

Příloha č.1.: Výpočtová zpráva - převodovka

I Návrh čelních ozubených kol

Návrh rozměru čelních ozubených kol je proveden podle ČSN 01 4686 ČÁST 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A OZUBENÝCH KOL.

Návrhovým výpočtem se stanoví přibližná hodnota normálního modulu m_n . Při určování m_n se vychází z namáhání zubu v ohybu. Předpokládá se únavové poškození zubů a není brán v úvahu vliv největšího zatížení na případný vznik trvalé deformace nebo křehkého lomu zubu nebo jeho povrchové vrstvy. [1]

Pro ozubená kola bude zvolen materiál: ocel 16 420 [1]

tab. 1.: Ocel 16 420

Označení ČSN	16 420
Způsob chemicko – tepelného zpracování	cementováno a kaleno
Tvrдость v jádře zubu J_{HV}	300
Tvrдость na boku zubu V_{HV}	650 - 720
Mez únavy v ohybu (bázová hodnota) σ_{Flimb}	700 MPa
Mez únavy v dotyku (bázová hodnota) σ_{Hlimb}	1 270 Mpa

I.1 Soukolí 12

I.1.1 Návrh normálního modulu z dovoleného napětí na ohyb (dle Bacha)

Poměrná šířka ozubeného kola:

$$\psi_m = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) = 20 \quad (1)$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \quad (2)$$

$$K_F = 1 \cdot 1,65 = 1,65$$

$K_A = 1,0$ - součinitel vnějších dynamických sil dle ČSN 01 4686

$K_{F\beta} = 1,65$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce dle ČSN 01 4686

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (3)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$m_{n12}' = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kl}}{\Psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (4)$$

$$m_{n12}' = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,65 \cdot 36,991}{20 \cdot 19 \cdot 420}}$$

$$m_{n12}' = 1,307 \text{ mm}$$

$f_p = 18$ - pomocný součinitel pro kalená ozubená kola

I.1.2 Návrh normálního modulu z dovoleného napětí na dotyk (Hertzův tlak)**Poměrná šířka ozubeného kola:**

$$\psi_d = \left(\frac{b_{WH}}{d_1} \right) = 1,1 \quad (5)$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (6)$$

$$K_H = 1,2 \cdot 1,425 = 1,71$$

$K_A = 1,2$ - součinitel vnějších dynamických sil dle ČSN 01 4686

$K_{H\beta} = 1,425$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce dle ČSN 01 4686

Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak):

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} \quad (7)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot 1\,270 = 1\,016 \text{ MPa}$$

Průměr roztečné kružnice d_1 pastorku:

$$d_1' = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{kl}}{\Psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{12} + 1}{u_{12}}} \quad (8)$$

$$d_1' = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,71 \cdot 36,991}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{3,789 + 1}{3,789}}$$

$$d_1' = 28,490 \text{ mm}$$

$f_H = 690$ - pomocný součinitel pro šikmé zuby

$u_{12} = 3,789$ - převodové číslo soukolí 12

Normální modul:

$$m_{n12}'' = \frac{d_1' \cdot \cos \beta_{12}}{z_1} \quad (9)$$

$$m_{n12}'' = \frac{28,49 \cdot \cos(12^\circ)}{19}$$

$$m_{n12}'' = 1,467 \text{ mm}$$

$\beta_{12} = 12^\circ$ - úhel sklonu zubů na roztečném válci soukolí 12 zvolený dle ČSN 01 4610

Z vypočtených normálních modulů m_{n12}' a m_{n12}'' se vybere vyšší hodnota a zaokrouhlí se na hodnotu normalizovanou dle ČSN 01 4608.

Normální modul soukolí 12:

$$m_n = 1,5 \text{ mm}$$

I.2 Soukolí 34

I.2.1 Návrh normálního modulu z dovoleného napětí na ohyb (dle Bacha)

Poměrná šířka ozubeného kola:

$$\Psi_m = \left(\frac{b_{WF}}{m_n} \right) = 20 \quad (10)$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \quad (11)$$

$$K_F = 1 \cdot 1,35 = 1,35$$

$K_A = 1,0$ - součinitel vnějších dynamických sil dle ČSN 01 4686

$K_{F\beta} = 1,35$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce dle ČSN 01 4686

Přípustné napětí v ohybu:

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} \quad (12)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa}$$

$$m_{n34}' = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kII}}{\Psi_m \cdot Z_3 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (13)$$

$$m_{n34}' = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,35 \cdot 137,532}{20 \cdot 18 \cdot 420}}$$

$$m_{n34}' = 1,928 \text{ mm}$$

$f_p = 18$ - pomocný součinitel pro kalená ozubená kola

I.2.2 Návrh normálního modulu z dovoleného napětí na dotyk (Hertzův tlak)**Poměrná šířka ozubeného kola:**

$$\psi_d = \left(\frac{b_{WH}}{d_1} \right) = 1,1 \quad (14)$$

Součinitel přidavných zatížení:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \quad (15)$$

$$K_H = 1,2 \cdot 1,225 = 1,47$$

$K_A = 1,2$ - součinitel vnějších dynamických sil dle ČSN 01 4686

$K_{H\beta} = 1,225$ - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce dle
ČSN 01 4686

Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak):

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlimb} \quad (16)$$

$$\sigma_{HP} = 0,6 \cdot 1\,270 = 1\,016 \text{ MPa}$$

Průměr roztečné kružnice d_3 pastorku:

$$d_3' = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{kl}}{\Psi_d \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_{34} + 1}{u_{34}}} \quad (17)$$

$$d_3' = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,47 \cdot 137,532}{1,1 \cdot 1016^2} \cdot \frac{2,944 + 1}{2,944}}$$

$$d_3' = 42,785 \text{ mm}$$

$f_H = 690$ - pomocný součinitel pro šikmé zuby

$u_{34} = 2,944$ - převodové číslo soukolí 34

Normální modul:

$$m_{n34}'' = \frac{d_3 \cdot \cos \beta_{34}}{z_3} \quad (18)$$

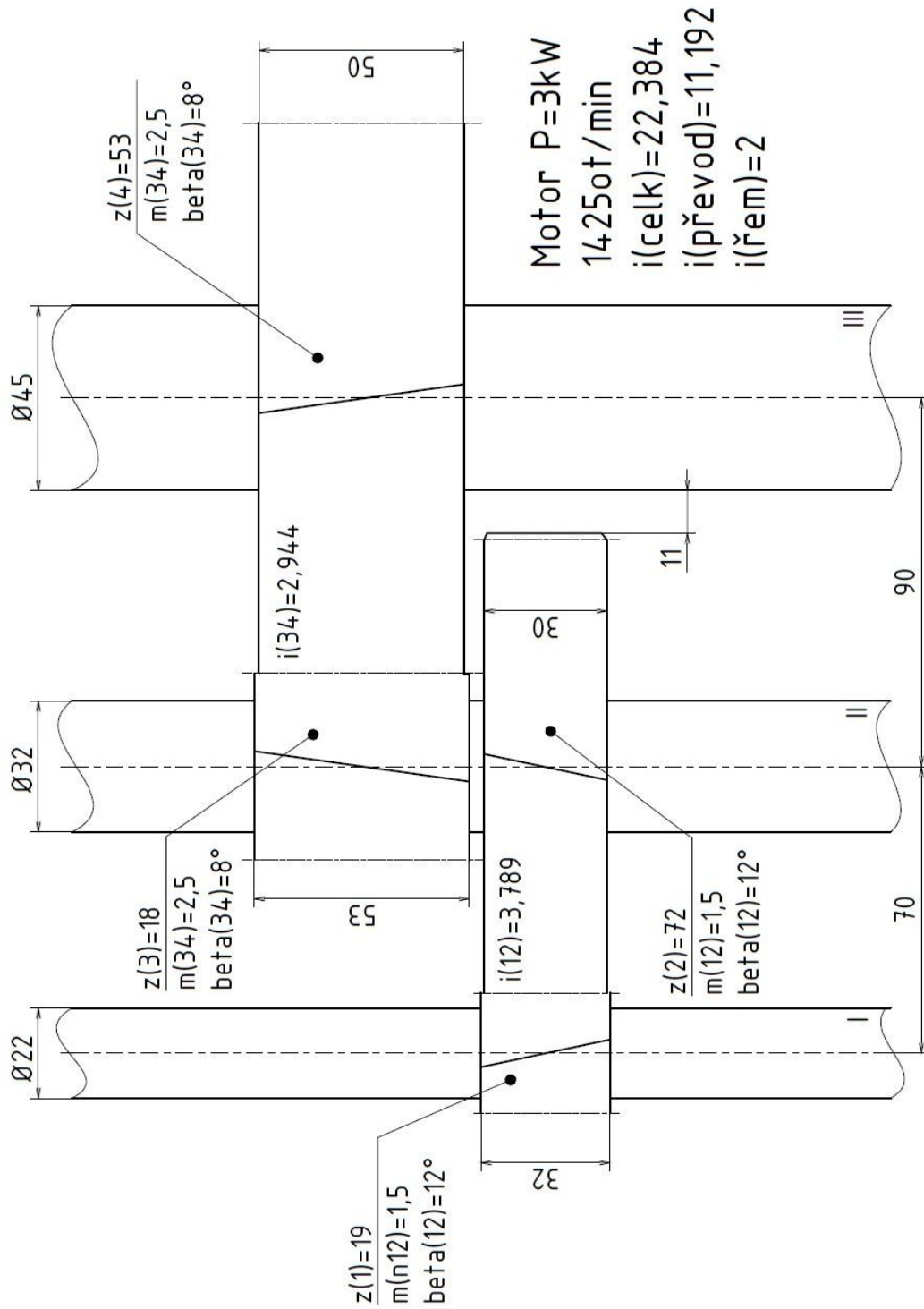
$$m_{n34}'' = \frac{42,785 \cdot \cos(8^\circ)}{18}$$

$$m_{n34}'' = 2,354 \text{ mm}$$

$\beta_{12} = 8^\circ$ - úhel sklonu zubů na roztečném válci soukolí 34 zvolený
dle ČSN 01 4610

Normální modul soukolí 34:

$$m_n = 2,5 \text{ mm}$$



obr. 1.: Koncepční návrh

I.3 Kontrola ozubení

Kontrola ozubení dle ISO 6336 byla provedena pomocí programu all_Návrh čelního ozubení.xsl dostupného z [4].

tab. 2.: Kontrola ozubení - soukolí 12

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹							
Roz.			pastorek 1		kolo 1		pastorek 1		kolo 1	
z_1	19		d	29,13671	110,4128	σ_{Flim}	700	700		
z_2	72		d_a	32,58722	113,442	σ_{Hlim}	1270	1270		
m_n	1,5		d_f	25,808	106,6628	Y_{Fa}	2,58652	2,249459		
x_1	0,140432		d_b	27,30748	103,481	Y_{sa}	1,621107	1,758508		
x_2	0		d_w	29,23077	110,7692	Y_e	0,704808	0,704808		
α_n	20		h_a	1,725254	1,514607	Y_β	0,9	0,9		
β	12		h_f	1,664353	1,875	F_β	6	6		
a_w	70		h	3,389607	3,389607	$Y_{N.x}$	1	1		
b_1	31,5		s_n	2,509533	2,356194	Z_H	2,418202	2,418202		
b_2	30		s_t	2,565598	2,408833	Z_E	189,8	189,8		
P	2,76		v_n	2,202856	2,356194	Z_e	0,794025	0,794025		
n_1	713		v_t	2,252069	2,408833	Z_β	0,989013	0,989013		
M_{k1}	36965,02		α_w	20,90018		Z_B	1	1		
v	1,087749					$Z_{R.T}$	1	1		
u	3,789474					K_A	1,1	1,1		
Kontrolní rozměry						K_V	1,030305	1,030305		
	1	2				$K_{F\alpha}$	1	1		
h_k	1,32198	1,135974				$K_{F\beta}$	1,342136	1,339834		
s_k	2,215974	2,215974			Konst. tloušťka	$K_{H\alpha}$	1	1		
z'	3	9				$K_{H\beta}$	1,390042	1,390042		
M/z	11,63972	39,25072			Přes zuby					
d	2,214099	2,214099				S_F	3,221985	3,258255		
M/d	31,53699	112,4754			Přes kuličky	S_H	1,46562	1,46562		

Součinitel únavového lomu v patě zubu S_F vyšel u pastorku i kola větší než $S_{Fmin}=(1,4\div 1,7)$. Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu na boku zubu S_H vyšel u pastorku i kola větší než $S_{Hmin}=(1,1\div 1,2)$. Navržené soukolí 12 vyhovuje kontrole podle ISO 6336.

tab. 3.: Kontrola ozubení - soukolí 34

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹							
Roz.			pastorek 2		kolo 2		pastorek 2		kolo 2	
z_1	18		d	45,44224	133,8022	σ_{Flim}	700	700		
z_2	53		d_a	51,19785	138,8253	σ_{Hlim}	1270	1270		
m_n	2,5		d_f	39,92468	127,5522	Y_{Fa}	2,625375	2,316133		
x_1	0,146489		d_b	42,65249	125,5879	Y_{sa}	1,610236	1,713536		
x_2	0		d_w	45,6338	134,3662	Y_e	0,71728	0,71728		
α_n	20		h_a	2,877803	2,511581	Y_β	0,944495	0,944495		
β	8		h_f	2,758779	3,125	F_β	6	6		
a_w	90		h	5,636581	5,636581	$Y_{N,x}$	1	1		
b_1	52,5		s_n	4,193578	3,926991	Z_H	2,432509	2,432509		
b_2	50		s_t	4,234791	3,965584	Z_E	189	189		
P	2,7		v_n	3,660403	3,926991	Z_e	0,814215	0,814215		
n_1	188		v_t	3,696376	3,965584	Z_β	0,995122	0,995122		
M_{k1}	137144,2		α_w	20,8253		Z_B	1	1		
v	0,447318					$Z_{R,T}$	1	1		
u	2,944444					K_A	1,1	1,1		
Kontrolní rozměry						K_V	1,008299	1,008299		
	1	2				$K_{F\alpha}$	1	1		
h_k	2,203908	1,880526				$K_{F\beta}$	1,388972	1,386319		
s_k	3,703023	3,703023		Konst. tloušťka		$K_{H\alpha}$	1	1		
z'	3	7				$K_{H\beta}$	1,444303	1,444303		
M/z	19,34943	49,88042		Přes zuby						
d	3,690164	3,690164				S_F	3,449884	3,506468		
M/d	49,56787	137,3407		Přes kuličky		S_H	1,427913	1,427913		

Součinitel únavového lomu v patě zubu S_F vyšel u pastorku i kola větší než $S_{Fmin}=(1,4\div 1,7)$. Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu na boku zubu S_H vyšel u pastorku i kola větší než $S_{Hmin}=(1,1\div 1,2)$. Navržené soukolí 34 vyhovuje kontrole podle ISO 6336.

II Silové poměry

II.1 Silové poměry v řemenovém převodu

Celková přenášená tečná síla hnací řemenice:

$$F = \frac{2 \cdot M_{kM}}{d_p} \quad (19)$$

$$F = \frac{2 \cdot 20,104}{0,090}$$

$$F = 446,751 \text{ N}$$

Obvodová rychlost na hnací řemenici:

$$v = v_l = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_M}{60} \quad (20)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,09 \cdot 1425}{60} = 6,175 \text{ m/s}$$

$$v = 6,175 \text{ m/s}$$

Součinitel tření přepočtený pro klínové řemeny:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (21)$$

$$f' = \frac{0,3}{\sin \frac{38^\circ}{2}}$$

$$f' = 0,921$$

$$f = 0,3$$

- součinitel tření

$$\alpha = 38^\circ$$

- úhel boku drážky řemenice

Celkové potřebné předpětí v řemenech:

$$F_0 = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f'\beta} + 1}{e^{f'\beta} - 1} \quad (22)$$

$$F_0 = \frac{446,751}{2} \cdot \frac{e^{0,921 \cdot 161,766} + 1}{e^{0,921 \cdot 161,766} - 1}$$

$$F_0 = 259,157 \text{ N}$$

Celková napínací síla:

$$\delta = \frac{(180 - \beta)}{2} \quad (23)$$

$$\delta = \frac{(180 - 161,766)}{2} = 9,117^\circ$$

$$F_N = 2 \cdot F_0 \cdot \cos\delta \quad (24)$$

$$F_N = 2 \cdot 259,157 \cdot \cos(9,117^\circ)$$

$$F_N = 511,765 \text{ N}$$

II.2 Silové poměry v řemenovém převodu při provozu

Za provozu dojde ke změně velikosti původních klidových sil předpětí F_0 ve větvích řemenového převodu.

Tažná větev:

$$F_1 = F_0 + \frac{F}{2} \quad (25)$$

$$F_1 = 259,157 + \frac{446,751}{2}$$

$$F_1 = 482,532 \text{ N}$$

Odlehčená větev:

$$F_2 = F_0 - \frac{F}{2} \quad (26)$$

$$F_2 = 259,157 - \frac{446,751}{2}$$

$$F_2 = 35,781 \text{ N}$$

Celková přenášená síla řemeny:

$$F = F_1 - F_2 \quad (27)$$

$$F = 482,532 - 35,781 = 446,751 \text{ N}$$

Výsledná síla zatěžující ložiska hřídelů řemenic:

$$F_V = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(2\delta)} \quad (28)$$

$$F_V = \sqrt{482,532^2 + 35,781^2 - 2 \cdot 482,532 \cdot 35,781 \cdot \cos(2 \cdot 9,117)}$$

$$F_V = 516,638 \text{ N}$$

Síla F_V je odkloněna od osy převodu o úhel γ :

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{F}{F_V} \cdot \sin(\delta)\right) \quad (29)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{446,751}{516,638} \cdot \sin(9,117)\right)$$

$$\gamma = 7,85^\circ$$

Složka F_V do vodorovné roviny:

$$F_{Vx} = F_V \cdot \cos(\gamma) \quad (30)$$

$$F_{Vx} = 516,638 \cdot \cos(7,85)$$

$$F_{Vx} = 511,796 \text{ N}$$

Složka F_V do svislé roviny:

$$F_{Vy} = F_V \cdot \sin(\gamma) \quad (31)$$

$$F_{Vy} = 516,638 \cdot \sin(7,85)$$

$$F_{Vy} = 70,567 \text{ N}$$

II.3 Silové poměry v ozubení

Hřídele jsou zatíženy silami v ozubených převodech, silami od přídatných převodů a vlastní tíhou nasazených kol. Tyto síly jsou však oproti ostatním silám zanedbatelné, neboť většinou nepřekročí 10% velikosti těchto sil. Působíště sil se zjednodušeně předpokládá jako bodové ve středech šířek ozubených kol a řemenic.

[1]

Tečné síly:

$$F_{T12} = F_{T21} = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_{w1}} \quad (32)$$

$$F_{T12} = \frac{2 \cdot 36,991}{29,231}$$

$$F_{T12} = 2\,530,960 \text{ N}$$

$$F_{T34} = F_{T43} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_{w3}} \quad (33)$$

$$F_{T34} = \frac{2 \cdot 137,532}{45,634}$$

$$F_{T34} = 6\,027,646 \text{ N}$$

Valivé úhly:

$$\beta_{w12} = \arctg \left(\operatorname{tg} \beta_{12} \cdot \left(\frac{d_{w1}}{d_1} \right) \right) \quad (34)$$

$$\beta_{w12} = \arctg \left(\operatorname{tg} 12^\circ \cdot \left(\frac{29,231}{29,137} \right) \right)$$

$$\beta_{w12} = 12,038^\circ$$

$$\beta_{w34} = \arctg \left(\operatorname{tg} \beta_{34} \cdot \left(\frac{d_{w3}}{d_3} \right) \right) \quad (35)$$

$$\beta_{w34} = \arctg \left(\operatorname{tg} 8^\circ \cdot \left(\frac{45,634}{45,442} \right) \right)$$

$$\beta_{w34} = 8,033^\circ$$

$$\alpha_{nw12} = \arctg(\cos\beta_{w12} \cdot tg\alpha_{tw12}) \quad (36)$$

$$\alpha_{nw12} = \arctg(\cos(12,038^\circ) \cdot tg(20,9^\circ))$$

$$\alpha_{nw12} = 20,479^\circ$$

$$\alpha_{nw34} = \arctg(\cos\beta_{w34} \cdot tg\alpha_{tw34}) \quad (37)$$

$$\alpha_{nw34} = \arctg(\cos(8,033^\circ) \cdot tg(20,825^\circ))$$

$$\alpha_{nw34} = 20,638^\circ$$

Radiální síly:

$$F_{R12} = F_{R21} = F_{T12} \cdot \frac{tg\alpha_{nw12}}{\cos\beta_{w12}} \quad (38)$$

$$F_{R12} = 2\,530,960 \cdot \frac{tg(20,479^\circ)}{\cos(12,038^\circ)}$$

$$F_{R12} = 966,489 \text{ N}$$

$$F_{R34} = F_{R43} = F_{T34} \cdot \frac{tg\alpha_{nw34}}{\cos\beta_{w34}} \quad (39)$$

$$F_{R34} = 6\,027,646 \cdot \frac{tg(20,638^\circ)}{\cos(8,033^\circ)}$$

$$F_{R34} = 2292,734 \text{ N}$$

Axiální síly:

$$F_{A12} = F_{A21} = F_{T12} \cdot tg\beta_{w12} \quad (40)$$

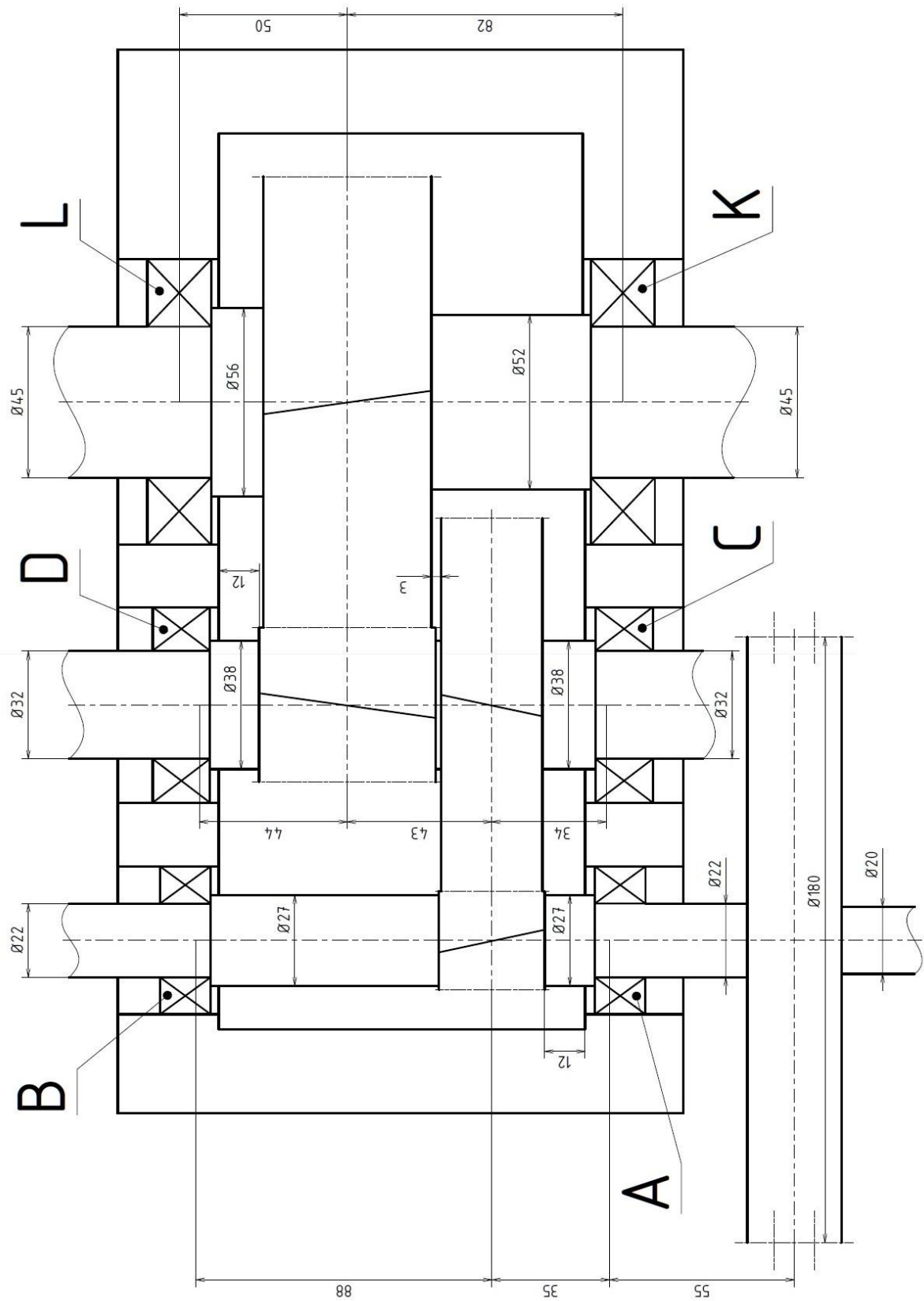
$$F_{A12} = 2\,530,960 \cdot tg(12,038^\circ)$$

$$F_{A12} = 539,709 \text{ N}$$

$$F_{A34} = F_{A43} = F_{T34} \cdot tg\beta_{w34} \quad (41)$$

$$F_{A34} = 6\,027,646 \cdot tg(8,033^\circ)$$

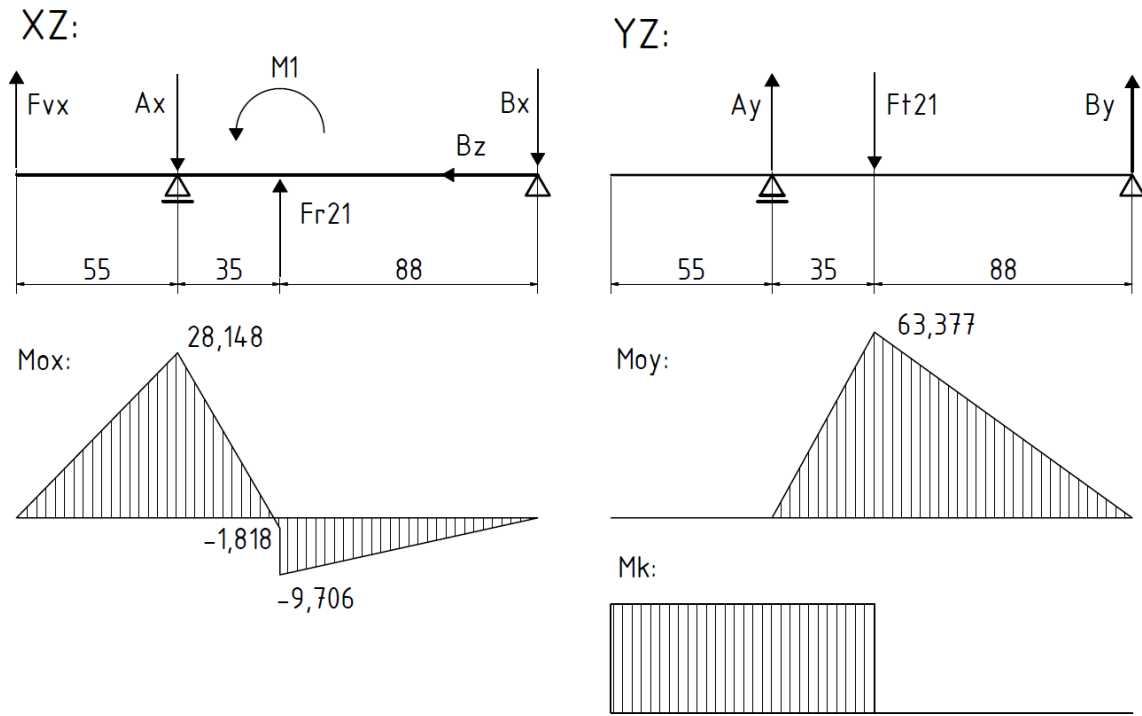
$$F_{A34} = 843,574 \text{ N}$$



obr. 2.: Konceptní návrh - ložiska

II.4 Určení reakcí působících v ložiskách

II.4.1 Hřídel I (vstupní hřídel)



obr. 3.: Schéma zatížení - hřídel I

$$x: F_{Vx} - A_x + F_{R21} - B_x = 0 \quad (42)$$

$$y: A_y - F_{T21} + B_y = 0 \quad (43)$$

$$z: F_{A21} - B_z = 0 \quad (44)$$

$$M_{xz}: F_{Vx} \cdot a - F_{R21} \cdot b - F_{A21} \cdot \left(\frac{d_{w1}}{2}\right) + B_x \cdot (b + c) = 0 \quad (45)$$

$$M_{yz}: F_{T21} \cdot b - B_y \cdot (b + c) = 0 \quad (46)$$

$$A_{rad} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (47)$$

$$B_{rad} = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} \quad (48)$$

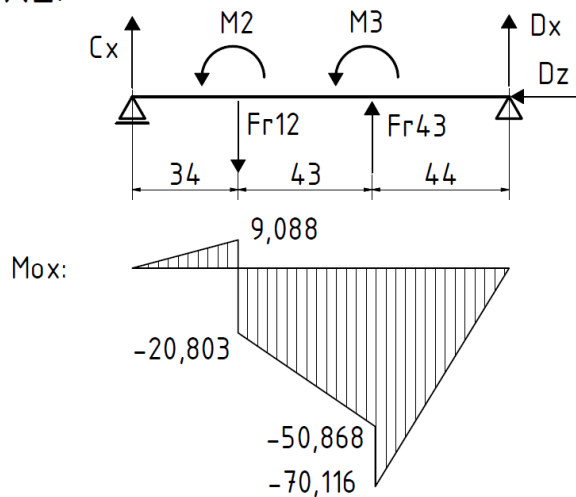
Výsledky momentových rovnic jsou zapsány do tabulky.

tab. 4.: Reakce hřídel I

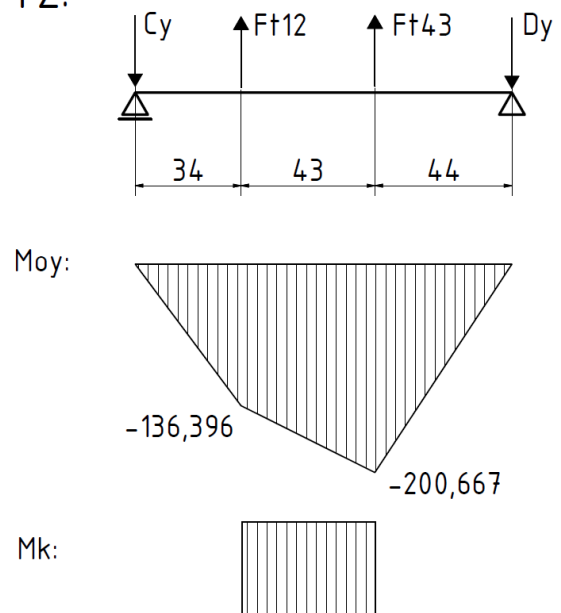
Ložisko A		Ložisko A (reverzace otáček)	
A_x	1 367,979 N	A_x	1 496,240 N
A_y	1 810,768 N	A_y	1 810,768 N
A_{rad}	2 269,416 N	A_{rad}	2 348,961 N
Ložisko B		Ložisko B (reverzace otáček)	
B_x	110,299 N	B_x	-17,962 N
B_y	720,192 N	B_y	720,192 N
B_z	539,709 N	B_z	539,709 N
B_{rad}	728,589 N	B_{rad}	720,416 N

II.4.2 Hřídel II (předlohový)

XZ:



YZ:



obr. 4.: Schéma zatížení - hřídel II

$$x: C_x - F_{R12} + F_{R43} + D_x = 0 \quad (49)$$

$$y: -C_y + F_{T12} + F_{T43} - D_y = 0 \quad (50)$$

$$z: -F_{A12} + F_{A43} - D_z = 0 \quad (51)$$

$$M_{xz}: F_{R12} \cdot d - F_{A12} \cdot \left(\frac{d_{w2}}{2}\right) - F_{R43} \cdot (d + e) - F_{A43} \cdot \left(\frac{d_{w3}}{2}\right) - D_x \cdot (d + e + f) = 0 \quad (52)$$

$$M_{yz}: -F_{T12} \cdot d - F_{T43} \cdot (d + e) + D_y \cdot (d + e + f) = 0 \quad (53)$$

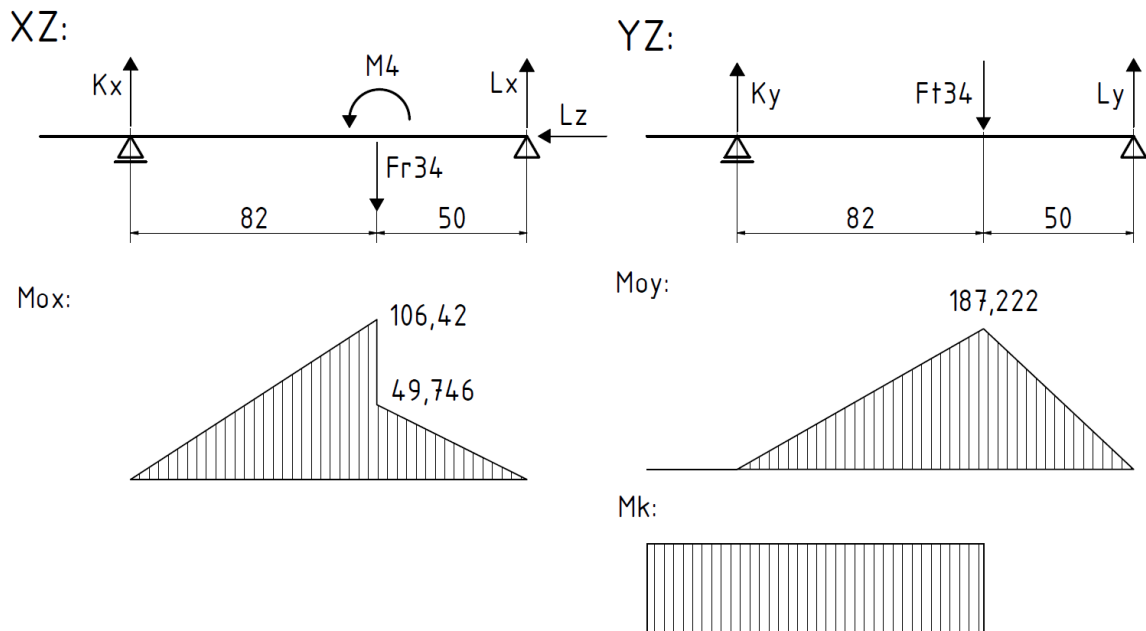
$$C_{rad} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} \quad (54)$$

$$D_{rad} = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} \quad (55)$$

tab. 5.: Reakce hřídel II

Ložisko C		Ložisko C (reverzace otáček)	
C_x	276,302 N	C_x	-544,918 N
C_y	4 011,653 N	C_y	4 011,653 N
C_{rad}	4 020,548 N	C_{rad}	4 048,4927 N
Ložisko D		Ložisko D (reverzace otáček)	
D_x	-1 593,547 N	D_x	-781,327 N
D_y	4 546,954 N	D_y	4 546,954 N
D_z	303,865 N	D_z	-303,865
D_{rad}	4818,110 N	D_{rad}	4 613,5952 N

II.4.3 Hřídel III (výstupní)



obr. 5.: Schéma zatížení - hřídel III

$$x: K_x - F_{R34} + L_x = 0 \quad (56)$$

$$y: K_y - F_{T34} + L_y = 0 \quad (57)$$

$$z: -F_{A34} + L_z = 0 \quad (58)$$

$$M_{xz}: F_{R34} \cdot g - F_{A34} \cdot \left(\frac{d_{w4}}{2}\right) - L_x \cdot (g + h) = 0 \quad (59)$$

$$M_{xy}: F_{T34} \cdot g - L_y \cdot (g + h) = 0 \quad (60)$$

$$K_{rad} = \sqrt{K_x^2 + K_y^2} \quad (61)$$

$$L_{rad} = \sqrt{L_x^2 + L_y^2} \quad (62)$$

tab. 6.: Reakce hřídel III

Ložisko K		Ložisko K (reverzace otáček)	
K_x	1 297,808 N	K_x	439,112 N
K_y	2 283,199 N	K_y	2 283,199 N
K_{rad}	2 626,272 N	K_{rad}	2 325,042 N
Ložisko L		Ložisko L (reverzace otáček)	
L_x	994,926 N	L_x	1 853,6219 N
L_y	3 744,447 N	L_y	3 744,447 N
L_z	843,574 N	L_z	843,574 N
L_{rad}	3 874,372 N	L_{rad}	4 178,133 N

III Kontrolní výpočty

III.1 Kontrola ložisek

III.1.1 Kontrola ložisek na hřídeli I

Uložení hřídele I bude realizováno pomocí kuželíkových ložisek SKF 320/22X s následujícími parametry dle [5]. Kontrola bude provedena pro ložisko A, na které působí větší zatížení.

tab. 7.: Ložisko SKF 320/22 X

C	C_0	P_u	e	Y	Y_0
25 100	29 000	2 800	0,4	1,5	0,8

Určení axiálních sil

$$\frac{A_{rad}}{Y} > \frac{B_{rad}}{Y} \quad (63)$$

$$B_z < 0,5 \left(\frac{A_{rad}}{Y} - \frac{B_{rad}}{Y} \right) \quad (64)$$

$$A_a = 0,5 \cdot \frac{A_{rad}}{Y} \quad (65)$$

$$A_a = 0,5 \cdot \frac{2347,961}{1,5}$$

$$A_a = 782,987 \text{ N}$$

$$B_a = A_a - B_z \quad (66)$$

$$B_a = 782,987 - 539,709$$

$$B_a = 243,278 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{A_a}{A_{rad}} \leq e \quad (67)$$

$$P = A_{rad} = 2\,348,961 \text{ N}$$

Potřebná dynamická únosnost ložiska

$$C' = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (68)$$

$$C' = 2\,348,961 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 713 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C' = 19\,034$$

$p = 10/3$ - exponent trvanlivosti pro kuželíková ložiska

$L_h = 25\,000 \text{ h}$ - požadovaná životnost ložiska

Potřebná dynamická únosnost vyšla nižší než základní dynamická únosnost. Navržené ložisko vyhovuje.

III.1.2 Kontrola ložisek na hřídeli II

Uložení hřídele II bude realizováno pomocí kuželíkových ložisek SKF 320/32 Q/X s následujícími parametry dle [6]. Kontrola bude provedena pro ložisko D, na které působí větší zatížení.

tab. 8.: Ložisko SKF 320/32 Q/X

C	C_0	P_u	e	Y	Y_0
36 900	46 500	4 800	0,46	1,8	1,3

Určení axiálních sil

$$\frac{C_{rad}}{Y} < \frac{D_{rad}}{Y} \quad (69)$$

$$D_z \geq 0,5 \left(\frac{D_{rad}}{Y} - \frac{C_{rad}}{Y} \right) \quad (70)$$

$$C_a = 0,5 \cdot \frac{C_{rad}}{Y} \quad (71)$$

$$C_a = 0,5 \cdot \frac{4\,048,493}{1,8} = 1\,124,581\,N$$

$$C_a = 1\,124,581\,N$$

$$D_a = C_a + D_z \quad (72)$$

$$D_a = 1\,124,581 + 303,865$$

$$D_a = 1\,428,446\,N$$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{D_a}{D_{rad}} \leq e \quad (73)$$

$$P = D_{rad} = 4818,110\,N$$

Potřebná dynamická únosnost ložiska

$$C' = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (74)$$

$$C' = 4\,818,110 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 188 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C' = 26\,180$$

$$p = 10/3$$

- exponent trvanlivosti pro kuželíková ložiska

Potřebná dynamická únosnost vyšla nižší než základní dynamická únosnost. Navržené ložisko vyhovuje.

III.1.3 Kontrola ložisek na hřídeli III

Uložení hřídele III bude realizováno pomocí kuličkových ložisek SKF 6209 s následujícími parametry dle [7].

tab. 9.: Ložisko SKF 6209

C	C ₀	P _u	k _r	f ₀
35 100	21 600	915	0,025	14,2

$$\frac{L_a}{C_0} = \frac{843,574}{21\,600} = 0,039 \quad (75)$$

e = 0,24 - výpočtový součinitel pro jednořadá kuličková ložiska dle [3]

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$\frac{L_a}{L_{rad}} \leq e \quad (76)$$

$$P = L_{rad} = 4\,178,133\,N$$

Potřebná dynamická únosnost ložiska

$$C' = P \cdot \sqrt[p]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} \quad (77)$$

$$C' = 4\,178,133 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 64 \cdot 25\,000}{10^6}}$$

$$C' = 19\,117$$

p = 3 - exponent trvanlivosti pro kuželíková ložiska

Potřebná dynamická únosnost vyšla nižší než základní dynamická únosnost. Navržené ložisko vyhovuje.

III.2 Kontrola hřídelů

III.2.1 Hřídel I

$$M_{ox} = 28,148 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 63,377 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{28,148^2 + 63,377^2} = 69,347 \text{ Nm} \quad (78)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{69,347}{\frac{\pi \cdot 0,022^3}{32}} = 66,338 \text{ Mpa} \quad (79)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{M_{kl}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{36,991}{\frac{\pi \cdot 0,022^3}{16}} = 0,389 \text{ Mpa} \quad (80)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{66,338^2 + (2 \cdot 0,389)^2} \quad (81)$$

$$\sigma_{red} = 66,343 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} = (70 \div 80) \text{ Mpa}$$

III.2.2 Hřídel II

$$M_{ox} = 70,116 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 200,667 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{70,116^2 + 200,667^2} = 212,564 \text{ Nm} \quad (82)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{212,564}{\frac{\pi \cdot 0,032^3}{32}} = 66,075 \text{ Mpa} \quad (83)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{M_{kl}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{137,532}{\frac{\pi \cdot 0,032^3}{16}} = 21,376 \text{ Mpa} \quad (84)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{66,075^2 + (2 \cdot 21,376)^2} = 78,7 \text{ MPa} \quad (85)$$

$$\sigma_{red} = 78,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} (70 \div 80) \text{ Mpa}$$

III.2.3 Hřídel III

$$M_{ox} = 106,42 \text{ Nm}$$

$$M_{oy} = 187,222 \text{ Nm}$$

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2} = \sqrt{106,42^2 + 187,222^2} = 215,354 \text{ Nm} \quad (86)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{215,354}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{32}} = 24,072 \text{ Mpa} \quad (87)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{M_{kl}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{397,606}{\frac{\pi \cdot 0,045^3}{16}} = 22,222 \text{ Mpa} \quad (88)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{24,072^2 + (2 \cdot 22,222)^2} = 32,761 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\sigma_{red} = 32,761 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} = (70 \div 80) \text{ Mpa}$$

III.4 Kontrola těsných per [2]

III.4.1 Pero pod řemenicí: 6e7x6x25 ČSN 02 2562

Účinná délka pera:

$$l_a = l - b = 25 - 6 = 19 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kl}}{d_h \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 36,991}{0,02 \cdot 0,006 \cdot 0,019} \quad (90)$$

$$p = 64,9 \text{ MPa} \leq p_D = (110 \div 120) \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_h \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 36,991}{0,02 \cdot 0,006 \cdot 0,019} \quad (91)$$

$$\tau = 32,4 \text{ MPa} \leq \tau_D = (60 \div 90) \text{ MPa}$$

III.4.2 Pero pod kolem 1: 10e7x8x32 ČSN 02 2562**Účinná délka pera:**

$$l_a = l - b = 32 - 10 = 22 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{d_h \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 137,532}{0,035 \cdot 0,008 \cdot 0,022} \quad (92)$$

$$p = 89,3 \text{ MPa} \leq p_D = (110 \div 120) \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d_h \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 137,532}{0,035 \cdot 0,01 \cdot 0,019} \quad (93)$$

$$\tau = 35,7 \text{ MPa} \leq \tau_D = (60 \div 90) \text{ MPa}$$

III.4.3 Pero pod kolem 2: 14e7x9x50 ČSN 02 2562**Účinná délka pera:**

$$l_a = l - b = 50 - 14 = 36 \text{ mm}$$

Kontrola na otláčení:

$$p = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{d_h \cdot h \cdot l_a} = \frac{4 \cdot 397,606}{0,048 \cdot 0,009 \cdot 0,036} \quad (94)$$

$$p = 102,3 \text{ MPa} \leq p_D = (110 \div 120) \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kI}}{d_h \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 397,606}{0,048 \cdot 0,01 \cdot 0,036} \quad (95)$$

$$\tau = 46 \text{ MPa} \leq \tau_D = (60 \div 90) \text{ MPa}$$

Použitá literatura:

[1] KUGL, Otmar; HOUKAL, Jiří; TOMEK, Pavel; ZÝMA, Jiří. *Projekt III. ročník.*

Vydavatelství České vysoké učení technické v Praze, 2000

[2] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů - Spoje a části spojovací.*

Vydavatelství České vysoké učení technické v Praze, 2008

[3] ŘASA, Jaroslav; ŠVERCL, Josef. *Strojnické tabulky.* Scientia, spol. s.r.o.,

pedagogické nakladatelství, Praha 2004

[4]https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12113/KC/all_N%C3%A1vrh%20%C4%8Deln%C3%ADho%20ozuben%C3%AD.xls

[5] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=320/22%20X&unit=metricUnit>

[6] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=320/32%20X/Q&unit=metricUnit>

[7] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?designation=6209&unit=metricUnit>