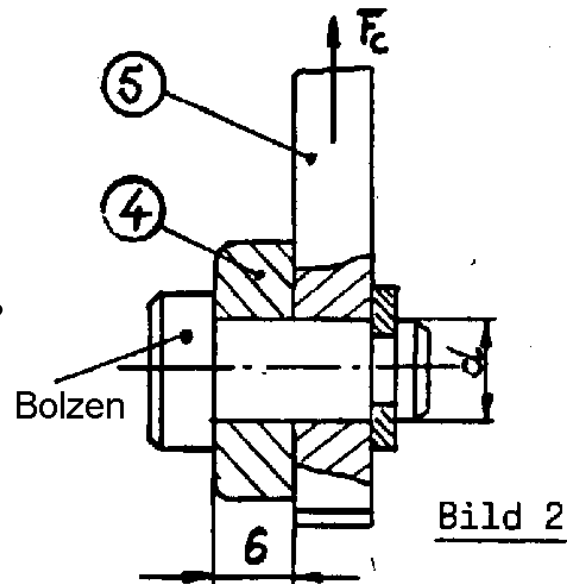
4,0

Die Lasche (5) ist durch einen Bolzen mit dem Klemmstück (4) verbunden (Bild 2). In der Lasche wirkt eine Zugkraft $F_C = 350 \text{ N}$.

- 4 Das gegossene Klemmstück (4) besteht aus dem Werkstoff AC-ALSi12 mit einer zulässigen Flächenpressung $p_{zul} = 8 \text{ N/mm}^2$. Bestimmen Sie den erforderlichen Bohrungsdurchmesser d .
- 5 Der Bolzen wird mit $d = 8 \text{ mm}$ aus dem Werkstoff 9 SMn 28 (ersatzweise S235 verwenden) hergestellt. Welche Sicherheit gegen Abscheren liegt vor?

2,0

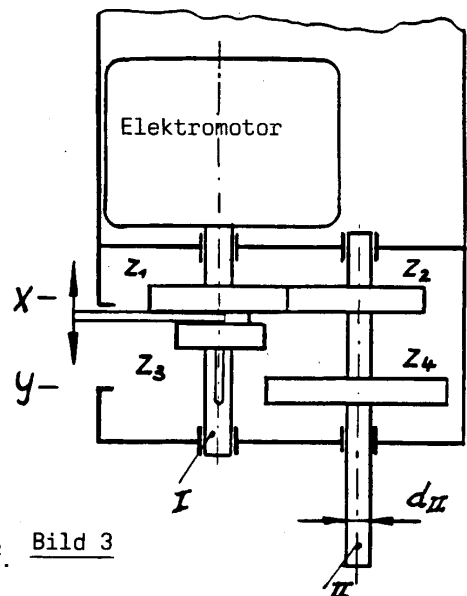
3,0



Die Bohrmaschine wird von einem Motor mit $n_M = 1400 \text{ 1/min}$ angetrieben. Über ein Getriebe mit den Schaltstellungen X und Y kann die Bohrspindeldrehzahl geändert werden (Bild 3).

- $z_1 = 24 \text{ Zähne}$
 $z_2 = 24 \text{ Zähne}$
 $z_3 = 16 \text{ Zähne}$
 $z_4 = 32 \text{ Zähne}$

- 6 Die vom Elektromotor an das Getriebe abgegebene Leistung beträgt $P_M = 600 \text{ W}$. Der Getriebewirkungsgrad wird mit $\eta = 0,9$ angenommen. Die Welle II wird aus C 35 gefertigt und vergütet. Die zulässige Torsionsspannung beträgt $\tau_{tzul} = 120 \text{ N/mm}^2$. Bestimmen Sie den Wellendurchmesser d_{II} .



4,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

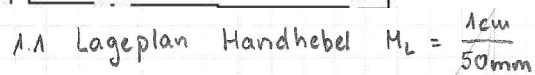
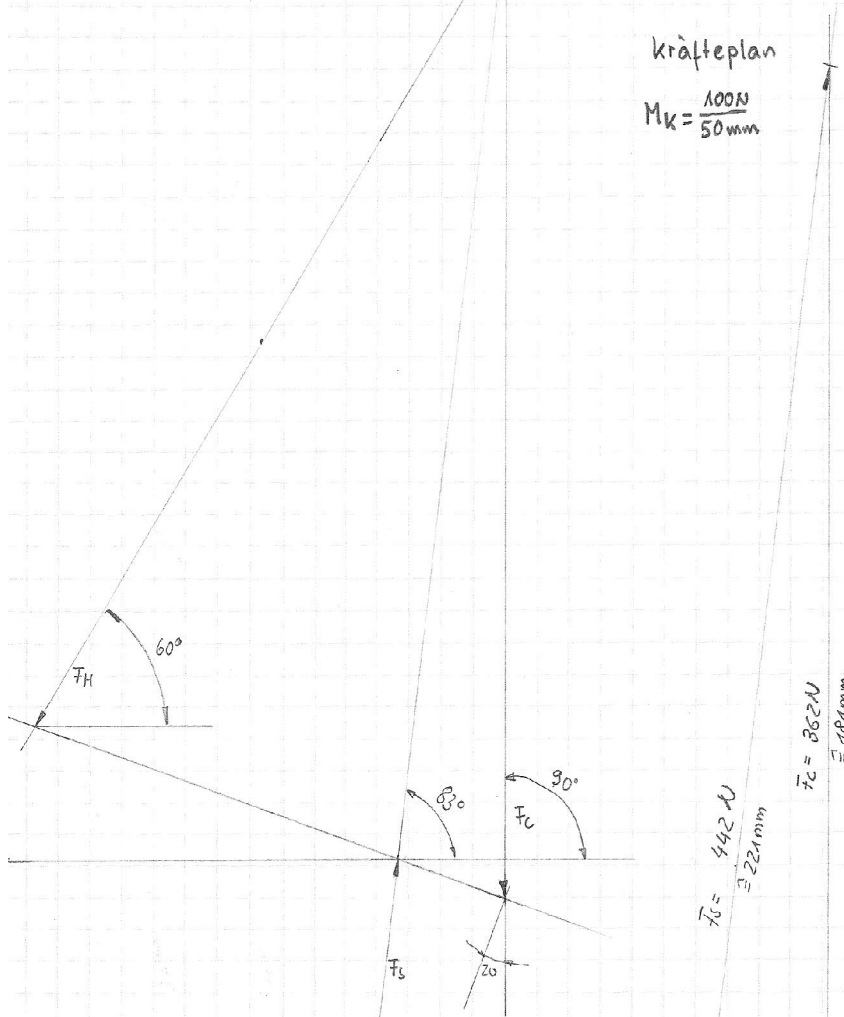
$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte


$$M_k = \frac{100 \text{ N}}{50 \text{ mm}}$$




Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\Sigma M_S = 0 = F_H \cdot \cos \beta \cdot l_1 - F_C \cdot l_2 \cdot \cos \alpha \Rightarrow$$

$$F_C = F_H \cdot \frac{l_1 \cdot \cos \beta}{l_2 \cdot \cos \alpha} = 100 \text{ N} \cdot \frac{300 \text{ mm} \cdot \cos 10^\circ}{90 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ} = 349,3 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Hy} + F_{Sy} - F_{Cy} \Rightarrow$$

$$F_{Sy} = +F_H \cdot \cos \beta + F_C \cdot \cos \alpha = 100 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ + 349,3 \text{ N} \cdot \cos 20^\circ = 426,7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Hx} + F_{Sx} + F_{Cx} \Rightarrow$$

$$F_{Sx} = F_H \cdot \sin \beta - F_C \cdot \sin \alpha = 100 \text{ N} \cdot \sin 10^\circ - 349,3 \text{ N} \cdot \sin 20^\circ = -102,1 \text{ N}$$

$$F_S = \sqrt{F_{Sx}^2 + F_{Sy}^2} = \sqrt{(-102,1 \text{ N})^2 + (426,7 \text{ N})^2} = 438,7 \text{ N}$$

$$\gamma_S = \arctan \frac{F_{Sy}}{F_{Sx}} = \arctan \frac{426,7 \text{ N}}{-102,1 \text{ N}} = -76,5^\circ$$

$\gamma_S = 76,5^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse des gewählten Koordinatensystems bzw.

$\gamma_S = 103,5^\circ$ gegen die positive x-Achse des gewählten Koordinatensystems bzw.

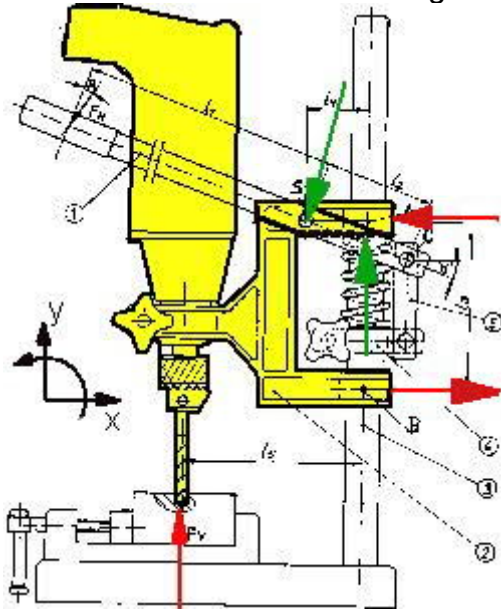
$\gamma_S = 83,5^\circ$ gegen die Waagerechte

Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren



2

3 LS: Bohrmaschine mit Führung und Bohrer



Rechnerische Lösung (Drehpunkt im Schnittpunkt der Wirklinien von F_A und F_V):

$$\Sigma M_{AV} = 0 = -F_{Sy} \cdot (l_5 - l_4) + F_F \cdot l_5 + F_B \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_S \cdot \sin \gamma_S \cdot (l_5 - l_4) - F_F \cdot l_5}{l_3} = \frac{450 \text{ N} \cdot \sin 85^\circ \cdot (150 - 50) \text{ mm} - 80 \text{ N} \cdot 150 \text{ mm}}{140 \text{ mm}} = 234,5 \text{ N}$$

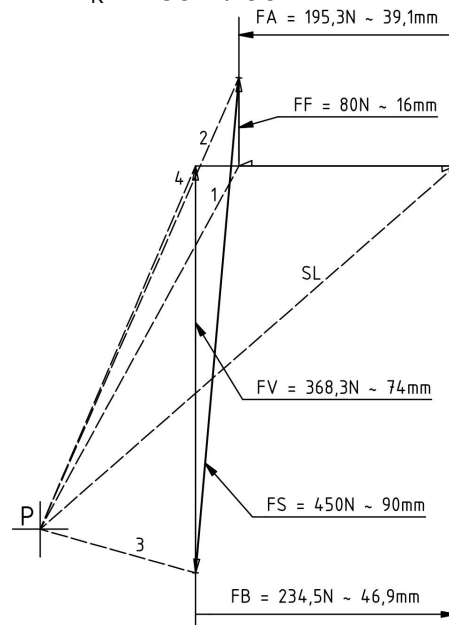
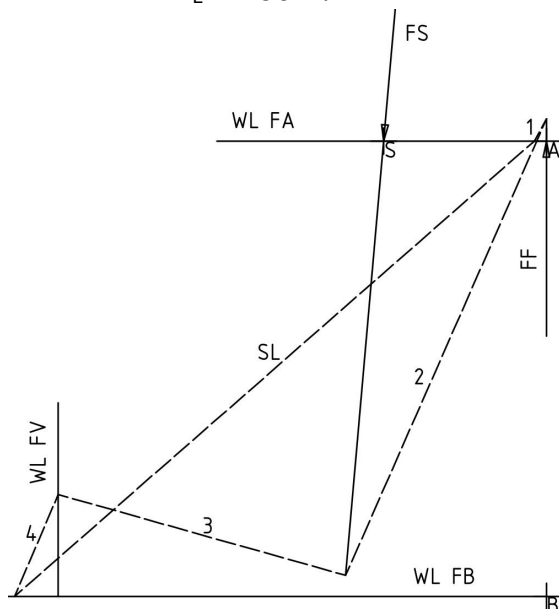
$$\Sigma F_y = 0 = F_V - F_{Sy} + F_F \Rightarrow F_V = F_S \cdot \sin \gamma_S - F_F = 450 \text{ N} \cdot \sin 85^\circ - 80 \text{ N} = 368,3 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Sx} - F_A + F_B \Rightarrow F_A = F_B - F_S \cdot \cos \gamma_S = 234,5 \text{ N} - 450 \text{ N} \cdot \cos 85^\circ = 195,3 \text{ N}$$

Zeichnerische Lösung (nicht gefordert)

LP Brücke $M_L = 450 \text{ N} / \dots$

KP $M_K = 450 \text{ N} / 90 \text{ mm}$





- 4 $M_{bS} = |F_{Hy} \cdot l_1 l_1| = F_{Hmax} \cdot \cos \beta \cdot l_1 = 200 \text{ N} \cdot \cos 10^\circ \cdot 300 \text{ mm} = 59,1 \text{ Nm}$ 4,0
- $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{6 \text{ mm} \cdot (20 \text{ mm})^2}{6} = 400 \text{ mm}^3$
- $\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \Rightarrow$
- $\sigma_b = \frac{59,1 \text{ Nm}}{400 \text{ mm}^3} = 147,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Biegemoment und Biegespannung*
- 5 Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung: 2,0
- $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_c}{p_{zul}} = \frac{350 \text{ N}}{8 \text{ N/mm}^2} = 43,75 \text{ mm}^2$
- $A = d \cdot b \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{b} = \frac{43,75 \text{ mm}^2}{6 \text{ mm}} = 7,3 \text{ mm}$
- Gewählt wird der nächstgrößere angebotene BolzenØ 8mm (→ TabB „Bolzen“)
- Scherfestigkeit (BolzenØ)*
- 6 Sicherheit gegen Abscheren: 3,0
- $\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)
- $S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2 \text{ mm}^2}{4} = 50,3 \text{ mm}^2$
- $\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$
- $\tau_a = \frac{F_c}{2 \cdot S} = \frac{350 \text{ N}}{2 \cdot 50,3 \text{ mm}^2} = 3,48 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- $v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{3,48 \text{ N/mm}^2} = 83$
- Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)*
- 7 $i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{24}{24} \cdot \frac{32}{16} = 2$ 4,5
- $P = 2 \pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2 \pi \cdot n_M} = \frac{600 \text{ W}}{2 \pi \cdot 1400 \text{ min}^{-1}} = 4,1 \text{ Nm}$
- $i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{ab} = M_{zu} \cdot i \cdot \eta = 4,1 \text{ Nm} \cdot 2 \cdot 0,9 = 7,4 \text{ Nm}$
- $\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$
- $W_{perf} = \frac{M_{ab}}{\tau_{tzul}} = \frac{7,4 \text{ Nm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 61,4 \text{ mm}^3$
- $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{lterf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{61,4 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 6,8 \text{ mm}$
- Gewählt: d = 8 mm aus Normzahlreihe R10
- Erforderlicher Durchmesser bei Torsion mit Leistung und Übersetzung*
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. Σ = 22,5



tgt HP 1994/95-2: Holzkreissäge

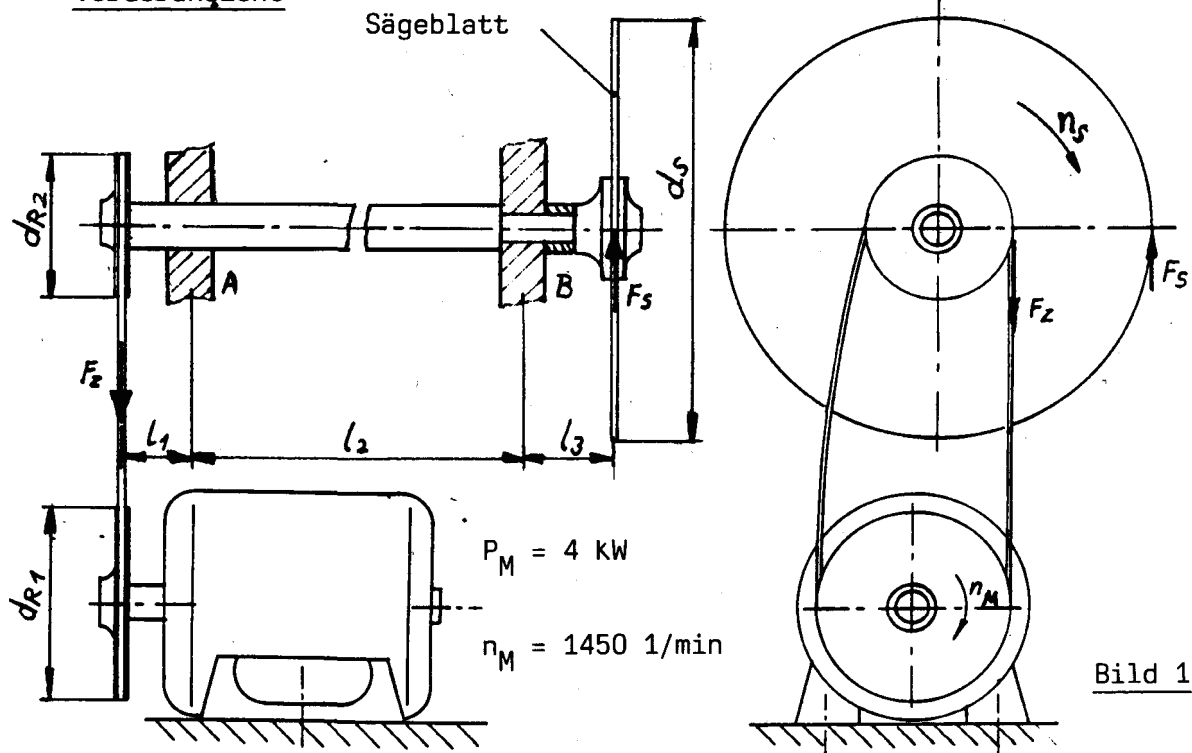
Vorderansicht

Bild 1

Abmessungen: $l_1 = 25 \text{ mm}$ $l_2 = 250 \text{ mm}$ $l_3 = 50 \text{ mm}$
 $d_{R1} = 80 \text{ mm}$ $d_{R2} = 50 \text{ mm}$ $d_S = 300 \text{ mm}$

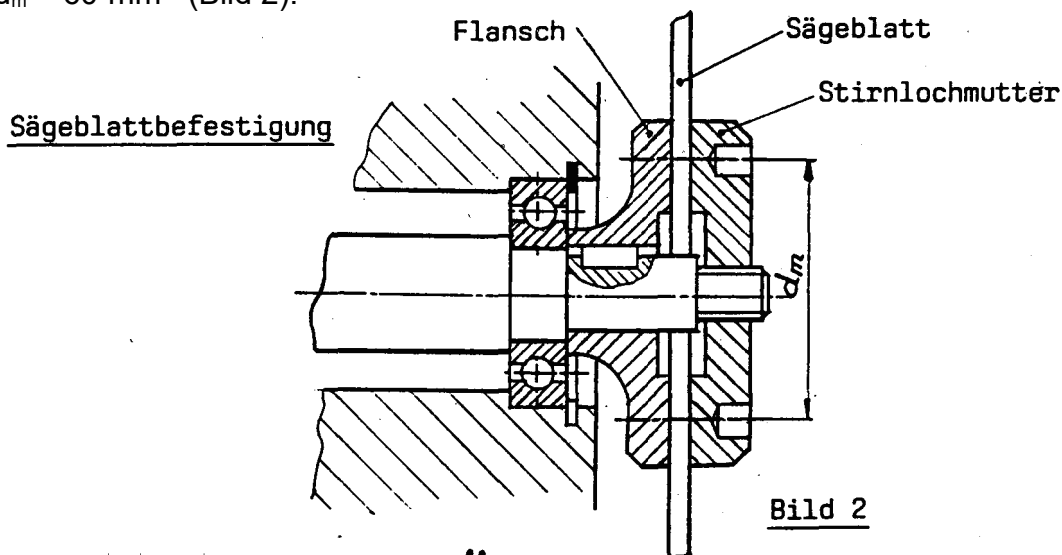
Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|--|-----|
| 1 | Ermitteln Sie die Schnittgeschwindigkeit bei einem Riemenschlupf von einem Prozent. Der Motor hat eine Drehzahl von $n_M = 1450 \text{ 1/min}$. | 2,0 |
| 2 | Berechnen Sie die Schnittkraft F_S und die Riemenzugkraft F_Z bei einer Nennleistung des Motors von $P_M = 4 \text{ kW}$ und der Sägewellendrehzahl von $n_S = 2300 \text{ 1/min}$. | 3,0 |



- 3 Beim plötzlichen Einhaken des Sägeblattes steigt infolge der Massenträgheit die Schnittkraft schlagartig auf $F_S = 400 \text{ N}$ an. Die Riemenzugkraft erhöht sich dabei auf $F_Z = 1200 \text{ N}$. Alle Kräfte sind dabei in der Zeichenebene der Vorderansicht wirkend anzunehmen.
- 3.1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Lagerkräfte F_A und F_B . 4,0
- 3.2 Für erste konstruktive Überlegungen wird die Welle als zylindrische Vollwelle betrachtet; Werkstoff C45E. 7,0
- a Berechnen Sie bei dreifacher Sicherheit gegen Verformung den erforderlichen Wellendurchmesser unter Annahme reiner Biegebeanspruchung.
- b Die Welle wird zusätzlich zur Biegung auf Torsion beansprucht. Deshalb erhöht der Konstrukteur bei der Berechnung auf Verdrehung die Sicherheit auf $v = 8$. Wie groß ist der auszuführende Wellendurchmesser ?
- 4 Welche Schraubenlängskraft F_L muss von der Stirnlochmutter aufgebracht werden, damit das Sägeblatt bei der Schnittkraft $F_S = 400 \text{ N}$ und einer Reibzahl $\mu = 0,15$ gerade noch nicht zwischen Flansch und Stirnlochmutter durchrutscht? 4,0
 $d_m = 60 \text{ mm}$ (Bild 2).



- 5 Bestimmen Sie für eine Schraubenlängskraft $F_L = 7 \text{ kN}$ das erforderliche metrische Gewinde. 2,5
 Wellenwerkstoff C45E;
 Sicherheit gegen Verformung $v = 3,5$ (Bild 2).

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1 $i = \frac{d_{R2}}{d_{R1}} = \frac{50 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} = 0,625$ 2,0

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \cdot (1 - \lambda) \Rightarrow n_{ab} = \frac{n_{zu}}{i} \cdot (1 - \lambda) = \frac{1450 \text{ min}^{-1}}{0,625} \cdot (1 - 1\%) = 2296,8 \text{ min}^{-1} = 38,28 \text{ s}^{-1}$$

$$v_c = \pi \cdot n_{ab} \cdot d_s = \pi \cdot 2296,8 \text{ min}^{-1} \cdot 300 \text{ mm} = 2165 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Riemenübersetzung mit Schlupf und Schnittgeschwindigkeit

2 Diesmal wird ohne Schlupf gerechnet: 3,0

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_M = n_{ab} \cdot i = 2300 \text{ min}^{-1} \cdot 0,625 = 1437,5 \text{ min}^{-1} = 24,0 \text{ s}^{-1}$$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{4 \text{ kW}}{2\pi \cdot 1437 \text{ min}^{-1}} = 26,6 \text{ Nm}$$

$$M_M = F \cdot \frac{d_{R1}}{2} \Rightarrow F_Z = \frac{2 \cdot M_M}{d_{R1}} = \frac{2 \cdot 26,6 \text{ Nm}}{80 \text{ mm}} = 664 \text{ N}$$

$$M_{ab} = F_Z \cdot d_{R2} = F_S \cdot d_s \Rightarrow F_S = F_Z \cdot \frac{d_{R2}}{d_s} = 664 \text{ N} \cdot \frac{50 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} = 110,7 \text{ N}$$

3

3.1 LS Sägeblattwelle 4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = + F_Z \cdot l_1 + F_B \cdot l_2 + F_S \cdot (l_2 + l_3) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_Z \cdot l_1 - F_S \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{-1200 \text{ N} \cdot 25 \text{ mm} - 400 \text{ N} \cdot (250 + 50) \text{ mm}}{250 \text{ mm}} = -600 \text{ N}$$

F_B wirkt entgegen der angenommenen Richtung

$$\Sigma F_y = 0 = -F_Z + F_A + F_B + F_S \Rightarrow$$

$$F_A = + F_Z - F_B - F_S = 1200 \text{ N} - (-600 \text{ N}) - 400 \text{ N} = 1400 \text{ N}$$



3.2 Gegen Biegung:

$\sigma_{bF} = 700 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$M_{bA}(\text{links}) = |F_Z \cdot l_1| = 1200 \text{ N} \cdot 25 \text{ mm} = 30 \text{ Nm}$$

$$M_{bB}(\text{rechts}) = |F_S \cdot l_3| = 400 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm} = 20 \text{ Nm}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{700 \text{ N/mm}^2}{3} = 233,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{30 \text{ Nm}}{233,3 \text{ N/mm}^2} = 0,129 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,129 \text{ cm}^3}{\pi}} = 10,9 \text{ mm}$$

Gegen Torsion

$\tau_{tF} = 350 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$M_{tZ} = F_Z \cdot \frac{d_{R2}}{2} = \frac{1200 \text{ N} \cdot 50 \text{ mm}}{2} = 30 \text{ Nm} \quad \text{bzw.}$$

$$M_{tS} = F_S \cdot \frac{d_S}{2} = 400 \text{ N} \cdot \frac{300 \text{ mm}}{2} = 60 \text{ Nm}$$

Im statischen Gleichgewicht wären die Torsionsmomente M_{tZ} und M_{tS} gleich groß, bei dynamischen Belastungen und nicht vollkommen starren Wellen kann es Abweichungen geben. Zur Sicherheit rechnet man mit dem größeren Wert weiter.

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

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{v} = \frac{350 \text{ N/mm}^2}{8} = 43,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{60 \text{ Nm}}{43,75 \text{ N/mm}^2} = 1,37 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{1,37 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 19,1 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 20 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Auslegung auf Biegung und Torsion

4 $F_L = 6,7 \text{ kN}$

$$M_{tS} = F_S \cdot \frac{d_S}{2} = 400 \text{ N} \cdot \frac{300 \text{ mm}}{2} = 60 \text{ Nm}$$

$$M_{tS} = F_R \cdot \frac{d_m}{2} \Rightarrow F_R = \frac{2 \cdot M_{tS}}{d_m} = \frac{2 \cdot 30 \text{ Nm}}{60 \text{ mm}} = 1000 \text{ N}$$

Da das Sägeblatt an Flansch und Stirnlochmutter mit der Kraft F_L geklemmt ist und die Reibkraft F_R an beiden Flächen wirkt, bewirkt F_L die doppelte Reibkraft F_R .

$$F_R = F_L \cdot \mu \cdot 2 \Rightarrow F_L = \frac{F_R}{2 \cdot \mu} = \frac{1000 \text{ N}}{2 \cdot 0,15} = 3,33 \text{ kN}$$

Reibungsmoment (geklemt)



5 $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

2,5

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

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{v} = \frac{490 \text{ N/mm}^2}{3,5} = 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_L}{\sigma_{zzul}} = \frac{7 \text{ kN}}{140 \text{ N/mm}^2} = 50 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M10 mit $S = 58 \text{ mm}^2$ (→ TabB „Gewinde“)

Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

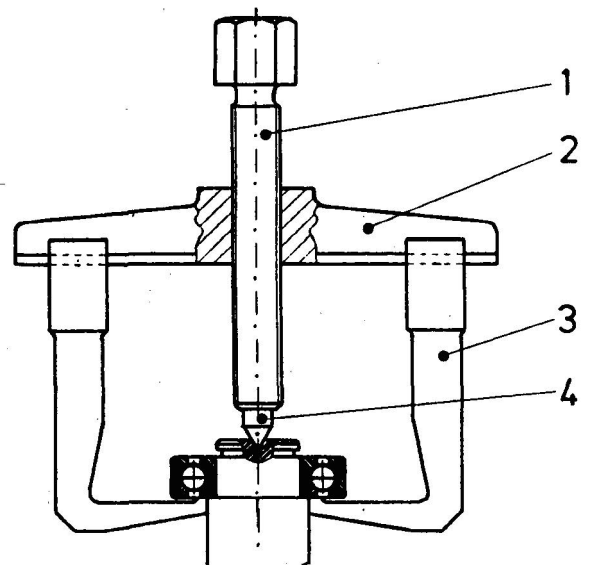


tgt HP 1994/95-3: Abziehvorrichtung

Mit Hilfe dieser Vorrichtung werden Wälzlager von Wellenenden abgezogen.

Die Einzelteile bestehen aus folgenden Werkstoffen:

Pos.	Benennung	Werkstoff
1	Gewindespindel	11SMn30 (alt: 9SMn28K)
2	Traverse	GS 52
3	Abzieharme	E295 (alt: St50-2)
4	Zentrierspitze	C60



Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|-----|---|-----|
| 1 | Gewindespindel
Zur Kontrolle der Werkstoffeigenschaften wurde aus den angelieferten Sechskantstäben ein kurzen Proportionalstab mit $L_0 = 40\text{mm}$ gefertigt. | |
| 1.1 | Der Zugversuch ergab das folgende Kraft-Verlängerungsdiagramm (Arbeitsblatt). Bestimmen Sie die Zugfestigkeit und die 0,2%-Dehngrenze. | 3,0 |
| 1.2 | In welche Schraubenfestigkeitsklasse wäre der Werkstoff aufgrund seiner Festigkeitswerte einzuordnen? | 1,5 |
| 1.3 | Überprüfen Sie, ob der Werkstoff auch die erforderliche Bruchdehnung für diese Festigkeitsklasse besitzt. | 2,0 |
| 1.4 | Die Firmenunterlage enthält für die Gewindespindel M 20 eine maximal zulässige Druckkraft von 55 kN.
Welche Sicherheit gegen unzulässige Verformung ist vorhanden? | 1,5 |
| 2 | Traverse
Die Zugfestigkeit der Traverse soll an den Fertigteilen durch eine Härteprüfung nachgewiesen werden. | |
| 2.1 | Begründen Sie die Eignung der Härteprüfverfahren Brinell, Vickers und Rockwell-C. | 1,5 |
| 2.2 | Geben Sie den erforderlichen Härtewert normgerecht an, und erklären Sie alle Parameter. | 2,5 |

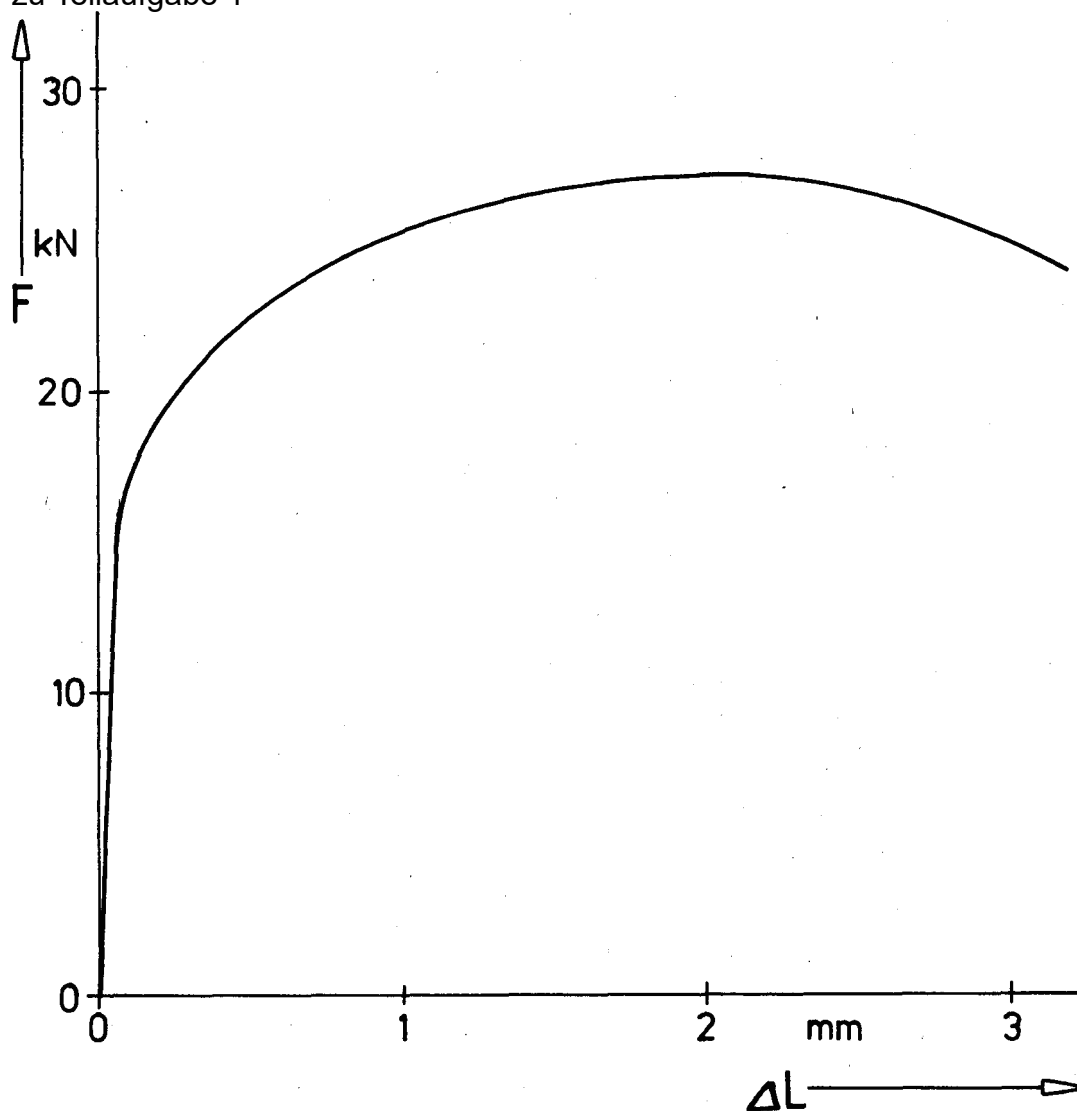


- 3 Zentrierspitze
Die Zentrierspitze ist in die Gewindespindel eingesetzt.
- 3.1 Welche Auswirkungen hat, allgemein betrachtet, der C-Gehalt auf die Härte und Festigkeit von Stählen ? 1,5
- 3.2 Begründen Sie die Wahl des Werkstoffs C 60 für die Zentrierspitze. 2,0
- 3.3 Skizzieren und beschriften Sie ein Gefügebild des Werkstoffs im normal geglühten Zustand bei Raumtemperatur;
berechnen Sie die prozentualen Anteile der Gefügebestandteile (Arbeitsblatt). 3,0
- 3.4 Um den Verschleiß zu mindern, soll die Zentrierspitze wärmebehandelt werden. 4,0
Welches Verfahren ist für diesen Werkstoff geeignet?
- Begründen Sie Ihre Antwort.
- Beschreiben Sie die erforderlichen Arbeitsschritte unter Angabe der einzuhaltenden Temperaturen.
- Beschreiben Sie die dabei im Gefüge ablaufenden Vorgänge.
-
- Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. $\Sigma = 22,5$

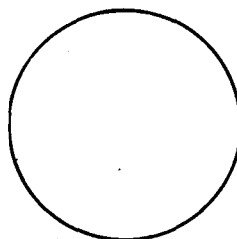
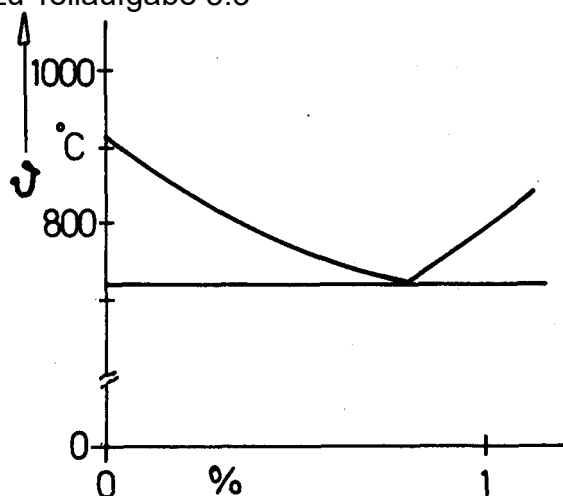


Arbeitsblatt

zu Teilaufgabe 1



zu Teilaufgabe 3.3





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

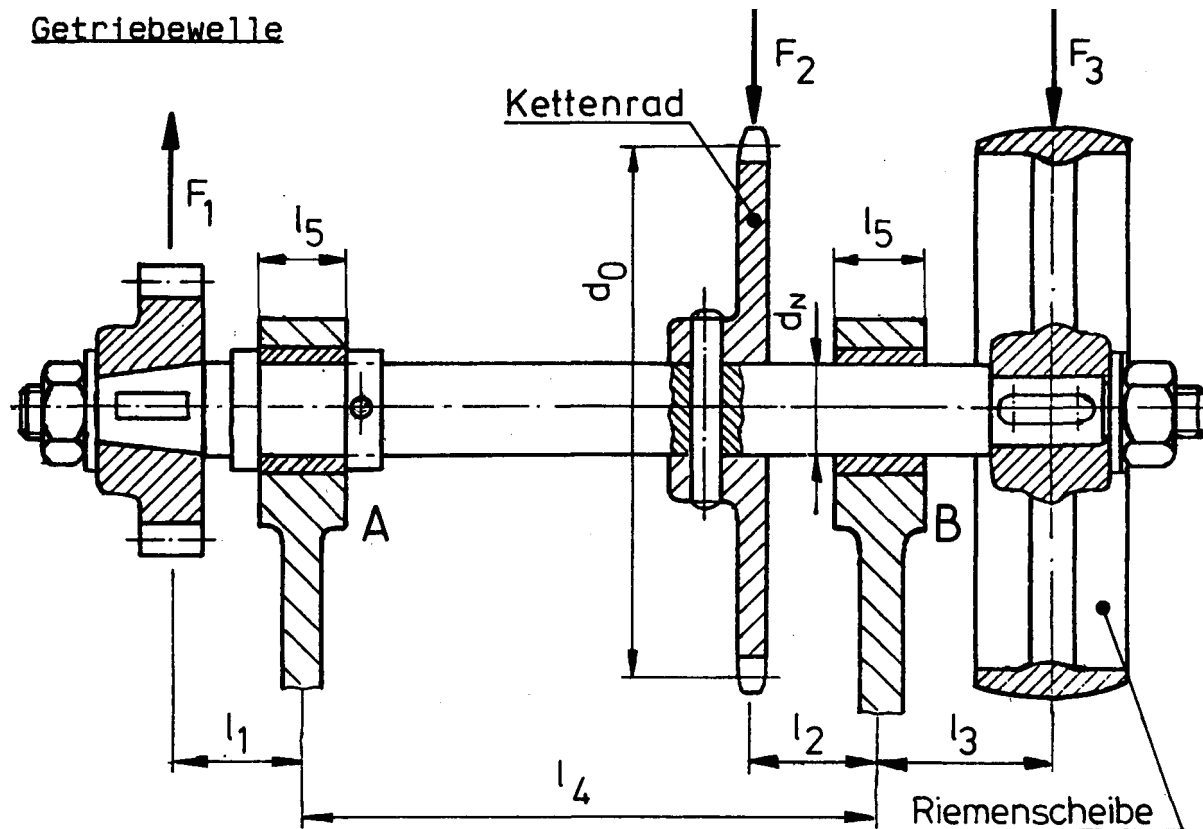
Punkte



1	
1.1	3,0
1.2	1,5
1.3	2,0
1.4	1,5
2	4,5
2.1	1,5
<p>HB ist möglich, da es sich um einen ungehärteten Stahl(-guss) handelt. Laut Tabellenbuch ist der Zusammenhang zwischen Härte und Zugfestigkeit auch für Stahlguss gültig.</p> <p>HV ist möglich, da es universell einsetzbar ist, allerdings ist es empfindlich.</p> <p>HRC ist nicht möglich, da bei ungehärtetem Stahl die Eindringtiefe zu groß ist. Laut Tabellenbuch ist HRC nur für gehärteten Stahl geeignet.</p>	
2.2	2,5
<p>Für GS-52 beträgt die Zugfestigkeit $R_m = 520 \text{ N/mm}^2$.</p> <p>⇒ ca. HB155 bzw. HV 163 (Vergleichstabelle)</p> <p>Normangabe Brinell: 155HB 10/3000 mit:</p> <p>KugelØ >10mm (bei Probendicke >6mm)</p> <p>Prüfkraft = $3000 \cdot 9,81 \text{ N} = 29420 \text{ N}$</p> <p>Einwirkdauer 10..15 s</p> <p>Normangabe Vickers 163HV5</p> <p>Prüfkraft = $5 \cdot 9,81 \text{ N} = 49 \text{ N}$ (Beispiel, andere Prüfkraft sind denkbar)</p> <p>Einwirkdauer 10..15 s</p>	
3	
3.1	1,5
3.2	2,0
3.3	3,0
3.4	4,0
<p>Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.</p>	
	$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1993/94-1: Getriebewelle

Getriebewelle

$$l_1 = 45 \text{ mm}$$

$$F_1 = 700 \text{ N}$$

$$l_2 = 35 \text{ mm}$$

$$F_2 = 850 \text{ N}$$

$$l_3 = 60 \text{ mm}$$

$$F_3 = 1300 \text{ N}$$

$$l_4 = 210 \text{ mm}$$

An der unmaßstäblich skizzierten Getriebewelle aus E295 sind folgende Teilaufgaben zu lösen:

Teilaufgaben:	Punkte
1 Die Getriebewelle hat eine Drehzahl von 710 1/min.	
1.1 Der Antriebsmotor hat eine Leistung von 7,5 kW und treibt die Getriebewelle über einen Flachriemen an. Die Riemengeschwindigkeit beträgt 15 m/s. Bestimmen Sie ohne Berücksichtigung des Schlupfes die erforderliche Umfangskraft an der Riemenscheibe und den Scheibendurchmesser.	2,0
1.2 Das Zahnrad am linken Wellenende hat $z_1 = 24$ Zähne und treibt ein Zwischenrad mit 35 Zähnen; dieses greift in ein weiteres Zahnrad ein, das eine Drehzahl von 284 1/min haben soll. Berechnen Sie seine Zähnezahl.	1,5



- 2 Die Nabe des Zahnrades am linken Wellenende wird mit Hilfe eines metrischen ISO - Gewindes auf das kegelige Wellenende gezogen. Die erforderliche Längskraft hierzu sei 12,5 kN. 2,5
Bestimmen Sie das erforderliche Gewinde, wenn 1,7fache Sicherheit gegen Verformung gefordert wird.
- 3 Das Kettenrad hat einen Teilkreisdurchmesser $d_0 = 152$ mm und ist mit einem Zylinderstift nach DIN EN ISO 2338 (alt: DIN EN 22338; noch älter: DIN 7) aus E295 auf der Welle befestigt. 5,0
Bestimmen Sie den erforderlichen Durchmesser des Zylinderstifts, wenn die maximale Umfangskraft am Teilkreisdurchmesser des Kettenrades 850 N beträgt und seine Nabe einen Durchmesser d_N von 25 mm hat. Es ist mit 3facher Sicherheit zu rechnen.
- 4 Bestimmen Sie die Lagerkräfte in den Lagern A und B zeichnerisch, wenn die Welle durch die Zahnradkraft F_1 , die Kettenzugkraft F_2 und die Riemenzugkraft F_3 - alle in einer Ebene wirkend - belastet wird. 6,0
- 5 Nehmen Sie an, in A wirke eine Kraft von 1080 N senkrecht nach unten, in B wirken 2530 N senkrecht nach oben.
- 5.1 Bestimmen Sie für die Getriebewelle die Stelle des maximalen Biegemoments und den dort auszuführenden Durchmesser. Da die auftretende Torsionsspannung vernachlässigt wird, ist eine 5,5fache Sicherheit gegen Verformung anzusetzen. 3,5
- 5.2 Die Gleitlager in A und B sollen aus konstruktiven Gründen dieselbe Lagerlänge l_5 erhalten. Für den Lagerwerkstoff ist eine Flächenpressung von 2,6 N/mm² zulässig. 2,0

Ermitteln Sie l_5 , wenn die Welle mit $d_N = 25$ mm ausgeführt wird.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1

1.1 $P = F \cdot v \Rightarrow F_U = \frac{P_M}{v_{\text{Riemen}}} = \frac{7,5 \text{ kW}}{15 \text{ m/s}} = 500 \text{ N}$ 2,0

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow d_s = \frac{v}{\pi \cdot n} = \frac{15 \text{ m/s}}{\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 403,5 \text{ mm}$$

1.2 $i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{710 \text{ min}^{-1}}{284 \text{ min}^{-1}} = 2,5$ 1,5

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \Rightarrow z_3 = i \cdot z_1 = 2,5 \cdot 24 = 60$$

Da das Zwischenrad in Welle I und Welle III eingreift, kürzt es sich aus der Gleichung wieder heraus. Es dient dem Drehrichtungswechsel.

2 $R_e = 295 \text{ N/mm}^2$ (E295 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) 2,5

$$\frac{\sigma_{zul}}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{v} = \frac{295 \text{ N/mm}^2}{1,7} = 173,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{\sigma_{zzul}} = \frac{12,5 \text{ kN}}{173,5 \text{ N/mm}^2} = 72 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M12 mit $S = 84,3 \text{ mm}^2$ (→ TabB „Gewinde“)

Erforderlicher Querschnitt gegen Zug

3 Zunächst muss die Kraft berechnet werden, die die Scherflächen des Zylinderstiftes am Nabendurchmesser übertragen müssen. 5,0

$$F_N = F_U \cdot \frac{d_0}{d_N} = 850 \text{ N} \cdot \frac{152 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 5168 \text{ N}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$\tau_{aB} = 390 \text{ N/mm}^2$ (E295 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{390 \text{ N/mm}^2}{3} = 130 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_N}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{5168 \text{ N}}{2 \cdot 130 \text{ N/mm}^2} = 19,9 \text{ mm}^2$$

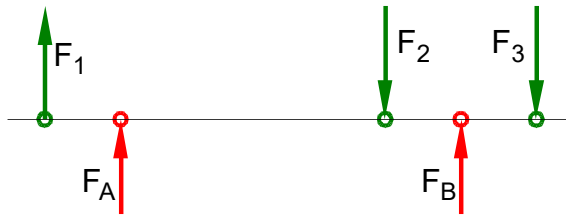
$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19,9 \text{ mm}^2}{\pi}} = 5,03 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Ø 6mm (→ TabB „Zylinderstift“)

Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik



4 Lageskizze der Getriebewelle



Rechnerische Lösung (nicht gefragt):

$$\Sigma M_B = 0 = -F_3 \cdot l_3 + F_2 \cdot l_2 - F_A \cdot l_4 - F_1 \cdot (l_4 + l_1) \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{-F_3 \cdot l_3 + F_2 \cdot l_2 - F_1 \cdot (l_4 + l_1)}{l_4}$$

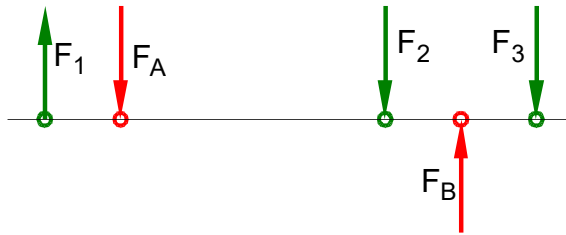
$$= \frac{-1300 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} + 850 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} - 700 \text{ N} \cdot (210 + 45) \text{ mm}}{210 \text{ mm}} = -1080 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_1 + F_A - F_2 + F_B - F_3 \Rightarrow$$

$$F_B = -F_1 - F_A + F_2 + F_3 = -700 \text{ N} - (-1080 \text{ N}) + 850 \text{ N} + 1300 \text{ N} = 2530 \text{ N}$$



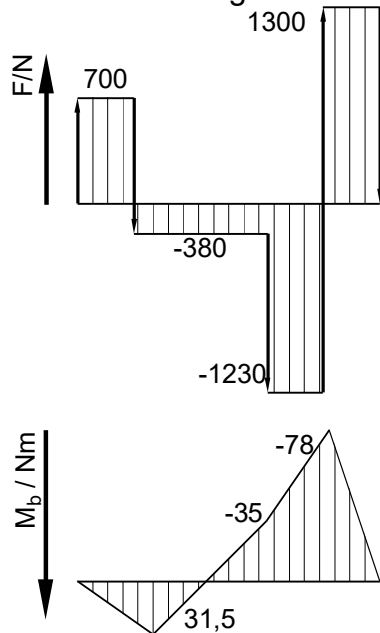
5 LS Getriebewelle



5.1 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 78 \text{ Nm}$

3,5

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_1 = 0 \text{ kNm}$$

$$M_A = M_1 + 700 \text{ N} \cdot 45 \text{ mm} = 31,5 \text{ Nm}$$

$$M_2 = M_A - 380 \text{ N} \cdot (210 - 35) \text{ mm} = -35 \text{ Nm}$$

$$M_B = M_2 - 1230 \text{ N} \cdot 35 \text{ mm} = -78 \text{ Nm}$$

$$M_3 = M_B + 1300 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 0 \text{ Nm}$$

Rechnerische Lösung

$$M_A(\text{links}) = |-F_1 \cdot l_1|$$

$$= 700 \text{ N} \cdot 45 \text{ mm} = 31,5 \text{ Nm}$$

$$M_2(\text{links}) = |-F_1 \cdot (l_1 + l_4 - l_2) + F_A \cdot (l_4 - l_2)|$$

$$= -700 \text{ N} \cdot 220 \text{ mm} + 1080 \text{ N} \cdot 175 \text{ mm}$$

$$= 35 \text{ Nm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |-F_3 \cdot l_3|$$

$$= 1300 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} = 78 \text{ Nm}$$

Biegemoment ermitteln

$$5.2 \quad p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_B}{p_{zul}} = \frac{2530 \text{ N}}{2,6 \text{ N/mm}^2} = 973 \text{ mm}^2$$

2,0

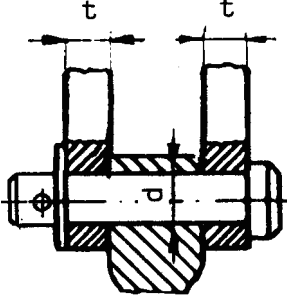
$$A = d \cdot s \Rightarrow l_{serf} = \frac{A_{erf}}{d_N} = \frac{973 \text{ mm}^2}{25 \text{ mm}} = 38,9 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 40 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Teilaufgaben:	Punkte
1 Ermitteln Sie für die skizzierte Lage zeichnerisch bei $F_{\text{ges}} = 6 \text{ kN}$ die Kräfte F_A im Lager A und F_E in der Kolbenstange des Zylinders 1.	5,0
2 Der Tragarm 2 wird nicht für die skizzierte Lage berechnet, sondern für den Augenblick des Aufrichtens aus der waagrechten Lage. Berechnen Sie die Wandstärke des Tragarms, wenn für diesen ein Rohr mit folgenden Daten gegeben ist: Außendurchmesser $D = 200 \text{ mm}$, Werkstoff S275, 8fache Sicherheit gegen Verformung, Gewichtskraft für Tragarm und Körbe mit Arbeitern $F_{\text{Tr}} = 3 \text{ kN}$, beanspruchte Rohrlänge l_b	4,0
3 Bestimmen Sie den Durchmesser des Bolzens am Lager D, wenn der Vergütungsstahl C35 (ersatzweise mit C45E rechnen) verwendet und eine 10fache Sicherheit gegen Abscherung verlangt wird. $F_D = 17 \text{ kN}$. (s.Abb.2)	3,5
4 Für Lager D wird eine Flächenpressung $p_{\text{zul}} = 40 \text{ N/mm}^2$ angenommen. Die Kraft F_D beträgt 17 kN , der Lagerbolzen misst $d = 16 \text{ mm}$. Lagerbolzen und Zylinder 1 werden durch zwei an der Stütze angeschweißte Laschen gehalten. Berechnen Sie die Dicke t einer Lasche. (s.Abb.2)	3,0
Abb.2: Lager D	
	4,5
5 Berechnen Sie die Anzahl der Drähte eines Drahtseils für die waagrechte Lage des Tragarms 2 mit den Körben. Daten: Drahtdurchmesser $d_{\text{Dr}} = 0,5 \text{ mm}$, $R_m = 1800 \text{ N/mm}^2$, $F_{\text{Tr}} = 3 \text{ kN}$, 5fache Sicherheit gegen Bruch.	2,5
6 Bestimmen Sie den Kolbendurchmesser D_K von Hydraulikzylinder 2, wenn die Kraft in einem Drahtseil $F_Z = 15 \text{ kN}$ beträgt. Außerdem sind gegeben: Kolbenstangendurchmesser $d_K = 40 \text{ mm}$, Druck im Zylinder $p = 50 \text{ bar}$.	
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$



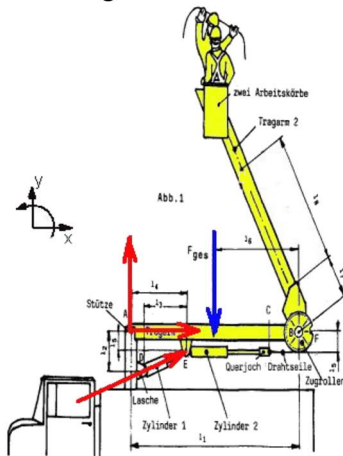
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 LS Tragarme 1 und 2 mit Korb und Arbeitern

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert):

$$\alpha_E = \arctan \frac{l_2 - l_5}{l_3} = \arctan \frac{0,6 \text{ m} - 0,3 \text{ m}}{0,9 \text{ m}} = 18,4^\circ$$

$$\Sigma M_A = 0 = F_{Ex} \cdot l_2 + F_{Ey} \cdot (l_4 - l_3) - F_{ges} \cdot (l_1 - l_6)$$

$$\Sigma M_A = 0 = F_E \cdot \cos \alpha_E \cdot l_2 + F_E \cdot \sin \alpha_E \cdot (l_4 - l_3) - F_{ges} \cdot (l_1 - l_6) \Rightarrow$$

$$F_E = F_{ges} \cdot \frac{l_1 - l_6}{\cos \alpha_E \cdot l_2 + \sin \alpha_E \cdot (l_4 - l_3)} = 6 \text{ kN} \cdot \frac{3,6 \text{ m} - 1,8 \text{ m}}{\cos 18,4^\circ \cdot 0,6 \text{ m} + \sin 18,4^\circ \cdot (1,2 \text{ m} - 0,9 \text{ m})} = 16,26 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} + F_{Ey} - F_{ges} \Rightarrow F_{Ay} = F_{ges} - F_E \cdot \sin \alpha_E = 6 \text{ kN} - 16,26 \text{ kN} \cdot \sin 18,4^\circ = 0,8675 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_{Ex} \Rightarrow F_{Ax} = -F_E \cdot \cos \alpha_E = -16,26 \text{ kN} \cdot \cos 18,4^\circ = -15,4 \text{ kN}$$

(F_{Ax} wirkt entgegen der angenommenen Richtung, d.h. nach links)

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{15,43^2 + 0,868^2} \text{ kN} = 15,5 \text{ kN}$$

$$\alpha_s = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{0,8675 \text{ kN}}{-15,43 \text{ kN}} = -3,2^\circ$$

$\alpha_A = 3,2^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 186,8^\circ$ gegen die positive x-Achse

Zeichnerische Lösung nach dem 3-Kräfteverfahren



- 2 $\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

4,0

$$M_b = |F_{Tr} \cdot l_g| = 3 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} = 6 \text{ kNm}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{8} = 47,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{6 \text{ kNm}}{47,5 \text{ N/mm}^2} = 126,3 \text{ cm}^3$$

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

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 D \cdot W}{\pi}} = \sqrt[4]{(200 \text{ mm})^4 - \frac{32 \cdot 200 \text{ mm} \cdot 126316 \text{ mm}^3}{\pi}} = 191,4 \text{ mm}$$

$$s_{erf} = \frac{D - d}{2} = \frac{200 \text{ mm} - 191,4 \text{ mm}}{2} = 4,3 \text{ mm}$$

Biegemoment, erf. Widerstandsmoment, Wandstärke

- 3 $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

3,5

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{10} = 56 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_D}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{17 \text{ kN}}{2 \cdot 56 \text{ N/mm}^2} = 151,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 151,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,9 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 14 mm (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen Ø)

- 4 $p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_D}{p_{zul}} = \frac{17 \text{ kN}}{40 \text{ N/mm}^2} = 425 \text{ mm}^2$

3,0

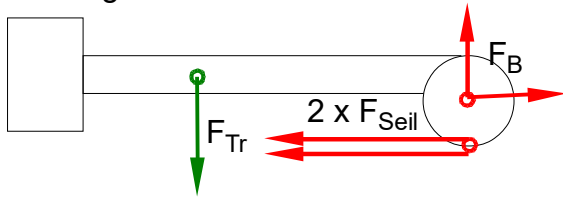
$$A = d \cdot 2 \cdot t \Rightarrow t = \frac{A}{d \cdot 2} = \frac{425 \text{ mm}^2}{2 \cdot 16 \text{ mm}} = 13,3 \text{ mm}$$

Flächenpressung (Laschenbreite)



5 LS Tragarm 2 mit Körben einschließlich Zugrollen

4,5



$$\Sigma M_B = 0 = + F_{Tr} \cdot (l_8 + l_7) - 2 \cdot F_{Seil} \cdot l_5 \Rightarrow$$

$$F_{Seil} = F_{Tr} \cdot \frac{l_8 + l_7}{2 \cdot l_5} = 3 \text{ kN} \cdot \frac{2 \text{ m} + 1 \text{ m}}{2 \cdot 0,3 \text{ m}} = 15 \text{ kN}$$

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

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

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_m}{v} = \frac{1800 \text{ N/mm}^2}{5} = 360 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{Tr}}{\sigma_{zzul}} = \frac{15 \text{ kN}}{360 \text{ N/mm}^2} = 41,7 \text{ mm}^2$$

$$n_{erf} = \frac{S_{erf}}{S_{Draht}} = \frac{41,7 \text{ mm}^2}{0,196 \text{ mm}^2} = 212,2 \approx 213$$

Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil

$$6 \quad p \cdot \eta = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{2 \cdot F_z}{p \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 15 \text{ kN}}{50 \text{ bar} \cdot 1} = \frac{2 \cdot 15 \text{ kN}}{50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1} = 6000 \text{ mm}^2$$

2,5

$$A = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - d_K^2)}{4} \Rightarrow D_{Kerf} = \sqrt{d_K^2 + \frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{(40 \text{ mm})^2 + \frac{4 \cdot 6000 \text{ mm}^2}{\pi}} = 96,1 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser bei einem Hydraulikkolben mit Kolbenstange

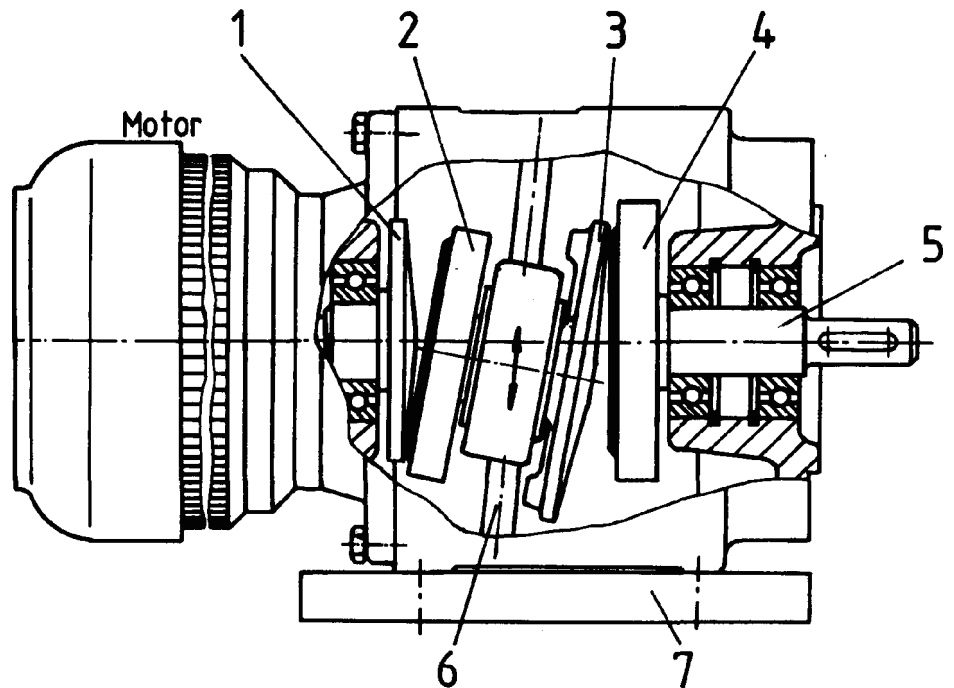
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1993/94-4: Reibradgetriebe

Die Zeichnung stellt in vereinfachter Darstellung den Einblick in ein Reibradgetriebe dar.



tgt HP 1993/94-4: Reibradgetriebe



Der Mitteltrieb (2 und 3) lässt sich entlang der Führungssäule (6) in Pfeilrichtung verschieben. Dadurch ändern sich die Wirkdurchmesser an Pos. 1 und Pos. 3. Dies bewirkt stufenlos einstellbare Drehzahlen an der Abtriebswelle.

Die Bauteile zum Verschieben des Mitteltriebs sind nicht dargestellt.

Bauteile und Werkstoffe;

1	Antriebsreibrscheibe	EN-GJL-250 (alt: GG-25)
2	Reibrad (mit Reibbelag)	EN-GJL-250 (alt: GG-25)
3	Reibrscheibe	EN-GJL-250 (alt: GG-25)
4	Abtriebsreibrad (mit Reibbelag)	EN-GJL-250 (alt: GG-25)
5	Abtriebswelle	
6	Führungssäule	C 60
7	Fußleiste	S235JR (alt: St 37-2)

Teilaufgaben:

Punkte

1	Die Führungssäule (6) ist aus dem Werkstoff C 60 hergestellt.	
1.1	Zeichnen Sie anhand des Eisen-Eisenkarbid-Diagramms die Abkühlungskurve ausgehend von der Schmelze für den genannten Werkstoff (Arbeitsblatt).	2,0
1.2	Erläutern Sie den langsamen Abkühlungsvorgang und die Gefüge bzw. Gefügeveränderungen des C60, ausgehend von 1000°C bis auf Raumtemperatur.	2,5
1.3	Berechnen Sie die prozentualen Anteile der Gefügebestandteile des C 60 bei Raumtemperatur.	1,5
1.4	Skizzieren Sie das Gefüge des C 60 bei Raumtemperatur (Arbeitsblatt).	1,0



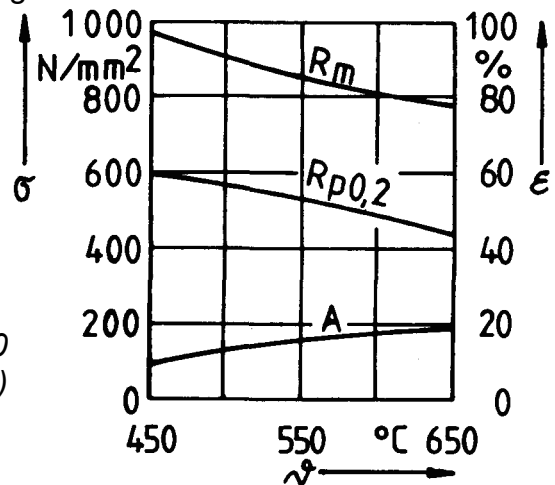
- 2 Die Führungssäule (6) muss wegen der auftretenden Beanspruchungen hohe Festigkeit bei guter Zähigkeit besitzen. Versuche haben ergeben, dass beim C 60 nach der Wärmebehandlung eine 0,2% - Dehngrenze von 500 N/mm² vorliegen muss.

2.1 Begründen Sie ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren. 2,5

2.2 Stellen Sie in einem Zeit - Temperatur - Schaubild den Verlauf der Wärmebehandlung in den einzelnen Schritten dar (Arbeitsblatt). 2,0

Die erforderlichen Temperaturen sind anhand des Fe-Fe₃C-Diagramms und des Anlassdiagramms festzulegen; die Zeit ist qualitativ zu berücksichtigen.

Anlassdiagramm eines C 60
(Dauer 2 h)



2.3 Erläutern Sie die Vorgänge im Innern des Gefüges bei der Wärmebehandlung. 2,5

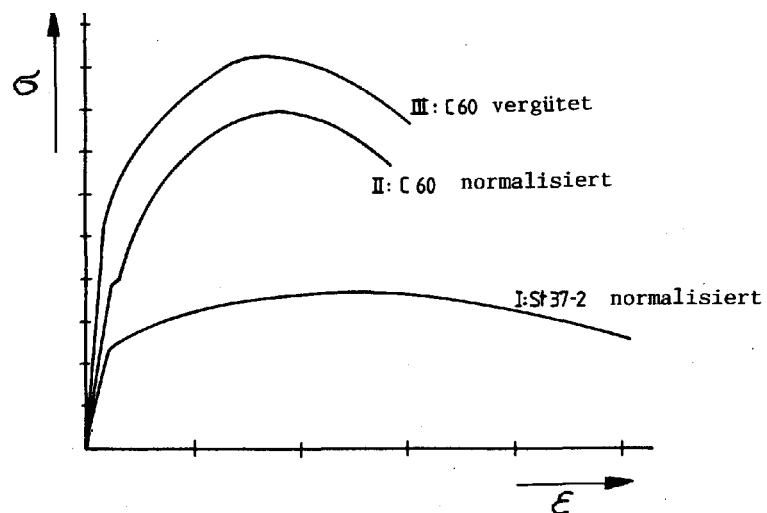
3 Die Abtriebswelle (5) ist durch folgende Merkmale gekennzeichnet : 2,5

- harte, verschleißfeste Oberfläche
- zäher Kern, hohe Beanspruchung

Bestimmen Sie einen geeigneten Wellenwerkstoff aus dem Bereich der kohlenstoffarmen unlegierten Stähle. Begründen Sie Ihre Entscheidung.

4 Die randschichtgehärtete Abtriebswelle (5) und das Abtriebsrad (4) aus EN-GJL-250 (alt: GG-25) werden einer Härteprüfung unterzogen. Wählen Sie das jeweils geeignete Härteprüfverfahren aus, und begründen Sie Ihre Entscheidung. 3,0

5 Die Kurven im gegebenen Diagramm sind fehlerhaft. Stellen Sie in einer Skizze die Kurven richtig dar, und geben Sie dazu eine Begründung. 3,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

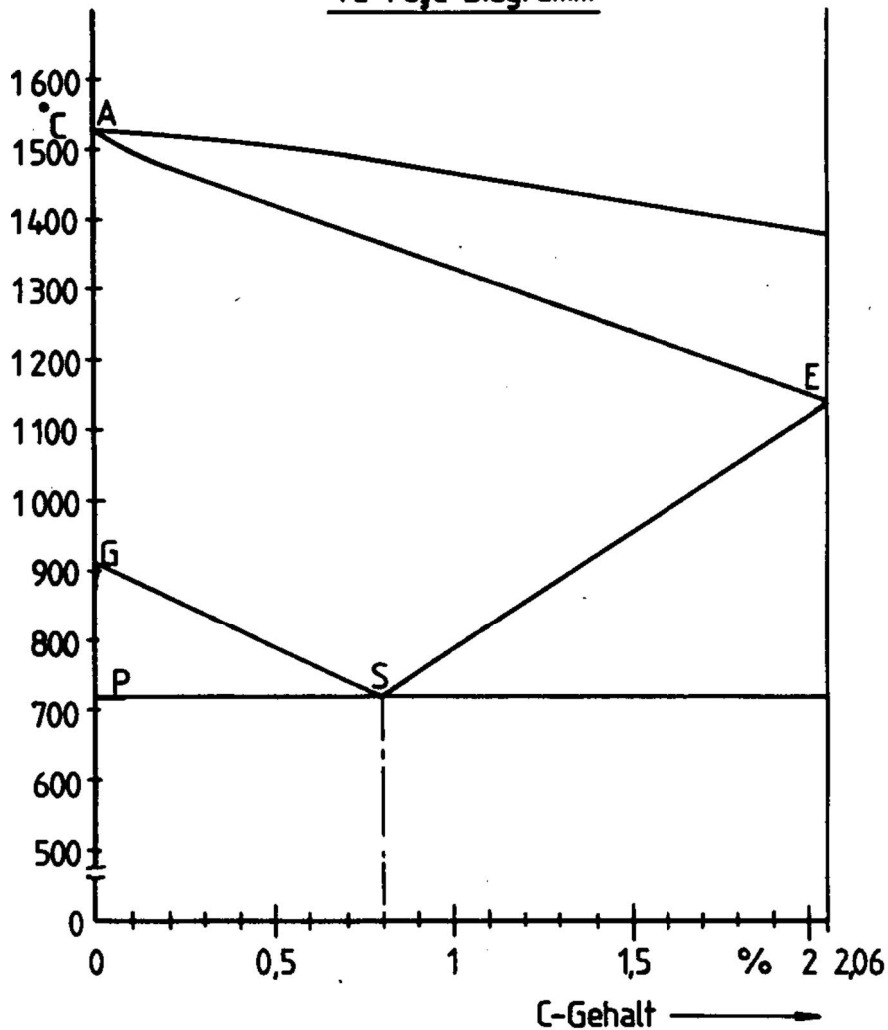
Σ = 22,5



Arbeitsblatt

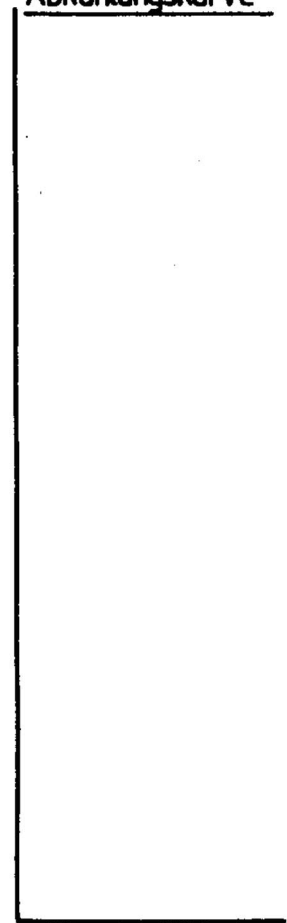
zur Teilaufgabe 1

Fe-Fe₃C-Diagramm



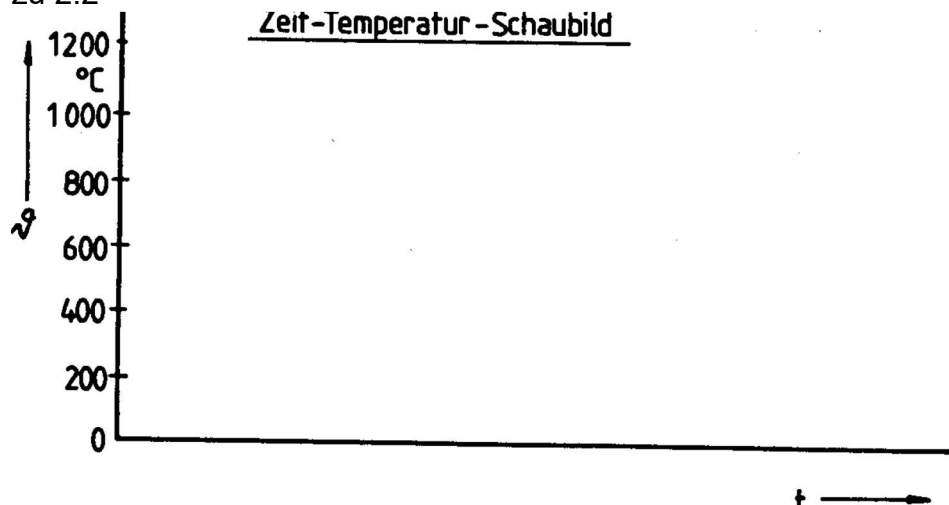
zu 2

Abkühlungskurve



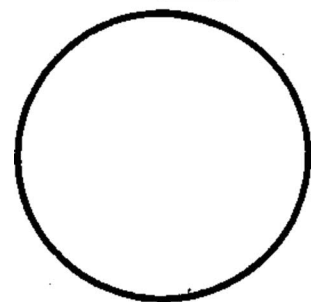
zu 2.2

Zeit-Temperatur-Schaubild



zu 1.4

Gefüge





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

tgt HP 1993/94-4: Reibradgetriebe



1		5,5
2		4,5
3		3,0
4	Für die Abtriebswelle (5) mit harter, dünner Oberfläche ist die Härteprüfung nach Vickers HV geeignet, weil durch geeignete Wahl der Prüflast dafür gesorgt wird, dass nur die Härte der Randschicht gemessen wird. Härteprüfung nach Rockwell (HRC) ist dann möglich, wenn die Randschicht mindestens ca. 0,6mm dick ist. Für das Abtriebsrad aus EN-GJL-250 (alt: GG-25) ist die Härteprüfung nach Brinell HB geeignet. Durch die relativ große Prüfkugel ist gewährleistet, dass eine mittlere Härte des heterogenen Grauguss-Gefüges aus Bestandteilen unterschiedlicher Härte ermittelt wird.	3,0
5		
5.1		3,0
5.2		3,5
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$

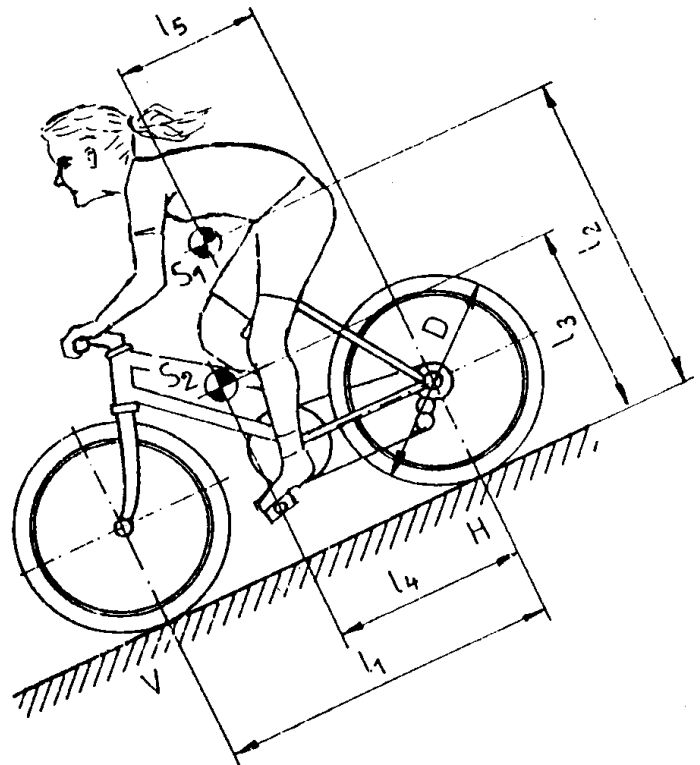


tgt HP 1992/93-1: Mountainbike

Eine Radfahrerin fährt mit angezogener Vorderradbremse eine Gefällstrecke hinunter. Ihre Gewichtskraft F_{G1} greift im Schwerpunkt S_1 , die Gewichtskraft des Fahrrades F_{G2} im Schwerpunkt S_2 an.

l_1	=	1044 mm
l_2	=	1000 mm
l_3	=	640 mm
l_4	=	575 mm
l_5	=	426 mm
D	=	680 mm
F_{G1}	=	560 N
F_{G2}	=	140 N
Gefälle	=	28 %

Kettenblätter (vorne)
mit 48 / 38 / 28 Zähnen
Ritzel (hinten)
mit 15 / 18 / 21 / 24 / 28 / 32 Zähnen



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Berechnen Sie die Bremskraft F_{Br} zwischen Vorderreifen und Straße und die Aufstandskräfte F_V und F_H .

4,0

- 2 Die Zeichnung zeigt einen Schnitt durch die Vorderradgabel. Zur Vereinfachung ist nur die linke Bremsbacke gezeichnet.

$$\beta = 100^\circ$$

$$l_6 = 100 \text{ mm}$$

$$l_7 = 40 \text{ mm}$$

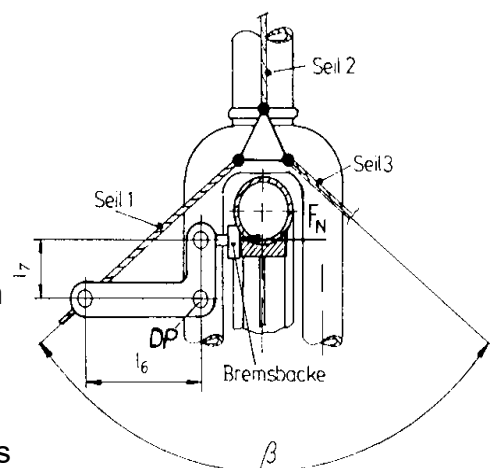
- 2.1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Kräfte in den Seilen 1 und 2, wenn auf einen Bremsbacken eine Normalkraft $F_N = 300 \text{ N}$ wirkt.

3,0

- 2.2 Das Seil 2 soll eine Kraft von 250 N übertragen können. Es besteht aus 37 Einzeldrähten von jeweils 0,28 mm Durchmesser.

Welche Mindestzugfestigkeit muss der Seilwerkstoff bei 12 – facher Sicherheit gegen Bruch haben ?

2,5

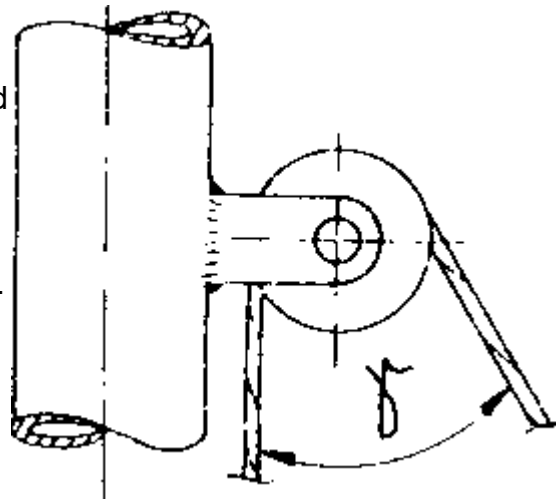




- 3 Das Seil für eine Hinterradbremse wird über eine Rolle geführt. Die Rollenachse ist mit 2 Laschen am Rahmen befestigt. Die Achse wird aus S235 gefertigt; es wird 10 – fache Sicherheit gegen Abscherung gefordert.

Berechnen Sie den erforderlichen Achsdurchmesser für eine Seilkraft von 250 N.

$$\gamma = 32^\circ$$



4,0

- 4 Die Radfahlerin fährt in der Ebene mit einer konstanten Trittfrequenz von $n = 90 \text{ 1/min.}$

Welche maximale Geschwindigkeit kann sie erreichen ?

3,0

- 5 Beim Aufwärtsfahren leistet die FahrerIn kurzzeitig 220 W bei einer Trittfrequenz von $n = 30 \text{ 1/min.}$

Berechnen Sie die Vortriebskraft F_{Vor} im niedrigsten Gang bei einem Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0,81$.

3,0

- 6 Welche maximale Steigung könnte die Radfahlerin mit einer Vortriebskraft von 200 N befahren ?

3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=22,5$



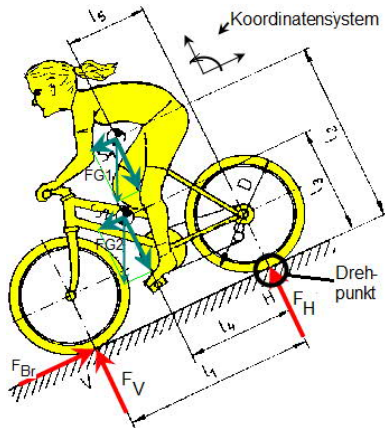
Lösungsvorschläge

Punkte

Teilaufgaben:

1 LP Rad mit FahrerIn

4,0



Rechnerische Lösung:

$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 560 \text{ N} \cdot \sin 15,6^\circ = 151,0 \text{ N}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 560 \text{ N} \cdot \cos 15,6^\circ = 539,3 \text{ N}$$

$$F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 140 \text{ N} \cdot \sin 15,6^\circ = 37,7 \text{ N}$$

$$F_{G2y} = F_{G2} \cdot \cos \alpha = 140 \text{ N} \cdot \cos 15,6^\circ = 134,8 \text{ N}$$

$$\text{mit } \alpha = \arctan 28\% = 15,6^\circ$$

$$\Sigma M_H = 0$$

$$= + F_0 \cdot 0 - F_V \cdot l_1 + F_H \cdot 0 + F_{G1x} \cdot l_2 + F_{G1y} \cdot l_5 + F_{G2x} \cdot l_3 + F_{G2y} \cdot l_4 \Rightarrow$$

$$F_V = \frac{F_{G1x} \cdot l_2 + F_{G1y} \cdot l_5 + F_{G2x} \cdot l_3 + F_{G2y} \cdot l_4}{l_1}$$

$$F_V = \frac{+ 151,0 \cdot 1000 + 539,3 \cdot 426 + 37,7 \cdot 640 + 134,8 \cdot 575}{1044} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{mm}}{\text{mm}} = 462 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = + F_{Br} - F_{G1x} - F_{G2x} \Rightarrow$$

$$F_{Br} = F_{G1x} + F_{G2x} = 151,0 \text{ N} + 37,7 \text{ N} = 189 \text{ N}$$

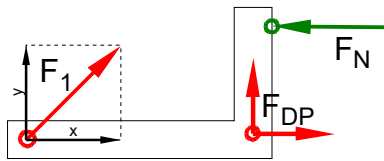
$$\Sigma F_y = 0 = F_V - F_{G1y} - F_{G2y} + F_H \Rightarrow$$

$$F_H = -F_V + F_{G1y} + F_{G2y} = -462,0 \text{ N} + 539,3 \text{ N} + 134,8 \text{ N} = 212 \text{ N}$$

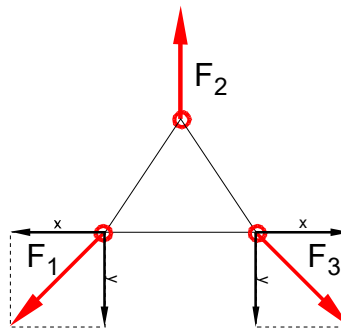


2

2.1 LS Bremshebel



LS Dreieckverbinder



3,0

Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\text{Bremshebel: } \Sigma M_{DP} = 0 = -F_{1y} \cdot l_6 + F_N \cdot l_7 = -F_1 \cdot l_6 \cdot \cos \frac{\beta}{2} + F_N \cdot l_7 \Rightarrow$$

$$F_1 = F_N \cdot \frac{l_7}{l_6 \cdot \cos \frac{\beta}{2}} = 300 \text{ N} \cdot \frac{40 \text{ mm}}{100 \text{ mm} \cdot \cos \frac{100^\circ}{2}} = 186,7 \text{ N}$$

$$\text{Dreiecksverbinder: } \Sigma F_y = 0 = -F_{1y} + F_2 - F_{2y} \Rightarrow F_2 = 2 \cdot F_1 \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 186,7 \text{ N} \cdot \cos \frac{100^\circ}{2} = 240 \text{ N}$$

Grafische Statik gekoppelt (3-Kräfteverfahren, zentrales Kräftesystem)

2.2

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

2,5

$$\frac{\sigma_{zlim}}{v} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{n \cdot S} \Rightarrow$$

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

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

Erforderliche Zugfestigkeit bei einem Draht

3

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

TabB = 290 N/mm² (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

4,0

$$F = 2 \cdot F_s \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 250 \text{ N} \cdot \cos \frac{32^\circ}{2} = 480,6 \text{ N}$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{10} = 29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{480,6 \text{ N}}{2 \cdot 29 \text{ N/mm}^2} = 8,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 3,3 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 4mm (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen Ø) kombiniert mit Statik



$$4 \quad i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} = \frac{1420 \text{ min}^{-1}}{231,5 \text{ min}^{-1}} = 6,1 \quad 3,0$$

$$i_{min} = \frac{z_{2min}}{z_{1max}} = \frac{15}{48} = 0,3125$$

$$i_{min} = \frac{n_{zu}}{n_{abmax}} \Rightarrow n_{abmax} = \frac{n_{zu}}{i_{min}} = \frac{90 \text{ min}^{-1}}{0,3125} = 288 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{max} = \pi \cdot n_{abmax} \cdot D = \pi \cdot 288 \text{ min}^{-1} \cdot 680 \text{ mm} = 10,25 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 615 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 36,9 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Umfangsgeschwindigkeit aus Drehzahl mit Übersetzung

$$5 \quad i_{max} = \frac{z_{2max}}{z_{1min}} = \frac{32}{28} = 1,14 \quad 3,0$$

$$P_{zu} = 2\pi \cdot M_{zu} \cdot n_{zu} \Rightarrow M_{zu} = \frac{P_{zu}}{2\pi \cdot n_{zu}} = \frac{220 \text{ W}}{2\pi \cdot 30 \text{ min}^{-1}} = 70 \text{ Nm}$$

$$i_{max} \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{ab} = M_{zu} \cdot i_{max} \cdot \eta = 70 \text{ Nm} \cdot \frac{32}{28} \cdot 0,81 = 64,8 \text{ Nm}$$

$$M_{ab} = F_{vor} \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_{vor} = \frac{2 \cdot M_{ab}}{D} = \frac{2 \cdot 64,8 \text{ Nm}}{680 \text{ mm}} = 190,7 \text{ N}$$

Umfangskraft aus Leistung mit Übersetzung

$$6 \quad F_{vor} = F_{Hangabtrieb} = (F_{G1} + F_{G2}) \cdot \sin \alpha \Rightarrow \quad 3,0$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{F_{vor}}{F_{G1} + F_{G2}}\right) = \arcsin\left(\frac{200 \text{ N}}{560 \text{ N} + 140 \text{ N}}\right) = 16,6^\circ = \text{Steigungswinkel}$$

$$\text{Steigung} = \tan 16,6^\circ = 29,8\%$$

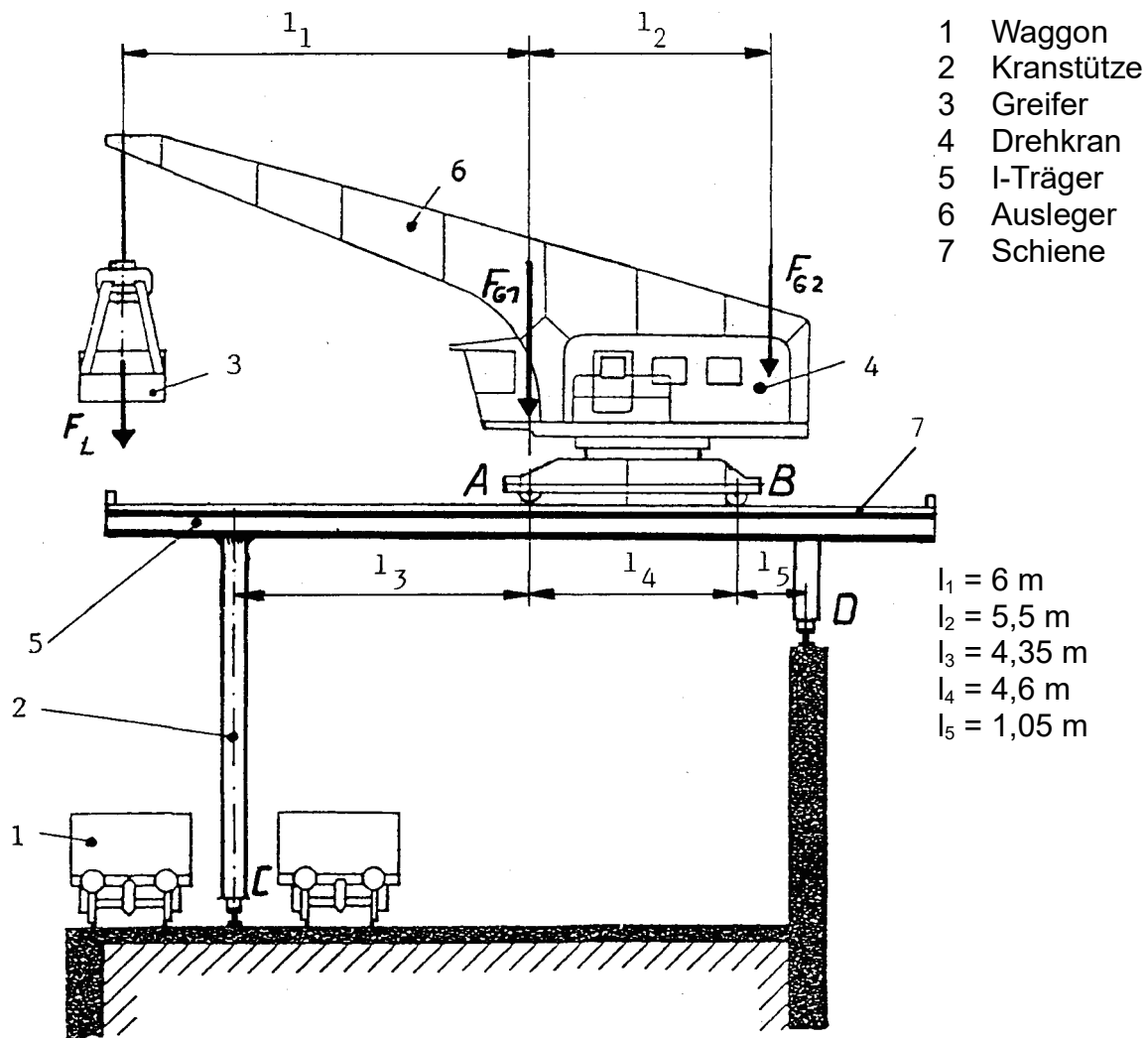
Befahrbare Steigung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1992/93-2: Halbportalkran

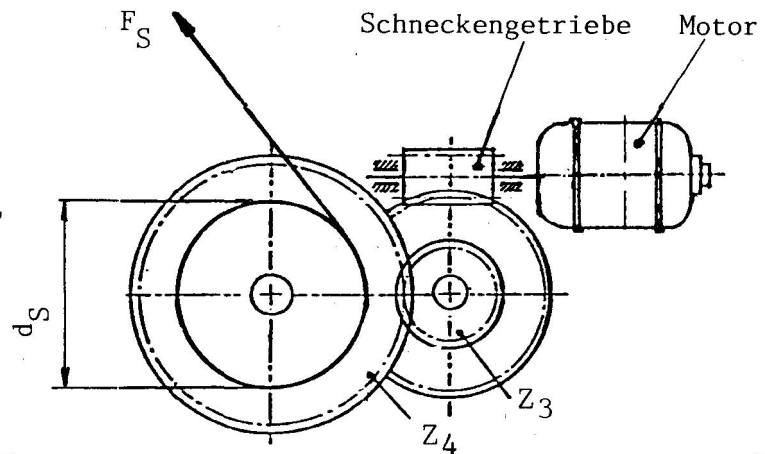




Der Halbportalkran dient zum Be- und Entladen von Waggons mit Schüttgut. Er läuft auf Schienen, die auf schmalen I-Trägern verlegt sind. Die Gewichtskräfte von Kran und Ausleger sind in F_{G1} zusammengefasst, die von Antrieb und Ausgleichsgewicht in F_{G2} . F_{G1} liegt genau über der Achse A.



Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Stützkräfte an den Achsen A und B für $F_L = 15 \text{ kN}$, $F_{G1} = 60 \text{ kN}$, $F_{G2} = 40 \text{ kN}$, und ermitteln Sie die Radkräfte F_{ARad} und F_{BRad} .	5,0
2 Bei welcher Belastung F_L kippt der Kran ?	2,5
3 Bestimmen Sie rechnerisch die Stützkräfte von jeweils einem Träger bei C und D, wenn die Radkräfte $F_{ARad} = 42,5 \text{ kN}$ und $F_{BRad} = 15 \text{ kN}$ betragen.	3,5
4 Unter der Voraussetzung, dass die gezeichnete Stellung den ungünstigsten Belastungsfall darstellt, ist die Stelle des maximalen Biegemoments zu ermitteln. Bestimmen Sie den erforderlichen schmalen I-Träger DIN 1025-1 aus S275, wenn $F_{ARad} = 42,5 \text{ kN}$, $F_{BRad} = 15 \text{ kN}$, $F_C = 25,5 \text{ kN}$ und $F_D = 32 \text{ kN}$ betragen und mit zweifacher Sicherheit gegen Verformung zu rechnen ist.	5,0
5 Bestimmen Sie den erforderlichen Seilquerschnitt und die Anzahl der Einzeldrähte für das Hubseil des Greifers bei einem Einzeldrahtdurchmesser von $1,0 \text{ mm}$ und $R_m = 1800 \text{ N/mm}^2$ wenn mit $F_L = 15 \text{ kN}$ und 10-facher Sicherheit gerechnet werden soll.	2,5
6 Wie groß muss die Antriebsleistung des Elektromotors sein, wenn die Seilkraft $F_S = 15 \text{ kN}$ beträgt ? Der Antrieb erfolgt über ein zweistufiges Getriebe mit $i_1 = 40$, $z_3 = 20$ und $z_4 = 46$ Zähnen bei einer Motordrehzahl $n_1 = 1400 \text{ 1/min}$. Der Seiltrommeldurchmesser d_s beträgt 500 mm und der Wirkungsgrad $0,6$.	4,0



$\Sigma = 22,5$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.



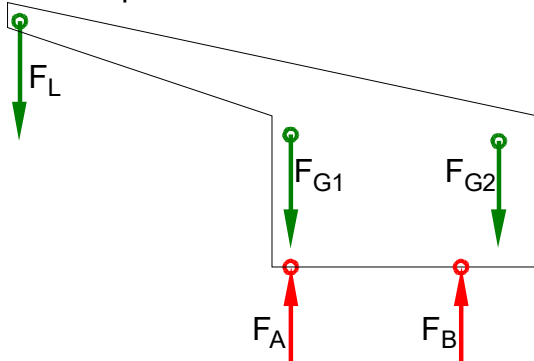
Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 LS Halbportalkran

5,0



rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = + F_L \cdot l_1 + F_B \cdot l_4 - F_{G2} \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_L \cdot l_1 + F_{G2} \cdot l_2}{l_4} = \frac{-15 \text{ kN} \cdot 6 \text{ m} + 40 \text{ kN} \cdot 5,5 \text{ m}}{4,6 \text{ m}} = 28,3 \text{ kN (Achslast)}$$

$$F_{BRad} = \frac{F_B}{2} = \frac{28,3 \text{ kN}}{2} = 14,1 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_L + F_A - F_{G1} + F_B - F_{G2} \Rightarrow$$

$$F_A = F_L + F_{G1} - F_B + F_{G2} = 15 \text{ kN} + 60 \text{ kN} - 28,3 \text{ kN} + 40 \text{ kN} = 86,7 \text{ kN (Achslast)}$$

$$F_{ARad} = \frac{86,7 \text{ kN}}{2} = 43,4 \text{ kN}$$

Statik grafisch (Schlusslinienverfahren)

2 LS wie in Aufg. 1, Kippbedingung $F_B = 0$

2,5

$$\Sigma M_A = 0 = + F_L \cdot l_1 - F_{G2} \cdot l_2 \Rightarrow$$

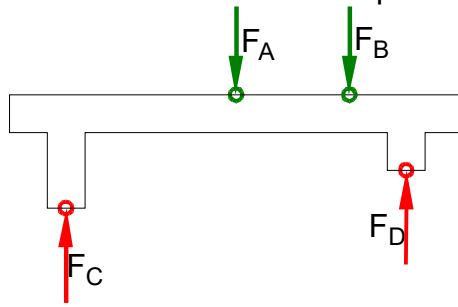
$$F_{LKipp} = F_{G2} \cdot \frac{l_2}{l_1} = 40 \text{ kN} \cdot \frac{5,5 \text{ m}}{6 \text{ m}} = 36,7 \text{ kN}$$

Statik rechnerisch (Kippbedingung)



3 LS Kranbrücke ohne Halbportalkran

3,5





$$\Sigma M_D = 0 = +F_B \cdot l_5 + F_A \cdot (l_4 + l_5) - F_C \cdot (l_3 + l_4 + l_5) \Rightarrow$$

$$F_C = \frac{+F_B \cdot l_5 + F_A \cdot (l_4 + l_5)}{l_3 + l_4 + l_5} = \frac{+15 \text{ kN} \cdot 1,05 \text{ m} + 42,5 \text{ kN} \cdot (4,6 \text{ m} + 1,05 \text{ m})}{4,35 \text{ m} + 4,6 \text{ m} + 1,05 \text{ m}} = 25,6 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_C - F_A - F_B - F_D \Rightarrow$$

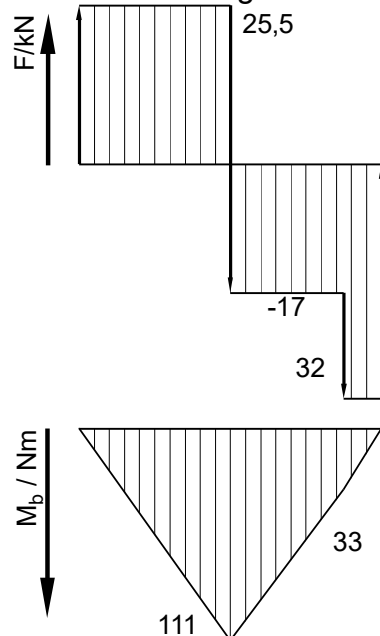
$$F_D = F_C - F_A - F_B = 25,6 \text{ kN} - 42,5 \text{ kN} - 15 \text{ kN} = 31,9 \text{ kN}$$

Statik rechnerisch (Schlusslinienverfahren, alle Kräfte parallel)

4 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 111 \text{ kNm}$ bei F_A

5,0

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_C = 0 \text{ kNm}$$

$$M_A = M_C - 25,5 \text{ kN} \cdot 4,35 \text{ m} = -110,9 \text{ kNm}$$

$$M_B = M_A + 17 \text{ kN} \cdot 4,6 \text{ m} = -32,7 \text{ kNm}$$

$$M_D = M_B + 32 \text{ kN} \cdot 1,05 \text{ m} = 0,9 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 3)

$$M_A(\text{links}) = |-F_C \cdot l_3|$$

$$= 25,5 \text{ kN} \cdot 4,35 \text{ m} = 111 \text{ kNm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |F_D \cdot l_5|$$

$$= 32 \text{ kN} \cdot 1,05 \text{ m} = 33,6 \text{ kNm}$$

Die Abweichungen und $M_D \neq 0$ resultieren aus den ungenau angenommenen

Auflagerkräften F_C und F_D . Mit den in Aufg. 3 ermittelten Werten werden die Ergebnisse genauer.

$\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tab.buch Metall, Europa, 44.Auflage, S.44)

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{\nu} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{2} = 190 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{111 \text{ kNm}}{190 \text{ N/mm}^2} = 584,2 \text{ cm}^3$$

gewählt: IPE 360 mit $W_x = 904 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1025“-3). Schmale I-Träger nach DIN 1025-1 sind in neueren TabB nicht immer aufgeführt.

Biegemoment ermitteln, Auswahl des Profils



5 2,5

$$S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1 \text{ mm})^2}{4} = 0,785 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{V} = \sigma_{z\text{zul}} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{z\text{zul}} = \frac{R_m}{V} = \frac{1800 \text{ N/mm}^2}{10} = 180 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{\sigma_{z\text{zul}}} = \frac{15 \text{ kN}}{180 \text{ N/mm}^2} = 83,3 \text{ mm}^2$$

$$n_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{83,3 \text{ mm}^2}{0,785 \text{ mm}^2} = 106,1 \approx 107$$

Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil

6 4,0

$$M_{ab} = F_s \cdot \frac{d_s}{2} = 15 \text{ kN} \cdot \frac{500 \text{ mm}}{2} = 3750 \text{ Nm}$$

$$i = i_1 \cdot \frac{z_4}{z_3} = 40 \cdot \frac{46}{20} = 92$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_M = \frac{M_{ab}}{i \cdot \eta} = \frac{3750 \text{ Nm}}{92 \cdot 0,6} = 67,9 \text{ Nm}$$

$$P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_1 = 2\pi \cdot 67,9 \text{ Nm} \cdot 1400 \text{ min}^{-1} = 9,96 \text{ kW}$$

Erforderliche Leistung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

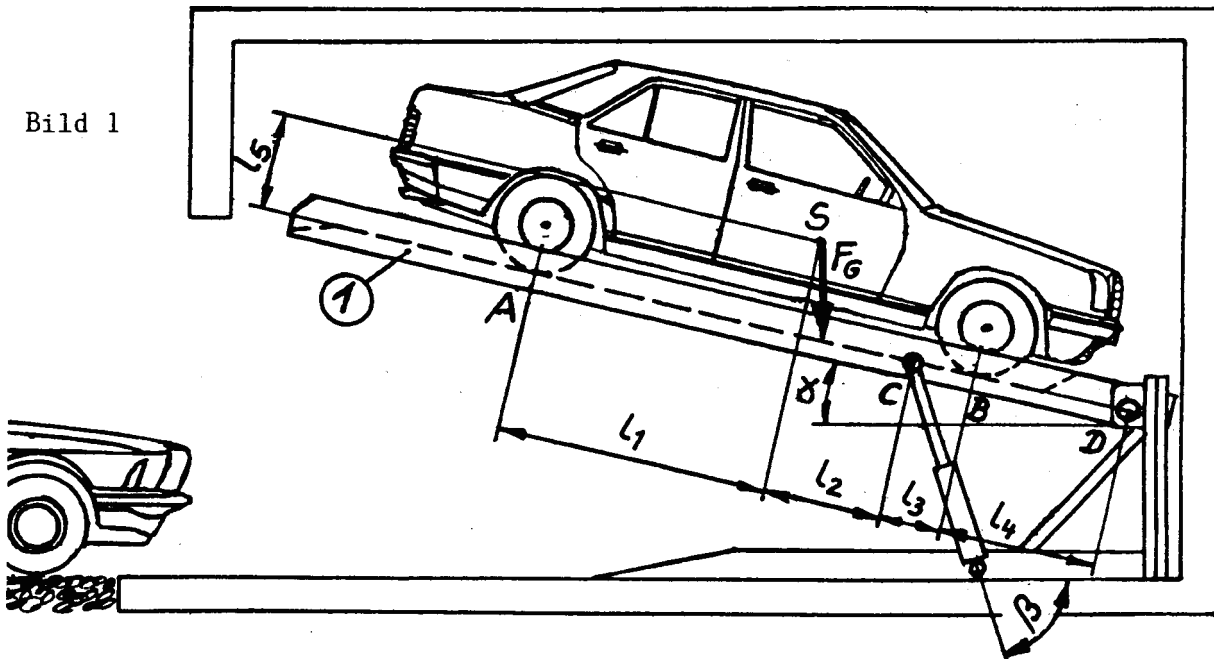
$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1991/92-1: Parklift

Der skizzierte Parklift kann mit Hilfe von zwei Hydraulikzylindern, die links und rechts an der Plattform befestigt sind, den darauf abgestellten PKW so weit anheben, dass darunter noch ein weiteres Fahrzeug geparkt werden kann.

Bild 1



Die Skizze ist unmaßstäblich.

$l_1 = 1600 \text{ mm}$, $l_2 = 850 \text{ mm}$, $l_3 = 400 \text{ mm}$, $l_4 = 1200 \text{ mm}$
 $l_5 = 600 \text{ mm}$ $\alpha = 17^\circ$, $\beta = 74^\circ$

Bei allen Berechnungen soll das Eigengewicht der Bauteile vernachlässigt werden. Als Angriffspunkt für die Gewichtskraft F_G des Fahrzeugs wird der Schwerpunkt S angenommen. Die Masse des Fahrzeugs beträgt 1300 kg.

Teilaufgaben:	Punkte
1 Berechnen Sie die Radkräfte in A und B, wenn die Hinterräder durch die Feststellbremse blockiert sind.	5,0
2 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte in den Gelenkpunkten C und D.	4,0



- 3 Der Liftboden (1) besteht links und rechts aus je einem gleichschenkeligen Winkelstahl DIN EN 10056 – E295, auf das die Fahrbahnbleche aufgelegt sind. Ermitteln Sie mit Hilfe der Querkraftfläche das maximale Biegemoment, und bestimmen Sie einen Träger, wenn dieser mit 1,5-facher Sicherheit gegen Verformung ausgelegt sein soll. Der Einfluss der Verbindung der L-Träger untereinander sowie der Fahrbahnbleche wird vernachlässigt.
Belastung eines L-Profiles:

5,0

$F_A = 3000 \text{ N}$; unter 51° zum Träger nach rechts unten wirkend

$F_C = 10500 \text{ N}$; unter 57° zum Träger nach oben links wirkend

$F_B = 3900 \text{ N}$; senkrecht auf den Träger wirkend

$F_D = 4500 \text{ N}$; unter 33° zum Träger nach rechts unten wirkend.

- 4 Berechnen Sie den Bolzendurchmesser d für den Hubzylinder im Lagerpunkt C, wenn dieser, wie in Bild 2 skizziert, ausgeführt ist.

3,0

$F_C = 10500 \text{ N}$

Bolzenwerkstoff C35 vergütet (ersatzweise mit C45E rechnen)

Sicherheit gegen Bruch $v = 7$

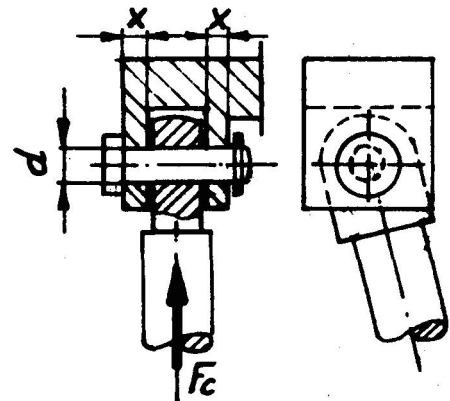


Bild 2

- 5 Welche Laschenbreite x ist erforderlich (Bild 2), damit die Flächenpressung $p = 25 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten wird, wenn der Bolzendurchmesser $d = 10 \text{ mm}$ beträgt bei $F_C = 10500 \text{ N}$?

3,0

- 6 Berechnen Sie die Höchstgeschwindigkeit des PKW im 5. Gang in km/h, sowie die dabei zur Verfügung stehende Antriebskraft.

2,5

Antriebsleistung 90 kW bei $n_{\max} = 5800 \text{ min}^{-1}$

Schaltgetriebeübersetzung $i = 0,8$ (5.Gang)

Hinterachsübersetzung $i = 3,8$

Gesamtwirkungsgrad Motorausgang bis Antriebsrad $\eta = 0,7$

Rolldurchmesser der Antriebsräder $d = 640 \text{ mm}$.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

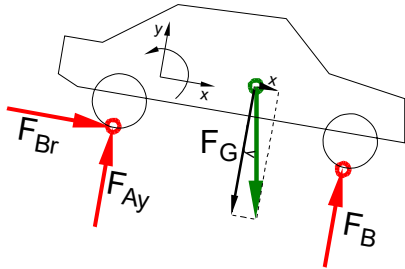


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
5,0

1 LS Pkw



Rechnerische Lösung (alle Zwischenrechnungen sind auf die Achsen bezogen)

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 13 \text{ kN} \cdot \sin 17^\circ = 3,80 \text{ kN}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 13 \text{ kN} \cdot \cos 17^\circ = 12,43 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0 = -F_{Gy} \cdot l_1 - F_{Gx} \cdot l_5 + F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_{Gy} \cdot l_1 + F_{Gx} \cdot l_5}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{12,43 \text{ kN} \cdot 1600 \text{ mm} + 3,80 \text{ kN} \cdot 600 \text{ mm}}{1600 \text{ mm} + 850 \text{ mm} + 400 \text{ mm}} = 7,78 \text{ kN}$$

$$F_{BRad} = 3,89 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Br} + F_{Gx} \Rightarrow F_{Br} = -F_{Gx} = -3,80 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_{Gy} + F_B \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_{Gy} - F_B = 12,43 \text{ kN} - 7,78 \text{ kN} = 4,65 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Br}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-3,80 \text{ kN})^2 + (4,65 \text{ kN})^2} = 6,0 \text{ kN}$$

$$F_{ARad} = 3,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Br}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{4,65 \text{ kN}}{-3,80 \text{ kN}} = -50,7^\circ$$

$\alpha_A = 50,7^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

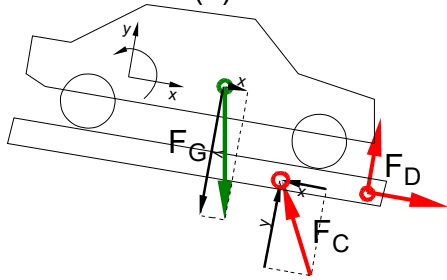
$\alpha_A = 129,3^\circ$ gegen die positive x-Achse

$\alpha_A = 112,3^\circ$ gegen die Waagerechte



2 LS Plattform (1) mit Pkw

4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 13 \text{ kN} \cdot \sin 17^\circ = 3,80 \text{ kN}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 13 \text{ kN} \cdot \cos 17^\circ = 12,43 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_D = 0 = + F_{Gy} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - F_{Gx} \cdot l_5 - F_{Cy} \cdot (l_3 + l_4) \Rightarrow$$

$$F_{Cy} = \frac{F_{Gy} \cdot (l_2 + l_3 + l_4) - F_{Gx} \cdot l_5}{l_3 + l_4}$$

$$= \frac{12,43 \text{ kN} \cdot (850 + 400 + 1200) \text{ mm} - 3,80 \text{ kN} \cdot 600 \text{ mm}}{400 \text{ mm} + 1200 \text{ mm}} = 17,61 \text{ kN}$$

$$F_{Cy} = F_C \cdot \sin(\beta - \alpha) \Rightarrow F_C = \frac{F_{Dy}}{\sin(\beta - \alpha)} = \frac{17,61 \text{ kN}}{\sin(74^\circ - 17^\circ)} = 21,0 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Gx} - F_{Cx} + F_{Dx} \Rightarrow$$

$$F_{Dx} = -F_{Gx} + F_C \cdot \cos(\beta - \alpha) = -3,80 \text{ kN} + 21,0 \text{ kN} \cdot \cos(74^\circ - 17^\circ) = 7,64 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{Gy} + F_{Cy} + F_{Dy} \Rightarrow$$

$$F_{Dy} = F_{Gy} - F_{Cy} = 12,43 \text{ kN} - 17,61 \text{ kN} = -5,18 \text{ kN}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(7,64 \text{ kN})^2 + (-5,18 \text{ kN})^2} = 9,2 \text{ kN}$$

$$\alpha_D = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{-5,18 \text{ kN}}{7,64 \text{ kN}} = -34,1^\circ$$

$\alpha_A = 34,1^\circ$ nach links unten gegen die positive x-Achse bzw.

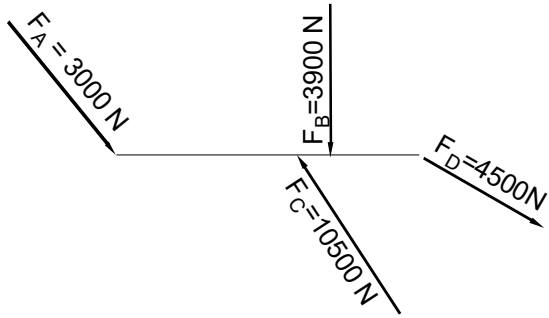
$\alpha_A = 51,1^\circ$ nach links unten gegen die Waagerechte

4-Kräfteverfahren



3 LS: Ein L-Profil des Parkbodens

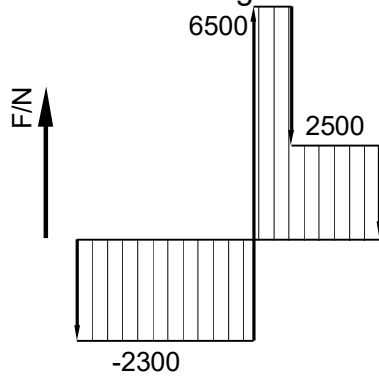
5,0





Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 5,71 \text{ kNm}$ (das Größere)

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_A = 0 \text{ kNm}$$

$$M_C = M_A + 2,3 \text{ kN} \cdot 2450 \text{ mm} = 5,6 \text{ kNm}$$

$$M_B = M_C - 6,5 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm} = 3,0 \text{ kNm}$$

$$M_D = M_B - 2,5 \text{ kN} \cdot 1200 \text{ mm} = 0 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_C(\text{links}) = |F_A \cdot \sin 51^\circ \cdot (l_1 + l_2)|$$

$$= 3 \text{ kN} \cdot \sin 51^\circ \cdot 2450 \text{ mm}$$

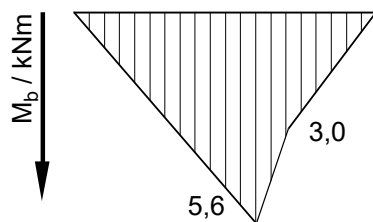
$$= 5,71 \text{ kNm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |-F_D \cdot \sin 33^\circ \cdot l_4|$$

$$= 4,5 \text{ kN} \cdot \sin 33^\circ \cdot 1200 \text{ mm}$$

$$= 2,94 \text{ Nm}$$

Abweichungen resultieren daher, dass die angenommen Werte nicht genau im statischen Gleichgewicht sind.



$\sigma_{bF} = 410 \text{ N/mm}^2$ (S295 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{410 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 273,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{5,71 \text{ kNm}}{273,3 \text{ N/mm}^2} = 20,9 \text{ cm}^3$$

gewählt: L EN 10056-1 – 100x100x10 – E295 mit $W_x = 24,6 \text{ cm}^3$ (→ TabB

„DIN EN 10056“ bzw „Winkelstahl“)

Biegemoment ermitteln und Profil auswählen



4 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren: 3,0

$\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{7} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_C}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{10500 \text{ N}}{2 \cdot 80 \text{ N/mm}^2} = 65,6 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65,6 \text{ mm}^2}{\pi}} = 9,2 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere Bolzen $\varnothing 10 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing)

5 Erforderlicher Laschenbreite gegen Flächenpressung: 3,0

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \rightarrow A_{erf} = \frac{F_C}{p_{zul}} = \frac{10500 \text{ N}}{25 \text{ N/mm}^2} = 420 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot 2 \cdot x \rightarrow x = \frac{A}{2 \cdot d_B} = \frac{420 \text{ mm}^2}{2 \cdot 10 \text{ mm}} = 21 \text{ mm}$$

Flächenpressung (Laschenbreite)

6 $i_{ges} = i_5 \cdot i_{HA} = 0,8 \cdot 3,8 = 3,04$ 2,5

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{ab} = \frac{n_{zu}}{i_{ges}} = \frac{5800 \text{ min}^{-1}}{3,04} = 1908 \text{ min}^{-1} = 31,8 \text{ s}^{-1}$$

$$v_{max} = \pi \cdot n_{ab} \cdot d = \pi \cdot 31,8 \text{ s}^{-1} \cdot 640 \text{ mm} = 63,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 230 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$P = 2 \pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2 \pi \cdot n_M} = \frac{90 \text{ kW}}{2 \pi \cdot 5800 \text{ min}^{-1}} = 148,2 \text{ Nm}$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{Antr} = M_M \cdot i \cdot \eta = 148,2 \text{ Nm} \cdot 3,04 \cdot 0,7 = 315 \text{ Nm}$$

$$M = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_{Antr} = \frac{2 \cdot M_{Antr}}{d} = \frac{2 \cdot 315 \text{ kNm}}{640 \text{ mm}} = 985 \text{ N}$$

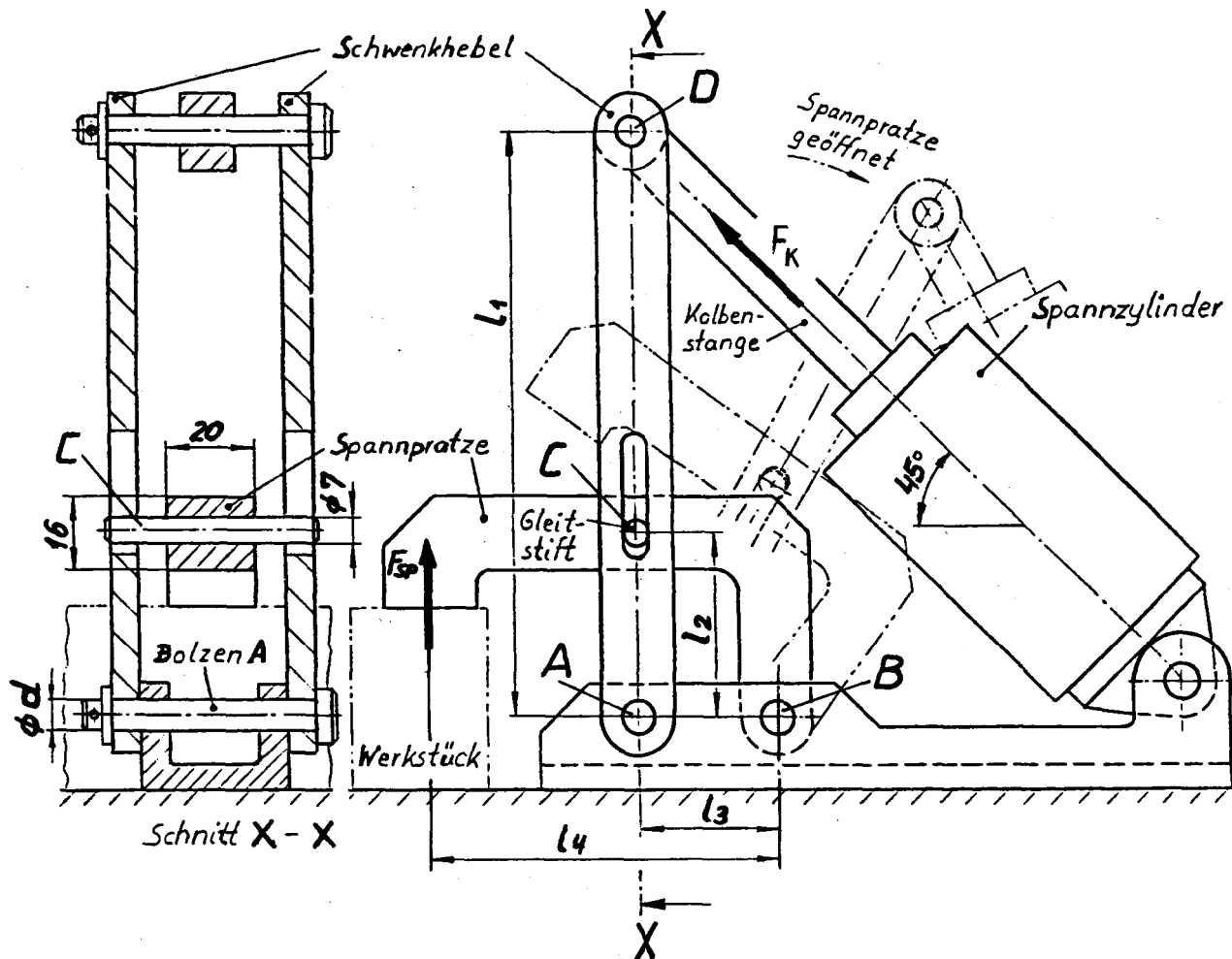
Antriebsgeschwindigkeit und -kraft

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1991/92-2: Spannvorrichtung



Die Kolbenstange des pneumatischen Zylinders dreht beim Ausfahren die beiden Schwenkhebel nach links. Dadurch wird die Spannpratze auf das zu spannende Werkstück gedrückt. Wenn die Kolbenstange einfährt, schwenkt die Spannpratze nach oben. Das Werkstück kann entfernt werden.

Spannkraft $F_{SP} = 1,5 \text{ kN}$

Hebellängen:

Schwenkhebel : $l_1 = 125 \text{ mm}$

$l_2 = 40 \text{ mm}$

Spannpratze : $l_3 = 30 \text{ mm}$

$l_4 = 75 \text{ mm}$

Die Lagerreibung und die Reibung durch den Gleitstift sollen vernachlässigt werden.

Teilaufgaben:

Punkte

- | | | |
|---|--|-----|
| 1 | Machen Sie die Spannpratze frei, und berechnen Sie die Kraft F_C auf den Gleitstift C bei einer Spannkraft $F_{SP} = 1,5 \text{ kN}$. Bestimmen Sie durch Rechnung den Betrag und die Richtung der Lagerkraft F_B . | 4,5 |
| 2 | Bestimmen Sie zeichnerisch die erforderliche Kraft F_K in der Kolbenstange und die Kraft F_A der beiden Schwenkhebel auf den Bolzen A, wenn auf den Gleitstift C eine waagrechte Kraft $F_C = 3 \text{ kN}$ wirkt. | 4,0 |

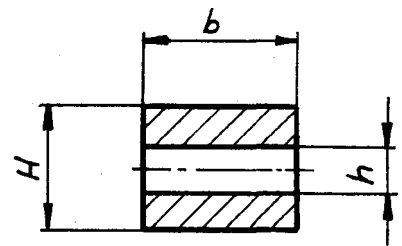


- 3 Berechnen Sie für den Bolzen A den erforderlichen Durchmesser d , wenn die beiden Schwenkhebel insgesamt mit $F_A = 2,25 \text{ kN}$ auf den Bolzen drücken. 3,0
 Bolzenwerkstoff : S235
 6-fache Sicherheit gegen Abscherung

- 4 Prüfen Sie, ob bei der Spannpratze für die Stelle C im Schnitt X - X eine mindestens 3-fache Sicherheit gegen Verformung vorhanden ist. 4,0

Werkstoff: E295
 Spannkraft $F_{SP} = 1,5 \text{ kN}$

$H = 16 \text{ mm}$
 $h = 7 \text{ mm}$
 $b = 20 \text{ mm}$



Schnitt X - X bei C

Widerstandsmoment $W = \frac{b \cdot (H^3 - h^3)}{6 \cdot H}$

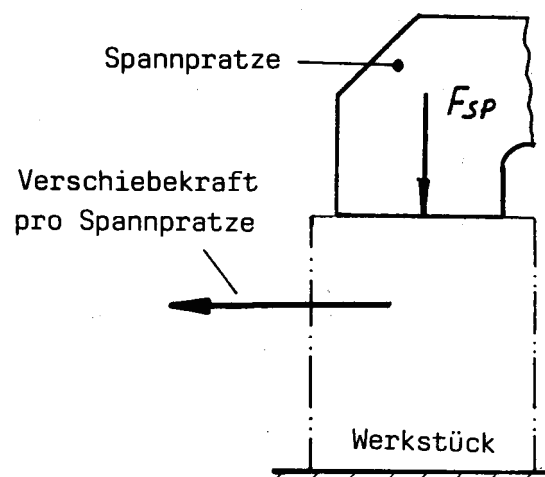
- 5 Welchen Durchmesser benötigt der Kolben des Pneumatikzylinders, um eine Kolbenkraft von $F_{Kmin} = 1,4 \text{ kN}$ aufzubringen ? 2,0
 Wirkungsgrad $\eta = 0,9$

Betriebsdruck $p_e = 6 \text{ bar}$

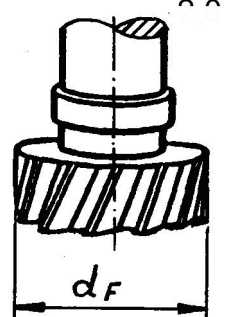
Wählen Sie aus den folgenden Durchmessern den geeigneten aus:

$D = 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160 \text{ mm}$

- 6 Ein größeres Werkstück soll auf einem Frästisch mit 10 Spannpratzen gespannt und allein durch Reibung festgehalten werden. Die bei der nachfolgenden Fräsbearbeitung auftretende Verschiebekraft beträgt $F_{ges} = 3100 \text{ N}$. Wie groß muss die Spannkraft F_{SP} für eine Spannpratze sein bei $\mu_0 = 0,1$? 3,0



- 7 Berechnen Sie die Umfangskraft F_U eines Fräasers mit einem Durchmesser $d_F = 120 \text{ mm}$ bei einer Drehzahl von $n_F = 315 \text{ min}^{-1}$. Der Antriebsmotor nimmt eine Leistung von 8 kW auf. Der Gesamtwirkungsgrad der Fräsmaschine beträgt $\eta = 0,75$. 2,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

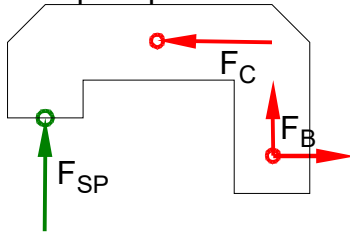


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
4,5

1 LS Spannpratze



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_B = 0 = + F_C \cdot l_2 - F_{SP} \cdot l_4$$

$$F_C = F_{SP} \cdot \frac{l_4}{l_2} = 1,5 \text{ kN} \cdot \frac{75 \text{ mm}}{40 \text{ mm}} = 2,81 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} - F_C \Rightarrow F_{Bx} = F_C = 2,81 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Sp} + F_{By} \Rightarrow$$

$$F_{By} = -F_{Sp} = -1,5 \text{ kN}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(2,81 \text{ kN})^2 + (-1,5 \text{ kN})^2} = 3,19 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{-1,5 \text{ kN}}{2,81 \text{ kN}} = -28,1^\circ$$

$\alpha_A = 28,1^\circ$ nach links unten gegen die positive x-Achse bzw.

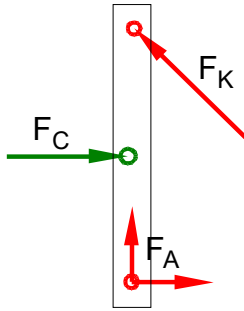
$\alpha_A = 331,9^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik rechnerisch (3-Kräfteverfahren)



2 LS Schwenkhebel

4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = -F_C \cdot l_2 + F_{Kx} \cdot l_1 = -F_C \cdot l_2 + F_K \cdot \cos 45^\circ \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$F_K = -F_C \cdot \frac{l_2}{\cos 45^\circ \cdot l_1} = -3 \text{ kN} \cdot \frac{40 \text{ mm}}{\cos 45^\circ \cdot 125 \text{ mm}} = 1,357 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_C - F_{Kx} \Rightarrow$$

$$F_{Ax} = -F_C + F_K \cdot \cos 45^\circ = -3 \text{ kN} + 1,357 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = -2,04 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} + F_{Ky} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = -F_K \cdot \sin 45^\circ = -1,357 \text{ kN} \cdot \sin 45^\circ = -0,96 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-2,04 \text{ kN})^2 + (-0,96 \text{ kN})^2} = 2,25 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{-0,96 \text{ kN}}{-2,04 \text{ kN}} = 25,2^\circ$$

$\alpha_A = 25,2^\circ$ nach links unten gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 205,2^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik rechnerisch (3-Kräfteverfahren)

3 $\tau_{aB} = 235 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

3,0

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{6} = 48,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{2,25 \text{ kN}}{2 \cdot 48,3 \text{ N/mm}^2} = 23,3 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,3 \text{ mm}^2}{\pi}} = 5,5 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 6 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing)



- 4 Biegemoment (Lageskizze siehe Aufgabe 1) 4,0
 $M_{bC}(\text{links}) = |-F_{Sp} \cdot (l_4 - l_3) \cdot l_1| = 1,5 \text{ kN} \cdot (75 - 30) \text{ mm} = 67,5 \text{ Nm}$
 oder:
 $M_{bC}(\text{rechts}) = |F_{By} \cdot l_3 + F_{Bx} \cdot l_2| = -1,5 \text{ kN} \cdot 30 \text{ mm} + 2,81 \text{ kNm} \cdot 40 \text{ mm} = 67,5 \text{ Nm}$
Biegemoment (einseitiger Hebel)
 Widerstandsmoment

$$W = \frac{b \cdot (H^3 - h^3)}{6 \cdot H} = \frac{20 \text{ mm} \cdot ((16 \text{ mm})^3 - (7 \text{ mm})^3)}{6 \cdot 16 \text{ mm}} = 781,9 \text{ mm}^3$$

Widerstandsmoment
 $\sigma_{bF} = 410 \text{ N/mm}^2$ (E295 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

$$\sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} = \frac{67,5 \text{ Nm}}{781,9 \text{ mm}^3} = 86,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{410 \text{ N/mm}^2}{86,3 \text{ N/mm}^2} = 4,75$$

 ist größer als die geforderte Sicherheitszahl 3, also ausreichend
Sicherheitszahl prüfen (Biegung)
- 5 $p \cdot \eta = \frac{F}{A} \cdot \eta \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_{Kmin}}{p_e \cdot \eta} = \frac{1,4 \text{ kN}}{6 \text{ bar} \cdot 0,9} = \frac{1,4 \text{ kN}}{6 \frac{\text{N}}{10 \text{ mm}^2} \cdot 0,9} = 2593 \text{ mm}^2$ 2,0

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2593 \text{ mm}^2}{\pi}} = 57,5 \text{ mm}$$

 Gewählt: D = 63 mm (der nächstgrößere angebotene KolbenØ)
KolbenØ
- 6 Da das Werkstück oben und unten mit der Kraft F_{Sp} geklemmt ist und die Reibkraft F_R an beiden Flächen wirkt, muss F_{Sp} nur die halbe Verschiebekraft F_{ges} halten. 3,0

$$F_R = F_{Sp} \cdot \mu = \frac{F_{ges}}{2 \cdot n} \Rightarrow$$

$$F_R = \frac{F_{ges}}{2 \cdot n} = \frac{3100 \text{ N}}{2 \cdot 10} = 155 \text{ N}$$

$$F_{Sp} = \frac{F_R}{\mu} = \frac{155 \text{ N}}{0,1} = 1550 \text{ N}$$

Reibungskraft
- 7 $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_F = P_M \cdot \eta = 8 \text{ kW} \cdot 0,75 = 6 \text{ kW}$ 2,0

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_F = \frac{P_F}{2\pi \cdot n_F} = \frac{6 \text{ kW}}{2\pi \cdot 315 \text{ min}^{-1}} = 181,9 \text{ Nm}$$

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_U = \frac{2 \cdot M_F}{d_F} = \frac{2 \cdot 181,9 \text{ Nm}}{120 \text{ mm}} = 3032 \text{ N}$$

Umfangskraft aus Leistung

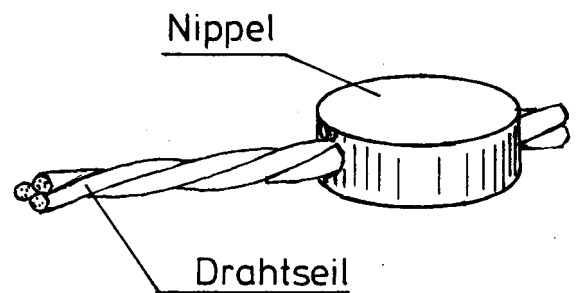
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1991/92-3: Bremszug einer Fahrradfelgenbremse

Der Bremszug einer Fahrradfelgenbremse besteht aus einem Drahtseil mit angegossenem Nippel.



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Das Drahtseil ist aus 3 Litzen mit je 7 Einzeldrähten geschlagen. Jeder Einzeldraht hat einen Durchmesser von 0,3 mm. Zur Bestimmung der Zugfestigkeit und des E-Moduls wurde ein Einzeldraht von $L_0 = 500$ mm einem Zugversuch unterworfen. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

Messung	1	2	3	4	5 (Bruch)
F in N	0	40	80	100	118
ΔL in mm	0	1,3	2,6	3,5	5,0

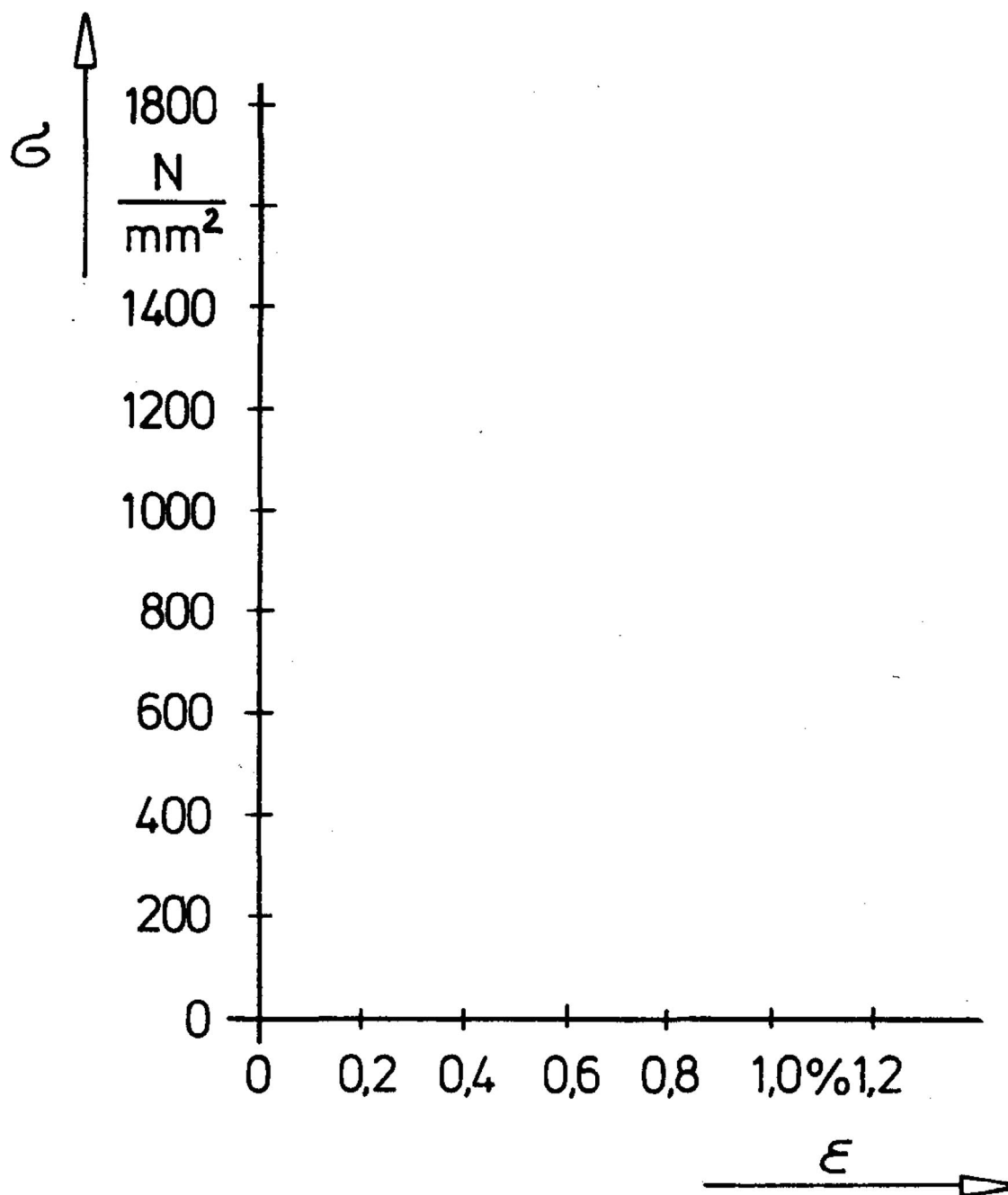
- 1.1 Zeichnen Sie das Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Arbeitsblatt) . 3,5
- 1.2 Bestimmen Sie die Zugfestigkeit und den E-Modul. 3,0
- 1.3 Berechnen Sie den elastischen und den plastischen Anteil der Dehnung für Messung 4. 3,0
- 1.4 Bei welcher Zugkraft reißt der Bremszug ? 3,0
- 2 Der Nippel des Bremszuges besteht aus einer Blei-Zinn-Legierung und soll bei einer Temperatur von 210 °C in einer Form um das Ende des Drahtseiles gegossen werden.
- 2.1 Aus welchem Teilbereich des Legierungssystems ist die Legierung zu wählen? 5,0
Tragen Sie diesen Bereich in Ihrem Arbeitsblatt ein.
Welche Legierung aus diesem Bereich hat optimale Gieß Eigenschaften ?
Begründen Sie Ihre Antwort.
- 2.2 Im Arbeitsblatt ist eine Legierung "L" eingetragen. 5,0
– Skizzieren Sie die Abkühlungskurve dieser Legierung (Arbeitsblatt).
– Erläutern Sie den Abkühlungsvorgang.
– Benennen Sie die dabei auftretenden Gefüge.
– Skizzieren Sie ein Schliiffbild bei Raumtemperatur.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Arbeitsblatt zu Teilaufgabe 1.1



Messung

1

2

3

4

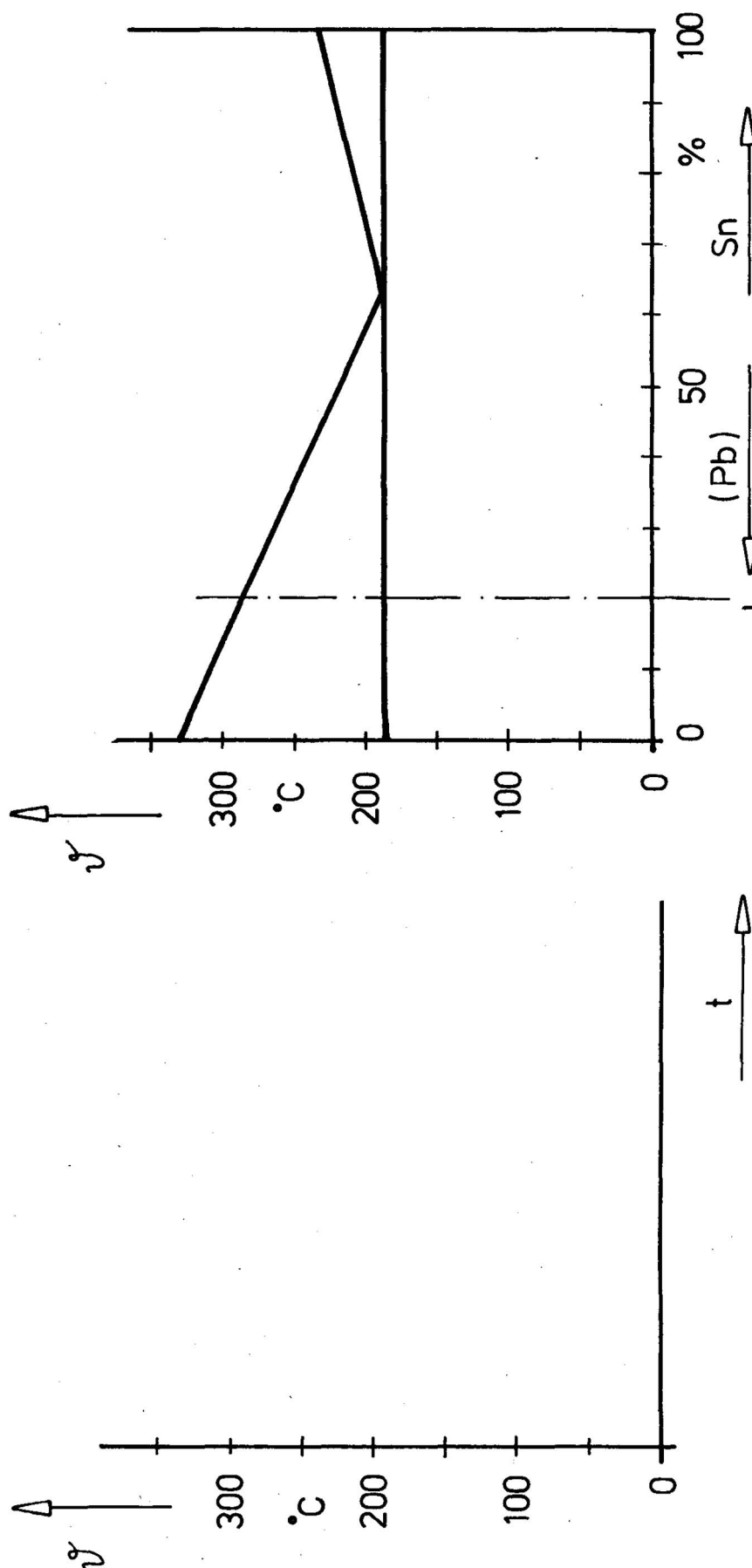
5

Spannung

Dehnung



Arbeitsblatt Teilaufgaben 2.1 und 2.2





Lösungsvorschlag

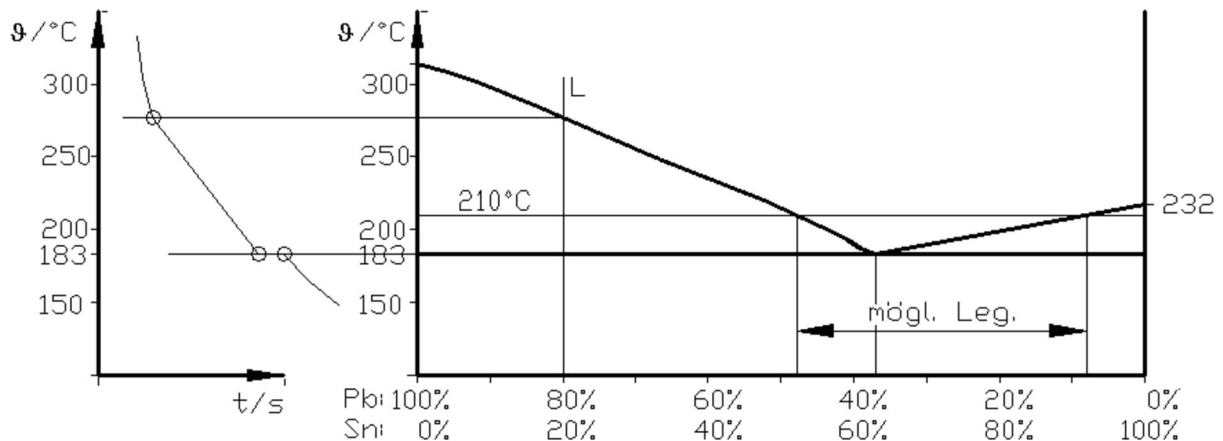
Teilaufgaben: _____ Punkte



1	
1.1	3,5
1.2	3,0
1.3	3,0
1.4	3,0

2 Abkühlungskurve Legierung „L“

Zustandsdiagramm



- 2.1 Die Legierung muss aus dem Bereich gewählt werden, in dem die Liquiduslinie unter 210°C liegt, damit die Schmelze bei dieser Temperatur noch vollkommen flüssig sein soll. (siehe Diagramm: „mögliche Legierung“). 5,0

Die besten Gießeigenschaften hat die eutektische Legierung mit 63% Zinn. Sie hat den niedrigsten Schmelzpunkt aller Pb-Sn-Legierungen und ist bis kurz vor dem Erstarren dünnflüssig. Darüber hinaus hat das eutektische Gefüge günstige mechanische Eigenschaften.

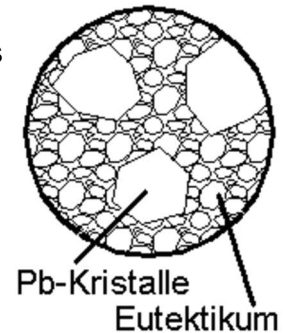


- 2.2 Abkühlungskurve: Wenn die flüssige Legierung bis zur Liquidustemperatur (ca. 280°C) abgekühlt ist, beginnen Pb-Kristalle aus der Schmelze heraus zu kristallisieren. Durch die frei werdende Kristallisationsenergie wird die Abkühlung verlangsamt (oberer Knickpunkt). Die verbleibende Schmelze reichert sich mit Zinn an. Bei Erreichen der Soliduslinie (ca. 183°C) erstarrt die restliche Schmelze, jetzt mit 63% Sn, zum Eutektikum. Dabei wird so viel Energie frei, dass die Temperatur zeitweilig konstant bleibt (Haltepunkt). Sobald dieser Vorgang abgeschlossen ist, fällt die Temperatur wieder ab.

5,0

Schliffbild

Das Gefüge besteht aus Pb-Kristallen, umgeben von Eutektikum. Das Eutektikum besteht aus einem feinkörnigen Kristallgemisch aus Pb-Kristallen und Sn-Kristallen.



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

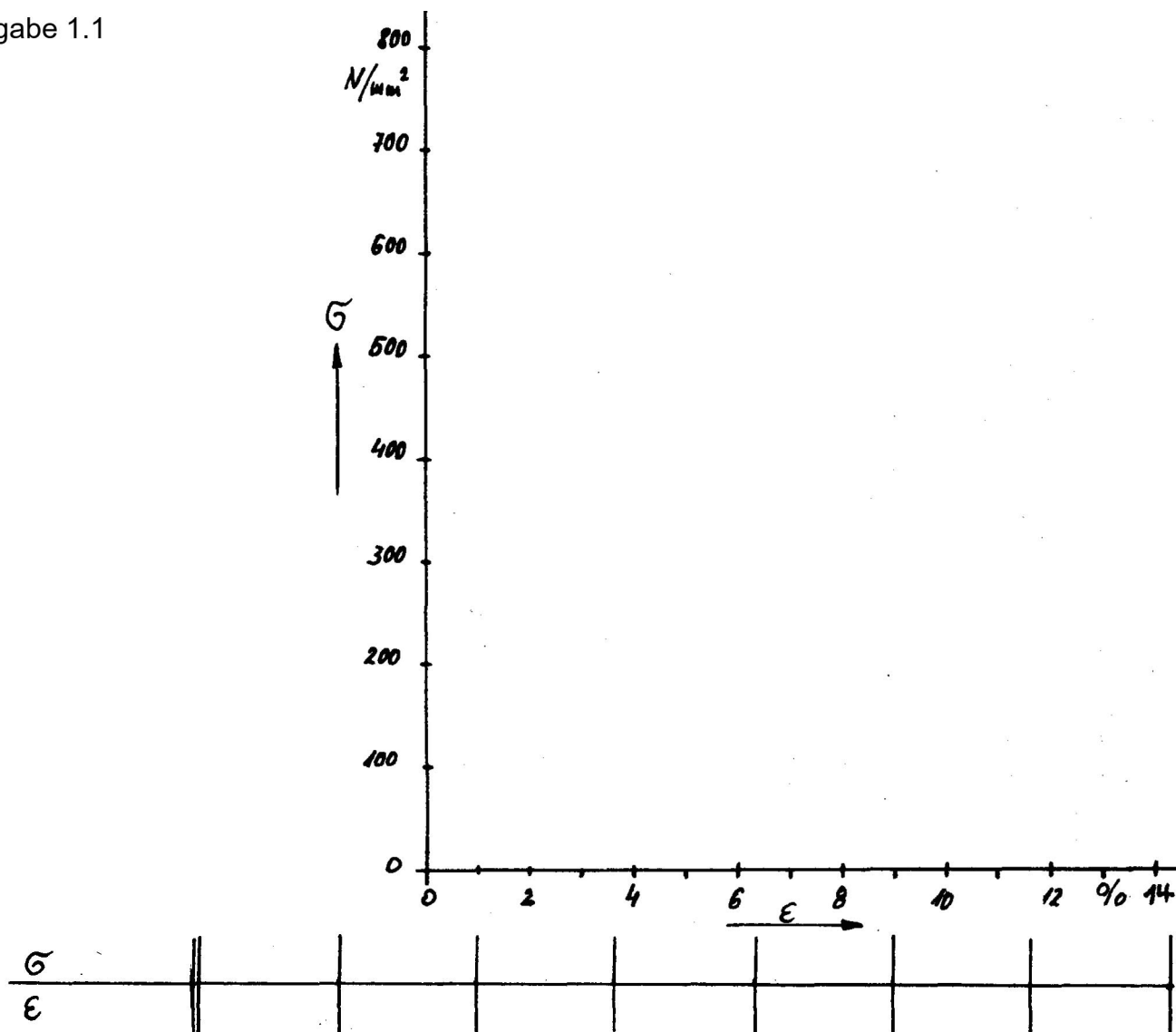
$\Sigma = 22,5$

Abi alle tot HP.odm. 05.03.2021. S.486/639

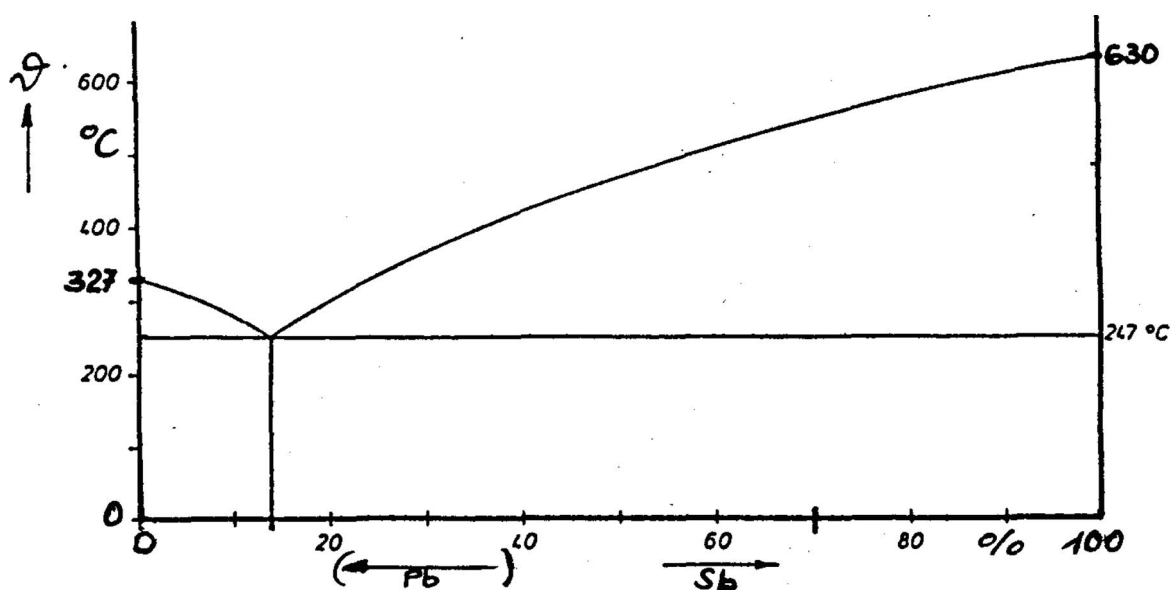


Arbeitsblatt

zu Aufgabe 1.1



zu 2.3

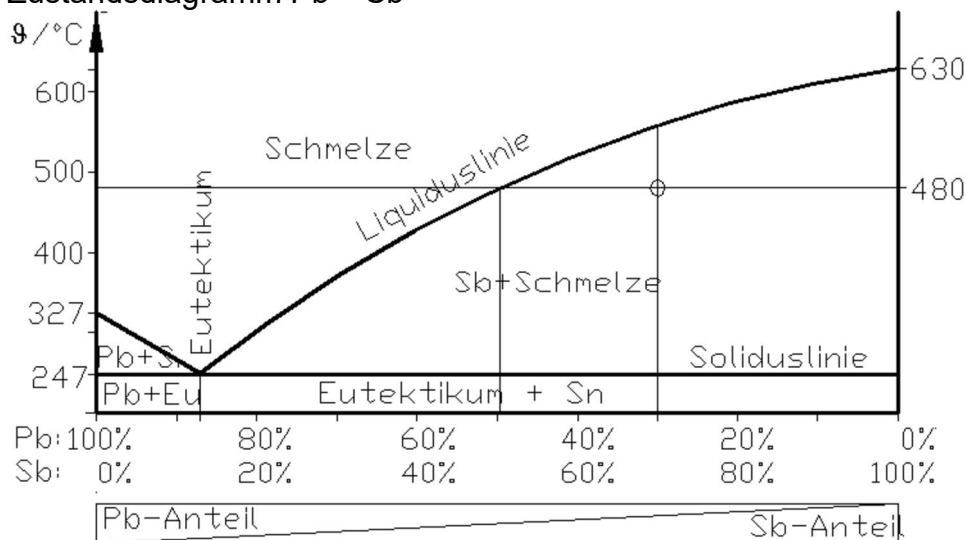




Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

	Punkte
1	
1.1	4,0
1.2	4,0
1.3	2,5
2	
2.1	3,5
2.2	3,5
2.3	3,0



2.4	Die Lösung gilt für die Lösungsskizze des Diagramms, aus der Aufgabenskizze ergibt sich eine leicht abweichende Lösung. Bei 480°C besteht Sb70Pb aus Schmelze mit ca. 50% Sb und reinen Sb-Kristallen. Nach dem Gesetz der abgewandten Hebelarme (Hebelarme aus den Prozentzahlen der Zusammensetzung der Phasen berechnet) gelten:	2,0
$\text{Anteil Sb} = \frac{70 - 50}{100 - 50} = 0,40 = 40\%$ $\text{Anteil Schmelze} = \frac{100 - 70}{100 - 50} = 0,60 = 60\%$		

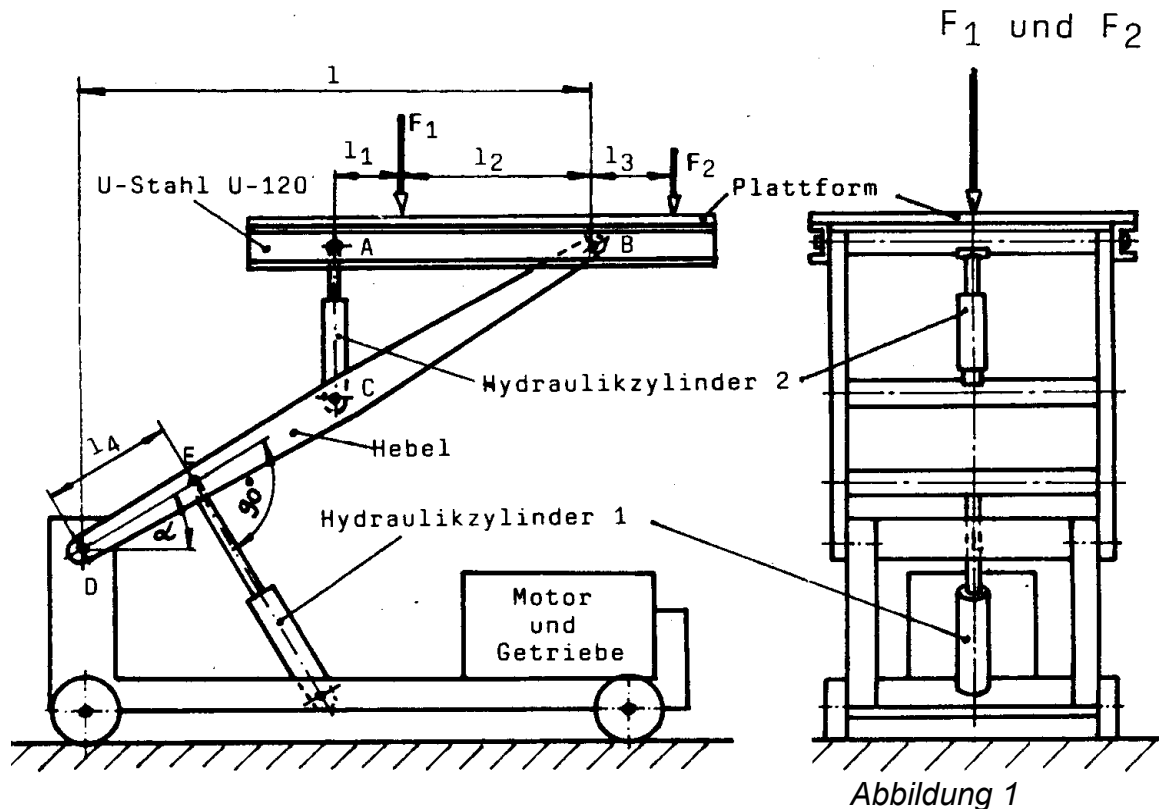
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



tgt HP 1990/91-1: Hebetisch

- $l = 5 \text{ m}$
 $l_1 = 0,5 \text{ m}$
 $l_2 = 2 \text{ m}$
 $l_3 = 1 \text{ m}$
 $l_4 = 1,25 \text{ m}$
 $F_1 = 30 \text{ kN}$
 $F_2 = 10 \text{ kN}$
 $\alpha = 30^\circ$



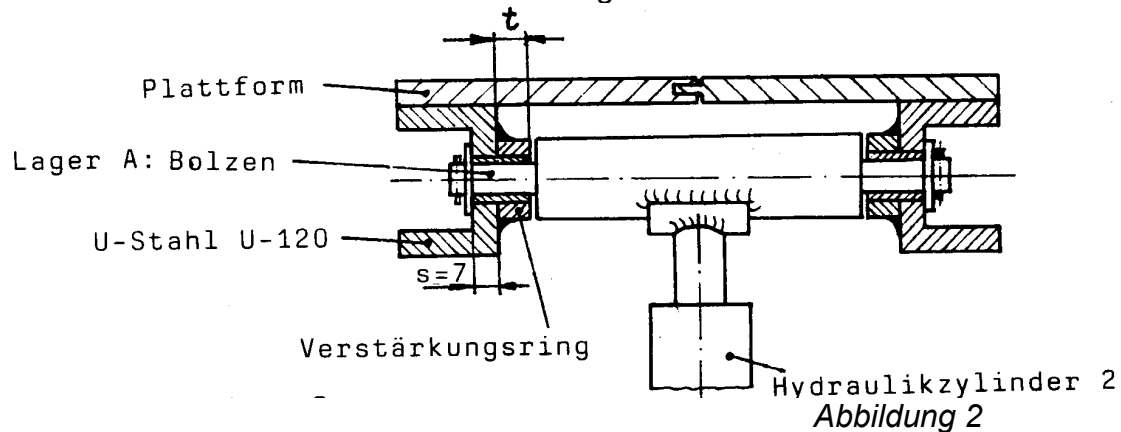
Der selbstfahrende Hebetisch mit höhenverstellbarer Plattform wird mit den Kräften $F_1 = 30 \text{ kN}$ und $F_2 = 10 \text{ kN}$ belastet. Die Kolben der beiden Hydraulikzylinder 1 und 2 sind sowohl jeder für sich zu bewegen als auch so synchron steuerbar, dass die Plattform in jeder möglichen Höhe waagrecht liegt. Beim Abladen soll das Transportgut von der Plattform abrutschen. Dazu wird nur Zylinder 2 ausgefahren.

Zwei parallele U-Stähle DIN 1026 - S235JR - U 120 nehmen die Kräfte F_1 und F_2 je zur Hälfte auf. Hydraulikzylinder 1 und Hydraulikzylinder 2 greifen jeweils in der Mitte zwischen den beiden Hebeln an.

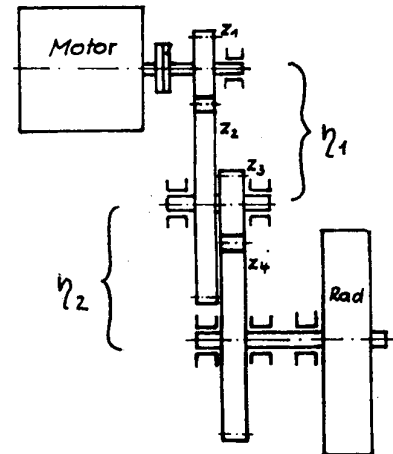
Teilaufgaben:		Punkte
1	Bestimmen Sie rechnerisch die Lagerkräfte F_A und F_B an einem der U-Stähle wenn die Plattform mit den Kräften $F_1 = 30 \text{ kN}$ und $F_2 = 10 \text{ kN}$ belastet wird.	2,5
2	Ermitteln Sie die Stelle des maximalen Biegemoments und die Sicherheit v gegen bleibende Verformung für einen der beiden Träger aus dem U-Profil DIN 1026 - S235-U120. Dabei sind $F_A = F_B = 10 \text{ kN}$, $F_1 = 30 \text{ kN}$ und $F_2 = 10 \text{ kN}$.	4,5
3	Ermitteln Sie mit $F_A = F_B = 10 \text{ kN}$ und $\alpha = 30^\circ$ zeichnerisch die Kräfte F_D und F_E eines Hebels.	4,0



- 4 Berechnen Sie den Minstdurchmesser des auf Abscheren beanspruchten Bolzens aus C10 mit $R_m = 450 \text{ N/mm}^2$ (ersatzweise mit C22E rechnen) im Lager A, wenn $F_A = 10 \text{ kN}$ beträgt und ein Sicherheitsfaktor von $v = 8$ angenommen wird. (Siehe Abb. 1 und Abb. 2). 3,0
- 5 Der U-Stahl hat eine Wandstärke von $s = 7 \text{ mm}$. Der Bolzen im Lager A hat 18 mm Durchmesser. Welche Dicke t muss ein aufgeschweißter Verstärkungsring haben, wenn die zulässige Flächenpressung im Gleitlager $p_{zul} = 30 \text{ N/mm}^2$ nicht überschritten werden darf und F_A mit 10 kN angenommen wird? 2,5



- 6 Der Hydraulikzylinder 2 wird so weit ausgefahren, dass die Plattform um 30° gegen die Waagrechte geneigt ist. Prüfen Sie, ob eine Holzkiste mit einer Gewichtskraft von $F_G = 10 \text{ kN}$ bei $\mu_0 = 0,7$ und $\mu = 0,5$ von der Plattform abrutscht, oder ob die Kiste angeschoben werden muss und dann alleine weiterrutscht. 3,0
- 7 Der Fahrtrieb erfolgt über ein zweistufiges Getriebe und einen Elektromotor mit 5 kW Leistung bei einer Drehfrequenz von 1400 min^{-1} . Dabei sind $z_1 = z_3 = 15$, $z_2 = z_4 = 75$ und $\eta_1 = \eta_2 = 0,95$. Berechnen Sie den Durchmesser der auf Torsion beanspruchten Getriebewelle III, wenn $\tau_{tzul} = 160 \text{ N/mm}^2$ beträgt. 3,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

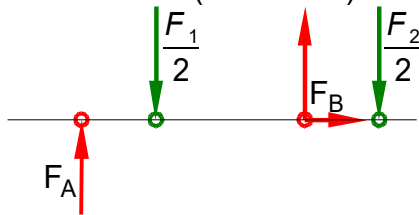


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
2,5

1 LS Plattform (eine Seite)



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_B = 0 = -F_A \cdot (l_1 + l_2) + \frac{F_1}{2} \cdot l_2 - \frac{F_2}{2} \cdot l_3 \Rightarrow$$

$$F_A = \frac{F_1 \cdot l_2 - F_2 \cdot l_3}{2 \cdot (l_1 + l_2)} = \frac{30 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} - 10 \text{ kN} \cdot 1 \text{ m}}{2 \cdot (0,5 + 2) \text{ m}} = 10 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} \Rightarrow F_B = F_{By}$$

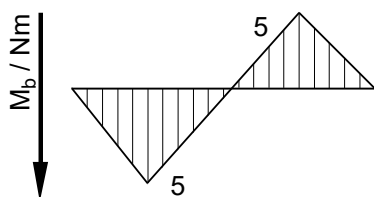
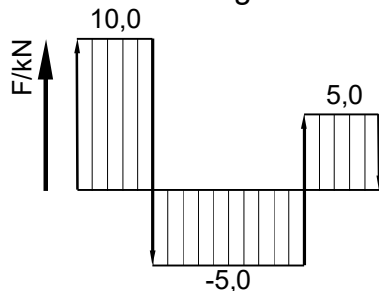
$$\Sigma F_y = 0 = F_A - \frac{F_1}{2} + F_B - \frac{F_2}{2} \Rightarrow$$

$$F_B = -F_A + \frac{F_1}{2} + \frac{F_2}{2} = -20 \text{ kN} + \frac{30 \text{ kN}}{2} + \frac{10 \text{ kN}}{2} = 10 \text{ kN}$$

2 $M_{b\max} = 5000 \text{ Nm}$ wirkt an den Krafteinleitungspunkten von F_1 und F_B

4,5

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_A = 0 \text{ kNm}$$

$$M_1 = M_A - 10 \text{ kN} \cdot 0,5 \text{ m} = -5 \text{ kNm}$$

$$M_B = M_1 + 5 \text{ kN} \cdot 2 \text{ m} = +5 \text{ kNm}$$

$$M_2 = M_B - 5 \text{ kN} \cdot 1 \text{ m} = 0 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_1(\text{links}) = |-F_A \cdot l_1| = 10 \text{ kN} \cdot 0,5 \text{ m} = 5 \text{ kNm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = \left| \frac{-F_2}{2} \cdot l_3 \right| = \frac{10 \text{ kN}}{2} \cdot 1 \text{ m} = 5 \text{ kNm}$$

 $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44) W_x (U120) = $60,7 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1026“)

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

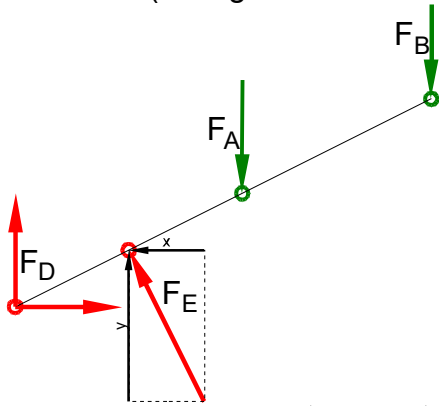
$$\sigma_b = \frac{M_{b\max}}{W} = \frac{5 \text{ kNm}}{60,7 \text{ cm}^3} = 82,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_b} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{82,4 \text{ N/mm}^2} = 4,0$$



3 LS Hebel (bezogen auf eine Seite)

4,0



$$\Sigma M_D = 0 = F_E \cdot l_4 - F_A \cdot (l - l_2 - l_1) - F_B \cdot l \Rightarrow$$

$$F_E = \frac{F_A \cdot (l - l_2 - l_1) + F_B \cdot l}{l_4} = \frac{10 \text{ kN} \cdot (5 - 2 - 0,5) \text{ m} + 10 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}}{1,25 \text{ m}} = 60 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Dx} - F_{Ex} \Rightarrow$$

$$F_{Dx} = F_{Ex} = F_E \cdot \sin \alpha = 60 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 30 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Dy} + F_{Ey} - F_A - F_B \Rightarrow$$

$$F_{Dy} = -F_E \cdot \cos \alpha + F_A + F_B = -60 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ + 10 \text{ kN} + 10 \text{ kN} = -32,0 \text{ kN}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(30 \text{ kN})^2 + (-32 \text{ kN})^2} = 43,8 \text{ kN}$$

$$\alpha_D = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{-32,0 \text{ kN}}{30,0 \text{ kN}} = -46,8^\circ$$

$\alpha_D = 46,8^\circ$ nach rechts unten gegen die positive x-Achse

4 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

3,0

$\tau_{aB} = 400 \text{ N/mm}^2$ (C22E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{400 \text{ N/mm}^2}{8} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{10 \text{ kN}}{2 \cdot 50 \text{ N/mm}^2} = 100 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,3 \text{ mm}$$

Scherfestigkeit (BolzenØ)



$$5 \quad p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_A}{p_{zul}} = \frac{10 \text{ kN}}{30 \text{ N/mm}^2} = 333,3 \text{ mm}^2$$

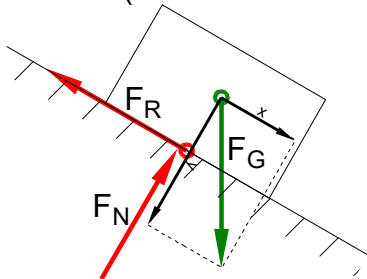
$$A = d \cdot (s + t) \rightarrow t = \frac{A}{d} - s = \frac{333,3 \text{ mm}^2}{18 \text{ mm}} - 7 \text{ mm} = 11,5 \text{ mm}$$

Flächenpressung (Laschenverstärkung)

3,0

- 6 Die Kiste muss angeschoben werden und rutscht dann weiter.
LS Kiste (Höhe der Kiste vernachlässigt)

3,0



Die Kiste rutscht, wenn gilt: $F_{Gx} > F_R$

$$F_{Gx} > F_R = \mu \cdot F_{Gy}$$

$$F_G \cdot \sin \alpha > \mu \cdot F_G \cdot \cos \alpha$$

$$\mu < \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha = \tan 30^\circ = 0,58$$

Da der Haftreibungskoeffizient $\mu_0 > 0,58$ ist, beginnt die Kiste ohne weitere Eingriffe nicht zu rutschen. Wenn Sie aber angestoßen wurde, rutscht sie weiter, weil der Gleitreibungskoeffizient $\mu < 0,58$ ist.

Reibwinkel

$$7 \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{75}{15} \cdot \frac{75}{15} = 25$$

3,0

$$\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9025$$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 1400 \text{ min}^{-1}} = 34,1 \text{ Nm}$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{ab} = M_M \cdot i \cdot \eta = 34,1 \text{ Nm} \cdot 25 \cdot 0,9025 = 769,5 \text{ Nm}$$

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{769,5 \text{ Nm}}{160 \text{ N/mm}^2} = 4,81 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4,81 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 29 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 31,5 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Leistung, Drehzahl, Übersetzung, Torsionsmoment

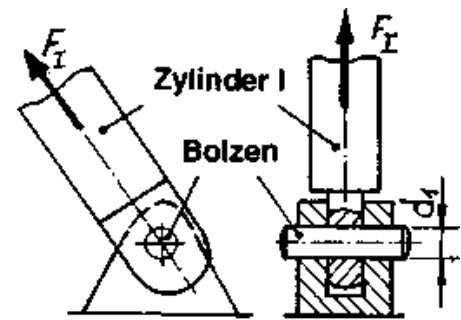
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



- 4 Der Befestigungsbolzen des Hydraulikzylinders I ist zu dimensionieren. Der Bolzen besteht aus C 45.

Berechnen Sie den mindestens erforderlichen Bolzendurchmesser d_1 für einen Sicherheitsfaktor von $\nu_1 = 4$ und eine Kolbenstangenkraft von $F_1 = 100 \text{ kN}$.



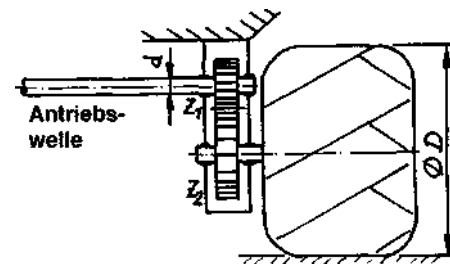
3,0

- 5 Beim Anschieben von Erdmaterial wirkt je Rad eine maximale Vortriebskraft zwischen Rad und Untergrund von $F_V = 19 \text{ kN}$.

Um eine große Bodenfreiheit zu erreichen, sind die Radantriebswellen (Vollwellen) über je ein einstufiges Zahnradgetriebe mit der Radachse gekoppelt.

Ermitteln Sie den erforderlichen Durchmesser d der Antriebswelle.

Die zulässige Torsionsspannung beträgt 30 N/mm^2 .



3,0

Radantrieb:

$$D = 1,2 \text{ m}$$

$$z_1 = 24$$

$$z_2 = 36$$

- 6 Welche Anschiebekraft F_A kann höchstens erreicht werden, wenn die Verteilung der Gesamtfortriebskraft $F_{V\text{ges}}$ gleichmäßig auf alle vier Räder erfolgt ($F_{V1} = F_{V2} = F_{V3} = F_{V4}$) und wegen der Grobstolligkeit der Reifen keine Durchrutschgefahr besteht?

3,5

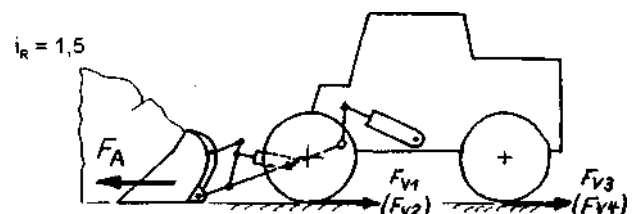
Der Dieselmotor des Baufahrzeugs entwickelt ein maximales Drehmoment von 800 Nm . Der wirksame Reifendurchmesser beträgt $1,2 \text{ m}$.

Der Gesamtwirkungsgrad zwischen Motorausgang und Antriebsrädern beträgt $\eta = 0,65$. Die Übersetzungen der zwischengeschalteten Getriebe beträgt jeweils:

Schaltgetriebe $i_S = 14$

Ausgleichsgetriebe $i_A = 4$

Radgetriebe $i_R = 1,5$



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

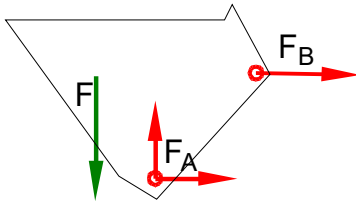


Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte
2,0

1 LS Schaufel



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = + F \cdot 300 \text{ mm} - F_B \cdot 500 \text{ mm}$$

$$F_B = F \cdot \frac{300 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} = 30 \text{ kN} \cdot \frac{300 \text{ mm}}{500 \text{ mm}} = 18 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} + F_B \Rightarrow F_{Ax} = -F_B = -18 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F + F_{Ay} \Rightarrow F_{Ay} = F = 30 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-18 \text{ kN})^2 + (30 \text{ kN})^2} = 35,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{30 \text{ kN}}{-18 \text{ kN}} = -59,0^\circ$$

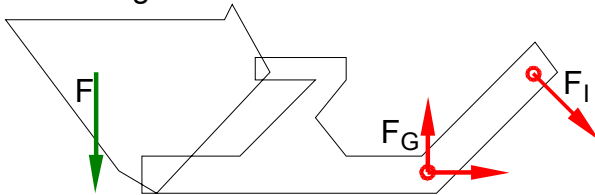
$\alpha_A = 59,0^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_A = 149,0^\circ$ gegen die positive x-Achse

Statik (Dreikräfteverfahren)

2 LS Ausleger

2,0



Rechnerische Lösung

$$\Sigma M_G = 0 = + F \cdot (300 + 500 + 1500) \text{ mm} - F_I \cdot \frac{500 \text{ mm}}{\sin 45^\circ}$$

$$F_I = 30 \text{ kN} \cdot \frac{(300 + 500 + 1500) \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ}{500 \text{ mm}} = 97,6 \text{ kN}$$

Die weitere Rechnung ist nicht Teil der Aufgabe:

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Gx} + F_{Ix} \Rightarrow F_{Gx} = -F_I \cdot \cos 45^\circ = -97,6 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = -69 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F + F_{Gy} - F_{Iy} \Rightarrow F_{Gy} = F + F_I \cdot \sin 45^\circ = 30 \text{ kN} + 97,6 \cdot \sin 45^\circ = 99 \text{ kN}$$

$$F_G = \sqrt{F_{Gx}^2 + F_{Gy}^2} = \sqrt{(-69 \text{ kN})^2 + (99 \text{ kN})^2} = 121 \text{ kN}$$

$$\alpha_G = \arctan \frac{F_{Gy}}{F_{Gx}} = \arctan \frac{99 \text{ kN}}{-69 \text{ kN}} = -55,1^\circ$$

$\alpha_G = 55,1^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

$\alpha_G = 145,1^\circ$ gegen die positive x-Achse

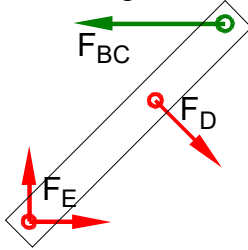
Hebelgesetz, rechnerische Statik (Dreikräfteverfahren)



3

3.1 LS Stange EDC

4,5



Rechnerische Lösung

$$\Sigma M_E = 0 = + F_{BC} \cdot 500 \text{ mm} - F_D \cdot \left(\frac{500 \text{ mm}}{\cos 45^\circ} - 200 \text{ mm} \right)$$

$$F_D = 18 \text{ kN} \cdot \frac{500 \text{ mm}}{\frac{500 \text{ mm}}{\cos 45^\circ} - 200 \text{ mm}} = 17,75 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ex} + F_{Dx} - F_{BC} \Rightarrow$$

$$F_{Ex} = -F_D \cdot \cos 45^\circ + F_{BC} = -17,75 \cdot \cos 45^\circ + 18 \text{ kN} = 5,45 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ey} - F_{Dy} \Rightarrow F_{Ey} = F_D \cdot \sin 45^\circ = 17,75 \cdot \sin 45^\circ = 12,55 \text{ kN}$$

$$F_E = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ey}^2} = \sqrt{(5,45 \text{ kN})^2 + (12,55 \text{ kN})^2} = 13,7 \text{ kN}$$

$$\alpha_E = \arctan \frac{F_{Ey}}{F_{Ex}} = \arctan \frac{12,5 \text{ kN}}{5,45 \text{ kN}} = 66,5^\circ \text{ nach links oben gegen die positive x-Achse}$$

Statik (rechnerisch, Dreikräfteverfahren)

3.2 Vorhandenes Biegemoment:

4,5

$$M_{b(D)} = |F_{BC} \cdot 200 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ| = 180 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ = 2546 \text{ Nm}$$

oder, wesentlich umständlicher,

$$M_{b(D)} = |F_{Ex} \cdot (500 \text{ mm} \cdot \tan 45^\circ - 200 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ) - F_{Ey} \cdot (500 \text{ mm} - 200 \text{ mm} \cdot \cos 45^\circ)| \\ = (12,55 \text{ kN} - 5,45 \text{ kN}) \cdot 358,6 \text{ mm} = 2546 \text{ Nm}$$

Tabellenwert:

$\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

Erforderliches Widerstandsmoment

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{330 \text{ N/mm}^2}{4} = 82,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{2546 \text{ Nm}}{82,5 \text{ N/mm}^2} = 30,9 \text{ cm}^3$$

Vorhandenes Widerstandsmoment

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{40 \text{ mm} \cdot (120 \text{ mm})^2}{6} = 96 \text{ cm}^3$$

$W_{erf} < W_{ist} \rightarrow$ Die Stange ist ausreichend dimensioniert.

Biegemoment ermitteln und Widerstandsmoment prüfen



4 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

3,0

$\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{4} = 140 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_1}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{100 \text{ kN}}{2 \cdot 140 \text{ N/mm}^2} = 357,1 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 357,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 21,3 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 22 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)
Flächenpressung Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing)

5

3,0

$$M_v = F_v \cdot \frac{D}{2} = 19 \text{ kN} \cdot 1,2 \frac{\text{m}}{2} = 11,4 \text{ kNm}$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{24} = 1,5$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_t = \frac{M_{ab}}{i \cdot \eta} = \frac{11,4 \text{ kNm}}{1,5 \cdot 1} = 7,6 \text{ kNm}$$

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{7,6 \text{ kNm}}{30 \text{ N/mm}^2} = 253,3 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{253333 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 108,9 \text{ mm}$$

Antriebsmoment, Übersetzung, Torsionsmoment, Welle dimensionieren

6

3,5

$$i = i_s \cdot i_A \cdot i_R = 14 \cdot 4 \cdot 1,5 = 84$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{ab} = M_{zu} \cdot i \cdot \eta = 800 \text{ Nm} \cdot 84 \cdot 0,65 = 43,68 \text{ kNm}$$

$$M_{ab} = F_K \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_A = \frac{2 \cdot M_{ab}}{D} = \frac{2 \cdot 43,68 \text{ kNm}}{1,2 \text{ m}} = 72,8 \text{ kNm}$$

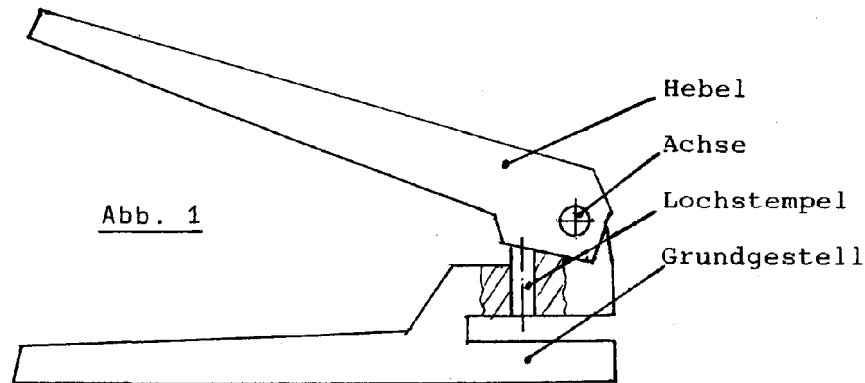
Antriebskraft aus Motormoment über mehrere Räder

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1990/91-3: Papierlocher



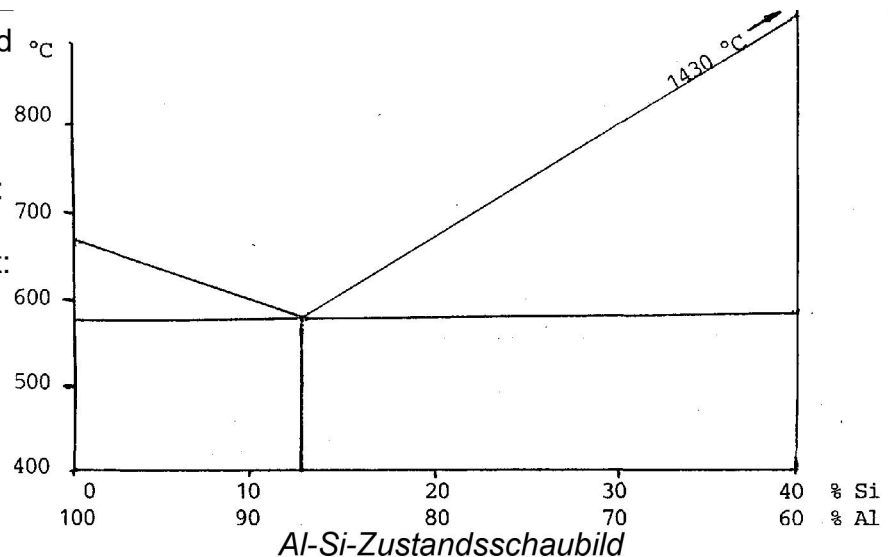
Der abgebildete Papierlocher ist aus verschiedenen Werkstoffen hergestellt:

Grundgestell und Hebel : AC-ALSi12 (alt: GD-ALSi12)
 Lochstempel : C 105 W1
 Achse : S235JR (St 37-2 kaltgezogen)

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Für das Grundgestell und für den Hebel wird eine Legierung aus Al und Si verwendet.
 Al-Si Zustandsschaubild:
 Warum wird die Legierung AC-ALSi12 (alt: GD-A1Si12) gewählt?
 Skizzieren Sie die Abkühlungslinie dieser Legierung.
 Skizzieren Sie ein Gefügebild bei Raumtemperatur.



3,5

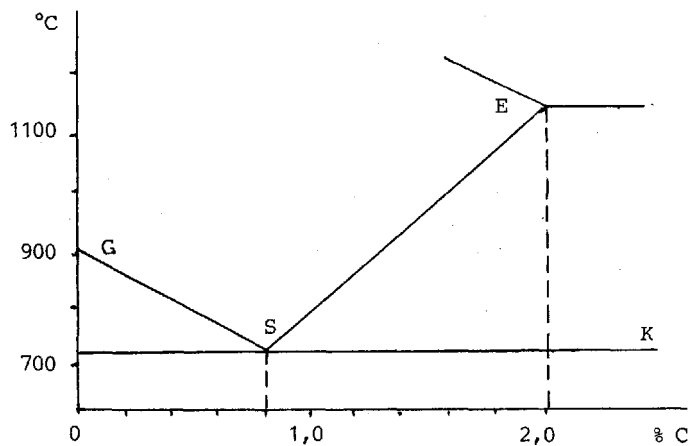
- 2 Welche Voraussetzungen bezüglich der Komponenten müssen gegeben sein, damit sie nach dem Zustandsschaubild oben erstarren ?
 Unter welchen Bedingungen würden sich bei anderen Legierungen Mischkristalle bilden?
 Nennen Sie die beiden Mischkristalltypen, und geben Sie an, unter welchen Bedingungen sie entstehen.
- 3 Der Lochstempel wird nach dem Bearbeiten gehärtet und an der Schneide geschliffen.
 Beschreiben Sie das Härten dieses Werkstoffes.
 Erläutern Sie insbesondere, warum angelassen wird.

3,5

2,5



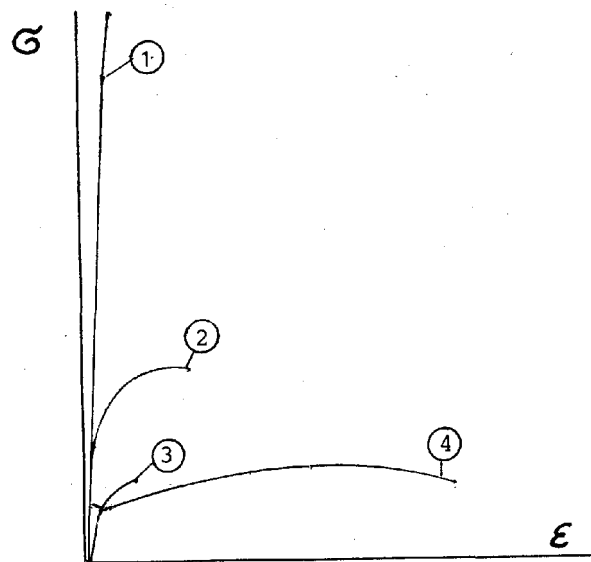
- 4 Welche Gefügeveränderungen für den Lochstempel und daraus resultierende Eigenschaftsänderungen ergeben sich, wenn man über die Linie GSK (folgende Abbildung) oder über die Linie GSE erwärmt und jeweils abschreckt?



3,5

- 5 Die Härte des Lochstempels soll vor und nach dem Härten geprüft werden. Welche Härteprüfverfahren schlagen Sie jeweils vor? Begründen Sie Ihre Antwort. 3,5
- 6 Der Achswerkstoff hat sich beim Kaltziehen verfestigt. Zum Prüfen des Werkstoffs im Zugversuch müssen die Verfestigungen völlig beseitigt werden. Beschreiben Sie ein geeignetes Wärmebehandlungsverfahren, um diese Verfestigungen völlig zu beseitigen. 2,5
- 7 Alle verwendeten Werkstoffe wurden im Zugversuch geprüft. Dabei ergaben sich folgende Spannungs-Dehnungs-Schaubilder: 3,5

Ordnen Sie die Schaubilder den entsprechenden Werkstoffen zu, und begründen Sie kurz Ihre Entscheidung.
Dargestellte Werkstoffe:
S235JR (alt: St37-2)
C105 W1 gehärtet
C105 W1
AC-AlSi12 (alt: GD-AlSi12)



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

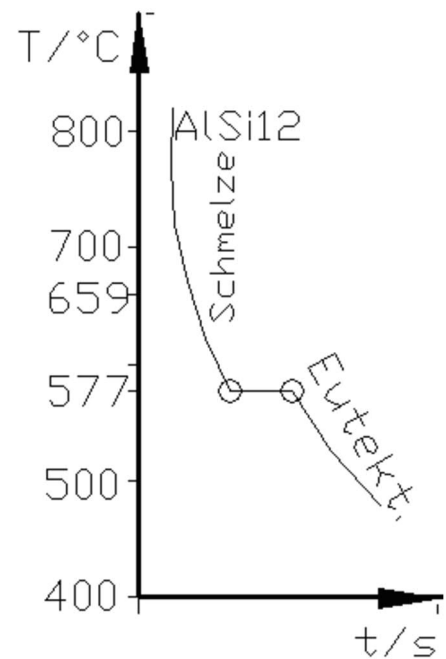
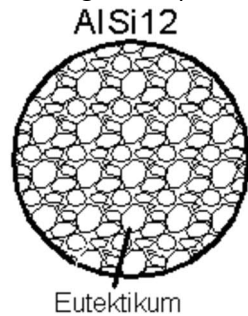
Punkte



- 1 Eine Al-Legierung wird verwendet, weil sie leicht und korrosionsbeständig ist. Die Gusslegierung AC- AlSi12 wird verwendet, weil sie einen niedrigen Schmelzpunkt hat, lange dünnflüssig bleibt und deshalb gut zu gießen ist. Die relativ guten Festigkeitswerte dieser Legierung dürften in diesem Fall eine untergeordnete Rolle spielen

3,5

Gefügebild (unten)



Das Eutektikum besteht aus einem feinkörnigen Kristallgemisch aus Si-Kristallen und Al-Kristallen.

- 2 Die vorliegende Zweistofflegierung erstarrt als Kristallgemisch, weil Aluminium und Silicium in festem Zustand weitgehend unlöslich sind. Dies tritt auf, wenn sich die beteiligten Elemente in Atomabstand, Wertigkeit und elektrochemischer Spannungsreihe unterscheiden.

3,5

Mischkristalle entstehen, wenn die beteiligten Elemente in festem Zustand löslich sind. Es gibt Einlagerungsmischkristalle, wenn die Fremdatome sehr klein sind im Vergleich zu den Wirtsatomen und sich auf Zwischengitterplätzen (in Gitterlücken) einlagern (zB. C in Fe). Die andere Variante sind Substitutionsmischkristallen, bei denen die Fremdatome auf Gitterplätzen sitzen.

3

2,5

4

3,5

- 5 C105W1 (ungehärtet) wird mit Brinell, der gehärtete Werkstoff mit HRC geprüft, weil die Werkstoffe im Messbereich der jeweiligen Verfahren liegen. HB am gehärteten Werkstoff ist nicht möglich, weil der Prüfkörper verformen würde. HRC am ungehärteten Werkstoff ist nicht möglich, weil der Prüfkörper zu tief eindringen würde.

3,5

In beiden Fällen ist auch HV möglich, doch ist dieses Verfahren empfindlich.

6

2,5

7

3,5

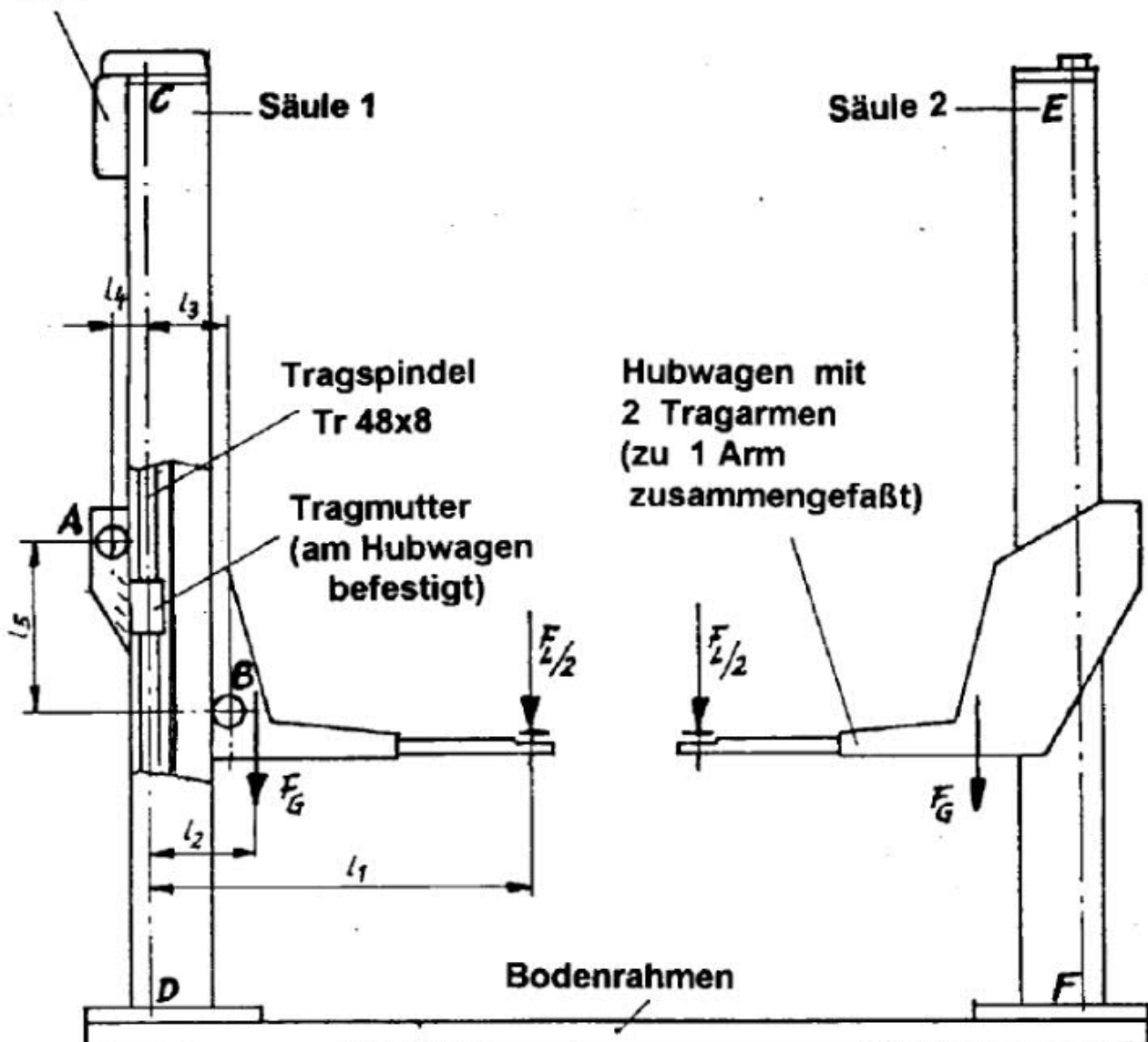
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1989/90-1: Zweisäulen-Hebebühne

Motor



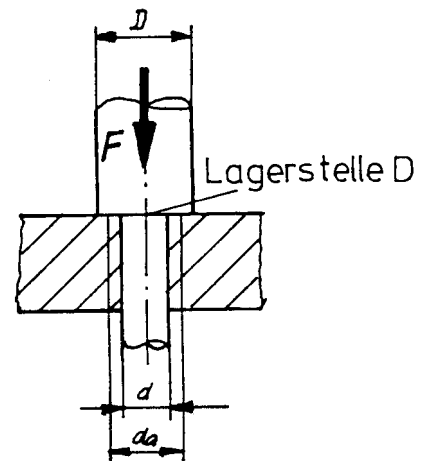
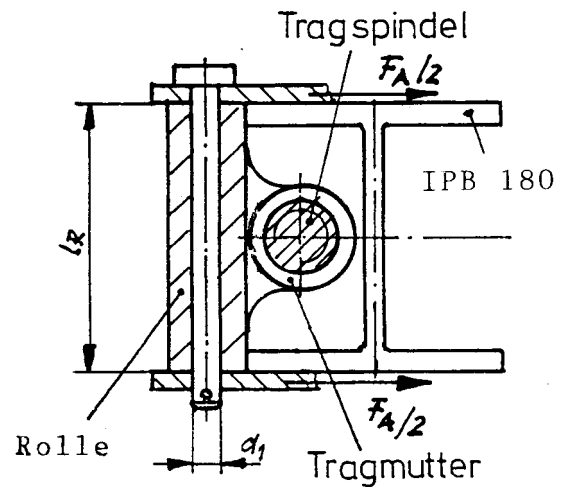
$$\begin{array}{llll}
 F_L = 18 \text{ kN} & (\text{Lastgewicht}) & l_1 = 900 \text{ mm} & l_3 = 155 \text{ mm} & l_5 = 195 \text{ mm} \\
 F_G = 1 \text{ kN} & (\text{Eigengewicht}) & l_2 = 250 \text{ mm} & l_4 = 85 \text{ mm} &
 \end{array}$$

Mit der Zweisäulen-Hebebühne sollen Kraftfahrzeuge bis zu einer Gewichtskraft von $F_L = 18 \text{ kN}$ gehoben werden. Jeder Hubwagen mit $F_G = 1 \text{ kN}$ wird über die an ihm befestigte Tragmutter von der Tragspindel Tr 48 x 8 getragen, bzw. von ihr nach oben oder nach unten bewegt. Die Tragspindel von Säule 1 ist in C und D, jene von Säule 2 in E und F drehbar gelagert. Geführt wird der Hubwagen bei Säule 1 von den beiden um A und B drehbaren Rollen, die auf den geschliffenen Bahnen eines breiten I-Trägers, DIN 1025-S355-IPB 180, abrollen.

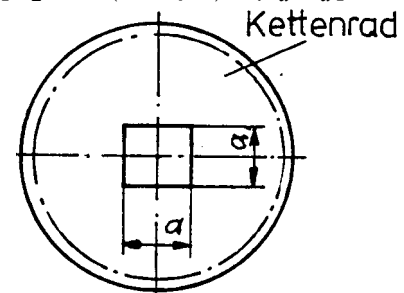
Die Antriebsenergie wird im Bodenrahmen durch Kettentrieb von Säule 1 auf Säule 2 übertragen. Die Gewichtskraft F_L des Fahrzeugs sei auf die Tragarme der beiden Hubwagen gleichmäßig verteilt.



	Teilaufgaben:	Punkte
1	Ermitteln Sie die Kräfte in den Rollenlagern A und B und die Schraubenlängskraft F der Tragspindel.	6,0
2	Welcher Bolzendurchmesser d_1 aus E335 ist erforderlich, wenn die in A gelagerte $l_R = 180$ mm lange Rolle mit $F_A = 43$ kN gegen das IPB-Profil drückt und wenn dabei einerseits die Flächenpressung zwischen Rolle und Bolzen 12 N/mm ² nicht überschreiten, andererseits 3-fache Sicherheit gegen Bruch gewährleistet sein soll ?	
3	Die Tragspindel soll an der Stelle D in einem Gleitlager geführt werden. Vorhandene Spindeln haben den Durchmesser $D = 48$ mm. Wie groß darf die Bohrung d für den Zapfen höchstens sein, wenn die Flächenpressung 12 N/mm ² nicht überschreiten darf und die Masse der Spindel zusätzlich mit 37 kg zu berücksichtigen ist ?	3,0
4	Wie groß wäre, unter Vernachlässigung des Eigengewichts der Tragspindel, das Gesamtreibmoment (Anzugsmoment) M_A der sich drehenden Spindel in Säule 1, wenn die Reibzahl im Gewinde $\mu' = 0,12$, an der Auflage $\mu_a = 0,1$ und der mittlere Durchmesser an der kreisringförmigen Auflagefläche in D, $d_a = 39$ mm, betragen (siehe Skizze zur 3.Frage) ?	2,5
5	Der Zapfen der Tragspindel reicht bis in den Bodenrahmen und hat dort ein Vierkantprofil, auf das ein Kettenrad verdrehsicher aufgesetzt werden kann. Wie groß muss die Kantenlänge a des Vierkants sein, wenn ein Torsionsmoment $M = 60$ Nm zu übertragen ist und die Torsionsspannung 110 N/mm ² nicht überschreiten soll ?	3,0
6	Handelsübliche Antriebsmotoren haben eine Lastdrehzahl von 1420 1/min. Welches Übersetzungsverhältnis muss das Getriebe zum Antrieb der Tragspindel in Säule 1 haben, wenn die Hubgeschwindigkeit $v_H = 1,8$ m/min betragen soll ?	3,0



$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot r_a]$$



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

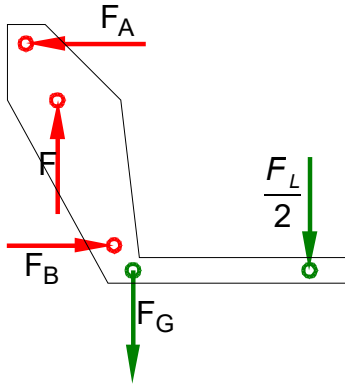
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Hubwagen mit Targarmen

6,0

Rechnerische Lösung (Drehpunkt im Schnitt von F_A und F)

$$\Sigma M_{A/F} = 0 = + F_B \cdot l_5 - F_G \cdot l_2 - \frac{F_L}{2} \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot l_2 + 0,5 \cdot F_L \cdot l_1}{l_5} = \frac{1 \text{ kN} \cdot 250 \text{ mm} + 0,5 \cdot 18 \text{ kN} \cdot 900 \text{ mm}}{195 \text{ mm}} = 42,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_A + F_B \Rightarrow F_A = F_B = 42,8 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F - F_G - \frac{F_L}{2} \Rightarrow F = F_G + \frac{F_L}{2} = 1 \text{ kN} + \frac{18 \text{ kN}}{2} = 10 \text{ kN}$$

Statik rechnerisch oder zeichnerisch (Schlusslinienverfahren oder Seileck- plus 4-Kräfteverfahren)

2 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

5,0

 $\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{3} = 156,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_A}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{43 \text{ kN}}{2 \cdot 156,7 \text{ N/mm}^2} = 137,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 137,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 13,2 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_A}{p_{zul}} = \frac{43 \text{ kN}}{12 \text{ N/mm}^2} = 3583 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot l_R \Rightarrow d_{erf} = \frac{A}{l_R} = \frac{3583 \text{ mm}^2}{180 \text{ mm}} = 19,9 \text{ mm}$$

Maßgeblich ist der größere Durchmesser 19,9 mm, gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 20 mm (→ TabB „Bolzen“)

Flächenpressung und Scherfestigkeit (Bolzen Ø)



- 3 Maximaler Bohrungsdurchmesser gegen Flächenpressung:

3,0

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{\frac{F_L}{2} + F_G + F_{GSpindel}}{p_{zul}} = \frac{\frac{18 \text{ kN}}{2} + 1 \text{ kN} + 370 \text{ N}}{12 \text{ N/mm}^2} = 864,2 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \Rightarrow d_{max} = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{(48 \text{ mm})^2 - \frac{4 \cdot 864,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 34,7 \text{ mm}$$

Die Bohrung für den Zapfen darf max. Ø34,7mm groß sein.

Flächenpressung (Kreising, ungewöhnliche Aufgabenstellung)

- 4 $M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot r_a]$ mit:

2,5

FlankenØ $d_2 = 44 \text{ mm}$ und Steigung $P = 8 \text{ mm}$ (Tr48x8 → [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\text{Flankenradius } r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{44 \text{ mm}}{2} = 22 \text{ mm}$$

$$\text{Steigungswinkel } \alpha = \arctan \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \arctan \frac{8 \text{ mm}}{44 \text{ mm} \cdot \pi} = 3,31^\circ$$

$$\text{Reibwinkel } \rho' = \arctan \mu' = \arctan 0,12 = 6,84^\circ$$

$$\text{Mittlerer Radius der Auflagefläche } r_a = \frac{d_a}{2} = \frac{39 \text{ mm}}{2} = 19,5 \text{ mm}$$

$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot r_a]$$

$$= 10 \text{ kN} \cdot [22 \text{ mm} \cdot \tan(3,31 + 6,84)^\circ + 0,1 \cdot 19,5 \text{ mm}] = 58,9 \text{ Nm}$$

Anzugsmoment für Schrauben

- 5 $\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$

3,0

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{60 \text{ Nm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 0,545 \text{ cm}^3$$

$$W_p = 0,208 \cdot a^3 \Rightarrow a_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf}}{0,208}} = \sqrt[3]{\frac{0,545 \text{ cm}^3}{0,208}} = 13,8 \text{ mm}$$

Gewählt: $a = 14 \text{ mm}$ (nächste verfügbare Größe → TabB „Vierkantstahl“)

Torsion einer Vierkantwelle

- 6 Steigung $P = 8 \text{ mm}$ (Tr48x8 → [EuroTabM] „Gewinde“)

3,0

$$v = n \cdot P \Rightarrow n = \frac{v}{P} = \frac{1,8 \text{ m/min}}{8 \text{ mm}} = 3,75 \text{ s}^{-1} = 225 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{1420 \text{ min}^{-1}}{225 \text{ min}^{-1}} = 6,31$$

Axialgeschwindigkeit eines Gewindes

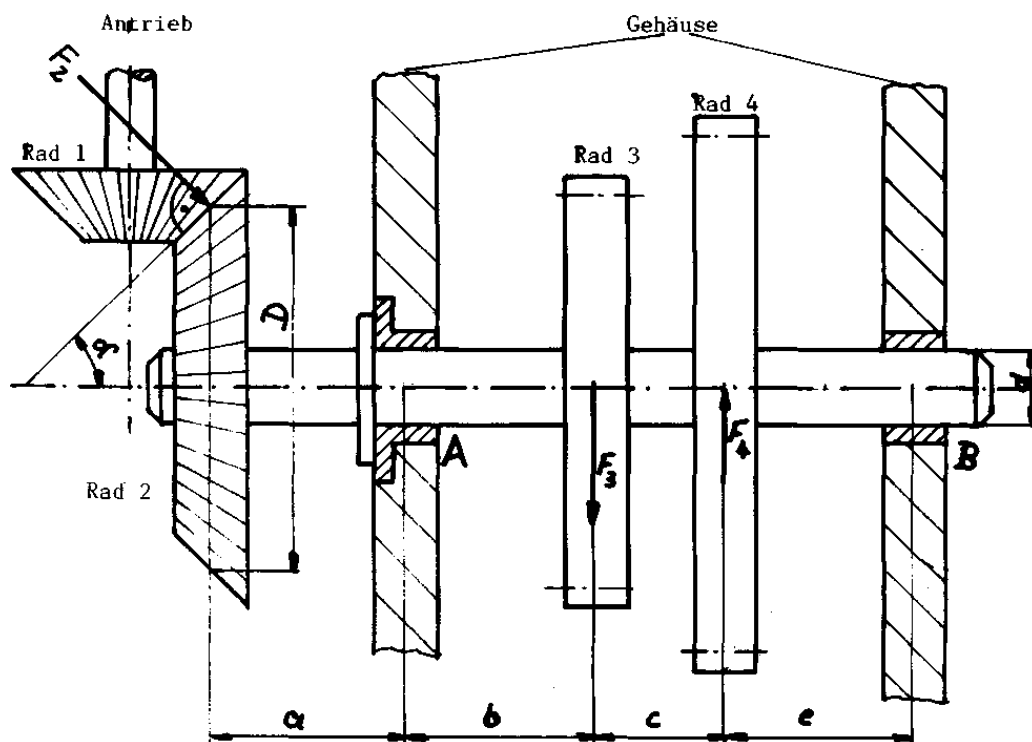
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1989/90-2: Getriebewelle

Eine Getriebewelle wird über ein Kegelradgetriebe angetrieben. Das treibende Rad 1 übt die Kraft F_2 auf Rad 2 in der Zahnmitte aus.





$$\begin{aligned} F_2 &= 1,7 \text{ kN} \\ F_3 &= 3,5 \text{ kN} \\ F_4 &= 1,6 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D &= 160 \text{ mm} \\ a &= 70 \text{ mm} \\ b &= 56 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha &= 45^\circ \\ c &= 44 \text{ mm} \\ e &= 56 \text{ mm} \end{aligned}$$

	Teilaufgaben:	Punkte
1	Ermitteln Sie zeichnerisch die Auflagerkräfte in A und B.	6,0
2	Bestimmen Sie rechnerisch das größte Biegemoment $M_{b\max}$, wenn $F_A = 3 \text{ kN}$ unter 113° zur Waagrechten und $F_B = 0,3 \text{ kN}$ angenommen werden.	5,0
3	Am Rad 2 greift eine in der Lageskizze nicht eingezeichnete Zahnkraft $F_Z = 3,1 \text{ kN}$ tangential in der Zahnmitte an und erzeugt ein Torsionsmoment. Welche Leistung nimmt die Welle bei $n = 710 \text{ l/min}$ auf ?	3,0
4	Berechnen Sie den Wellendurchmesser d , wenn eine Leistung von 19 kW bei 710 1/min übertragen werden soll und $\tau_{\text{zul}} = 65 \text{ N/mm}^2$ beträgt.	2,5
5	Die Welle soll als Hohlwelle berechnet werden. Wie groß werden Außendurchmesser d_a und Innendurchmesser d_i , wenn $d_a/d_i \approx 1,4$ sein soll und $W_p = 4 \text{ cm}^3$ beträgt ?	3,0
6	Wie viel Prozent Gewicht kann beim Einsatz einer Hohlwelle mit $d_a = 31 \text{ mm}$ und $d_i = 22 \text{ mm}$ gegenüber einer Vollwelle mit $d = 28 \text{ mm}$ eingespart werden ?	3,0
7	Bestimmen Sie den Bundaußendurchmesser des Axiallagers bei A, wenn der Wellendurchmesser $d = 28 \text{ mm}$ und die Flächenpressung $p_{\text{zul}} = 5 \text{ N/mm}^2$ betragen (Vollwelle).	3,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$

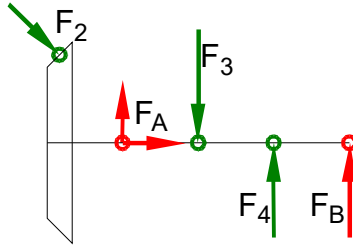


Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte
6,0

1 LS Getriebewelle



Rechnerische Lösung (nicht gefragt)

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin \alpha = 1,7 \text{ kN} \cdot \sin 45^\circ = 1,20 \text{ kN}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos \alpha = 1,7 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = 1,20 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0 = -F_{2x} \cdot \frac{D}{2} + F_{2y} \cdot a - F_3 \cdot b + F_4 \cdot (b+c) + F_B \cdot (b+c+e)$$

$$F_B = \frac{F_{2x} \cdot \frac{D}{2} - F_{2y} \cdot a + F_3 \cdot b + F_4 \cdot (b+c)}{b+c+e}$$

$$= \frac{1,20 \text{ kN} \cdot \frac{160 \text{ mm}}{2} - 1,20 \text{ kN} \cdot 70 \text{ mm} + 3,5 \text{ kN} \cdot 56 \text{ mm} + 1,6 \text{ kN} \cdot (56 + 44) \text{ mm}}{56 \text{ mm} + 44 \text{ mm} + 56 \text{ mm}} = 308 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{2x} + F_{Ax} \Rightarrow F_{Ax} = -F_{2x} = -1,20 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{2y} + F_{Ay} - F_3 + F_4 - F_B \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_{2y} + F_3 - F_4 + F_B = 1,2 \text{ kN} + 3,5 \text{ kN} - 1,6 \text{ kN} - 308 \text{ N} = 2,80 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(-1,20 \text{ kN})^2 + (2,80 \text{ kN})^2} = 3,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{2,80 \text{ kN}}{-1,20 \text{ kN}} = -66,8^\circ$$

$\alpha_A = 66,8^\circ$ nach links oben gegen die negative x-Achse bzw.

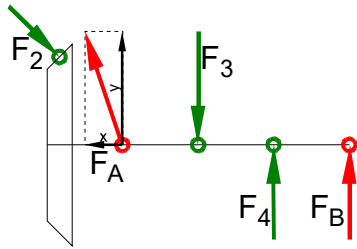
$\alpha_A = 113,2^\circ$ gegen die positive x-Achse bzw.

Zeichnerische Lösung per Schlusslinien-Verfahren



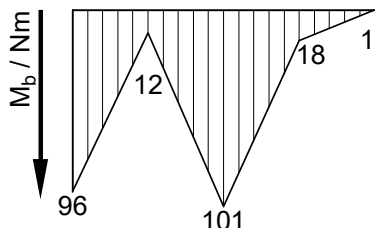
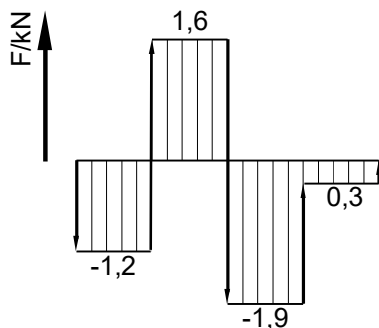
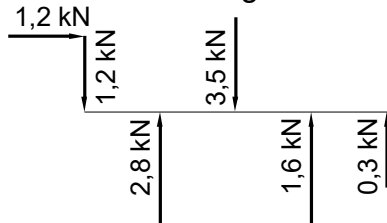
2 LS Getriebewelle

5,0



$M_{b\max} = 102 \text{ Nm}$ am Zahnrad 3 (der GröÖte der Beträge)

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_2 = 1,2 \text{ kN} \cdot \frac{160}{2} \text{ mm} = 96 \text{ Nm}$$

$$M_A = M_2 - 1,2 \text{ kN} \cdot 70 \text{ mm} = 12 \text{ Nm}$$

$$M_3 = M_A + 1,6 \text{ kN} \cdot 56 \text{ mm} = 102 \text{ Nm}$$

$$M_4 = M_3 - 1,9 \text{ kN} \cdot 44 \text{ mm} = 18 \text{ Nm}$$

$$M_B = M_4 - 0,34 \text{ kN} \cdot 56 \text{ mm} = 1 \text{ Nm}$$

($M_B \neq 0$ wegen Rundungsungenauigkeiten)

Rechnerische Lösung:

$$M_2(\text{links}) = |-F_{2x} \cdot \frac{D}{2}| = 1,7 \text{ kN} \cdot \sin 45^\circ \cdot \frac{160 \text{ mm}}{2} = 96,1 \text{ Nm}$$

$$M_A(\text{links}) = |-F_{2x} \cdot \frac{D}{2} + F_{2y} \cdot a| = -96,1 + 1,7 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ \cdot 70 \text{ mm} = 12,0 \text{ Nm}$$

$$M_3(\text{rechts}) = |+F_4 \cdot c + F_B \cdot (c + e)| = 1,6 \text{ kN} \cdot 44 \text{ mm} + 0,3 \text{ kN} \cdot (44 + 56) \text{ mm} = 100,4 \text{ Nm}$$

$$M_4(\text{rechts}) = |+F_B \cdot e| = 0,3 \text{ kN} \cdot 56 \text{ mm} = 16,8 \text{ Nm}$$

Biegemoment ermitteln (mit versetzten Axialkräften)

$$3 \quad M_t = F_z \cdot \frac{D}{2} = 3,1 \text{ kN} \cdot \frac{160 \text{ mm}}{2} = 248 \text{ Nm}$$

3,0

$$P_W = 2\pi \cdot M_t \cdot n = 2\pi \cdot 248 \text{ Nm} \cdot 710 \text{ min}^{-1} = 18,4 \text{ kW}$$

Drehmoment und Leistung

$$4 \quad P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_t = \frac{P_W}{2\pi \cdot n} = \frac{19 \text{ kW}}{2\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 255,5 \text{ Nm}$$

2,5

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{255,5 \text{ Nm}}{65 \text{ N/mm}^2} = 3,93 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3931 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 27,2 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion Durchmesser



$$5 \quad W_p = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_a} = \frac{\pi \cdot ((1,4 \cdot d_i)^4 - d_i^4)}{16 \cdot 1,4 \cdot d_i} = d_i^3 \cdot \frac{\pi \cdot (1,4^4 - 1)}{16 \cdot 1,4} \Rightarrow \quad 3,0$$

$$d_{ierf} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot W_{perf}}{\pi \cdot (1,4^4 - 1)}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 4 \text{ cm}^3}{\pi \cdot (1,4^4 - 1)}} = 21,6 \text{ mm}$$

$$d_{aerf} = 1,4 \cdot d_i = 1,4 \cdot 21,6 \text{ mm} = 30,2 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion einer Hohlwelle

$$6 \quad S_{Hohl} = \frac{\pi \cdot (d_a^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (31^2 - 22^2) \text{ mm}^2}{4} = 374,6 \text{ mm}^2 \quad 3,0$$

$$S_{Rund} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (28 \text{ mm})^2}{4} = 615,8 \text{ mm}^2$$

$$Ersparnis = 1 - \frac{S_{Hohl}}{S_{Rund}} = 1 - \frac{374,6 \text{ mm}^2}{615,8 \text{ mm}^2} = 39,2 \%$$

Vergleich Vollwelle – Hohlwelle bei Torsion

$$7 \quad \text{Maximaler Bohrungsdurchmesser gegen Flächenpressung:} \quad 3,0$$

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \rightarrow A_{erf} = \frac{F_2 \cdot \cos 45^\circ}{p_{zul}} = \frac{1,7 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ}{5 \text{ N/mm}^2} = 234,4 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot (d_a^2 - d^2)}{4} \rightarrow d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi} - d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 234,4 \text{ mm}^2}{\pi} + (28 \text{ mm})^2} = 33,0 \text{ mm}$$

Der Bund muss mindestens $d_a = \varnothing 33,0 \text{ mm}$ groß sein.

Flächenpressung (Kreisring, ungewöhnliche Aufgabenstellung)

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

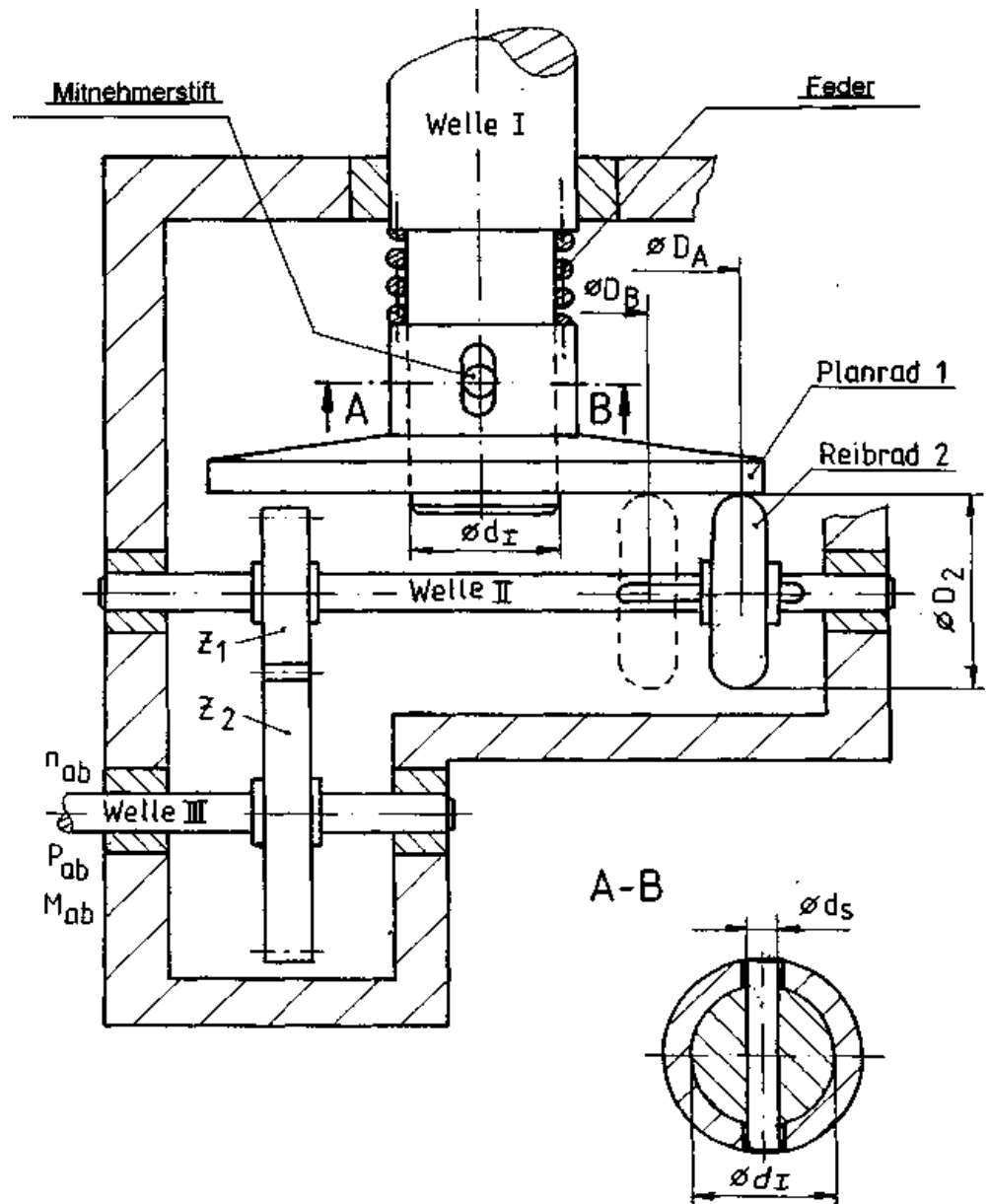


tgt HP 1988/89-1: Reibradgetriebe

Funktionsschema für ein Reibradgetriebe mit veränderbarem Übersetzungsverhältnis

Das 2-stufige Getriebe besteht aus einem Reibrad und einem Zahnradpaar. Welle I wird von einem Motor angetrieben.

Zur Änderung des Übersetzungsverhältnisses kann das Reibrad 2 am Planrad 1 im Durchmesserbereich D_A bis D_B verschoben werden. Eine Feder drückt das auf Welle I verschiebbare Planrad 1 an das Reibrad 2. Reibrad 2 und Zahnrad 1 sind mit der Welle II formschlüssig verbunden.



Angaben:

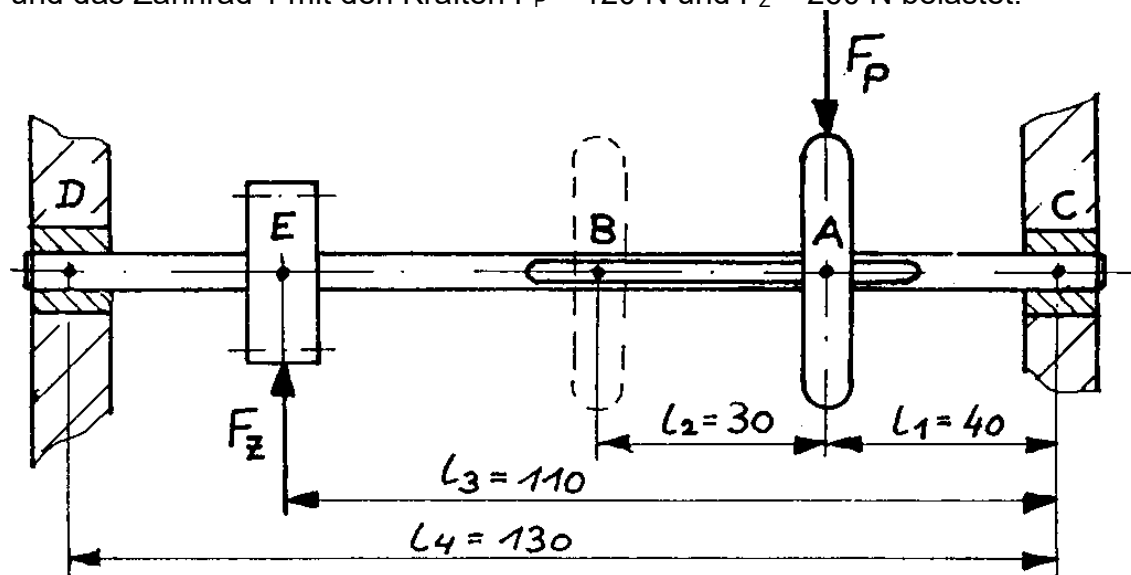
Antriebswelle I:	$M_I = 3,0 \text{ Nm}$	$n_I = 630 \text{ min}^{-1}$	$d_I = 12 \text{ mm}$
Reibräder:	$D_A = 120 \text{ mm}$	$D_B = 60 \text{ mm}$	$D_2 = 90 \text{ mm}$
Zähnezahlen:	$z_1 = 16$	$z_2 = 54$	
Reibungskoeffizient zwischen Rad 1 und Rad 2:	$\mu = 0,45$		
Wirkungsgrade :	Reibradstufe $\eta_R = 0,55$		
	Zahnradstufe $\eta_Z = 0,95$		



Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie die kleinste und größte einstellbare Drehzahl n_{ab} an Welle III. Wie groß ist die vom Getriebe abgegebene Leistung P_{ab} ?	3,0
2 Berechnen Sie die erforderliche Federkraft F_F , um das angegebene Antriebsdrehmoment übertragen zu können.	3,0
3 Mit welchem Durchmesser d_s muss der Mitnehmerstift aus S235 bei 6 - facher Sicherheit gegen Abscheren mindestens ausgeführt werden ?	4,0
4 Überprüfen Sie , ob die Vollwelle III mit dem Durchmesser $d_{III} = 12$ mm für ein Drehmoment $M_{ab} = 20$ Nm ausreichend dimensioniert ist. Zulässige Torsionsspannung $\tau_{zul} = 70$ N/mm ²	2,5

Angaben zu den Aufgaben 5 und 6 :

Die Welle II mit Durchmesser $d_{II} = 10$ mm wird durch das verschiebbare Reibrad 2 und das Zahnrad 1 mit den Kräften $F_P = 120$ N und $F_Z = 260$ N belastet.



5 Ermitteln Sie zeichnerisch die Lagerkräfte F_C und F_D . <u>Das Reibrad sei wie gezeigt in Position A.</u>	5,0
6 Welche Biegespannung tritt in den Wellenquerschnitten B und E auf, falls sich das Reibrad 2 in der Position B befindet ?	5,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte
3,0

$$1 \quad i_{\max} = \frac{D_2 \cdot z_2}{D_B \cdot z_1} = \frac{90 \text{ mm} \cdot 54}{60 \text{ mm} \cdot 16} = 5,06$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{I\min} = \frac{n_I}{i_{\max}} = \frac{630 \text{ min}^{-1}}{5,06} = 124,4 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\min} = \frac{D_2 \cdot z_2}{D_A \cdot z_1} = \frac{90 \text{ mm} \cdot 54}{120 \text{ mm} \cdot 16} = 2,53$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} \Rightarrow n_{I\min} = \frac{n_I}{i_{\max}} = \frac{630 \text{ min}^{-1}}{2,53} = 248,9 \text{ min}^{-1}$$

$$P_I = 2\pi \cdot M_I \cdot n_I = 2\pi \cdot 3,0 \text{ Nm} \cdot 630 \text{ min}^{-1} = 197,9 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{II} = P_I \cdot \eta_R \cdot \eta_Z = 197,9 \text{ W} \cdot 0,55 \cdot 0,95 = 103,4 \text{ W}$$

Drehzahlen und Leistung bei einem verstellbaren Getriebe

$$2 \quad M = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow F_{R\max} = \frac{2 \cdot M_I}{D_B} = \frac{2 \cdot 3 \text{ Nm}}{60 \text{ mm}} = 100 \text{ N}$$

$$F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow F_{\text{erf}} = \frac{F_{R\max}}{\mu} = \frac{100 \text{ N}}{0,45} = 222,2 \text{ N}$$

Anpresskraft für Reibmoment

$$3 \quad \text{Zunächst muss die Kraft berechnet werden, die die Scherflächen des Zylinderstiftes am Nabendurchmesser übertragen müssen.}$$

$$M = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_a = \frac{2 \cdot M_I}{d_I} = \frac{2 \cdot 3 \text{ Nm}}{12 \text{ mm}} = 500 \text{ N}$$

$\tau_{aB} = 290 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{6} = 48,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F_a}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{500 \text{ N}}{2 \cdot 48,3 \text{ N/mm}^2} = 5,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 2,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Ø 3mm (→ TabB „Zylinderstift“)

Scherfestigkeit (StiftØ) kombiniert mit Momenten

$$4 \quad \frac{\tau_{tF}}{\sqrt{v}} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$W_{\text{perf}} = \frac{M_{ab}}{\tau_{tzul}} = \frac{20 \text{ Nm}}{70 \text{ N/mm}^2} = 0,286 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{W_{\text{perf}} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0,286 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 11,3 \text{ mm}$$

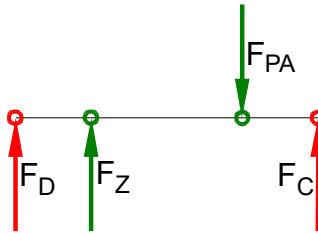
Die Welle ist ausreichend dimensioniert, da $d_{III} > d_{\text{erf}}$

Durchmesser gegen Torsion



5 LS Welle II in Pos. A

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_C = 0 = -F_D \cdot l_4 - F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot l_1 \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{-F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot l_1}{l_4} = \frac{-260 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} + 120 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm}}{130 \text{ mm}} = -183 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_D + F_Z - F_{PA} + F_C \Rightarrow$$

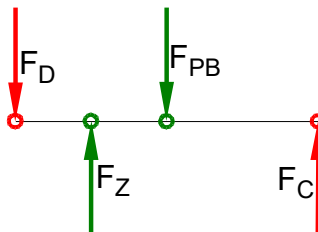
$$F_C = -F_D - F_Z + F_{PA} = -(-183 \text{ N}) - 260 \text{ N} + 120 \text{ N} = 43 \text{ N}$$

F_D wirkt entgegen der angenommen Krafrichtung.

Statik Schlusslinienverfahren

6 LS Welle II in Pos. A

5,0



Auflagerkräfte

$$\Sigma M_C = 0 = +F_D \cdot l_4 - F_Z \cdot l_3 + F_P \cdot (l_1 + l_2) \Rightarrow$$

$$F_D = \frac{F_Z \cdot l_3 - F_P \cdot (l_1 + l_2)}{l_4} = \frac{260 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} - 120 \text{ N} \cdot (40 + 30) \text{ mm}}{130 \text{ mm}} = 155,4 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_D + F_Z - F_{PA} + F_C \Rightarrow$$

$$F_C = F_D - F_Z + F_{PA} = 155,4 \text{ N} - 260 \text{ N} + 120 \text{ N} = 15,4 \text{ N}$$

Biegemomente

$$M_E(\text{links}) = |F_D \cdot (l_4 - l_3)|$$

$$= 155,4 \text{ N} \cdot (130 - 110) \text{ mm} = 3,1 \text{ Nm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |F_C \cdot (l_1 + l_2)|$$

$$= 15,4 \text{ N} \cdot (40 + 30) \text{ mm} = 1,1 \text{ Nm}$$

Biegespannung

$$W = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32} = \frac{\pi \cdot (10 \text{ mm})^3}{32} = 98,2 \text{ mm}^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bB} = \frac{M_{bB}}{W} = \frac{3,1 \text{ Nm}}{98,2 \text{ mm}^3} = 31,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bE} = \frac{M_{bE}}{W} = \frac{1,1 \text{ Nm}}{98,2 \text{ mm}^3} = 11,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Auflagerkräfte, Biegemoment und Biegespannung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



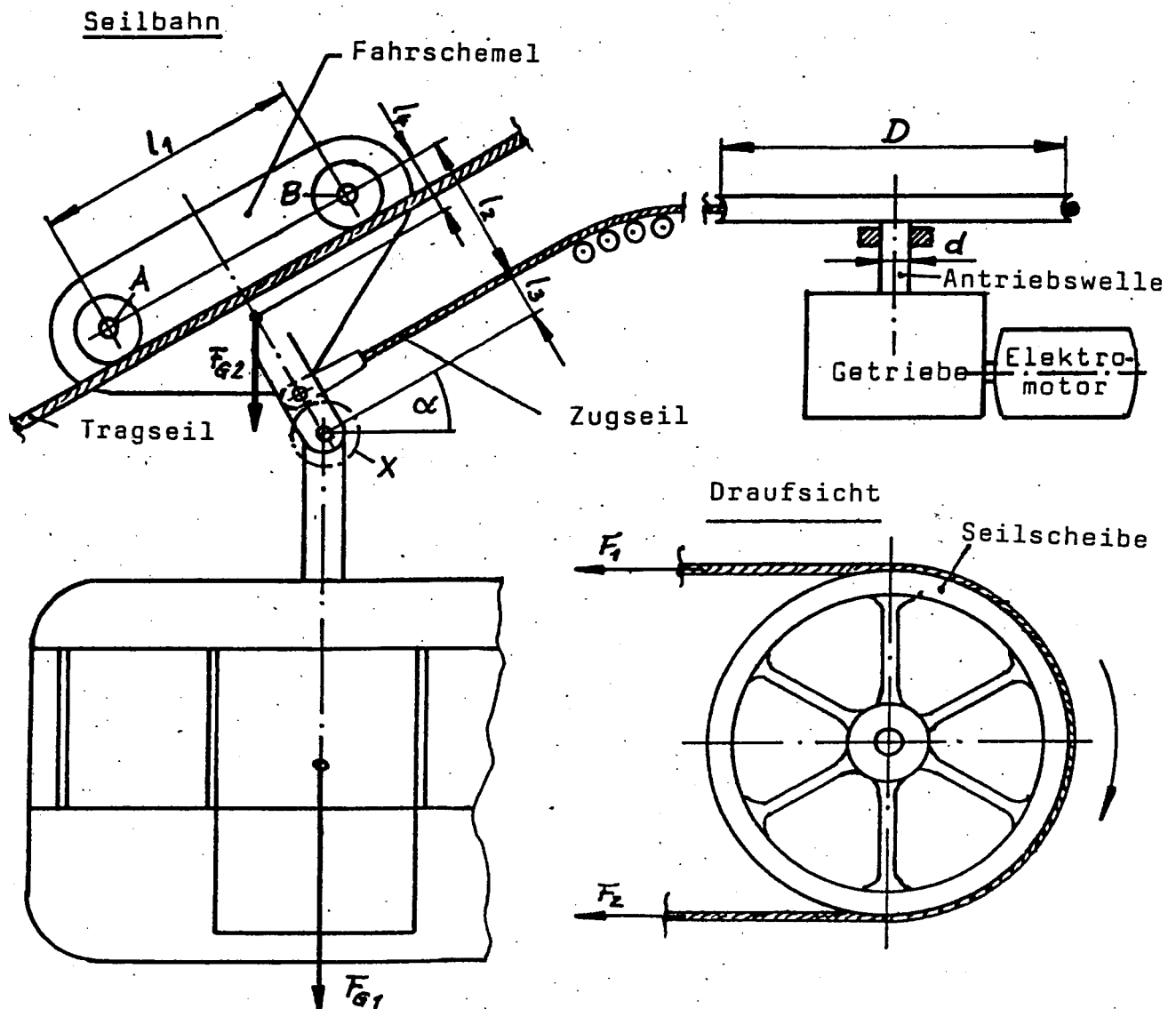
tgt HP 1988/89-2: Seilbahn

Bei einer Seilbahn sind zwei Kabinen über ein Zugseil miteinander verbunden. Während die bergauf fahrende Kabine vollbesetzt ist, ist die bergabwärts fahrende Kabine leer. Der Fahrschemel jeder Kabine hat eine Gewichtskraft von $F_{G2} = 10 \text{ kN}$.

Teilaufgaben:		Punkte
1	Bestimmen Sie zeichnerisch bei der gleichmäßig bergauf fahrenden Kabine ($F_{G1} = 50 \text{ kN}$) die Lagerkräfte F_A und F_B und die Zugkraft F_1 am Zugseil, wobei die Reibung vernachlässigt werden soll.	5,0
2	Die Kabinen sind am Punkt X mit einem Befestigungsbolzen aus C45 und einem Durchmesser $d_B = 24 \text{ mm}$ an den Fahrschemel angehängt. Wie groß ist die Sicherheit gegen Abscheren ?	3,0
Bei den folgenden Teilaufgaben ist für die Seilkräfte $F_1 = 31 \text{ kN}$, $F_2 = 13 \text{ kN}$ anzunehmen bei einer maximalen Fahrgeschwindigkeit von $v_{\max} = 8 \text{ m/s}$.		
3	Das Zugseil besteht aus Einzeldrähten mit dem Durchmesser $d_0 = 1,5 \text{ mm}$ und einem Werkstoff mit der Zugfestigkeit $R_m = 1500 \text{ N/mm}^2$. Ermitteln Sie die notwendige Anzahl der Einzeldrähte bei 10-facher Sicherheit.	2,0
4	Die Antriebswelle ist eine Vollwelle aus 34 Cr 4. Ermitteln Sie den notwendigen Durchmesser für eine Torsionsfestigkeit von $\tau_{tB} = 350 \text{ N/mm}^2$ bei 5-facher Sicherheit. Um wie viel % wäre eine Hohlwelle mit einem Außendurchmesser von $d_a = 180 \text{ mm}$ leichter als die Vollwelle?	8,0
5	Der Motor hat eine Drehzahl von $n = 1450 \text{ 1/min}$. Wie groß muss die Getriebeübersetzung sein ?	2,0
6	Wie groß ist die vom Motor abgegebene Leistung P_{Mot} , wenn der Gesamtwirkungsgrad Zugseil/Seilscheibe und Getriebe $\eta = 0,75$ beträgt?	2,5
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$

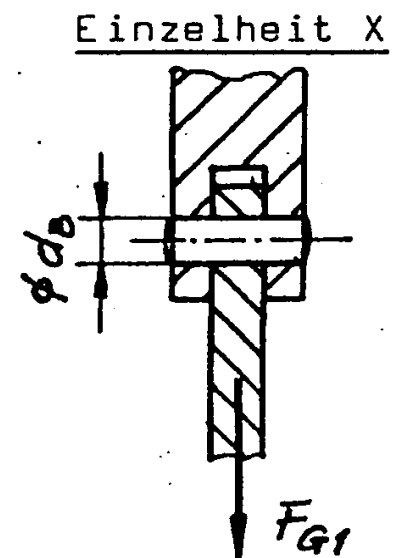


Seilbahn





α	=	30°
l_1	=	2000 mm
l_2	=	1000 mm
l_3	=	200 mm
l_4	=	200 mm
D	=	5000 mm
F_{G1}	=	50 kN
F_{G2}	=	10 kN





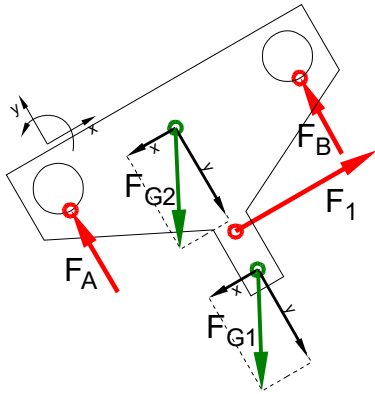
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben: _____ Punkte



1 LS Fahrschemel

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 25 \text{ kN}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = 43,3 \text{ kN}$$

$$F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 10 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 5 \text{ kN}$$

$$F_{G2y} = F_{G2} \cdot \cos \alpha = 10 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ = 8,66 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{B1} = 0 = -F_A \cdot l_1 + F_{G2x} \cdot (l_2 - l_4) + F_{G2y} \cdot \frac{l_1}{2} - F_{G1x} \cdot l_3 + F_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2}$$

$$F_A = \frac{F_{G2x} \cdot (l_2 - l_4) + F_{G2y} \cdot \frac{l_1}{2} - F_{G1x} \cdot l_3 + F_{G1y} \cdot \frac{l_1}{2}}{l_1}$$

$$= \frac{5 \text{ kN} \cdot (1000 - 200) \text{ mm} + 8,66 \text{ kN} \cdot \frac{2000 \text{ mm}}{2} - 25 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm} + 43,3 \text{ kN} \cdot \frac{2000 \text{ mm}}{2}}{2000 \text{ mm}}$$

$$= 25,48 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{G2x} - F_{G1x} + F_1 \Rightarrow F_1 = F_{G2x} + F_{G1x} = 5 \text{ kN} + 25 \text{ kN} = 30 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_{G2y} - F_{G1y} + F_B \Rightarrow$$

$$F_B = -F_A + F_{G2y} + F_{G1y} = -25,48 \text{ kN} + 8,66 \text{ kN} + 43,3 \text{ kN} = 26,48 \text{ kN}$$

Statik (Schlusslinienverfahren mit 3 unbekannten Kräften bzw. Seileckverfahren)

2 Sicherheit gegen Abscheren:

3,0

 $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 24^2 \text{ mm}^2}{4} = 452,4 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_{G1}}{2 \cdot S} = \frac{50 \text{ kN}}{2 \cdot 452,4 \text{ mm}^2} = 55,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{55,3 \text{ N/mm}^2} = 10,1$$

Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)



$$3 \quad S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (1,5 \text{ mm})^2}{4} = 1,77 \text{ mm}^2$$

2,0

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\sqrt{V}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_m}{\sqrt{V}} = \frac{1500 \text{ N/mm}^2}{10} = 150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F}{\sigma_{zzul}} = \frac{31 \text{ kN}}{150 \text{ N/mm}^2} = 206,7 \text{ mm}^2$$

$$n_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{206,7 \text{ mm}^2}{1,77 \text{ mm}^2} = 117$$

Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil

4

8,0

$$4.1 \quad M_t = \Delta F \cdot \frac{D}{2} = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D}{2} = (31 - 13) \text{ kN} \cdot \frac{5000 \text{ mm}}{2} = 45 \text{ kNm}$$

$$\frac{\tau_{tF}}{\sqrt{V}} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{\sqrt{V}} = \frac{350 \text{ N/mm}^2}{5} = 70 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{\text{perf}} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{45 \text{ kNm}}{70 \text{ N/mm}^2} = 642,9 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{W_{\text{perf}} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{642857 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 148,5 \text{ mm}$$

Gewählt: d = 160 mm aus Normzahlreihe R5

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

$$4.2 \quad W_p = \frac{\pi \cdot (d_a^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_a} \Rightarrow$$

$$d_{\text{ierf}} \leq \sqrt[4]{d_a^4 - \frac{16 \cdot d_a \cdot W_{\text{perf}}}{\pi}} = \sqrt[4]{(180 \text{ mm})^4 - \frac{16 \cdot (180 \text{ mm}) \cdot 642857 \text{ mm}^3}{\pi}} = 146,5 \text{ mm}$$

Die Ersparnis wird hier mit idealen Werten gerechnet:

$$S_{\text{Hohl}} = \frac{\pi \cdot (d_a^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (180^2 - 146,5^2) \text{ mm}}{4} = 8590 \text{ mm}^2$$

$$S_{\text{Rund}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{erf}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (146,5 \text{ mm})^2}{4} = 17320 \text{ mm}^2$$

$$\text{Ersparnis} = 1 - \frac{S_{\text{Hohl}}}{S_{\text{Rund}}} = 1 - \frac{8590 \text{ mm}^2}{17320 \text{ mm}^2} = 50,4 \%$$

Vergleich Vollwelle – Hohlwelle bei Torsion



$$5 \quad v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{ab} = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{8 \text{ m/s}}{\pi \cdot 5000 \text{ mm}} = 0,509 \text{ s}^{-1} = 30,6 \text{ min}^{-1} \quad 2,0$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{1450 \text{ min}^{-1}}{30,6 \text{ min}^{-1}} = 47,5$$

Um das erforderliche Drehmoment aufzubringen, muss der Durchmesser $D_M = 215 \text{ mm}$ oder kleiner (!) sein, für die Hubgeschwindigkeit $D_v = 215 \text{ mm}$ oder größer. Viel Spielraum bleibt da nicht ;-)

Erforderliche Übersetzung Längsbewegung \rightarrow Drehzahl.

$$6 \quad P_{ab} = 2 \pi \cdot M_{ab} \cdot n_{ab} = 2 \pi \cdot 45 \text{ kNm} \cdot 0,509 \text{ s}^{-1} = 144 \text{ kW} \quad 2,5$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{Mot} = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{144 \text{ kW}}{0,75} = 192 \text{ kW}$$

erf. Leistung bei Drehbewegung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

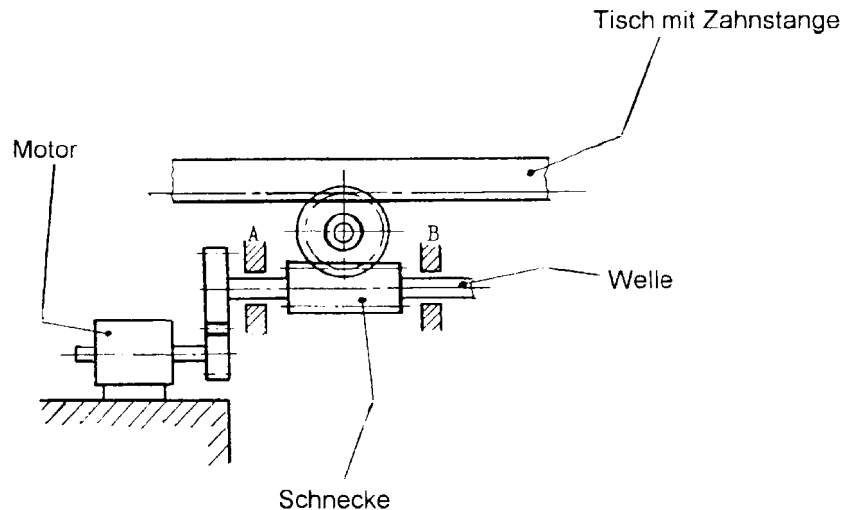
$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1988/89-3: Antrieb eines Maschinentisches

Aus der Konstruktionsabteilung sind folgende Mindestanforderungen an den Wellenwerkstoff in vergütetem Zustand bekannt:

Mindestzugfestigkeit: 950 N/mm^2
Dehngrenze: 600 N/mm^2



Teilaufgaben:

Punkte

- | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------|---|--------------|---------------|---------|---------|---------|----------|---------|---------|-----------------------|--------|---------|--------|-----|
| 1 | <p>Aus einer zu Bruch gegangenen Welle wurde ein kurzer Proportionalstab mit $d_0 = 6 \text{ mm}$ gedreht. Der Zugversuch ergab folgende Messwerte:</p> <table border="0"> <tr> <td>Kraftanzeige</td> <td>Längenzunahme</td> </tr> <tr> <td>9,75 kN</td> <td>0,05 mm</td> </tr> <tr> <td>13,0 kN</td> <td>0,067 mm</td> </tr> <tr> <td>17,0 kN</td> <td>0,30 mm</td> </tr> <tr> <td>25,5 kN (Maximalwert)</td> <td>3,0 mm</td> </tr> <tr> <td>24,0 kN</td> <td>3,9 mm</td> </tr> </table> <p>Erstellen Sie das zugehörige Spannungs - Dehnungs - Diagramm.
Begründen Sie anhand der ermittelten Werte, ob der Wellenwerkstoff den oben genannten Anforderungen entspricht.</p> | Kraftanzeige | Längenzunahme | 9,75 kN | 0,05 mm | 13,0 kN | 0,067 mm | 17,0 kN | 0,30 mm | 25,5 kN (Maximalwert) | 3,0 mm | 24,0 kN | 3,9 mm | 7,5 |
| Kraftanzeige | Längenzunahme | | | | | | | | | | | | | |
| 9,75 kN | 0,05 mm | | | | | | | | | | | | | |
| 13,0 kN | 0,067 mm | | | | | | | | | | | | | |
| 17,0 kN | 0,30 mm | | | | | | | | | | | | | |
| 25,5 kN (Maximalwert) | 3,0 mm | | | | | | | | | | | | | |
| 24,0 kN | 3,9 mm | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | Als Werkstoff für Zahnrad und Zahnstange wurde 16 Mn Cr 5 gewählt | | | | | | | | | | | | | |
| 2.1 | Nennen Sie die Anforderungen, denen der Zahnradwerkstoff gerecht werden muss. | 2,0 | | | | | | | | | | | | |

tgt HP 1988/89-3: Antrieb eines Maschinentisches



- | | | |
|---|---|-----------------|
| 2.2 | Begründen Sie ein geeignetes Härteverfahren. | 3,0 |
| 2.3 | Welches Härteprüfverfahren ist für die randschichtgehärtete Zahnstange geeignet?
Begründung ! | 3,0 |
| 3 | Die Lagerschalen der Lager A und B bestehen aus einer Blei/Antimon - Legierung.
Diese Legierungen sind von vollkommener Unlöslichkeit im flüssigen und festen Zustand. | |
| 3.1 | Skizzieren Sie das Zustandsschaubild qualitativ, wenn das Eutektikum bei 247°C 13% Antimon enthält.
Bezeichnen Sie die Linien und Felder in Diagramm. | 3,0 |
| 3.2 | Skizzieren Sie die Abkühlungskurve von der Schmelze bis zur Raumtemperatur für eine Legierung mit 50 % Blei.
Beschreiben Sie die Gefügeänderungen bei den einzelnen Knick- und Haltepunkten. | 3,0 |
| 3.3 | Erläutern Sie, unter welchen Voraussetzungen sich Mischkristalle bzw. Kristallgemische bilden. | 2,0 |
| <hr/> Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar. | | $\Sigma = 22,5$ |



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

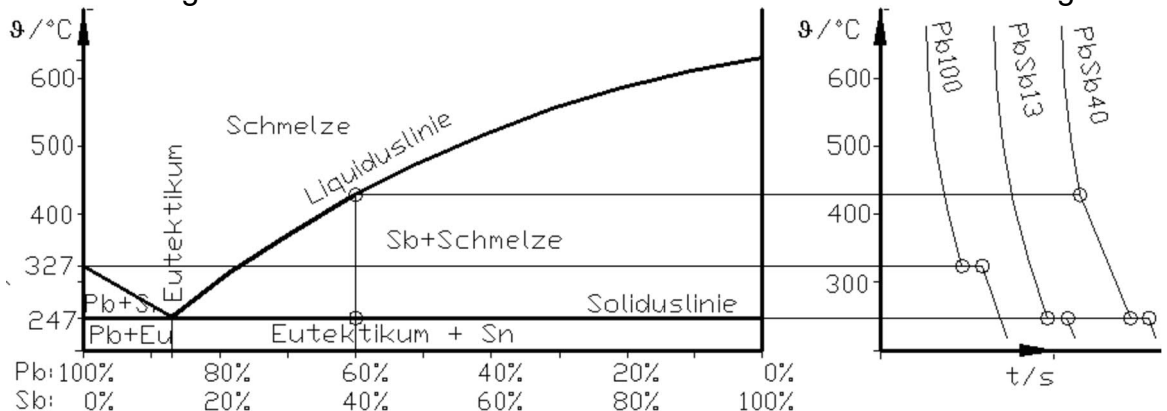
Punkte



- 1 7,5
- 2
- 2.1 Die Zähne müssen an der Oberfläche hart und verschleißfest und im Kern zäh sein. 2,0
- 2.2 16MnCr5 ist ein Einsatzstahl, der von Haus aus zu wenig Kohlenstoff zum Härten enthält. Deshalb wird Kohlenstoff „eingesetzt“, d.h. durch Diffusion in der Randzone zugeführt, sodass eine kohlenstoffreiche und damit härtbare Randschicht entsteht. Beim anschließenden Abschrecken wird nur die Randschicht gehärtet. 2,0
- 2.3 Für die Härteprüfung der Oberfläche der Zahnräder ist HV geeignet, weil wegen des Diamanten harte und wegen der möglichen kleinen Kräften auch dünne Schichten geprüft werden können. 3,0

3

- 3.1 Zustandsdiagramm Pb – Sb 3,0



- 3.2 Im Bild oben ist entgegen der Aufgabe nicht die Abkühlungskurve von Pb50Sb, sondern von PbSb40 gezeichnet, was aber nichts Wesentliches ändert. 3,0
- Oberhalb der Liquiduslinie (des obersten Knickpunktes) ist die Legierung geschmolzen. Zwischen Liquidus- und Soliduslinie (den Knickpunkten) kristallisiert Sb aus der Schmelze heraus. Die frei werdende Kristallisationsenergie verlangsamt die Abkühlung. Bei der Soliduslinie kristallisiert die Restschmelze zum Eutektikum. Es wird so viel Kristallisationsenergie frei, dass die Temperatur zeitweise konstant bleibt.
- 3.3 Mischkristalle entstehen, wenn die beteiligten Elemente in festem Zustand löslich sind. Vollkommene Löslichkeit ist nur möglich, wenn die Elemente ähnliche Größe und Gittertyp besitzen. 2,0
- Zweistofflegierungen erstarren als Kristallgemisch, wenn die beteiligten Elemente in festem Zustand unlöslich sind. Dies tritt auf, wenn sich die beteiligten Elemente in Atomabstand, Wertigkeit und elektrochemischer Spannungsreihe unterscheiden.

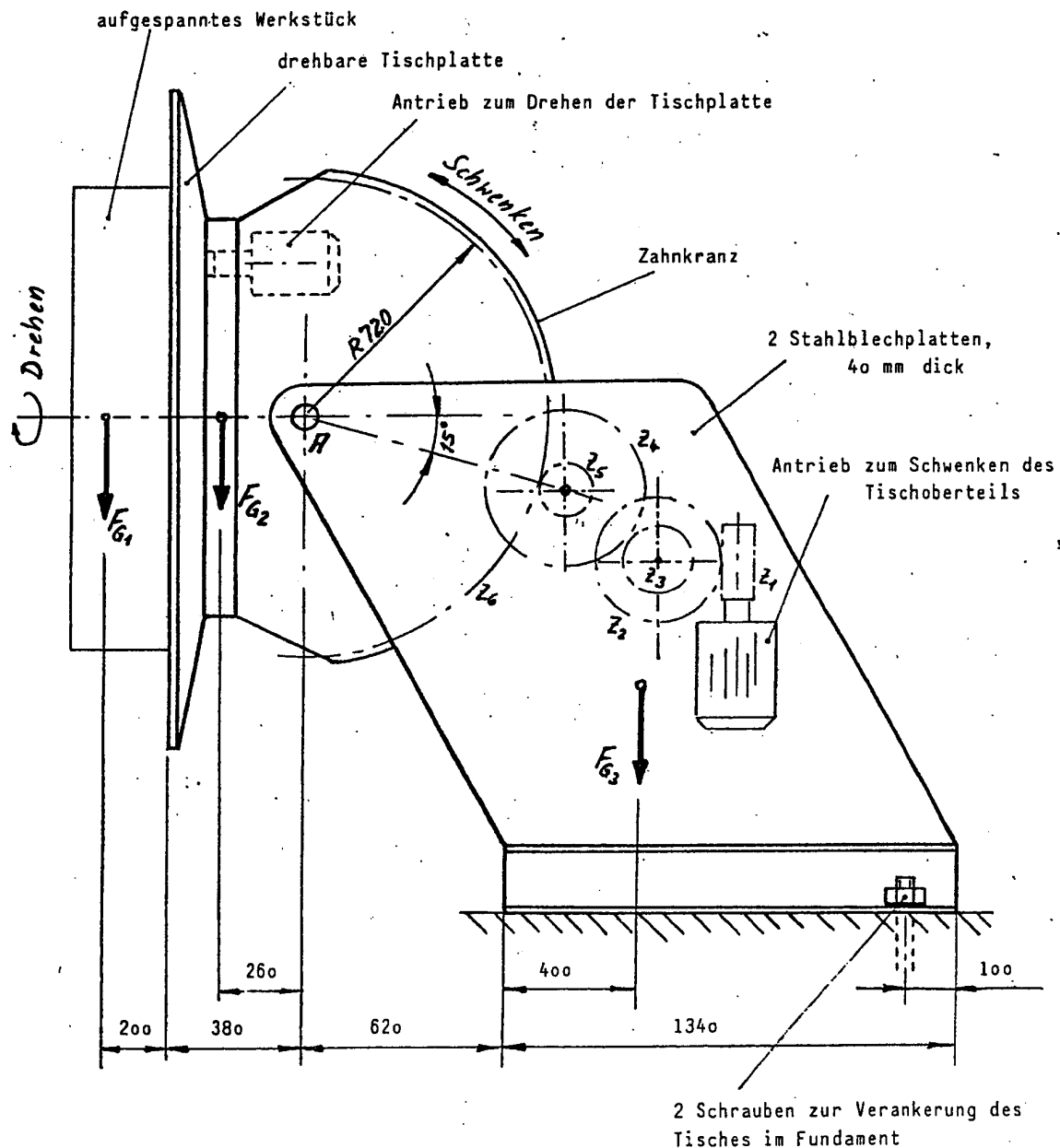
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1987/88-1: Drehschwenktisch ...

... für Schweißarbeiten



maximales Werkstückgewicht
 Gewichtskraft des Tischoberteiles
 Gewichtskraft des Tischunterteiles

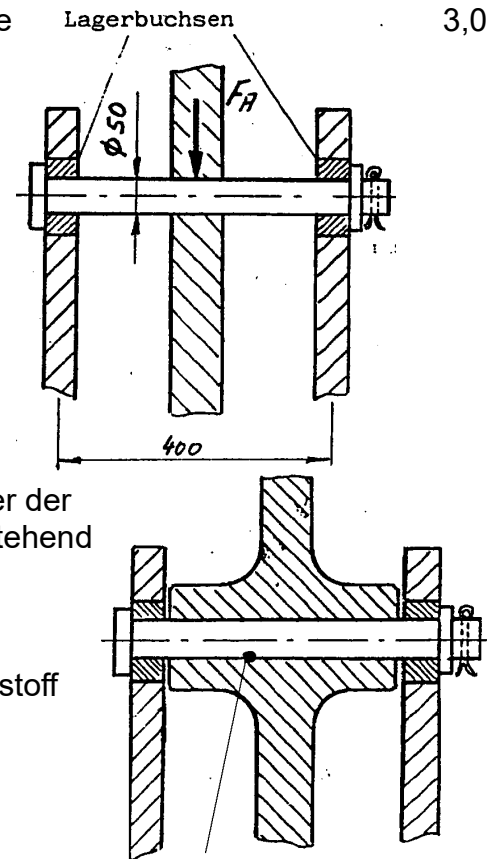
$$\begin{aligned} F_{G1} &= 18 \text{ kN} \\ F_{G2} &= 6 \text{ kN} \\ F_{G3} &= 8 \text{ kN} \end{aligned}$$

Mit einem Drehschwenktisch werden aufgespannte Werkstücke in eine zum Schweißen besonders geeignete Lage gebracht.

Zum Schwenken des Tischoberteils sowie zum Drehen der Tischplatte steht je ein separater Antrieb zur Verfügung. Die Schwenkbewegung erfolgt durch einen Elektromotor, der mittels einer Schnecke und vier weiterer Zahnräder auf den Zahnkranz des Schwenktisches wirkt. Die Antriebseinheit zum Drehen der Tischplatte ist nicht Gegenstand dieser Aufgabe.



	Teilaufgaben:	Punkte
1	Machen Sie das schwenkbare Tischoberteil einschließlich aufgespanntem Werkstück frei !	1,0
2	Ermitteln Sie rechnerisch und zeichnerisch die Lagerkraft im Lager A und die zwischen dem Zahnkranz und dem Zahnrad 5 auftretende Zahnkraft F_Z , wenn sich der Tisch in der gezeichneten Lage befindet und mit maximalem Werkstückgewicht belastet wird !	6,0
3	Wie groß ist das maximale Biegemoment in der Lagerachse A, wenn die Belastung durch den Kipptisch $F_A = 40$ kN beträgt ? Überprüfen Sie, ob die Achse aus C45E mit 50 mm Durchmesser ausreichend bemessen ist, wenn die Sicherheit gegen Verformung mindestens $v = 1,5$ betragen soll !	3,0
4	Wie ändert sich die Beanspruchung in der Achse gegenüber der Ausführung in Aufg. 3, wenn die Tischlagerung wie nebenstehend dargestellt konstruktiv geändert wird ? Bestimmen Sie den in diesem Fall vorliegenden Sicherheitsfaktor ! (Belastung durch F_A , Achsendurchmesser und Achsenwerkstoff sind aus dem Aufgabe 3 zu übernehmen.)	
5	Um das Umkippen des Tisches zu verhindern, wird er mit 2 Schrauben der Festigkeitsklasse 5.6 im Betonfundament verankert. Berechnen Sie den notwendigen Schraubendurchmesser bei 4-facher Sicherheit gegen bleibende Verformung !	4,5
6	Berechnung der Antriebseinheit "Schwenken": Die Zahnkraft zwischen dem Zahnkranz des Tischoberteils und dem Zahnrad 5 beträgt $F_Z = 17$ kN. Motordrehzahl: $n = 1440$ 1/min Gesamtwirkungsgrad von Motor und Getriebe: $\eta = 0,6$ Zähnezahlen: $z_1 = 1$ (Einzahnige Schnecke) $z_2 = 38$ $z_3 = 20$ $z_4 = 43$ $z_5 = 19$ $z_6 = 240$ (Zähnezahl des Zahnkranzes bezogen auf 360°): Bestimmen Sie die Aufnahmeleistung des Motors !	5,0
	Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$





Lösungsvorschläge

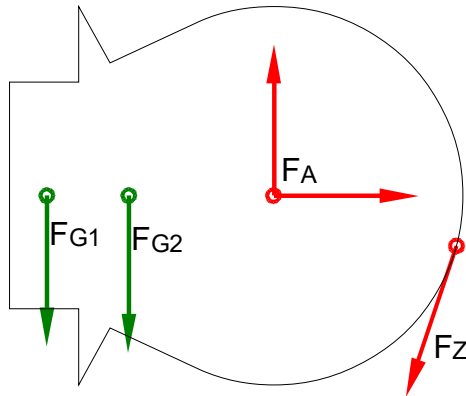
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Schwenkbares Tischoberteil

1,0



2 Rechnerische Lösung

6,0

$$\Sigma M_A = 0 = F_{G1} \cdot (200 + 380) \text{ mm} + F_{G2} \cdot 260 \text{ mm} - F_Z \cdot 720 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$F_Z = \frac{F_{G1} \cdot (200 + 380) \text{ mm} + F_{G2} \cdot 260 \text{ mm}}{720 \text{ mm}} = \frac{18 \text{ kN} \cdot 580 \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot 260 \text{ mm}}{720 \text{ mm}} = 16,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_{Zx} \Rightarrow F_{Ax} = F_{Zx} = F_Z \cdot \sin 15^\circ = 16,7 \text{ kN} \cdot \sin 15^\circ = 4,31 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1} - F_{G2} + F_{Ay} - F_{Zy} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = +F_{G2} + F_{G1} + F_Z \cdot \cos 15^\circ = 18 \text{ kN} + 6 \text{ kN} + 16,7 \text{ kN} \cdot \cos 15^\circ = 40,1 \text{ kN}$$

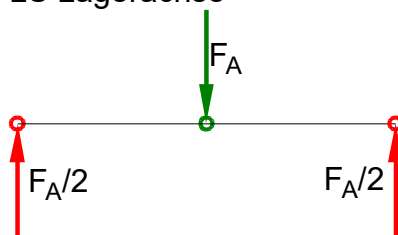
$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(4,31 \text{ kN})^2 + (40,1 \text{ kN})^2} = 40,3 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{40,1 \text{ kN}}{4,31 \text{ kN}} = 83,9^\circ \text{ nach links oben gegen die x-Achse}$$

Rechnerische und zeichnerische Lösung gefordert (Schlusslinienverfahren)

3 LS Lagerachse

3,0



$$M_b = \frac{F_A}{2} \cdot \frac{400 \text{ mm}}{2} = \frac{40 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm}}{4} = 4 \text{ kNm}$$

$\sigma_{bF} = 700 \text{ N/mm}^2$ (C45E → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{700 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 466,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{4 \text{ kNm}}{466,7 \text{ N/mm}^2} = 8,57 \text{ cm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{erf}}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8,57 \text{ cm}^3}{\pi}} = 44,4 \text{ mm}$$

$d_{erf} < d \rightarrow$ Der Durchmesser ist ausreichend

Biegemoment ermitteln und Dimensionierung prüfen



- 4 Nach der konstruktiven Änderung wird die Achse vor allem auf Scherung belastet.

3,0

$\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (C45 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2 \text{ mm}^2}{4} = 1963 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} = \frac{40 \text{ kN}}{2 \cdot 1963 \text{ mm}^2} = 10,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

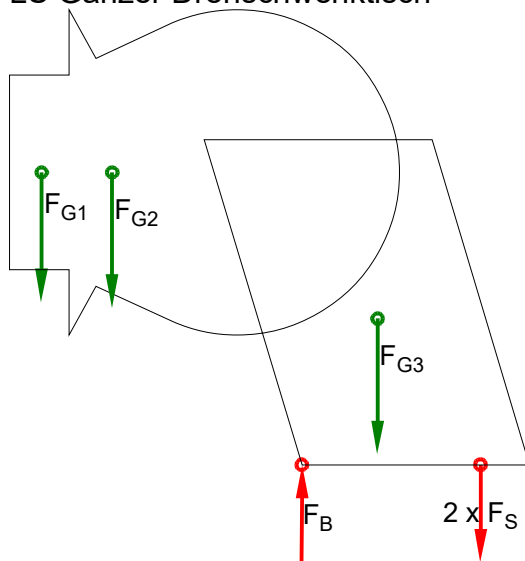
$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{560 \text{ N/mm}^2}{10,2 \text{ N/mm}^2} = 55$$

Die Sicherheit ist hoch, weil Biegung stärker belastet als Abscherung.

Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)

- 5 LS Ganzer Drehschwenktisch

4,5



$$\Sigma M_B = 0 = F_{G1} \cdot (200 + 380 + 620) \text{ mm} + F_{G2} \cdot (260 + 620) \text{ mm} - F_{G3} \cdot 400 \text{ mm} - 2 \cdot F_S \cdot (1340 - 100) \text{ mm} \Rightarrow$$

$$F_S = \frac{F_{G1} \cdot 1200 \text{ mm} + F_{G2} \cdot 880 \text{ mm} - F_{G3} \cdot 400 \text{ mm}}{2 \cdot 1240 \text{ mm}}$$

$$= \frac{18 \text{ kN} \cdot 1200 \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot 880 \text{ mm} - 8 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm}}{2 \cdot 1240 \text{ mm}} = 9,55 \text{ kN}$$

Festigkeitsklasse 5.6 bedeutet (siehe auch [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“):

$$R_m = 5 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 0,6 \cdot R_m = 0,6 \cdot 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{v} = \frac{300 \text{ N/mm}^2}{4} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_S}{\sigma_{zzul}} = \frac{9,55 \text{ kN}}{75 \text{ N/mm}^2} = 127,3 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M16 mit $S = 157 \text{ mm}^2$ (→ TabB „Gewinde“)

Berechnung einer Kraft und Auswahl einer Schraube mit Festigkeitsklasse



6 5,0

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{38}{1} \cdot \frac{43}{20} \cdot \frac{240}{19} = 1032$$

$$M_{ab} = F_Z \cdot R = 17 \text{ kN} \cdot 720 \text{ mm} = 12,24 \text{ kNm}$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{zu} = \frac{M_{ab}}{i \cdot \eta} = \frac{12,24 \text{ kNm}}{1032 \cdot 0,6} = 19,8 \text{ Nm}$$

$$P_{zu} = 2 \pi \cdot M_{zu} \cdot n = 2 \pi \cdot 19,8 \text{ Nm} \cdot 1440 \text{ min}^{-1} = 3,0 \text{ kW}$$

Leistung bei Drehbewegung mit Übersetzung

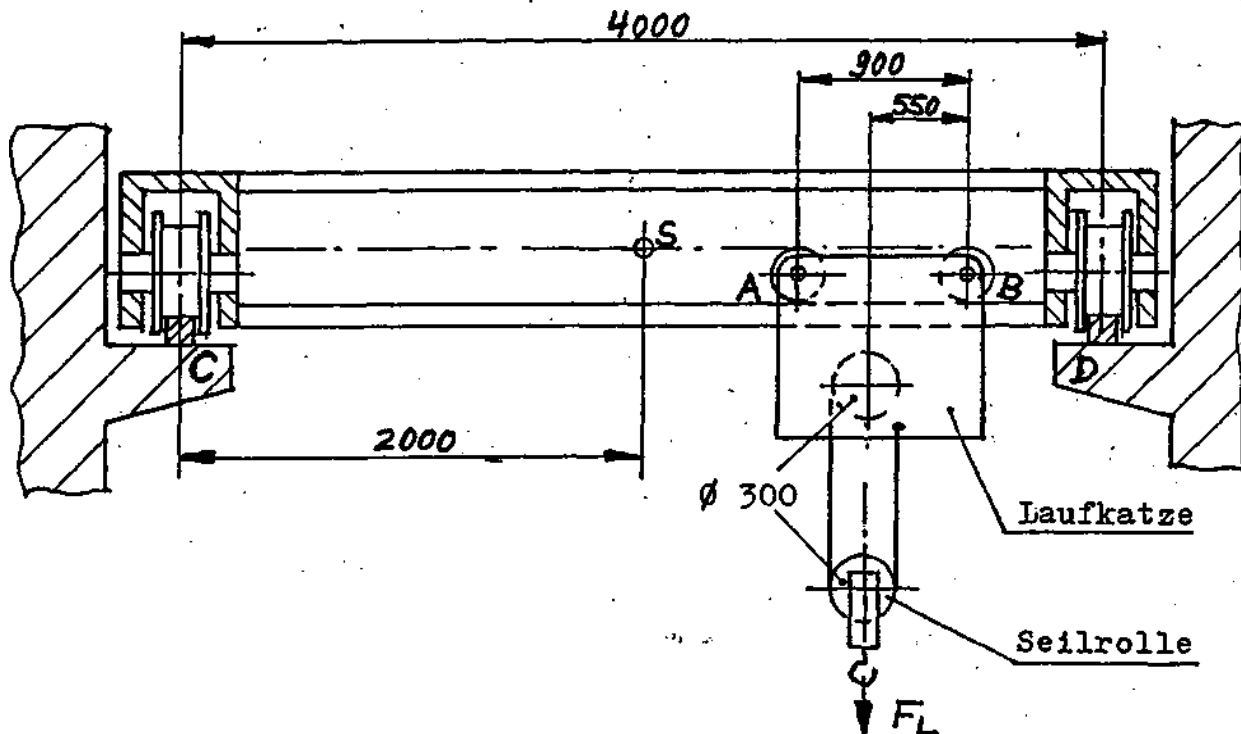
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1987/88-2: Kranbrücke

Zum Verladen schwerer Werkstücke plant ein Betrieb den Bau der skizzierten Krananlage.



$F_L = 20 \text{ kN}$ (Lastgewicht)

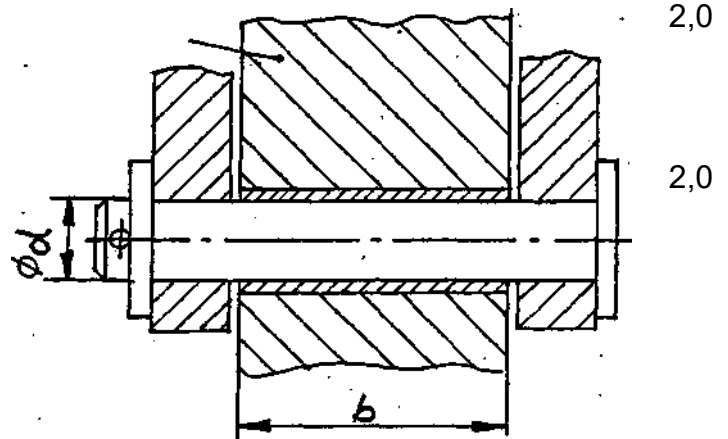
$F_G = 2 \text{ kN}$ (angenommenes Eigengewicht des Tragbalkens, im Punkt S angreifend)

Das Eigengewicht der Laufkatze wird vernachlässigt.

Teilaufgaben:	Punkte
1 Ermitteln Sie zeichnerisch die Kräfte in den Radlagern A und B der Laufkatze.	1,5
2 Annahme: Die Last F_L befinde sich im Abstand 2 m vom Lager C. Die Kräfte betragen $F_A = 14 \text{ kN}$ und $F_B = 9 \text{ kN}$. Der mittlere I-Träger bestehe aus S235 bei dreifacher Sicherheit gegen bleibende Verformung. Bestimmen Sie die Auflagerkräfte F_C und F_D unter Berücksichtigung der Eigengewichtskraft des Trägers. Ermitteln Sie die Stelle des maximalen Biegemomentes und wählen Sie einen Träger nach DIN 1025.	6,0
3 Das Drahtseil (Zugseil) besteht aus 39 Drähten von je 1,2 mm Durchmesser. Welche Sicherheit gegen Bruch ist im Drahtseil vorhanden, wenn für die Drähte der Werkstoff E360 verwendet wurde ?	2,0



- 4 Der Durchmesser des Bolzens für die Lagerung der Seilrolle ist zu berechnen. Geforderte Sicherheit gegen Bruch: $\nu = 3$, Werkstoff E335
- 5 Welche Breite b muss die Seilrolle für einen Bolzendurchmesser $d = 10$ mm erhalten, wenn im Lager eine Flächenpressung von 60 N/mm nicht überschritten werden darf?



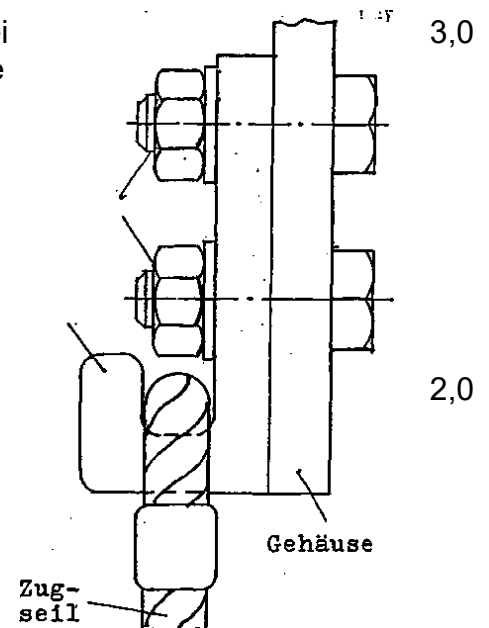
- 6 Das Ende des Zugseiles hängt an einer Lasche, die mit zwei Sechskantschrauben M12 an der Laufkatze befestigt ist. Die Übertragung der Seilkraft auf das Gehäuse der Laufkatze soll ausschließlich durch Reibung erfolgen.

Wählen Sie für die Schrauben eine geeignete Festigkeitsklasse bei einer Sicherheit von mindestens $\nu = 2,5$ gegen bleibende Verformung. Die Biegebeanspruchung der Lasche ist zu vernachlässigen. $\mu = 0,2$

- 7 Bestimmen Sie das erforderliche Anzugsmoment der Schraubenverbindung in Aufgabe 6 für eine Schraubenlängskraft von $F = 30000$ N, $\mu' = 0,15$, $\mu_A = 0,1$

$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_A \cdot r_a]$$

$$r_a \approx 0,7 \cdot d$$



- 8 Der Antrieb der Seiltrommel in der Laufkatze erfolgt durch einen Elektromotor über ein zweistufiges Getriebe. Die Hubgeschwindigkeit der Last soll 0,2 m/s betragen.

Zähnezahlen:

$$z_1 = 14$$

$$z_2 = 70$$

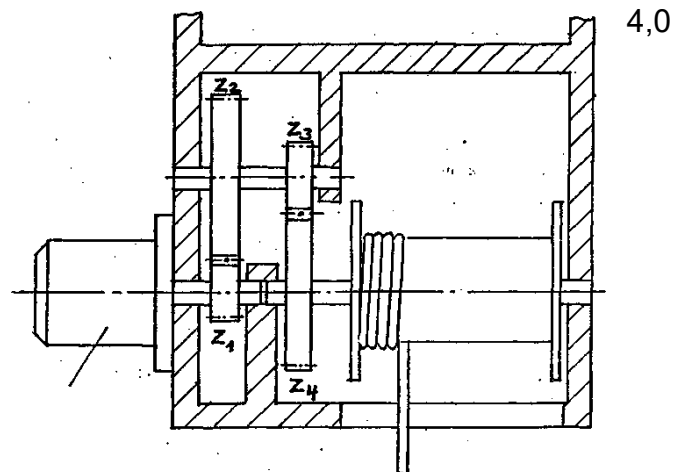
$$z_3 = 18$$

$$z_4 = 72$$

$$\eta_{ges} = 0,85$$

- 8.1 Bestimmen Sie die Leistung des Elektromotors bei einer Motordrehzahl $n_M = 710$ 1/min.

Errechnen Sie den erforderlichen Trommel-Durchmesser (Der Seil-Durchmesser ist zu vernachlässigen).



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

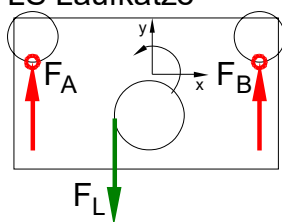
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Laufkatze

1,5



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_B = 0 = + F_L \cdot 550 \text{ mm} + F_A \cdot 900 \text{ mm} \Rightarrow$$

$$F_A = F_L \cdot \frac{550 \text{ mm}}{900 \text{ mm}} = 20 \text{ kN} \cdot \frac{550 \text{ mm}}{900 \text{ mm}} = 12,2 \text{ kN}$$

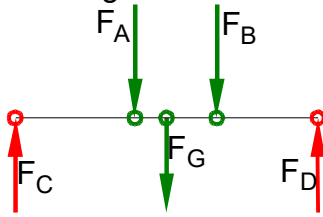
$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_L + F_B \Rightarrow F_B = -F_A + F_L = -12,2 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = 7,8 \text{ kN}$$

Statik (Schlusslinienverfahren)



2 LS Tragbalken ohne Laufkatze

6,0





Auflagerkräfte (Rechnerische Lösung)

$$\Sigma M_C = 0 = -F_A \cdot (2000 + 550 - 900) \text{ mm} - F_G \cdot 2000 \text{ mm} - F_B \cdot (2000 + 550) \text{ mm} + F_D \cdot 4000 \text{ mm}$$

$$F_D = \frac{F_A \cdot 1650 \text{ mm} + F_G \cdot 2000 \text{ mm} + F_B \cdot 2550 \text{ mm}}{4000 \text{ mm}}$$

$$= \frac{14 \text{ kN} \cdot 1650 \text{ mm} + 2 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} + 9 \text{ kN} \cdot 2550 \text{ mm}}{4000 \text{ mm}} = 12,51 \text{ kN}$$

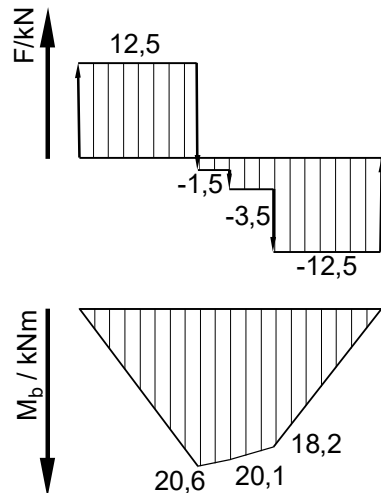
$$\Sigma F_y = 0 = F_C - F_A - F_G - F_B + F_D \Rightarrow$$

$$F_C = +F_A + F_G + F_B - F_D = 14 \text{ kN} + 2 \text{ kN} + 9 \text{ kN} - 12,51 \text{ kN} = 12,49 \text{ kN}$$

Biegemoment ermitteln

Das maximale Biegemoment $M_{b\max} = 20,6 \text{ kNm}$ liegt beim Punkt A.

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_C = 0 \text{ kNm}$$

$$M_A = M_C + 12,5 \text{ kNm} \cdot 1650 \text{ mm} = 20,625 \text{ kNm}$$

$$M_S = M_A - 1,5 \text{ kN} \cdot 350 \text{ mm} = 20,1 \text{ kNm}$$

$$M_B = M_S - 3,5 \text{ kN} \cdot 550 \text{ mm} = 18,175 \text{ kNm}$$

$$M_D = M_B - 12,5 \text{ kN} \cdot 1,45 \text{ mm} = 0,05 \text{ kNm}$$

M_D weicht von 0 ab, da F_C und F_D ungenau sind. Das macht deutlich, dass das Verfahren mit dem Biegemomentenverlauf eine Kontrolle beinhaltet.

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_A(\text{links}) = |F_C \cdot 1650 \text{ mm}|$$

$$= 12,5 \text{ kN} \cdot 1650 \text{ mm} = 20,6 \text{ kNm}$$

$$M_2(\text{links}) = |F_C \cdot 2000 \text{ mm} - F_A \cdot 350 \text{ mm}|$$

$$= 12,5 \text{ kN} \cdot 2000 \text{ mm} - 14 \text{ kN} \cdot 350 \text{ mm}$$

$$= 20,1 \text{ kNm}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |-F_D \cdot 1450 \text{ mm}|$$

$$= 12,5 \text{ kN} \cdot 1450 \text{ mm} = 18,1 \text{ Nm}$$

 $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{b\max}}{W} \Rightarrow$$

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

$$W_{\text{erf}} = \frac{M_{b\max}}{\sigma_{bzul}} = \frac{20625 \text{ Nm}}{110 \text{ N/mm}^2} = 187,5 \text{ cm}^3$$

gewählt: IPE 200 mit $W_x = 194 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1025“)

Biegung (Auswahl des Profils)



3 2,0

$$F_z = \frac{F_L}{2} = \frac{20 \text{ kN}}{2} = 10 \text{ N}$$

$$S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,2^2 \text{ mm}^2}{4} = 1,131 \text{ mm}^2$$

$$S_{\text{Seil}} = n \cdot S_{\text{Draht}} = 39 \cdot 1,131 \text{ mm}^2 = 44,1 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_z = \frac{F_z}{S_{\text{Seil}}} = \frac{10 \text{ kN}}{44,1 \text{ mm}^2} = 226,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_m}{\sigma_z} = \frac{670 \text{ N/mm}^2}{226,7 \text{ N/mm}^2} = 2,9$$

4 2,0

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{3} = 156,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F_L}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{20 \text{ kN}}{2 \cdot 156,7 \text{ N/mm}^2} = 63,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 63,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 9,0 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen $\varnothing 10 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen)

5 2,0

Erforderlicher Durchmesser gegen Flächenpressung:

$$p_{zul} = \frac{F}{A} \rightarrow A_{\text{erf}} = \frac{F_D}{p_{zul}} = \frac{20 \text{ kN}}{60 \text{ N/mm}^2} = 333,3 \text{ mm}^2$$

$$A = d \cdot b \rightarrow b = \frac{A}{d} = \frac{333,3 \text{ mm}^2}{10 \text{ mm}} = 33,3 \text{ mm}$$

Flächenpressung (Laschenbreite)

6 3,0

F_{Reib} wirkt bei beiden Schrauben (2 Reibflächen):

Spannungsquerschnitt $S = 84,3 \text{ mm}^2$ (M12 → [EuroTabM] „Gewinde“)

$$F_{\text{Reib}} = \frac{F_L}{2} = \frac{20 \text{ kN}}{2} = 10 \text{ kN}$$

$$F_{\text{Reib}} = 2 \cdot F_N \cdot \mu \Rightarrow$$

$$F_{\text{Schr}} = \frac{F_z}{2 \cdot \mu} = \frac{10 \text{ kN}}{2 \cdot 0,2} = 25 \text{ kN}$$

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\sqrt{v}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$\sigma_{z\text{erf}} = \frac{F}{S} = \frac{25 \text{ kN}}{84,3 \text{ mm}^2} = 297 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{\text{erf}} = \sigma_{z\text{erf}} \cdot v = 297 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 2,5 = 741 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gewählt: Festigkeit 10.9 mit $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ (→ TabB „Festigkeitsklasse“)

Reibung (sehr anspruchsvoll)



7 Anzugsdrehmoment

2,0

$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_A \cdot r_A] \text{ mit:}$$

FlankenØ $d_2 = 10,86 \text{ mm}$ und Steigung $P = 1,75 \text{ mm}$ (M12 → [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\text{Flankenradius } r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{10,86 \text{ mm}}{2} = 5,43 \text{ mm}$$

$$\text{Steigungswinkel } \alpha = \arctan \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \arctan \frac{1,75 \text{ mm}}{10,86 \text{ mm} \cdot \pi} = 2,94^\circ$$

$$\text{Reibwinkel } \rho' = \arctan \mu' = \arctan 0,15 = 8,53^\circ$$

Mittlerer Radius der Auflage (am Schraubenkopf) $r_a = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 12 \text{ mm} = 8,4 \text{ mm}$

$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_A \cdot r_a] \\ = 30 \text{ kN} \cdot [5,43 \text{ mm} \cdot \tan(2,94 + 8,53)^\circ + 0,1 \cdot 8,4 \text{ mm}] = 58,3 \text{ Nm}$$

Anzugsdrehmoment für Schrauben

8

4,0

$$8.1 \quad P_{ab} = F_L \cdot v_L = 20 \text{ kN} \cdot 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{4 \text{ kW}}{0,85} = 4,7 \text{ kW}$$

erf. Leistung bei Längsbewegung

$$8.2 \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{70}{14} \cdot \frac{72}{18} = 20$$

$$P = 2\pi \cdot M \cdot n \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{4,7 \text{ kW}}{2\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 63,2 \text{ Nm}$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{ab} = M_{zu} \cdot i \cdot \eta = 63,2 \text{ Nm} \cdot 20 \cdot 0,85 = 1075 \text{ Nm}$$

$$M_{ab} = F \cdot \frac{D}{2} \Rightarrow D_{Merf} = \frac{2 \cdot M_{ab}}{F_{Seil}} = \frac{2 \cdot 1075 \text{ Nm}}{10 \text{ kN}} = 215 \text{ mm}$$

$$i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} \Rightarrow n_{ab} = \frac{n_M}{i} = \frac{710 \text{ min}^{-1}}{20} = 35,5 \text{ min}^{-1} = 0,592 \text{ s}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot n_{ab} \cdot d \Rightarrow D_{verf} = \frac{v_{Seil}}{\pi \cdot n_{ab}} = \frac{0,4 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,592 \text{ s}^{-1}} = 0,215 \text{ m}$$

Um das erforderliche Drehmoment aufzubringen, muss der Durchmesser $D_M = 215 \text{ mm}$ oder kleiner (!) sein, für die Hubgeschwindigkeit $D_V = 215 \text{ mm}$ oder größer. Viel Spielraum bleibt da nicht ;-)

Erforderlicher Durchmesser einer Seiltrommel.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1987/88-3: Zugversuch

Beim Materialeingang einer Werkzeugmaschinenfabrik geht eine Lieferung von einem Stahlgroßhändler ein. Durch Stichprobenkontrolle sollen mit Hilfe des Zugversuchs die Festigkeitswerte von drei Stahlsorten ermittelt werden.

Teilaufgaben:		Punkte
1	Werkstoff 1 Dieser wird als blankgewalztes Blech mit einer Dicke von 5 mm angeliefert. Bestimmen Sie die Probenbreite der Rechteckprobe im Bereich der Messlänge von $L_0 = 60$ mm, wenn sie einem kurzen Proportionalstab entsprechen und an der Dicke des Bleches nichts verändert werden soll. Dabei soll der Prüfquerschnitt der Rechteckprobe gleich sein dem des Proportionalstabes.	2,0
2	Werkstoff 2 Von der Zugprüfmaschine wurde vom Werkstoff 2 das Kraft – Verlängerungs – Diagramm (siehe Blatt 2) aufgezeichnet. Dazu wurde ein kurzer Proportionalstab (Rundprobe) mit $L_0 = 60$ mm als genormte Messlänge verwendet. Das aus diesem Werkstoff gefertigte Bauteil hat eine Zugspannung von $\sigma_z = 128$ N/mm ² aufzunehmen. Ermitteln Sie : <ul style="list-style-type: none">– die Sicherheit gegen bleibende Verformung,– die Sicherheit gegen Bruch,– die Messlänge L_0 nach dem Bruch und die Bruchdehnung A_5.	7,0
3	Werkstoff 3 Auch vom Werkstoff 3 wurde das Kraft – Verlängerungs – Diagramm aufgezeichnet. Es ist auf Blatt 2 zweimal dargestellt. Bei dem dabei verwendeten kurzen Proportionalstab (Rundprobe) betrug die Messlänge $L_0 = 60$ mm. Ermitteln Sie : <ul style="list-style-type: none">– die 0,2%Dehngrenze $R_{p0,2}$– die Zugfestigkeit R_m– die Brucheinschnürung Z bei 9,5 mm Probendurchmesser an der Bruchstelle. Bestimmen Sie mit Hilfe von Werkstofftabellen für die Werkstoffe 2 und 3 aus dem Bereich der allgemeinen Baustähle oder der unlegierten Vergütungsstähle je einen zugehörigen genormten Werkstoff.	8,0



- 4 Wärmebehandlung
 Zur Verwendung als Werkstoff für Teile einer Spannvorrichtung wurde C60 angeliefert, der grobkörnig ist.
 Durch welches Verfahren lässt sich diese Grobkornbildung rückgängig machen, ohne dass die Härte wesentlich verändert wird ?
 Beschreiben Sie dieses Verfahren !

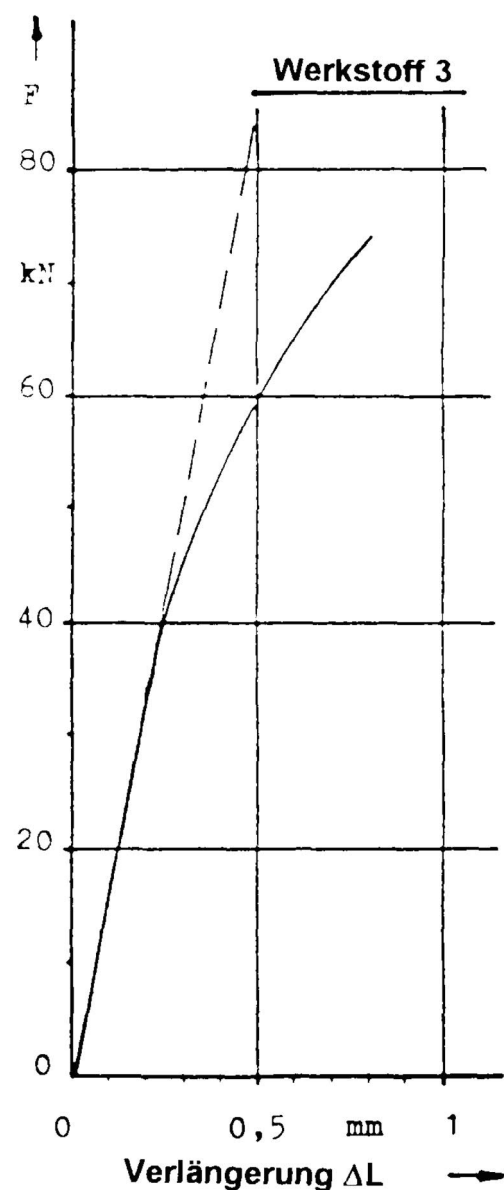
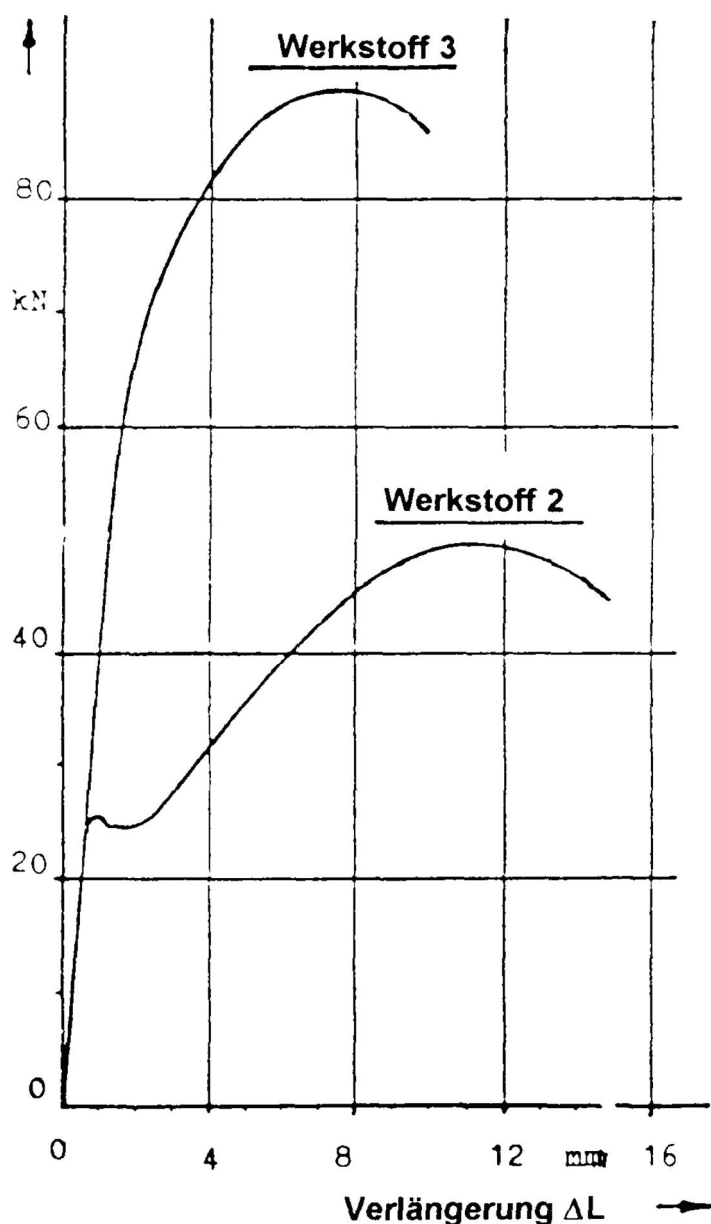
5,5

Skizzieren Sie in einem Spannungs – Dehnungs – Diagramm die qualitativen Kurvenverläufe

- (1) nach dem oben gesuchten Verfahren
- (2) nach dem Härten
- (3) nach dem Vergüten

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$





Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte

1 Werkstoff 1

2,0

$$\frac{L_0}{d_0} = 5 \quad (\text{kurzer Proportionalstab})$$

$$\rightarrow d_0 = \frac{L_0}{5} = \frac{60 \text{ mm}}{5} = 12 \text{ mm}$$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2 \text{ mm}^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$S_0 = a_0 \cdot b_0 \rightarrow b_0 = \frac{S_0}{a_0} = \frac{113,1 \text{ mm}^2}{5 \text{ mm}} = 22,6 \text{ mm}$$

2 Werkstoff 2

7,0

2.1 Sicherheit gegen bleibende Verformung:

Aus dem Diagramm: $F_e = 26 \text{ kN}$

$$\frac{L_0}{d_0} = 5 \quad (\text{kurzer Proportionalstab})$$

$$\Rightarrow d_0 = \frac{L_0}{5} = \frac{60 \text{ mm}}{5} = 12 \text{ mm}$$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2 \text{ mm}^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$R_e = \frac{F_e}{S_0} = \frac{26 \text{ kN}}{113,1 \text{ mm}^2} = 230 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_e}{\sigma_z} = \frac{230 \text{ N/mm}^2}{128 \text{ N/mm}^2} = 1,89$$

2.2 Sicherheit gegen Bruch:

Aus dem Diagramm: $F_m = 50 \text{ kN}$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0} = \frac{50 \text{ kN}}{113,1 \text{ mm}^2} = 442 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{R_m}{\sigma_z} = \frac{442 \text{ N/mm}^2}{128 \text{ N/mm}^2} = 3,4$$

2.3 Messlänge L_u nach dem BruchAus dem Diagramm: $\Delta L_u = 14 \text{ mm}$

$$L_u = L_0 + \Delta L_u = 60 \text{ mm} + 14 \text{ mm} = 74 \text{ mm}$$

2.4 Bruchdehnung A_5

$$A_5 = \frac{\Delta L_u}{L_0} = \frac{14 \text{ mm}}{60 \text{ mm}} = 0,23 = 23 \%$$



3 Werkstoff 3

8,0

3.1 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$

$S_0 = 113,1 \text{ mm}^2$ (siehe oben)

Aus dem Diagramm für $\varepsilon=0,2\%$ ($\Delta L_u=12\text{mm}$):

$F_{p0,2} = 56 \text{ kN}$

$$R_{p0,2} = \frac{F_{p0,2}}{S_0} = \frac{56 \text{ kN}}{113,1 \text{ mm}^2} = 495,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.2 Zugfestigkeit R_m

Aus dem Diagramm: $F_m = 90 \text{ kN}$

$$R_m = \frac{F_m}{S_0} = \frac{90 \text{ kN}}{113,1 \text{ mm}^2} = 796 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

3.3 Brucheinschnürung Z

$$\begin{aligned} Z &= \frac{\Delta S_0}{S_0} = \frac{S_0 - S_{\text{Bruch}}}{S_0} \\ &= \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (12 \text{ mm})^2 - \frac{\pi}{4} \cdot (9,5 \text{ mm})^2}{\frac{\pi}{4} \cdot (12 \text{ mm})^2} \\ &= \frac{12^2 - 9,5^2}{12^2} = 0,373 = 37,3 \% \end{aligned}$$

3.4 zugehörige genormten Werkstoff

Werkstoff 2: z.B. S235 (früher St37)

Werkstoff 3: z.B. 1 C 60 (früher C 60)

4

5,5

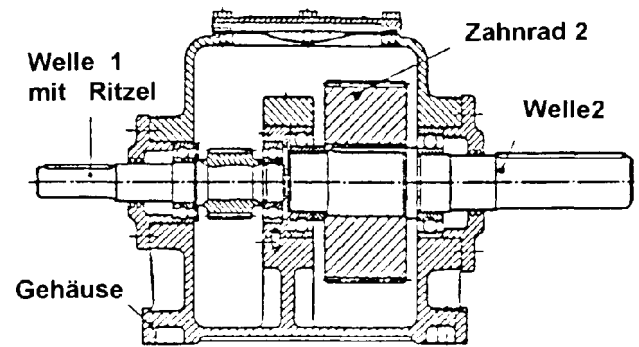
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1987/88-4: Zweistufiges Stirnradgetriebe

Verwendete Werkstoffe:



tgt HP 1987/88-4: Zweistufiges Stirnradgetriebe



Welle 1 mit Ritzel: C15
Welle 2: C45
Zahnrad 2: C45
Gehäuse: AC-AISI10 (alt: G-AISI10)

Teilaufgaben:

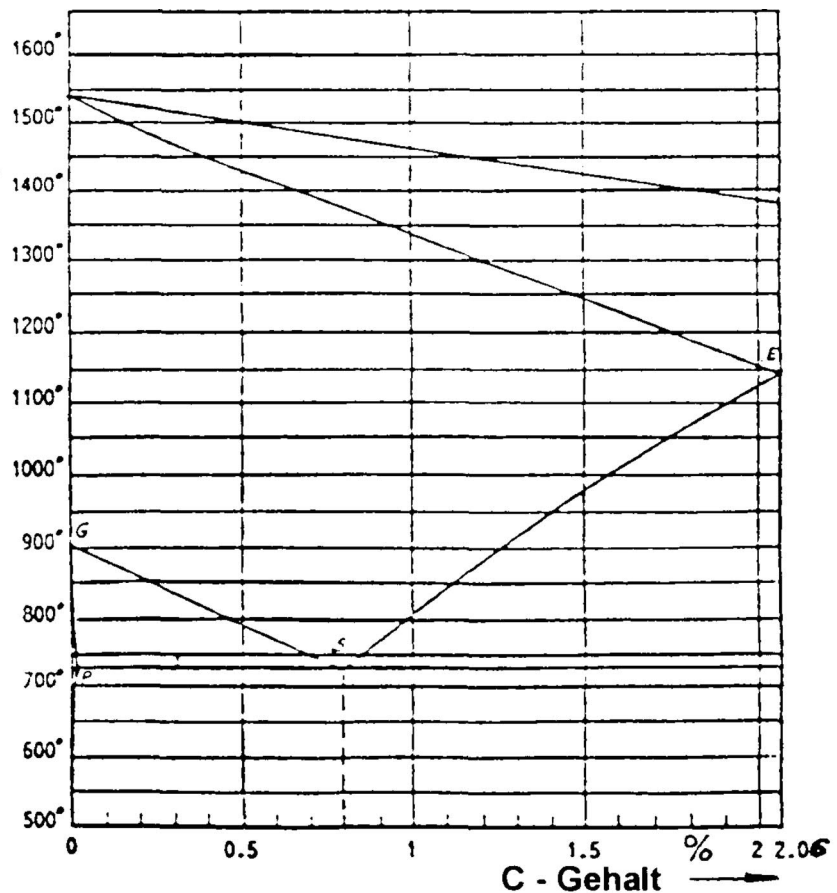
Punkte

- 1 Ein Stahl C45 wird von 1600° C langsam auf Raumtemperatur abgekühlt. Zeichnen Sie mit Hilfe des Eisen - Eisenkarbid - Diagramms die Abkühlungskurve dieses Stahls.

4,0

Skizzieren und benennen Sie die Gefüge bei 1000° C bei 750° C und bei Raumtemperatur.

Eisen - Eisenkarbid -Diagramm





- 2 Die Zugfestigkeit des Stahls C45 liegt ohne Wärmebehandlung zwischen 650 und 800 N/mm².

4,0

Durch welche Wärmebehandlung kann dieser Wert auf 850 N/mm² verbessert werden ?

Beschreiben Sie die Durchführung dieser Wärmebehandlung.

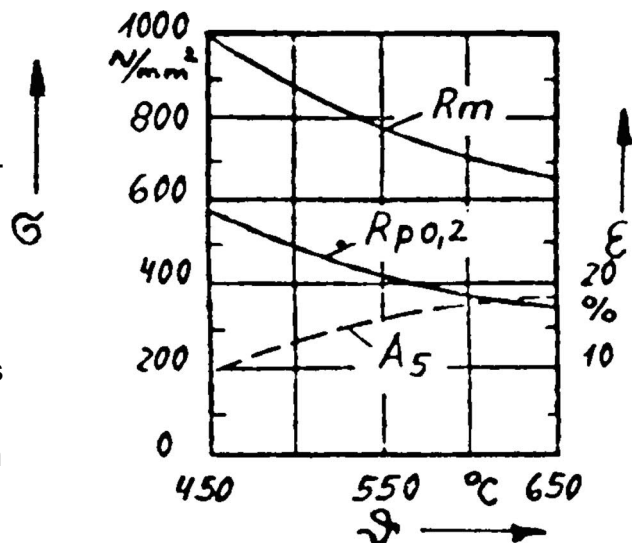
Geben Sie die zu verwendenden Temperaturen mit Hilfe des Eisen – Eisenkarbid – Diagramms und des nebenstehenden Diagramms an.

Welche inneren Vorgänge laufen dabei ab ?

Wie verändern sich die Eigenschaften des Stahls bei der o.a. Wärmebehandlung ?

- 3 Zur Kontrolle der unter 1 vorgenommenen Wärmebehandlung wurde ein kurzer Proportionalstab mit 8 mm Durchmesser als Probestück mitbehandelt und anschließend im Zugversuch geprüft. Dabei ergaben sich die in der Tabelle aufgeführten Messwerte.

Anlassdiagramm eines C45



5,0

Kraft in kN	Längenzunahme in mm
20,1	0,076
25,13	0,095
32,67	0,2
35,18	0,4
40,2	1,12
42,72	2,2
40,2	3,4
34,66	4,4
0, (Bruch)	4,27 (bleibende Verformung)

Zeichnen Sie das Spannungs – Dehnungs – Schaubild unter Berücksichtigung der folgenden Maßstäbe:

Spannung 1 cm = 100 N/mm²

Dehnung 1 cm = 1 %

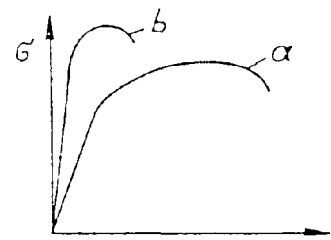
Bestimmen Sie R_m , $R_{p0,2}$ sowie A_5 .

Um welches Maß hat sich der Probestab bei F_{max} plastisch verformt ?

tgt HP 1987/88-4: Zweistufiges Stirnradgetriebe



- 4 Erläutern Sie die Kennwerte eines Zugversuchs, die Aussagen über hohe Umformbarkeit eines Werkstoffs zulassen. 2,0
- 5 Nehmen Sie kritisch Stellung zu Fehlern im nebenstehenden Spannungs – Dehnungs – Diagramm (C45). 3,0



- Kurve a): vergüteter Zustand
Kurve b): gehärteter Zustand
- 6 Für das Gussgehäuse wird eine Legierung aus Al und Si verwendet. 4,5

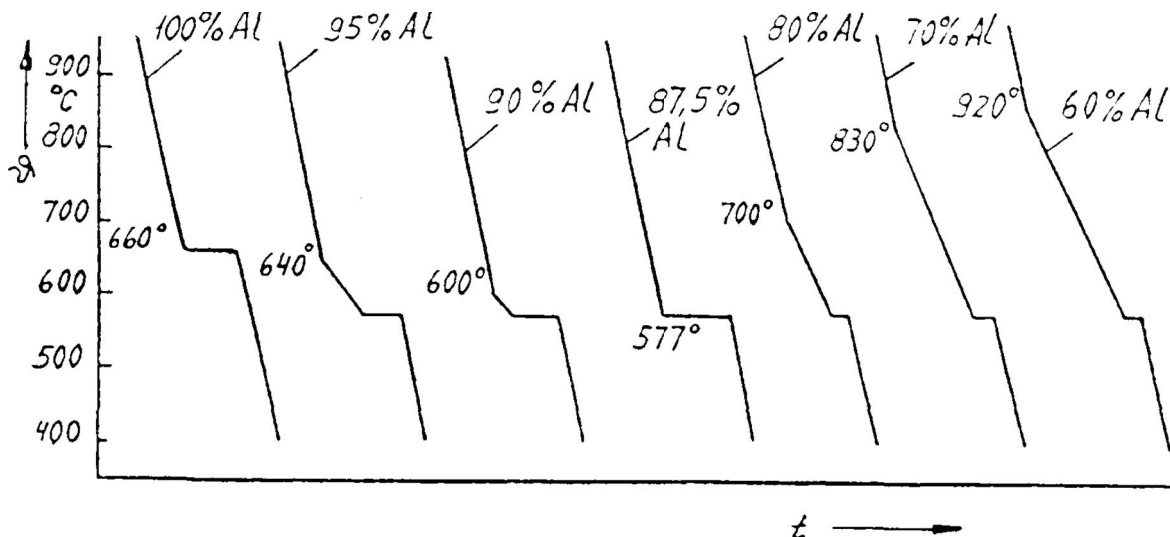
Zeichnen Sie mit Hilfe der Abkühlungskurven das Zustandsschaubild für das Legierungssystem für den Bereich von 0.... 40% Si.

Beschriften Sie die einzelnen Linien und Phasenfelder des Diagramms.

Begründen Sie, weshalb die Legierungen AlSi10, AlSi12 und AlSi18 vorzugsweise als Gusslegierungen verwendet werden.

Skizzieren Sie das Gefüge der Legierungen AlSi10 und AlSi18. Benennen Sie die einzelnen Gefügebestandteile in der Skizze.

Abkühlungskurven verschiedener Legierungen aus Al und Si



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

Σ = 22,5



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



1		4,0
2		4,0
3		5,0
4		2,0
5		3,0
6	Zustandsschaubild Al-Si (es genügt, die linke Seite des Zustandsdiagrammes bis ca. 40% Silizium zu zeichnen).	4,5

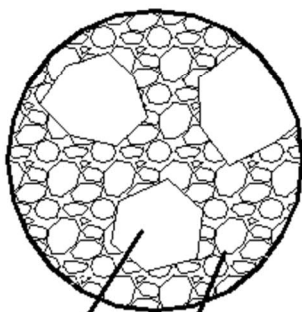
Gusslegierungen:

Die Legierung AlSi10, AlSi12 und AlSi18 liegen nahe des Eutektikums, ihr Gefüge hat die folgenden typischen Eigenschaften:

- eutektische Zusammensetzung
- feinkörniges Gefüge mit hoher Festigkeit
- niedrigster Schmelzpunkt des Zweistoffsystems
- dünnflüssig bis kurz vor dem Erstarren und deshalb fähig, die Gussform gut auszufüllen

Gefüge

AlSi10

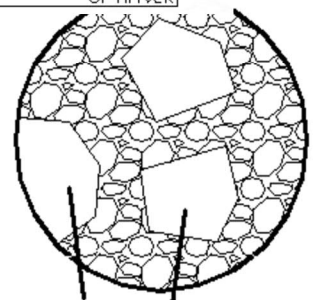
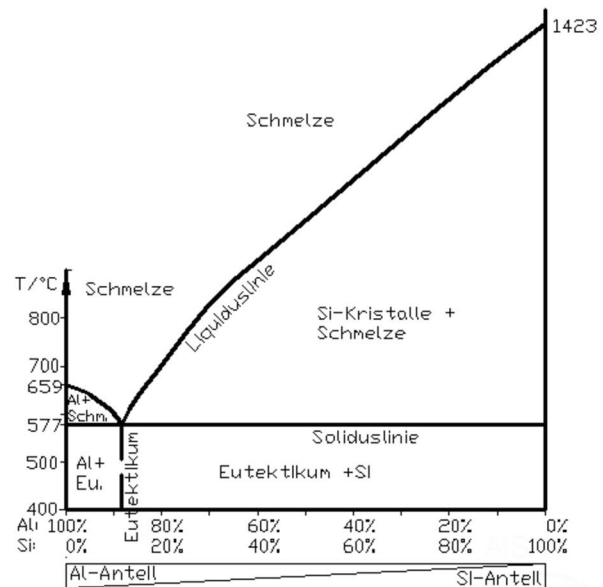


Al Eutektikum

links AlSi10: Al-Kristalle in Eutektikum

rechts: AlSi18: Si-Kristalle in Eutektikum

Das Eutektikum besteht aus feinen Al-Körnern und Si-Körnern.



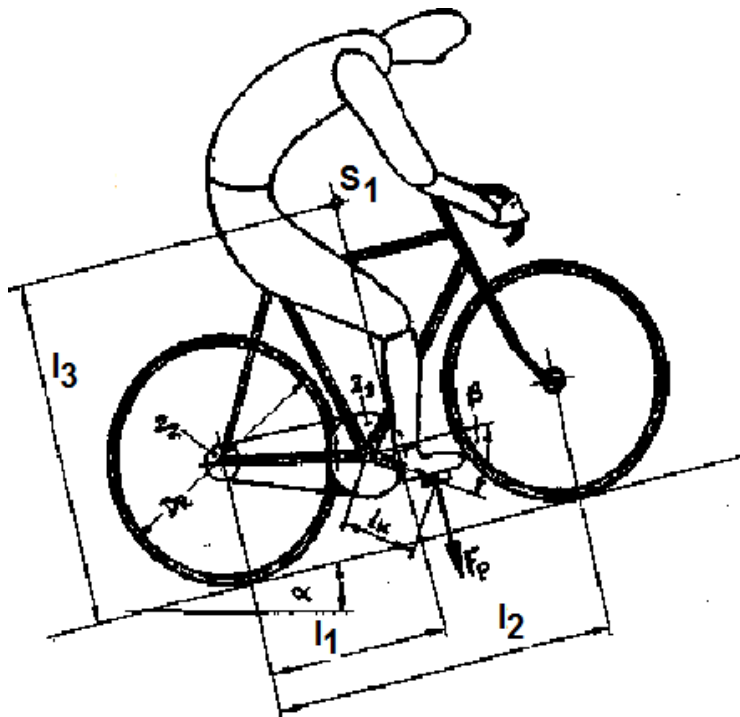
Si Eutektikum

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



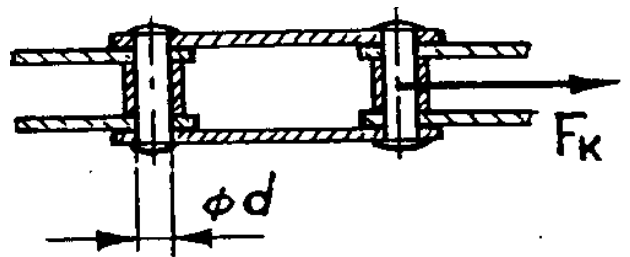
tgt HP 1986/87-1: Rennrad



l_1	=	500 mm
l_2	=	900 mm
l_3	=	1000 mm
α	=	15°
F_G	=	850 N
D_R	=	650 mm
l_K	=	175 mm
β	=	30°
Zähnezahlen:		
z_1	=	39
z_2	=	25

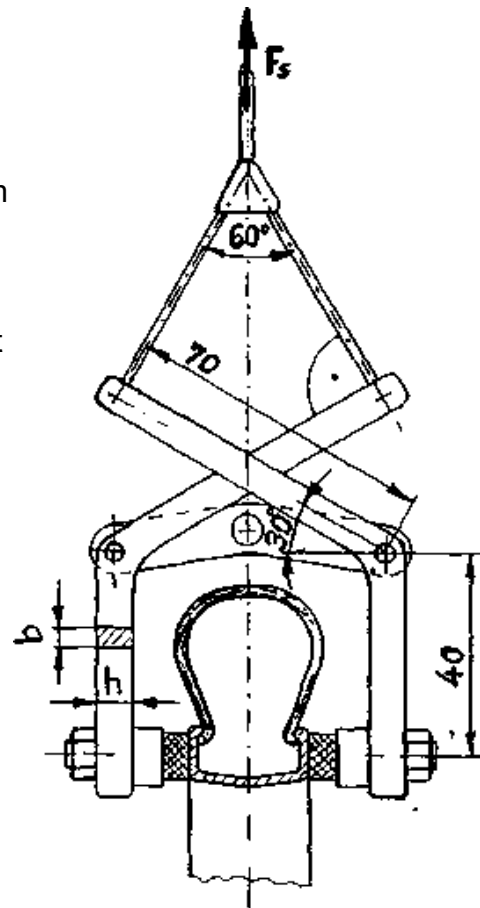
Ein Radrennfahrer befährt kurzzeitig eine 15° steile Bergstrecke. Die Gewichtskraft $F_G = 850$ N (Rad + Fahrer) soll im Schwerpunkt S_1 angreifen.

Teilaufgaben:		Punkte
1	Bestimmen Sie zeichnerisch die Aufstandskräfte der Räder F_V und F_H sowie die Vortriebskraft F_{vor} .	3,0
2	Welche Pedalkraft F_P ist in der gezeichneten Stellung notwendig, wenn zur Überwindung der Steigung eine Vortriebskraft von 220 N bei einem Wirkungsgrad $\eta = 0,95$ erforderlich ist?	3,0
3	Welchen Durchmesser muss die Tretlagerwelle besitzen, wenn bei einer zulässigen Torsionsspannung von 105 N/mm^2 ein Kurbeldrehmoment von 120 Nm übertragen werden soll?	2,0
4	Mit der Fahrradkette wird eine Kraft $F_K = 1100$ N übertragen. Wie groß ist die Spannung im Verbindungsbolzen mit $d = 3$ mm Durchmesser?	
	Wählen Sie einen geeigneten Werkstoff, wenn 6-fache Sicherheit gegen Bruch gewährleistet sein soll. Begründen Sie Ihre Wahl.	
5	Welche Leistung muss der Radrennfahrer aufbringen, wenn bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h eine Vortriebskraft von $F = 220$ N benötigt wird?	1,5





- 6 Mit der doppelseitigen Felgenbremse soll eine Bremskraft (Gesamtreibkraft) von 240 N erzeugt werden. Der Reibwert zwischen Bremsgummi und Radfelge sei $\mu = 0,3$.
Ermitteln Sie die notwendige Bremsseilkraft F_S . 4,0
- 7 Das Bremsseil besteht aus Einzeldrähten mit einem Durchmesser von $d = 0,3 \text{ mm}$, welche mit einer Zugspannung von $\sigma_{zul} = 300 \text{ N/mm}^2$ belastet werden dürfen.
Wie viele Einzeldrähte sind bei einer Bremsseilkraft von $F_S = 400 \text{ N}$ notwendig ? 3,0
- 8 Die Bremsseilkraft F_S erzeugt über die Bremshebel an jeder Bremsbacke eine Kraft $F_N = 400 \text{ N}$. Die Querschnittsfläche des Bremshebels wird näherungsweise als Rechteck mit dem Seitenverhältnis $h : b = 2 : 1$ angenommen.
Bestimmen Sie die Abmessungen des Bremshebels bei einer zulässigen Biegespannung von $\sigma_{bzul} = 80 \text{ N/mm}^2$, wenn die Bohrungen vernachlässigt werden. 3,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

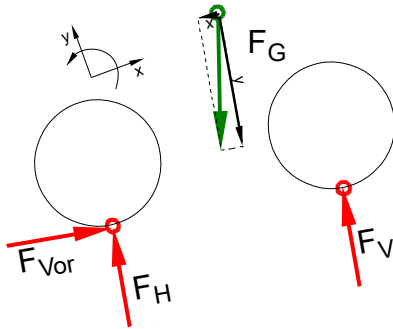
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Rad + Fahrer

3,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$F_{Gx} = F_G \cdot \sin \alpha = 850 \text{ N} \cdot \sin 15^\circ = 220 \text{ N}$$

$$F_{Gy} = F_G \cdot \cos \alpha = 850 \text{ N} \cdot \cos 15^\circ = 821 \text{ N}$$

$$\Sigma M_H = 0 = + F_{Gx} \cdot l_3 - F_{Gy} \cdot l_1 + F_V \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_V = \frac{-F_{Gx} \cdot l_3 + F_{Gy} \cdot l_1}{l_2} = \frac{-220 \text{ N} \cdot 1000 \text{ mm} + 821 \text{ N} \cdot 500 \text{ mm}}{900 \text{ mm}} = 212 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Vor} - F_{Gx} \Rightarrow F_{Vor} = F_{Gx} = 220 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_H - F_{Gy} + F_V \Rightarrow$$

$$F_H = F_{Gy} - F_V = 821 \text{ N} - 212 \text{ N} = 609 \text{ N}$$

Zeichnerische Lösung per 3-Kräfte-Verfahren

$$2 \quad M_R = F_{Vor} \cdot \frac{D_R}{2} = 220 \text{ N} \cdot \frac{650 \text{ mm}}{2} = 71,5 \text{ Nm}$$

3,0

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{39} = 0,641$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_P = \frac{M_R}{i \cdot \eta} = \frac{71,5 \text{ Nm}}{0,641 \cdot 0,95} = 117,4 \text{ Nm}$$

$$M = F \cdot l \Rightarrow F_P = \frac{M_P}{l_K \cdot \cos \beta} = \frac{117,4 \text{ Nm}}{175 \text{ mm} \cdot \cos 30^\circ} = 775 \text{ N}$$

Erforderliche Pedalkraft

$$3 \quad \frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

2,0

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{120 \text{ Nm}}{105 \text{ N/mm}^2} = 1,14 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_{perf} \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{1,14 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 18,0 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Torsion



4

3,0

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 3^2 \text{ mm}^2}{4} = 7,1 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_K}{2 \cdot S} = \frac{1100 \text{ N}}{2 \cdot 7,1 \text{ mm}^2} = 77,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{aB} = v \cdot \tau_a = 6 \cdot 77,8 \text{ N/mm}^2 = 466 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Möglicher Werkstoff: C45E mit $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

Scherfestigkeit (Werkstoffauswahl)

5

1,5

$$P_{ab} = F \cdot v = 220 \text{ N} \cdot 10 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 611 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_R = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{611 \text{ W}}{0,95} = 643 \text{ W}$$

Erforderliche Leistung

6

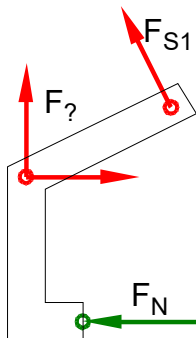
Pro Bremsgummi muss die Hälfte der Gesamtreibkraft aufgebracht werden:

4,0

$$F_R = \frac{F_{Rges}}{2} = \frac{240 \text{ N}}{2} = 120 \text{ N}$$

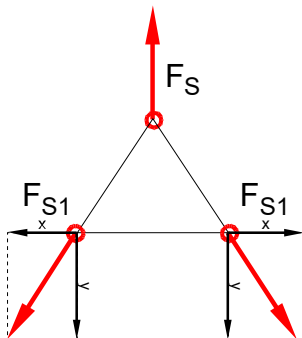
$$F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow F_N = \frac{F_R}{\mu} = \frac{120 \text{ N}}{0,3} = 400 \text{ N}$$

LS Bremshebel



$$\Sigma M_{?} = 0 = -F_N \cdot 40 \text{ mm} + F_{S1} \cdot 70 \text{ mm} \Rightarrow F_{S1} = F_N \cdot \frac{40 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 400 \text{ N} \cdot \frac{40 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 228,6 \text{ N}$$

LS Bremsseilknoten



$$\Sigma F_y = 0 = -F_{S1y} + F_S - F_{S1y} \Rightarrow F_S = 2 \cdot F_{S1} \cdot \cos \frac{60^\circ}{2} = 2 \cdot 228,6 \text{ N} \cdot \cos \frac{60^\circ}{2} = 396 \text{ N}$$



$$7 \quad S_{\text{Draht}} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,3 \text{ mm})^2}{4} = 0,0707 \text{ mm}^2$$

3,0

$$\frac{\sigma_{z\text{lim}}}{\sqrt{}} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$$

$$S_{\text{erf}} = \frac{F_s}{\sigma_{zzul}} = \frac{400 \text{ N}}{300 \text{ N/mm}^2} = 1,33 \text{ mm}^2$$

$$n_{\text{erf}} = \frac{S_{\text{erf}}}{S_{\text{Draht}}} = \frac{1,33 \text{ mm}^2}{0,0707 \text{ mm}^2} = 18,9 \approx 19$$

Erforderlicher Anzahl Einzeldrähte im Drahtseil

8 LS Bremshebel siehe Aufgabe 6

3,0

$$M_{b?} = |-F_N \cdot 40 \text{ mm}| = 400 \text{ N} \cdot 40 \text{ mm} = 16 \text{ Nm}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{\sqrt{}} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{b\text{max}}}{W} \Rightarrow$$

$$W_{\text{erf}} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{16 \text{ Nm}}{80 \text{ N/mm}^2} = 0,2 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (2 \cdot b)^2}{6} = \frac{4 \cdot b^3}{6} \Rightarrow$$

$$b_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_{\text{erf}}}{4}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 0,2 \text{ cm}^3}{4}} = 6,7 \text{ mm}$$

$$h_{\text{erf}} = 2 \cdot b_{\text{erf}} = 2 \cdot 6,7 \text{ mm} = 13,4 \text{ mm}$$

Gewählt: Flachstahl 16x8 (nächste Größe → TabB „Flachstahl“)

Flachstahl nach Biegespannung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

 $\Sigma = 22,5$



tgt HP 1986/87-2: Stirnkipper für Eisenbahnwagen

Gesamtgewichtskraft des beladenen Waggons

$$F_{G1} = 250 \text{ kN}$$

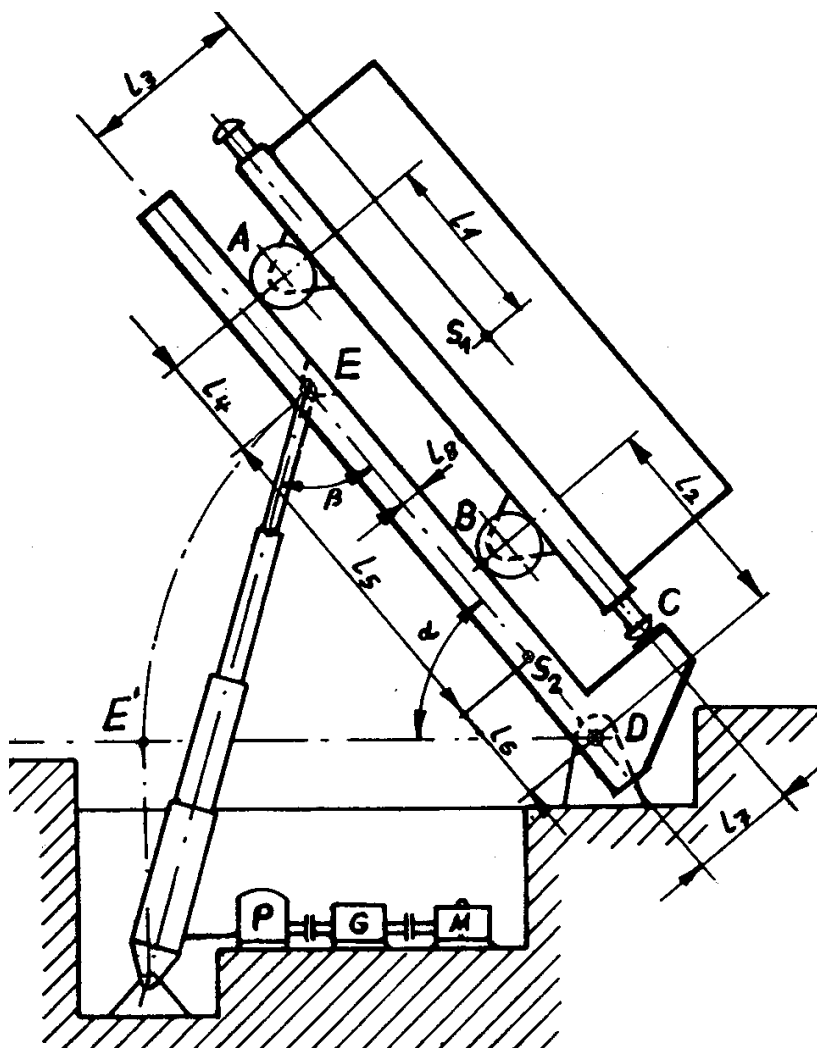
Eigengewichtskraft der Hebebühne

$$F_{G2} = 100 \text{ kN}$$

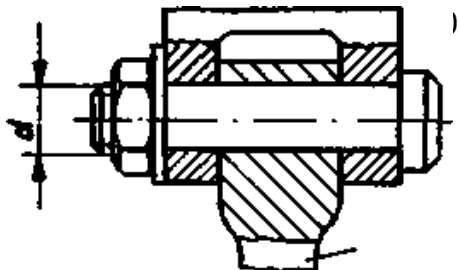
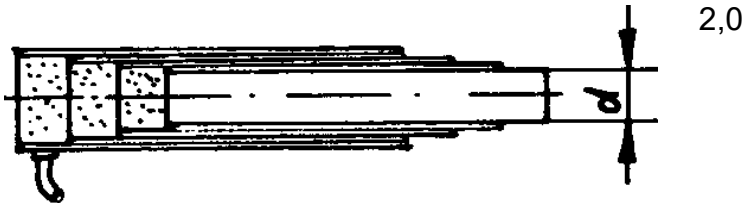
Die Kräfte greifen in S_1 und S_2 an.

Abmessungen

l_1	=	2,5 m
l_2	=	3,0 m
l_3	=	2,5 m
l_4	=	1,5 m
l_5	=	5,0 m
l_6	=	1,5 m
l_7	=	1,5 m
l_8	=	0,3 m
α	=	50°
β	=	55°





	Teilaufgaben:	Punkte
1	Bestimmen Sie zeichnerisch die Achskräfte F_A und F_B und die Stützkraft F_C in der gezeichneten Stellung.	5,0
2	Bestimmen Sie rechnerisch nach Größe und Richtung in der gezeichneten Stellung die Kolbenkraft F_E und die Lagerkraft F_D , wenn $F_A = 35 \text{ kN}$, $F_B = 130 \text{ kN}$ und $F_C = 190 \text{ kN}$ ist.	6,5
3	Berechnen Sie den Durchmesser des Verbindungsbolzens aus 25 CrMo 4 (ersatzweise mit C60E rechnen) gegen Abscherung beim <u>Abheben</u> der Bühne (Punkt E'), wenn 3-fache Sicherheit gefordert wird.	
4	Bestimmen Sie den kleinsten Durchmesser des Hydraulikkolbens (Teleskopzylinder) bei einer erforderlichen Kolbenkraft $F_K = 300 \text{ kN}$ und einem Druck $p = 200 \text{ bar}$.	
5	Ein Elektromotor treibt über ein 2-stufiges Getriebe die Hydraulikpumpe an. Folgende Daten sind gegeben: <u>Pumpe</u> : $n_P = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $M_P = 400 \text{ Nm}$ (erforderliches Drehmoment an der Antriebswelle der Pumpe) <u>Getriebe</u> : $i = 2,8$ und $\eta_G = 0,85$ <u>Motor</u> : $\eta_M = 0,9$ Berechnen Sie die Aufnahmeleistung und die Drehzahl des Motors.	3,0
6	Welchen Durchmesser muss die Antriebswelle der Pumpe aus 16 MnCr 5 mit $\tau_{zul} = 120 \text{ N/mm}^2$ haben, wenn $M_t = 400 \text{ Nm}$ übertragen wird ?	2,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

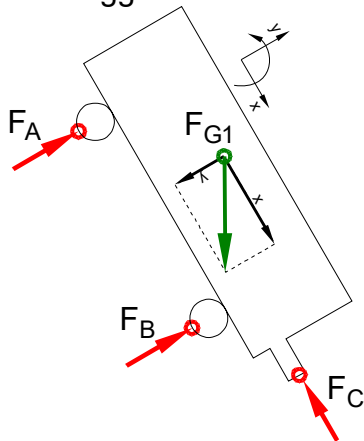
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Waggon

5,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

Drehpunkt im Schnittpunkt von F_A und F_C :

$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 250 \text{ kN} \cdot \sin 50^\circ = 191,5 \text{ kN}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 250 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ = 160,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_{AC} = 0 = -F_{G1y} \cdot l_1 - F_{G1x} \cdot (l_3 - l_7) + F_B \cdot (l_4 + l_5 + l_6 - l_2) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_{G1y} \cdot l_1 + F_{G1x} \cdot (l_3 - l_7)}{l_4 + l_5 + l_6 - l_2} = \frac{160,7 \text{ kN} \cdot 2,5 \text{ m} + 191,5 \text{ kN} \cdot (2,5 - 1,5) \text{ m}}{(1,5 + 5,0 + 1,5 - 3,0) \text{ m}} = 118,7 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{G1x} - F_C \Rightarrow F_C = F_{G1x} = 191,5 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A + F_B - F_{G1y} \Rightarrow$$

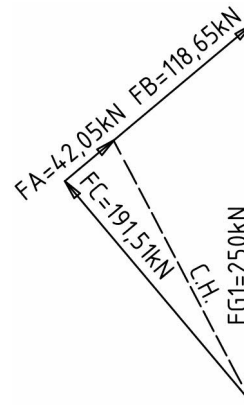
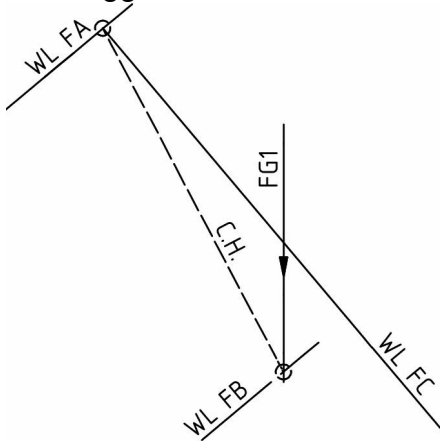
$$F_A = -F_B + F_{G1y} = -118,7 \text{ kN} + 160,7 \text{ kN} = 42,0 \text{ kN}$$

Grafische Lösung

Statik (4-Kräfte-Verfahren)

LP Waggon, $M_L = 5 \text{ m} / 50 \text{ mm}$

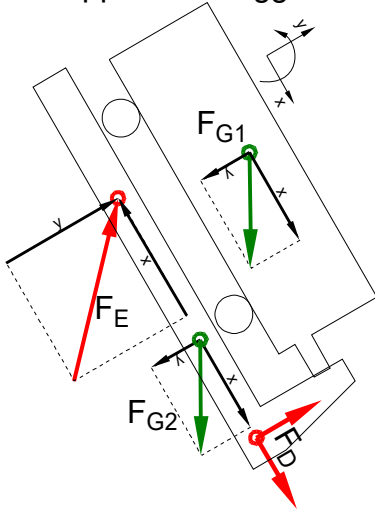
KP $M_K = 250 \text{ kN} / 50 \text{ mm}$





2 LS Kipper mit Waggon

6,5



Rechnerische Lösung:

$$F_{G1x} = F_{G1} \cdot \sin \alpha = 250 \text{ kN} \cdot \sin 50^\circ = 191,5 \text{ kN}$$

$$F_{G1y} = F_{G1} \cdot \cos \alpha = 250 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ = 160,7 \text{ kN}$$

$$F_{G2x} = F_{G2} \cdot \sin \alpha = 100 \text{ kN} \cdot \sin 50^\circ = 76,6 \text{ kN}$$

$$F_{G2y} = F_{G2} \cdot \cos \alpha = 100 \text{ kN} \cdot \cos 50^\circ = 64,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_D = 0 = + F_{G1y} \cdot (l_4 + l_5 + l_6) - F_{G1x} \cdot l_3 + F_{G2y} \cdot l_6 - F_{Ey} \cdot (l_5 + l_6) \Rightarrow$$

$$F_{Ey} = \frac{+ F_{G1y} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 - l_1) - F_{G1x} \cdot l_3 + F_{G2y} \cdot l_6}{l_5 + l_6}$$

$$= \frac{160,7 \text{ kN} \cdot (1,5 + 5,0 + 1,5 - 2,5) \text{ m} - 191,5 \text{ kN} \cdot 2,5 \text{ m} + 64,3 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m}}{(5,0 + 1,5) \text{ m}} = 77,1 \text{ kN}$$

$$F_E = \frac{F_{Ey}}{\sin \beta} = \frac{77,1 \text{ kN}}{\sin 55^\circ} = 94,2 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{G1x} + F_{G2x} + F_{Dx} - F_{Ex} \Rightarrow$$

$$F_{Dx} = -F_{G1x} - F_{G2x} + F_E \cos \beta = -191,5 \text{ kN} - 76,6 \text{ kN} + 94,2 \text{ kN} \cdot \cos 55^\circ = -214,1 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{G1y} - F_{G2y} + F_{Dy} + F_{Ey} \Rightarrow$$

$$F_{Dy} = + F_{G1y} + F_{G2y} - F_{Ey} = + 160,7 \text{ kN} + 64,3 \text{ kN} - 77,1 \text{ kN} = 147,8 \text{ kN}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(-214,1 \text{ kN})^2 + (147,8 \text{ kN})^2} = 260,2 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{147,8 \text{ kN}}{-214,1 \text{ kN}} = -34,6^\circ$$

$\alpha_A = 145,4^\circ$ gegen die x-Achse (nach links oben)

$\alpha_A = 95,4^\circ$ gegen die Waagerechte (nach links oben)

Statik (rechnerisch)



3 Zunächst muss die Kraft F_E' berechnet werden. 5,0 4,0

$$\Sigma M_D = 0 = -F_E' \cdot (l_5 + l_6) + F_{G2} \cdot l_6 + F_{G1} \cdot (l_4 + l_5 + l_6 - l_1) \rightarrow$$

$$F_E' = \frac{100 \text{ kN} \cdot 1,5 \text{ m} + 250 \text{ kN} \cdot (1,5 + 5,0 + 1,5 - 2,5) \text{ m}}{(5,0 + 1,5) \text{ m}} = 234,6 \text{ kN}$$

Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

$\tau_{aB} = 680 \text{ N/mm}^2$ (C60E → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{680 \text{ N/mm}^2}{3} = 226,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_E'}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{234,6 \text{ N}}{2 \cdot 226,7 \text{ N/mm}^2} = 517,5 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 517,5 \text{ mm}^2}{\pi}} = 25,7 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene $\varnothing 30 \text{ mm}$ (→ TabB „Bolzen“)

Scherfestigkeit (Bolzen \varnothing) kombiniert mit Statik

4 $p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F_K}{p} = \frac{300 \text{ kN}}{200 \text{ bar}} = \frac{300 \text{ kN}}{200 \text{ N/(10 mm}^2)}} = 15000 \text{ mm}^2$ 2,0

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000 \text{ mm}^2}{\pi}} = 138,2 \text{ mm}$$

Kolben \varnothing

5 $P_p = 2\pi \cdot M_p \cdot n_p = 2\pi \cdot 400 \text{ Nm} \cdot 1000 \text{ min}^{-1} = 41,9 \text{ kW}$ 3,0

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_M}{\eta_G \cdot \eta_M} = \frac{41,9 \text{ W}}{0,85 \cdot 0,9} = 54,8 \text{ W}$$

erf. Leistung bei Drehbewegung

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{n_M}{n_p} \Rightarrow n_M = n_p \cdot i = 1000 \text{ min}^{-1} \cdot 2,8 = 2800 \text{ min}^{-1} = 46,7 \text{ s}^{-1}$$

Übersetzungsverhältnis mit Drehzahlen

6 $\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$ 2,0

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{400 \text{ Nm}}{120 \text{ N/mm}^2} = 3,3 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3,3 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 25,7 \text{ mm}$$

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

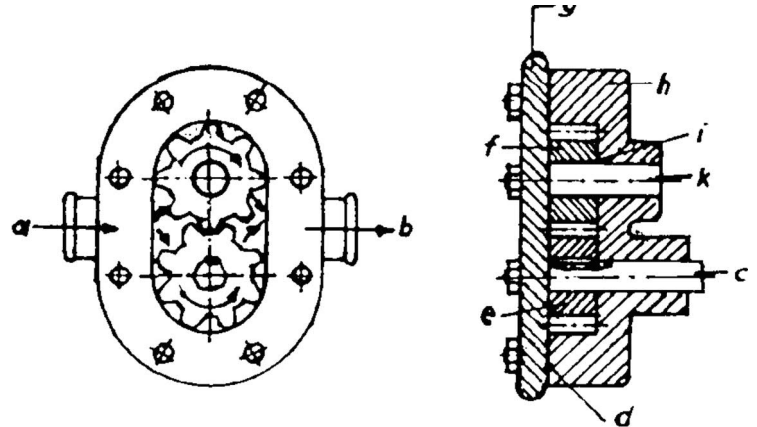
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1986/87-4: Zahnradpumpe eines Ölbrenners

Die Abbildung zeigt eine Zahnradpumpe in zusammengebautem Zustand. Die Einzelteile sind aus verschiedenen Werkstoffen hergestellt.





- a Saugstutzen
- b Druckstutzen
- c Antriebswelle
- d Dichtung
- e angetriebenes Zahnrad ,
- f loses Zahnrad
- g Gehäusedeckel
- h Pumpengehäuse
- i Lagerbuchse
- k Achse

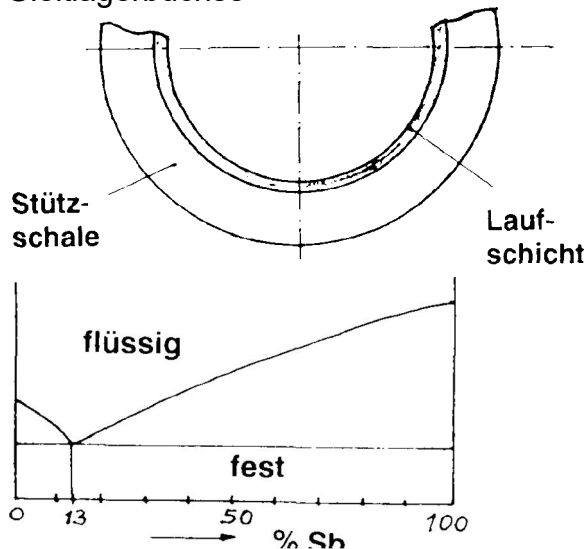
Zahnrad e wird über eine Welle vom Brennermotor angetrieben. Das Heizöl wird dabei von der Saugseite aus in den Räumen zwischen den einzelnen Zähnen und dem Gehäuse mitgenommen und zur Druckseite gefördert.

Teilaufgaben:		Punkte
1	Die Härte der einsatzgehärteten Zahnräder und des Gehäuses aus EN-GJL-250 (alt: GG 25) ist zu prüfen:	
1.1	Welches Härteprüfverfahren ist dafür geeignet? Begründen Sie Ihre Entscheidung.	3,0
1.2	Welche Folgen hätte es für das Prüfergebnis, wenn die einsatzgehärteten Zahnräder nach dem Brinellverfahren geprüft würden?	3,0
2	Der Gehäusedeckel ist mit 8 Sechskantschrauben M 6 befestigt. Der Deckel hat eine Kraft von 60 kN aufzunehmen. Wählen Sie die geeignete Festigkeitsklasse der Schrauben.	2,5
3	Die Zahnräder sind einsatzgehärtet.	
3.1	Begründen Sie, warum dieses Verfahren bei Zahnrädern sinnvoll ist.	2,0
3.2	Welcher unlegierte Stahl eignet sich fürs Einsatzhärten ? Erläutern Sie die Eigenschaften dieser Stahlart aufgrund der Gefügebestandteile	2,0
3.3	Erklären Sie das Verfahren des Einsatzhärtens und die Vorgänge im Gefüge.	3,0



- 4 Als Laufschrift für die Gleitlagerbuchse wird die Legierung PbSb13 (mit 13% Sb) verwendet. Die Legierung wird im Schleudergussverfahren auf die Stahlstützschale aufgebracht.

Gleitlagerbuchse



- 4.1 Skizzieren Sie, wie das obenstehende Zustandsschaubild entwickelt wird. 2,0
- 4.2 Skizzieren Sie qualitativ die Abkühlungslinie von PbSb40. Erläutern Sie die Gefügeausbildung von der Schmelze bis zur Raumtemperatur und skizzieren Sie ein Gefügebild. 3,0
- 4.3 Erläutern Sie, warum PbSb13 auf Grund von Gefüge und Eigenschaften für die Herstellung des Lagers verwendet wird 3,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

Teilaufgaben:

Punkte



- 1
- 1.1 Für die einsatzgehärteten Zahnräder ist HV geeignet, weil wegen des Diamanten harte und wegen der möglichen kleinen Kräften auch dünne Schichten geprüft werden können. Für das Gehäuse aus Grauguss ist HB geeignet, weil die Kugel einen großen Bereich des heterogenen Gefüges (Eisen / Grafit) erfasst und mechanisch einen Durchschnittswert ermittelt. 3,0
- 1.2 Entweder kann die Kugel des Brinellverfahrens die harte Randschicht in den weicheren Untergrund drücken und so teilweise dessen Härte ermitteln, oder sie wird von der gehärteten Schicht verformt. In beiden Fällen wird das Ergebnis verfälscht. 3,0
- 2 2,5
- 3
- 3.1 2,0
- 3.2 2,0
- 3.3 3,0
- 4
- 4.1 Das Zustandsschaubild wird aus einer Schar von Abkühlungskurven verschiedener Legierungen entwickelt. Die Knick- und Haltepunkte, die Beginn und Ende von Kristallisationsvorgängen repräsentieren, werden in das Zustandsschaubild übertragen und sinnvoll zu Phasengrenzen verbunden (siehe folgendes Bild). 2,0
- Zustandsdiagramm Pb – Sb
-
- Abkühlkurven
- 4.2 Oberhalb der Liquiduslinie (des obersten Knickpunktes) ist die Legierung geschmolzen. Zwischen Liquidus- und Soliduslinie (den Knickpunkten) kristallisiert Sb aus der Schmelze heraus. Die frei werdende Kristallisationsenergie verlangsamt die Abkühlung. Bei der Soliduslinie kristallisiert die Restschmelze zum Eutektikum. Es wird so viel Kristallisationsenergie frei, dass die Temperatur zeitweise konstant bleibt. 3,0
- Das feste Gefüge besteht aus Sb-Kristallen in Eutektikum. Das Eutektikum ist ein feinkörniges Kristallgemisch aus Pb-Kristallen und Sb-Kristallen (siehe Bild rechts).
- 4.3 PbSb13 hat die eutektische Zusammensetzung und ist zum Gießen besonders gut geeignet, weil es einen niedrigen Schmelzpunkt hat und bis zum Erstarren dünnflüssig bleibt. Das feinkörnige Gefüge enthält Kristalle aus Blei mit günstigen Lagereigenschaften. 3,0
-

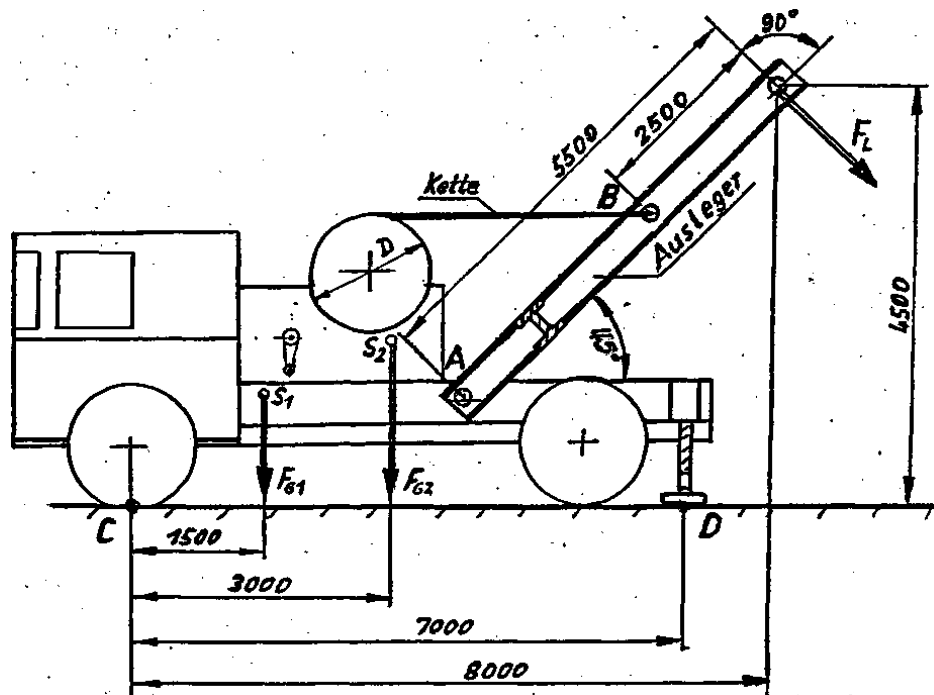


Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1985/86-1: Abschleppwagen



Teilaufgaben:

Punkte

- 1 Fahrzeug
Annahmen: Alle Kräfte sind auf eine Fahrzeugseite bezogen. Das Hinterrad ist entlastet. In den Schwerpunkten S_1 und S_2 greifen die Gewichtskräfte $F_{G1} = 100 \text{ kN}$ und $F_{G2} = 10 \text{ kN}$ an. Am Ausleger wirkt die Kraft $F_L = 50 \text{ kN}$.
Bestimmen Sie rechnerisch die Aufstandskräfte in C und D ! 5,0
- 2 Ausleger
 - 2.1 Ermitteln Sie zeichnerisch die Lagerkräfte in A und B ! 4,0
 - 2.2 Berechnen Sie das maximale Biegemoment im Ausleger, und wählen Sie für diesen Wert bei 3-facher Sicherheit gegen bleibende Verformung einen schmalen I-Träger, DIN 1025, S235JRG1, aus. 4,0
- 3 Hubeinrichtung
Annahmen: Die Kettenzugkraft beträgt $F_K = 130 \text{ kN}$ und der wirksame Kettentrommeldurchmesser sei $D = 700 \text{ mm}$.
 - 3.1 Welche Sicherheit gegen plastische Verformung ist in der Kette aus Rundstahl $\varnothing 16$ vorhanden ? Werkstoff: C60. 2,5
 - 3.2 Es wird eine Kettenzuggeschwindigkeit von $0,1 \text{ m/s}$ gefordert. Als Antrieb dient ein Verbrennungsmotor mit einer Leistung von $P = 20 \text{ kW}$.
Prüfen Sie, ob die Motorleistung ausreicht, wenn mit einem Gesamtverlust von 20% zu rechnen ist. 2,0
 - 3.3 Die Kettentrommelwelle ist als Vollwelle zu fertigen.
Ermitteln Sie den erforderlichen Durchmesser bei 2-facher Sicherheit und einer Torsionsspannung $\tau_{tF} = 210 \text{ N/mm}^2$. 3,0
 - 3.4 Die Hubeinrichtung soll auch mittels einer Handkurbel von $r = 50 \text{ cm}$ Länge und einer Handkraft von 200 N betrieben werden können.
Welches Gesamtübersetzungsverhältnis muss das Getriebe haben ? 2,0

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

 $\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte

- 1 LS ganzes Fahrzeug
Statik (rechnerische Lösung)

rechnerische Lösung:

$$F_{Lx} = F_B \cdot \sin \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \sin 45^\circ = 35,4 \text{ kN}$$

$$F_{Ly} = F_L \cdot \cos \alpha = 50 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = 35,4 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_C = 0 = -F_{G1} \cdot 1500 \text{ mm} - F_{G2} \cdot 3000 \text{ mm} + F_{Dy} \cdot 7000 \text{ mm} - F_{Lx} \cdot 4500 \text{ mm} - F_{Ly} \cdot 8000 \text{ mm}$$

$$F_{Dy} = \frac{+F_{G1} \cdot 1500 \text{ mm} + F_{G2} \cdot 3000 \text{ mm} + F_{Lx} \cdot 4500 \text{ mm} + F_{Ly} \cdot 8000 \text{ mm}}{7000 \text{ mm}}$$

$$= \frac{+100 \text{ kN} \cdot 1500 + 10 \text{ kN} \cdot 3000 + 35,4 \text{ kN} \cdot 4500 + 35,4 \text{ kN} \cdot 8000}{7000} = 88,8 \text{ kN}$$

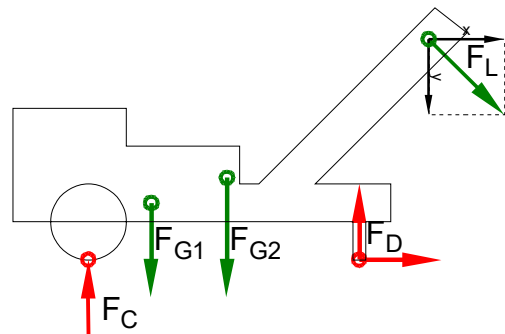
$$\Sigma F_x = 0 = F_{Dx} + F_{Lx} \Rightarrow F_{Dx} = -F_{Lx} = -F_L \cdot \cos 45^\circ = -50 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = -35,4 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_C - F_{G1} - F_{G2} + F_{Dy} - F_{Ly} \Rightarrow$$

$$F_C = F_{G1} + F_{G2} - F_{Dy} + F_{Ly} = 100 \text{ kN} + 10 \text{ kN} - 88,8 \text{ kN} + 35,4 \text{ kN} = 56,5 \text{ kN}$$

$$F_D = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2} = \sqrt{(-35,4 \text{ kN})^2 + (88,8 \text{ kN})^2} = 95,6 \text{ kN}$$

$$\alpha_D = \arctan \frac{F_{Dy}}{F_{Dx}} = \arctan \frac{88,8 \text{ kN}}{-35,4 \text{ kN}} = -68,3^\circ \text{ (nach rechts unten gegen die x-Achse)}$$



5,0

- 2 Ausleger

- 2.1 LS Ausleger

Statik (3-Kräfte-Verfahren)

rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = F_B \cdot (5500 - 2500) \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ - F_L \cdot 5500 \text{ mm}$$

$$F_B = F_L \cdot \frac{5500 \text{ mm}}{(5500 - 2500) \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ} = 50 \text{ kN} \cdot \frac{5500 \text{ mm}}{3000 \text{ mm} \cdot \sin 45^\circ} = 129,7 \text{ kN}$$

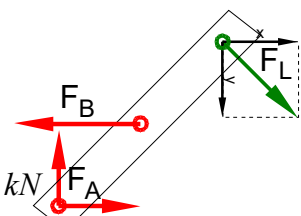
$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_B + F_{Lx} \Rightarrow F_{Ax} = F_B - F_{Lx} = 129,7 \text{ kN} - 35,4 \text{ kN} = 94,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_{Ly} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = F_{Ly} = 35,4 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(94,3 \text{ kN})^2 + (35,4 \text{ kN})^2} = 101 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{35,4 \text{ kN}}{94,3 \text{ kN}} = 20,6^\circ \text{ (nach rechts oben gegen die x-Achse)}$$



4,0

- 2.2 Das maximale Biegemoment liegt an der Stelle B, weil sie der einzige innere Krafteinleitungspunkt ist:

$$M_{bmax} = M_{bB} = F_L \cdot 2500 \text{ mm} = 50 \text{ kN} \cdot 2500 \text{ mm} = 125 \text{ kNm}$$

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

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{125 \text{ kNm}}{330 \text{ N/mm}^2} = 1136 \text{ cm}^3$$

Gewählt: I-Profil DIN 1025 – S235JRG1 – I380 mit $W_x = 1260 \text{ cm}^3$

(schmale I-Träger sind nicht mehr in allen neueren Tabellenbüchern zu finden)

Biegemoment ermitteln

4,0



3 Hubeinrichtung

- 3.1 Bei Rundgliederketten verteilt sich die Last auf die beiden Querschnitte des Rundstahles auf beiden Seiten eines Kettengliedes.
 $R_e = 520 \text{ N/mm}^2$ (C60E → [EuroTabM46], S.134). Vergüten ist ein Wärmebehandlungsverfahren, das Festigkeit und Zähigkeit eines Stahles erhöht. Da dies für Ketten wünschenswert ist, wurde den Zustand „vergütet“ wählen.

2,5

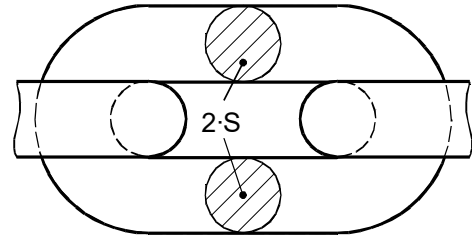
$$\frac{R_e}{\sqrt{v}} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F_K}{2 \cdot A} \Rightarrow$$

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

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

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

Zugfestigkeit an einer Rundgliederkette



3.2 $P_{ab} = F_K \cdot v_K = 130 \text{ kN} \cdot 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 13 \text{ kW}$

2,0

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_{Merf} = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{13 \text{ kW}}{80\%} = 16,25 \text{ kW}$$

$$P_{Merf} = 16,25 \text{ kW} < P_{Mist} = 20 \text{ kW} \rightarrow \text{reicht aus}$$

Leistungsbedarf

3.3 $M_t = \frac{F_K \cdot D}{2} = \frac{130 \text{ kN} \cdot 700 \text{ mm}}{2} = 45,5 \text{ kNm}$

3,0

$$\frac{\tau_{tF}}{\sqrt{v}} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_t}{W_p} \Rightarrow$$

$$\tau_{zul} = \frac{\tau_{tF}}{\sqrt{v}} = \frac{210 \text{ N/mm}^2}{2} = 105 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{45,5 \text{ kNm}}{105 \text{ N/mm}^2} = 433 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 433 \text{ cm}^3}{\pi}} = 130 \text{ mm}$$

Dimensionierung gegen Torsion

3.4 $M_{ab} = F_K \cdot \frac{D}{2} = 130 \text{ kN} \cdot \frac{700 \text{ mm}}{2} = 45,5 \text{ kNm}$

2,0

$$M_H = F_H \cdot r = 200 \text{ N} \cdot 50 \text{ cm} = 100 \text{ Nm}$$

$$i_{ges} \cdot \eta_{ges} = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow i = \frac{M_{ab}}{M_H \cdot \eta_{ges}} = \frac{45,5 \text{ kNm}}{100 \text{ Nm} \cdot 1} = 455$$

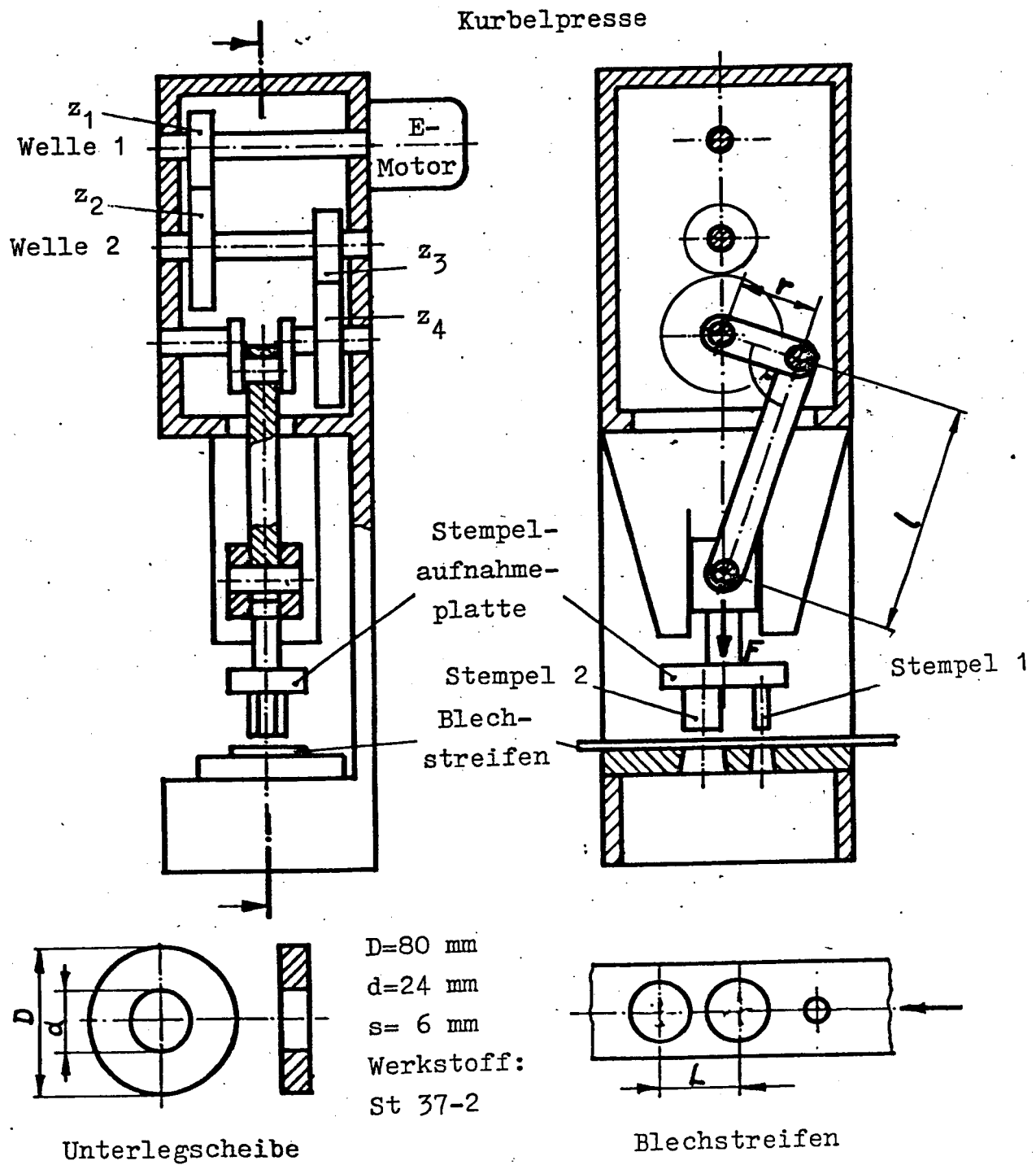
Erforderliche Übersetzung aufgrund Drehmomente

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1985/86-2: Kurbelpresse



Die neue Werkstoffbezeichnung für St 37-2 lautet S235JR.

Zähnezahlen:

$z_1 = 14$ $z_3 = 16$
 $z_2 = 84$ $z_4 = 80$

Lochabstand

Pleuelstangenlänge

Kurbelradius

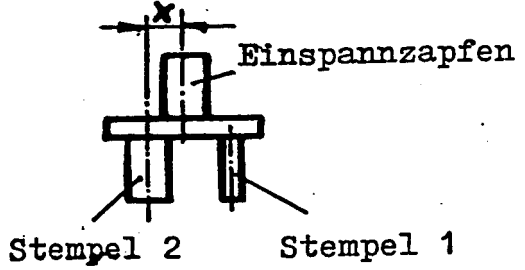
$L = 85 \text{ mm}$

$l = 220 \text{ mm}$

$r = 20 \text{ mm}$



Mit der skizzierten Kurbelpresse wird ein Folgeschneidwerkzeug angetrieben und Unterlegscheiben DIN 440¹⁵ R24 aus einem Stahlband aus S235JR fortlaufend ausgeschnitten. Der Stempel 1 locht, der Stempel 2 schneidet die Außenkontur. Der Blechstreifen wird nach jedem Schnitt um das Maß L verschoben. Außer beim ersten Schnitt schneiden immer beide Stempel.

Teilaufgaben:		Punkte
1	Berechnen Sie die von der Maschine aufzubringende Kraft F .	4,0
2	Bestimmen Sie zeichnerisch den Abstand x des Einspannzapfens zum Stempel 2, wenn am Zapfen kein Biegemoment auftreten soll. $F_1 = 170000 \text{ N}$ $F_2 = 565000 \text{ N}$	4,0
		
3	Berechnen Sie die Kraft in der Pleuelstange F_P , wenn die Schneidkraft $F = 735 \text{ kN}$ und die Reibungszahl zwischen Stößel und Führung $\mu = 0,1$ beträgt. Kurbel und Pleuelstange stehen senkrecht zueinander.	5,0
4	Berechnen Sie die Drehzahl n_1 und die Leistung P des Elektromotors, wenn die Stempel pro Minute 30 Schnittbewegungen ausführen sollen und ein maximales Drehmoment an der Kurbelwelle von 15000 Nm auftritt. Der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes beträgt $\eta = 0,9$.	4,0
5	Berechnen Sie den erforderlichen Wellendurchmesser d der Welle 2, wenn die zulässige Torsionsbeanspruchung $\tau_{\text{zul}} = 100 \text{ N/mm}^2$ betragen soll. Der Wirkungsgrad für das Zahnradpaar z_3/z_4 beträgt $\eta_2 = 0,95$. $M_{\text{dmax}} = 15000 \text{ Nm}$.	5,5
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$

15 Hinweis: Es handelt sich um eine vielleicht schon veraltete Norm für Scheiben für Holzverbindungen, die in den üblichen Tabellenbüchern für Metallberufe nicht aufgeführt ist. Die Aufgabe ist trotzdem lösbar.



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



1 Schnittkraft beim Stanzen:

4,0

$R_{mmax} = 510 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.130)

$$S = \pi \cdot (D + d) \cdot s = \pi \cdot (80 + 24) \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm} = 1960 \text{ mm}^2$$

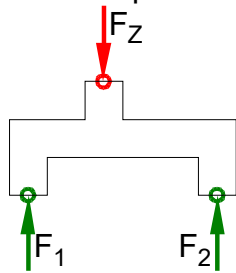
$$\tau_{aBmax} = 0,8 \cdot R_{mmax} = 0,8 \cdot 510 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 408 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{aBmax} < \frac{F}{S} \rightarrow F_{erf} = \tau_{aBmax} \cdot S = 408 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1960 \text{ mm}^2 = 799,8 \text{ kN}$$

Schnittkraft beim Stanzen

2 LS Stempel

4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_Z = 0 = + F_1 \cdot (L - x) + F_2 \cdot x \Rightarrow$$

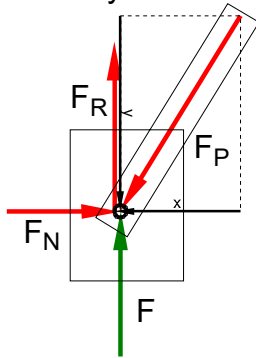
$$x = L \cdot \frac{F_1}{(F_1 + F_2)} = 85 \text{ mm} \cdot \frac{170000 \text{ N}}{170000 \text{ N} + 565000 \text{ N}} = 19,7 \text{ mm}$$

Statik (Seileckverfahren)



- 3 Da für die Führung keine Maße angegeben sind, muss man ein zentrales Kräftesystem annehmen. LS

5,0



Rechnerische Lösung mit Gleichungssystem

$$\Sigma F_x = 0 = F_N - F_P \cdot \sin \alpha_P \Rightarrow F_N = F_P \cdot \sin \alpha_P \quad (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_R + F - F_P \cos \alpha_P \quad (2)$$

$$F_R = F_N \cdot \mu \quad (3)$$

$$\tan \alpha_P = \frac{r}{l} \Rightarrow \alpha_P = \arctan \frac{r}{l} = \arctan \frac{20 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} = 5,194^\circ$$

Händische Lösung des Gleichungssystems:

(2) in (3) = (1)

$$0 = F_N \cdot \mu + F - F_P \cos \alpha_P \Rightarrow F_N = \frac{-F + F_P \cos \alpha_P}{\mu}$$

$$F_N = F_P \cdot \sin \alpha_P = \frac{-F + F_P \cos \alpha_P}{\mu}$$

$$F_P \cdot \sin \alpha_P \cdot \mu = -F + F_P \cos \alpha_P \Rightarrow$$

$$F_P = \frac{F}{\cos \alpha_P - \mu \cdot \sin \alpha_P} = \frac{735 \text{ kN}}{\cos 5,194^\circ - 0,1 \cdot \sin 5,194^\circ} = 744,8 \text{ kN}$$

Rechnerische Lösung mit Reibung (Gleichungssystem)

4

4,0

$$4.1 \quad P_K = 2 \pi \cdot M \cdot n = 2 \pi \cdot 15000 \text{ Nm} \cdot 30 \text{ min}^{-1} = 47,1 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_M}{\eta} = \frac{47,1 \text{ kW}}{0,9} = 52,4 \text{ W}$$

$$4.2 \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{84}{14} \cdot \frac{80}{16} = 30$$

$$i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} \Rightarrow n_M = n_{ab} \cdot i = 30 \text{ min}^{-1} \cdot 30 = 900 \text{ min}^{-1}$$



5 $d_{\text{erf}} = 54,3 \text{ mm}$

5,0

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{80}{16} = 5$$

$$i \cdot \eta = \frac{M_{ab}}{M_{zu}} \Rightarrow M_{zu} = \frac{M_{ab}}{i \cdot \eta} = \frac{15000 \text{ Nm}}{5 \cdot 0,95} = 3158 \text{ Nm}$$

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{3158 \text{ Nm}}{100 \text{ N/mm}^2} = 31,6 \text{ cm}^3$$

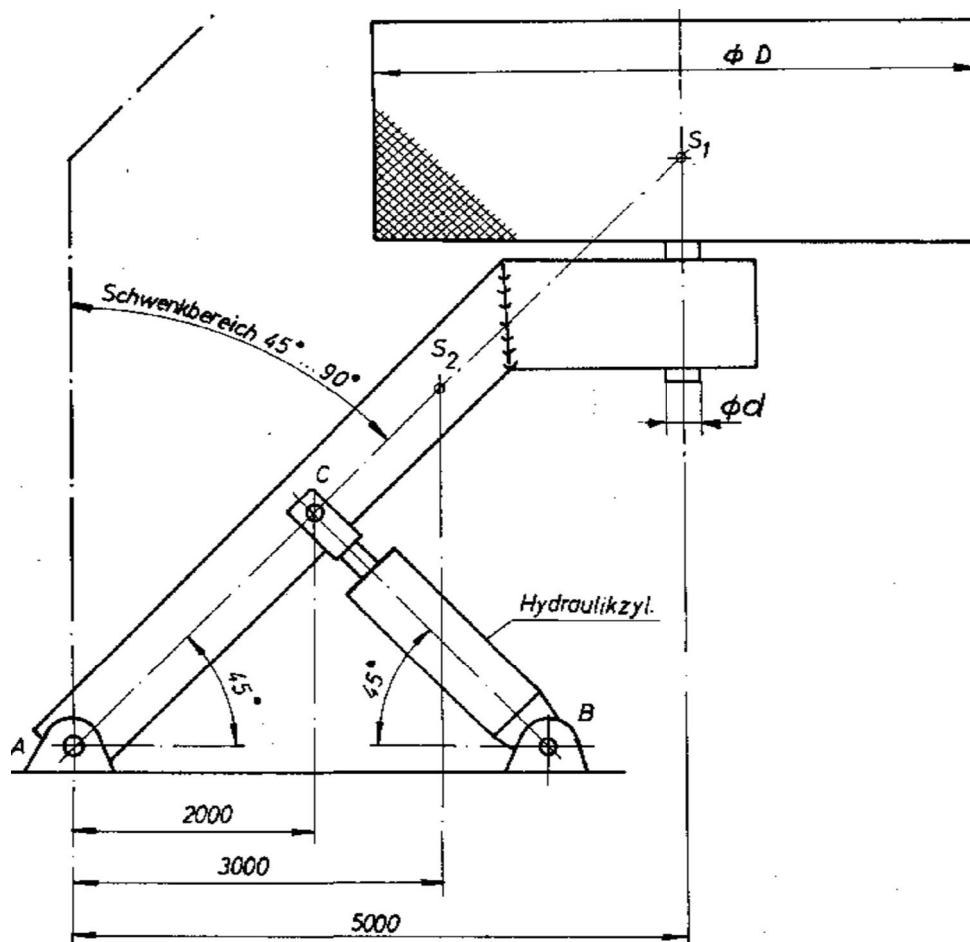
$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{\text{erf}} = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{31,6 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 54,4 \text{ mm}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1984/85-1: Fliehkraftkarussell



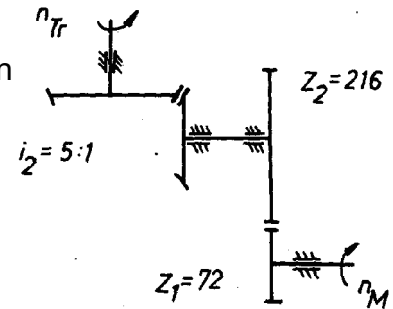
Das abgebildete Fliehkraftkarussell ist mittels Hydraulikzylinder um 45° schwenkbar.

$F_1 = 8000 \text{ N}$
(Gewichtskraft für Personen, Trommel und Getriebe, die im Schwerpunkt S_1 angreift)

$F_2 = 12000 \text{ N}$
(Trärgewichtskraft, die im Schwerpunkt S_2 angreift)



Teilaufgaben:	Punkte
1 Bestimmen Sie zeichnerisch die Größe und Richtung der Lagerkraft im Punkt A und der Zylinderkraft für den abgebildeten, nicht geschwenkten Zustand.	6,0
2 Wie groß ist die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel, wenn diese über ein Getriebe und Elektromotor angetrieben wird?	2,5
Drehzahl des E-Motors $n_M = 600$ 1/min Trommel- \varnothing $D = 5$ m	
3 Bestimmen Sie den Wellendurchmesser d der Trommelbefestigung, wenn der Trommeldurchmesser $D = 5$ m beträgt, und an der Trommel eine Umfangskraft $F_U = 6$ kN angreift. Eine zulässige Torsionsspannung von 150 N/mm ² darf nicht überschritten werden.	2,5

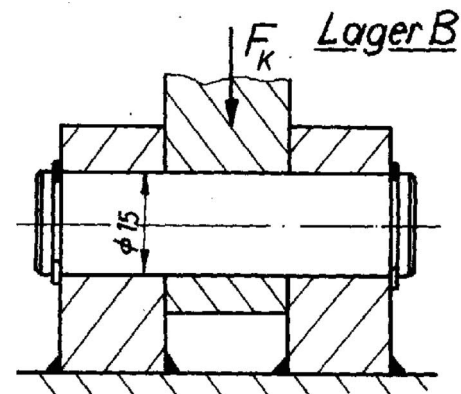




- 4 Welcher Hydraulikzylinder müsste bei einem Druck von 50 bar und einer Kolbenkraft von 30 kN gewählt werden ? 2,0

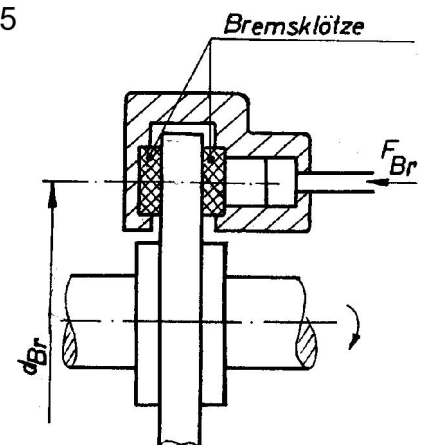
Zylinder-Baureihe	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	D ₇
Zyl.-Durchmesser in mm	40	50	63	80	100	125	150

- 5 Wie groß ist die Sicherheit des Befestigungsbolzens am Hydraulikzylinder gegen Abscheren in B, wenn die Kolbenkraft 30 kN beträgt ? Werkstoff: 41Cr4 2,5

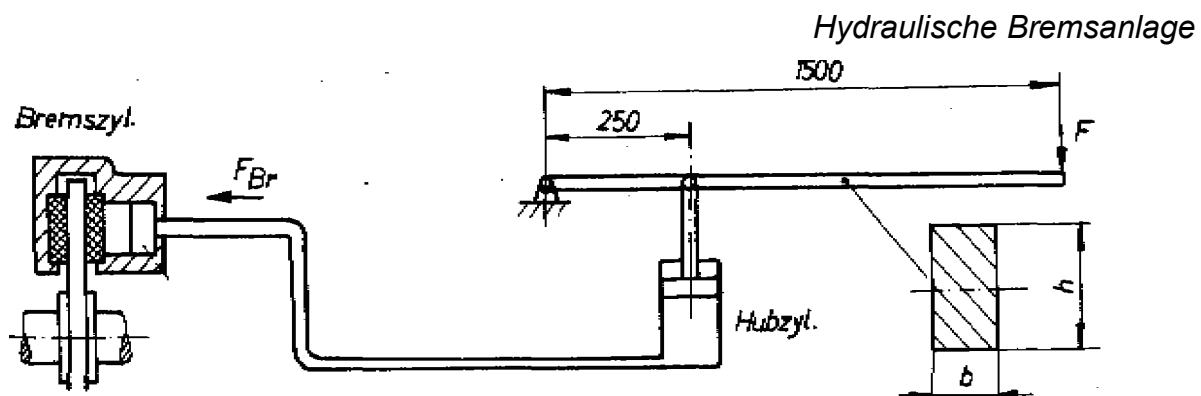


- 6 Mit Hilfe einer Scheibenbremse, deren wirksamer Durchmesser $d_{Br} = 1$ m beträgt, soll die Umfangskraft von 6 kN an der Trommel abgebremst werden. 3,5

Welche Bremskraft F_{Br} muss vom Bremszylinder bei $\mu = 0,4$ aufgebracht werden, um die Trommel abzubremse ?
Trommel- \varnothing $D = 5$ m



- 7 Bestimmen Sie die Abmessungen der Bremsstange, wenn eine zulässige Biegespannung von 200 N/mm^2 bei einer wirksamen Kraft $F = 1700 \text{ N}$ nicht überschritten werden darf. Das Seitenverhältnis des Rechteckprofils soll $h : b = 4 : 1$ sein; die Bohrung für den Gelenkbolzen des Hubzylinders soll vernachlässigt werden. 3,5



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

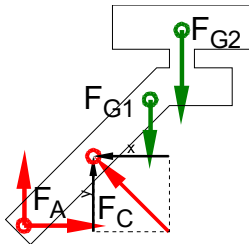
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Fliehkraftkarussell

6,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 &= + F_{Cy} \cdot 2000 \text{ mm} + F_{Cx} \cdot 2000 \text{ mm} - F_{G2} \cdot 3000 \text{ mm} - F_{G1} \cdot 5000 \text{ mm} \\ &= F_C \cdot \sin 45^\circ \cdot 2000 \text{ mm} + F_C \cdot \cos 45^\circ \cdot 2000 \text{ mm} \cdot \tan 45^\circ - F_{G2} \cdot 3000 \text{ mm} - F_{G1} \cdot 5000 \text{ mm} \Rightarrow \\ F_C &= \frac{12000 \text{ N} \cdot 3000 \text{ mm} + 8000 \text{ N} \cdot 5000 \text{ mm}}{(\sin 45^\circ + \cos 45^\circ) \cdot 2000 \text{ mm}} = 26,9 \text{ kN}\end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Ax} - F_{Cx} \Rightarrow F_{Ax} = F_{Cx} = F_C \cdot \cos 45^\circ = 26,9 \text{ kN} \cdot \cos 45^\circ = 19 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} + F_{Cy} - F_{G2} - F_{G1} \Rightarrow$$

$$F_{Ay} = -F_{Cy} + F_{G2} + F_{G1} = -26,9 \text{ kN} \cdot \sin 45^\circ + 12 \text{ kN} + 8 \text{ kN} = 1 \text{ kN}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{(19 \text{ kN})^2 + (1 \text{ kN})^2} = 19,0 \text{ kN}$$

$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{1 \text{ kN}}{19 \text{ kN}} = 3,0^\circ \text{ (nach rechts oben gegen die x-Achse)}$$

Grafische Lösung (fehlt)

$$2 \quad i = \frac{z_2}{z_1} \cdot i_2 = \frac{216}{72} \cdot \frac{5}{1} = 15 \quad 2,5$$

$$i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} \Rightarrow n_T = \frac{n_M}{i} = \frac{600 \text{ min}^{-1}}{15} = 40 \text{ min}^{-1} = 0,67 \text{ s}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot n \cdot d = \pi \cdot 40 \text{ min}^{-1} \cdot 5 \text{ m} = 628 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 10,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$3 \quad M_t = F_U \cdot \frac{D}{2} = \frac{6 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}}{2} = 15 \text{ kNm} \quad 2,5$$

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

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{15 \text{ kNm}}{150 \text{ N/mm}^2} = 100 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{100 \text{ cm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 7,99 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 8,0 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

$$4 \quad p = \frac{F}{A} \Rightarrow A_{erf} = \frac{F}{p} = \frac{30 \text{ kN}}{50 \text{ bar}} = 6000 \text{ mm}^2 \quad 2,0$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000 \text{ mm}^2}{\pi}} = 87,4 \text{ mm}$$

Gewählt: $D5 = 100 \text{ mm}$ (der nächstgrößere angebotene KolbenØ)

KolbenØ



- 5 Sicherheit gegen Abscheren:
 $\tau_{aB} = 800 \text{ N/mm}^2$ (41Cr4 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

2,5

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 15^2 \text{ mm}^2}{4} = 176,7 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{\nu} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_K}{2 \cdot S} = \frac{30 \text{ kN}}{2 \cdot 176,7 \text{ mm}^2} = 84,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\nu = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{800 \text{ N/mm}^2}{84,9 \text{ N/mm}^2} = 9,4$$

Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)

- 6 F_{Br} wirkt auf zwei Bremsklötze (Reibflächen):

3,5

$$M_{Br} = \frac{F_U \cdot D}{2} = \frac{6 \text{ kN} \cdot 5 \text{ m}}{2} = 15 \text{ kNm}$$

$$M = \frac{F \cdot d}{2} \Rightarrow F_{Reib} = \frac{2 \cdot M_{Br}}{d_{Br}} = \frac{2 \cdot 15 \text{ kNm}}{1 \text{ m}} = 30 \text{ kN}$$

$$F_{Br} = \frac{F_{Reib}}{2} \cdot \mu = \frac{30 \text{ kN}}{2} \cdot 0,4 = 6 \text{ kN}$$

Normalkraft zum Bremsen

- 7 Das max. Biegemoment M_b kann nur am Angriffspunkt des Zylinders liegen und von rechts berechnet werden:

$$M_b = |-F \cdot (1500 - 250) \text{ mm}| = 1700 \text{ N} \cdot 1250 \text{ mm} = 2125 \text{ Nm}$$

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

$$W_{erf} = \frac{M_b}{\sigma_{bzul}} = \frac{2125 \text{ Nm}}{200 \text{ N/mm}^2} = 10,63 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (4 \cdot b)^2}{6} = \frac{4 \cdot b^3}{6} \Rightarrow$$

$$b_{erf} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot W_{erf}}{4}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 10,63 \text{ cm}^3}{4}} = 25,2 \text{ mm}$$

$$h_{erf} = 4 \cdot b_{erf} = 4 \cdot 25,2 \text{ mm} = 100,6 \text{ mm}$$

Gewählt: Flachstahl 120x30 (nächste Größe → TabB „Flachstahl“)

Auswahl eines Profils bei Biegung (Flachstahl)

3,5

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1984/85-2: Motorrad

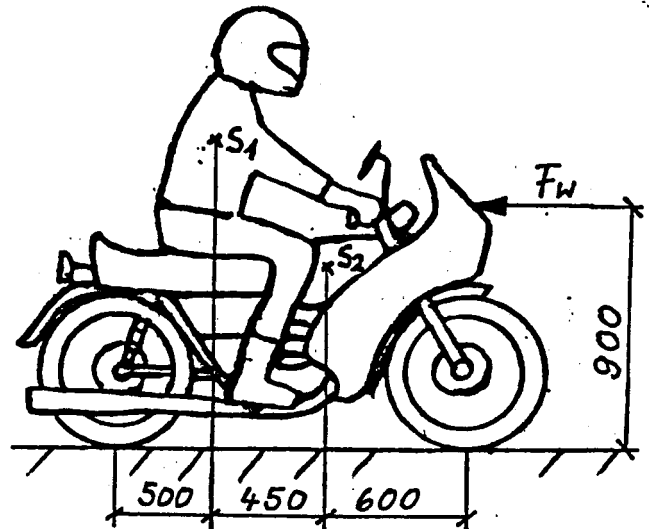
Teilaufgaben:

Punkte

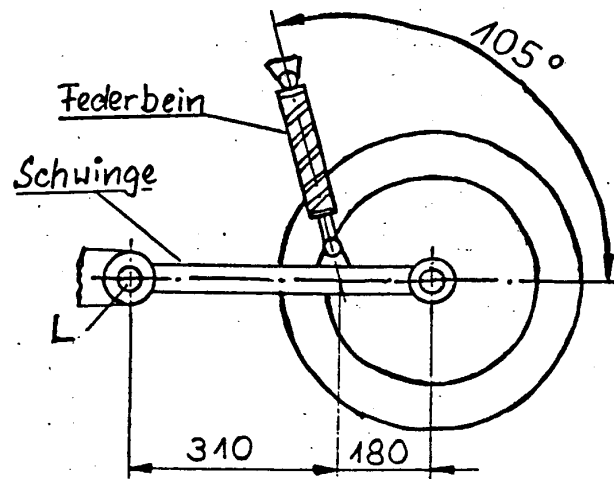


- 1 Bei der Fahrt eines Motorrads auf ebener Straße tritt eine Fahrwiderstandskraft $F_W = 610 \text{ N}$ auf. Die Gewichtskräfte greifen in den Schwerpunkten S_1 und S_2 an:
 $F_{G1} = 850 \text{ N}$
 $F_{G2} = 1800 \text{ N}$

Bestimmen Sie die Aufstandskraft am Vorderrad F_V und am Hinterrad F_H , sowie die am Hinterrad wirkende Antriebskraft F_A .



- 2 Die Skizze zeigt die Hinterradaufhängung nach dem Prinzip "Monoshock" (Nur ein Federbein und eine Schwinge). Für eine erste Abschätzung der wirkenden Kräfte und Momente wird folgende Annahme gemacht:
 Das Motorrad steht und das Hinterrad drückt mit $F_H = 1300 \text{ N}$ auf die Straße !

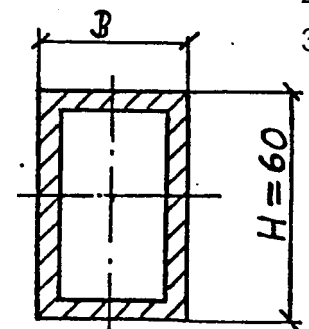


- 2.1 Bestimmen Sie die im Lager L und im Federbein auftretenden Kräfte F_L und F_F . 4,5
 2.2 Berechnen Sie das maximale Biegemoment in der Schwinge. 2,0
 3 Die Schwinge wird aus einem Kastenprofil aus E295 gefertigt. Das Profil hat die Wanddicke 3 mm und das Widerstandsmoment 3,5

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}$$

Annahme: Im Fahrbetrieb tritt ein Biegemoment $M_{\text{bmax}} = 1500 \text{ N}$ auf.

Bestimmen Sie die erforderliche Breite B, wenn ein Sicherheitsfaktor von 1,6 verlangt ist.



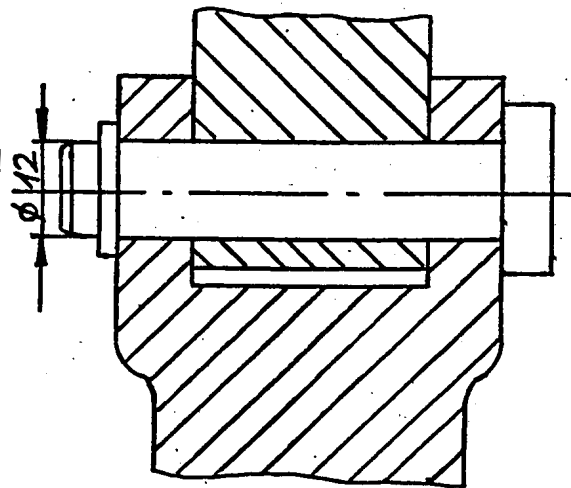


- 4 Die Schwinge ist im Lager L um einen Bolzen aus S235 drehbar gelagert.

3,5

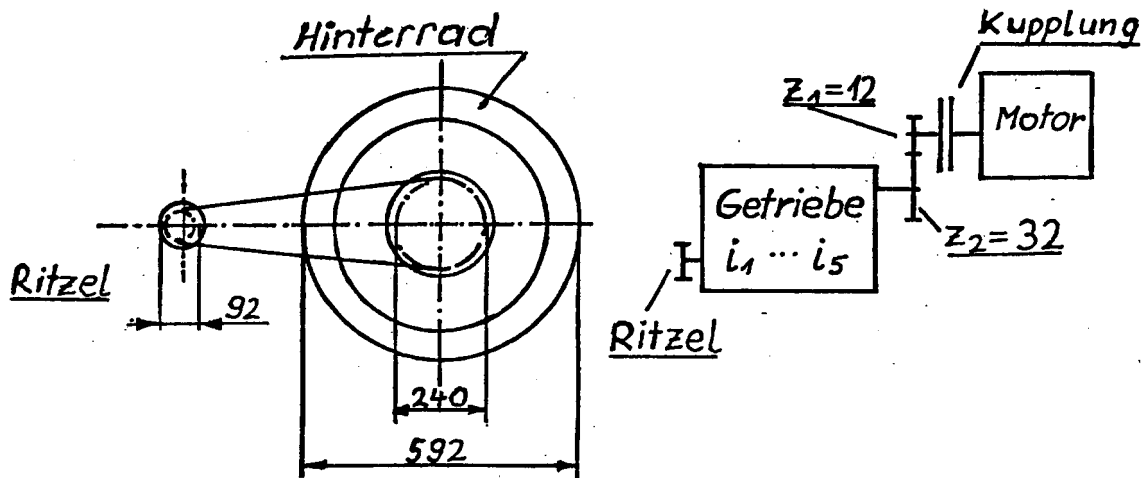
Annahme: Durch Stöße im Fahrbetrieb wirkt eine maximale Lagerkraft von 5,6 kN !

Berechnen Sie die vorhandene Sicherheit gegen Abscheren.



- 5

4,0



Das Getriebe hat folgende Übersetzungen:

$$i_1 = 6,7:1 \quad i_2 = 3,2:1 \quad i_3 = 2,2:1 \quad i_4 = 1,5:1 \quad i_5 = 1,05:1$$

Der Motor treibt über Kupplung, Zahnradpaar z_1/z_2 und 5-Gang-Getriebe das Ritzel an. Vom Ritzel erfolgt der Antrieb über eine Kette auf das Kettenrad und das damit verbundene Hinterrad.

Welche Höchstgeschwindigkeit erreicht das Motorrad mit diesem Antrieb, wenn der Motor mit 8400 1/min dreht?

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

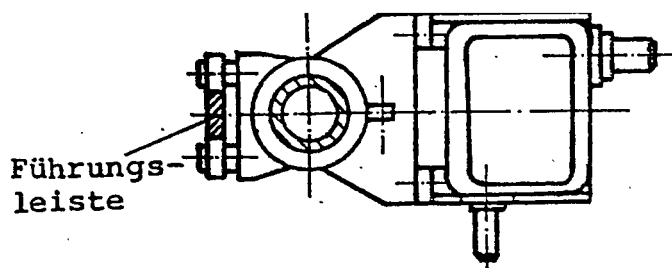
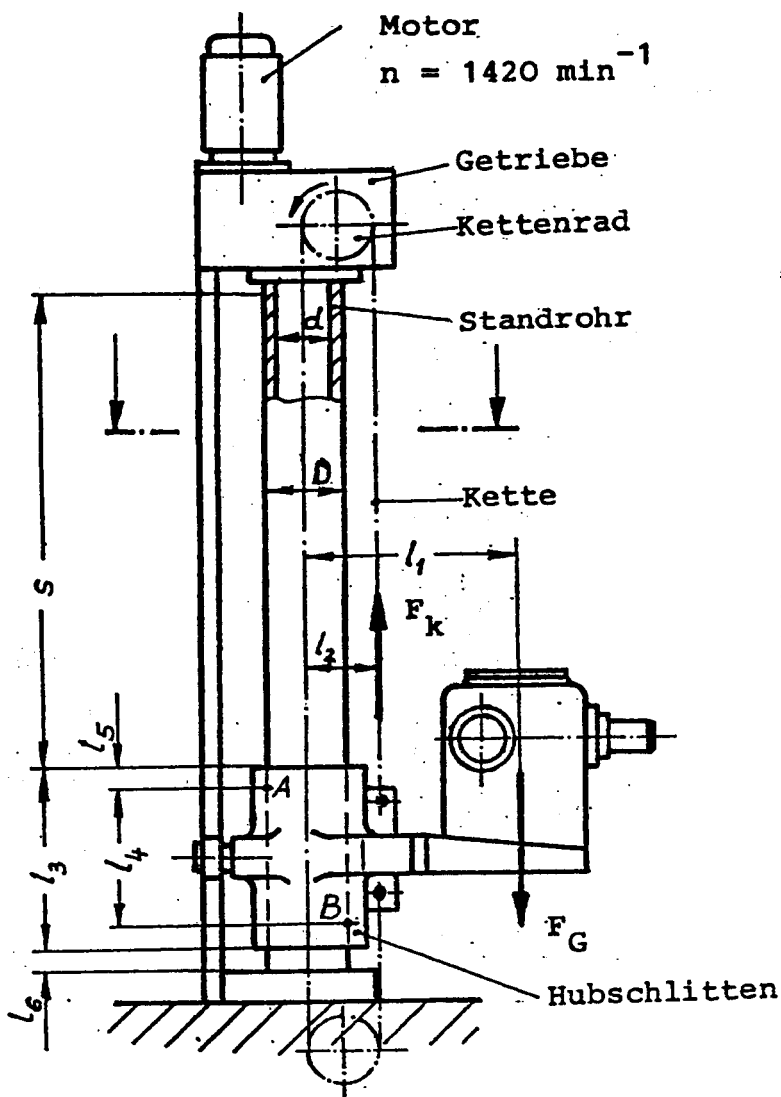


tgt HP 1983/84-1: Hebestation

In einer Montagestraße werden Getriebe mit der Gewichtskraft $F_G = 800 \text{ N}$ in 1,1 Sekunden um $s = 800 \text{ mm}$ angehoben. Der Hubschlitten wird durch eine Kette bewegt, die über ein Getriebe und einen Motor angetrieben wird.

Abmessungen

l_1	=	280 mm
l_2	=	60 mm
l_3	=	300 mm
l_4	=	240 mm
l_5	=	50 mm
l_6	=	35 mm
D	=	50 mm
d	=	42 mm
s	=	800 mm (Hubhöhe).





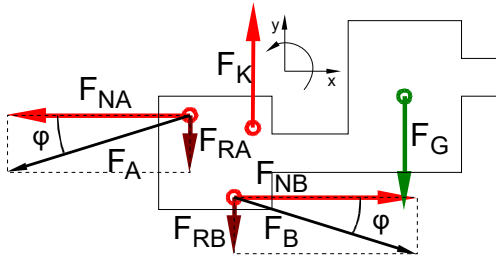
Teilaufgaben:	Punkte
Für gleichförmige Aufwärtsbewegung des Hubschlittens sind zu bestimmen:	
1 Zeichnerisch oder rechnerisch die Normalkräfte F_{NA} und F_{NB} , sowie die Kettenkraft F_K , wenn die Reibung zwischen Standrohr und Hubschlitten mit $\mu = 0,1$ berücksichtigt wird.	5,0
2 Ein allgemeiner Baustahl für das Standrohr, wenn bei 5 – facher Sicherheit gegen bleibende Verformung ein Biegemoment von 248 Nm wirkt.	4,5
3 Die Antriebsleistung des Motors bei einem Gesamtwirkungsgrad $\eta = 0,7$ und der Kettenkraft $F_K = 940$ N.	2,0
4 Die Mindestzahl der Getriebestufen, wenn eine Einzelübersetzung nicht größer als 5:1 sein soll.	3,5
5 Das Standrohr wird mit Zylinderschrauben M12 x 60 DIN EN ISO 4762 auf die Grundplatte gespannt. Durch die Vorspannkraft werden 70% der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes ausgenutzt. Dabei tritt im Spannungsquerschnitt der Schraube eine Spannung von 448 N/mm ² auf.	3,5
Geben Sie die zu wählende Festigkeitsklasse der Schraube an.	
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.	$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



Statik mit Reibung (rechnerisch oder grafisch)

- 1.1 Gleichungssystem (Für die 5 unbekannten Kräfte F_K , F_{NA} und F_{NB} , F_{RA} und F_{RB} sind 5 Gleichungen notwendig)

Drehpunkt im Schnittpunkt von F_A und F_K

$$\sum M_{AK} = 0 = F_{RA} \cdot \left(l_2 + \frac{D}{2} \right) + F_{RB} \cdot \left(l_2 - \frac{D}{2} \right) - F_G \cdot (l_1 - l_2) + F_{NB} \cdot l_4 \quad (1)$$

$$\sum F_x = 0 = -F_{NA} + F_{NB} \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 = -F_{RA} - F_{RB} + F_K - F_G \quad (3)$$

$$F_{RA} = F_{NA} \cdot \mu = F_{NA} \cdot 0,1 \quad (4)$$

$$F_{RB} = F_{NB} \cdot \mu = F_{NB} \cdot 0,1 \quad (5)$$

Händische Lösung des Gleichungssystems:

aus (2), (4) und (5)

$$F_N = F_{NA} = F_{NB} \quad (6)$$

$$F_R = F_{RA} = F_{RB} \quad (7)$$

(6), (7) und (4), (5) in (1)

$$\begin{aligned} \sum M_{AK} = 0 &= F_R \cdot \left(l_2 + \frac{D}{2} \right) + F_R \cdot \left(l_2 - \frac{D}{2} \right) - F_G \cdot (l_1 - l_2) + F_N \cdot l_4 \\ &= 2 \cdot F_R \cdot l_2 - F_G \cdot (l_1 - l_2) + F_N \cdot l_4 \\ &= 2 \cdot F_N \cdot \mu \cdot l_2 - F_G \cdot (l_1 - l_2) + F_N \cdot l_4 \Rightarrow \\ F_N &= F_G \cdot \frac{l_1 - l_2}{2 \cdot \mu \cdot l_2 + l_4} = 800 \text{ N} \cdot \frac{280 \text{ mm} - 60 \text{ mm}}{2 \cdot 0,1 \cdot 60 \text{ mm} + 240 \text{ mm}} = 698,4 \text{ N} = F_{NA} = F_{NB} \end{aligned}$$

alles in (3)

$$\sum F_y = 0 = -2 \cdot F_R + F_K - F_G = -2 \cdot F_N \cdot \mu + F_K - F_G \Rightarrow$$

$$F_K = 2 \cdot F_N \cdot \mu + F_G = 2 \cdot 698,4 \text{ N} \cdot 0,1 + 800 \text{ N} = 940 \text{ N}$$

- 1.2 Zeichnerische Lösung

Für die zeichnerische Lösung muss man die Anzahl der unbekannten Kräfte reduzieren. Dazu fasst man zunächst F_{NA} und F_{RA} zu F_A (analog F_B) zusammen und löst die Aufgabe mit dem 4-Kräfteverfahren. Danach zerlegt man die gefundenen F_A und F_B wieder in F_N und F_R . Der Reibwinkel φ kann zeichnerisch ermittelt werden (1:0,1) oder berechnet:

$$F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow \mu = \frac{F_R}{F_N} = \tan \varphi \Rightarrow \varphi = \arctan \mu = \arctan 0,1 = 5,71^\circ$$



$$2 \quad W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 D} = \frac{\pi \cdot [(50 \text{ mm})^4 - (42 \text{ mm})^4]}{32 \cdot 50 \text{ mm}} = 6,162 \text{ cm}^3 \quad 4,0$$

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

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{248 \text{ Nm}}{6,162 \text{ cm}^3} = 40,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF-erf} = \sigma_b \cdot v = 40,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 5 = 201 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gewählt: S235 mit $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

Biegung (Werkstoffauswahl)

$$3 \quad v = \frac{s}{t} = \frac{800 \text{ mm}}{1,1 \text{ s}} = 0,727 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 3,5$$

$$P_{ab} = F_K \cdot v = 940 \text{ N} \cdot 0,727 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 683,6 \text{ W}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{683,6 \text{ W}}{0,7} = 977 \text{ W}$$

erf. Leistung bei Längsbewegung

$$4 \quad v = \frac{s}{t} = \frac{800 \text{ mm}}{1,1 \text{ s}} = 0,727 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 4,0$$

$$v = \pi \cdot n \cdot d \Rightarrow n_{ab} = \frac{v}{\pi \cdot l_2} = \frac{0,727 \text{ m/s}}{\pi \cdot 60 \text{ mm}} = 3,87 \text{ s}^{-1} = 231,5 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{zu}}{n_{ab}} = \frac{1420 \text{ min}^{-1}}{231,5 \text{ min}^{-1}} = 6,1$$

Es sind mindestens 2 Getriebestufen erforderlich, wenn die Übersetzung 5:1 nicht überschreiten darf

Übersetzungsverhältnis Drehzahl \rightarrow Längsbewegung

$$5 \quad \sigma_V = R_e \cdot 70\% \Rightarrow R_{erf} = \frac{\sigma_V}{70\%} = \frac{448 \text{ N/mm}^2}{0,7} = 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad 4,0$$

Gewählt: Festigkeitsklasse 8.8 mit $R_e = 640 \text{ N/mm}^2$

Festigkeitsklasse wählen (ungewöhnliche Aufgabenstellung)

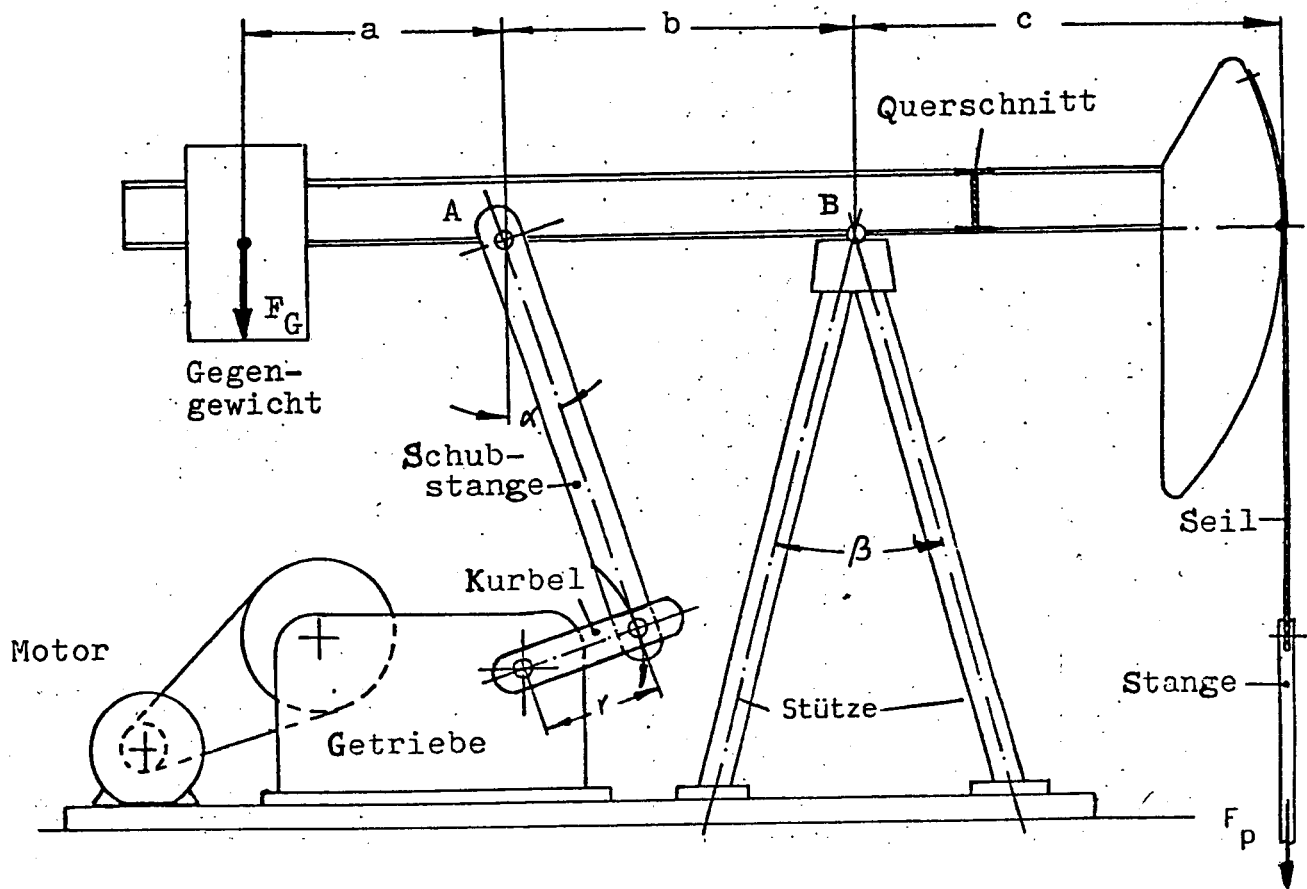
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1983/84-2: Erdölpumpe

Die Schubstange der abgebildeten Erdölpumpe bewegt sich abwärts.



tgt HP 1983/84-2: Erdölpumpe



Seilkraft am kreisförmigen Segmentstück
Gegengewicht

$F_P = 20 \text{ kN}$
 $F_G = 10 \text{ kN}$

$\alpha = 18^\circ$
 $a = 1700 \text{ mm}$

$\beta = 30^\circ$
 $b = 2300 \text{ mm}$

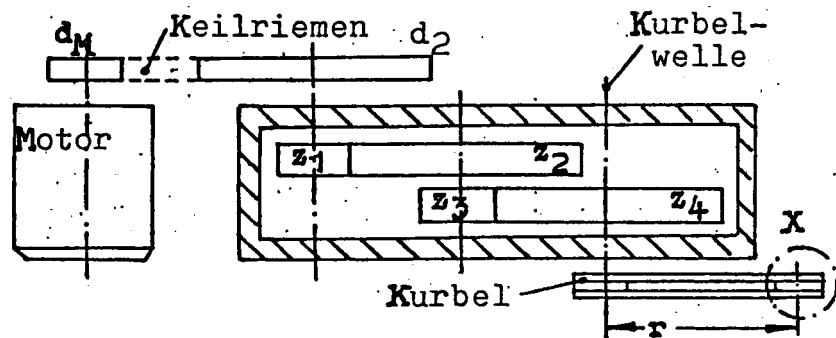
Kurbel $r = 800 \text{ mm}$
 $c = 2800 \text{ mm}$

	Teilaufgaben:	Punkte
1	Ermitteln Sie rechnerisch oder zeichnerisch die Kräfte in der Schubstange und im Lager B. Das Eigengewicht des Trägers wird vernachlässigt.	6,5
2	Bestimmen Sie den erforderlichen IPE-Träger nach DIN 1025 bei einer zulässigen Spannung von 80 N/mm^2 aus S235 an der Stelle des maximalen Biegemoments.	4,0
3	Unter der Annahme, dass in der gezeichneten Lage die Stützen am höchsten beansprucht werden, sei die Stützkraft $F_B = 40 \text{ kN}$. Sie ist um 95° gegen die positive X-Achse geneigt. Bestimmen Sie die Kräfte in beiden Stützen.	2,0

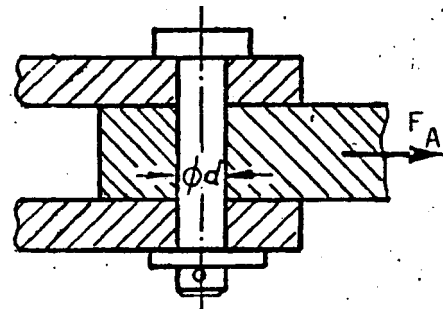


4 Antrieb

d_M	=	100 mm
d_2	=	475 mm
z_1	=	15 Zähne
z_2	=	59 Zähne
z_3	=	15 Zähne
z_4	=	61 Zähne
r	=	800 mm



- 4.1 Welche Antriebsleistung des Motors mit $n_M = 1450 \text{ 1/min}$ ist notwendig, wenn bei einem Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks von $\eta = 0,8$ eine Kraft von 8,5 kN in der Schubstange aufgebracht werden muss? Der Winkel zwischen Schubstange und Kurbel beträgt 90° . 5,0
- 4.2 Berechnen Sie den Durchmesser der Kurbelwelle für ein Torsionsmoment von $M_t = 7000 \text{ Nm}$ und $\tau_{tF} = 290 \text{ N/mm}^2$, wenn 4-fache Sicherheit gewährleistet werden soll. 3,0
- 4.3 Berechnen Sie nach nebenstehender Skizze die vorhandene Abscherspannung im Bolzen. Überprüfen Sie die vorhandene Sicherheit gegen Bruch, wenn der Bolzen aus C15 gefertigt wird. $d = 12 \text{ mm}$, $F_A = 8,5 \text{ kN}$ 2,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

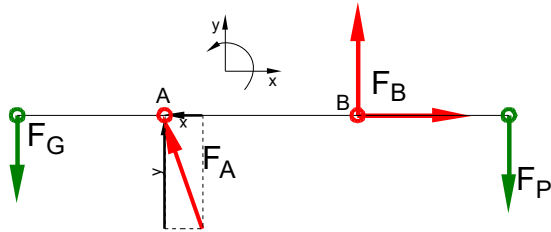
$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_B = 0 = +F_G \cdot (a+b) - F_{Ay} \cdot b - F_P \cdot c = +F_G \cdot (a+b) - F_A \cdot \cos \alpha \cdot b - F_P \cdot c \Rightarrow$$

$$F_{Ax} = \frac{F_G \cdot (a+b) - F_P \cdot c}{b} = \frac{10 \text{ kN} \cdot (1700 + 2300) \text{ mm} - 20 \text{ kN} \cdot 2800 \text{ mm}}{2300 \text{ mm}} = -6,957 \text{ kN}$$

$$F_A = \frac{F_{Ax}}{\cos \alpha} = \frac{-6,957 \text{ kN}}{\cos 18^\circ} = -7,315 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Ax} + F_{Bx} = -F_A \cdot \sin \alpha + F_{Bx} \Rightarrow$$

$$F_{Bx} = +F_A \cdot \sin \alpha = -7,315 \text{ kN} \cdot \sin 18^\circ = -2,260 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_G + F_{Ay} + F_{By} - F_P = -F_G + F_A \cdot \cos \alpha + F_{By} - F_P \Rightarrow$$

$$F_{By} = +F_G - F_A \cdot \cos \alpha + F_P = 10 \text{ kN} - (-7,315 \text{ kN}) \cdot \cos 18^\circ + 20 \text{ kN} = 36,96 \text{ kN}$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{(-2,26 \text{ kN})^2 + (36,96 \text{ kN})^2} = 37,0 \text{ kN}$$

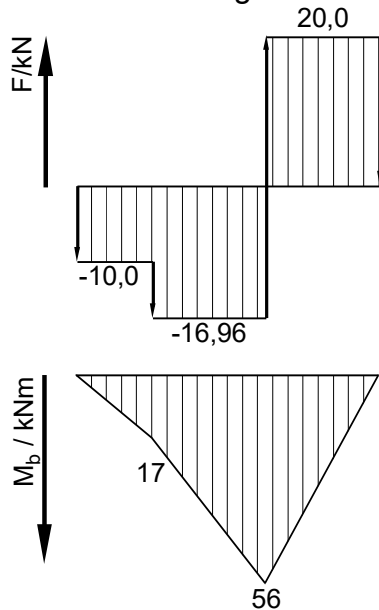
$$\delta = \arctan \frac{F_{By}}{F_{Bx}} = \arctan \frac{36,96 \text{ kN}}{-2,26 \text{ kN}} = -86,5^\circ \text{ (nach links oben; } 93,5^\circ \text{ gegen die x-Achse)}$$



2 Maximales Biegemoment $M_{bmax} = 56 \text{ kNm}$ (das Größere)

4,0

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_G = 0 \text{ kNm}$$

$$M_A = M_G + 10 \text{ kN} \cdot 1700 \text{ mm} = 17 \text{ kNm}$$

$$M_B = M_A + 19,96 \text{ kN} \cdot 2300 \text{ mm} = 56 \text{ kNm}$$

$$M_P = M_B - 20 \text{ kN} \cdot 2800 \text{ mm} = 0 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_A(\text{links}) = |F_1 \cdot l_1|$$

$$= 4 \text{ kN} \cdot 45 \text{ mm}$$

$$= 180 \text{ Nm}$$

$$M_2(\text{links}) = |F_1 \cdot (l_1 + l_2) - F_A \cdot l_2|$$

$$= 4 \text{ kN} \cdot (45 + 125) \text{ mm} - 4,125 \text{ kN} \cdot 125 \text{ mm}$$

$$= 164,375 \text{ kN}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |-F_3 \cdot l_4|$$

$$= 6 \text{ kN} \cdot 50 \text{ mm}$$

$$= 300 \text{ Nm}$$

Biegemoment ermitteln

Erforderliches Widerstandsmoment

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

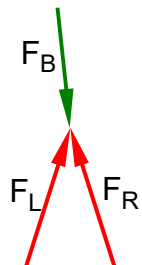
$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{56 \text{ kNm}}{80 \text{ N/mm}^2} = 700 \text{ cm}^3$$

gewählt: IPE 360 mit $W_x = 904 \text{ cm}^3$ (\rightarrow TabB „DIN 1025“)

Biegung (Auswahl des Profils)

3 LS Knoten B

2,0



zentrales Kräftesystem (rechnerisch oder zeichnerisch)

a Rechnerische Lösung

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx} + F_{Lx} - F_{Rx} = F_B \cdot \sin 5^\circ + F_L \cdot \sin 15^\circ - F_R \cdot \sin 15^\circ \Rightarrow$$

$$F_R = F_B \cdot \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} + F_L \quad (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_{By} + F_{Ly} + F_{Ry} = -F_B \cdot \cos 5^\circ + F_L \cdot \cos 15^\circ + F_R \cdot \cos 15^\circ \Rightarrow$$

$$F_R = F_B \cdot \frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} - F_L \quad (2)$$

Händische Lösung des Gleichungssystems (grenzt zwar an Tierquälerei, aber die schönen Symmetrien in den Formeln entschädigen ein wenig):

$$(1) = (2)$$

$$F_R = F_B \cdot \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} + F_L = F_B \cdot \frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} - F_L \Rightarrow$$

$$F_L = \frac{F_B}{2} \cdot \left(\frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} - \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} \right) = \frac{40 \text{ kN}}{2} \cdot \left(\frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} - \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} \right) = 13,9 \text{ kN}$$

tgt HP 1983/84-2: Erdölpumpe



Im Abi würde ich F_R sicherheitshalber konventionell herleiten, aber das Ergebnis stimmt ;-)

$$F_R = \frac{F_B}{2} \cdot \left(\frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} + \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} \right) = \frac{40 \text{ kN}}{2} \cdot \left(\frac{\cos 5^\circ}{\cos 15^\circ} + \frac{\sin 5^\circ}{\sin 15^\circ} \right) = 27,4 \text{ kN}$$

4

4.1 $M_{ab} = F \cdot \frac{d}{2} = 8,5 \text{ kN} \cdot 800 \text{ mm} = 6,8 \text{ kNm}$ 5,0

$$i = \frac{d_2}{d_M} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{475 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} \cdot \frac{59}{15} \cdot \frac{61}{15} = 80,0$$

$$i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} \Rightarrow n_{ab} = \frac{n_{zu}}{i} = \frac{1450 \text{ min}^{-1}}{80} = 19,1 \text{ min}^{-1} = 0,318 \text{ s}^{-1}$$

$$P_{ab} = 2\pi \cdot M_{ab} \cdot n_{ab} = 2\pi \cdot 6,8 \text{ kNm} \cdot 0,318 \text{ s}^{-1} = 13,6 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{13,6 \text{ kW}}{0,8} = 17 \text{ kW}$$

4.2 $\frac{\tau_{tF}}{v} = \tau_{tzul} > \tau_t = \frac{M}{W_p} \Rightarrow$ 3,0

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{tF}}{v} = \frac{290 \text{ N/mm}^2}{4} = 72,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{tzul}} = \frac{7000 \text{ Nm}}{72,5 \text{ N/mm}^2} = 96,6 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{96,6 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 78,9 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 80 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

4.3 Sicherheit gegen Abscheren: 2,0

$\tau_{aB} = 600 \text{ N/mm}^2$ (C15 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2 \text{ mm}^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_A}{2 \cdot S} = \frac{8,5 \text{ kN}}{2 \cdot 113,1 \text{ mm}^2} = 37,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$v = \frac{\tau_{aB}}{\tau_a} = \frac{600 \text{ N/mm}^2}{37,6 \text{ N/mm}^2} = 16,0$$

Sicherheit gegen Abscheren (BolzenØ)

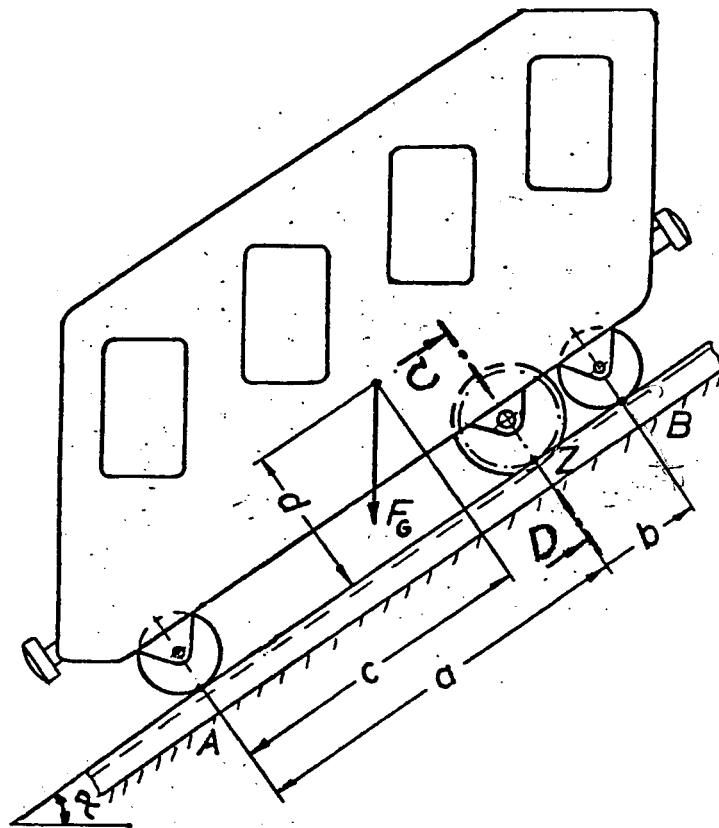
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1982/83-1: Zahnradbahn

Eine Zahnradbahn fährt unter dem Neigungswinkel α nach oben.



$$F_G = 150 \text{ kN}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$a = 4000 \text{ mm}$$

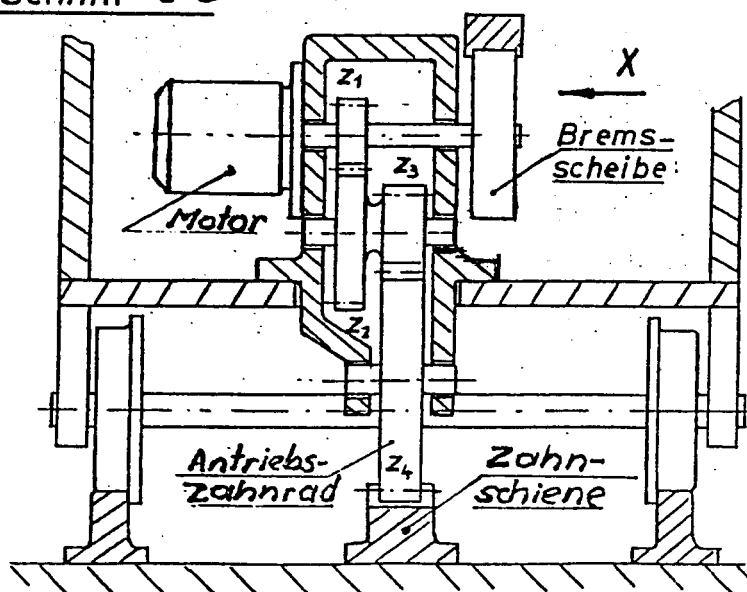
$$b = 1000 \text{ mm}$$

$$c = 3000 \text{ mm}$$

$$d = 1500 \text{ mm}$$



Schnitt C-D



Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor über ein Getriebe zur Zahnschiene.

Zähnezahlen:

z_1	=	28
z_2	=	89
z_3	=	34
z_4	=	135

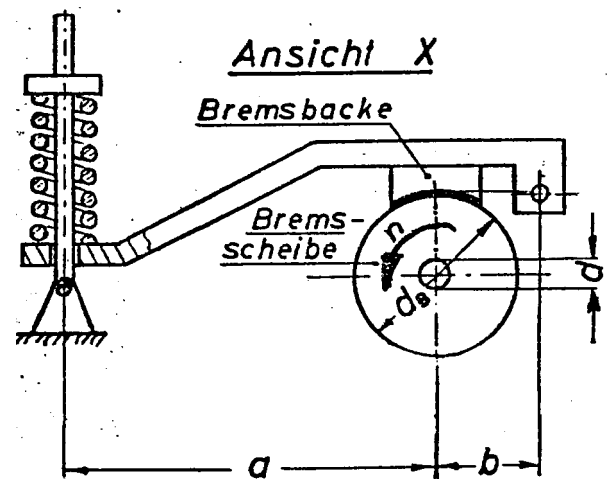
Teilkreisdurchmesser:

d_1	=	112 mm
d_2	=	356 mm
d_3	=	136 mm
d_4	=	540 mm

$$n_{\text{Motor}} = 1400 \text{ min}^{-1}$$



Teilaufgaben:		Punkte
1	Bestimmen Sie zeichnerisch oder rechnerisch die Radkräfte F_A und F_B und die Zahnkraft F_Z des Antrieb Zahnrades. Die Rollreibung ist zu vernachlässigen.	6,0
2	Die Radachsen sollen aus S275 gefertigt werden. Die maximale Radlast wird mit 40 kN angenommen. Bestimmen Sie den Achsdurchmesser, wenn bei reiner Scherbeanspruchung 8-fache Sicherheit gegen Bruch vorliegen soll.	3,5
3	Bestimmen Sie die notwendige Antriebsleistung des Motors, wenn eine Zahnkraft $F_Z = 80 \text{ kN}$ aufgebracht werden muss. Der Getriebewirkungsgrad ist $\eta = 0,8$.	5,0
4	<p>Bremseinrichtung</p> <p>Mit einer Federbackenbremse muss bei der Abwärtsfahrt ein Bremsmoment von 1900 Nm aufgebracht werden. Durch die Feder mit der Federkraft F wird der Bremsbacken gegen die Bremsscheibe gedrückt.</p> <p> $a = 850 \text{ mm}$ $b = 250 \text{ mm}$ $d_B = 420 \text{ mm}$ </p> <p>Bestimmen Sie den Durchmesser d der Bremswelle, wenn die zulässige Torsionsspannung 80 N/mm^2 nicht überschreiten darf.</p>	4,0
5	Die Reibzahl des Bremsbelages beträgt $\mu = 0,5$. Bestimmen Sie die notwendige Federkraft F_F , wenn die Bremse eine Sicherheit von 1,5 haben soll.	4,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$





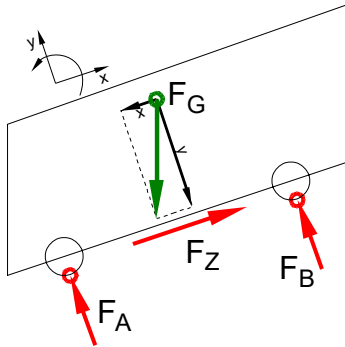
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Zahnradbahn



1.1 Rechnerische Lösung

$$\Sigma M_A = 0 = +F_{Gx} \cdot d - F_{Gy} \cdot c + F_B \cdot (a + b) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_G \cdot (-\sin \alpha \cdot d + \cos \alpha \cdot c)}{a + b} = 150 \text{ kN} \cdot \frac{-\sin 30^\circ \cdot 1500 \text{ mm} + \cos 30^\circ \cdot 3000 \text{ mm}}{4000 \text{ mm} + 1000 \text{ mm}} = 55,4 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = -F_{Gx} + F_Z \Rightarrow$$

$$F_Z = F_G \cdot \sin \alpha = 150 \text{ kN} \cdot \sin 30^\circ = 75 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_{Gy} + F_B \Rightarrow$$

$$F_A = F_G \cdot \cos \alpha - F_B = 150 \text{ kN} \cdot \cos 30^\circ - 55,4 \text{ kN} = 74,5 \text{ kN}$$

2 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:

3,5

 $\tau_{aB} = 340 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{\sqrt{v}} = \frac{340 \text{ N/mm}^2}{8} = 42,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{\tau_{azul}} = \frac{40 \text{ kN}}{42,5 \text{ N/mm}^2} = 941,2 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 941,2 \text{ mm}^2}{\pi}} = 34,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird $d = 40 \text{ mm}$

Scherfestigkeit (BolzenØ)

3

5,0

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{89}{28} \cdot \frac{135}{34} = 12,62$$

$$i = \frac{n_{ab}}{n_{zu}} \Rightarrow n_{ab} = \frac{n_{zu}}{i} = \frac{1420 \text{ min}^{-1}}{12,62} = 112,5 \text{ min}^{-1} = 1,875 \text{ s}^{-1}$$

$$v = \pi \cdot n_{ab} \cdot d_4 = \pi \cdot 1,875 \text{ s}^{-1} \cdot 540 \text{ mm} = 3,181 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_{ab} = F \cdot v = 80 \text{ kN} \cdot 3,181 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 254,4 \text{ kW}$$

$$\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}} \Rightarrow P_M = \frac{P_{ab}}{\eta} = \frac{254,4 \text{ kW}}{0,8} = 318 \text{ kW}$$



4 $\frac{\tau_{tF}}{V} = \tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_A}{W_p} \Rightarrow$ 4,0

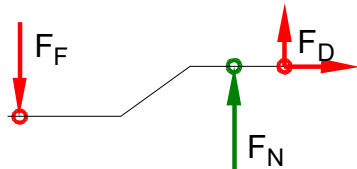
$$W_{perf} = \frac{M_t}{\tau_{zul}} = \frac{1900 \text{ Nm}}{80 \text{ N/mm}^2} = 23,75 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{23750 \text{ mm}^3 \cdot 16}{\pi}} = 49,5 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 50 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser bei Torsion

5 LS Bremshebel 4,0



$$M_{Br} = 1,5 \cdot 1900 \text{ Nm} = 2850 \text{ Nm}$$

$$M = \frac{F \cdot d}{2} \Rightarrow F_{Br} = \frac{2 \cdot M_{Br}}{d_B} = \frac{2 \cdot 2850 \text{ Nm}}{420 \text{ mm}} = 13,6 \text{ kN}$$

$$F_N = F_{Br} \cdot \mu = 13,6 \text{ kN} \cdot 0,5 = 6,69 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_D = 0 = F_F \cdot (a + b) - F_N \cdot b \Rightarrow$$

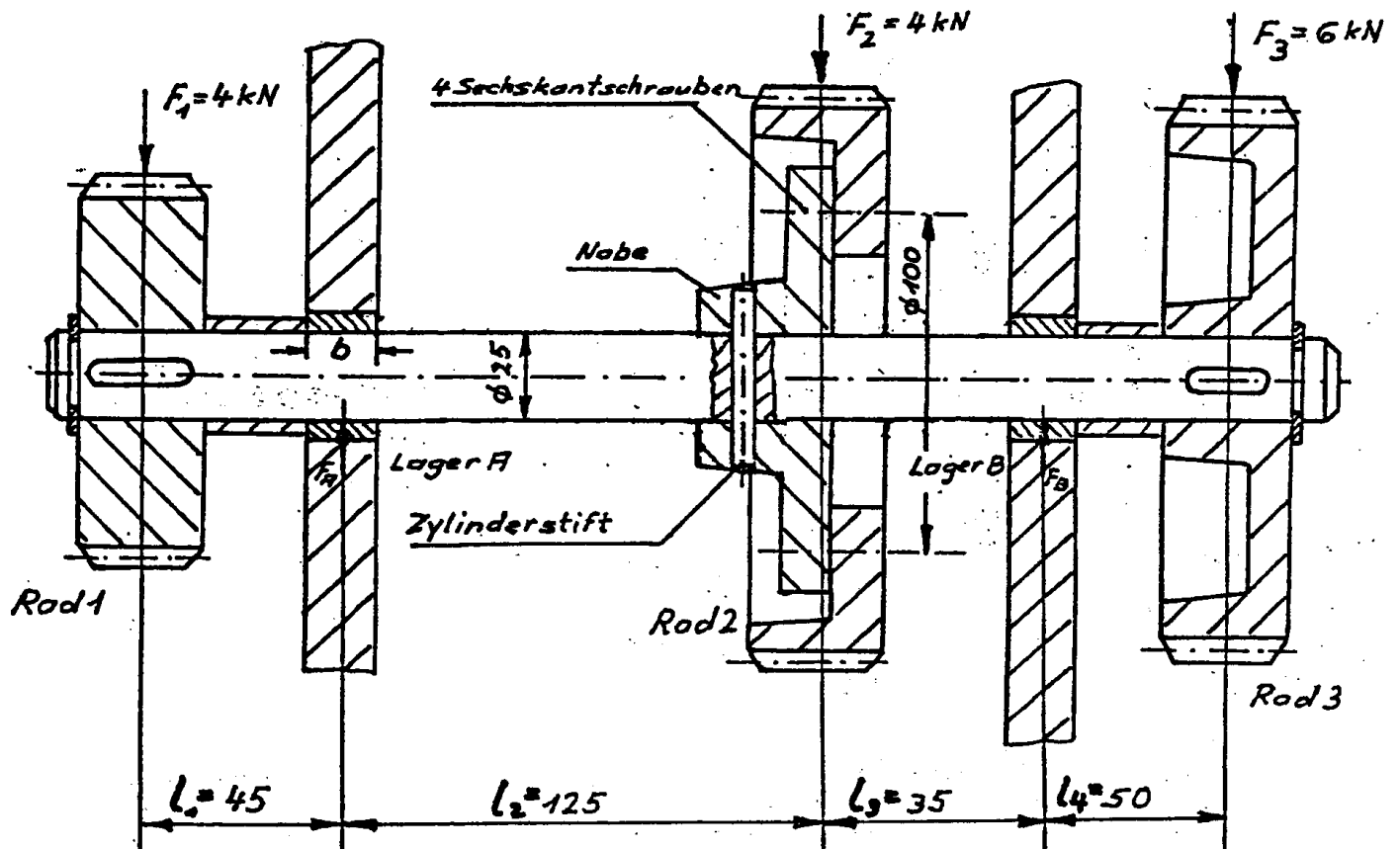
$$F_F = F_N \cdot \frac{b}{a + b} = 6,69 \text{ kN} \cdot \frac{250 \text{ mm}}{850 \text{ mm} + 250 \text{ mm}} = 2,0 \text{ kN}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1982/83-2: Getriebewelle



Die Getriebewelle wird über das Zahnrad 3 mit einem Drehmoment $M_d = 70 \text{ Nm}$ angetrieben; über das Zahnrad 2 werden 70% dieses Drehmoments abgeleitet. Die Welle ist in den Lagern A und B in Lagerschalen aus Rotguss¹⁶ gelagert. Die Räder 1 und 3 sind mit der Welle mittels Passfedern, das Rad 2 mittels eines Zylinderstifts formschlüssig verbunden. Rad 2 besteht aus einem Zahnkranz, der mit 4 Sechskantschrauben mit der Nabe kraftschlüssig verbunden ist.

16 Hinweis: Rotguss ist eine nicht mehr normgerechte Bezeichnung für CuSnZn-Legierungen, die oft auch noch Pb enthalten.



	Teilaufgaben:	Punkte
1	Bestimmen Sie zeichnerisch die Auflagerkräfte F_A und F_B .	4,0
2	Berechnen Sie die Biegemomente in der Welle an den Lagerstellen A und B sowie am Rad 2.	3,5
3	Berechnen Sie die vorhandene Biegespannung am Lager B. Wählen Sie einen geeigneten Wellenwerkstoff aufgrund dieser Biegespannung, wenn 1,6-fache Sicherheit gegen bleibende Verformung verlangt wird.	3,0
4	Der Zylinderstift aus E335 wird auf Abscherung beansprucht. Bestimmen Sie den erforderlichen Durchmesser eines genormten Stiftes, wenn 4-fache Sicherheit gefordert wird.	4,0
5	Berechnen Sie das erforderliche metrische ISO-Gewinde der 4 Sechskantschrauben am Zahnkranz. Das Drehmoment soll rein kraftschlüssig durch das Reibmoment zwischen Zahnkranz und Nabe übertragen werden. Als Schraubenwerkstoff ist 5.6 zu wählen. Der Reibungskoeffizient $\mu_0 = 0,15$. Es wird 4-fache Sicherheit gegen bleibende Verformung verlangt.	5,0
6	Die Lagerschalen aus Rotguss am Lager A dürfen maximal mit einer Flächenpressung $p_{zul} = 4 \text{ N/mm}^2$ belastet werden. Überprüfen Sie, ob das geforderte Bauverhältnis von Lagerbreite zu Lagerdurchmesser $b : d = 1,5 : 1$ eingehalten werden kann, wenn die Lagerkraft $F_A = 4 \text{ kN}$ beträgt.	3,0
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma = 22,5$



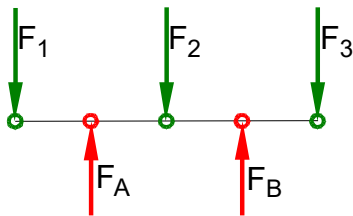
Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

1 Lageskizze Getriebewelle

Punkte

4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

$$\Sigma M_A = 0 = +F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot l_2 + F_B \cdot (l_2 + l_3) - F_3 \cdot (l_2 + l_3 + l_4) \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{-F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 + F_3 \cdot (l_2 + l_3 + l_4)}{l_2 + l_3}$$

$$= \frac{-4 \text{ kN} \cdot 45 \text{ mm} + 4 \text{ kN} \cdot 125 \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot (125 + 35 + 50) \text{ mm}}{125 \text{ mm} + 35 \text{ mm}} = 9,875 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = -F_1 + F_A - F_2 + F_B - F_3 \Rightarrow$$

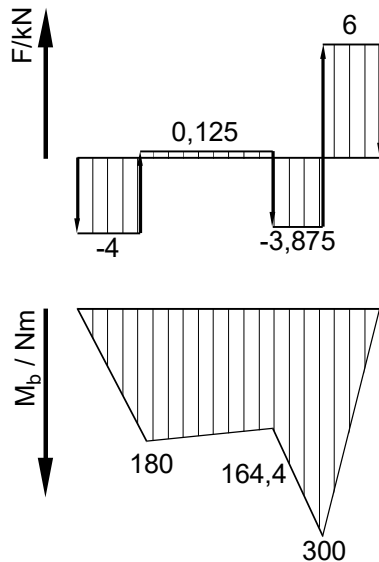
$$F_A = F_1 + F_2 - F_B + F_3 = 4 \text{ kN} + 4 \text{ kN} - 9,875 \text{ kN} + 6 \text{ kN} = 4,125 \text{ kN}$$

Auflagerkräfte Schlusslinienverfahren

2

3,5

Grafische Lösung



Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_A(\text{links}) = |F_1 \cdot l_1|$$

$$= 4 \text{ kN} \cdot 45 \text{ mm}$$

$$= 180 \text{ Nm}$$

$$M_2(\text{links}) = |F_1 \cdot (l_1 + l_2) - F_A \cdot l_2|$$

$$= 4 \text{ kN} \cdot (45 + 125) \text{ mm} - 4,125 \text{ kN} \cdot 125 \text{ mm}$$

$$= 164,375 \text{ kN}$$

$$M_B(\text{rechts}) = |-F_3 \cdot l_4|$$

$$= 6 \text{ kN} \cdot 50 \text{ mm}$$

$$= 300 \text{ Nm}$$

Biegemoment ermitteln



- 3 Biegespannung; gewählt: z.B S235 mit $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (Tabellenbuch Metall, Europa, 44.Aufl. S.44)

3,0

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (25 \text{ mm})^3}{32} = 1,53 \text{ cm}^3$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{300 \text{ Nm}}{1,53 \text{ cm}^3} = 196 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF_{erf}} = \sigma_b \cdot v = 196 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1,5 = 293 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Biegespannung ermitteln und Werkstoff wählen

- 4 Zunächst muss die Kraft berechnet werden, die die Scherflächen des Zylinderstiftes am Nabendurchmesser übertragen müssen.

4,0

$$M_2 = 70 \% \cdot M_d = 70 \% \cdot 70 \text{ Nm} = 49 \text{ Nm}$$

$$M = \frac{F \cdot d}{2} \Rightarrow F_z = \frac{2 \cdot M_2}{d} = \frac{2 \cdot 49 \text{ Nm}}{25 \text{ mm}} = 3920 \text{ N}$$

$\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (E335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

$$\frac{\tau_{aB}}{v} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \Rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{v} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{4} = 117,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_z}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{3920 \text{ N}}{2 \cdot 117,5 \text{ N/mm}^2} = 16,7 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16,7 \text{ mm}^2}{\pi}} = 4,6 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere Ø 5mm (→ TabB „Zylinderstift“)

Scherfestigkeit (BolzenØ) kombiniert mit Statik



- 5 Zunächst muss die Umfangskraft berechnet werden, die Schrauben halten müssen.

5,0

$$M_2 = 70\% \cdot M_d = 70\% \cdot 70 \text{ Nm} = 49 \text{ Nm}$$

$$M = \frac{F \cdot d}{2} \Rightarrow F_U = \frac{2 \cdot M_2}{d_u} = \frac{2 \cdot 49 \text{ Nm}}{100 \text{ mm}} = 980 \text{ N}$$

Umfangskraft je Schraube

$$F_{US} = \frac{F_U}{4} = \frac{980 \text{ N}}{4} = 245 \text{ N}$$

Schraubenkraft F_s

$$F_R = F_N \cdot \mu \Rightarrow F_s = \frac{F_{US}}{\mu_0} = \frac{245 \text{ N}}{0,15} = 1633,3 \text{ N}$$

Festigkeitsklasse 5.6 bedeutet (siehe auch [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“):

$$R_m = 5 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_e = 0,6 \cdot R_m = 0,6 \cdot 500 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 300 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

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

$$\sigma_{zzul} = \frac{R_e}{V} = \frac{300 \text{ N/mm}^2}{4} = 75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F}{\sigma_{zzul}} = \frac{1633,3 \text{ N}}{75 \text{ N/mm}^2} = 21,8 \text{ mm}^2$$

Gewählt: M8 mit $S = 36,6 \text{ mm}^2$ (\rightarrow [EuroTabM] „Gewinde“)

Schraubenauswahl nach Zugkraft mit Festigkeitsklasse

- 6 $p_{vor} = \frac{F_A}{A} = \frac{F_A}{b \cdot d} = \frac{F_A}{1,5 \cdot d^2} = \frac{4 \text{ kN}}{1,5 \cdot 25^2 \text{ mm}^2} = 4,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < p_{zul} = 4,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ 3,0

\rightarrow Bauverhältnis kann nicht gehalten werden.

Flächenpressung prüfen

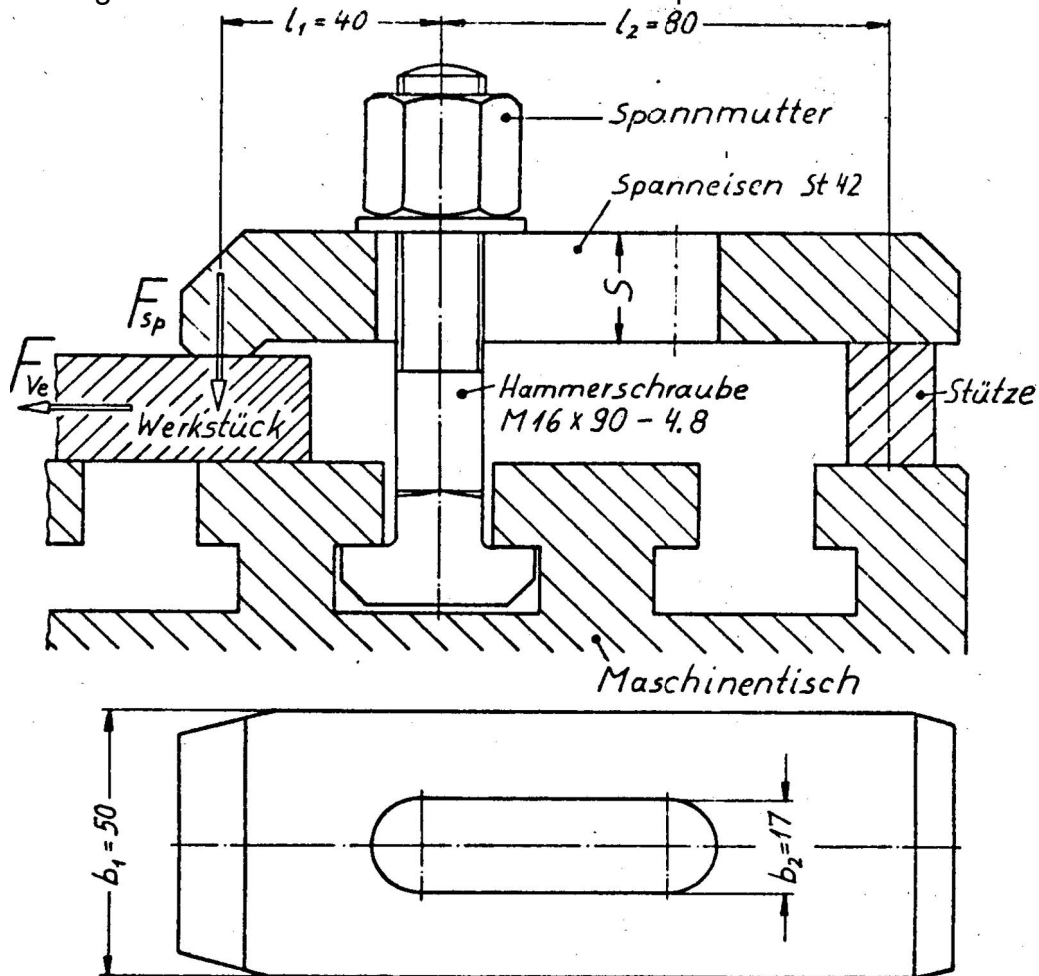
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1981/82-1: Spannen beim Fräsen

Zum Spannen von größeren Werkstücken verwendet man Spanneisen.



Teilaufgaben:	Punkte
1 Welche Spannkraft F_{Sp} ist erforderlich, um das Werkstück gegen ein Verschieben mit der Verschiebekraft $F_{Ve} = 1,5 \text{ kN}$ zu sichern? $\mu = 0,1$	2,0
2 Mit welcher Kraft F muss die Spannmutter auf das Spanneisen drücken, damit an der Spannstelle eine Spannkraft $F_{Sp} = 7,5 \text{ kN}$ wirkt ? Wie groß ist die Kraft F_{St} auf die rechte Stütze ?	3,0
3 Wie groß ist die Sicherheit gegen bleibende Verformung der Schraube, wenn die Hammerschraube M16 x 90 mit $F = 12 \text{ kN}$ belastet wird? Festigkeitsklasse der Schraube: 4.8	2,5



- 4 Wie groß muss der wirksame Hebelarm l_H sein, um bei einer angenommenen Handkraft $F_H = 200 \text{ N}$ die Schraubenkraft $F = 12 \text{ kN}$ mit dem Gewinde M 16 zu erreichen? 4,0

$$\text{Anzugsmoment } M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_A \cdot r_A]$$

$$\text{Reibzahl im Gewinde } \mu' = 0,25$$

$$\text{Reibzahl der Mutterauflage } \mu_a = 0,15$$

$$\text{Wirkabstand der Auflagerreibung } r_a = 11,2 \text{ mm}$$

- 5 Bei welchen Längen l_1 bzw. l_2 wird das Biegemoment im Spanneisen am größten, wenn $l_1 + l_2 = 120 \text{ mm}$ ist? 5,0

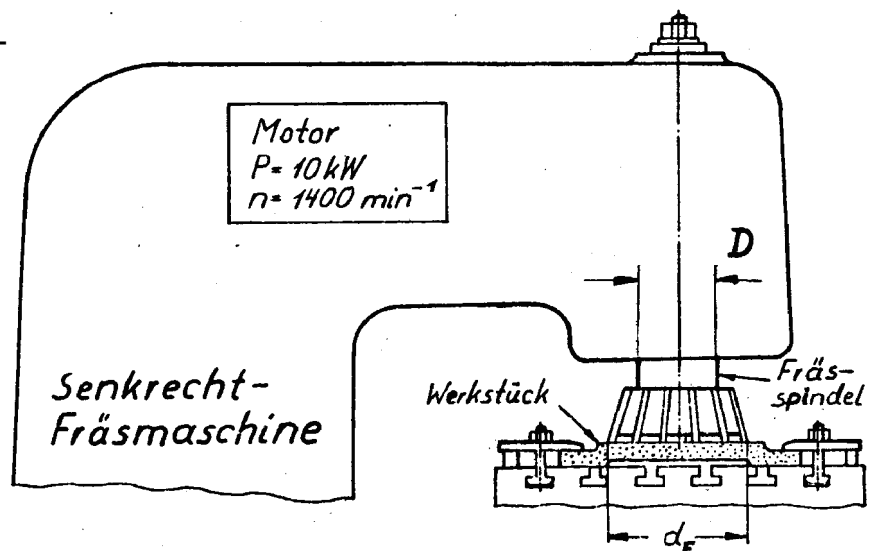
Berechnen Sie für die Schraubenkraft $F = 12 \text{ kN}$ dieses maximale Biegemoment sowie die erforderliche Dicke s des Spanneisens. Werkstoff : S275

Sicherheit gegen bleibende Verformung: $v = 1,5$

Teilbreiten des Spanneisens : $b_1 = 50 \text{ mm}$, $b_2 = 17 \text{ mm}$ (siehe Skizze!)

Der Motor einer Senkrechtfräsmaschine hat eine Antriebsleistung von $P = 10 \text{ kW}$ bei $n = 1400 \text{ 1/min}$. An der Frässpindel stehen folgende Drehzahlen zur Verfügung :

$n = 1400 - 1000 - 710 - 500 - 355 - 250 - 180 - 125 - 90 - 63 - 45 - 31,5$ und $22,5 \text{ 1/min}$,



- 6 Welche der Drehzahlen ist einzustellen, wenn das Schruppen des Werkstücks mit einer Schnittgeschwindigkeit $v = 20 \text{ m/min}$ bei einem Fräserdurchmesser $d_F = 200 \text{ mm}$ erfolgen soll? 1,5

- 7 Berechnen Sie für das maximale Drehmoment die Durchmesser D und d der Frässpindel, wenn diese als Hohlwelle mit dem Durchmesser Verhältnis $D : d = 2 : 1$ ausgeführt werden soll. 4,5

$$\tau_{zul} = 50 \text{ N/mm}^2$$

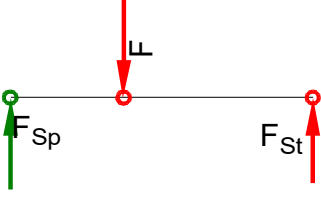
$$\text{angenommener Wirkungsgrad } \eta_{ges} = 0,75$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungen

Teilaufgaben:		Punkte
1	Da das Werkstück oben und unten mit der Kraft F_{Sp} geklemmt ist und die Reibkraft F_R an beiden Flächen wirkt, muss sie nur die halbe Verschiebekraft F_{VE} halten.	2,0
	$F_R = F_{Sp} \cdot \mu = \frac{F_{VE}}{2} \rightarrow F_{Sp} = \frac{F_{VE}}{2 \cdot \mu} = \frac{1,5 \text{ kN}}{2 \cdot 0,1} = 7,5 \text{ kN}$ <p><i>Reibungskraft</i></p>	
2	LS Spanneisen	3,0
	 $\Sigma M_{St} = 0 = -F_{Sp} \cdot (l_1 + l_2) + F \cdot l_2 \rightarrow$ $F = F_{Sp} \cdot \frac{(l_1 + l_2)}{l_1} = 7,5 \text{ kN} \cdot \frac{(40 \text{ mm} + 80 \text{ mm})}{80 \text{ mm}} = 11,25 \text{ kN}$ $\Sigma F_y = 0 = +F_{Sp} - F + F_{St} \rightarrow$ $F_{St} = -F_{Sp} + F = -7,5 \text{ kN} + 11,25 \text{ kN} = 3,75 \text{ kN}$ <p><i>Auflagerkräfte</i></p>	
3	Festigkeitsklasse 4.8 bedeutet (siehe auch [EuroTabM] „Festigkeitsklasse“):	2,5
	$R_m = 4 \cdot 100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ $R_e = 0,8 \cdot R_m = 0,8 \cdot 400 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 320 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ <p>Spannungsquerschnitt $S = 157 \text{ mm}^2$ (M16 → [EuroTabM] „Gewinde“)</p> $\frac{\sigma_{zlim}}{v} = \sigma_{zzul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \rightarrow$ $v = \frac{R_e \cdot S}{F} = \frac{320 \text{ N/mm}^2 \cdot 157 \text{ mm}^2}{12 \text{ kN}} = 3,9$ <p><i>Sicherheit gegen Zug in einem Gewinde</i></p>	
4	Anzugsmoment mit:	4,0
	<p>Flanken $\varnothing d_2 = 14,70 \text{ mm}$ und Steigung $P = 2 \text{ mm}$ (M16 → [EuroTabM] „Gewinde“)</p> <p>Flankenradius $r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{14,70 \text{ mm}}{2} = 7,35 \text{ mm}$</p> <p>Steigungswinkel $\alpha = \arctan \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \arctan \frac{2 \text{ mm}}{14,7 \text{ mm} \cdot \pi} = 2,48^\circ$</p> <p>Reibwinkel $\rho' = \arctan \mu' = \arctan 0,25 = 14,0^\circ$</p> <p>wird</p> $M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot r_a]$ $= 12 \text{ kN} \cdot [7,35 \text{ mm} \cdot \tan(2,48 + 14,04)^\circ + 0,15 \cdot 11,2 \text{ mm}] = 46,3 \text{ Nm}$ <p>Hebelarm</p> $M_A = F_H \cdot l_H \rightarrow l_H = \frac{M_A}{F_H} = \frac{46,3 \text{ Nm}}{200 \text{ N}} = 0,23 \text{ m}$ <p><i>Anzugsdrehmoment</i></p>	



- 5 Annahme: Es wird M_{bmax} bei konstanter Schraubenkraft F und nicht bei konstanter Spannkraft F_{SP} gesucht.

5,0

Die Lage des maximalen Biegemomentes kann man mit technischem Verständnis oder Mathematik finden. Hier die mathematische Lösung:

$$\Sigma M_{St} = 0 = -F \cdot l_2 + F_{SP} \cdot (l_1 + l_2) \rightarrow F_{SP} = F \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2}$$

$$M_{b(F)} = F_{SP} \cdot l_1 = F \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = F \cdot \frac{l_1 \cdot (120 \text{ mm} - l_1)}{120 \text{ mm}} \rightarrow 0 = 120 \text{ mm} \cdot l_1 - l_1^2 - \frac{M_b \cdot 120 \text{ mm}}{F}$$

M_{bmax} tritt dort auf, wo die Ableitung 0 ist, also in der Mitte des Spannstückes

$$0 = 120 \text{ mm} - 2 \cdot l_1 \rightarrow l_1 = \frac{120 \text{ mm}}{2} = 60 \text{ mm}$$

M_{bmax} beträgt

$$M_{bmax} = F \cdot \frac{l_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} = F \cdot \frac{l_1 \cdot (120 \text{ mm} - l_1)}{120 \text{ mm}} = 12 \text{ kN} \cdot \frac{60 \text{ mm} \cdot (120 - 60) \text{ mm}}{120 \text{ mm}} = 360 \text{ Nm}$$

Erforderliche Dicke gegen Biegung:

$\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2$ (S275 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)

$$M_{bmax} = \frac{F}{2} \cdot \frac{(l_1 + l_2)}{2} = \frac{12 \text{ kN} \cdot 120 \text{ mm}}{2} = 360 \text{ Nm}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{1,5} = 253,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{360 \text{ Nm}}{253,3 \text{ N/mm}^2} = 1,42 \text{ cm}^3$$

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{(b_1 - b_2) \cdot s^2}{6} \rightarrow s_{erf} = \sqrt[2]{\frac{6 \cdot W_{erf}}{(b_1 - b_2)}} = \sqrt[2]{\frac{6 \cdot 1,42 \text{ cm}^3}{(50 - 17) \text{ mm}}} = 16,1 \text{ mm}$$

Lage eines Biegemoment mit Ableitung, Biegemoment und dimension des Profiles

- 6 $n_F = \frac{v}{\pi \cdot d_F} = \frac{20 \text{ m/min}}{\pi \cdot 200 \text{ mm}} = 31,8 \text{ min}^{-1}$

1,5

gewählt: $n_F = 31,5 \text{ min}^{-1}$

Drehzahl aus Schnittgeschwindigkeit



- 7 Das maximale Drehmoment tritt bei der kleinsten möglichen Drehzahl n_{Fmin} des Fräasers auf.

4,5

$$i_{max} = \frac{n}{n_{Fmax}} = \frac{1400 \text{ min}^{-1}}{22,5 \text{ min}^{-1}} = 62,22$$

$$P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{10 \text{ kW}}{2\pi \cdot 1400 \text{ min}^{-1}} = 68,2 \text{ Nm}$$

$$\eta_{ges} \cdot i_{max} = \frac{M_{Fmax}}{M_M} \Rightarrow M_{Fmax} = \eta_{ges} \cdot i_{max} \cdot M_M = 0,75 \cdot 62,2 \cdot 68,2 \text{ Nm} = 3183 \text{ Nm}$$

$$\tau_{zul} > \tau_t = \frac{M_{Fmax}}{W_p} \Rightarrow W_p = \frac{M_{Fmax}}{\tau_{zul}} = \frac{3183 \text{ Nm}}{50 \text{ N/mm}^2} = 63,66 \text{ cm}^3$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = \frac{\pi \cdot (2^4 \cdot d^4 - d^4)}{16 \cdot 2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot (2^4 - 1)}{32} \cdot d^3 \Rightarrow$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 32}{\pi \cdot 15}} = \sqrt[3]{\frac{63,66 \text{ cm}^3 \cdot 32}{\pi \cdot 15}} = 35,1 \text{ mm}$$

$$D = 2 \cdot d = 2 \cdot 35,1 \text{ mm} = 70,2 \text{ mm}$$

Torsionsmoment und erforderlichen Durchmesser

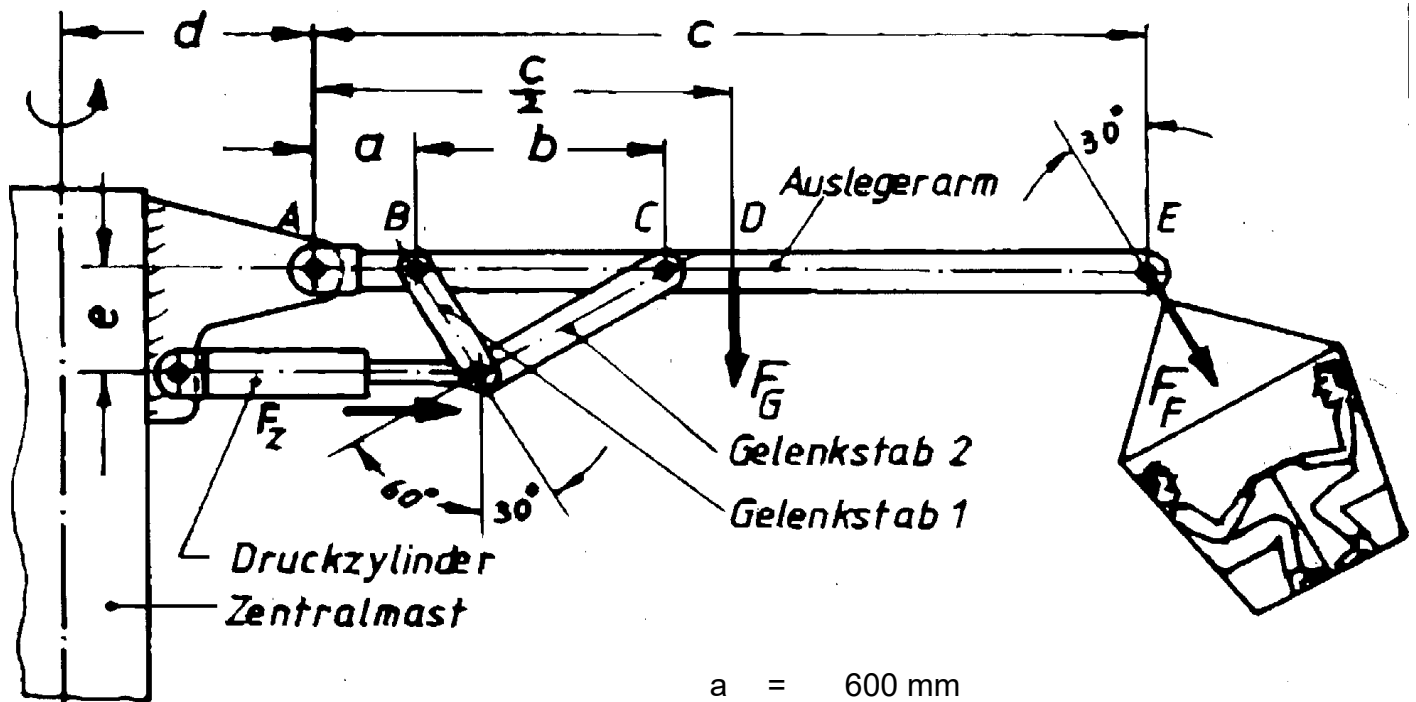
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma=22,5$



tgt HP 1981/82-2: Karussell

Ein Karussell besteht aus 8 Gondeln, die unabhängig voneinander mit Druckzylindern in der Höhe verstellbar sind.



$$F_F = 3300 \text{ N je Gondel}$$

$$F_G = 1750 \text{ N je Auslegerarm}$$

$$a = 600 \text{ mm}$$

$$b = 1500 \text{ mm}$$

$$c = 5000 \text{ mm}$$

$$d = 1500 \text{ mm}$$

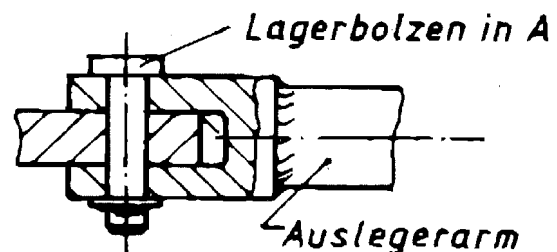
$$e = 650 \text{ mm}$$

Teilaufgaben:

Punkte

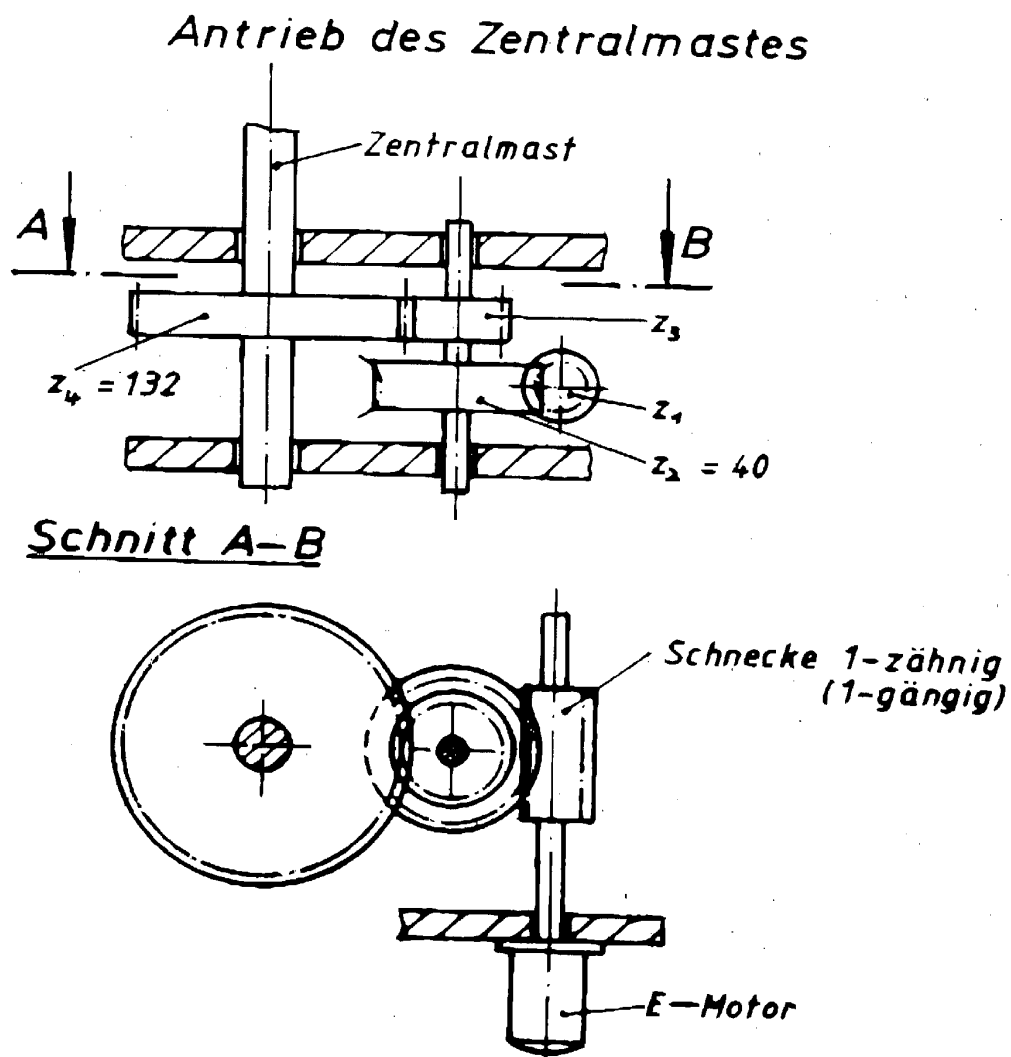
- 1 Bestimmen Sie nach Größe und Richtung die Kolbenkraft F_Z und die Lagerkraft F_A um die Gondel in der gezeichneten Lage zu halten. 8,0
Hinweis: Das Eigengewicht der Gelenkstäbe 1 und 2 und des Druckzylinders wird vernachlässigt. Der Auslegerarm und die beiden Gelenkstäbe bilden eine „starre“ Einheit.
- 2 Welche Kräfte treten in den Gelenkstäben 1 und 2 auf, wenn die Kolbenkraft mit $F_Z = 29 \text{ kN}$ angenommen wird? 3,0
- 3 Der Lagerbolzen in A soll aus E335 gefertigt werden. 3,0
 Es wird eine maximale Lagerkraft $F_{A\max} = 31 \text{ kN}$ zugrunde gelegt.

Bestimmen Sie den Durchmesser des Lagerbolzens so, dass noch eine 8-fache Sicherheit gegen Abscheren vorhanden ist.





- 4 Der Ausleger soll aus einem Rohr (S275JO) gefertigt werden, dessen Außendurchmesser $D = 160 \text{ mm}$ beträgt. Bestimmen Sie die erforderliche Wanddicke des Rohres, wenn eine 4-fache Sicherheit gegen plastische Verformung gefordert wird, und das Biegemoment $M_{b\max} = 9000 \text{ Nm}$ wirkt. 4,0
- 5 Der Punkt E soll mit einer Geschwindigkeit $v = 20 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ um den Zentralmast kreisen (siehe Skizze Bl. 1). Bestimmen Sie für den Antrieb des Zentralmastes die Zähnezahl des Zahnrades 3 $(n_{\text{Motor}} = 1440 \frac{1}{\text{min}})$ 4,5



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschlag

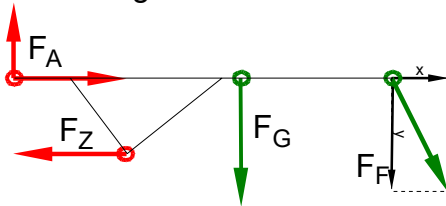
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Auslegerarm

8,0



Rechnerische Lösung:

$$\Sigma M_A = 0 = F_Z \cdot e - F_G \cdot \frac{c}{2} - F_{Fy} \cdot c$$

$$F_Z = \frac{F_G \cdot \frac{c}{2} + F_F \cdot \cos 30^\circ \cdot c}{e} = \frac{1750 \text{ N} \cdot \frac{5000 \text{ mm}}{2} + 3300 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ \cdot c}{650 \text{ mm}} = 28714 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Ay} - F_G - F_{Fy}$$

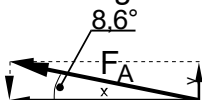
$$F_{Ay} = F_G + F_F \cdot \cos 30^\circ = 1750 \text{ N} + 3300 \text{ N} \cdot \cos 30^\circ = 4608 \text{ N}$$

$$F_{Ax} = 0 = F_{Ax} + F_Z + F_{Fx}$$

$$F_{Ax} = -F_Z - F_F \cdot \sin 30^\circ = -28714 \text{ N} - 3300 \text{ N} \cdot \sin 30^\circ = -30364 \text{ N}$$

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{4608^2 + (-30364)^2} \text{ N} = 30,7 \text{ kN}$$

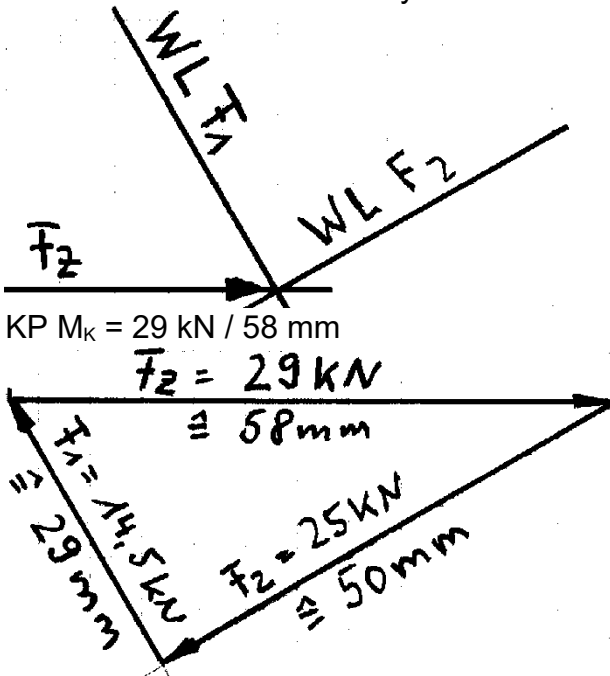
$$\alpha_A = \arctan \frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} = \arctan \frac{4608 \text{ N}}{-30364 \text{ N}} = -8,6^\circ$$

Richtung von F_A 

Es ist auch eine zeichnerische Lösung möglich

2 LP Bolzen zwischen Druckzylinder und Gelenkstäben

3,0



Es ist auch eine rechnerische Lösung möglich



- 3 Erforderlicher Durchmesser gegen Abscheren:
 $\tau_{aB} = 470 \text{ N/mm}^2$ (SE335 → Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

3,0

$$\frac{\tau_{aB}}{V} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_{azul} = \frac{\tau_{aB}}{V} = \frac{470 \text{ N/mm}^2}{8} = 58,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{erf} = \frac{F_{Amax}}{2 \cdot \tau_{azul}} = \frac{31 \text{ kN}}{2 \cdot 58,75 \text{ N/mm}^2} = 263,8 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \rightarrow d_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 263,8 \text{ mm}^2}{\pi}} = 18,3 \text{ mm}$$

Gewählt wird der nächstgrößere angebotene Bolzen Ø 20mm (→ TabB „Bolzen“)
 Scherfestigkeit (BolzenØ)

4 $\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma = \frac{M_{bmax}}{W_{erf}} \Rightarrow$

4,0

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{V} = \frac{380 \text{ M/mm}^2}{4} = 95 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{9000 \text{ Nm}}{95 \text{ N/mm}^2} = 94737 \text{ mm}^3$$

$$W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} \Rightarrow d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{W_{erf} \cdot 32 \cdot D}{\pi}} = \sqrt[4]{160^4 - \frac{94737 \cdot 32 \cdot 160}{\pi}} \text{ mm} = 152,0 \text{ mm}$$

$$s_{erf} = \frac{(D - d)}{2} = \frac{(160 \text{ mm} - 152 \text{ mm})}{2} = 4 \text{ mm}$$

5 $v = 20 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 20 \frac{1000 \text{ m}}{3600 \text{ s}} = 5,56 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

4,5

$$v = 2 \pi \cdot n \cdot r \Rightarrow n_{ab} = \frac{v}{2 \pi \cdot (d + c)} = \frac{5,56 \text{ m/s}}{2 \pi \cdot (1500 + 5000) \text{ mm}} = 0,136 \text{ s}^{-1} = 8,16 \text{ min}^{-1}$$

$$i = \frac{n_{Motor}}{n_{ab}} = \frac{1440 \text{ min}^{-1}}{8,16 \text{ min}^{-1}} = 176,4$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_3 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{i} = \frac{40}{1} \cdot \frac{132}{176,6} = 29,9 \text{ gewählt } z_3 = 30$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

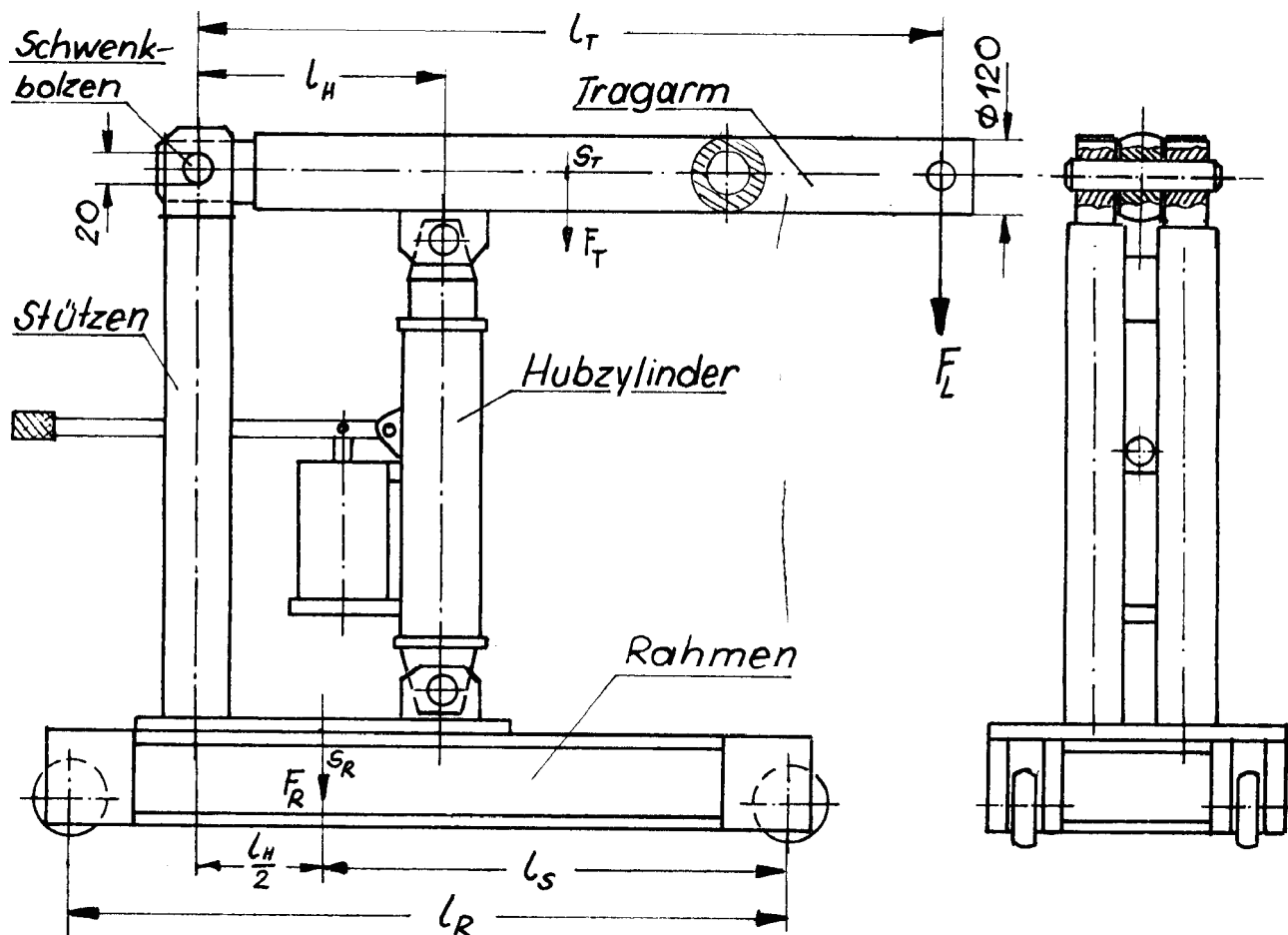
Σ = 22,5

tgt HP 1980/81-1: Fahrbarer Kleinkran „Hydrobull“



tgt HP 1980/81-1: Fahrbarer Kleinkran „Hydrobull“

Mit dem Kleinkran wird die Last m_L mit dem Hubzylinder gehoben. Der erforderliche hydraulische Druck wird durch die Handpumpe erzeugt.



Hublast:	m_L	=	2000	kg
Tragarm:	l_T	=	1800	mm
	l_H	=	400	mm
	m_T	=	100	kg
Rahmen:	l_R	=	1400	mm
	l_S	=	900	mm
	m_R	=	1800	kg (Rahmen + Stützen + Hubzylinder)



Teilaufgaben:		Punkte
1	Ermitteln Sie zeichnerisch oder rechnerisch die erforderliche Kraft F_H des Hubkolbens und die im Schwenkbolzen zu übertragende Kraft F_B . Die Gewichtskraft des Tragarms wirkt im Abstand $l_T/2$.	4,5
2	Der beschädigte Schwenkbolzen soll ausgewechselt werden. Wählen Sie für den Bolzen einen Werkstoff, wenn er durch eine Kraft $F_B = 75 \text{ kN}$ auf Abscherung beansprucht wird und 4-fache Sicherheit gegen Bruch verlangt ist.	3,5
3	Welche Wanddicke wählen Sie für das Rohr des Tragarms, wenn der Außendurchmesser 120 mm ist und $F_B = 75 \text{ kN}$ angenommen wird. Das Rohr ist aus S275 und soll eine 1,25 fache Sicherheit gegen bleibende Verformung haben.	5,0
4	Klären Sie, ob der Kran beim Heben der Last $m = 2500 \text{ kg}$ kippt, wenn das Eigengewicht des Krans (Rahmen, Stützen, Hubzylinder) $m_R = 1800 \text{ kg}$ in S angreift, und das Eigengewicht des Tragarms in S_T wirkt.	3,5
5	Durch welche Maßnahmen kann beim Heben einer sehr großen Last das Kippen verhindert werden? Begründen Sie Ihre Vorschläge.	2,5
6	Ein Tragarm mit den angenommenen Rohrdurchmessern $D = 120 \text{ mm}$ und $d = 60 \text{ mm}$ soll durch einen anderen Profilstahl ersetzt werden, der gleiche Belastung aushält und möglichst leicht ist. Entscheiden Sie sich für ein Profil und begründen Sie Ihre Entscheidung.	3,5
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.		$\Sigma=22,5$



Lösungsvorschläge

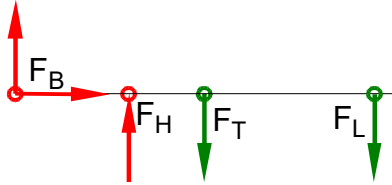
Teilaufgaben:

Punkte



1 LS Tragarm

4,5



1.1 Rechnerische Lösung

$$\Sigma M_B = 0 = + F_H \cdot l_H - F_T \cdot \frac{l_T}{2} - F_L \cdot l_T \Rightarrow$$

$$F_H = \frac{F_T \cdot \frac{l_T}{2} + F_L \cdot l_T}{l_H} = \frac{1 \text{ kN} \cdot \frac{1800 \text{ mm}}{2} + 20 \text{ kN} \cdot 1800 \text{ mm}}{400 \text{ mm}} = 92,25 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Bx}$$

$$\Sigma F_y = 0 = + F_B + F_H - F_T - F_L \Rightarrow$$

$$F_{By} = -F_H + F_T + F_L = -92,25 \text{ kN} + 1 \text{ kN} + 20 \text{ kN} = -71,25 \text{ kN} = F_B \text{ (wirkt nach unten)}$$

1.2 Zeichnerische Lösung (fehlt)

2 Erforderlicher Scherfestigkeit

3,5

$$S = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2 \text{ mm}^2}{4} = 314,2 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\tau_{aB}}{\nu} = \tau_{azul} > \tau_a = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\tau_a = \frac{F_B}{2 \cdot S} = \frac{75 \text{ kN}}{2 \cdot 314,2 \text{ mm}^2} = 119,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{aB} = \nu \cdot \tau_a = 4 \cdot 119,4 \text{ N/mm}^2 = 477 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Möglicher Werkstoff: C45E mit $\tau_{aB} = 560 \text{ N/mm}^2$ (Tabellenbuch Metall, Europa Verlag, 44. Auflage, S.44)

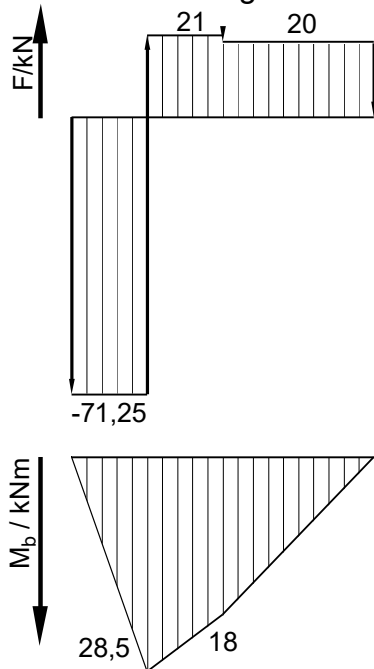
Scherfestigkeit (Werkstoffauswahl)



3 Korrekte Lösung mit den Werten aus Aufgabe 1

5,0

Grafische Lösung



Rechnung zur Grafik

$$M_B = 0 \text{ kNm}$$

$$M_H = M_B + 71,25 \text{ kNm} \cdot 400 \text{ mm} = 28,5 \text{ kNm}$$

$$M_T = M_H - 21 \text{ kN} \cdot 500 \text{ mm} = 18 \text{ kNm}$$

$$M_P = M_T - 20 \text{ kN} \cdot 900 \text{ mm} = 0 \text{ kNm}$$

Rechnerische Lösung

(Lageskizze siehe Aufgabe 1)

$$M_H(\text{links}) = |F_B \cdot l_H|$$

$$= 71,25 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm} = 28,5 \text{ kNm}$$

$$M_T(\text{rechts}) = \left| \frac{-F_L \cdot l_T}{2} \right|$$

$$= 20 \text{ kN} \cdot \frac{1800 \text{ mm}}{2} = 18 \text{ kNm}$$

Maximales Biegemoment $M_{b\max} = 28,5 \text{ kNm}$ (das Größere)

Mit der Vorgabe $F_B = 75 \text{ kN}$ aus Aufgabe 3 ergeben sich andere Biegemomente. Da das System so nicht im Gleichgewicht ist, unterscheiden sich diese auch noch wenn sie von rechts oder von links gerechnet werden. Hier wird nur die offensichtlich gewünschte Lösung gezeigt, andere Ergebnisse sind möglich:

$$M_H(\text{links}) = |F_B \cdot l_H| = 75 \text{ kN} \cdot 400 \text{ mm} = 30 \text{ kNm}$$

Maximales Biegemoment (System statisch nicht im Gleichgewicht)

$$\sigma_{bF} = 380 \text{ N/mm}^2 \text{ (S275} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)}$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{b\max}}{W} \Rightarrow$$

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{380 \text{ N/mm}^2}{1,25} = 304 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{\text{erf}} = \frac{M_{b\max}}{\sigma_{bzul}} = \frac{30 \text{ kNm}}{30 \text{ N/mm}^2} = 98,7 \text{ cm}^3$$

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

$$d = \sqrt[4]{D^4 - \frac{32 D \cdot W}{\pi}} = \sqrt[4]{(120 \text{ mm})^4 - \frac{32 \cdot 120 \text{ mm} \cdot 98684 \text{ mm}^3}{\pi}} = 96,5 \text{ mm}$$

$$s = \frac{D - d}{2} = \frac{120 \text{ mm} - 96,5 \text{ mm}}{2} = 11,7 \text{ mm}$$

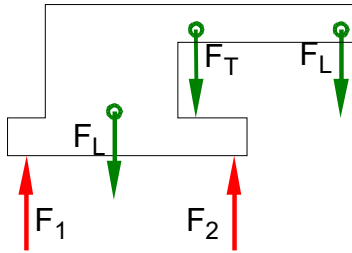
gewählt: $s = 12,5 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10 (falls verfügbar bei Rohren)

Biegung (Wandstärke eines Rohrprofils)



4 LS Kran

3,5



Das negative Drehmoment von F_L folgt aus der Berechnung des Hebelarmes.

$$\begin{aligned}\Sigma M_2 = 0 &= -F_1 \cdot l_R + F_R \cdot l_S + F_T \cdot \left(l_S + \frac{l_H}{2} - \frac{l_T}{2}\right) + F_L \cdot \left(l_S + \frac{l_H}{2} - l_T\right) \Rightarrow \\ F_1 &= \frac{18 \text{ kN} \cdot 900 \text{ mm} + 1 \text{ kN} \cdot \left(900 + \frac{400}{2} - \frac{1800}{2}\right) \text{ mm} + 25 \text{ kN} \cdot \left(900 + \frac{400}{2} - 1800\right) \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} \\ &= \frac{18 \text{ kN} \cdot 900 \text{ mm} + 1 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm} - 25 \text{ kN} \cdot 700 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} = -0,79 \text{ kN}\end{aligned}$$

Da die Kraft F_1 an der linken Achse negativ ist, kippt der Kran.

Kippt das Fz?

5 Mögliche Maßnahmen

2,5

- Verlängerung des Rahmens nach rechts (z.B. um die Last herum) oder Verkürzung des Tragarmes verringern den Hebel der Last ggü dem rechten Rad.
- Ein Gegengewicht auf der linken Seite wirkt der Last entgegen
- Begrenzung des Öldruckes verhindert, dass Lasten angehoben werden, die zum Kippen führen.

Verständnisfragen zum Kippen

$$6 \quad W = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 D} = \frac{\pi \cdot [(120 \text{ mm})^4 - (60 \text{ mm})^4]}{32 \cdot 120 \text{ mm}} = 159 \text{ cm}^3$$

3,5

Gewählt: IPE 200 mit $W_x = 194 \text{ cm}^3$ und einer Masse von 22,4 kg/m ist leichter als andere Profile mit einem vergleichbaren Widerstandsmoment.

Profil nach Widerstandsmoment und Gewicht wählen.

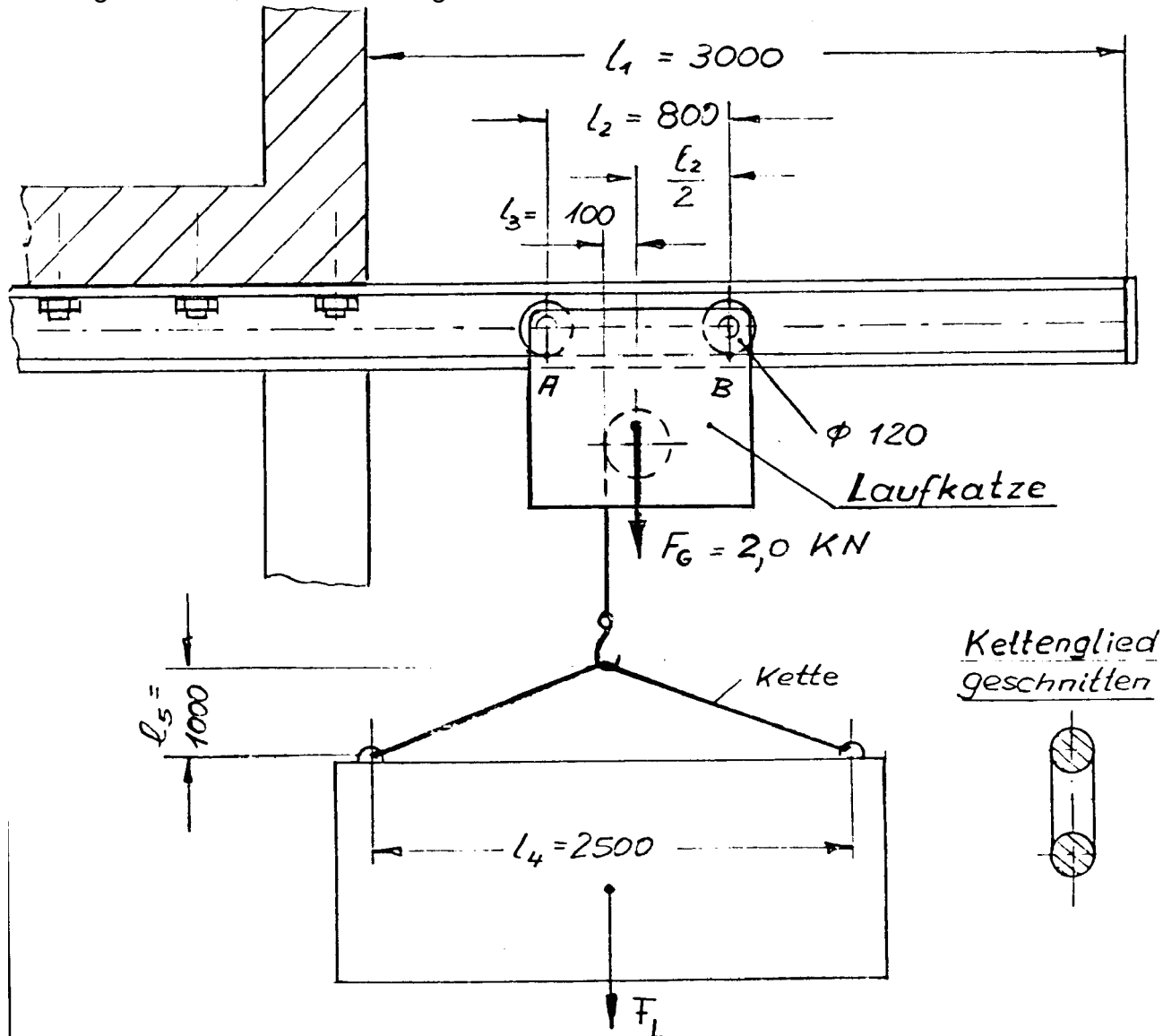
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



tgt HP 1980/81-2: Verladekran

Eine Kranbahn wird außerhalb der Werkhalle als frei ausragender Träger weitergeführt, um Lasten direkt vom LKW abladen zu können. Als Führungsschiene wird ein breiter I - Träger mit parallelen Flanschflächen verwendet, der innerhalb der Werkhalle durchgehend starr an der Decke befestigt ist und 3,0 m frei auskragt.



Ein Werkstück mit $F_L = 15 \text{ kN}$ ist mit einer Rundgliederkette am Kranhaken angehängt und wird mittels der Laufkatze befördert.

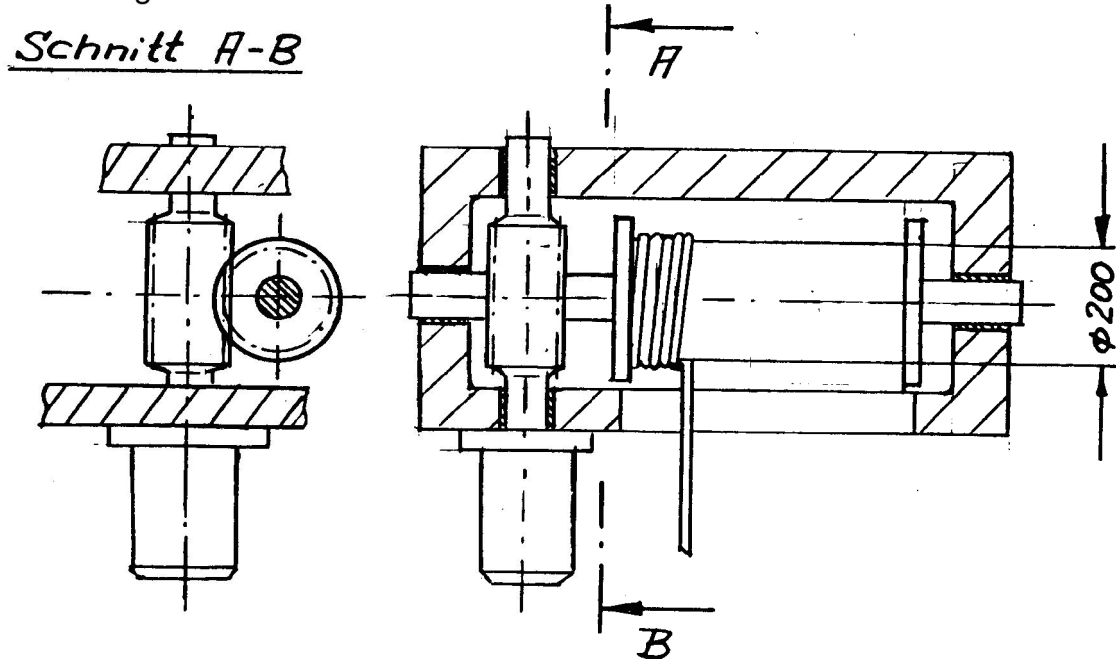
Aufgaben:

		Punkte
1	Bestimmen Sie rechnerisch die Kettenkräfte in der Rundgliederkette.	3,5
2	Welche Sicherheit gegen Bruch ist bei einer angenommenen Kettenkraft von 12 kN in der Kette vorhanden, wenn der Rundstahldurchmesser 10 mm beträgt, und die Kette aus dem Werkstoff S235 besteht ?	3,0
3	Ermitteln Sie zeichnerisch die Stützkkräfte der Laufkatze bei A und B, wenn die Last $F_L = 15 \text{ kN}$ angehängt und das Eigengewicht der Laufkatze $F_G = 2 \text{ kN}$ ist.	4,0



- | | | |
|---|--|-----|
| 4 | Bestimmen Sie das Trägerprofil eines breiten I - Trägers nach DIN 1025, wenn die Laufkatze möglichst weit ausgefahren ist und die Stützkkräfte $F_A = 11 \text{ kN}$ und $F_B = 6 \text{ kN}$ sind.
Der Trägerwerkstoff hat eine Biegefließgrenze von 520 N/mm . Es soll 8-fache Sicherheit gegeben sein. Das Eigengewicht des Trägers wird vernachlässigt. | 5,0 |
| 5 | Unter welcher Vorsichtsmaßnahme könnten mit dem nach Frage 4) ermittelten Träger bei gleicher Sicherheit größere Lasten gehoben werden ? | 2,0 |

Hubeinrichtung in der Laufkatze:



Die Seiltrommel der Laufkatze wird von einem Elektromotor mit $P_M = 7,5 \text{ kW}$ und der Drehzahl $n_M = 710 \text{ 1/min}$ über ein Schneckengetriebe (Schnecke 1-zählig, Schneckenrad = 35 Zähne, Wirkungsgrad $\eta_{\text{ges}} = 0,7$) angetrieben. Der Seildurchmesser soll dabei vernachlässigt werden.

- | | | |
|---|--|-----|
| 6 | Mit welcher Geschwindigkeit wird die Last gehoben ? | 3,0 |
| 7 | Welche maximale Last könnte mit der angegebenen Motorleistung angehoben werden ? | 2,0 |

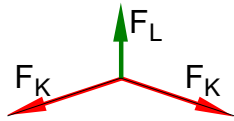
Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



1 LS Kranhaken

3,5



$$\tan \alpha = \frac{1000 \text{ mm}}{2500 \text{ mm} / 2} \Rightarrow \alpha = \arctan 0,8 = 38,7^\circ$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_L - 2 \cdot F_K \cdot \sin \alpha \Rightarrow F_K = \frac{F_L}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{15 \text{ kN}}{2 \cdot \sin 38,7^\circ} = 12 \text{ kN}$$

2 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

3,0

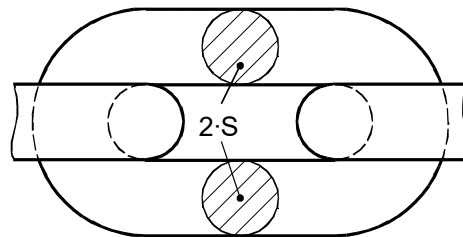
$$\frac{R_e}{\nu} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F_K}{2 \cdot S} \rightarrow$$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_e}{\nu} = \frac{235 \text{ N/mm}^2}{4} = 58,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_K}{2 \cdot \sigma_{zul}} = \frac{12 \text{ kN}}{2 \cdot 58,75 \text{ N/mm}^2} = 102,1 \text{ mm}^2$$

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

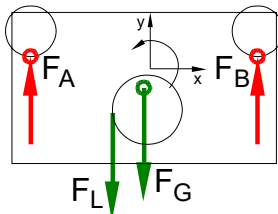
$$d_K = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,1 \text{ mm}^2}{\pi}} = 11,4 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 12 \text{ mm}$ (nächstgrößere verfügbare Rundstahl laut TabB)

Zugfestigkeit (Rundgliederkette)

3 LS Laufkatze

4,0



$$\Sigma M_A = 0 = -F_L \cdot \left(\frac{l_2}{2} - l_3 \right) - F_G \cdot \frac{l_2}{2} + F_B \cdot l_2 \Rightarrow$$

$$F_B = \frac{F_L \cdot \left(\frac{l_2}{2} - l_3 \right) + F_G \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2} = \frac{15 \text{ kN} \cdot \left(\frac{800 \text{ mm}}{2} - 100 \text{ mm} \right) + 2 \text{ kN} \cdot \frac{800 \text{ mm}}{2}}{800 \text{ mm}} = 6,625 \text{ kN}$$

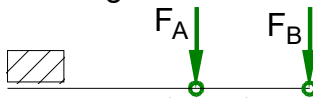
$$\Sigma F_y = 0 = F_A - F_L - F_G + F_B \Rightarrow$$

$$F_A = F_G + F_L - F_B = 2 \text{ kN} + 15 \text{ kN} - 6,625 \text{ kN} = 10,375 \text{ kN}$$



4 LS Kragarm

5,0



$$M_b = |-F_A \cdot (l_1 - l_2) - F_B \cdot l_1| = 11 \text{ kN} \cdot (3000 - 800) \text{ mm} + 6 \text{ kN} \cdot 3000 \text{ mm} = 42,2 \text{ kNm}$$

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

$$\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bF}}{v} = \frac{520 \text{ N/mm}^2}{8} = 65 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$W_{erf} = \frac{M_{bmax}}{\sigma_{bzul}} = \frac{42,2 \text{ kNm}}{65 \text{ N/mm}^2} = 649,2 \text{ cm}^3$$

gewählt: IPB 240 mit $W_x = 938 \text{ cm}^3$ (→ TabB „DIN 1025“)

Biegung (Auswahl des Profils)

5 Mögliche Vorsichtsmaßnahmen:

2,0

- Weg der Laufkatze im auskragenden Träger begrenzen.
- Auskragenden Träger verstärken oder abstützen

Biegung (Verständnisfrage)

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{1} = 35$$

3,0

$$\frac{n_M}{n_V} = 1 \Rightarrow n_V = \frac{n_M}{i} = \frac{710}{35 \cdot \text{min}} = 20,3 \text{ min}^{-1} = 0,338 \text{ s}^{-1}$$

$$v = n_V \cdot \pi \cdot d = 0,338 \text{ s}^{-1} \cdot \pi \cdot 200 \text{ mm} = 12,74 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,212 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_M = 2\pi \cdot M_M \cdot n_M \Rightarrow M_M = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{7,5 \text{ kW}}{2\pi \cdot 710 \text{ min}^{-1}} = 100,9 \text{ Nm}$$

2,0

$$\frac{M_V}{M_M} = i \cdot \eta_{ges} \Rightarrow M_V = i \cdot \eta_{ges} \cdot M_M = 35 \cdot 0,7 \cdot 100,9 \text{ Nm} = 2471 \text{ Nm}$$

$$M_V = F \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F = \frac{2 \cdot M_V}{d} = \frac{2 \cdot 2471 \text{ Nm}}{200 \text{ mm}} = 24,7 \text{ kN}$$

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$

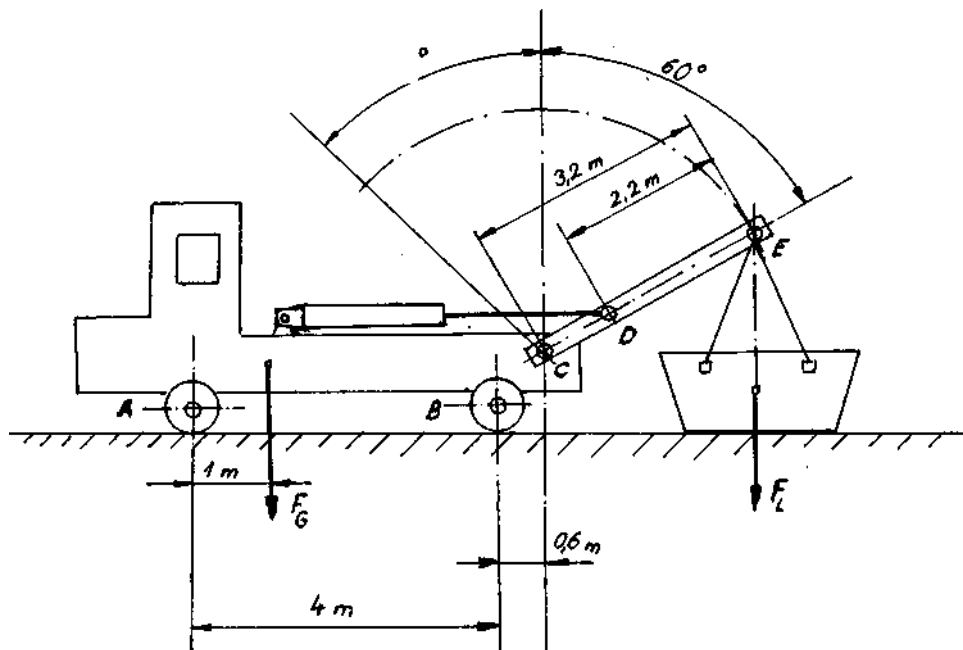


tgt HP 1979/80-1: Beladeeinrichtung

Ein Fahrzeug zur Beförderung von Müllcontainern, besitzt einen Schwenkrahmen, der aus zwei verbundenen Hebebäumen besteht, die durch je einen Hydraulikzylinder auf jeder Seite geschwenkt werden.

Bezogen auf eine Seite des Fahrzeuges sind die Belastungskräfte:

(Anteil) Last $F_L = 30 \text{ kN}$
 (Anteil) Fahrzeuggew. $F_G = 20 \text{ kN}$

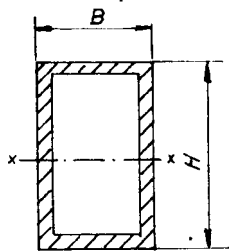


Mit den nach der Skizze gegebenen Abmessungen sind in der ausgeschwenkten Lage beim Anheben zu bestimmen:

Teilaufgaben:		Punkte
1	Wie groß ist die Lagerkraft F_C im Punkt C nach Größe und Richtung und die Kraft F_H im Punkt D, die der Hydraulikkolben aufbringen muss ? (Zeichnerische Lösung)	4,0
2		6,0
2.1	Weisen Sie rechnerisch nach, dass das Fahrzeug um die Hinterachse kippt, die Last also mit den Gegebenheiten der Aufgabe nicht angehoben werden kann.	
2.2	Durch welche Maßnahmen könnte das Kippen verhindert werden ?	

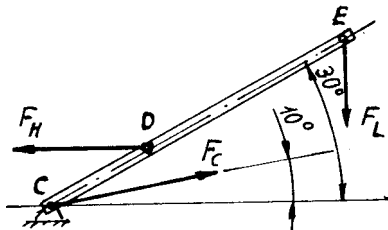


- 3 Bestimmen Sie mit 3-facher Sicherheit gegen Bruch den erforderlichen Durchmesser d der Kolbenstange, wenn der Stangenwerkstoff eine Zugfestigkeit $R_m (\sigma_{zB}) = 700 \text{ N/mm}^2$ hat und eine angenommene Kolbenkraft $F_H = 170 \text{ kN}$ wirkt. 3,5
- 4 Für die Konstruktion der Hubeinrichtung stehen nach einem Katalog Hydraulikzylinder mit den Kolbendurchmessern: $D_1 = 160 \text{ mm}$, $D_2 = 200 \text{ mm}$, $D_3 = 250 \text{ mm}$ u. $D_4 = 315 \text{ mm}$ zur Verfügung, deren Kolbenstangendurchmesser alle $d = 35,5 \text{ mm}$ betragen. Welcher Hydraulikzylinder ist auszuwählen, wenn damit bei einem angenommenen Öldruck von $p = 60 \text{ bar}$ eine Kraft von $F_H = 180 \text{ kN}$ auf den Hebebaum ausgeübt werden soll? 4,0
- 5 Der Hebebaum besitzt (angenommen) über die ganze Länge einen konstanten Kastenquerschnitt mit den Abmessungen: 5,0



$$\begin{aligned} H &= 250 \text{ mm} \\ B &= 150 \text{ mm} \\ \text{Wanddicken } s &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$W_x = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H}$$



Angenommene Belastungskräfte:

$$\begin{aligned} \text{In E: senkrecht } F_L &= 30 \text{ kN} \\ \text{In D: waagrecht } F_H &= 166 \text{ kN} \\ \text{In C: unter } 10^\circ F_C &= 167,5 \text{ kN} \end{aligned}$$

- 5.1 Berechnen Sie an der Stelle des größten Biegemomentes die maximale Biegespannung im Träger (Hebebaum). Dabei sind die an den Stellen C, D und E angebrachten Bolzen zu vernachlässigen.
- 5.2 Ermitteln Sie, welche Sicherheit gegen Bruch gegeben ist, wenn der Hebebaum aus E360 gefertigt wird.

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



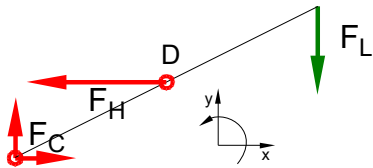
Lösungsvorschläge

Punkte

Teilaufgaben:

1 LS Hebebaum

4,0



Rechnerische Lösung (nicht gefordert)

Weil hier die Hebelarme sehr leicht zu berechnen sind, wird ausnahmsweise das Koordinatensystem in Richtung der Kräfte gelegt.

$$\Sigma M_C = 0 = + F_H \cdot (3,2 - 2,2) \text{ m} \cdot \cos 60^\circ - F_L \cdot 3,2 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ \Rightarrow$$

$$F_H = F_L \cdot \frac{3,2 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ}{1 \text{ m} \cdot \cos 60^\circ} = 30 \text{ kN} \cdot 3,2 \cdot \tan 60^\circ = 166,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_x = 0 = F_{Cx} - F_H \Rightarrow F_{Cx} = F_H = 166,3 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_{Cy} - F_L \Rightarrow F_{Cy} = F_L = 30 \text{ kN}$$

$$F_C = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{(166,3 \text{ kN})^2 + (30 \text{ kN})^2} = 169 \text{ kN}$$

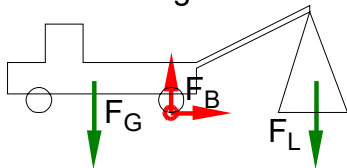
$$\alpha_C = \arctan \frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} = \arctan \frac{30 \text{ kN}}{166,3 \text{ kN}} = 10,2^\circ \text{ (nach rechts oben gegen die x-Achse)}$$

Statik 4-Kräfteverfahren

2

6,0

2.1 LS Fahrzeug mit Müllcontainer

Kippbedingung $F_A = 0$

$$\Sigma M_B = 0 = + F_G \cdot (4 - 1) \text{ m} - F_L \cdot (0,6 \text{ m} + 3,2 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ) \Rightarrow$$

$$F_{\text{Gerf}} = F_L \cdot \frac{0,6 \text{ m} + 3,2 \text{ m} \cdot \sin 60^\circ}{3 \text{ m}} = 30 \text{ kN} \cdot \frac{3,37 \text{ m}}{3 \text{ m}} = 33,7 \text{ kN}$$

Zum Anheben des Containers wäre ein Gewicht $F_G = 33,7 \text{ kN}$ erforderlich, das Fahrzeug wiegt aber nur 20 kN . Deshalb würde das Fahrzeug kippen.

Kippt das Fz?

2.2 Das Kippen kann verhindert werden durch:

- teilweises Leeren des Containers
- Stützen am Fahrzeug hinter der Hinterachse
- ein schwereres Fahrzeug oder Zusatzgewichte
- Verlagerung des Fahrzeuggewichtes nach vorne, z.B. Motor
- Verkürzen des Hebebaumes
- Container über eine Rampe auf das Fahrzeug ziehen

Verständnisfrage zum Kippen



3 $\frac{R_m}{V} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{S} \Rightarrow$ 3,5

$$\sigma_{zul} = \frac{R_m}{V} = \frac{700 \text{ N/mm}^2}{3} = 233,3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$S = \frac{F_H}{\sigma_{zul}} = \frac{170 \text{ kN}}{233,3 \text{ N/mm}^2} = 728,6 \text{ mm}^2$$

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

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 728,6 \text{ mm}^2}{\pi}} = 30,5 \text{ mm}$$

Gewählt: $d = 31,5 \text{ mm}$ aus Normzahlreihe R10

Erforderlicher Durchmesser gegen Verformung durch Zug

4 $p = \frac{F}{S} \Rightarrow S_{erf} = \frac{F}{p} = \frac{180 \text{ kN}}{60 \text{ bar}} = 30000 \text{ mm}^2$ 4,0

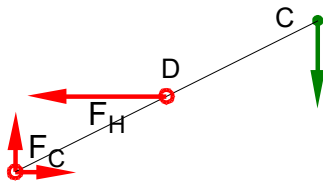
$$S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \Rightarrow D_{erf} = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000 \text{ mm}^2}{\pi} + (35,5 \text{ mm})^2} = 198,6 \text{ mm}$$

Gewählt: $D_2 = 200 \text{ mm}$ (nächstgrößere Durchmesser)

erforderlicher Kolbendurchmesser (mit Kolbenstange)

5 5,0

5.1 LS Hebebaum



Das maximale Biegemoment kann nur im Punkt D liegen, weil es der einzige innere Krafteinleitungspunkt ist:

$$M_D = F_L \cdot 2,2 \text{ m} \cdot \cos 30^\circ = 30 \text{ kN} \cdot 202 \text{ m} \cdot \cos 30^\circ = 57,2 \text{ kNm}$$

Widerstandsmoment des Kastenprofils:

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} = \frac{150 \text{ mm} \cdot (250 \text{ mm})^3 - (150 - 2 \cdot 10) \text{ mm} \cdot (250 \text{ mm} - 2 \cdot 10 \text{ mm})^3}{6 \cdot 250 \text{ mm}} = 508 \text{ cm}^3$$

Biegespannung im Profil:

$$\frac{\sigma_{bF}}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \rightarrow$$

$$\sigma_b = \frac{57,2 \text{ kNm}}{508 \text{ cm}^3} = 112,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Biegemoment und Biegespannung in einem Kastenprofil ermitteln

5.2 Sicherheit gegen Bruch

$$\frac{R_m}{V} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_b}{W} \rightarrow$$

$$v = \frac{R_m}{\sigma_b} = \frac{670 \text{ N/mm}^2}{112,6 \text{ N/mm}^2} = 5,9$$

Sicherheit gegen Biegung

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

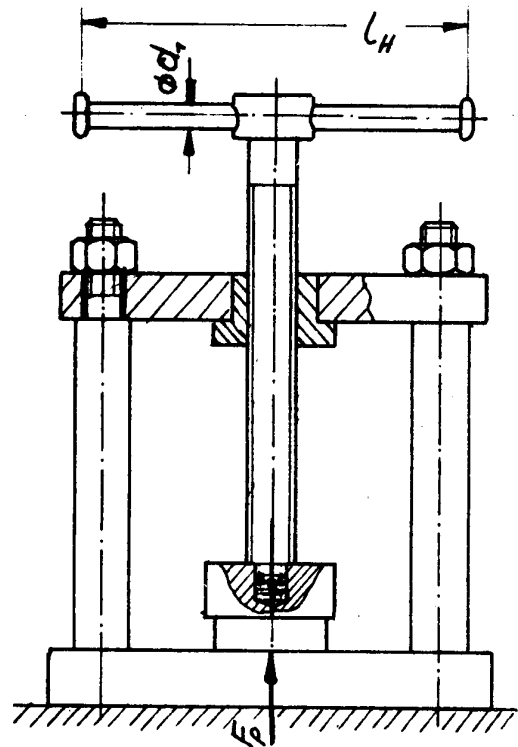
$\Sigma = 22,5$



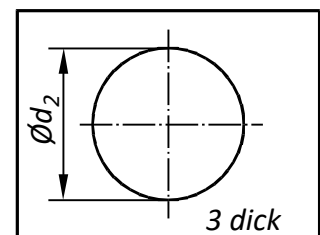
tgt HP 1979/80-2: Handspindelpresse

Mit einer Handspindelpresse soll eine maximale Presskraft $F = 75 \text{ kN}$ erzeugt werden.

Die beiden Säulen sind aus S235



Teilaufgaben:	Punkte
1 Berechnen Sie den erforderlichen Kernquerschnitt der Spindel für eine zulässige Spannung von $\sigma_{zul} = 60 \text{ N/mm}^2$, und wählen Sie dazu das zu verwendende metrische ISO-Trapezgewinde.	4,0
2 Prüfen Sie nach, ob mindestens 2-fache Sicherheit gegen bleibende Verformung (Streckgrenze) im Gewinde M24 der beiden Säulen gegeben ist, wenn die maximale Presskraft wirkt.	6,0
3 Welche Länge l_H muss der Handhebel mindestens haben, um mit einer Gewindespindel Tr 52x8 die maximale Prüfkraft F_P zu erzeugen, wenn an jedem Hebelende eine Handkraft $F_H = 200 \text{ N}$ angenommen wird ?	3,5
Für das Reibmoment im Gewinde gilt: $M_{RG} = F \cdot r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho')$ Der Reibwinkel im Gewinde $\rho' = 5^\circ$ ist vorgegeben. Die Stirnflächenreibung kann vernachlässigt werden.	
4 Welchen Werkstoff schlagen Sie für den Handhebel vor, wenn dieser einen Durchmesser von $d_1 = 25 \text{ mm}$ hat und bei 3-facher Sicherheit gegen Verformung (Streckgrenze) ein einseitiges Biegemoment von 150 Nm angenommen wird ? Begründen Sie Ihre Wahl.	4,0
5 Prüfen Sie nach, ob mit der maximalen Presskraft $F_P = 75 \text{ kN}$ Scheiben aus Stahlblech S185 (ersatzweise mit S235 rechnen) mit dem Durchmesser $d_2 = 30 \text{ mm}$ ausgeschnitten werden können.	5,0



Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$



Lösungsvorschläge

Teilaufgaben:

Punkte



$$1 \quad \sigma_{zul} > \sigma = \frac{F_K}{S} \rightarrow S_{erf} = \frac{F_P}{\sigma_{zul}} = \frac{75 \text{ kN}}{60 \text{ N/mm}^2} = 1250 \text{ mm}^2 \quad 3,5$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1250 \text{ mm}^2}{\pi}} = 39,9 \text{ mm}$$

Gewählt: Tr 52 x 8 mit $d_3 = 43 \text{ mm}$ (\rightarrow TabB „Gewinde“)

Erforderliches Gewinde bei gegebener zulässiger Spannung

4,0

$$2 \quad R_e = 235 \text{ N/mm}^2 \text{ (S235} \rightarrow \text{Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.44)}$$

Spannungsquerschnitt $S = 353 \text{ mm}^2$ (M24 \rightarrow [EuroTabM] „Gewinde“)

$$\frac{\sigma_{lim}}{v} = \sigma_{zul} > \sigma_z = \frac{F}{2 \cdot S} \rightarrow v = \frac{R_e \cdot 2 \cdot S}{F} = \frac{235 \text{ N/mm}^2 \cdot 2 \cdot 353 \text{ mm}^2}{75 \text{ kN}} = 2,2$$

2-fache Sicherheit ist gegeben.

Sicherheit gegen Zug in einem Gewinde

$$3 \quad \text{Flanken} \varnothing d_2 = 48 \text{ mm und Steigung } P = 8 \text{ mm (M16} \rightarrow \text{[EuroTabM] „Gewinde“)} \quad 6,0$$

$$\text{Flankenradius } r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{48 \text{ mm}}{2} = 24 \text{ mm}$$

$$\text{Steigungswinkel } \alpha = \arctan \frac{P}{d_2 \cdot \pi} = \arctan \frac{8 \text{ mm}}{48 \text{ mm} \cdot \pi} = 3,04^\circ$$

Stirnflächenreibung $\mu_A = 0$

$$M_A = F \cdot [r_2 \cdot \tan(\alpha + \rho') + \mu_a \cdot r_a] = 75 \text{ kN} \cdot [24 \text{ mm} \cdot \tan(3,04 + 5)^\circ + 0] = 254 \text{ Nm}$$

Erforderliche Hebellänge

$$M_A = F_H \cdot l_H \rightarrow l_H = \frac{M_A}{F_H} = \frac{254 \text{ Nm}}{200 \text{ mm}} = 1270 \text{ mm}$$

Anzugsdrehmoment für Schrauben

$$4 \quad W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (25 \text{ mm})^3}{32} = 1,53 \text{ cm}^3 \quad 5,0$$

$$\frac{\sigma_{bF}}{v} = \sigma_{bzul} > \sigma_b = \frac{M_{bmax}}{W} \rightarrow$$

$$\sigma_{berf} = \frac{M_b}{W} = \frac{150 \text{ Nm}}{1,53 \text{ cm}^3} = 97,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{bF-erf} = \sigma_{berf} \cdot v = 97,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 3 = 293 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gewählt: S235 mit $\sigma_{bF} = 330 \text{ N/mm}^2$ (Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage)

Biegung (Werkstoffauswahl)



5 $R_{mmax} = 510 \text{ N/mm}^2$ (S235 → Tabellenbuch Metall, Europa, 44. Auflage, S.130)

4,0

$$S = \pi \cdot d_2 \cdot s = \pi \cdot 30 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm} = 282,7 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{aBmax} = 0,8 \cdot R_{mmax} = 0,8 \cdot 510 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 408 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{aBmax} < \frac{F}{S} \rightarrow F_{erf} = \tau_{aBmax} \cdot S = 408 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 282,7 \text{ mm}^2 = 115,3 \text{ kN}$$

Die Kraft ist zu groß für dieses Teil auf dieser Presse und S235.

Schnittkraft beim Stanzen

Alle Teilaufgaben sind unabhängig voneinander lösbar.

$\Sigma = 22,5$