

Kursusopgave 2

Mekaniske transmissioner

Marianne Gudnor (2063)
Efterår 2007

Indholdsfortegnelse:

Fordimensionering af aksler:	3
Indgangsakslen til maskinenhed B.....	3
Indgangsakslen til maskinenhed A	4
Valg af gear.....	4
Udligningskobling, B.....	5
Dimensionering af remtræk	7
Valg af belastningsfaktor	8
Valg af remprofil.....	8
Udvekslingsforhold i.....	9
Remskivediametre.....	9
Centerafstand	10
Remlængde L_d	11
Remhastighed v	12
Bøjningsfrekvensen f	13
Effektoverføring pr. rem P_N	13
Korrektionsfaktor for remlængde C_2	13
Korrektionsbue for anlægsbue C_3	13
Antal kileremme Z	14
Forslag til transmission	14
Friktionskobling.....	15
Torsionsmomentet for friktionskoblingen $T_{k\,fk}$	15
Valg af friktionskobling	16
Indkoblingstiden t_a	17
Varmeundersøgelse.....	18
Elastisk kobling.....	19
Valg af kobling	19
Stødpåvirkning fra motorsiden	20
Reduceret amplitudeværdi T_{wi}	23
Udmattelsesmomentet T_{KW}	24
Dæmpning.....	25
Udligningskobling ved motor	26

Fordimensionering af aksler:

Indgangsakslen til maskinenhed B

$$\tau \leq \tau_{tzul} = \frac{\tau_{tD}}{S_{Dmin}}, \text{ hvor } \tau_{tD} = \tau_{twn} \cdot \tau \text{ er torsionsspændingen.}$$

S_{DM} vælges til for at få den største sikkerhedsfaktor¹.

$\tau_{twn} = 150$ forudsat at akslen er af stål S355².

$$\tau_{tzul} = \frac{\tau_{wn}}{S_{Dmin}} = \frac{150}{4} = 37.5 [\text{N/mm}^2]$$

Ved maskinenhed B er der tale om et statisk belastningstilfælde, fordi belastningen er konstant³.

$T = KA \cdot T_{nom} = 1.5 \cdot 90 = 135 [\text{Nm}]$, KA er en anvendelsesfaktor.⁴

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} \approx 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{tzul}}}$$

⇓

$$d \geq 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{135 \cdot 10^3}{37.5}} = 26.4 [\text{mm}]$$

Altså skal akseldiameteren til maskinenhed B være $\geq 26.4 [\text{mm}] \approx 27 [\text{mm}]$.

¹ Se venligst side 62 i Rolof Matik.

² Se tabel 1-1 side 1 i Rolof Matik, tabellen.

³ Se bild 3-7 side 41 i Rolof Matik.

⁴ Se tabel 3-5 side 41 i Rolof Matik, tabellen.

Indgangsakslen til maskinenhed A

$$T_{nom} = 30 + 20 = 50[\text{Nm}]$$

$$T = KA \cdot T_{nom} = 1.5 \cdot 50 = 75[\text{Nm}]$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{tzul}}} \approx 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{tzul}}}$$

⇓

$$d \geq 1.72 \cdot \sqrt[3]{\frac{75 \cdot 10^3}{37.5}} = 21.7[\text{mm}] \approx 22[\text{mm}].$$

Denne rundes op til 25 mm af hensyn til friktionskoblingens standard.⁵

$$\underline{\underline{d = 25[\text{mm}]}}$$

Valg af gear

Først beregnes udvekslingsforholdet i_{total} .

$$i_{total} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{200} = 7.25 [\text{omdr/min}]$$

Der vælges nu et gear fra Brd. Klee. Side 76 I katalog for tandhjulsgear type C. Der er valgt gear nr. C212_7.1, hvor 7.1 er udvekslingsforholdet ved 1400 omdr/min⁶.

Gearet kan klare et moment på 130 Nm.

$$i_{gear} = 7.1$$

Da $130 > 90 \Rightarrow \text{ok}$

Effekten beregnes.

⁵ Der henvises til afsnittet ” valg af friktionskobling”.

⁶ Se venligst bilag 1.

$P_{n1} = 2.8 [Kw]$, den maksimale indgangseffekt, som er aflæst⁷.

$\eta_d = 0.95$, dette er virkningsgraden for det valgte gear⁸.

$$\eta_d = \frac{P_2}{P_1} \cdot 100 [\%]$$

⇕

$$0.95 = \frac{P_2}{2.8}$$

⇕

$$P_2 = 2.66 [Kw]$$

$$P = T \cdot \omega$$

$$\omega = n \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$P_{indgang, gear} = 90 \cdot 200 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

⇕

$$P_{indgang, gear} = 1.885 [Kw]$$

Da $1.885 < 2.66 \Rightarrow$ ok.

Således er det valgte gear ok til systemet.

Udgangsakslen på gearet har en diameter på 25 mm. Indgangsakslen har en indstillelig diameter på 14-24 mm. (Oplyst af Michael Rasmussen fra Brd. Klee.)

Denne indstilles til 24 mm for at være sikker på at den kan holde.

Udligningskobling, B.

Dimensionering af udligningskobling mellem gear og maskinenhed B:

$$T_{KN} \geq T_{LN} \cdot S_t + T_{acc}, \text{ St for stål er 1 så i princippet udgår den}^9.$$

$$T_{LN} = 90 [Nm]$$

⁷ Se venligst bilag 1

⁸ Se bilag 2

⁹ Se side 141 i Machine Elements, DTU.

Nu beregnes T_{acc} .

$$T_{acc} = JB \cdot \alpha_B = JB \cdot \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

↓

$$T_{acc} = 0.8 \cdot \frac{2\pi \cdot (205 - 0)}{2 - 0}$$

↑

$$T_{acc} = 8.59[\text{Nm}] \approx 9[\text{Nm}]$$

T_{acc} lægges til torsionsmomentet fra lastsiden som sikkerhedsfaktor, da torsionsmomentet vil være større under opstart.

Således fås:

$$T_{KN} \geq (90 + 9) \cdot 1$$

↑

$$T_{KN} \geq 99[\text{Nm}]$$

Den nominelle moment belastning skal altså være større end 99 Nm.

Nu kan der vælges en udligningskobling.

Der er valgt en størrelse 200 MODELL SK2¹⁰.

Denne udligningskobling har indstillelig diameter.

$D = 24 - 45[\text{mm}]$, indgangsakslens diameter til maskinenhed B på 27 mm ligger indefor dette interval.

Denne udligningskobling kan vinkeludligne 1.5 grad, hvilket er acceptabelt. Den har et indstilleligt moment på 120-240 Nm. Meget specielt at momentet kan indstilles, men det kan det altså her.

Momentet indstilles til 120 Nm.

Det nominelle moment TKN bliver således:

$$TKN = 120[\text{Nm}]$$

¹⁰ Se bilag 3. Sicherheitskupplungen fra R+W.

Da $120 \text{ Nm} > 99 \text{ Nm} \Rightarrow \text{ok}$

Udligningskoblingen skal kunne låses faste på begge aksler fra gearet. Udgangsakslens på gearet er 25 mm i diameter og indgangsakslens til maskine B fra gearet er 27 mm i diameter. Det er således muligt at låse udligningskoblingen fast på akslerne, da udligningskoblingen kan skrues fra 24-45, dvs. den kan sættes på en aksel med denne størrelse.

Denne udligningskobling har et masseinertimoment på $J_{Udl,B} = 5.30 \cdot 10^{-3} [\text{Kgm}^2]$.

Dimensionering af remtræk

Alle henvisninger i dette afsnit refererer til Roulunds Transmissionshåndbog.

Da hele udvekslingsforholdet er sat i gearet medfører det at

$n_{2,gear} = 1450 \text{ omdr/min}$. Dette bevirker at udvekslingsforholdet i remtrækket bliver 1,

da $n_{1,gear} = 1$.

$$i_{remtræk} \frac{n_{1,gear}}{n_{2,gear}} = \frac{1450}{1450} = 1 [\text{omdr/min}]$$

Effekten beregnes således:

$$P_{remtræk} = T_{indgang,gear} \cdot \omega_{indgang,gear}$$

hvor

$$T_{indgang,gear} = \frac{T_B}{i_g \cdot \eta_g}$$

\Downarrow

$$T_{indgang,gear} = \frac{90}{7.1 \cdot 0.95}$$

\Updownarrow

$$T_{indgang,gear} = 13.34 [\text{Nm}]$$

\Updownarrow

$$T_{indgang,gear} \approx 14 [\text{Nm}]$$

Momentet bliver jo netop ca. 7 gange større inde i gearet, derfor passer med de 13.34 Nm.

Effekten ved remtrækket bliver derfor:

$$P_{remtræk} = 14 \cdot 1450 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

⇕

$$P_{remtræk} = 2126[\text{W}]$$

⇕

$$P_{remtræk} = 2.126[\text{kW}]$$

Valg af belastningsfaktor

Remtrækket skal køre ca. 16 timer dagligt. Sandsynligheden for at det kommer til at køre over 16 timer dagligt er derfor tilstede. C_1 , belastningsfaktoren¹¹ vælges til 1.4.

$$C_1 = 1.4$$

C_1 er fastsat ud fra de driftsforhold der svarer nærmest til de aktuelle forhold for transmissionen.

Valg af remprofil

Beregningseffekten (Design power) P_d beregnes:

$$P_d = P_{remtræk} \cdot C_1$$

⇓

$$P_d = 2.126 \text{ kW} \cdot 1.4$$

⇕

$$P_d = 2.9764$$

⇕

$$P_d = 3[\text{kW}]$$

¹¹ Se side 46 i Roulunds Transmissionshåndbog.

Dermed vælges en remprofil SPZ ud fra skæringspunktet for P_d og kileremskivens hastighed på 1450 omdr/min. (Almindeligvis vælges ud fra den mindste kileremsskive, med da udvekslingsforholdet er 1 kileremsskiverne lige store i dette tilfælde).

Remprofil SPZ

Udvekslingsforhold i

Udvekslingsforholdet er forholdet mellem omdrejningstal på mindste og største kileremsskive.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{1450} = 1$$

Remskivediametre

Kileremskiverne er lige store, men almindeligvis udføres følgende beregninger:

Mindste kileremsskives diameter vælges.¹²

$$d_d = 100[\text{mm}]$$

Største kileremsskives datum-diameter beregnes:

$$D_d = d_d \cdot i = 100 \cdot 1 = 100[\text{mm}]$$

Denne ændres til 125 mm pga. den ønskede centerafstand¹³.

Derfor bliver kileremsskivediametrene i stedet for:

$$\underline{d_d = 125[\text{mm}]}$$

$$\underline{D_d = d_d \cdot i = 100 \cdot 1 = 125[\text{mm}]}$$

Kileremskivernes pitchdiameter beregnes og udvekslingsforhold kontrolleres:

$$2b_d = -1.4 \text{ iflg. Tabel 2a side 51 under program 11 og remprofil SPZ.}$$

¹² Se tabel 2 side 50 i Roulunds Transmissionshåndbog.

¹³ Se afsnittet ”Centerafstand”.

$$i = \frac{D_d + 2b_d}{d_d + 2b_d} = \frac{D_p}{d_p}$$

⇓

$$i = \frac{125 + 2(-1.4)}{125 + 2(-1.4)} = 1$$

Ingen afvigelse.

Centerafstand

Centerafstanden ønskes at være:

Afstanden mellem akslerne i gearret er 323 mm. Dette er oplyst af Michael Rasmussen fra Brd. Klee.

$$C_{\text{ønsket}} = 800 - 323 = 477[\text{mm}]$$

Centerafstand vælges i området:

$$C_{\text{min}} > 0.7(d_d + D_d) = 0.7(100 + 100) = 140[\text{mm}]$$

$$C_{\text{max}} < 2(d_d + D_d) = 2(100 + 100) = 400[\text{mm}]$$

Da $C_{\text{max}} = 400 < C_{\text{ønsket}} = 477\text{mm} \Rightarrow$ DUER IKKE.

Derfor vælges iflg. Tabel 2 side 50 en ny diameter på remskiven

De nye kileremsskivediametrene:

$$\underline{d_d = 125[\text{mm}]}$$

$$\underline{D_d = d_d \cdot i = 125 \cdot 1 = 125[\text{mm}]}$$

Herefter fås:

$$C_{\text{min}} > 0.7(d_d + D_d) = 0.7(125 + 125) = 175[\text{mm}]$$

$$C_{\text{max}} < 2(d_d + D_d) = 2(125 + 125) = 500[\text{mm}]$$

Da $C_{\text{max}} = 500 > C_{\text{ønsket}} = 477\text{mm} \Rightarrow$ Ok.

Remlængde L_d

Remlængde L_d :

$$L_d = 2 \cdot C + 1.57 \cdot (D_d + d_d) + \frac{(D_d - d_d)^2}{4 \cdot C}$$

⇓

$$L_d = 2 \cdot 477 + 1.57 \cdot (125 + 125) + \frac{(125 - 125)^2}{4 \cdot 477}$$

⇕

$$L_d = 1346.5 [\text{mm}]$$

⇕

$$L_d = 1346.5 [\text{mm}] \sim 1347 [\text{mm}]$$

Datum-længde på 1347 mm. vælges¹⁴.

$$L_{d, \text{valgt}} = 1347 [\text{mm}]$$

Med korrektion for remlængde bliver endelig Centerafstand C:

$$C_{ny} = C - \frac{L_d - L_{d, \text{valgt}}}{2}$$

⇓

$$C_{ny} = 477 - \frac{1346.5 - 1347}{2}$$

⇕

$$C_{ny} = 477.25 [\text{mm}]$$

¹⁴ I henhold til program 11 side 10 i Roulunds Transmissionshåndbog.

X og y minimum justering¹⁵:

y aflæses til 21 mm.

x aflæses til 17 mm.

$$C_{\min} = C_{ny} - y = 477.25 - 21 = 456.21[\text{mm}]$$

$$C_{\max} = C_{ny} + x = 477.25 + 17 = 494.21[\text{mm}]$$

Da $477.25 < 494.21 \Rightarrow \text{Ok}$.

Remhastighed v

Remhastighed v:

Beregning af pitchdiameter:

$$d_p = d_d + 2b_d = 125 + 2 \cdot -1.4 = 122.5[\text{mm}]$$

$$v = \frac{d_p \cdot n_{1, \text{remtræk}}}{19100}$$

⇕

$$v = \frac{122.2 \cdot 1450}{19100} = 9.28[\text{m/s}]$$

Anbefalet max. Remhastighed v for program 11 iflg. side 10 er 42 m/s.

Da $9.28 < 42 \text{ m/s} \Rightarrow \text{ok}$.

¹⁵ Se tabel 4 side 52 profil SPZ i Roulunds Transmissionshåndborg.

Bøjningsfrekvensen f

$$f = \frac{a \cdot v \cdot 1000}{L_{d, \text{valgt}}}$$

⇓

$$f = \frac{2 \cdot 9.28 \cdot 1000}{1347}$$

⇕

$$f = 13.78 [\text{Hz}]$$

Anbefalet max frekvens for program 11 iflg. side 10 er 100Hz.

Da $13.78 < 100 \text{ Hz} \Rightarrow \text{ok}$.

Effektoverføring pr. rem P_N

Iflg. Program 11, profil SPZ side 61.

$$n_1 = 1450 \text{ omdr/min. og } i = 1$$

Kileremskivernes diameter = 125 mm.

P_N aflæses til 3.57 [kW]

Korrektionsfaktor for remlængde C_2

Længdefaktoren C_2 er udtryk for den bøjningsfrekvens kileremmen udsættes for ved passage over remskiverne.

For $L_d = 1347 \text{ mm}$ under profil SPZ smalkileremme¹⁶ aflæses C_2 til 0.97.

Der rundes fra 1.347 ned til 1.341 fremfor op til 1.423.

$$C_2 = 0.97$$

Korrektionsbue for anlægsbue C_3

For dækkede kileremme¹⁷ (program 11 medfører dækkede kileremme):

$$\frac{D_d - d_d}{2} = \frac{125 - 125}{2} = 0$$

¹⁶ Se tabel 6 side 54 i Roulunds Transmissionshåndbog.

¹⁷ Se tabel 7 side 55 i Roulunds Transmissionshåndbog.

Vinkel $\beta = 180^0$

Faktor $C_3 = 1$

Antal kileremme Z

$$Z = \frac{P_{remtræk} \cdot C_1}{P_N \cdot C_2 \cdot C_3}$$

⇓

$$Z = \frac{2.126 \cdot 1.4}{P_N \cdot C_2 \cdot C_3}$$

⇕

$$Z = 0.8595 \sim 1 \text{ Rem}$$

B, bredde af kileremsskive¹⁸ beregnes :

$$B = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f$$

⇓

$$B = (1 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8$$

⇕

$$B = 16 [\text{mm}]$$

Forslag til transmission

Remtype program 11.	: Roflex smalkileremme,
Mindste/ største kileremsskives datumdiameter	: $D_d = d_d = 125 [\text{mm}]$
Bredde af kileremsskive	: $B = 16 [\text{mm}]$
Udvekslingsforhold	: $i = 1$
Centerafstand	: $C = 477.25 [\text{mm}]$
Justering af centerafstand	: $-21 / +17$
Remsæt	: 1 stk. Roflex XPZ 1347 Ld

¹⁸ Se tabel 21 side 107 profil SPZ i Roulunds Transmissionshåndbog.

Friktionskobling

Torsionsmomentet for friktionskoblingen $T_{k, fk}$

$$T_{k, fk} \leq T_{kN}$$

$$T_{k, fk} = T_{LB'} + T_{ACC, B'}$$

⇓

$$T_{k, fk} = T_{LB'} + T_{ACC, B'}$$

Først beregnes $T_{LB'}$, det moment som er ført tilbage til Friktionskoblingen:

$$T_{LB'} = \frac{T_{indgang, gear}}{\eta_{Remtræk} \cdot i_{Remtræk}} = \frac{14}{0.9 \cdot 1} = 15.56 [Nm]$$

Dernæst beregnes $J_{refl, B}$, det reflekterede inertimoment fra B:

$$J_{refl, B} = J_{remskive1} + J_{\substack{\text{ikke roterende} \\ \text{koblinge stykke=} \\ J_{\text{Armature Disc}}}} + (J_{Remskive2} + J_{Indganggsaksel, gear}) \cdot \frac{1}{\eta_{Remtræk}} + (J_{Udgangsaksel, gear} + J_{Udl, B} + J_B) \cdot \left(\frac{\omega_B}{\omega_{Motor}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{Remtræk} \cdot \eta_{Gear}}$$

⇓

$$J_{refl, B} = 3.52 \cdot 10^{-3} + 6.86 \cdot 10^{-4} + (3.52 \cdot 10^{-3} + 2.6 \cdot 10^{-4}) \cdot \frac{1}{0.9} + (0 + 5.30 \cdot 10^{-3} + 0.8) \cdot \left(\frac{205 \cdot \frac{2\pi}{60}}{1450 \cdot \frac{2\pi}{60}} \right)^2 \cdot \frac{1}{0.9 \cdot 0.95}$$

⇕

$$J_{refl, B} = 27.23 \cdot 10^{-3} [kgm^2]$$

Her var remskivens¹⁹ inertimoment beregnet som inertimomentet for en cylinder:

$$I_{Cyl} = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}1.8\left(\frac{0.125}{2}\right)^2 = 3.52 \cdot 10^{-3} [Nm]$$

$$m_{Remskive} = 1.8 [kg]$$

Virkningsgraden, $\eta_{Remtræk}$ var for V-remme opgivet til at være 0.8^{20} . Dette blev dog undervejs korrigeret af Lars pedersen til 0.9.

Nu beregnes $T_{ACC,B'}$, torsionsaccelerationsmomentet fra B:

$$T_{ACC,B'} = J_{refl,B} + \alpha_{,A} = J_{refl,B} \cdot \frac{\Delta\omega A}{\Delta t}$$

$$T_{ACC,B'} = 141.567 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1450}{2}$$

⇕

$$T_{ACC,B'} = 2.1 [Nm]$$

Nu beregnes $T_{k,fk}$:

$$T_{k,fk} = 15.56 + 2.1 = 17.66 [Nm]$$

Valg af friktionskobling

Der også skal tages hensyn til at friktionskoblingen skal kunne sidde på mellemakslen. Det forudsætts at mellemakslen har samme diameter som indgangsakslen til maskinenhed A. Dette forudsættes, da det vil være hensigtsmæssigt

¹⁹ Se bilag 4 ,Birn edb kode 61.0125.03.

²⁰ Se tabel 6.1 side 107 i Mechanical Design.

rent økonomisk at vælge mellemakslen til samme diameter, som på indgangsakslens. Akseldiameteren på indgangsakslens, som blev beregnet til 22 mm. rundes op til 25 mm. Således vælges der nu en elektromagnetisk friktionskobling med en boring(akselhul) på 25 mm, altså en størrelse 5, standard uden flange fra katalog fra Mayr Robatic²¹.

Denne kobling har et nominelt torsionsmoment på 45 Nm.

$$T_{KN,Fk} = 45[Nm]$$

Da $17.66 < 45 \Rightarrow$ Ok.

Indkoblingstiden t_a

Beregninger i dette afsnit er foretaget ud fra formler i kataloget fra Mayr, som er vedlagt som bilag 4. Der vil blive henvist til side nr i kataloget.

Maskinenhed B skal kobles ind.

Nu beregnes t_a , indkoblingstiden²²:

$$t_a = \frac{I \cdot n}{9.55 \cdot M_a} + t_{l,cl} \Rightarrow t_a = \frac{J_{\text{Ref}.B} \cdot n}{9.55 \cdot T_{acc,Fk}} + t_l$$

Først beregnes torsionsaccelerationsmomentet²³ for friktionskoblingen, $T_{Acc,Fk}$:

$$M_a = M_S - M_L \Rightarrow T_{Acc,Fk} = M_S - T_{LB}$$

²¹ Se bilag 5 side 8.

²² Se bilag 5 side 16 formel 6.

²³ Se bilag 5 side 16 formel 5.

M_s som er koblingens omstillelige moment $> T_{k, fk}$, hvor $T_{k, fk}$ er det torsionsmoment for koblingen som kræves.

M_s er aflæst til 28 på logaritmeskalaen²⁴.

Da $28 > 17.66 \Rightarrow$ Ok.

Derved fås:

$$T_{Acc, Fk} = 28 - 15.56 = 12.44 [\text{Nm}]$$

$$ta = \frac{27.23 \cdot 10^{-3} \cdot 1450}{9.55 \cdot 12.44} + 0.08$$

⇕

$$ta = 0.41 [\text{s}]$$

Da indkoblingstiden skal være under 2 sek og $1.8 \text{ s} < 2 \text{ s} \Rightarrow$ Ok.

T1 er indstillelig tid²⁵ aflæst til 0.08.

Varmeundersøgelse

Der undersøges nu for hvor meget friktionsarbejde, der forekommer per acceleration²⁶:

²⁴ Se fig.1 på bilag 5 side 17.

²⁵ Se bilag 5, tabel 1 side 18.

²⁶ Se bilag 5 side 16 formel 8.

$$Q_a = \frac{I \cdot n^2}{182.4} \cdot \frac{M_s}{M_a} \leq Q_E$$

⇓

$$Q_a = \frac{J_{refl} \cdot n^2}{182.4} \cdot \frac{M_s}{M_a}$$

⇓

$$Q_a = \frac{27.23 \cdot 10^{-3} \cdot 1450^2}{182.4} \cdot \frac{28}{12.44}$$

⇕

$$Q_a = 706.474 [J]$$

$$Q_E = 4500 [J]$$

Da $706.474 < 4500 \Rightarrow$ Ok.

$Q_E = 4500$ J, da maskinenhed B opstartes 60 gange i timen²⁷.

Elastisk kobling

Data er valgt fra Centaflexkatalog. Beregninger er foretaget ud fra formler fra undervisningen hos Lars Pedersen.

Valg af kobling

Som udgangspunkt vælges en elastisk kobling, type 2 fra Centaflex²⁸.

Gummimaterialet kan vælges i forskellige typer. Der vælges naturgummi.

Derved kan den relative dæmpningsfaktor ψ bestemmes²⁹.

$$\psi = 0.6$$

²⁷ Fig.2 bilag 5 side 17.

²⁸ Se bilag 6 side 4.

²⁹ Se bilag 6 side 6.

Temperaturfaktoren S_t bestemmes ud fra graf³⁰.

$$S_t = 1.1$$

$$T_{KN,ek} \geq T_{LN} \cdot S_t$$

$$T_{LN,ek} = (30 + 20) = 50[\text{Nm}]$$

$$T_{KN,ek} \geq 50 \cdot 1.1 = 55[\text{Nm}]$$

Der vælges en elastisk kobling størrelse 8, som har et nominelt torsionsmoment³¹ på 100 Nm.

$$T_{KN,ek} = 100[\text{Nm}]$$

Da $100 \geq 55 \Rightarrow \text{Ok}$.

Stødpåvirkning fra motorsiden

$$T_S = T_{AS} \cdot \frac{J_{LA}}{J_{AM} + J_{LA}} \cdot S_A$$

⇕

$$T_S = T_{AS} \cdot \frac{(J_L + J_{LeK})}{(J_{A, fra M} + J_{Aek}) + (J_L + J_{LeK})} \cdot S_A$$

Impulskoefficienten (stødfaktoren) S_A aflæses³².

$$S_A = 1.7$$

Opstartsfaktoren³³ S_Z er 1, da indkoblingshyppigheden kan være op til 1 gang pr.min.

³⁰ Se bilag 6 side 6 aflæst ved 45 [°C].

³¹ Se bilag 6 side 6.

³² Se tabel 7.2 side 142 Maschine Elements.

³³ Se bilag 6 side 6 for op til 120 gange i timen.

$$S_Z = 1$$

Det maksimale torsionsmoment³⁴ for den elastiske kobling TK_{MAX} aflæses:

$$TK_{MAX} = 280 \text{ [Nm]}.$$

J_{LA} beregnes:

$$J_{LA} = J_L + J_{Lek}$$

⇓

$$J_{LA} = 0.2 + 41 \cdot 10^{-4}$$

⇕

$$J_{LA} = 202.05 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

Masseinertimomentet fra last siden ved maskinenhed A er opgivet til 0.2 kgm^2 .

Masseinertimomentet fra den elastiske kobling J_{Lek} er aflæst³⁵.

J_{AM} beregnes:

$$J_{AM} = J_{A, fra M} + J_{AeK}$$

⇓

$$J_{AM} = 0.0318 + \frac{41 \cdot 10^{-4}}{2}$$

⇕

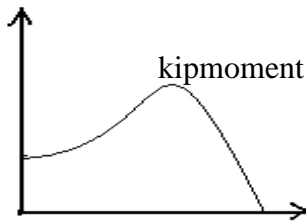
$$J_{AM} = 33.83 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}$$

³⁴ Se bilag 6 side 6

³⁵ Se side 9 i bilag 6.

Kipmomentet T_{AS} beregnes:

Begrebet Kipmoment er et udtryk for hvor høj belastning motoren kan klare uden at den går i stå.



$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot T_{N, Motor}$$

⇓

$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot \frac{P_{N, Motor}}{\omega}$$

⇓

$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot \frac{7.5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1450}$$

⇕

$$T_{AS} = T_{KIP} = 153 [\text{Nm}]$$

Så fås

$$T_S = 153 \cdot \frac{202.05 \cdot 10^{-3}}{33.85 \cdot 10^{-3} + 202.05 \cdot 10^{-3}} \cdot 1.7$$

⇕

$$T_S = 222.777 [\text{Nm}]$$

$$TK_{MAX} > T_S \cdot S_t \cdot S_Z$$

⇓

$$TK_{MAX} > 222.777 \cdot 1.1 \cdot 1$$

⇓

$$280 > 245.055 \Rightarrow \text{OK}$$

Reduceret amplitudeværdi T_{wi}

Den elastiske kobling kan reducere amplitudeværdien. (Reduceres til T_{wi}).

$$T_{wi} = T_{li} \cdot \frac{J_{AM}}{J_{AM} + J_{LA}} \cdot V_{fi}$$

$$T_{li} = \text{momentamplitudeværdien} = 20$$

V_{fi} = forstærkningsfaktor

$$V_{fi} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{n}{n_R} \right)^2 \right|}$$

$$n_R = \frac{F_e}{i}$$

i = antal svingninger pr. min. = 2

$$F_E = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \sqrt{CT_{DYN} \cdot \frac{J_{AM} + J_{LA}}{J_{AM} \cdot J_{LA}}}$$

⇓

$$F_E = \left(\frac{1}{2\pi} \right) \sqrt{900 \Big|_{\text{Ved 50 HZ}} \cdot \frac{33.85 \cdot 10^{-3} + 202.05 \cdot 10^{-3}}{33.85 \cdot 10^{-3} \cdot 202.05 \cdot 10^{-3}}}$$

⇕

$$F_E = 28.0412$$

Så fås den kritiske roterende hastighed n_R :

$$n_R = \frac{28.0412}{2} = 14.0206$$

Ved gennemløb af resonans:

$$n_R = 14.0206 \cdot 60 = 841.236 \text{ [omdr./min]}$$

Nu beregnes forstærkningsfaktoren:

$$V_{fi} = \frac{1}{\left| 1 - \left(\frac{1450}{841.236} \right)^2 \right|}$$

⇕

$$V_{fi} = 507 \cdot 10^{-3}$$

Nu kan T_{wi} beregnes:

$$T_{wi} = 20 \cdot \frac{33.85 \cdot 10^{-3}}{33.85 \cdot 10^{-3} + 202.05 \cdot 10^{-3}} \cdot 507 \cdot 10^{-3}$$

⇕

$$T_{wi} = 1.456$$

Udmattelsesmomentet T_{KW}

Udmattelsesmomentet³⁶ T_{KW} for den elastiske kobling må ikke overskrides.

$$T_{KW} = 40 \text{ [Nm]}$$

$$T_{KW} \geq T_{wi} \cdot S_t \cdot S_f$$

$$S_f = \sqrt{\frac{F}{10 \text{ HZ}}} = \sqrt{\frac{\text{omdr} / 60}{10 \text{ HZ}}}$$

⇓

$$S_f = \sqrt{\frac{1450 / 60}{10}} = 1.55 \approx 1.6$$

³⁶ Se bilag 6 side 6.

Så fås

$$T_{KW} \geq T_{wi} \cdot S_t \cdot S_f$$

$$T_{KW} \geq 1.456 \cdot 1.1 \cdot 1.6$$

$$40 \geq 2.56 \Rightarrow \text{Ok}$$

Dæmpning

$$T_{K \max} \geq T_{Wi_R} \cdot S_t \cdot S_Z$$

$$T_{Wi_R} = T_{Li} \cdot \frac{J_A}{J_A + J_L} \cdot V_R$$

$$V_R = \text{resonansfaktor} = \frac{2\pi}{\psi}$$

$$\psi = \text{relativ dæmpning} = 0.6$$

Så fås

$$T_{Wi_R} = 20 \cdot \frac{33.85 \cdot 10^{-3}}{33.85 \cdot 10^{-3} + 202.05 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{2\pi}{0.6}$$

⇕

$$T_{Wi_R} = 30.05 [\text{Nm}]$$

$$T_{K \max} \geq 30.05 \cdot 1.1 \cdot 1$$

⇓

$$280 \geq 33.0584 \Rightarrow \text{Ok}$$

Udligningskobling ved motor

$$T_{K,udlv.motor} = T_{knfriktion} + T_{middel} + T_{wi}$$

⇓

$$T_{K,udlv.motor} = 45 + 30 + 1.4$$

⇕

$$T_{K,udlv.motor} = 76.4[\text{Nm}]$$

$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot T_{N,Motor}$$

⇓

$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot \frac{P_{N,Motor}}{\omega}$$

⇓

$$T_{AS} = T_{KIP} = 3.1 \cdot \frac{7.5 \cdot 10^3 \cdot 60}{2\pi \cdot 1450}$$

⇕

$$T_{AS} = T_{KIP} = 153[\text{Nm}]$$

$$T_{AS} \text{ og } T_{KIP} < T_{MAX, \text{ tilladelig}}$$

Der vælges en udligningskobling af samme størrelse som udligningskobling ved B, altså en 200 Modell SK2. Denne udligningskobling³⁷ som skal sidde ved motoren indstilles til 160 Nm for at være sikker på, at den kan klare kipmomentet.

³⁷ Se bilag 3. Sikkerhedskupplungen fra R+W.

Spm. 9

I det her tilfælde er den valgte motor altså for lille, men i et "bestcase" tilfælde er den for stor.

Herunder vises et "Bestcase":

$$T_{NB} := 90$$

$$T_{NA} := 30$$

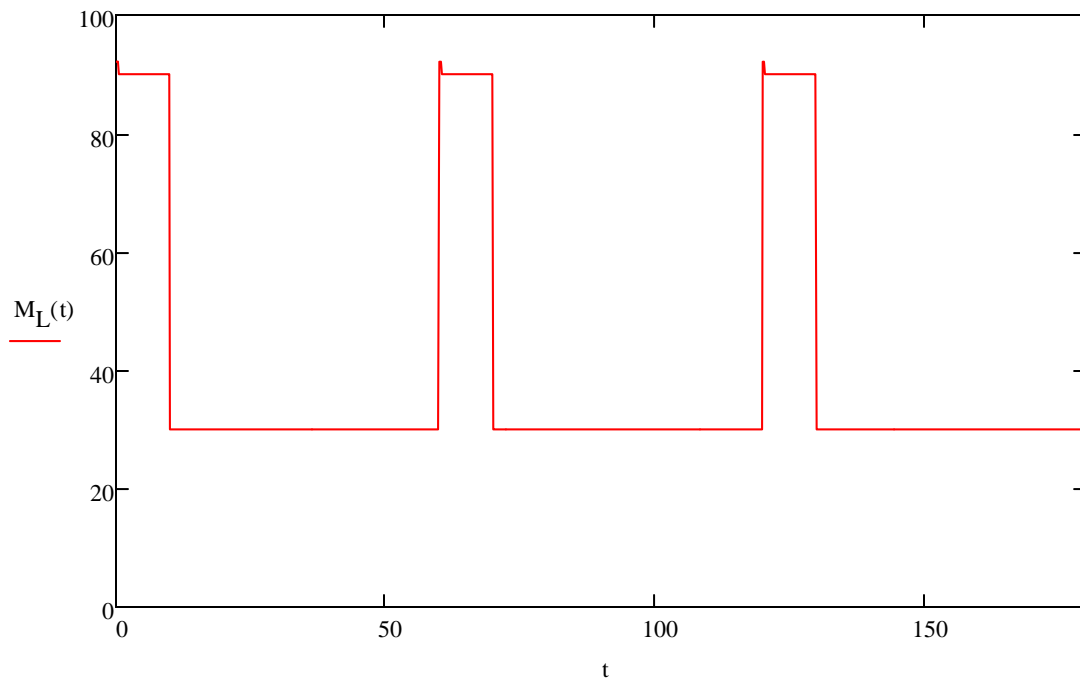
$$T_{accB} := 2.1$$

$$T_1 := T_{NB} + T_{accB}$$

$$T_2 := T_{NB}$$

$$T_3 := T_{NA}$$

$$M_L(t) := \begin{cases} T_1 & \text{if } t < 0.41 \\ T_2 & \text{if } 0.41 \leq t \leq 10 \\ T_3 & \text{if } 10 \leq t \leq 60 \\ T_1 & \text{if } 60 \leq t \leq 60.41 \\ T_2 & \text{if } 60.41 \leq t \leq 70 \\ T_3 & \text{if } 70 \leq t \leq 120 \\ T_1 & \text{if } 120 \leq t \leq 120.41 \\ T_2 & \text{if } 120.41 \leq t \leq 130 \\ T_3 & \text{if } 130 \leq t \leq 180 \end{cases}$$



$$T_c := 60$$

$$M_{\text{RMS}} := \sqrt{\int_0^{T_c} \frac{M_L(t)^2}{T_c} dt}$$

$$M_{\text{RMS}} = M_{\text{EFF}}$$

$$t_1 := 0.41$$

$$t_2 := 10 - t_1$$

$$t_3 := 60 - 10$$

$$M_{\text{EFF}} := \sqrt{\frac{(T_1^2 \cdot t_1) + (T_2^2 \cdot t_2) + (T_3^2 \cdot t_3)}{T_c}} \rightarrow 45.854259725787744964$$

Motoren skal altså trække et moment på
45.85[Nm]

$$\omega := \frac{2\pi}{60} \cdot 1450$$

$$P := M_{\text{EFF}} \cdot \omega \Rightarrow P = 6.963 \times 10^3 \text{ [W]}$$

I det her tilfælde skulle således vælges en mindre motor på 7 Kw.

SPM.6 "worst
case"

T_{NB} er det nominelle torsionsmoment fra B. T_{accB'} er torsionsaccelerationsmomentet når B starter. T_{NA} er det nominelle torsionsmoment for A, som er middelværdien.

$$T_{NB} := 90$$

$$T_{NA} := 30$$

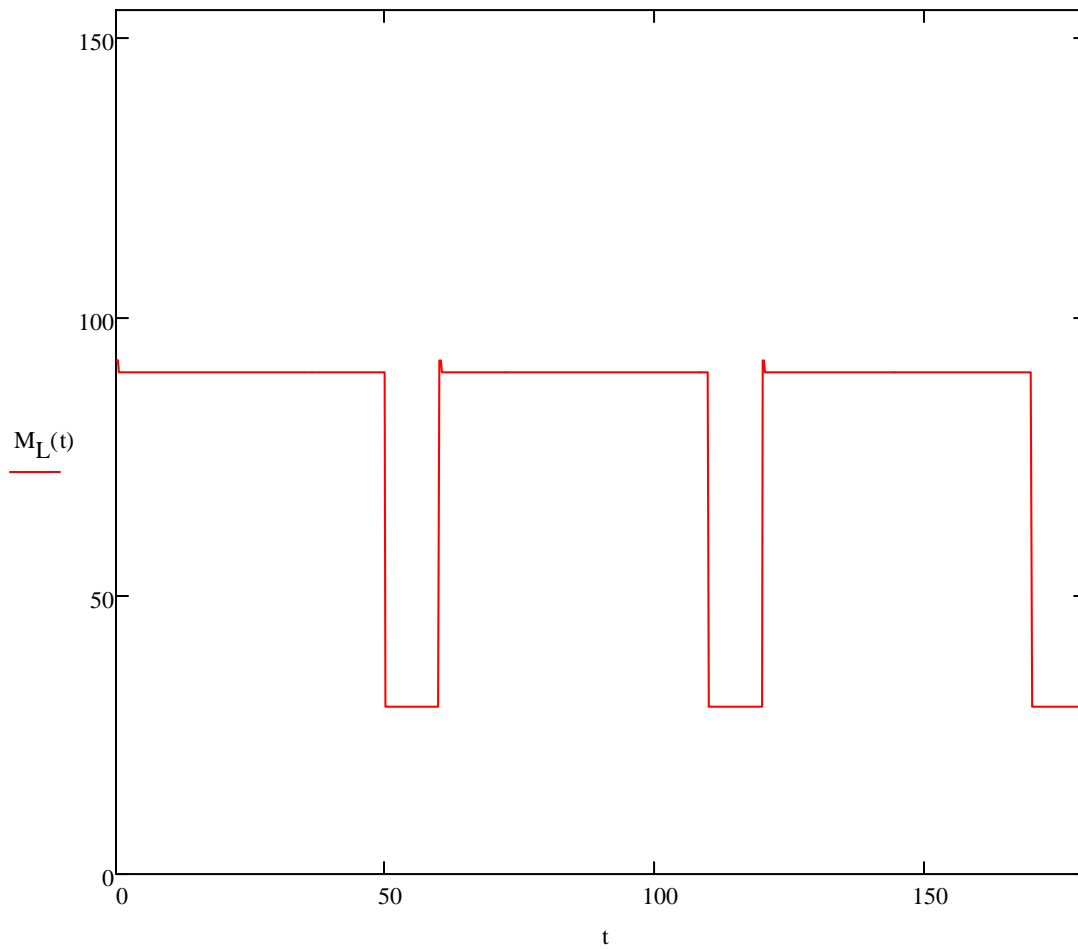
$$T_{accB'} := 2.1$$

$$T_1 := T_{NB} + T_{accB'}$$

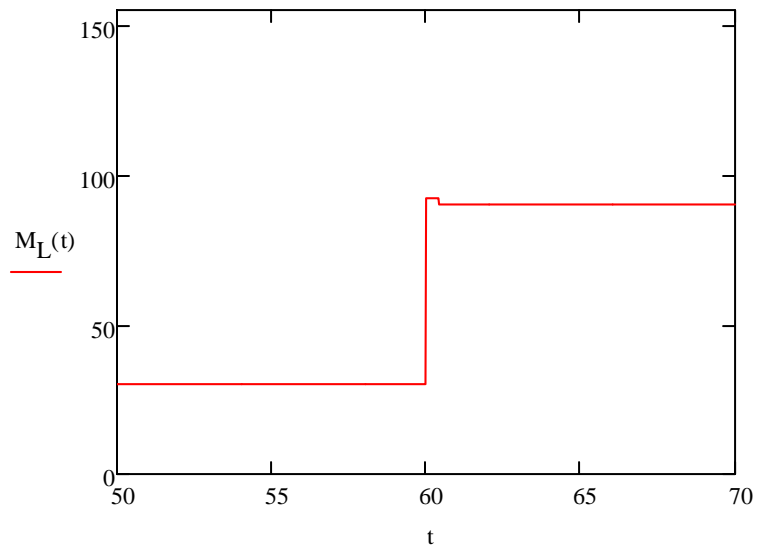
$$T_2 := T_{NB}$$

$$T_3 := T_{NA}$$

$$M_L(t) := \begin{cases} T_1 & \text{if } t < 0.41 \\ T_2 & \text{if } 0.41 \leq t \leq 50 \\ T_3 & \text{if } 50 \leq t \leq 60 \\ T_1 & \text{if } 60 \leq t \leq 60.41 \\ T_2 & \text{if } 60.41 \leq t \leq 110 \\ T_3 & \text{if } 110 \leq t \leq 120 \\ T_1 & \text{if } 120 \leq t \leq 120.41 \\ T_2 & \text{if } 120.41 \leq t \leq 170 \\ T_3 & \text{if } 170 \leq t \leq 180 \end{cases}$$



Det ses at når maskinenhed B starter er torsionsmomentet højest. Når kun maskine A er tændt er torsionsmomentet nede på middelværdien 30Nm. Jo kortere tid maskine B kører jo mindre bliver det moment som motoren skal yde.



Det ses her tydeligt at når maskinenhed B accelererer op så stiger torsionsmomentet i et kort øjeblik.

Spm 7

M.eff.:

$$T_c := 60$$

$$M_{\text{RMS}} := \sqrt{\int_0^{T_c} \frac{M_L(t)^2}{T_c} dt}$$

$$M_{\text{RMS}} = M_{\text{EFF}}$$

$$t_1 := 0.41$$

$$t_2 := 50 - t_1$$

$$t_3 := 60 - 50$$

$$M_{\text{EFF}} := \sqrt{\frac{(T_1^2 \cdot t_1) + (T_2^2 \cdot t_2) + (T_3^2 \cdot t_3)}{T_c}} \rightarrow 83.08196636454869079$$

Spm 8.

Estimate the necessary motor torque with the given load, considering your answer of questions 6 and 7.:

Motoren skal altså trække et moment på 83,4 [Nm]

$$\omega := \frac{2\pi}{60} \cdot 1450$$

$$P := M_{\text{EFF}} \cdot \omega$$

$$P = 1.262 \times 10^4$$

Motoren skal altså være på 12.62 [kW] i det 'worst case'-tilfælde.

Jo kortere tidsperiode maskine B kører, desto mindre motor er nødvendig. For at vælge den optimale motorstørrelse skal der være lidt flere oplysninger om, hvordan maskine B skal køre. F.eks. at den kører 10 sekunder og derefter er slukket, indtil der er gået 1 minut fra maskine B startede. I dette tilfælde, som her er lavet, er maskine B tændt i 50 sekunder, før den slukker.

Motordelen

Spm.1

Det reflekterede inertimoment fra maskinenhed A:

Data fra transmissionsdelen:

$$J_{refl,A} = 5.30 \cdot 10^{-3} [\text{kgm}^2], \text{ idet der er valgt en størrelse 200 MODELL SK2}^1.$$

$J_{FK,roterende} = 13.25 \cdot 10^{-3} [\text{kgm}^2]$, idet der er valgt en elektromagnetisk friktionskobling med en boring(akselhul) på 25 mm, altså en størrelse 5, standard uden flange fra katalog fra Mayr Robatic².

Denne kobling har et nominelt torsionsmoment på 45 Nm.

$J_{ek} = 41 \cdot 10^{-4} [\text{kgm}^2]$, idet der er valgt en elastisk kobling størrelse 8, som har et nominelt torsionsmoment³ på 100 Nm.

$$J_A = 0.2 [\text{kgm}^2], \text{ opgivet.}$$

Således fås:

$$J_{refl,A} = J_{udl,B} + J_{FK,roterende} + J_{ek} + J_A$$

⇓

$$J_{refl,A} = 5.30 \cdot 10^{-3} + 13.25 \cdot 10^{-3} + 41 \cdot 10^{-4} + 0.2$$

⇕

$$\underline{\underline{J_{refl,A} = 210 \cdot 10^{-3} [\text{kgm}^2]}}$$

Spm.2

Det reflekterede lastmoment fra fra maskinenhed A:

Dette går hverken gennem gear eller remtræk og således bliver det = middelværdien 30 Nm.

¹ Se bilag 3. Sicherheitskupplungen fra R+W.

² Se bilag 5 side 8.

³ Se bilag 6 side 6.

Spm.3

Det reflekterede inertimoment fra maskinenhed B:

Data fra transmissionsdelen:

Her er remskivens⁴ inertimoment beregnet som inertimomentet for en cylinder:

$$I_{Cyl} = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}1.8\left(\frac{0.125}{2}\right)^2 = 3.52 \cdot 10^{-3} [Nm]$$

$$m_{Remskive} = 1.8 [kg]$$

Virkningsgraden, $\eta_{Remtræk}$ var for V-remme opgivet til at være 0.8^5 . Dette blev dog undervejs korrigeret af Lars pedersen til 0.9.

$$J_{refl,B} = J_{remskive1} + J_{\substack{\text{ikke roterende} \\ \text{koblinge stykke=} \\ J_{\text{Armature Disc}}}} + (J_{Remskive2} + J_{Indganggsaksel,gear}) \cdot \frac{1}{\eta_{Remtræk}} + (J_{Udgangsaksel,gear} + J_{Udl,B} + J_B) \cdot \left(\frac{\omega_B}{\omega_{Motor}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{Remtræk} \cdot \eta_{Gear}}$$

⇓

$$J_{refl,B} = 3.52 \cdot 10^{-3} + 6.86 \cdot 10^{-4} + (3.52 \cdot 10^{-3} + 2.6 \cdot 10^{-4}) \cdot$$

$$\frac{1}{0.9} + (0 + 5.30 \cdot 10^{-3} + 0.8) \cdot \left(\frac{205 \cdot \frac{2\pi}{60}}{1450 \cdot \frac{2\pi}{60}}\right) \cdot \frac{1}{0.9 \cdot 0.95}$$

⇕

$$\underline{\underline{J_{refl,B} = 27.2322 \cdot 10^{-3} [Nm]}}$$

⁴ Se bilag 4 ,Birn edb kode 61.0125.03.

⁵ Se tabel 6.1 side 107 i Mechanical Design.

Spm.4

Det reflekterede lastmoment fra maskinenhed B:

Det reflekterede lastmoment fra maskinenhed B = $T_{LB'}$, det moment som er ført tilbage til Friktionskoblingen:

$$T_{LB'} = \frac{T_{indgang,gear}}{\eta_{Remtræk} \cdot i_{Remtræk}}$$

$$T_{indgang,gear} = \frac{T_B}{i_g \cdot \eta_g}$$

⇓

$$T_{indgang,gear} = \frac{90}{7.1 \cdot 0.95}$$

⇕

$$T_{indgang,gear} = 13.34[\text{Nm}]$$

⇕

$$T_{indgang,gear} \approx 14[\text{Nm}]$$

Således fås

$$T_{LB'} = \frac{14}{0.9 \cdot 1}$$

⇕

$$\underline{\underline{T_{LB'} = 15.56[\text{Nm}]}}$$

Spm.5

Det nødvendige torsionsmoment for at accelerere maskinenhed B:

Det nødvendige torsionsmoment for at accelerere maskinenhed B = $T_{ACC,B}$.

$$T_{ACC,B} = J_{refl,B} \cdot \alpha_{,A} = J_{refl,B} \cdot \frac{\Delta\omega A}{\Delta t}$$

$$T_{ACC,B} = 23.2322 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1450}{2}$$

⇕

$$T_{ACC,B} = 2.1 [Nm]$$

Spm. 6,7,8 og 9 er beregnet i Mathcad⁶.

⁶ Se bilag 7, mathcadberegninger.