

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu a konstrukce vytahovacích schodů pro průmyslovou halu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 25.6.2015

Martin Klement

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D., za odborné vedení a cenné rady, díky kterým jsem vypracoval tuto práci.

Dále bych chtěl poděkovat všem mým kolegům z Technického oddělení společnosti SKF CZ, a.s. za tolerantní přístup v posledních měsících studia, zejména panu Pavlovi Kozelkovi.

Na závěr děkuji svým rodičům i přátelům za podporu po celou dobu mého dosavadního studia.

Anotační list

Jméno autora: ***Martin KLEMENT***

Název BP: *Návrh vytahovacích schodů pro průmyslovou halu*

Anglický název: *Drive Design of Pulling Stairs For Industrial Building*

Rok: *2015*

Studijní program: *B2342 Teoretický základ strojního inženýrství*

Obor studia: *2301R000 Studijní program je bezoborový*

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.*

Bibliografické údaje: počet stran 34
počet obrázků 21
počet tabulek 13
počet příloh 10

Klíčová slova: převodová skříň, schodiště, mechanismus, průmyslová hala

Keywords: gearbox, stairway, contrivance, industrial building

Anotace:

Cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení a pohon vedlejšího schodiště v průmyslové hale, které se využívá při kontrolách nebo odstávkách stroje tak, aby při běžném provozu haly byl pod schodištěm dostatečně velký manipulační prostor.

Abstract:

The goal of this bachelor thesis is to design a construction solution mechanism of stairs in a industrial building. The stairs are used when reviewing the machine or during its shut-down. The stairs are designed such that they do not obstruct normal operation.

Obsah

1. Úvod	1
2. Problematika prostorového řešení schodišť	2
3. Návrh parametrů schodiště	3
3.1 Požadavky na schodiště	3
3.2 Volba základních parametrů schodiště	3
3.3 Šířka podesty	4
3.4 Výška zábradlí	4
4. Schéma a návrh mechanismu schodiště	5
5. Návrh základních částí mechanismu schodiště	7
5.1 Návrh pojezdu	7
5.2 Návrh lana	7
5.3 Návrh lanových kladek a lanového bubnu	8
5.4 Návrh uložení lanových kladek a bubnu	8
6. Návrh pohonu	9
6.1 Návrh celkového převodového poměru:	9
6.2 Návrh motoru	9
6.3 Návrh typu převodovky	9
7. Návrh a výpočet převodové skříně a přídatného řetězového převodu	10
7.1 Volba převodového poměru ozubených převodů	10
7.2 Návrh modulu ozubení podle Bacha	10
7.3 Výpočet krouticích momentů	10
7.4 Návrh minimálních průměrů hřídelů z krutu	10
7.5 Výpočet parametrů ozubení dle ČSN ISO 6336	11
7.6 Výpočet reakcí v převodové skříně:	17
7.7 Návrh ložisek v převodové skříně	20
7.8 Návrh spojení hřídele s nábojem	22

7.9	Návrh přídatného řetězového převodu	22
7.10	Kontrola maximálního průhybu hřídele III.....	24
7.11	Kontrola úhlu průhybu hřídele III v ložiskách.....	25
7.12	Výsledné redukované napětí hřídele III.....	26
8.	3D model pohonu	27
9.	3D model schodiště	28
10.	Závěr.....	30
	Seznam obrázků	31
	Seznam tabulek.....	32
	Bibliografie.....	33
	Seznam příloh	34



1. Úvod

V této práci se budu zabývat problematikou, se kterou se jsem se setkal díky své dosavadní několikaleté praxi ve společnosti SKF CZ, a.s., kde jsem se v rámci montáží mazacích systémů, kterých se účastním na pozici zástupce vedoucího montážních prací a také jako montér, dostal do mnoha výrobních provozů po celé České republice.

V rámci výrobních provozů se vzhledem ke stále rostoucímu nátlaku na snižování nákladů lze běžně setkat s halami, kterou jsou velmi hustě osazeny výrobními stroji takovým způsobem, že pohyb většího počtu zaměstnanců mezi těmito stroji je velmi komplikovaný a nebezpečný. S těmito problémy se lze setkat zejména u "vysokých strojů", jako jsou například papírenské stroje. Přitom nemalé prostory v těchto provozech zabírají například různá pomocná schodiště, které se používají pouze při opravách a odstávkách strojů. Mnohdy je dokonce žádoucí, aby schodiště při běžném provozu stroje bylo z bezpečnostních důvodů zabezpečeno před vstupem neoprávněných osob.

Cílem této práce je navrhnout koncept řešení vytahovacích schodů pro průmyslovou halu, které by při běžném provozu co nejméně zasahovaly do prostoru okolí stroje, čímž by bylo zajištěno, že se nikdo nepovoláný nemůže dostat k běžně nepřístupným částem stroje a také by došlo ke zvětšení manipulačního prostoru.

Rozsah této práce **neumožňuje** provést kompletní návrh a návrhový výpočet všech součástí.



2. Problematika prostorového řešení schodišť

Vzhledem k problematické situaci, jsou podniky nuceny budovat úzká vedlejší schodiště šíří 600 mm dle normy [1]. Nevýhodou úzkých schodišť mnohdy je, při odstávkách, které jsou mnohdy velmi krátké a pracují při nich na stroji mnohdy až desítky pracovníků, mají schody nedostatečnou kapacitu pro volný pohyb dělníků i přenos materiálu.

Další možností je použití žebříků, které v prostoru a v půdoryse zabírají velmi malý prostor (obr.1). Tato možnost je ještě více komplikovaná, protože je velmi obtížné při lezení po žebříku ještě cokoliv nést.



obr. 1: Průmyslový žebřík [2]



obr. 2: Průmyslové pomocné schodiště [3]

Alternativní možností, kterou se budu zabývat v této práci, je aplikace schodů, které by nijak neomezovaly běžný provoz v hale a zároveň by při odstávkách a opravách měly dostatečnou kapacitu, čímž by se snížil ztrátový čas a zároveň by se snížilo riziko úrazu pracovníků.

Další podmínkou, kterou je nutné dodržet, je, aby schody i při vytažení (horní poloze) zabíraly co nejmenší prostor, ideálně aby se "složily" do minimálního průchozího profilu, který je stanoven normou ČSN 73 4130 [1].



3. Návrh parametrů schodiště

3.1 Požadavky na schodiště

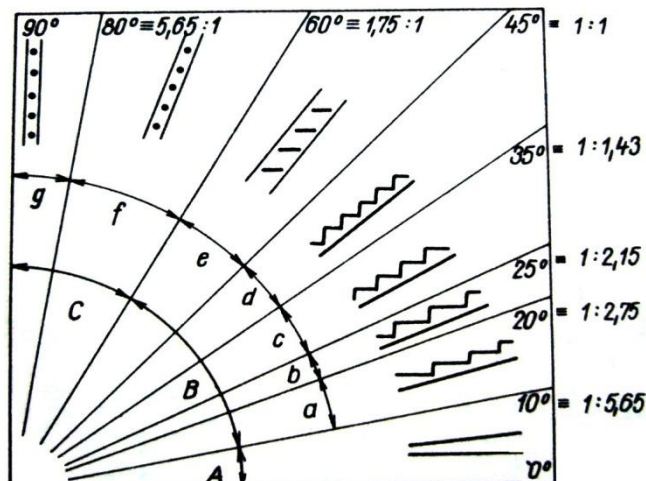
Vzhledem k požadavkům a potřebám většiny podniků, které jsem měl možnost navštívit, volím následující vstupní parametry:

- vedlejší žebříkové schodiště rozměrově odpovídající stávajícím platným normám
- výška mezi podlažími 6 metrů
- minimální šířka schodiště: 145 cm
- minimální nosnost jednoho stupně 300 kg
- minimální nosnost celého schodiště 1200 kg
- minimální průchozí/průjezdni profil pod schodištěm (v horní poloze) 2,5 metru
- dostatečné dimenzování jednotlivých stupňů i celého schodiště tak, aby bylo dostatečně tuhé
- materiál schodiště, který je, nebo který je možno opatřit dostatečnou antikorozi a antiskluzovou úpravou
- odolnost pro teplotu okolí v rozmezí 10 až 60°C

3.2 Volba základních parametrů schodiště

Sklon

Žebříkové schodiště je definováno sklonem 45° až 60° viz obr. 3 [1]. Volím sklon schodiště 60°.



obr. 3: Sklon schodiště

Parametry schodových stupňů

Doporučený poměr šířka/výška schodišťových stupňů je dán vztahem

$$2 \cdot h + b \cong 630 \text{ mm},$$

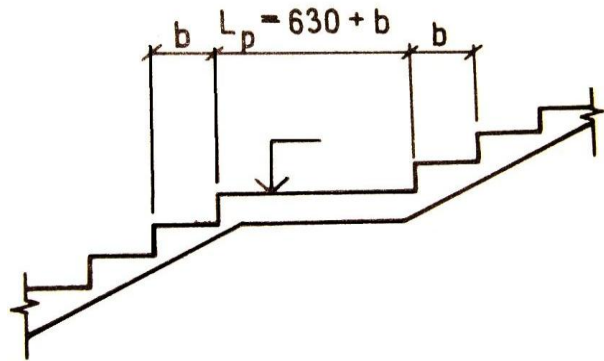
kde h je výška mezi stupni a b je šířka schodiště. Volím $b = 187 \text{ mm} \Rightarrow h = 221,5 \text{ mm}$



3.3 Šířka podesty

Šířka podesty je dána vztahem $L_p = 630 + b$

$$L_p = 630 + 187 = 817 \text{ mm}$$



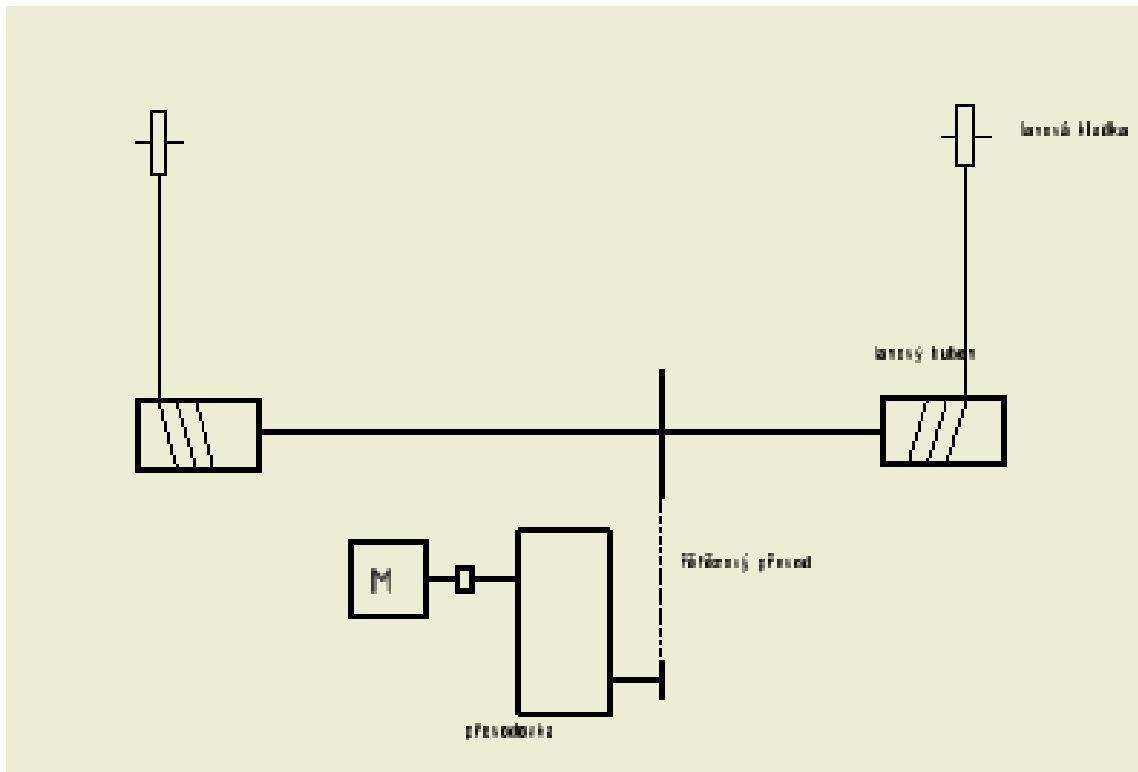
obr. 4: Šířka podesty [1]

3.4 Výška zábradlí

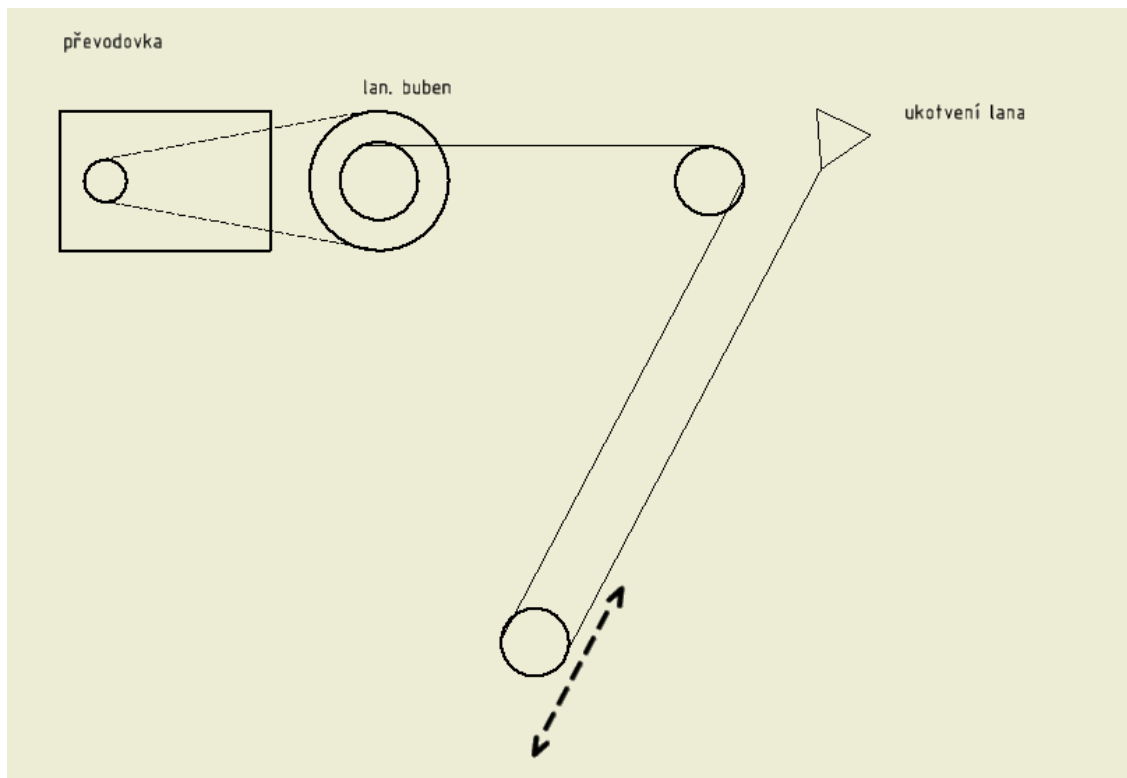
Výšku zábradlí volím dle normy 1000 mm [1], na modelu ho ale modelovat nebudu, výplň i rozměry zábradlí je často podmíněno interními normami dané společnosti.



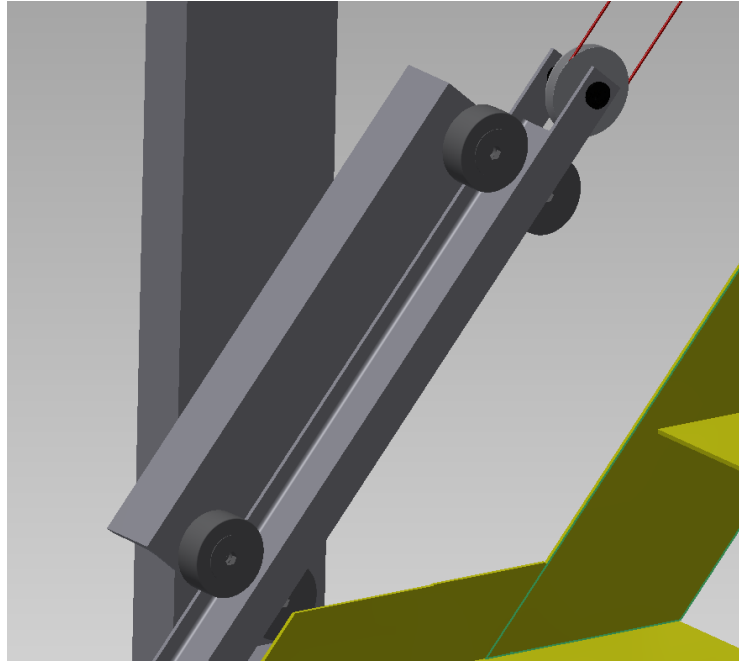
4. Schéma a návrh mechanismu schodiště



obr. 5 Schéma mechanismu - půdorys



obr. 6 Schéma mechanismu - bokorys



obr. 7: Pojezd

Volím zavěšení schodů na lanovém mechanismu vedeném pojezdovými kladkami v kolejnici. Jako pohon ohon volím elektrický asynchronní motor. Tato možnost má oproti jiným variantám (hydraulický/ pneumatický píst, aktuátory atp.) následující výhody:

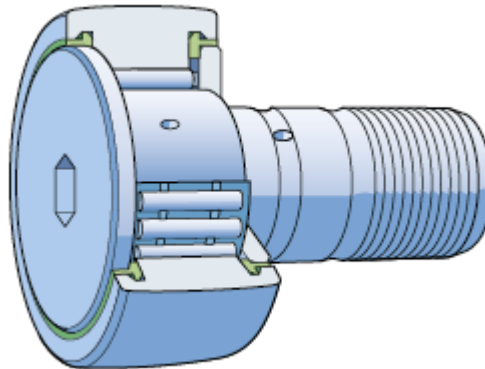
- snadné přizpůsobení výšce podlaží
- minimální zásah do světlosti prostoru
- minimální strojní zařízení v prostoru schodiště



5. Návrh základních částí mechanismu schodiště

5.1 Návrh pojezdu

Volím pojezdové kladky SKF - což jsou v principu jehlová ložiska se zesíleným vnějším kroužkem a přírubovým kroužkem, který umožňuje zachytit axiální složku síly [4].



obr. 8: Pojezdová kladka [4]

Jako pojezdovou kolejnici volím válcovaný profil IPE.

5.2 Návrh lana

Potřebná tažná síla na kladce:

Maximální hmotnost zdvihané části schodů volím 400 kg, aby bylo možné upravit vlastní provedení schodů dle požadavků zákazníka.

Potřebnou sílu získám rozložením tíhy tělesa do směru posuvu

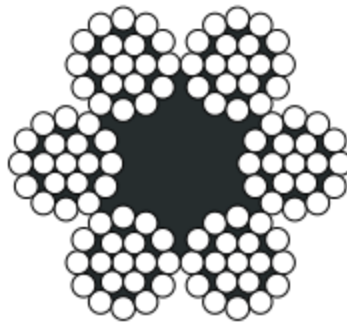
$$F = F_G \cdot \cos(40) = 4000 \cdot \cos(40) \doteq 3065 \text{ N}$$

Zatížení lana

$$F_L = \frac{F}{z \cdot n} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{3065}{2 \cdot 2} \cdot \frac{1}{0,98} \doteq 782 \text{ N} \quad [5]$$

$$F_{pev} \geq k \cdot F_L = 4,8 \cdot 782 \doteq 2314 \text{ N} \quad [4]$$

Volím šestipramenné ocelové lano (114 drátů konstrukce - 6(1+6 +12) + výplň) dle ČSN 02 4320 o jmenovité únosnosti lana 4,55 kN při jmenovité únosnosti drátu 1270 Nmm⁻² o průměru d = 3,15 mm.



obr. 9: Průřez lana [5]

5.3 Návrh lanových kladek a lanového bubnu

nejmenší dovolený průměr D lanové kladky: $D = d \cdot \alpha$, kde d = průměr lana, součinitel $\alpha = 22$ pro vodící kladku; 20 pro lanový buben [5]

lanový buben:

$$D_b = 3,15 \cdot 20 = 63 \text{ mm}$$

volím jmenovitý průměr bubnu $D_b = 80 \text{ mm}$.

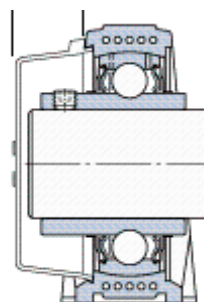
lanová vodící kladka:

$$D_k = 3,15 \cdot 22 = 69,3 \text{ mm}$$

volím jmenovitý průměr lanové kladky $D_k = 80 \text{ mm}$

5.4 Návrh uložení lanových kladek a bubnu

Jako uložení lanových kladek a bubnu volím stojaté ložiskové jednotky SKF Y, které se mohou přidělat buď k rámu, nebo v případě plechové podlahy přímo k podlaze.



obr. 10: Jednotka Y



6. Návrh pohonu

6.1 Návrh celkového převodového poměru:

Předběžně volím otáčky elektromotoru 850 min^{-1} a požaduji rychlost spouštění schodů $v_s = 0,04 - 0,08 \text{ m/s}$.

obvodová rychlost bubnu:

$$v_b = 2 \cdot v_s = 0,08 - 0,16 \text{ m/s},$$

otáčky lan. bubnu:

$$n_B = \frac{60 \cdot v_b}{\pi \cdot D_b} = \frac{60 \cdot v_b}{\pi \cdot 0,08} = 238,73 v_b = 19 \text{ až } 38,2 \text{ m/s}, \text{ volím } n_b = 30 \text{ min}^{-1}$$

$$i_c = \frac{n_{mot}}{n_b} = \frac{850}{30} = 28,33$$

6.2 Návrh motoru

Požadovaný minimální výkon na laně před lanovým bubnem je $P_b = 0,18 \text{ kW}$,

minimální výkon motoru:

$$P_{mot} = \frac{P_b}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{ře} \cdot \eta_b} = \frac{0,18}{0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,92} = 0,21 \text{ kW}$$

Volím proto dle katalogu společnosti SIEMENS motor o jmenovitém výkonu $0,25 \text{ kW}$ a otáčkách otáčkami 850 min^{-1} s mechanickou brzdou - označení: 1LA7073-6AA10



obr. 11: Motor [6]

6.3 Návrh typu převodovky

Volím dvoustupňovou čelní převodovku s šikmými ozubenými koly s přidavným řetězovým převodem



7. Návrh a výpočet převodové skříně a přídatného řetězového převodu

7.1 Volba převodového poměru ozubených převodů

Celkový převodový poměr je dán vztahem:

$$i_c = i_p \cdot i_{\text{řet}}$$

$$i_c = \frac{n_{\text{mot}}}{n_b} = \frac{850}{30} \cong 28,5$$

volím $i_{\text{řet}} = 2$

$$i_p = \frac{i_c}{2} = \frac{28,33}{2} = 14,165$$

volím $i_{12} = 1,4 \cdot i_{34} \Rightarrow i_{12} = 4,47$ a $i_{34} = 3,19$

Počet zubů pastorků volím z_1 a $z_3 = 17$, tudíž:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} = 17 \cdot 4,47 \cong 76$$

$$z_3 = z_2 \cdot i_{34} = 17 \cdot 3,19 \cong 54$$

7.2 Návrh modulu ozubení podle Bacha

$$m_{12} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_1}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 2800}{\pi \cdot 6 \cdot 15 \cdot 17}} = 1,05 \Rightarrow 1,25$$

a

$$m_{34} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_3}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12266}{\pi \cdot 6 \cdot 15 \cdot 17}} = 1,72 \Rightarrow 2 [7]$$

7.3 Výpočet krouticích momentů

hřídel I:

$$M_{k1} = M_{kM} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{250}{2\pi \cdot \frac{850}{60}} = 2,8 \text{ Nm}$$

hřídel II:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 2,8 \cdot 4,47 \cdot 0,98 = 12,3 \text{ Nm}$$

hřídel III:

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 12,3 \cdot 3,176 \cdot 0,98 = 38,3 \text{ Nm}$$

7.4 Návrh minimálních průměrů hřídelů z krutu

$$\tau_{ki} = \frac{M_{ki}}{W_{ki}} \leq \tau_{Dki}; \quad W_{ki} = \frac{\pi \cdot d_i^3}{16}; \quad i \in \{1, 2, 3\}$$



Maximální předběžné dovolené napětí v krutu [7]:

$$\tau_{Dk1} = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{Dk1} = 30 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_{Dk1} = 45 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Minimální průměr hřídelů:

$$d'_i \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{ki}}{\pi \cdot \tau_{Dki}}}$$

hřídel I:

$$d'_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2,8 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} \geq 9 \text{ mm}$$

hřídel II:

$$d'_2 \geq 12 \text{ mm}$$

hřídel III:

$$d'_3 \geq 18 \text{ mm}$$

7.5 Výpočet parametrů ozubení dle ČSN ISO 6336

K výpočtu jsem použil školní program pro výpočet ozubení. [8]

soukolí 1-2

Výkon na vstupním hřídeli P	0,250	kW
frekvence otáček n_1	850	min^{-1}
počet zubů pastorku z_1	17	
počet zubů kola z_2	76	
úhel záběru nástroje α_n	20	$^\circ$
normální modul m_n	1,25	mm
úhel šroubovice β	10	$^\circ$

tab. 1: Vstupní hodnoty

zaoblení paty $\rho_f =$	0,38
patní vůle $c_a =$	0,25
boční vůle $c_n =$	0

tab. 2: Vstupní hodnoty



osová vzdálenost a_0	59,02167178	mm
požadovaná os. vzdál. a_w	59,2	mm
valivý úhel záběru α_w	20,74551456	°
Σ jedn. posunutí profilu x_1+x_2	0,14422428	
jedn. posun. profilu x_1	0,14422428	
jedn. posun. profilu x_2	0	
valivý úhel záběru α_w	20,74551361	°
skutečná osová vzd. a_w	59,19999977	mm
čelní modul m_t	1,269283264	mm
rozteč p_n	3,926990817	mm
souč. snížení hlavy zubu y	0,001561893	
úhel šroub. na zákl. kr. β_b	9,391285663	°
rozteč p_t	3,987570978	mm
rozteč p_w	3,999619019	

tab. 3: Základní parametry ozubení

Rozměry	pastorek 1	kolo 2
výška paty h_f	1,38221965	1,5625 mm
výška hlavy h_a	1,428327983	1,248047633 mm
výška zubu h	2,810547633	2,810547633 mm
hlavový průměr d_a	24,43447146	98,96162334 mm
roztečný průměr d	21,57781549	96,46552808 mm
patní průměr d_f	18,81337619	93,34052808 mm
prům. zákl. kruž. d_b	20,23974167	90,48355101 mm
průměr val. kruž. d_w	21,64301067	96,75698887 mm
tloušťka zubu s_n	2,094728769	1,963495408 mm
šířka mezery v_n	1,832262048	1,963495408 mm
tloušťka zubu s_t	2,127043335	1,993785489 mm
šířka mezery v_t	1,860527643	1,993785489 mm
tloušťka zubu s_{wt}	2,109037453	1,890581741 mm
šířka mezery v_{wt}	1,890581565	2,109037277 mm
počet zubů z_n	17,73445673	79,2834536
počet zubů pro měř. přes zuby	2	9

tab. 4: Základní parametry ozubení



VÝPOČET OZUBENÍ NA OHYB

Výpočet jmenovitého napětí v patě zuby pro zatížení na hlavě:

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot \sigma_{FO} = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta\text{rel}} \cdot Y_{R\text{rel}T} \cdot Y_T / S_{F\min}$$

patní sečna s_{Fn}	2,488002417		2,792396793	mm
poloměr pat. přechodu ρ_F	0,659802675		0,602174798	mm
souč. záb. prof. n.k. $\varepsilon_{\alpha n}$	1,624195935		1,624195935	
prům. náhr. kola d_n	22,16807091		99,10431701	mm
prům. zákl. kr. n.k. d_{bn}	20,8311727		93,12759558	mm
prům. hlav. kr. n.k. d_{an}	25,02472688		101,6004123	mm
prům. kr. d_{en}	22,79678211		99,84799547	mm
úhel tlaku α_{en}	0,418309655	23,96737774	0,368985589	21,14131697 rad, deg
střed. úhel γ_e	0,083160466	4,764743732	0,017005779	0,974359368 rad, deg
úhel tlaku n.k. α_{Fen}	0,335149188	19,202634	0,35197981	20,1669576 rad, deg
rameno ohyb. momentu h_{Fe}	1,183122605		1,384789872	mm
úhel tlaku α_{an}	0,587329316	33,65149099	0,41128845	23,56509238 rad, deg
úhel γ_a	0,031032179	1,778012875	0,009841336	0,563867016 rad, deg
úhel tlaku α_{Fan}	0,556297137	31,87347812	0,401447115	23,00122536 rad, deg
rameno ohyb. momentu h_{Fa}	2,418823772		2,36533413	mm
součinitel tvaru Y_{Fa}	2,648477896		2,228618972	
exponent	0,290187422		0,316631712	
souč. koncentrace nap. Y_{Sa}	1,603184799		1,766407177	
souč. záběru profilu Y_ε	0,7111766948		0,7111766948	
souč. sklonu zuby Y_β	0,934208694		0,934208694	

tab. 5: Výpočet ozubení na ohyb

jmenovité napětí v patě zuby		
$\sigma_{FO} = F_t / (b \cdot m_n) \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta$		
jmen. napětí v patě zuby σ_{FO}	28,68222063	28,69192832
stupeň přesnosti dle ISO 1328-1	6	6
souč. vnějších dyn. sil K_A	1	1
souč. vnitřních dyn. sil K_V	1,156040529	1,156040529
souč. nerovnoměrn. $K_{F\alpha}$	1,5	1,5
souč. nerovnoměrn. $K_{F\beta}$	1,250845509	1,247521236
tvrzený povrch ano - ne	ne	ne
součinitel bezpečnosti pro ohyb		
$S_F = \sigma_{F\lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta\text{rel}T} \cdot Y_{R\text{rel}T} \cdot Y_X / (\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta})$		
součinitele $Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta\text{rel}T} \cdot Y_{R\text{rel}T} \cdot Y_X$		1
trvalá pevnost $\sigma_{F\lim}$	396	396
souč. bezpečnosti S_F	6,365234692	6,380036782

tab. 6: Výpočet ozubení na ohyb



VÝPOČET OZUBENÍ NA DOTYK	
Napětí v dotyku ve valivém bodě	
$\sigma_H = Z_B \cdot (K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2} \cdot \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X / S_{Hmin}$	
součinitel tvaru Z_H	2,433301075
součinitel pružnosti Z_E	190 (N.mm ⁻²) ^{1/2}
souč. vlivu zátěru Z_e	0,817998111
souč. sklonu zubu Z_β	0,992374805
souč. jednopár. záb. Z_B	1
jmenovité napětí v dotyku	
$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_e \cdot Z_\beta \cdot [(1+u)/u \cdot F_t / (d \cdot b)]^{1/2}$	
jmen. napětí v dotyku σ_{HO}	330,8179849 MPa
součinitel nerovn. $K_{H\alpha}$	1
součinitel nerovn. $K_{H\beta}$	1,29526122
součinitel bezpečnosti pro dotyk	
$S_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X / (\sigma_{HO}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2}$	
součinitele $Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$	1
trvalá pevnost σ_{Hlim}	480 MPa
souč. bezpečnosti S_H	1,18573302

tab. 7: Výpočet ozubení na dotyk

soukolí 3-4

Výkon na vstupním hřídeli P	0,245	kW
frekvence otáček n_1	190,1565996	min ⁻¹
počet zubů pastorku z_1	17	
počet zubů kola z_2	54	
úhel zátěru nástroje α_n	20	°
normální modul m_n	2	mm
úhel šroubovice β	6	°
čelní úhel zátěru α_t	20,10136684	°

tab. 8 Vstupní hodnoty

zaoblení paty $\rho_f =$	0,38
patní vůle $c_a =$	0,25
boční vůle $c_n =$	0

tab. 9: Vstupní hodnoty



Geometrie soukolí	
osová vzdálenost a_0	71,39108784 mm
požadovaná os. vzdál. a_w	71,5 mm
valivý úhel záběru α_w	20,3385009 °
Σ jedn. posunutí profilu x_{1+2}	0,054764578
jedn. posun. profilu x_1	0,05476458
jedn. posun. profilu x_2	0
valivý úhel záběru α_w	20,3385001 °
skutečná osová vzd. a_w	71,49999979 mm
čelní modul m_t	2,011016559 mm
rozteč p_n	6,283185307 mm
souč. snížení hlavy zuby y	0,000308603
úhel šroub. na zákl. kr. β_b	5,63694559 °
rozteč p_t	6,317794847 mm
rozteč p_w	6,327433072

tab. 10: Základní parametry ozubení

Rozměry	pastorek 1	kolo 2
výška paty h_f	2,39047084	2,5 mm
výška hlavy h_a	2,108911955	1,999382795 mm
výška zuby h	4,499382795	4,499382795 mm
hlavový průměr d_a	38,40510541	112,5936598 mm
roztečný průměr d	34,1872815	108,5948942 mm
patní průměr d_f	29,40633982	103,5948942 mm
prům. zákl. kruž. d_b	32,10479933	101,9799508 mm
průměr val. kruž. d_w	34,23943652	108,7605631 mm
tloušťka zuby s_n	3,22132336	3,141592654 mm
šířka mezery v_n	3,061861947	3,141592654 mm
tloušťka zuby s_t	3,239067309	3,158897424 mm
šířka mezery v_t	3,078727538	3,158897424 mm
tloušťka zuby s_{wt}	3,224783874	3,102649357 mm
šířka mezery v_{wt}	3,102649199	3,224783715 mm
počet zubů z_n	17,26016818	54,82641656
počet zubů pro měř. přes zuby	2	7

tab. 11: Základní parametry ozubení

VÝPOČET OZUBENÍ NA OHYB

Výpočet jmenovitého napětí v patě zuby pro zatížení na hlavě:

$$\sigma_F = K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot \sigma_{FO} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta \text{ rel}} \cdot Y_{R \text{ rel T}} \cdot Y_T / S_{F \min}$$

patní sečna s_{Fn}	3,850968962		4,370920313	mm
poloměr pat. přechodu ρ_F	1,120517644		1,014545235	mm
souč. záb. prof. n. k. $\epsilon_{\alpha n}$	1,625104659		1,625104659	
prům. náhr. kola d_n	34,52033635		109,6528331	mm
prům. zákl. kr. n. k. d_{bn}	32,43850541		103,0399584	mm
prům. hlav. kr. n. k. d_{an}	38,73816026		113,6515987	mm
prům. kr. d_{en}	35,24940538		110,7395269	mm
úhel tlaku α_{en}	0,402060068	23,03634502	0,375098985	21,49158876 rad, deg
střed. úhel γ_c	0,085057484	4,873434825	0,024912821	1,427399514 rad, deg
úhel tlaku n. k. α_{Fen}	0,317002585	18,16291019	0,350186164	20,06418924 rad, deg



rameno ohyb. momentu h_{Fe}	1,951167885		2,163261576	mm
úhel tlaku α_{an}	0,57832654	33,13566994	0,435569071	24,95626948 rad, deg
úhel γ_a	0,033768328	1,934782654	0,013745024	0,78753189 rad, deg
úhel tlaku α_{Fa}	0,544558213	31,20088729	0,421824047	24,16873759 rad, deg
rameno ohyb. momentu h_{Fa}	3,843383113		3,784372286	mm
součinitel tvaru Y_{Fa}	2,830845038		2,307820128	
exponent	0,285268506		0,312367682	
souč. koncentrace nap. Y_{Sa}	1,552416058		1,715872175	
souč. záběru profilu Y_ϵ	0,711508738		0,711508738	
souč. sklonu zubu Y_β	0,976550598		0,976550598	

jmenovité napětí v patě zubu

$$\sigma_{FO} = F_t / (b \cdot m_n) \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta$$

jmen. napětí v patě zubu σ_{FO}	32,3207768		33,00670092	MPa
stupeň přesnosti dle ISO 1328-1	6		6	
souč. vnějších dyn. sil K_A	1		1	
souč. vnitřních dyn. sil K_V	1,03107761		1,03107761	
souč. nerovnoměrn. $K_{F\alpha}$	1		1	
souč. nerovnoměrn. $K_{F\beta}$	1,25429158		1,248819432	
tvrdý povrch ano - ne	ne		ne	
součinitel bezpečnosti pro ohyb				

$$S_F = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X / (\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta})$$

součinitele $Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X$		1		
trvalá pevnost σ_{Flim}	396		396	MPa
souč. bezpečnosti S_F	9,473785175		9,317557126	

tab. 12: Výpočet ozubení na ohyb

VÝPOČET OZUBENÍ NA DOTYK				
Napětí v dotyku ve valivém bodě				
$\sigma_{HO} = Z_B \cdot (K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2} \cdot \sigma_{H lim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X / S_{H min}$				
součinitel tvaru Z_H	2,467517018		2,467517018	
součinitel pružnosti Z_E	190	(N.mm ⁻²) ^{1/2}	190	(N.mm ⁻²) ^{1/2}
souč. vlivu záběru Z_ϵ	0,845305927		0,845305927	
souč. sklonu zubu Z_β	0,997257186		0,997257186	
souč. jednopár. záb. Z_B	1		1	
jmenovité napětí v dotyku				
$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot [(1+u)/u \cdot F_t / (d \cdot b)]^{1/2}$				
jmen. napětí v dotyku σ_{HO}	379,6382605		379,6382605	MPa
součinitel nerovn. $K_{H\alpha}$	1		1	
součinitel nerovn. $K_{H\beta}$	1,297607228		1,297607228	
součinitel bezpečnosti pro dotyk				



$S_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X / (\sigma_{H0}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta})^{1/2}$		
součinitele $Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$		1
trvalá pevnost σ_{Hlim}	480	480 MPa
souč. bezpečnosti S_H	1,093085055	1,093085055

tab. 13: Výpočet ozubení na dotyk

7.6 Výpočet reakcí v převodové skříní:

hřídel I:

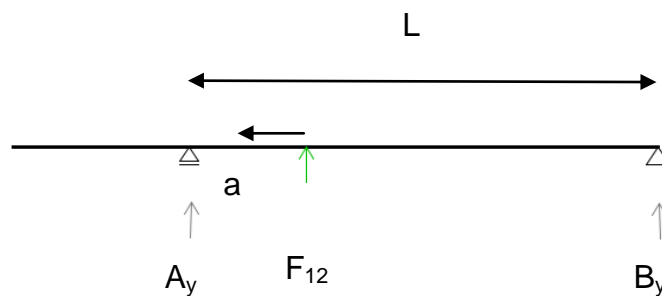
$$F_{12} = \frac{Mk_I}{\frac{d_1}{2}} = \frac{2800}{\frac{21,6}{2}} = 260 \text{ N}$$

$$F_{12R} = F_{12} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta} = 260 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\operatorname{tg} 10} \cong 537 \text{ N}$$

$$F_{12A} = F_{12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 260 \cdot \operatorname{tg} 10 \cong 46 \text{ N}$$

$$M_{F_{12A}} = F_{12A} \cdot \frac{d_1}{2} = 46 \cdot \frac{21,6}{2} \cong 496,8 \text{ Nmm}$$

rovina yz

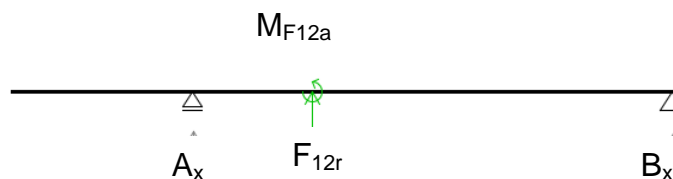


obr. 12: hřídel I yz

$$A_y = \frac{1}{L} \cdot (-F_{12} \cdot (L - a)) = \frac{1}{111} \cdot (-260 \cdot (111 - 38,5)) = -170 \text{ N}$$

$$B_y = \frac{1}{L} \cdot (-F_{12} \cdot a) = -\frac{1}{111} \cdot (-260 \cdot 38,5) = -90 \text{ N}$$

rovina xz



obr. 13: hřídel I xz



$$\begin{aligned}
 A_x &= \frac{1}{L} \cdot (-F_{12R} \cdot (L - a) - M_{F_{12A}}) = \\
 &= \frac{1}{111} \cdot (-537 \cdot (111 - 38,5) - 496,8) = -347 \text{ N}
 \end{aligned}$$

hřídel II:

$$F_{21} = F_{12} = 260 \text{ N}$$

$$F_{21R} = F_{12R} \cong 537 \text{ N}$$

$$F_{21A} = F_{12A} \cong 46 \text{ N}$$

$$M_{F_{21A}} = F_{21A} \cdot \frac{d_2}{2} = 46 \cdot \frac{96,5}{2} \cong 497 \text{ Nmm}$$

$$F_{34} = \frac{M_{kII}}{\frac{d_3}{2}} = \frac{12266}{\frac{34,2}{2}} = 795 \text{ N}$$

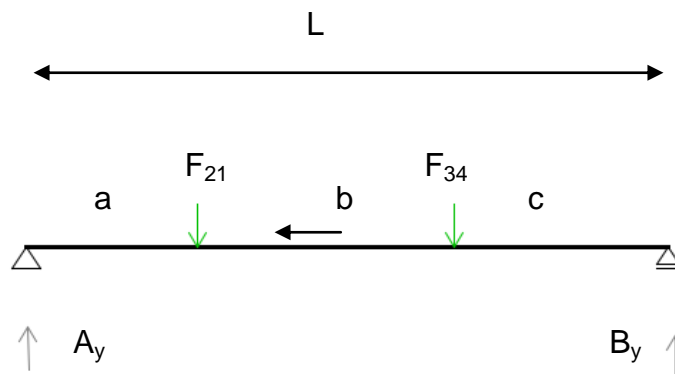
$$F_{34R} = F_{34} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta} = 795 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20}{\operatorname{tg} 6} \cong 537 \text{ N}$$

$$F_{34A} = F_{34} \cdot \operatorname{tg} \beta = 795 \cdot \operatorname{tg} 6 \cong 84 \text{ N}$$

$$M_{F_{34A}} = F_{34A} \cdot \frac{d_3}{2} = 84 \cdot \frac{34,2}{2} \cong 1436 \text{ Nmm}$$

$$F_{2A} = F_{21A} - F_{34A} = -38 \text{ N}$$

rovina yz



obr. 14: hřídel II yz

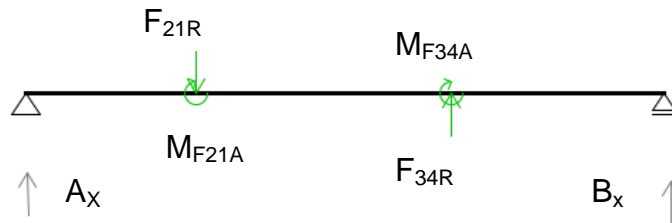
$$A_y = \frac{1}{L} \cdot (F_{21} \cdot (b + c) + F_{34} \cdot c) = \frac{1}{111} \cdot (260 \cdot (27,5 + 38,5) + 795 \cdot 45) = 518 \text{ N}$$

$$B_y = -\frac{1}{L} \cdot (-F_{34} \cdot (a + b) - F_{21} \cdot a) =$$

$$= -\frac{1}{111} \cdot (-795 \cdot (38,5 + 27,5) - 260 \cdot 38,5) = -383 \text{ N}$$



rovina xz



obr. 15: hřídel II xz

$$\begin{aligned}
 A_x &= \frac{1}{L} \cdot (F_{21R} \cdot (b + c) - F_{34R} \cdot c + M_{F21A} + M_{F34A}) = \\
 &= \frac{1}{111} \cdot (537 \cdot (27,5 + 45) - 291 \cdot 45 + 497 + 1436) = 266 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_x &= -\frac{1}{L} \cdot (F_{34R} \cdot (a + b) - F_{21R} \cdot a - M_{F21A} - M_{F34A}) = \\
 &= -\frac{1}{111} \cdot (291 \cdot (38,5 + 27,5) - 537 \cdot 38,5 - 497 - 1436) = 46,3 \text{ N}
 \end{aligned}$$

hřídel III

$$F_{43} = F_{34} = 795 \text{ N}$$

$$F_{43R} = F_{34R} = 537 \text{ N}$$

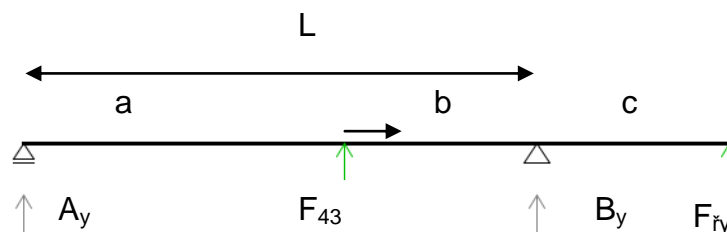
$$F_{43A} = F_{34A} = 84 \text{ N}$$

$$M_{F43A} = F_{43A} \cdot \frac{d_4}{2} = 84 \cdot \frac{96,47}{2} \cong 4052 \text{ Nmm}$$

$$F_{rx} = 988 \text{ N}$$

$$F_{ry} = 120 \text{ N}$$

rovina yz



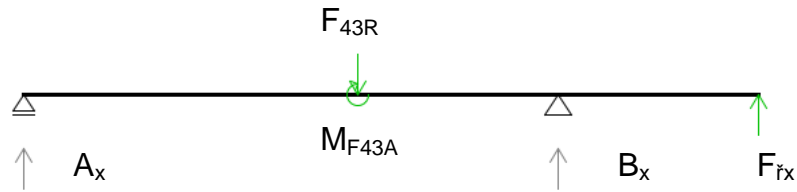
obr. 16: hřídel III yz

$$A_y = \frac{1}{L} \cdot (-F_{43} \cdot b + F_{ry} \cdot c) = \frac{1}{111} \cdot (-795 \cdot 45 + 120 \cdot 45) = -274 \text{ N}$$

$$B_y = -\frac{1}{L} \cdot (F_{43} \cdot a + F_{ry} \cdot (c + L)) = -\frac{1}{111} \cdot (795 \cdot 66 + 120 \cdot (45 + 111)) = -522 \text{ N}$$



rovina xz



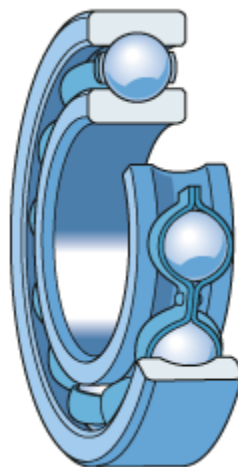
obr. 17: hřídel III xz

$$A_x = \frac{1}{L} \cdot (F_{rx} \cdot c + F_{43R} \cdot b + M_{F43A}) = \frac{1}{111} \cdot (988 \cdot 45 + 291 \cdot 45 + 4052) = 550 \text{ N}$$

$$B_x = -\frac{1}{L} \cdot (F_{rx} \cdot (c + L) - M_{F43A}) = -\frac{1}{111} \cdot (120 \cdot (45 + 111) - 4052) = -1352 \text{ N}$$

7.7 Návrh ložisek v převodové skříně

Vzhledem k nízkým (téměř nulovým) axiálním silám volím jednořadá kuličková ložiska od společnosti SKF. Výpočet provádím vždy pouze pro zatíženější ložiska, druhé ložisko volím stejné kvůli shodnému vnějšmu průměru, což vzhledem k malému množství vyráběných převodovek zjednoduší výrobní postup převodové skříně a sníží počet potřebných výrobních nástrojů. Dále volím jako minimální požadovanou životnost ložisek $L_h=25000$ hod.



obr. 18: Kuličkové ložisko



Kontrola zatížení a životnosti ložisek

Životnost ložisek lze spočítat podle vztahu $L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^m \cdot \frac{16667}{n}$ [4], kde C je dynamická únosnost ložiska, P je ekvivalentní dynamické zatížení, exponent $m=3$ pro ložiska s bodovým stykem a n jsou otáčky vnitřního kroužku ložiska (otáčky hřídele).

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení je dán vztahem $P = F_R$ v případě, že $F_A/F_R \leq e$, kde e je výpočtový součinitel z katalogu výrobce a je závislý na poměru axiální síly F_A/C_0 .

V tomto případě axiální síly vždy platí $F_A/F_R < e$, proto pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení použijí vztah $P = F_R$.

hřídel I

Vzhledem k minimálnímu vypočtenému průměru hřídele $d_1' = 9\text{mm}$, volím ložisko o vnitřním průměru $d=12\text{mm}$. Předběžně volím ložisko 6001.

$$C_0 = 2360 \text{ N}$$

$$C = 5400 \text{ N}$$

$$F_{RA} = \sqrt{|A|_x^2 + |A|_y^2} = \sqrt{347^2 + 170^2} = 387 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{|B|_x^2 + |B|_y^2} = \sqrt{182^2 + 90^2} = 203 \text{ N}$$

$$F_{AB} = F_{12A} = 46 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{5400}{387}\right)^3 \cdot \frac{16667}{850} \cong 53000 \text{ h}, \text{ vyhovuje}$$

hřídel II

Předběžně volím ložisko 16002

$$C_0 = 2850 \text{ N}$$

$$C = 5850 \text{ N}$$

$$F_{RA} = \sqrt{|A|_x^2 + |A|_y^2} = \sqrt{266^2 + 518^2} = 582 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{|B|_x^2 + |B|_y^2} = \sqrt{46,3^2 + 383^2} = 386 \text{ N}$$

$$F_{AA} = F_{2A} = 38 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{5850}{382}\right)^3 \cdot \frac{16667}{190} \cong 89000 \text{ h}, \text{ vyhovuje}$$



hřídel III

Předběžně volím ložisko 61805

$$C_0 = 4300 \text{ N}$$

$$C = 7020 \text{ N}$$

$$F_{RA} = \sqrt{|A|_x^2 + |A|_y^2} = \sqrt{550^2 + 274^2} = 808 \text{ N}$$

$$F_{RB} = \sqrt{|B|_x^2 + |B|_y^2} = \sqrt{1363^2 + 522^2} = 1450 \text{ N}$$

$$F_{AB} = F_{21A} = 84 \text{ N}$$

$$L_h = \left(\frac{7020}{1450}\right)^3 \cdot \frac{16667}{60} \cong 31000 \text{ h, vyhovuje}$$

7.8 Návrh spojení hřídele s nábojem

Pro všechna spojení hřídel/náboj spojení pomocí těsných per. Volím doporučené uložení s přesahem P9/e7. Rozměr per a vhodné přiřazení velikostí volím na základě normy ČSN 02 2507. Délku pera volím na základě vztahu $l \geq \frac{4M_k}{p_D h d}$ [9].

Výpočet pera pod ozubeným kolem na výstupní hřídeli

$$l \geq \frac{4M_{k3}}{p_D h d_{IIIk}} = \frac{4 \cdot 38300}{120 \cdot 7 \cdot 24} \geq 7,6 \text{ mm}$$

volím PERO 8 x 7 x 20 ČSN 02 2507 [9]

7.9 Návrh přídatného řetězového převodu

Volba řetězu

volím válečkový jednořadý řetěz dle výkonového diagramu 08B [9]

rozteč: $p = 12,7 \text{ mm}$

osová vzdálenost: $a = 25 \cdot p = 25 \cdot 12,7 = 317,5 \text{ mm}$ (skutečná osová vzdálenost vypočtená pomocí modulu Design Accelerator aplikace Autodesk Inventor $a_s = 324,7 \text{ mm}$)

Volba řetězových kol

dle převodového poměru volím

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 38$$

volím řemenice od společnosti SKF [10] :

hnací pastorek - PHS 08B-1B19 bez předvrtané díry

hnané řetězové kolo - PHS 08B-1B38 bez předvrtané díry

Výpočet sil působících na hnací řet. pastorek [7]:

$$F_{\check{R}} = \frac{2 \cdot Mk_{III}}{PD_1} = \frac{2 \cdot 38300}{77,16} = 994 \text{ N}$$

$$\sin\delta = \frac{PD_2 - PD_1}{2 \cdot a} = \frac{157,83 - 77,16}{2 \cdot 317,5} \Rightarrow \delta = 6,93^\circ$$

$$F_{\check{R}y} = F_{\check{R}} \cdot \sin\delta = 994 \cdot \sin 6,93 = 120 \text{ N}$$

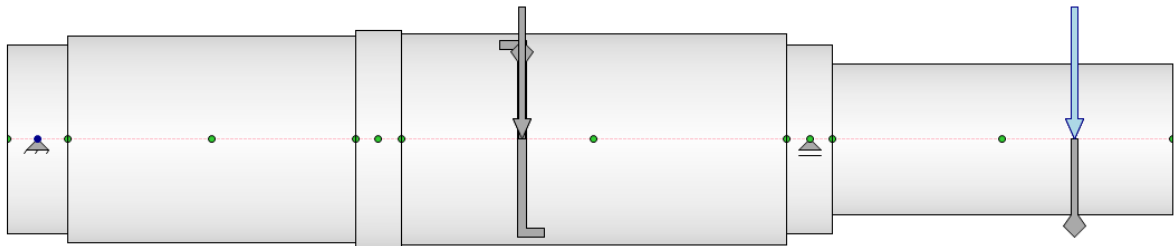
$$F_{\check{R}x} = F_{\check{R}} \cdot \cos\delta = 994 \cdot \cos 6,93 = 988 \text{ N}$$

7.10 Kontrola maximálního průhybu hřídele III

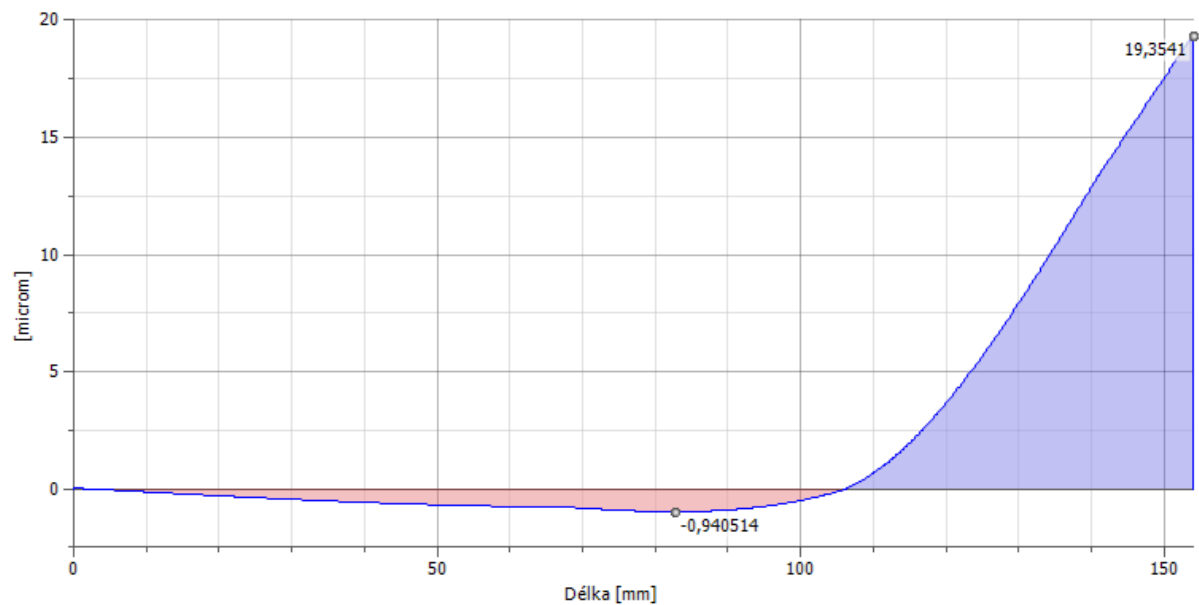
Kontrolu jsem provedl v modulu Design Accelerator programu Autodesk Inventor.

Vstupní rozměry hřídele viz příloha - výkres VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

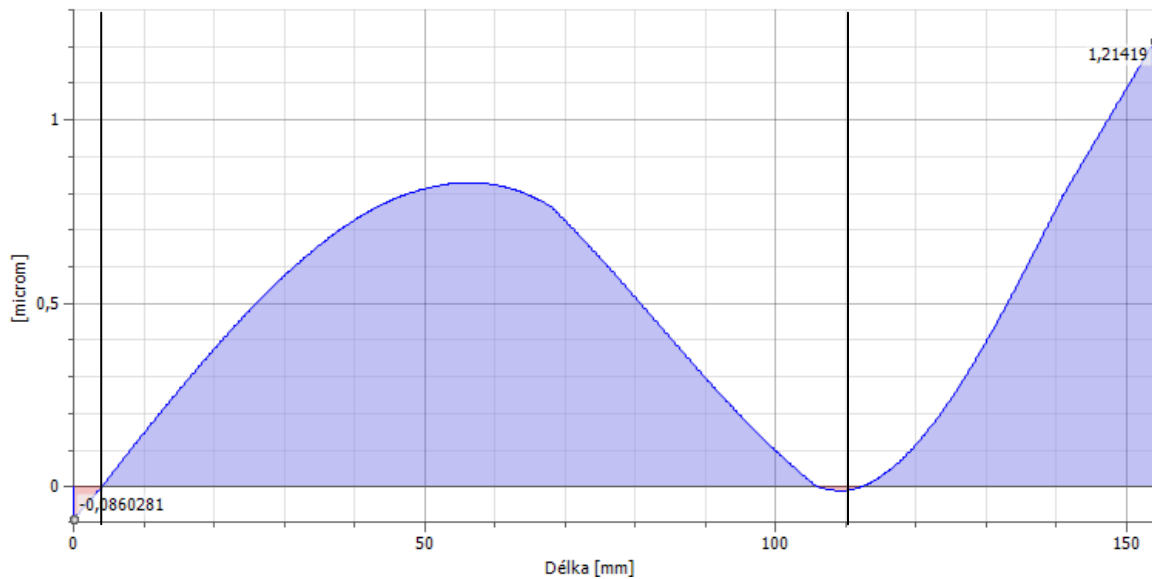
Velikost vstupních sil a momentů viz výše



rovina yz



rovina xz



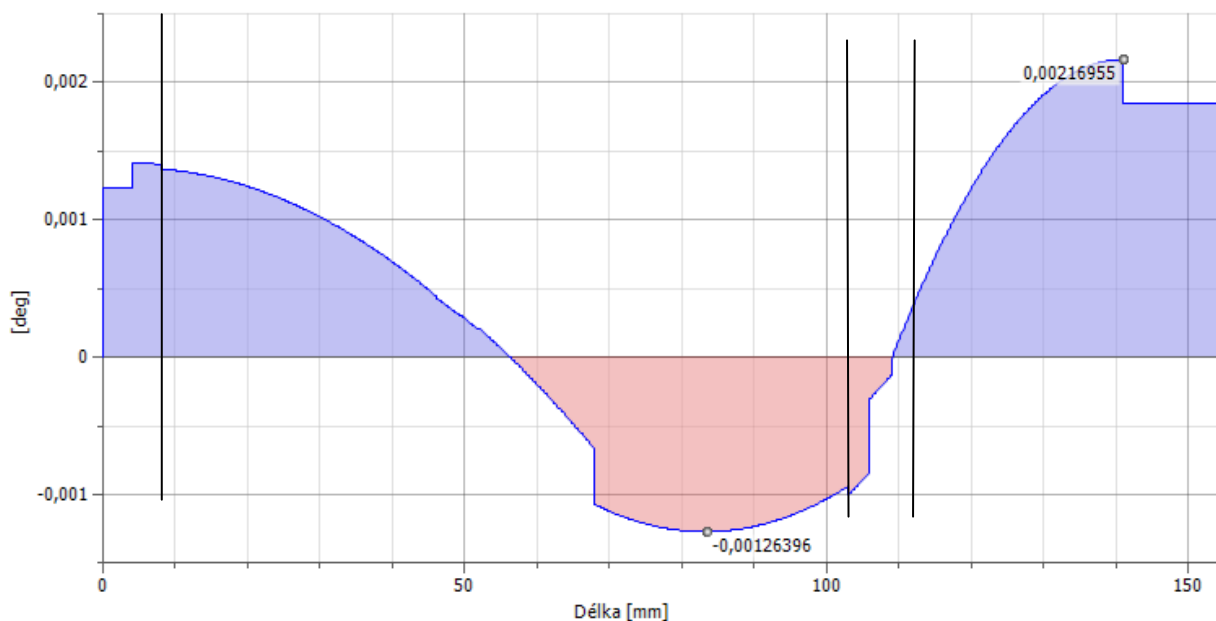
Z grafů je patrné, že maximální průhyb pod ozubeným kolem je menší než $0,9 \mu m$.

$$y_{max} \leq \frac{l}{(2 \text{ až } 8) \cdot 1000} = \frac{100}{5000} = 0,02 \text{ mm} = 20 \mu m$$

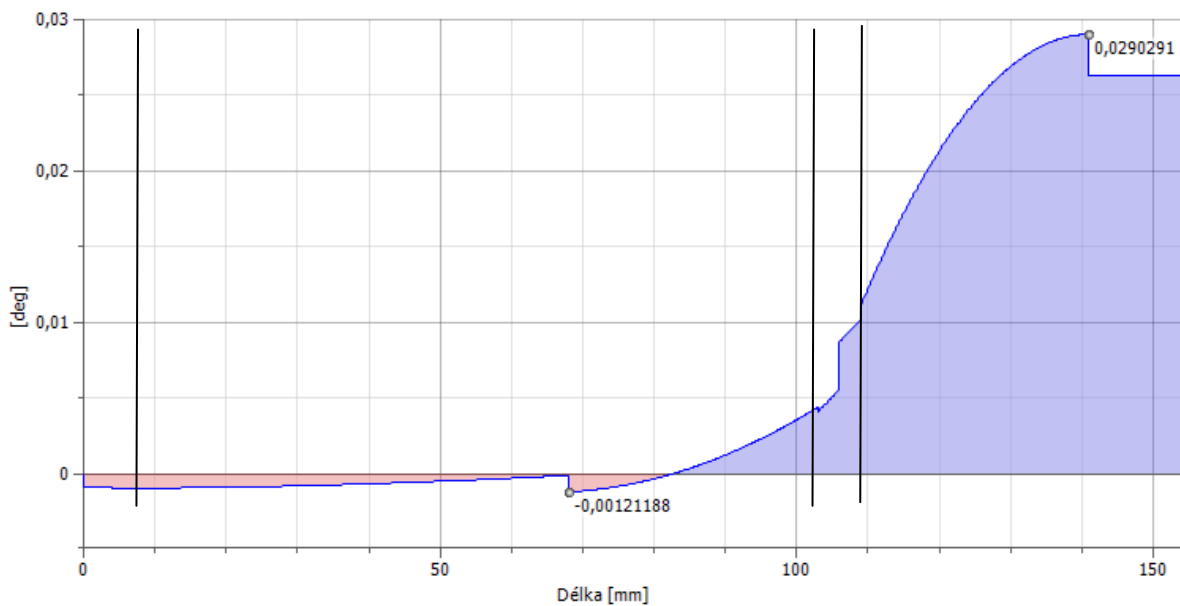
Maximální průhyb pod ozubeným kolem je v požadované toleranci

7.11 Kontrola úhlu průhybu hřídele III v ložiskách

rovina yz

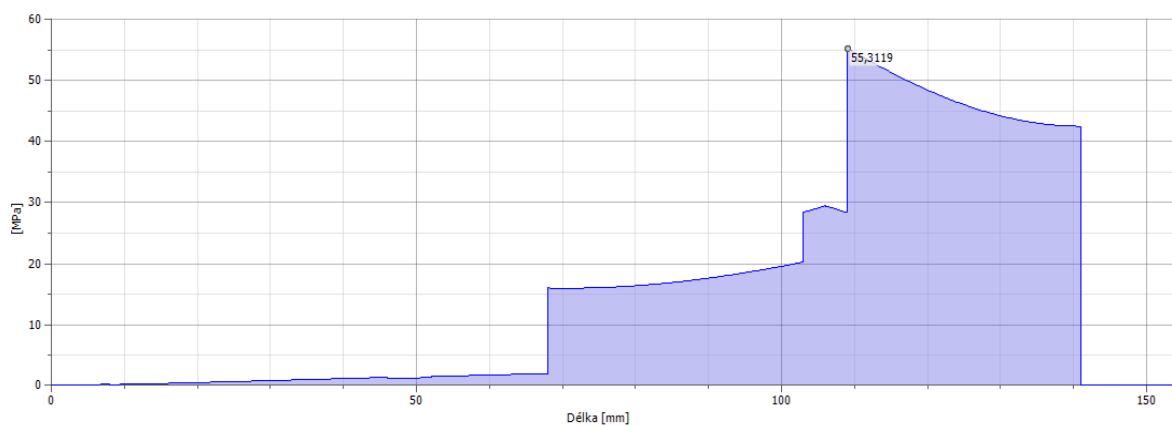


rovina xz



Dle SKF [4] je maximální dovolené naklopení v ložiskách za běžných podmínek cca 12'. V našem případě je nejvyšší naklopení cca $0,015^\circ = 54''$

7.12 Výsledné redukované napětí hřídele III

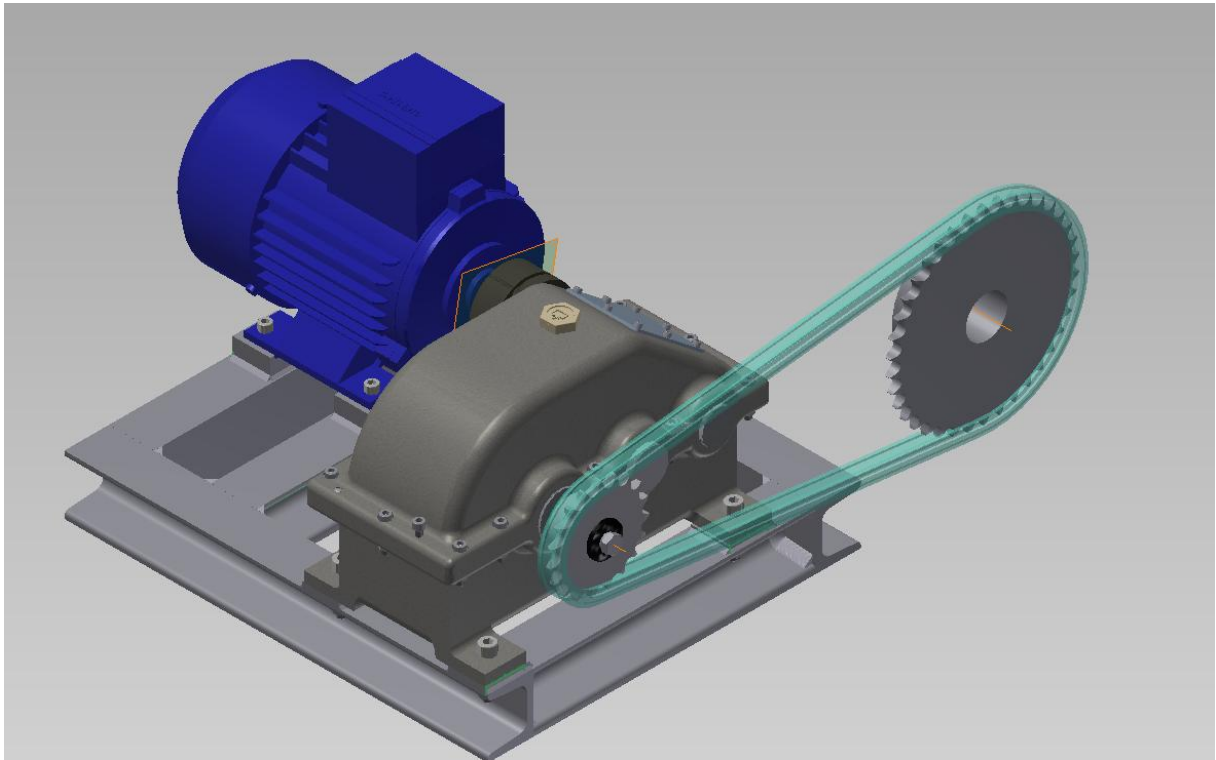


Maximální redukované napětí se nachází pod ložiskem B

$$\sigma_{red} = 56 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$



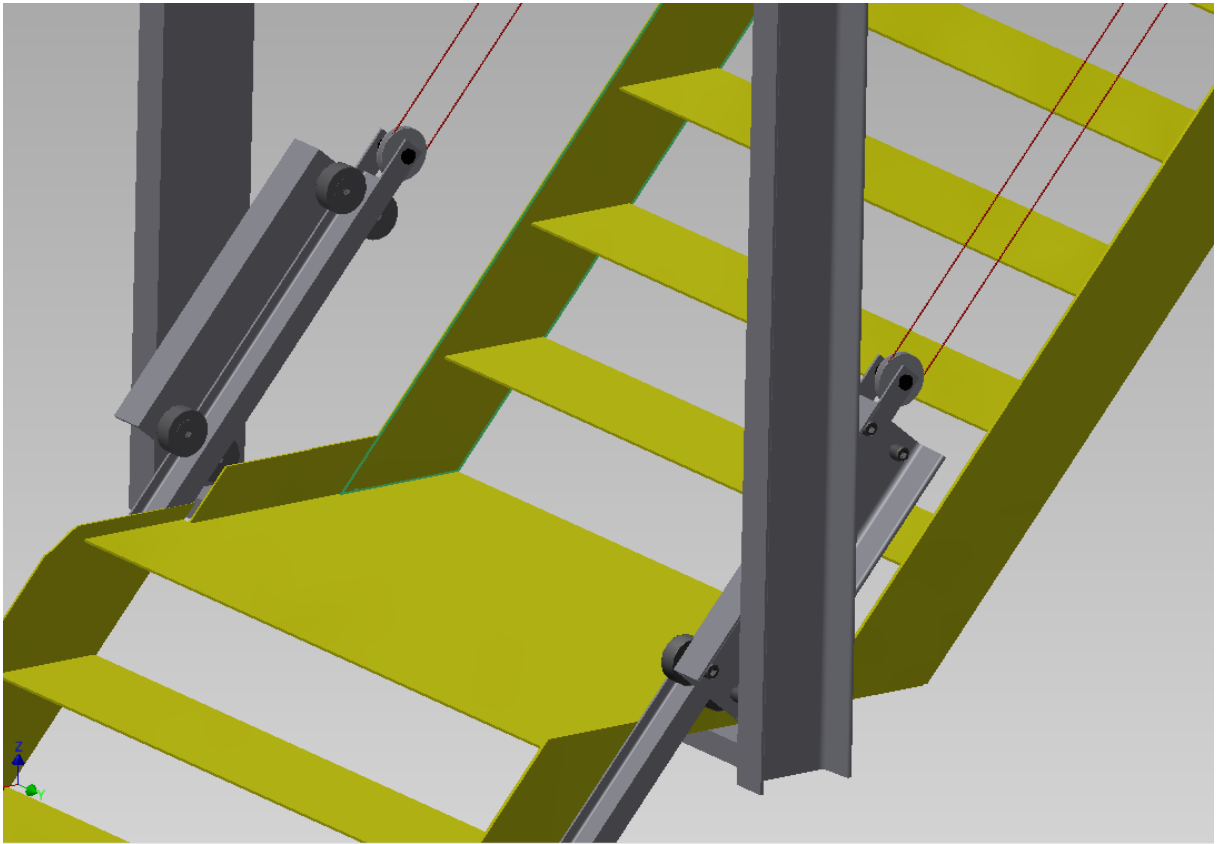
8. 3D model pohonu



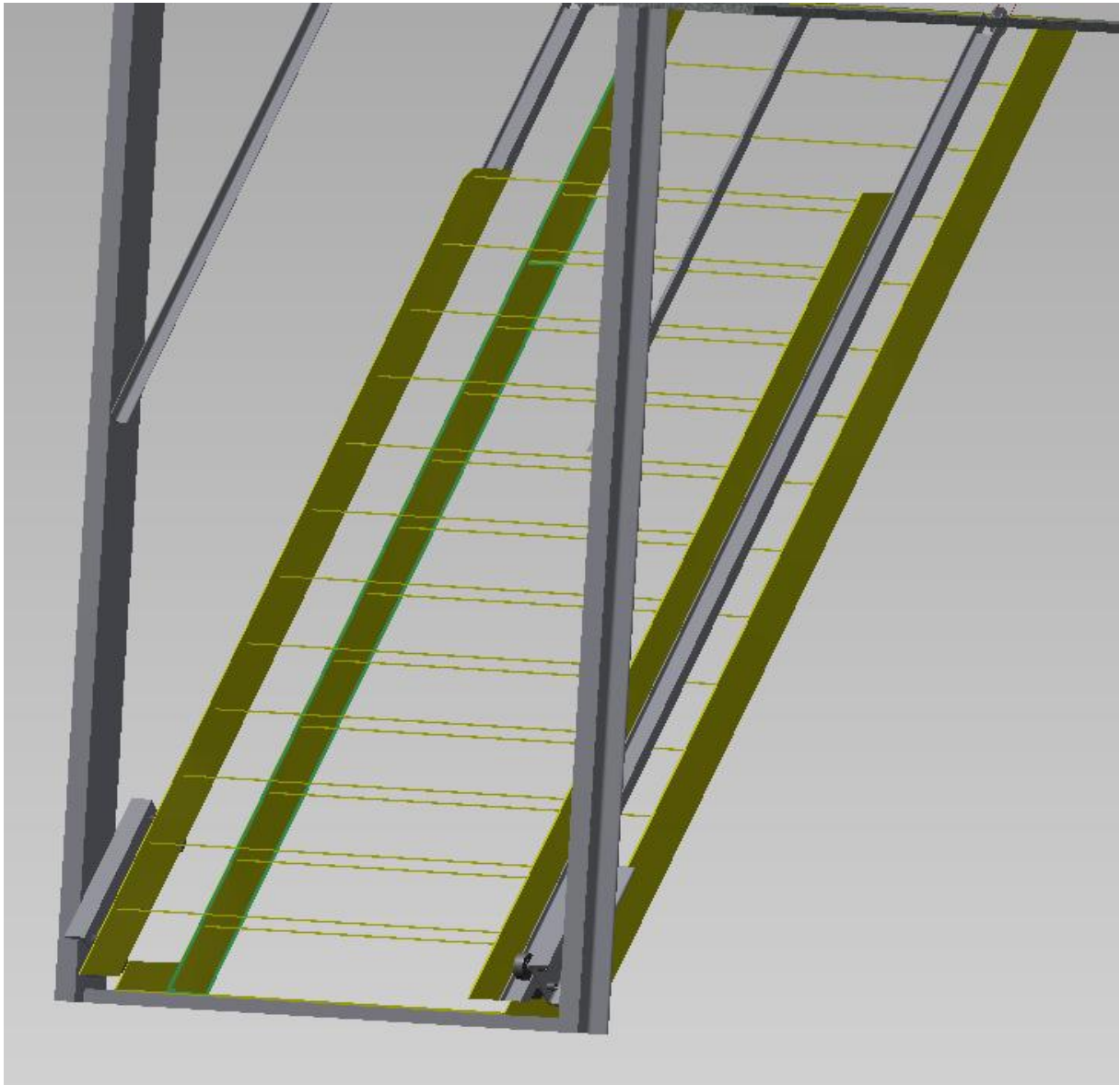
obr. 19: Model pohonu



9. 3D model schodiště



obr. 20: detail mechanismu



obr. 21: Schody ve vytažené poloze



10. Závěr

V této práci jsem navrhl koncept řešení výtahovacích schodů pro průmyslovou halu. Největší úsilí jsem zaměřil na část pohon motor-buben, jelikož pro určitý rozsah hmotností výtahované části schodiště, by tento pohon byl téměř finální. V případě reálného využití této práce by bylo nutné se zaměřit na další aspekty, jako je vlastní tuhost schodů, typ a provedení zábradlí, řešení vypínání motoru před koncovou polohou, případné dorazy a dopínání lana.



Seznam obrázků

obr. 1: Průmyslový žebřík [2].....	2
obr. 2: Průmyslové pomocné schodiště [3].....	2
obr. 3: Sklon schodiště	3
obr. 4: Šířka podesty [1]	4
obr. 5 Schéma mechanismu - půdorys	5
obr. 6 Schéma mechanismu - bokorys	5
obr. 7: Pojezd	6
obr. 8: Pojezdová kladka [4]	7
obr. 9: Průřez lana [5].....	8
obr. 10: Jednotka Y	8
obr. 11: Motor [6].....	9
obr. 12: hřídel I yz.....	17
obr. 13: hřídel I xz.....	17
obr. 14: hřídel II yz.....	18
obr. 15: hřídel II xz.....	19
obr. 16: hřídel III yz.....	19
obr. 17: hřídel III xz.....	20
obr. 18: Kuličkové ložisko	20
obr. 19: Model pohonu	27
obr. 20: detail mechanismu	28
obr. 21: Schody ve vytažené poloze.....	29



Seznam tabulek

tab. 1: Vstupní hodnoty	11
tab. 2: Vstupní hodnoty	11
tab. 3: Základní parametry ozubení	12
tab. 4: Základní parametry ozubení	12
tab. 5: Výpočet ozubení na ohyb	13
tab. 6: Výpočet ozubení na ohyb	13
tab. 7: Výpočet ozubení na dotyk	14
tab. 8 Vstupní hodnoty	14
tab. 9: Vstupní hodnoty	14
tab. 10: Základní parametry ozubení	15
tab. 11: Základní parametry ozubení	15
tab. 12: Výpočet ozubení na ohyb	16
tab. 13: Výpočet ozubení na dotyk	17



Bibliografie

- [1] ČSN 73 4130 *Schodiště a šikmé rampy*. Praha: ČNI, 1987.
- [2] "Nástěnné a opěrné žebříky", 2015. [Online]. Available: <http://www.prefa-kompozity.cz/produkt/nastenne-operne-zebriky>. [Accessed: 24-06-2015].
- [3] "Schodiště - PH Metal", 2015. [Online]. Available: <http://www.phmetal.cz/cz/kategorie-schodiste-10.html>. [Accessed: 24-06-2015].
- [4] *Hlavní katalog: 6000CS*. Praha, 2007.
- [5] *Zdvihací zařízení: Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha: ČNI, 1977.
- [6] *SIEMENS K 02 - 0605 CZ*. Praha, 2014.
- [7] O. Kugl, *Projekt - III. ročník*, Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, p. 169 s.
- [8] "Ústav konstruování a částí strojů", 2015. [Online]. Available: <http://www1.fs.cvut.cz/cz/u12113/>. [Accessed: 24-06-2015].
- [9] J. Řasa and J. Švercl, *Strojnické tabulky: pro školu a praxi*, 1. vyd. Praha: Scientia, 2004, p. 753 s.
- [10] *SKF Power transmission products*. Švédsko, 2008.



Seznam příloh

- DVD s elektronickou verzí
- výkres sestava pohonu (1 list)
- výkres sestava převodovky (2 listy)
- návodka sestava pohonu (1 list)
- návodka sestava převodovky (3 listy)
- 3 x výrobní výkres (3 listy)
- výkres sestava rámu (1 list)
- návodka sestava rámu (1 list)