



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu svislých vrat

Design of vertical gate drive

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Daniel NÉMETH

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu svislých vrat“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Češpíra, Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 28. 6. 2019

.....
Daniel Németh

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Zdeňku Češpírovi, Ph.D., svému vedoucímu práce za pomoc a čas, který mi věnoval při konzultacích ohledně bakalářské práce. A své rodině za čas a důvěru, kterou ve mne vložili.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Daniel NÉMETH
Název BP: Návrh pohonu svislých vrat
Anglický název: Design of vertical gate drive
Rok: 2019
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP: Ing. Zdeněk Češpíro, Ph.D.
Bibliografické údaje: počet stran 23
počet obrázků 6
počet tabulek 4
počet příloh 7
Klíčová slova: převodovka, garážová vrata
Keywords: gearbox, garage doors

Anotace:

Rešeršní část práce shrnuje používané varianty vrat. Praktická část se zabývá návrhem převodovky, návrhem vrat a následným spojením převodovky s garážovými vraty.

Abstract:

The theoretical part of this thesis summarizes used types of garage doors. The practical part deals with design of gearbox, design of door and subsequent connection between gearbox and garage door.

Obsah

1. Úvod	2
2. Garážová vrata	3
2.1. Typy garážových vrat	3
2.2. Shrnutí	4
3. Návrh převodovky	5
3.1. Návrh elektromotoru	5
3.2. Požadovaný převodový poměr	5
3.3. Počty zubů	5
3.4. Návrh pružné spojky	6
3.5. Návrh hřídelů	6
3.6. Návrh ozubených kol	7
3.7. Kontrola ozubení	10
3.8. Výpočty reakcí v podporách	10
3.9. Statická kontrola hřídelů	11
3.10. Návrh a kontrola ložisek	12
3.11. Výpočty per	14
3.12. Řetězový převod	15
4. Návrh vrat	16
4.1. Pojezd a koleje vrat	16
4.2. Návrh spojení dveří a řetězu	16
4.3. Funkční úprava lamel	17
5. Závěr	18
6. Použitá literatura	19
7. Seznam příloh	20
8. Seznam obrázků	21
9. Seznam tabulek	22

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a – osová vzdálenost [mm]	m'_I, m_I – modul [mm]
a_w – korigovaná osová vzdálenost [mm]	n_b – otáčky bubnu [1/min]
b – šířka kola/pastorku [mm]	n_m – otáčky motoru [1/min]
C – základní dynamická únosnost [N]	n – počet kusů [/]
C_O – základní statická únosnost [N]	P – požadovaný výkon na bubnu [W]
c^* – součinitel patní vůle [/]	P_{el} – předběžný výkon elektromotoru [W]
D – předběžný průměr řetězového kola [mm]	s – počet otočení [/]
D'_h, D_h – průměry hřidelů [mm]	V – objem dveří [mm ³]
d – roztečná kružnice [mm]	v – požadovaná rychlost posuvu dveří [m/s]
d_a – hlavová kružnice [mm]	v_s – skutečná rychlost posuvu dveří [m/s]
d_f – patní kružnice [mm]	X – součinitel radiálního zatížení [/]
F – ekvivalentní dyn. zatížení [N]	x – tloušťka dveří [mm]
F_i – síly (axiální, radiální, tečná, od řetězu) [N]	$x + x$ – osová korekce [/]
G – tíha dveří [N]	Y – tvarový součinitel [/]
g – tíhové zrychlení [m/s ²]	Y – součinitel axiálního zatížení [/]
h – výška dveří [mm]	Y_{FS} – součinitel koncentrace v patě zubu [/]
h_{a^*} – součinitel výšky hlavy [/]	Δy – součinitel snížení výšky hlavy [/]
i_c – celkový převodový poměr [/]	$z_{1,2,3,4}$ – počty zubů [/]
i_p – převodový poměr převodovky [/]	α – úhel profilu ozubení [°]
i_{pv} – předběžný převodový poměr [/]	α_t – úhel profilu v čelní rovině [°]
i_f – převodový poměr řetězovky [/]	α_{tv} – valivý úhel záběru [°]
k – koeficient bezpečnosti krutu [/]	β – úhel natočení zubu [°]
k_f – provozní součinitel [/]	δ – odchylka [%]
L_N – trvanlivost ložiska [ot.]	η – účinnost [%]
L_S – potřebná trvanlivost ložisek [ot.]	ρ – hustota [Kg/mm ³]
l – šířka dveří [mm]	σ_{FD} – dovolené napětí [N/mm ²]
M_k – kroutící moment elektromotoru [N·m]	τ_D – dovolené napětí [N/mm ²]
M_v – kroutící moment na spojce [N·m]	ψ_m – poměrná šířka [/]
m – hmotnost dveří [Kg]	

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je připravit projekt nových svislých garážových vrat pro zákazníka. Pohonný mechanismus se skládá z elektromotoru a převodovky. Z důvodu rekonstrukce domu bylo zadáno vypracování zprávy pro nové vrata (obr. 1). Požadované rozměry garážových vrat:

- funkční šířka vstupu $l = 3600 \text{ mm}$
- funkční výška vstupu $h = 2100 \text{ mm}$



obr. 1.: Původní vrata

2. Garážová vrata

Garážová vrata jsou určena k uzavření vstupního otvoru od místnosti jejímž účelem je parkování motorových vozidel. Pohyb vrat je ruční nebo pomocí elektromotoru. Garážová vrata se pohybují buď vertikálně nebo horizontálně. Vrata by měla splňovat určitou bezpečnost proti vniknutí cizích osob a také nesmí dojít k úrazu účastníků používajících toto zařízení. Dále musí odolávat povětrnostním vlivům a být tepelnou izolací. Firmy zabývající se touto problematikou: LOMAX, Hörmann, Trido, ...

2.1. Typy garážových vrat

Sekční garážová vrata

Výhody:

- nejlépe izolované od povětrnostních vlivů
- nejlépe zabezpečené proti vloupání
- je možné osadit vchodovými dveřmi

Nevýhody:

- snižují výšku garáže
- vyšší pořizovací cena

[1]

Rolovací garážová vrata

Výhody:

- variabilita konstrukce
- vrata nezabírají použitelný prostor
- možnost manuálního ovládní
- snadná oprava

Nevýhody:

- dochází k častějšímu opotřebením lamel oproti sekvenčním vratům
- při větších plochách může docházet k průhybu lamel při větrných podmínkách
- horší bezpečnost

[2]

Výklopná garážová vrata

Výhody:

- nižší pořizovací cena
- možnost manuálního ovládání
- možnost zateplení

Nevýhody:

- horší utěsnění

[3]

2.2. Shrnutí

Po konzultaci se zákazníkem byly vybrána sekční garážová vrata. Z důvodu velké šířky vstupního otvoru a zákaznickových preferencí.

3. Návrh převodovky

Navrhuji 5 lamel, aby měly všechny lamely stejnou celočíselnou šířku. Šířka jedné lamely 420 mm. Tloušťku lamel jsem zvolil 30 mm (x). Zákazník požadoval materiál dřevo, a proto jsem zvolil buk uměle dosušený s hustotou $\rho = 0,57 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ [4]. Požadovanou rychlost posuvu dveří jsem zvolil na základě běžně nabízených rychlostí firem zabývajících se touto problematikou ($v = 0,22 \text{ m/s}$).

$$V = h \cdot l \cdot x = 2100 \cdot 3600 \cdot 30 = 226,8 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

$$m = V \cdot \rho = 226,8 \cdot 10^6 \cdot 0,57 \cdot 10^{-6} = 129,3 \text{ kg}$$

$$G = m \cdot g = 129,3 \cdot 10 = 1293 \text{ N}$$

3.1. Návrh elektromotoru

$$P = \frac{G \cdot v}{1000} = \frac{1293 \cdot 0,22}{1000} = 0,284 \text{ kW}$$

$$P_{el} = \frac{P}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{\dot{x}}} = \frac{0,284}{0,98^2 \cdot 0,95} = 0,31 \text{ kW}$$

Elektromotor jsem vybíral s brzdou, abych zabránil samovolnému pohybu i po odpojení ze sítě. Z katalogu volím elektromotor s brzdou Raveo RMS7184 Brake a přírubou B5. Parametry elektromotoru (obr. 2).

Označení	Velikost (IEC)	Výkon (kW)	Rychlost (ot./min.)	Krouticí moment (N.m)	Jmenovitý proud (A) při 400 V	Třída účinnosti	Hmotnost (kg)
RMS71B4 BRAKE	71	0,37	1370	2,6	1,0	IE1	8

obr. 2.: Parametry elektromotoru

3.2. Požadovaný převodový poměr

$$i_c = \frac{n_m}{n_b} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{v} = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot \frac{1370}{60}}{0,22} = 48,91 = i_{pv} \cdot i_{\dot{x}} \rightarrow i_{pv} = \frac{48,91}{1,5} = 32,61$$

3.3. Počty zubů

Na pastorcích volím ($z_1 = z_3$) počet zubů 17. Na kolech volím počty zubů tak, aby převodový poměr prvního soukolí byl přibližně 1,3x větší než převodový poměr druhého soukolí ($z_2 = 107$ a $z_4 = 90$).

$$i_p = \frac{107}{17} \cdot \frac{90}{17} = 33,32$$

Kontrola

$$i_c = i_p \cdot i_{\dot{x}} = 33,32 \cdot 1,5 = 49,98$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot d_b \cdot n_m}{i_c} = \frac{\pi \cdot 0,15 \cdot \frac{1370}{60}}{49,98} = 0,215 \text{ m/s}$$

$$\delta = \frac{v - v_s}{v} = \frac{0,22 - 0,215}{0,22} = 0,0227$$

Skutečná rychlost pohybu se liší o 2,27 %, což je přijatelná chyba.

3.4. Návrh pružné spojky

Požadovaný přenosový moment se vypočítá vynásobením kroutícího momentu na elektromotoru (obr. 2) a provozního součinitele vyhledaného v ČSN 02 6208, který je 1,5 pro pružnou spojku.

$$M_k = 2,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_v = k \cdot M_k = 1,5 \cdot 2,6 = 3,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Zvolil jsem pružnou spojku LK20-C30 s kroutícím momentem $8,5 \text{ N} \cdot \text{m}$. Lze objednat s vnitřním průměrem o velikosti průměru hřídele elektromotoru a vstupního hřídele.

3.5. Návrh hřídelů

Průměr hřídelů je dán kroutícím momentem a dovoleným napětím. Dovolené napětí volím 25, 35, 50 MPa. Vypočítané průměry hřídelů zaokrouhluji s ohledem k statické kontrole hřídelí a následnému uložení do ložisek.

Kroutící moment na vstupním hřídeli (obr. 2):

$$M_{kl} = M_k = 2,6 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroutící moment na předlohovém hřídeli:

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta_{12} = 2,6 \cdot \frac{107}{17} \cdot 0,98 = 16,04 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kroutící moment na výstupním hřídeli:

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta_{34} = 16,04 \cdot \frac{90}{17} \cdot 0,98 = 83,22 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průměr vstupního hřídele:

$$D'_{hl} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kl}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,6}{25 \cdot \pi}} = 0,81 \cong 8,1 \text{ mm volím } D_{hl} = 10 \text{ mm}$$

Průměr předlohového hřídele:

$$D'_{hII} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16,04}{35 \cdot \pi}} = 1,33 \cong 13,3 \text{ mm volím } D_{hII} = 17 \text{ mm}$$

Průměr výstupního hřídele:

$$D'_{hIII} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\tau_D \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 83,22}{50 \cdot \pi}} = 2,04 \cong 20,4 \text{ mm volím } D_{hIII} = 25 \text{ mm}$$

3.6. Návrh ozubených kol

Materiál ozubených kol volím 12 010 s dovoleným napětím v ohybu $\sigma_{FD} = 500 \text{ MPa}$. Součinitel koncentrace v patě zubu odečítám z grafu příloha 1, při hodnotách $x = 0$ a $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$. Úhel sklonu zubu $\beta = 10^\circ$ jsem vybral z normy ČSN 01 4610. Součinitel provozní, tvarový a poměrnou šířku jsem zvolil $k_F = 1,5$; $Y = 0,6$; $\psi_m = 15$.

První soukolí:

$$\begin{aligned} m'_{Ip} &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kI} \cdot 10^3 \cdot Y_{FS} \cdot k_F \cdot Y \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot z_1 \cdot \psi_m}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2,6 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \cdot \cos 10}{500 \cdot 17 \cdot 15}} = 0,53 \text{ mm} \\ m'_{Ik} &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kII} \cdot 10^3 \cdot Y_{FS} \cdot k_F \cdot Y \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot z_2 \cdot \psi_m}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16,04 \cdot 10^3 \cdot 3,7 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \cdot \cos 10}{500 \cdot 107 \cdot 15}} = 0,51 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pro první soukolí volím normalizovaný modul 0,6 mm.

Výpočet roztečné kružnice:

$$\begin{aligned} d_{1k} &= \frac{m_{12} \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{0,6 \cdot 107}{\cos 10} = 63,22 \text{ mm} \\ d_{1p} &= \frac{m_{12} \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{0,6 \cdot 17}{\cos 10} = 10,36 \text{ mm} \end{aligned}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5 \cdot (d_{1k} + d_{1p}) = 0,5 \cdot (63,22 + 10,36) = 36,79 \text{ mm} \rightarrow a_w = 37 \text{ mm}$$

Osová korekce:

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tv} - \operatorname{inv} \alpha_t)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 0,3700 \rightarrow \alpha_t = 20,3^\circ$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t = 0,3700 - 0,3543 = 0,0157$$

$$\cos \alpha_{tv} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{36,79}{37} \cdot \cos 20,3^\circ = 0,9326 \rightarrow \alpha_{tv} = 21,16^\circ$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tv} = \operatorname{tg} \alpha_{tv} - \alpha_{tv} = 0,3871 - 0,3693 = 0,0178$$

$$x_1 + x_2 = \frac{17 + 107}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (0,0178 - 0,0157) = 0,36$$

Součet korekce je větší než 0,3. Koriguji pastorek i kolo:

$$\Delta y = \frac{a + (x_1 + x_2) \cdot m_{12} - a_w}{m_{12}} = \frac{36,79 + 0,36 \cdot 0,6 - 37}{0,6} = 0,01$$

Výpočet hlavové kružnice:

$$\begin{aligned} d_{a1k} &= d_{1k} + 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 63,22 + 2 \cdot 0,6 \cdot (1 + 0,18 - 0,01) = \\ &= 64,624 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a1p} &= d_{1p} + 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 10,36 + 2 \cdot 0,6 \cdot (1 + 0,18 - 0,01) = \\ &= 11,764 \text{ mm} \end{aligned}$$

Výpočet patní kružnice:

$$\begin{aligned} d_{f1k} &= d_{1k} - 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot x \cdot m_{12} = \\ &= 63,22 - 2 \cdot 0,6 \cdot (1 + 0,25) + 2 \cdot 0,18 \cdot 0,6 = 61,936 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f1p} &= d_{1p} - 2 \cdot m_{12} \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot x \cdot m_{12} = \\ &= 10,36 - 2 \cdot 0,6 \cdot (1 + 0,25) + 2 \cdot 0,18 \cdot 0,6 = 9,079 \text{ mm} \end{aligned}$$

Šířka prvního kola a pastorku:

$$b_{1k} = \psi_m \cdot m = 15 \cdot 0,6 = 9 \text{ mm}$$

$$b_{1p} = \psi_m \cdot m + m = 15 \cdot 0,6 + 0,6 = 9,6 \text{ mm}$$

Druhé soukolí:

$$\begin{aligned} m'_{IIp} &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kII} \cdot 10^3 \cdot Y_{FS} \cdot k_F \cdot Y \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot z \cdot \psi_m}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16,04 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \cdot \cos 10}{500 \cdot 17 \cdot 15}} = 0,98 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$m'_{IIIk} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kIII} \cdot 10^3 \cdot Y_{FS} \cdot k_F \cdot Y \cdot \cos \beta}{\sigma_{FD} \cdot Z \cdot \psi_m}} =$$
$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 83,22 \cdot 10^3 \cdot 3,68 \cdot 1,5 \cdot 0,6 \cdot \cos 10}{500 \cdot 90 \cdot 15}} = 0,93 \text{ mm}$$

Pro druhé soukolí volím normalizovaný modul 1,25 mm.

Výpočet roztečné kružnice:

$$d_{2k} = \frac{m_{34} \cdot z_4}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 90}{\cos 10} = 114,24 \text{ mm}$$

$$d_{2p} = \frac{m_{34} \cdot 3}{\cos \beta} = \frac{1,25 \cdot 17}{\cos 10} = 21,58 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost:

$$a = 0,5 \cdot (d_{2k} + d_{2p}) = 0,5 \cdot (114,24 + 21,58) = 67,91 \text{ mm} \rightarrow a_w = 68 \text{ mm}$$

Osová korekce:

$$x_3 + x_4 = \frac{z_3 + z_4}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_{tv} - \operatorname{inv} \alpha_t)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 0,3700 \rightarrow \alpha_t = 20,3^\circ$$

$$\operatorname{inv} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_t - \alpha_t = 0,3700 - 0,3543 = 0,0157$$

$$\cos \alpha_{tv} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha_t = \frac{67,91}{68} \cdot \cos 20,3^\circ = 0,9366 \rightarrow \alpha_{tv} = 20,5^\circ$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{tv} = \operatorname{tg} \alpha_{tv} - \alpha_{tv} = 0,3740 - 0,3578 = 0,0162$$

$$x_3 + x_4 = \frac{17 + 90}{2 \cdot \operatorname{tg} 20} \cdot (0,0162 - 0,0157) = 0,07$$

Součet korekcí menší než 0,3. Koriguji pouze pastorek:

$$\Delta y = \frac{a + (x_3 + x_4) \cdot m_{34} - a_w}{m_{34}} = \frac{67,91 + 0,07 \cdot 1,25 - 68}{1,25} = -0,002$$

Výpočet hlavové kružnice:

$$d_{a2k} = d_{2k} + 2 \cdot m_{34} \cdot (h_a^* - \Delta y) = 114,24 + 2 \cdot 1,25 \cdot (1 + 0,002) =$$
$$= 116,75 \text{ mm}$$

$$d_{a2p} = d_{2p} + 2 \cdot m_{34} \cdot (h_a^* + x - \Delta y) = 21,58 + 2 \cdot 1,25 \cdot (1 + 0,07 + 0,002) =$$
$$= 24,26 \text{ mm}$$

Výpočet patní kružnice:

$$d_{f2k} = d_{2k} - 2 \cdot m_{34} \cdot (h_a^* + c^*) = 114,24 - 2 \cdot 1,25 \cdot (1 + 0,25) = 111,12 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} d_{f2p} &= d_{2p} - 2 \cdot m_{34} \cdot (h_a^* + c^*) + 2 \cdot x \cdot m_{34} = \\ &= 21,58 - 2 \cdot 1,25 \cdot (1 + 0,25) + 2 \cdot 0,07 \cdot 1,25 = 18,63 \text{ mm} \end{aligned}$$

Šířka druhého kola a pastorku:

$$b_{2k} = \psi_m \cdot m_{34} = 15 \cdot 1,25 = 18,75 \text{ mm}$$

$$b_{2p} = \psi_m \cdot m_{34} + m_{34} = 15 \cdot 0,6 + 0,6 = 20 \text{ mm}$$

3.7. Kontrola ozubení

Kontrolu ozubení jsem provedl pomocí programu Excel dle normy ISO 6336 ze stránek Ústavu konstruování a částí strojů FS ČVUT. Nejkritičtější je bezpečnost na dotyk, která by měla vyjít větší nebo rovno 1,1 a bezpečnost na ohyb větší nebo rovno 1,3 (tab.1). Obě soukolí vyhovují. V příloze 2 přikládám tabulku s vypočtenými hodnotami.

Tabulka 1.: Vypočítané hodnoty bezpečnosti na dotyk a ohyb

	Pastorek 1	Kolo 2	Pastorek 3	Kolo 4
S _F	1,36	1,53	1,91	2,24
S _H	1,11	1,11	1,31	1,31

3.8. Výpočty reakcí v podporách
Tečné síly na ozubených kolech:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d1} = \frac{2 \cdot 2,6}{10,36/1000} = 501,93 \text{ N}$$

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot M_{kII}}{d3} = \frac{2 \cdot 16,04}{21,58/1000} = 1486,56 \text{ N}$$

Axiální síly na ozubených kolech:

$$F_{a12} = F_{a21} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 501,93 \cdot \operatorname{tg} 10 = 88,51 \text{ N}$$

$$F_{a34} = F_{a43} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1486,56 \cdot \operatorname{tg} 10 = 262,12 \text{ N}$$

Radiální síly na ozubených kolech:

$$F_{r12} = F_{r21} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 501,93 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 10} = 185,51 \text{ N}$$

$$F_{r34} = F_{r43} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1486,56 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 10} = 549,41 \text{ N}$$

Síla od řetězu:

$$F_{\dot{r}} = k \cdot \frac{2 \cdot M_{kIII}}{d_{\dot{r}}} = 1,15 \cdot \frac{2 \cdot 83,22}{0,15} = 1276,04 \text{ N}$$

3.9. Statická kontrola hřídelů

Kontrolu provádím v nejvíce namáhaném místě. Průběhy momentů a sil na hřídelích vytvořeny pomocí internetové stránky <http://beamguru.com/online/beam-calculator/> a dodány v příloze 3. Materiál hřídelů volím ČSN 11 600. Maximální dovolené ohybové napětí daného materiálu je $\sigma_{oD} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

Hřídel 1:

$$M_{ox} = 5\,199,68 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oy} = 2\,241,3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{kl} = 2\,600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{o\ red} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2 + M_{kl}^2} = \sqrt{5\,199,68^2 + 2\,241,3^2 + 2600^2} = 6\,230,58 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10^3}{32} = 98,17$$

$$\sigma_{o\ red} = \frac{M_{o\ red}}{W_o} = \frac{6\,230,58}{98,17} = 63,47 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \sigma_{oD} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel 2:

$$M_{ox} = 20\,644,47 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oy} = 9\,961,2 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{kl} = 16\,040 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{o\ red} = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2 + M_{kl}^2} = \sqrt{20\,644,47^2 + 9\,961,2^2 + 16\,040^2} \\ = 27\,976,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482,33$$

$$\sigma_{o\ red} = \frac{M_{o\ red}}{W_o} = \frac{27\,976,8}{482,33} = 58,01 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \sigma_{oD} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel 3:

$$M_{ox} = 17\,596,02 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{oy} = 30\,138,04 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{kl} = 83\,220 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\begin{aligned} M_{ored} &= \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oy}^2 + M_{kl}^2} = \sqrt{17\,596,02^2 + 30\,138,04^2 + 83\,220^2} \\ &= 90\,241,29 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1533,98$$

$$\sigma_{ored} = \frac{M_{ored}}{W_o} = \frac{90\,241,29}{1533,98} = 58,83 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \sigma_{oD} = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.10. Návrh a kontrola ložisek

Ložiska jsem navrhl na minimální životnost 10 let za podmínky, že se vrata otevrou a zavrou dvakrát denně ($L_s = 2 \cdot 365 \cdot 10 \cdot s_i$). S ohledem na velikost reakcí jsem volil jednořadá kuličková ložiska od firmy SKF.

Počet otáček potřebných k vysunutí a zasunutí výstupní hřídel:

$$s_{III} = \frac{2 \cdot h}{\pi \cdot D} = \frac{2 \cdot 2100}{\pi \cdot 150} = 8,91 \text{ ot.}$$

Počet otáček předlobového hřídele:

$$s_{II} = s_{III} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 8,91 \cdot \frac{90}{17} = 47,18 \text{ ot.}$$

Počet otáček vstupního hřídele:

$$s_I = s_{II} \cdot \frac{z_2}{z_1} = 47,18 \cdot \frac{107}{17} = 296,99 \text{ ot.}$$

Z poměru axiální síly a základní statické únosnosti vybírám v tabulce SKF (příloha 4) součinitele radiálního a axiálního zatížení. Pomocí kterých pak vypočítám ekvivalentní dynamické zatížení ložiska.

Hřídel č.1:

Na vstupní hřídel jsem zvolil ložisko SKF 61800. Parametry ložiska v Tab. 2.

Tabulka 2.: Základní parametry ložiska 61800

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C _o [kN]
10	19	5	1,72	0,83

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{88,51}{830} = 0,106$$

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} = \frac{88,51}{376,01} = 0,24 > e \rightarrow X = 0,56; Y = 2,3 \rightarrow F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = \\ = 0,56 \cdot 376,01 + 2,3 \cdot 88,51 = 414,14 \text{ N} \end{aligned}$$

$$L_N = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{1720}{414,14}\right)^3 \cdot 10^6 = 71,64 \cdot 10^6 > L_S = 2,167 \cdot 10^6 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel č.2:

Na předlohou hřídel jsem zvolil ložisko SKF 61803. Parametry ložiska v Tab. 3.

Tabulka 3.: Základní parametry ložiska 61803

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C _o [kN]
17	26	5	2,03	1,27

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{173,61}{1270} = 0,14$$

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} = \frac{173,61}{1146,1} = 0,15 < e \rightarrow X = 1; Y = 0 \rightarrow F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = \\ = 1 \cdot 1146,1 + 0 \cdot 173,61 = 1146,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$L_N = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{2030}{1146,1}\right)^3 \cdot 10^6 = 5,56 \cdot 10^6 > L_S = 0,34 \cdot 10^6 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Hřídel č.3:

Na výstupní hřídel jsem zvolil ložisko SKF 61805. Parametry ložiska v Tab. 4.

Tabulka 4.: Základní parametry ložiska 61805

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	C _o [kN]
25	37	7	4,36	2,6

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{262,12}{2600} = 0,1$$

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{F_r} &= \frac{262,12}{1840,84} = 0,14 < e \rightarrow X = 1; Y = 0 \rightarrow F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = \\ &= 1 \cdot 1840,84 + 0 \cdot 262,12 = 1840,84 \text{ N} \end{aligned}$$

$$L_N = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{4360}{1840,84}\right)^3 \cdot 10^6 = 13,29 \cdot 10^6 > L_S 0,07 \cdot 10^6 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.11. Výpočty per

Pera těsná se vybírají podle průměru hřídele dle normy ČSN 02 2562. Pero je nutné zkontrolovat na stříh a otláčení.

Spojení kolo 2 / hřídel 2:

$$d_h = 17 \text{ mm} \quad l = 16 \text{ mm}$$

$$b = 6 \text{ mm} \quad l_a = l - b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 6 \text{ mm} \quad n = 1$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kII}}{b \cdot l \cdot n \cdot d} = \frac{2 \cdot 16\,040}{6 \cdot 16 \cdot 1 \cdot 17} = 19,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{kII}}{n \cdot d_h \cdot l_a \cdot h} = \frac{4 \cdot 16\,040}{1 \cdot 17 \cdot 10 \cdot 6} = 62,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_a = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Šířka kola 2 je 9 mm, a proto je nutné rozšířit náboj o 7 mm.

Spojení kolo 4 / hřídel 3:

$$d_h = 25 \text{ mm} \quad l = 20 \text{ mm}$$

$$b = 8 \text{ mm} \quad l_a = l - b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 7 \text{ mm} \quad n = 2$$

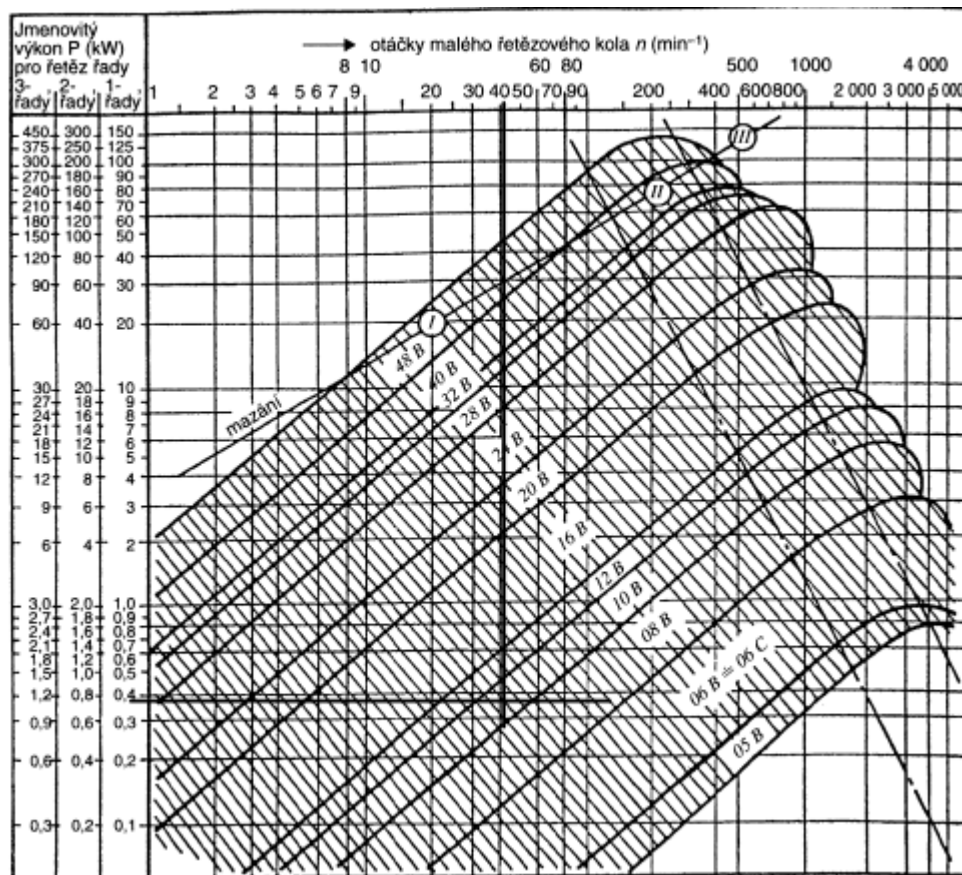
$$\tau = \frac{2 \cdot M_{kIII}}{b \cdot l \cdot n \cdot d} = \frac{2 \cdot 83\,220}{8 \cdot 20 \cdot 2 \cdot 25} = 20,81 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{kIII}}{n \cdot d_h \cdot l_a \cdot h} = \frac{4 \cdot 83\,220}{2 \cdot 25 \cdot 12 \cdot 7} = 79,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Šířka kola 4 je 18,75 mm, a proto je nutné rozšířit náboj o 2,5 mm.

3.12. Řetězový převod

Návrh vychází z obr. č. 3. vyjmutého ze strojnických tabulek. Vstupní hodnoty do grafy jsou jmenovitý výkon 3,7 kW a otáčky malého řetězového kola 41 min⁻¹. Volím řetěz 10B s jednou řadou, ČSN 02 3311.



obr. 3.: Graf pro výběr řetězu

Počet zubů ozubeného kola volím $z = 30$.

$$\text{roztečný průměr } D = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{30}} = 151,87 \text{ mm}$$

Řetěz bude napínán pomocí napínáku příloha 5.

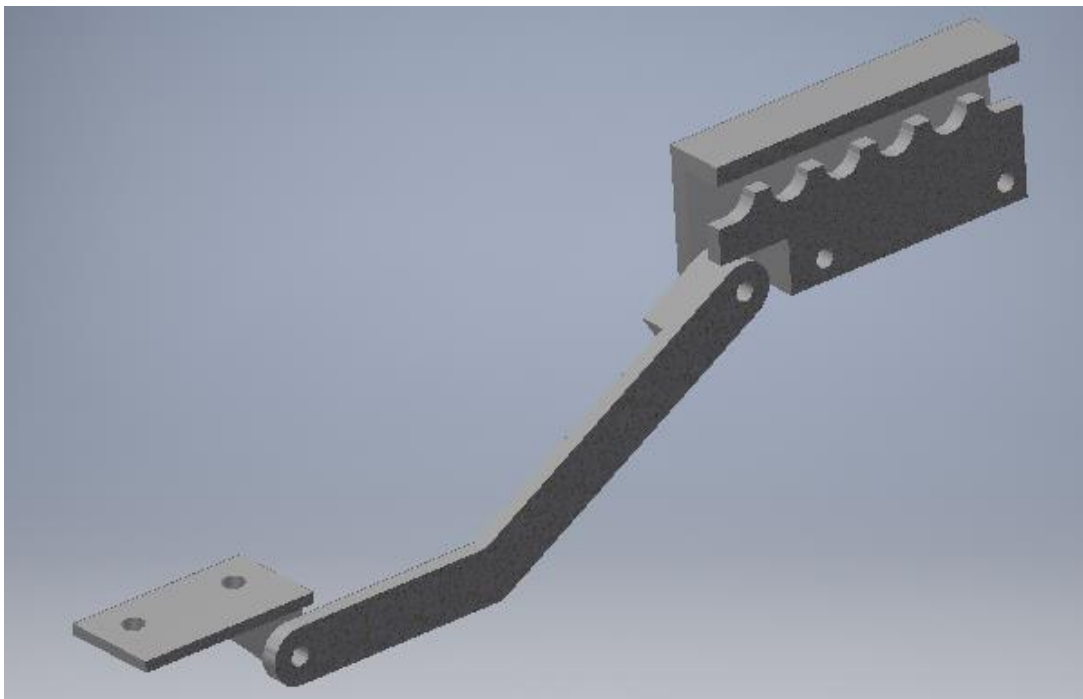
4. Návrh vrat

4.1. Pojezd a koleje vrat

Na vrata budou namontovány rolny od firmy ZABI s prodejním kódem RC – 46TS/120. Na každé lamele je umístěn jeden pár roln ve vzdálenosti 20 mm od vrchního okraje. Poslední lamela má jeden pár navíc umístěný 20 mm od spodního okraje. Lamely budou spojeny středovými panty dodávané firmou GARDON INT s. r. o. . Koleje budou U – profil 52 x 16 x 2 mm. Osy kolejí příloha 6.

4.2. Návrh spojení dveří a řetězu

Dveře budou spojeny pomocí sestavy držák, táhlo a řetězový hřeben obr. 4. V příloze 7 dodávám jednotlivé modely sestavy a jejich náčrty.



obr. 4.: Model sestavy

Kontrola čepu v kritickém místě (spojení držáku a táhla):

a) Střih

$$\tau = \frac{2 \cdot G}{\pi \cdot d_{\xi}^2} = \frac{2 \cdot 1293}{\pi \cdot 5^2} = 32,93 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

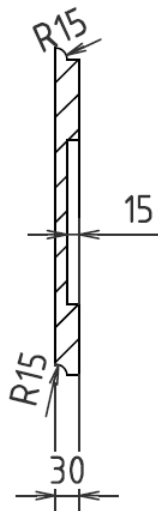
b) Tlak

$$p_1 = \frac{F}{d_{\xi} \cdot b_1} = \frac{1293}{5 \cdot 5} = 51,72 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

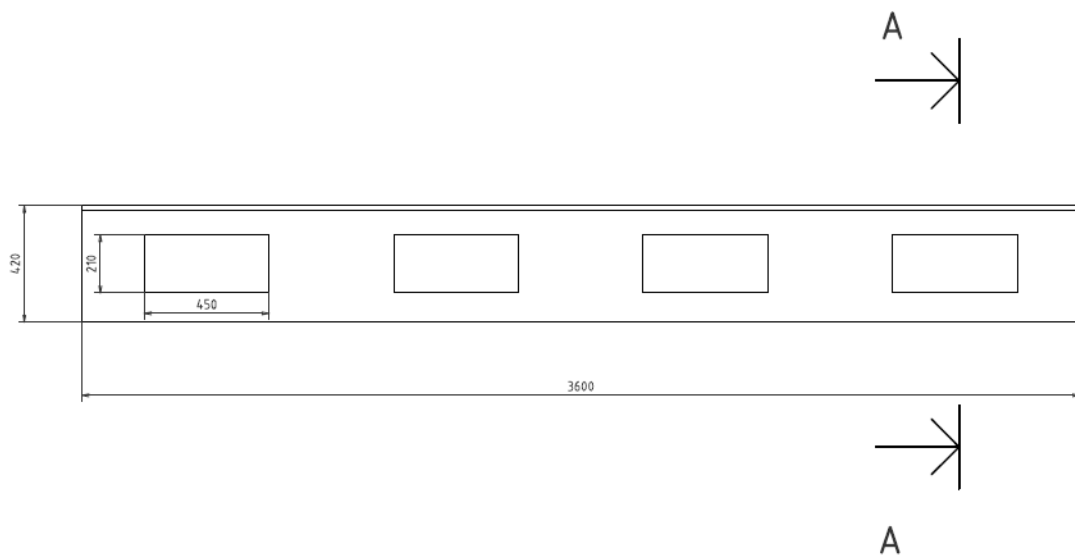
$$p_2 = \frac{F}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b_2} = \frac{1293}{2 \cdot 5 \cdot 5} = 25,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_D = 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.3. Funkční úprava lamel

Pro zajištění správného otevírání dveří a snížení hmotnosti lamel upravíme lamely podle obrázku č.5. a č.6.



obr. 5.: Lamela - řez



obr. 6.: Lamela - pohled zepředu

5. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout celkové uspořádání a pohon svislých vrat pro zákazníka.

Rešeršní část je věnována již existujícím řešením jejich pozitivům a negativům. Na základě předložené rešerše bylo zákazníkem preferováno sekční řešení nových vrat. Hlavním argumentem byla dobrá povětrnostní odolnost.

V praktické části jsem se nejprve řešil výběr vhodného elektromotoru. Zvolil jsem elektromotor Raveo RMS7184 s výkonem 0,37 kW. Dále bylo zapotřebí vyřešit spojení mezi elektromotorem a převodovkou. Zvolil jsem pružnou spojku LK 20 – C30. Vrata jsou navržena na minimální životnost 10 let, takovou dobu vydrží navržená ložiska SKF z řady 6180X. Vrata jsou vytahovány pomocí jednořadého řetězu 10B ČSN 02 3311, který je stavěn na zatížení vytvářené sekčními garážovými vraty.



6. Použitá literatura

- [1] Výhody a nevýhody garážových sekčních vrat. Dostupné z: <https://www.ivrata.cz/vyhody-a-nevyhody,123.html>
- [2] Výhody a nevýhody garážových rolovacích vrat. Dostupné z: <https://www.ivrata.cz/vyhody-a-nevyhody,128.html>
- [3] Výhody a nevýhody garážových výklopných vrat. Dostupné z: <https://www.ivrata.cz/vyhody-a-nevyhody,134.html>
- [4] Objemová hmotnost dřeva. Dostupné z: <http://drevorubec.cz/prodej-dreva/objemova-hmotnost-dreva>
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7
- [6] KUGL, Otmar. Projekt: III. ročník. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01638-2
- [7] Norma ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears, březen 2015
- [8] Kuličková ložiska SKF. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>
- [9] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: mechanické převody. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01934-9



7. Seznam příloh

- [1] Graf pro odečet součinitele koncentrace v patě zubu
- [2] Výpis z výpočtu ozubení v tabulce programu Excel dle normy ISO 6336
- [3] Průběhy momentů na hřídelích
- [4] Tabulka SKF s hodnotami radiálních a axiálních součinitelů
- [5] Model napínáku
- [6] Návrh os kolejí
- [7] Modely spoje vrata – řetěz



8. Seznam obrázků

obr. 1.: Původní vrata	2
obr. 2.: Parametry elektromotoru	5
obr. 3.: Graf pro výběr řetězu	15
obr. 4.: Model sestavy	16
obr. 5.: Lamela - řez	17
obr. 6.: Lamela - pohled zepředu.....	17

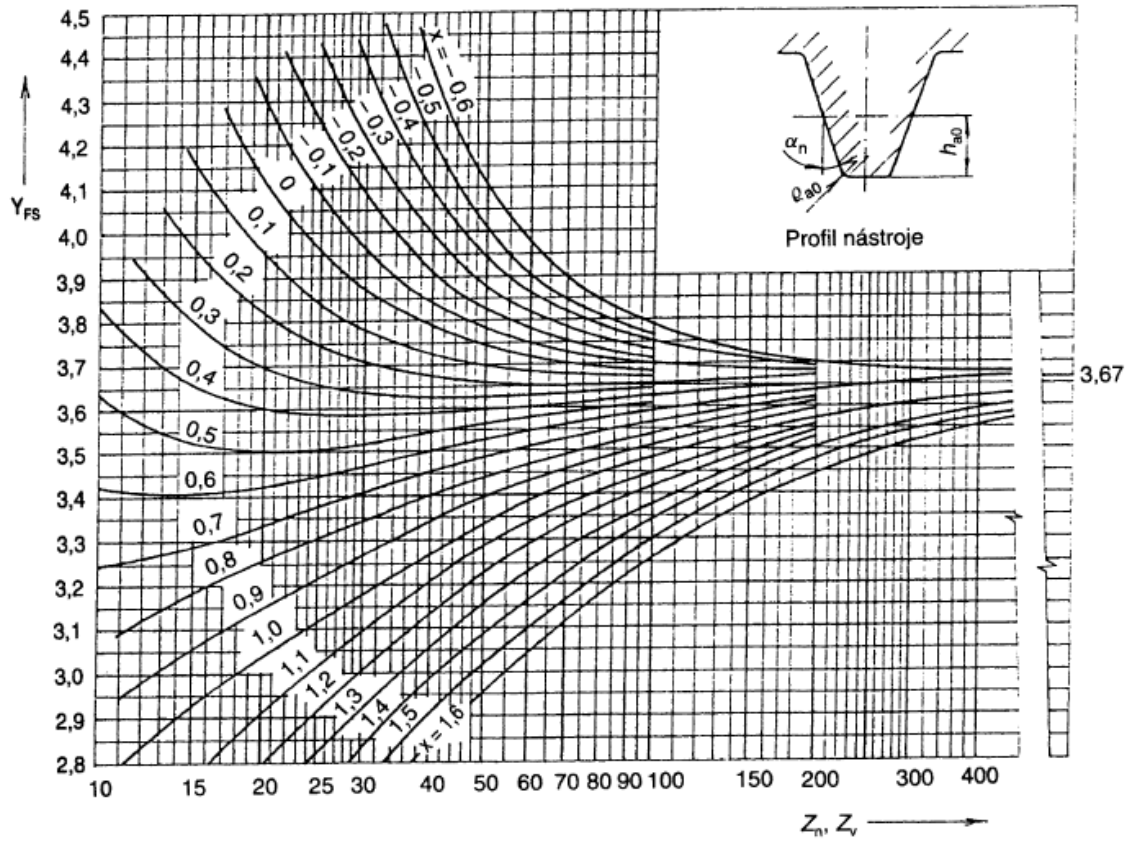


9. Seznam tabulek

Tabulka 1.: Vypočítané hodnoty bezpečnosti na dotyk a ohyb	10
Tabulka 2.: Základní parametry ložiska 61800.....	13
Tabulka 3.: Základní parametry ložiska 61803.....	13
Tabulka 4.: Základní parametry ložiska 61805.....	13

PŘÍLOHA 1

Graf součinitele koncentrace v patě zubu. Hodnoty $x = 0$ a $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.



PŘÍLOHA 2

Vypočtené hodnoty ozubených soukolí dle normy ISO 6336.

Soukolí 1:

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2	
z ₁	17		d	10,35735	65,19039	σ _{Flim}	500	500	
z ₂	107		d _a	11,77862	66,61166	σ _{Hlim}	1210	1210	
m _n	0,6		d _f	9,088338	63,92138	Y _{Fa}	2,563123	2,121797	
x ₁	0,192489		d _b	9,715076	61,14783	Y _{sa}	1,629563	1,860392	
x ₂	0,192489		d _w	10,41935	65,58064	Y _ε	0,716977	0,716977	
α _n	20		h _a	0,710637	0,710637	Y _β	0,930746	0,930746	
β	10		h _f	0,634507	0,634507	F _β	6	6	
a _w	38		h	1,345143	1,345143	Y _{N,X}	1	1	
b ₁	9		s _n	1,02655	1,02655	Z _H	2,405412	2,405412	
b ₂	9,6		s _t	1,042386	1,042386	Z _E	189,8	189,8	
P	0,37		v _n	0,858406	0,858406	Z _ε	0,817816	0,817816	
n ₁	1370		v _t	0,871648	0,871648	Z _β	0,992375	0,992375	
M _{k1}	2579,007		α _w	21,18687		Z _B	1	1	
v	0,742964					Z _{R,T}	1	1	
u	6,294118					K _A	1,1	1,1	
						K _V	1,030159	1,030159	
Kontrolní rozměry							K _{Fα}	1	1
	1	2					K _{Fβ}	1,26451	1,267596
h _k	0,545673	0,545673					K _{Hα}	1	1
s _k	0,906467	0,906467		konst. tloušťka			K _{Hβ}	1,316535	1,316535
z'	2	13							
M/z	2,885158	23,15931		přes zuby					
d	0,885639	0,885639					S _F	1,357481	1,528398
M/d	11,42787	66,26317		přes kuličky			S _H	1,109757	1,109757

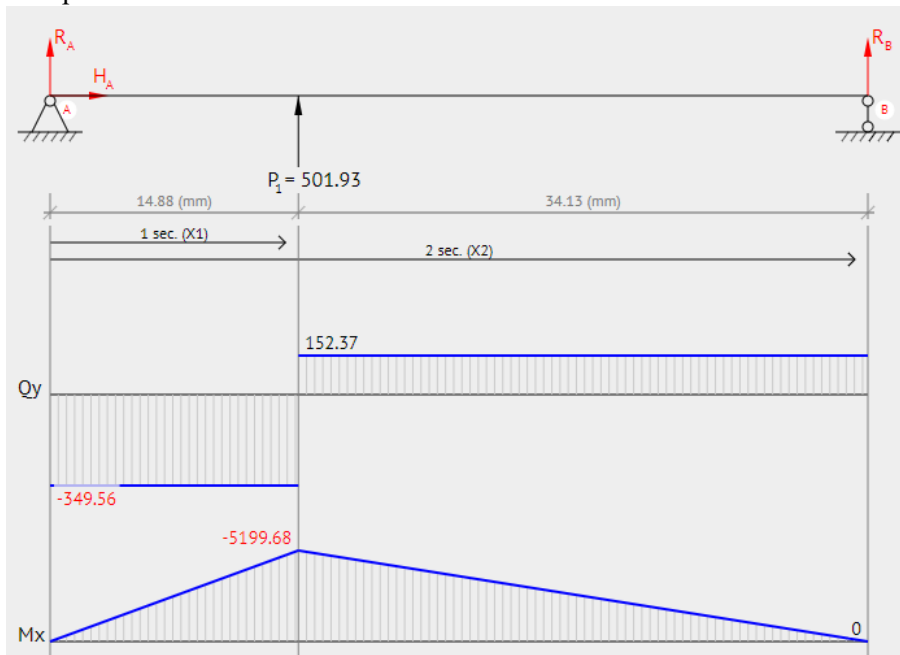
Soukolí 2:

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z ₁	17		d	21,57782	114,2355	σ _{Flim}	500	500
z ₂	90		d _a	24,26451	116,7346	σ _{Hlim}	1210	1210
m _n	1,25		d _f	18,64044	111,1105	Y _{Fa}	2,769017	2,203596
x ₁	0,07505		d _b	20,23974	107,1516	Y _{sa}	1,567741	1,78709
x ₂	0		d _w	21,60748	114,3925	Y _ε	0,701877	0,701877
α _n	20		h _a	1,343345	1,249532	Y _β	0,930746	0,930746
β	10		h _f	1,468687	1,5625	F _β	6	6
a _w	68		h	2,812032	2,812032	Y _{N,X}	1	1
b ₁	18,75		s _n	2,031786	1,963495	Z _H	2,449474	2,449474
b ₂	20		s _t	2,063129	1,993785	Z _E	189,8	189,8
P	0,37		v _n	1,895205	1,963495	Z _□	0,805414	0,805414
n ₁	212		v _t	1,924442	1,993785	Z _□	0,992375	0,992375
M _{k1}	16666,23		α _w	20,49531		Z _B	1	1
v	0,23952					Z _{R,T}	1	1
u	5,294118					K _A	1,1	1,1
						K _V	1,006611	1,006611
Kontrolní rozměry							K _{Fα}	1
	1	2					K _{Fβ}	1,267151
h _k	1,016843	0,934005					K _{Hα}	1
s _k	1,794112	1,794112		konst. tloušťka			K _{Hβ}	1,319967
z'	2	11						
M/z	5,910331	40,39273		přes zuby				
d	1,845082	1,845082					S _F	1,906542
M/d	23,53608	115,9907		přes kuličky			S _H	1,305663

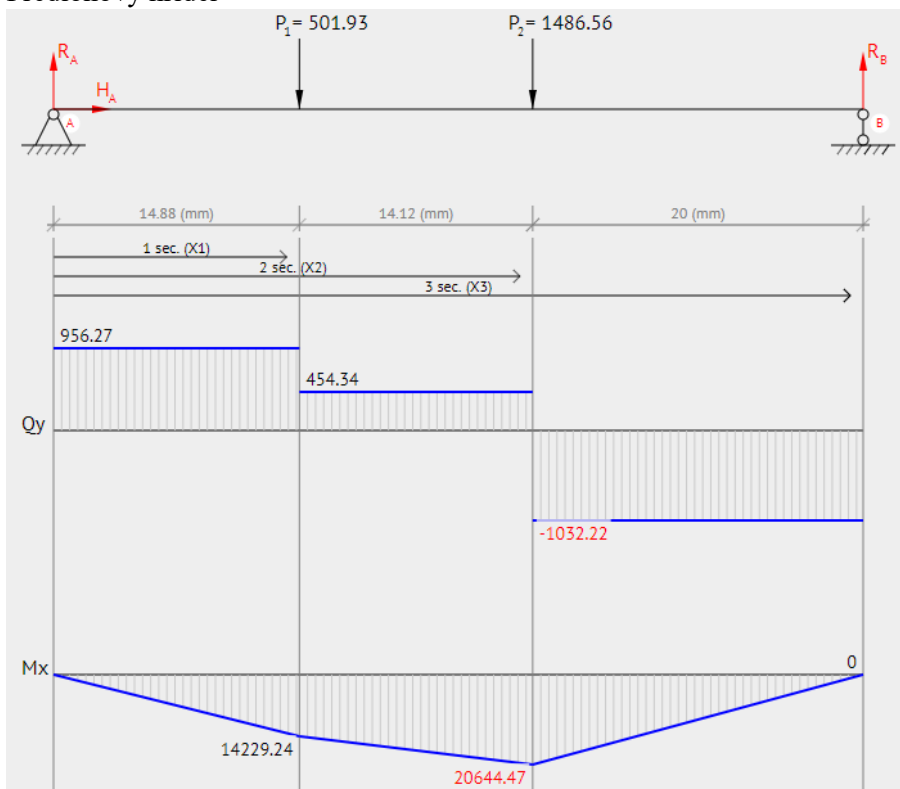
PŘÍLOHA 3

Rovina XZ (tečné síly)

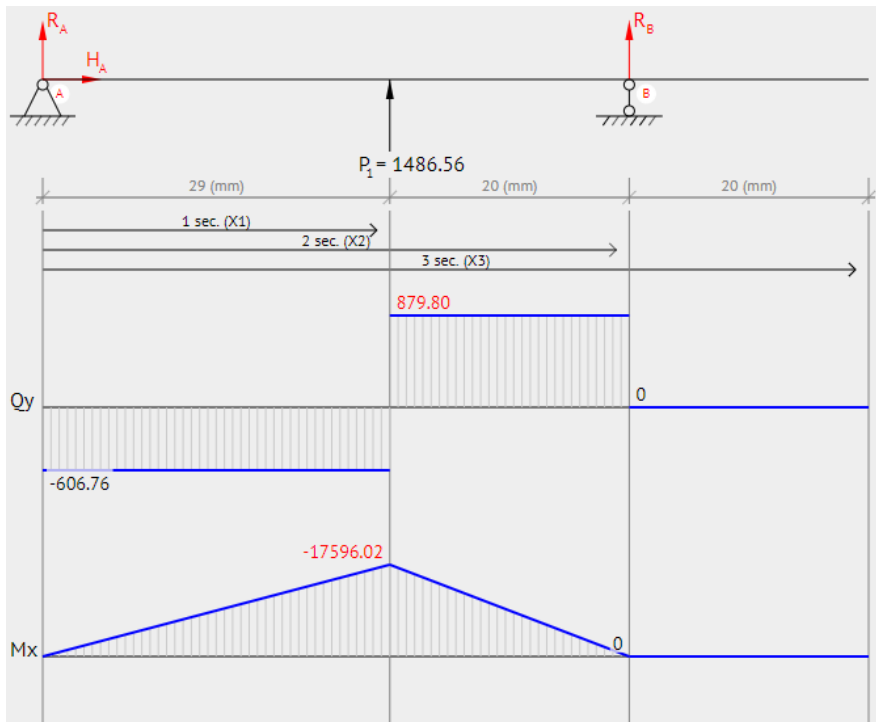
Vstupní hřídel



Předlohovový hřídel

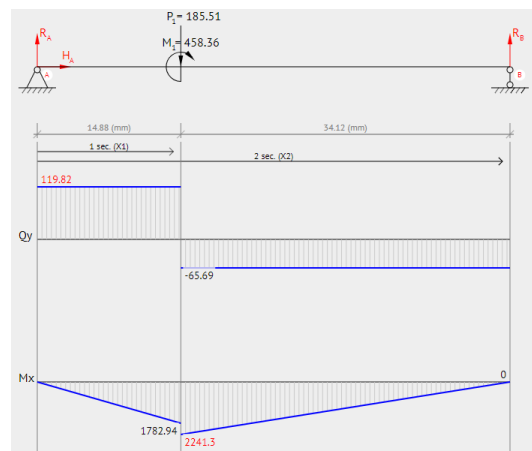
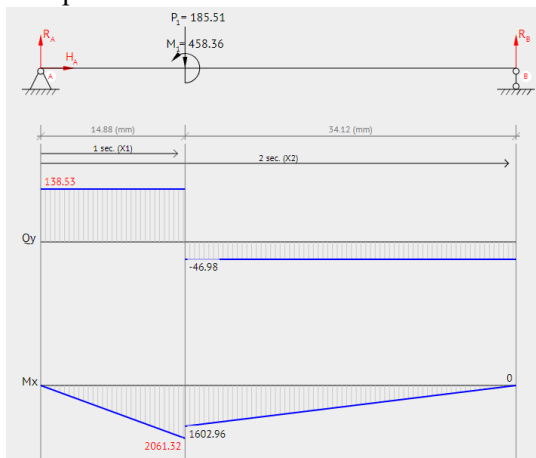


Výstupní hřídel

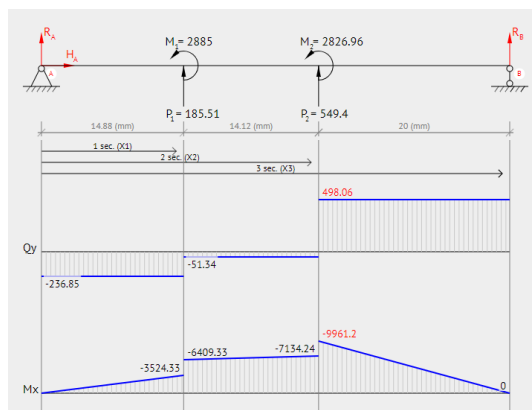
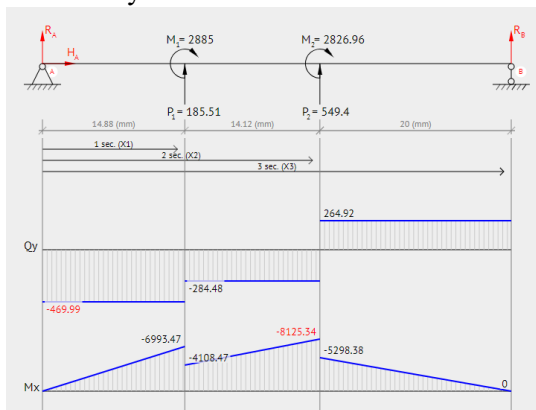


Roviny YZ (radiální síly)

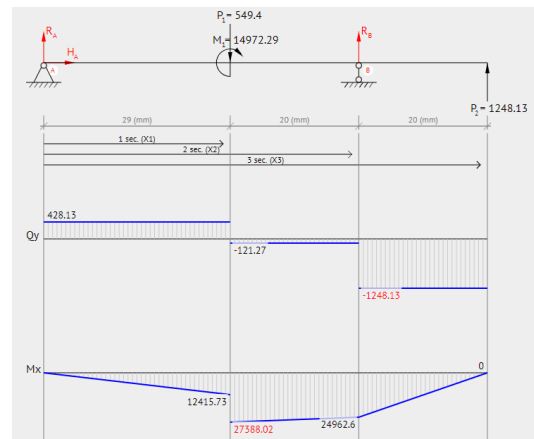
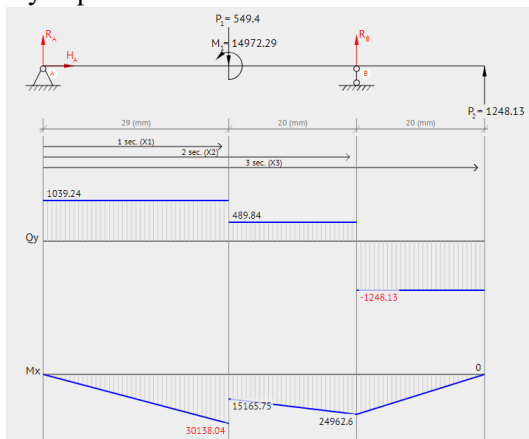
Vstupní hřídel



Předlohový hřídel



Výstupní hřídel



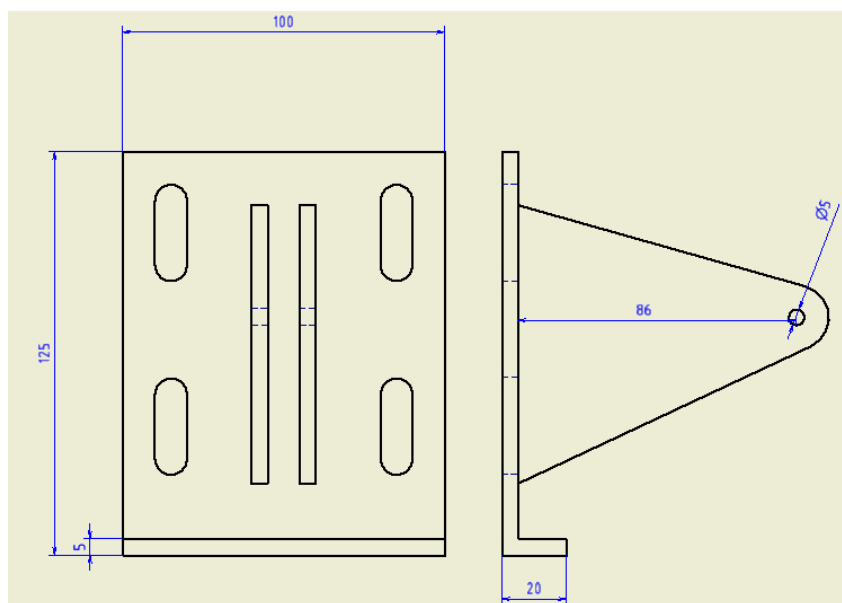
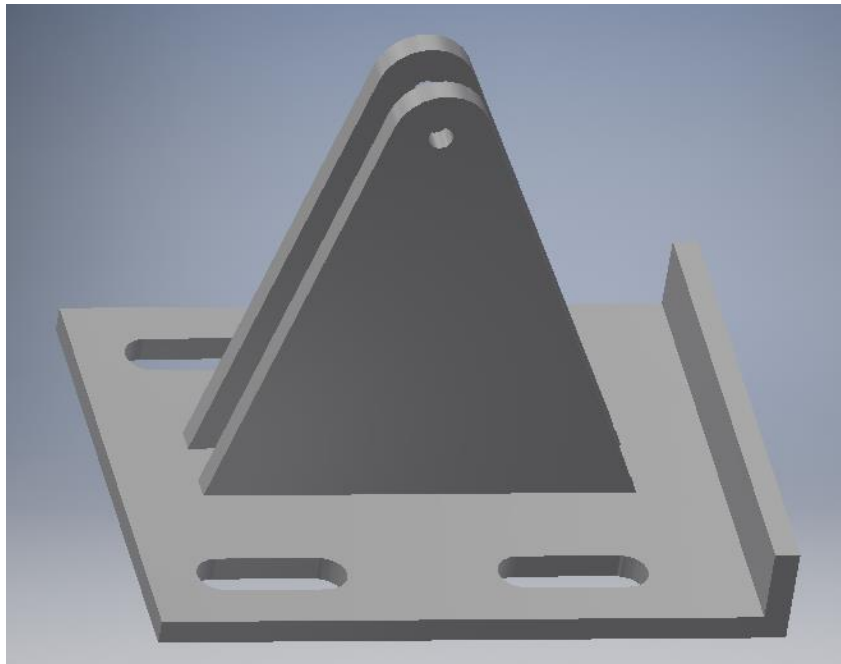
PŘÍLOHA 4

Tabulka SKF pro volbu součinitele radiálního a axiálního zatížení. Tabulka získána ze stránek SKF.

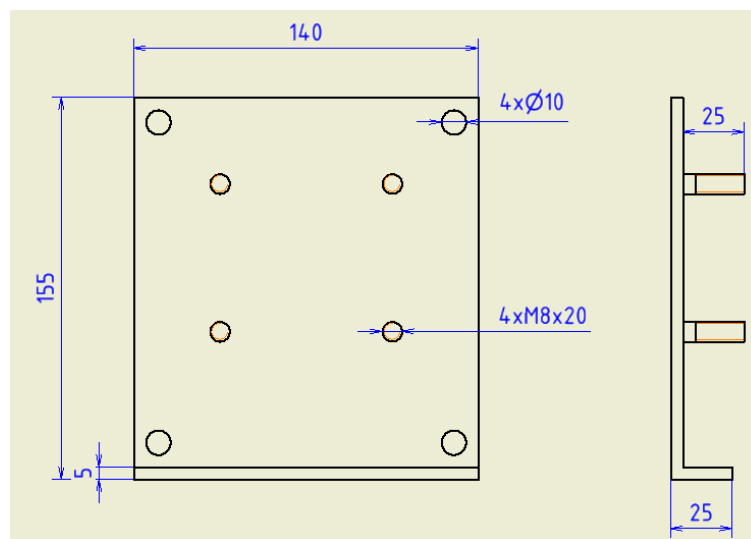
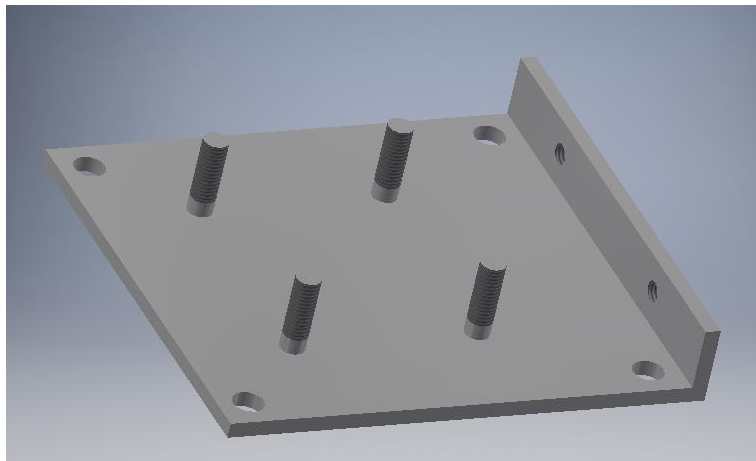
$f_0 F_a/C_0$	Jednořadá ložiska a dvouřadá ložiska		
	Normální vůle		
	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
1,03	0,28	0,56	1,55
1,38	0,3	0,56	1,45
2,07	0,34	0,56	1,31
3,45	0,38	0,56	1,15
5,17	0,42	0,56	1,04
6,89	0,44	0,56	1

PŘÍLOHA 5

Model a náčrt první části napínáku

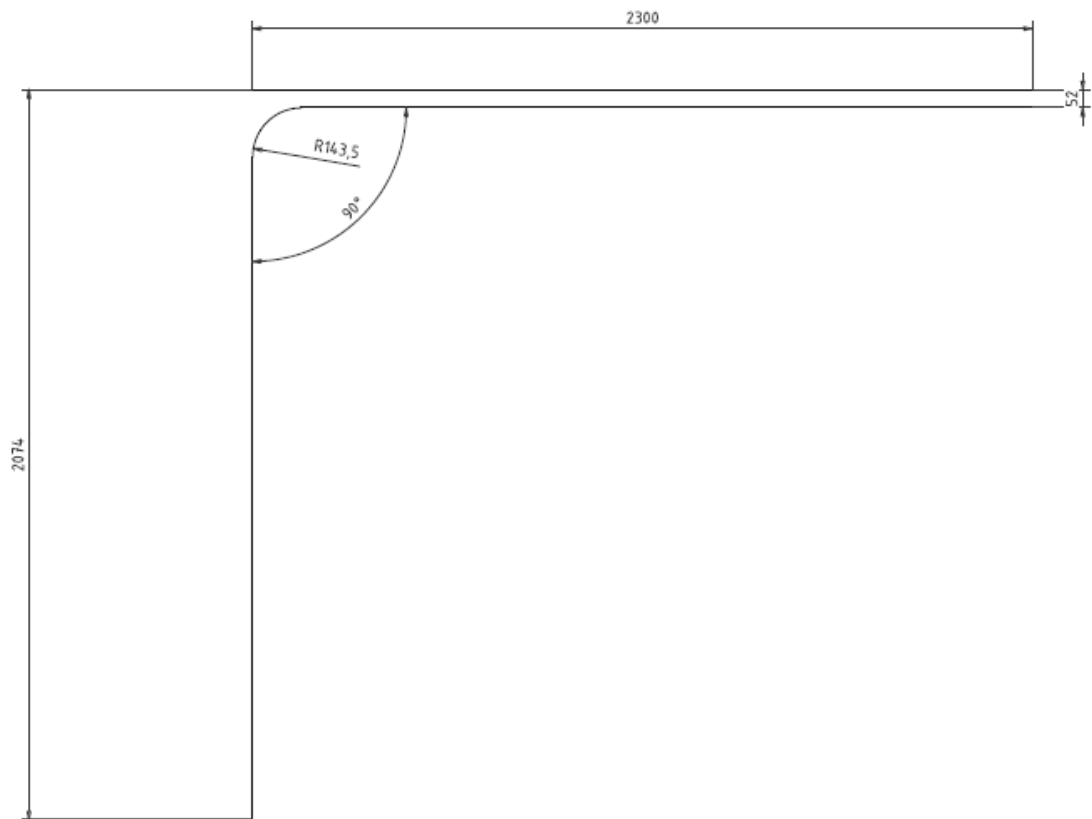


Model a náčrt druhé části napínáku



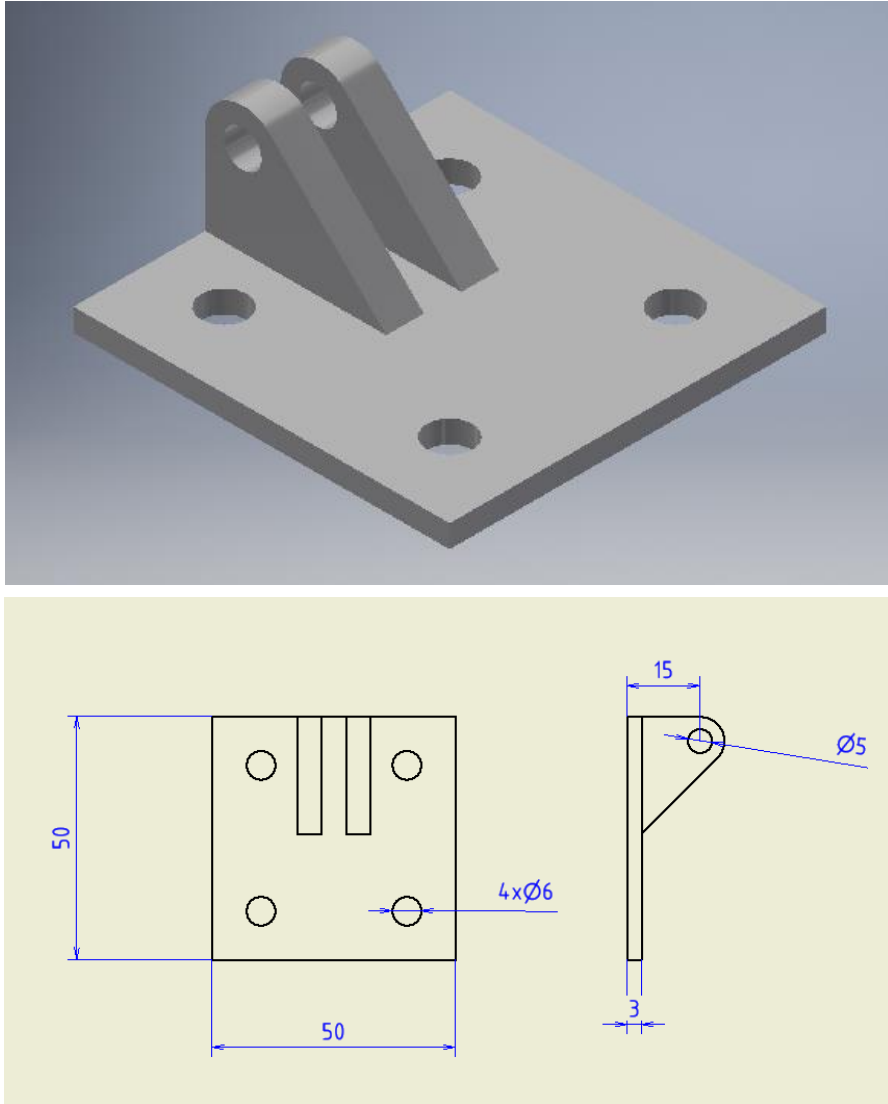
PŘÍLOHA 6

Osy kolejí

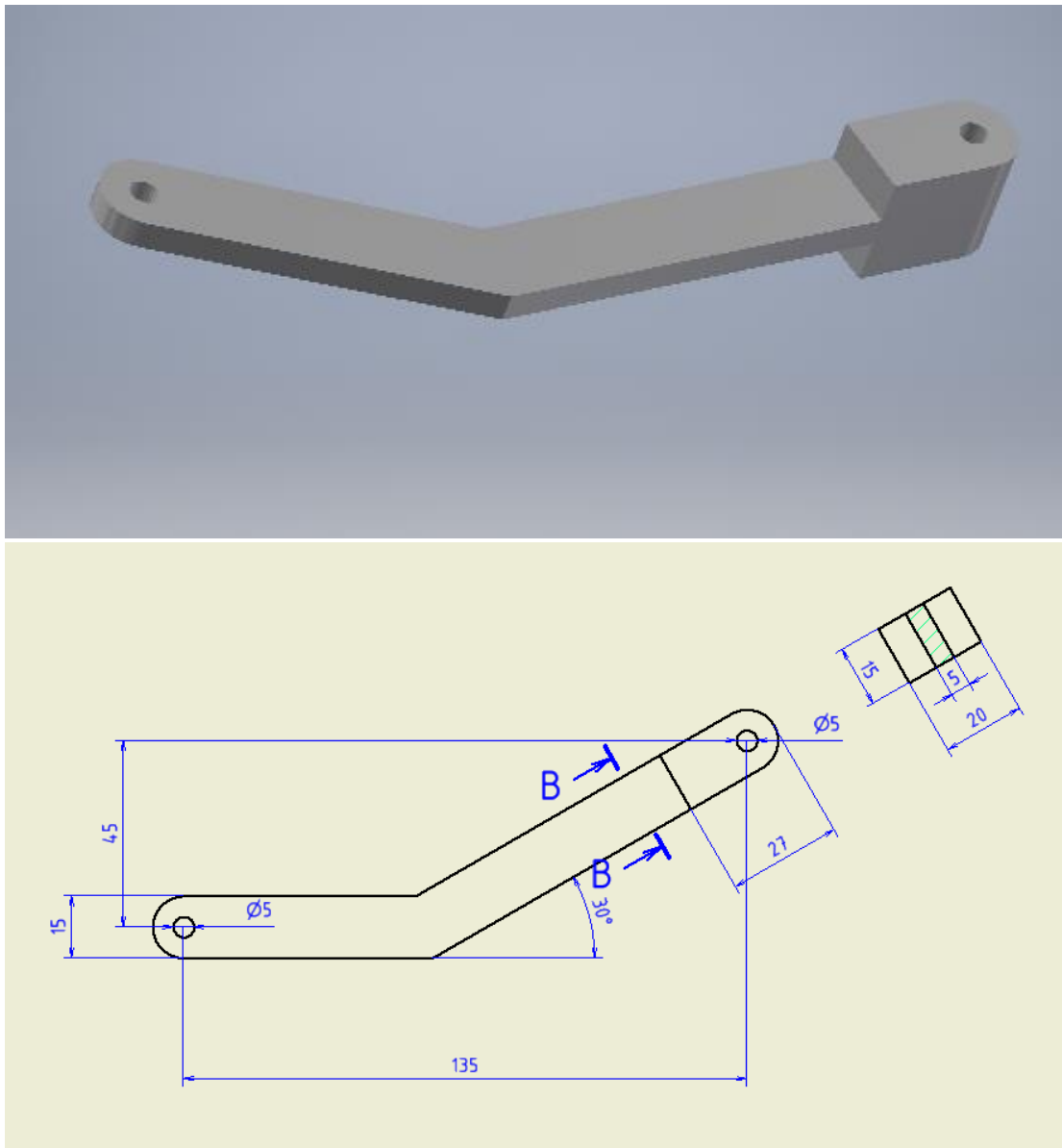


PŘÍLOHA 7

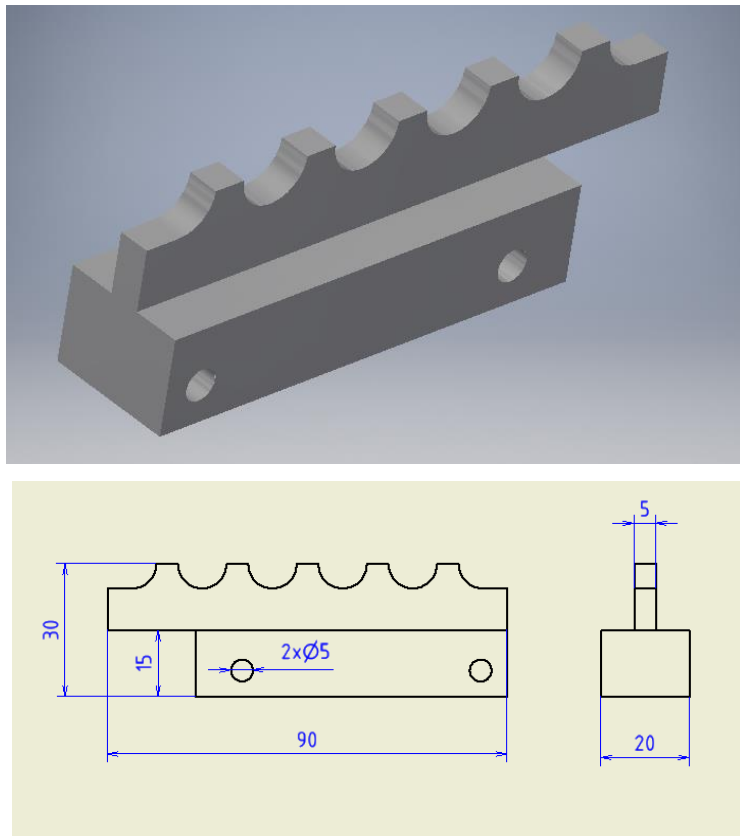
Model a náčrt držáku



Model a náčrt táhla



Model a náčrt řetězového hřebenu



Model a náčrt protikusu

