Tentamen i Maskinelement
PPU210, CTH
Tisdag 2018-01-09 kl. 14.00 –18.00, M-salar

Lärare:	Magnus Evertsson
Förfrågningar:	Magnus Evertsson ankn 1368 alt 0709-218 708
Institution:	Industri och Materialvetenskap
Lösningar:	Anslås 2018-01-09 kl. 18.00 på institutionens anslagstavla.
Resultatlista:	(Prel.) anslås senast 2018-01-30 på institutionens anslagstavla.
Granskning:	Rättningen granskas 2018-01-31 kl 12-14 på institutionen.

Hjälpmedel
Tillåtna hjälpmedel är (vid tveksamhet fråga ansvarig lärare)
- **Allmänt:** SKF:s huvudkatalog
- **Läroböcker:** Lärobok i Maskinelement. OBS! enbart egna *mindre* anteckningar i boken accepteras. Litteratur i hållfasthetslära: t.ex. Strength of Materials, Hållfasthetslära KTH.
- **Formelsamlingar:** KTHs formelsamling eller liknande, Formelsamling ur Maskinelement – övningar (utskriven)
- **Tabellsamlingar:** Beta, TeFyMa och Stand. Math. Tab. eller liknande
- **Räknehjälpmedel:** Valfri räknedosa, dock ej dator.

Obs! Inga lösa blad med anteckningar eller lösta tal är tillåtna.

Lösningar
Lösningar skall vara tydliga och förses med text och figurer. Ekvationer skall motiveras. Slutligt svar skall skrivas ut tydligt. Även delvis behandlade uppgifter poängbedöms. Saknas några detaljer i lydelsen, så inför lämpliga beteckningar och anta vid behov siffervärden.

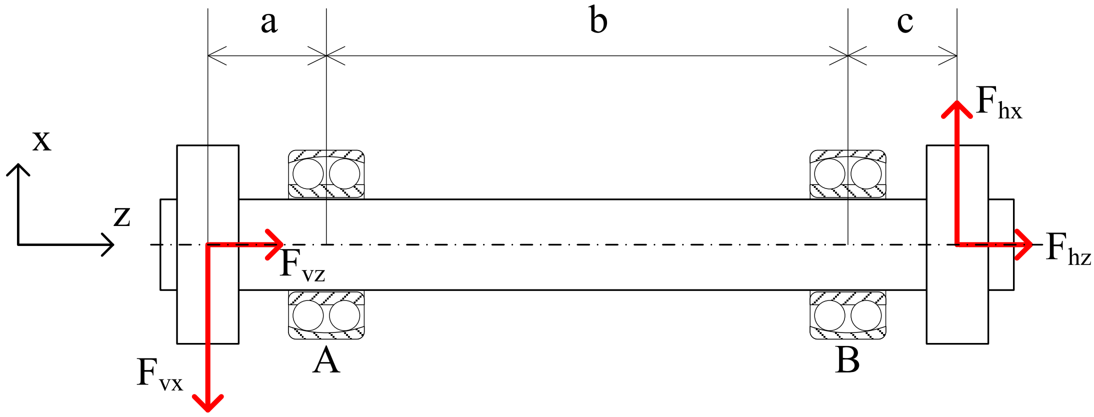
Använd ej rödpenna!

Bedömning
Fullständig lösning av ett problem ger 10 poäng. Gränsen för godkänt går vid högst 20 poäng.

Institutionens rättningsrutiner kräver att **varje** blad tydligt märks med **anonym kod**, och att endast en uppgift behandlas på varje blad. Bladen ska numreras i stigande nummerordning (löpande sidnummer) för **hela** tentan.

1. Rullningslager

En mellanaxel för två kugghjul är lagrad med sfäriska kullager och belastas enligt bilden. Lagren är av typen 1212 ETN9 och snurrar med 1500 RPM. Lager A agerar i detta fall styrlager. Renligheten antas normal och ett smörjmedel ISO VG15 används.



a) Beräkna ekvivalent dynamisk lagerlast för båda lagren. (4p)
b) Beräkna respektive lagers livslängd med 90% överlevandssannolikhet. (3p)
c) Beräkna lagerkomplexets livslängd med 99% överlevandssannolikhet. (3p)

$a = c = 0.2\,[m]$ $\qquad b = 0.8\,[m]$ $\qquad F_{vx} = 1000\,[N]$

$F_{vz} = F_{hz} = 100\,[N]$ $\qquad F_{hx} = 1500\,[N]$

Lösning:
Del a)
Inför reaktionskrafter för respektive lager i vanlig ordning. Dessa benämns: R_{ax}, R_{az} & R_{bx} och tecknas i positiv kordinatriktning.
Följande ekvationer kan tecknas:

$$\begin{cases} x: -F_{vx} + F_{hx} + R_{ax} + R_{bx} = 0 \\ z: R_{az} + F_{vz} + F_{hz} = 0 \\ \overleftarrow{M}_{yA}: F_{vx}a + R_{bx}(b) + F_{hx}(b+c) = 0 \end{cases} \tag{1.1}$$

$$\begin{cases} R_{ax} = -R_{bx} + F_{vx} - F_{hx} \\ R_{az} = -F_{vz} - F_{hz} \\ R_{bx} = \dfrac{-F_{hx}(b+c) - F_{vx}a}{b} \end{cases} \tag{1.2}$$

Löses ekvationerna fås följande reaktionskrafter:

$$\begin{aligned} R_{ax} &= 1625\,[N] \\ R_{az} &= -200\,[N] \\ R_{bx} &= -2125\,[N] \end{aligned} \tag{1.3}$$

Lagerdata för 1212 ETN9 finnes i SKF-huvudkatalog sidan 554-555.
Ekvivalent dynamisk lagerlast bestäms med formeln på sidan 544 i SKF

$$\begin{cases} F_a / F_r \le e \longrightarrow P = F_r + Y_1 F_a \\ F_a / F_r > e \longrightarrow P = 0.65F_r + Y_2 F_a \end{cases} \tag{1.4}$$

$$\begin{aligned} P_A &= \sqrt{R_{Ax}^{\ 2}} + Y_1 \cdot R_{Az} = 2285\,[N] \\ P_B &= \sqrt{R_{Bx}^{\ 2}} = 2125\,[N] \end{aligned} \tag{1.5}$$

Del b)
Använd tidigare uppletad lagerdata för lagren och beräkna livslängden: Detta kräver att faktorerna a_{SKF} & a_1 bestäms från SKF katalogen. $\kappa \approx 1$ då referens och vald viskositet är lika. $\eta_c = 0.5$ då normal renlighet angavs.

$$\begin{aligned} &\frac{P_u}{P_A} = 0.2713\,,\ a_{SKF,\,A} \approx 3.5 \\ &\frac{P_u}{P_B} = 0.2918,\ a_{SKF,\,B} \approx 3.8 \\ &a_{1,A,B} = 1 \end{aligned} \tag{1.6}$$

Livslängden för respektive lager bestäms med följande formel:

$$L = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p \tag{1.7}$$

C är lagerspecifik data och $p = 3$ gäller för kullager.

$$\begin{aligned} L_{10,A} &= 8909.9 \\ L_{10,B} &= 12027.4 \end{aligned} \tag{1.8}$$

Där $L_{10,A/B}$ är i enheten miljoner varv.

Del c)
Lagerkomplexets livslängd kan räknas ut med följande formel:

$$L_1 = \left(\frac{\ln(R_{tot})}{\ln(0.9)\sum_{A,B} L_{10}^{-\kappa}}\right)^{1/\kappa} =_1 = \left(\frac{\ln(0.99)}{\ln(0.9)(8909.9^{-1.5} + 12027.4^{-1.5})}\right)^{1/1.5} = 1338.86\,[miljoner\ rot.] \tag{1.9}$$

Exceluträkning:
=(LOG(0.99)/(LOG(0.9)*((12728)^(-1.5)+(14557)^(-1.5))))^(1/1.5)

SVAR:

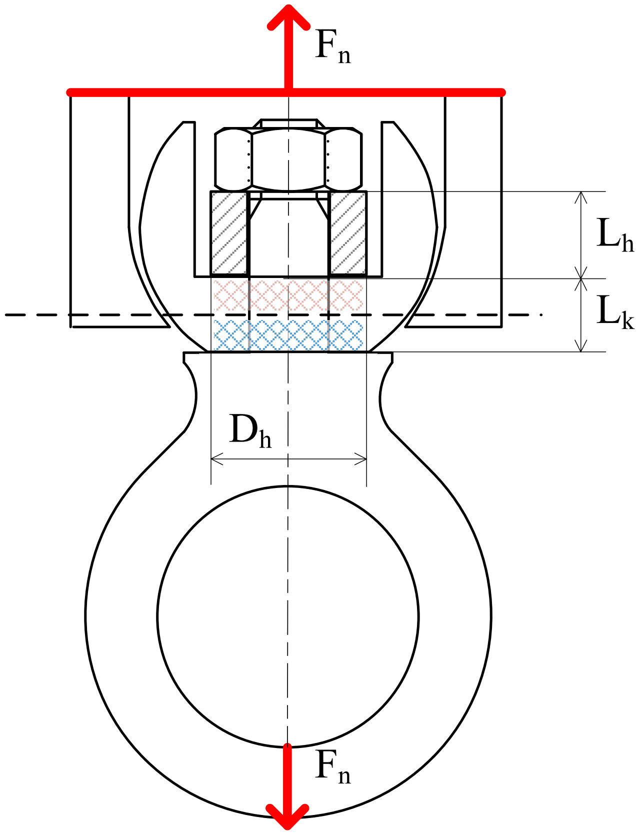
a) $P_A = 2285$ & $P_B = 2125\,[N]$

b) $L_{10,A} = 8909.9$ & $L_{10,B} = 12027.4$ $[miljoner\ rot.]$

c) Lagerkomplexet kommer med 99% sannolikhet klara 1338.86 miljoner varv.

2. Skruvförband

Hållfastheten ska beräknas hos en skruvögla. Öglan sitter kulledad i en infästning i lyftanordningen och belastas därför enbart i drag. Kraften F_n kan vara upp till 19kN. Skruven är av dimension M8 och kvalité 12.9. Infästningen, här benämnd kulan, anses både avlastas och belastas. För identifiering av beräkningsmässiga styvheter kan den motverkande kraften antas angripa i planet markerat med den streckade linjen.



Vilket resulterar i att styvhetsbidragen från kulan kan estimerats till följande
$C_{s\,kula} = C_{k\,kula} = 2.0$ GN/m.

Beräkna följande:

a) Åtdragningsmomentet för skruvarna så att klämkraften i förbandet alltid är större än 1000 N. (3p)

b) Finns det risk för plasticering av skruven om friktionen vid åtdragning minskar till $\mu = \mu_b = 0.08$? (2p)

c) Beräkna det C_s som krävs för att undvika utmattningsbrott. (3p)

d) Bestäm hylslängden för det C_s som beräknades i c)-uppgiften. (2p)

Data:

$L_h = 20\ [mm]$ $L_k = 15\ [mm]$

$D_h = 16\ [mm]$ $\mu = \mu_b = 0.16$

Lösning:
Del a)
Ställ upp styvheter för systemet.

$$C_k = C_{k,\,kula} = 2\left[\frac{GN}{m}\right]$$

$$C_s = \frac{1}{\dfrac{L_k + L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(m_{skruv}^2)} + \dfrac{L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2)} + \dfrac{1}{C_{s\,kula}}} = 2.22\cdot 10^8\left[\frac{N}{m}\right] \qquad (1.10)$$

För att säkerställa att F_k alltid är större än 1000 [N] så kan följande samband formuleras.

$$1000 = F_k = F_0 - F_n\frac{C_k}{C_s + C_k} \qquad (1.11)$$

F_n är känd och F_0 kan beräknas till:

$$F_0 = 1000 + 19000\frac{C_k}{C_s + C_k} = 18.1\,[kN] \qquad (1.12)$$

Åtdragningsmomentet som krävs fås genom formel ME

$$M_{åt} = F_0(0.16P + 0.58\mu d_2 + \mu_b r_m) = 30,5\,[Nm] \qquad (1.13)$$

Del b)

Använd åtdragningsmomentet framräknat i uppgift a), dela nu detta med friktionstermerna i åtdragningsmomentekvationen och beräkna F_0. Detta F_0 skall nu delas med den spänningsekvavilenta arean för en skruv av storleken M8. En skruv av sorten 12.9 tål 1080 MPa innan den plasticerar.

$$F_{0,\,ny} = \frac{M_{åt}}{0.16P + 0.58\mu_{\min}d_2 + \mu_{b,\,\min}r_m} = 3.2367\cdot 10^4\,[N] \qquad (1.14)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{0,\,ny} + F_n\dfrac{C_s}{C_s + C_k}}{\dfrac{\pi}{16}(d_1 + d_2)^2} = 912\,[MPa] < 1080\,[MPa] \qquad (1.15)$$

Då spänningen understiger sträckgränsen kommer plasticering av skruven ej att ske.

Del c)
Då förbandet enbart dragbelastas så kommer kraften variera mellan obelastat och belastat tillstånd. Detta ger följande samband:

$$\sigma_{amp,till} > \sigma_{amp} = \frac{F_{amp}}{A_{sp}} = \frac{F_{s,\max} - F_0}{2A_{sp}} = \frac{\frac{C_s}{C_s + C_k} F_n}{2\frac{\pi}{16}(d_1 + d_2)^2} \tag{1.16}$$

Modifiering av hylsans längd påverkar värdet på styvheten för beräkningsmässig skruv, genom förändring av längden på skruv och hylsa. Största tillåtna amplitudspänning i en 12.9 skruv är 35 [MPa].

För att lösa för L_h kan beräkningarna lämpligen delas upp i två steg. Första steget är att räkna ut storleken på C_s som krävs för att utmattningsbrott ska undvikas. Det vill säga när ekvation (1.16) är lika med 35 [MPa]. Omflyttning av termerna ger följande:

$$x = \frac{2 \cdot 35 \cdot 10^6 \pi (d_1 + d_2)^2}{16\, F_n} = \frac{C_s}{C_s + C_k} = 0.138... \tag{1.17}$$

Från detta samband kan C_s bestämmas.

$$C_{s,\max} < C_s = \frac{C_k x}{(1 - x)} = 3.21 \cdot 10^8 \left[\frac{N}{m}\right] \tag{1.18}$$

Använd sedan uttrycket för styvheten för beräkningsmässig skruv från deluppgift a).

Del d)

$$C_s = \frac{1}{\dfrac{L_k + L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(m_{skruv}^2)} + \dfrac{L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2)} + \dfrac{1}{C_{s\,kula}}} = 3.21 \cdot 10^8 \left[\frac{N}{m}\right] \tag{1.19}$$

Förenkla för att lösa ut L_h :

$$\frac{C_s\left(L_k + L_h\right)}{E\dfrac{\pi}{4}(m_{skruv}^2)} + \frac{C_s L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2)} + \frac{C_s}{C_{s\,kula}} = 1 \tag{1.20}$$

$$\frac{C_s\left(L_k + L_h\right)}{E\dfrac{\pi}{4}(m_{skruv}^2)} + \frac{C_s L_h}{E\dfrac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2)} = 1 - \frac{C_s}{C_{s\,kula}} = 0.839... \tag{1.21}$$

$$3.05(L_k + L_h) + 11.13 L_h = 0.839 \tag{1.22}$$

$$L_h = \frac{0.839 - 3.05 L_k}{3.05 + 11.13} = 9.198\left[mm\right] \tag{1.23}$$

SVAR:

a) Minsta möjliga åtdragningsmoment är 25.7 [Nm]
b) Det finns ingen risk för plastering vid dimensioneirng för angivna friktionstal.
c) Styvheten för beräkningsmässig skruv får max vara $C_{s,\max} = 3.21 \cdot 10^8\ [N/m]$
c) Minst möjliga längd på hylsan är 9.198 [mm].

4. Broms

En säkerhetsanordning vid änden på en landningsbana är konstruerad för att fånga in ett JAS 39 Gripen som av någon orsak inte lyckats stanna med egna bromsar. Systemet består av ett uppspänt nät kopplat till ett vajersystem. Vajern rullas ut från en rulle som bromsas av en industriell skivbroms. Systemet skall klara av att bromsa in ett flygplan som färdas i 225 km/h när det fångas upp och som har massan 12000 kg. Bromsmomentet som krävs för att kunna bromsa in flygplanet tillräckligt snabbt är 82 kNm.

a) Beräkna tjockleken för skivan så att temperaturökningen vid inbromsningen ej överstiger 300°C (Räkna med att all rörelseenergi antas omvandlas till värmeenergi i skivbromsen) (4p)

b) Beräkna hur många broms-ok som måste monteras på skivan för att uppnå erforderligt moment. Räkna med inslitna belägg och att trycket ej får överskrida 3 MPa. (6p)

Data:

Skivan			Belägg		
c_p	400	J/(kg °C)	μ	0.3	
ρ	7200	kg/m^3	α	60	° [deg]
$R_{s,i}$	0.5	m	$R_{b,i}$	0.615	m
$R_{s,y}$	0.7	m	$R_{b,y}$	0.695	m

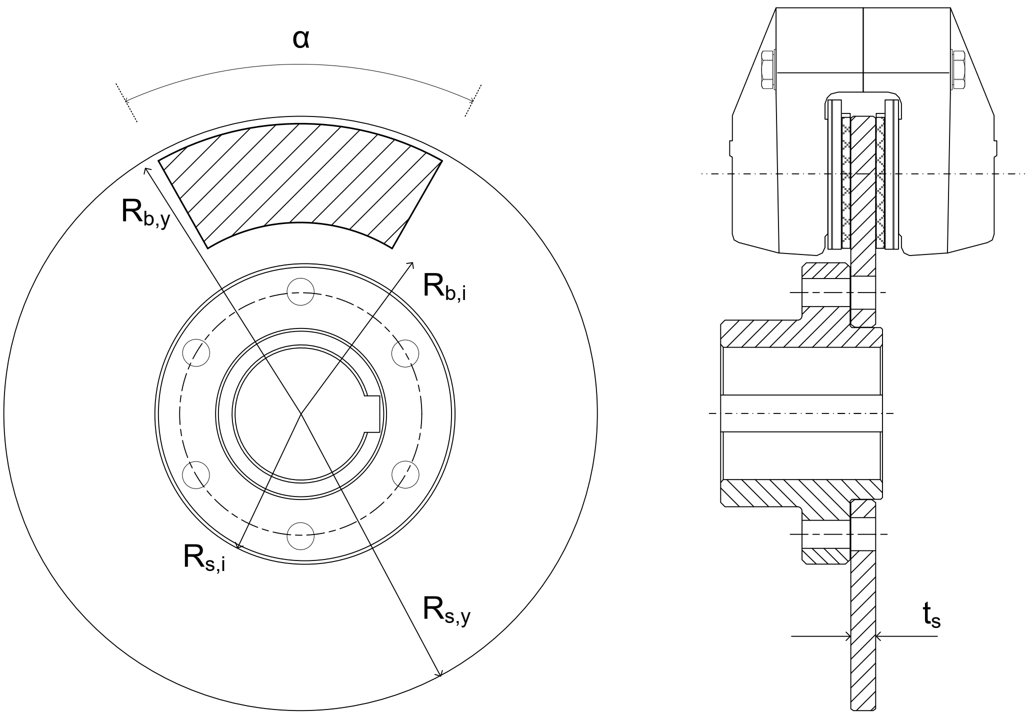


Fig. 1 - Principiell schematisk skiss av en industriell skivbroms

Lösning:

a) Beräkna tjockleken för skivan så att temperaturen ej överstiger 300°C (Räkna med att all rörelseenergi antas omvandlas till värmeenergi i skivbromsen) (4p)

JAS 39 Gripen planet färdas med 225 km/h och har massan 12000 kg vilket motsvarar rörelseenergin,

$$W_{JAS} = \frac{mv^2}{2} = \frac{12000 \cdot \left(\frac{225}{3.6}\right)^2}{2} = 23437.5\,\text{kJ} \tag{24}$$

Bromsskivans förmåga att uppta värmeenergi ges av,

$$Q_s = \Delta T \cdot c_p \cdot m_s \tag{25}$$

Massan för skivan,

$$m_s = V_s \cdot \rho = t_s \cdot \pi (R_{s,y}^2 - R_{s,i}^2) \cdot \rho \tag{26}$$

Då all rörelseenergi kan antas omvandlas till värmeenergi i bromsskivan får vi,

$$Q_s = W_{JAS} = 23437.5\,\text{kJ} \tag{27}$$

Ekvation (26), (25) och (27) ger då,

$$\begin{gathered} Q_s = \Delta T \cdot c_p \cdot m_s = \Delta T \cdot c_p \cdot t_s \cdot \pi (R_{s,y}^2 - R_{s,i}^2) \cdot \rho \\ \rightarrow \\ t_s = \frac{Q_s}{\Delta T \cdot c_p \cdot \pi (R_{s,y}^2 - R_{s,i}^2) \cdot \rho} = \frac{23437.5 \cdot 10^3}{300 \cdot 400 \cdot \pi (0.7^2 - 0.5^2) \cdot 7200} = \underline{0.03598\,\text{m=36mm}} \end{gathered} \tag{28}$$

b) Beräkna hur många broms-ok som måste monteras på skivan för att uppnå erforderligt moment. Räkna med inslitna belägg och att trycket ej får överskrida 3 MPa. (6p)

Bromsmoment per friktionsyta för en skivbroms med inslitet belägg ges av ekvation 7.20 i MM.

$$M_w = \mu K_w \alpha \frac{R_{b,y}^2 - R_{b,i}^2}{2} \tag{29}$$

Trycket på skivan som funktion av radien ges av ekvation 7.18 i MM. Vi antar högsta tryck vid innerradien.

$$\begin{gathered} p_w = \frac{K_w}{r} \\ p_w^{\max}\left\{r = R_{b,i}\right\} = \frac{K_w}{R_{b,i}} \end{gathered} \tag{30}$$

Det erforderliga momentet som krävs för att bromsa tillräckligt snabbt är angivet i uppgiften. Antalet ok som krävs skall bestämmas. Ekvation (29) skrivs om med en faktor *n* motsvarande antalet bromsok och att två belägg används per ok.

$$M_{w,tot} = 2n \cdot \mu K_w \alpha \frac{R_{b,y}^2 - R_{b,i}^2}{2} = \left\{ K_w = p_w^{\max} R_{b,i} \right\} = = 2n \cdot \mu p_w^{\max} R_{b,i} \alpha \frac{R_{b,y}^2 - R_{b,i}^2}{2} \tag{31}$$

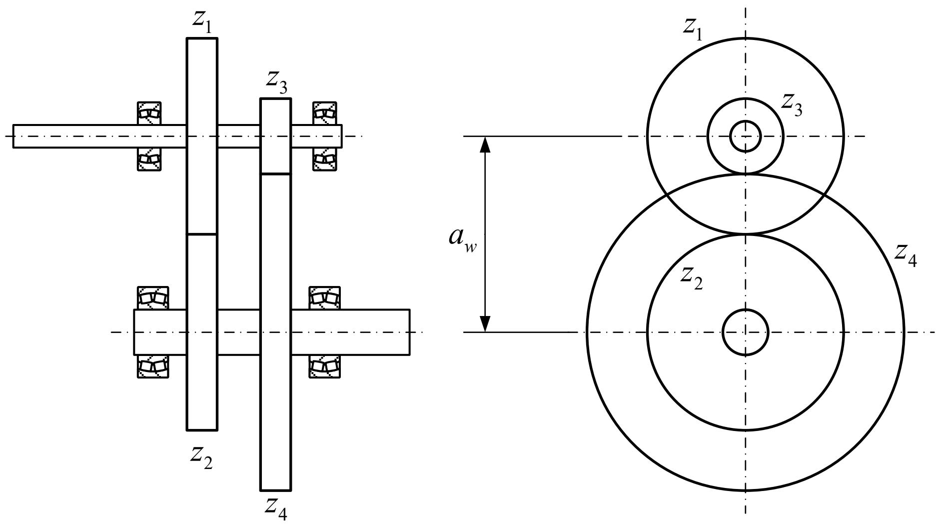
Bryter ut faktorn *n*,

$$n = \left\{ M_{w,tot} = M_{erf} \right\} = \frac{M_{erf}}{2\mu p_{\max} R_{b,i} \alpha \frac{R_{b,y}^2 - R_{b,i}^2}{2}} = = \frac{82000}{2 \cdot 0.3 \cdot \left(3 \cdot 10^6\right) 0.615 \cdot \frac{60\pi}{180} \cdot \frac{0.695^2 - 0.615^2}{2}} = 1.349 \tag{32}$$

SVAR: a) Skivans tjocklek behöver vara minst 36mm.
b) Skivan bör bestyckas med 2 stycken bromsok.

4. Kuggväxel

En växellåda med två växlar skall utformas. Växellådan har två axlar och de båda växelstegen skall vara monterade på dessa axlar. Växeln skall vara glappfri. Växellådan visas pricipiellt nedan.



a) Beräkna det monterade axelavståndet (a_w). (4p)

b) Bestäm profilförskjutningen för kugghjulen i växelsteg två (x_3 och x_4). (6p)

Data:

$$\alpha_0 = 20°$$
$$m = 4.00$$
$$z_1 = 20, x_1 = 0.10$$
$$z_2 = 21, x_2 = 0.10$$
$$z_3 = 11$$
$$z_4 = 31$$

Lösning:

a)
Vi beräknar det samverkande (monterade) axelavståndet för växelsteg 1.
Referensaxelavstånd (ingen profilförskjutning) är ME

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4(20+21)}{2} = 82.00 \text{ mm}$$

Sambandet mellan axelavstånd och ingreppsvinkel för samverkande kugghjul:

$$a_w = \frac{a \cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$

Fölmer's ekvation ger sambandet mellan ingreppsvinkeln och profilförskjutning:

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha_0 + \frac{2(x_1 + x_2)\tan \alpha_0}{z_1 + z_2}$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} 20° + \frac{2(0.10 + 0.10)\tan 20°}{20 + 21} =$$

$$= 0.014904 + 0.0035593 = 0.0184549... \Leftrightarrow \alpha_w = 21.31°$$

Det samverkande axelavståndet kan nu beräknas:

$$a_w = \frac{82.00 \cdot \cos 20°}{\cos 21.31°} = 82.7098... \text{mm}$$

b)
Vi beräknar axelavståndet för växelsteg 1.
Referensaxelavstånd för växelsteg 2 (ingen profilförskjutning) är ME

$$a = \frac{m(z_3 + z_4)}{2} = \frac{4.00(11+31)}{2} = 84.00 \text{ mm}$$

Sambandet mellan axelavstånd och ingerppsvinkel för samverkande kugghjul.

$$a_w = \frac{a \cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} \Rightarrow \cos \alpha_w = \frac{a \cos \alpha_0}{a_w}$$

$$\cos \alpha_w = \frac{a \cos \alpha_0}{a_w} = \frac{84.00 \cos 20°}{82.7098} = 0.954351 \Rightarrow \alpha_w = 17.378783°$$

Fölmer's ekvation ger sambandet mellan ingreppsvinkeln och profilförskjutning:

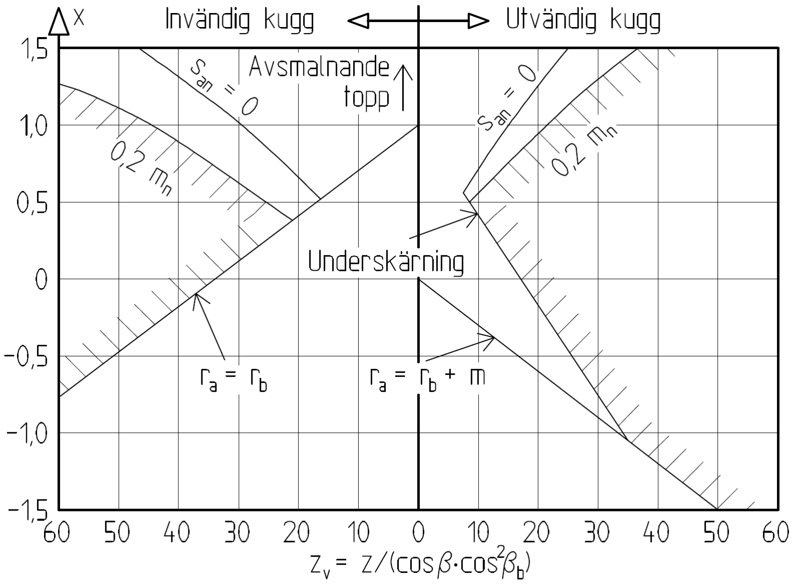
$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha_0 + \frac{2(x_3 + x_4)\tan \alpha_0}{z_3 + z_4}$$

$$x_3 + x_4 = \frac{(z_3 + z_4)}{2\tan \alpha_0}\left(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha_0\right) =$$

$$= \frac{11+31}{2\tan 20°}\left(0.009659 - 0.014904\right) = -0.302609$$

ME-boken s 450, figur 11.50 ger begränsningsarna för val av profilförskjutning med hänsyn till spetskugg och underskärning.
Det lilla kugghjulet har ett kuggtal på $x_3 = 11$ vilket ligger nära både gränsen för spetskugg och underskärning. Ett säkert val av profilförskjutningen är mellan +0.4 och +0.6 (obs positiv profilförskutning).

För det stora kugghjulet med kuggtalet $x_4 = 31$ medges profilförskjutningar mellan -0.75 och +1.3.



Figur 11.50: *Gränser för underskärning och spetskugg*

Den beräknade sammanlagda profilförskjutningen är $x_3 + x_4 = -0.302609$.
Denna kan åstadkommas genom att exempelvis välja:

$$\begin{cases} x_3 = +0.40 \\ x_4 = -0.302609 - x_3 = -0.302609 - 0.40 = -0.702609 \end{cases}$$

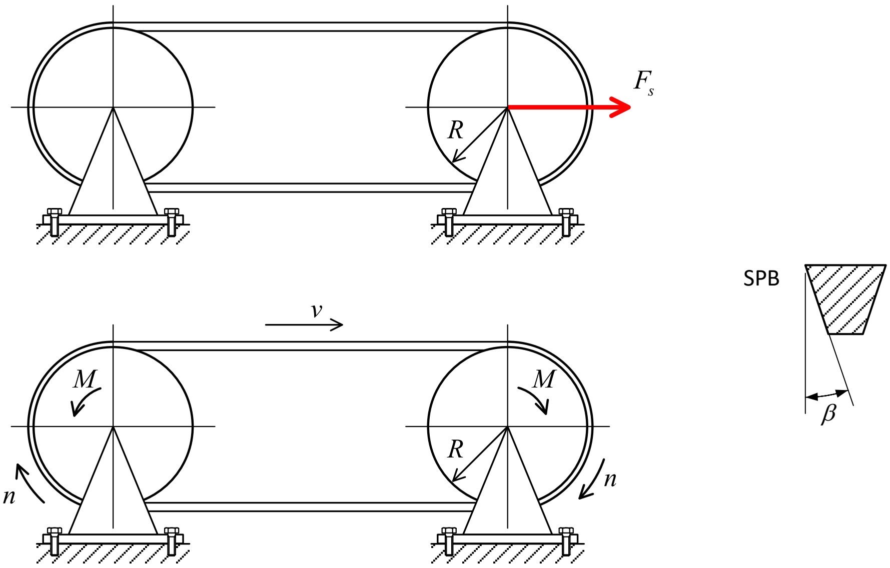
SVAR: a) Det monterade glappfria axelavståndet är 82.71mm
b) Lämpliga profilförskjutningar är $x_3 = +0.40$ och $x_4 = -0.7026$.

5. Remväxel

Två olika konstruktionsalternativ att förspänna en remväxel skall jämföras. I båda fallen används lika stora remskivor och en kilrem (tvärsnitt SPB).

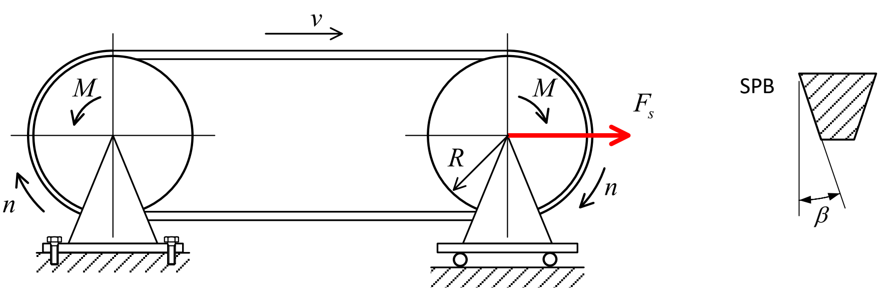
Alternativ I

Konstruktionen förspänns genom att man förspänner remväxeln vid montage genom att förskjuta den drivande motorn så att kraften F_s erhålls. Motorn fixeras genom att skruvas fast i detta läge.



Alternativ II

Konstruktionen förspänns genom att man kontinuerligt förspänner remväxeln genom att motorn kan röra sig och att kraften F_s upprätthålls hela tiden (exvis med en förspänd fjäder).



a) Bestäm maximalt överförbart moment (slirgräns) och effekt för alternativ I. (6p)
b) Bestäm maximalt överförbart moment (slirgräns) och effekt för alternativ II. (4p)

Notera att uppgifterna a) och B kan lösas oberoende av varandra och i valfri ordning!

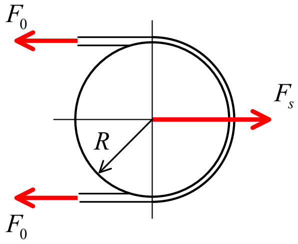
Data för konstruktionerna:

$\mu = 0.3$, $\beta = 19°$, $R = 125$ mm , $n = 1500$ rpm , $F_s = 200$ N , remvikt $m' = 0.178$ kg/m

Lösning:

a) Bestäm maximalt överförbart moment (slirgräns) och effekt för alternativ I. (5p)

Montering:

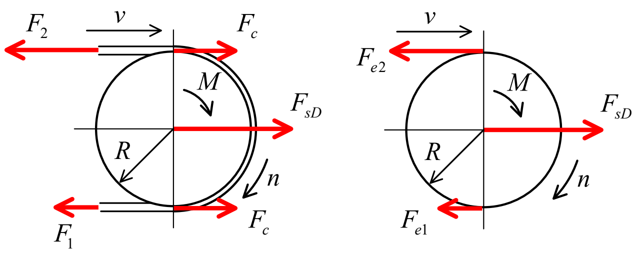


Kraftjämvikt vid montering:

$$F_s = F_0 + F_0 = 2F_0 \tag{1}$$

Drift:

När växeln roterar kommer centrifugalkraftens inverkan att minska effektivkrafternas verkan på respektive remskiva.



När växeln roterar och belastas blir kraftjämvikten på remskivan:

$$F_{sD} = F_{e2} + F_{e1} = F_2 + F_1 - 2F_c \tag{2}$$

Det pålagda momentet omfördelar den totala spänningen i remmen:

$$F_2 + F_1 = 2F_0 = F_s \tag{3}$$

Vi erhåller därmed:

$$F_{sD} = F_2 + F_1 - 2F_c = F_s - 2F_c = F_s - 2m'v^2 = F_s - 2m'\left(\omega R\right)^2 \tag{4}$$

Momentjämvikt över remskivan:

$$M^I = \left(F_{e2} - F_{e1}\right)R \tag{5}$$

Eytelweins ekvation för kraftkvoten på remskivan:

$$\frac{F_{e2}}{F_{e1}} = e^{\mu_s \alpha} \tag{6}$$

För en kilremsväxel är det skenbara friktionstalet:

$$\mu_s = \frac{\mu}{\sin\beta} = \frac{0.30}{\sin 19^\circ} = 0.921466$$

Omslutningsvinkeln är $\alpha = 180^\circ = \pi$.

Jämvikterna kan skrivas om med hjälp av (X):

$$F_{sD} = F_{e2} + F_{e1} = \left(e^{\mu_s \alpha} + 1\right) F_{e1}$$

$$M^I = \left(F_{e2} - F_{e1}\right) R = \left(e^{\mu_s \alpha} - 1\right) F_{e1} R$$

Kraften F_{e1} elimineras vilket ger:

$$M^I = \frac{\left(e^{\mu_s \alpha} - 1\right)}{\left(e^{\mu_s \alpha} + 1\right)} F_{sD} R = \frac{\left(e^{\mu_s \alpha} - 1\right)}{\left(e^{\mu_s \alpha} + 1\right)} \left(F_s - 2m'\left(\omega R\right)^2\right) R$$

Den överförda effekten är:

$$P^I = M^I \omega$$

ty:

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot \frac{3000}{60} = 2\pi \cdot 50 = 100\pi \text{ rad/s}$$

Insättning av värden ger:

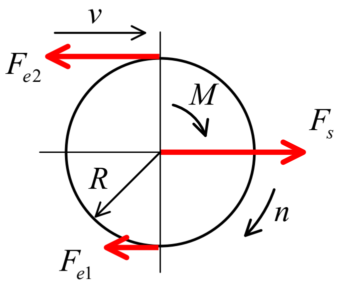
$$M^I = \frac{\left(e^{0.9215\pi} - 1\right)}{\left(e^{0.9215\pi} + 1\right)} \left(200 - 2 \cdot 0.178 \cdot \left(50\pi \cdot 0.125\right)^2\right) 0.125 = \quad \text{Nm}$$

$$= 0.8952 \cdot \left(200 - 2 \cdot 68.624\right) \cdot 0.125 = 7.02$$

$$P^I = 50\pi \cdot 7.02 = 1103 \text{ W}$$

b) Bestäm maximalt överförbart moment (slirgräns) och effekt för alternativ II. (5p)

Frilägg motorns remskiva. På skivan verkar förspänningskraften samt remparternas effektivkrafter.



Teckna kraft och momentjämvikt:

$$F_s = F_{e2} + F_{e1}$$
$$M = \left(F_{e2} - F_{e1}\right)R$$

Eytelweins ekvation för kraftkvoten på remskivan:

$$\frac{F_{e2}}{F_{e1}} = e^{\mu_s \alpha}$$

För en kilremsväxel är det skenbara friktionstalet:

$$\mu_s = \frac{\mu}{\sin\beta} = \frac{0.30}{\sin 19^\circ} = 0.921466$$

Omslutningsvinkeln är $\alpha = 180^\circ = \pi$.

Jämvikterna kan skrivas om med hjälp av (X):

$$F_s = F_{e2} + F_{e1} = \left(e^{\mu_s \alpha} + 1\right)F_{e1}$$
$$M = \left(F_{e2} - F_{e1}\right)R = \left(e^{\mu_s \alpha} - 1\right)F_{e1}R$$

Kraften F_{e1} elimineras vilket ger:

$$M = \frac{\left(e^{\mu_s \alpha} - 1\right)}{\left(e^{\mu_s \alpha} + 1\right)} F_s R$$

Den överförda effekten är:

$$P = M\omega$$

Där:

$$\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot \frac{1500}{60} = 2\pi \cdot 25 = 50\pi \text{ rad/s}$$

Insättning av värden ger:

$$M^{II} = \frac{\left(e^{0.9215\pi} - 1\right)}{\left(e^{0.9215\pi} + 1\right)} 200 \cdot 0.125 = 0.8952 \cdot 200 \cdot 0.125 = 22.38 \text{ Nm}$$
$$P = 50\pi \cdot 22.38 = 3515 \text{ W}$$

SVAR: Svar till uppgiften med ingående varvtal 1500 rpm:
a) 7.03 Nm och 1103 W
b) 22.38 Nm och 3515 W