



# Pohon šikmého střešního lanového výtahu

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství

*Autor práce:* **Pavel Cimbál**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.



Technická univerzita v Liberci  
Fakulta strojní  
Akademický rok: 2016/2017

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel Cimbál**  
Osobní číslo: **S14000091**  
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Strojní inženýrství**  
Název tématu: **Pohon šikmého střešního lanového výtahu**  
Zadávací katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Navrhněte pohon šikmého střešního lanového výtahu o výkonu 3 kW a s pojezdovou rychlostí do 1 m/s s možnou reverzací otáček. Uložení pohonu bude na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby

Rozsah pracovní zprávy: 50

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s příkými a šikmými zuby - několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 - Ozubená kola - Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.


Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2017

Termín odevzdání bakalářské práce: 12. května 2018

  
prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan



  
prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2017

## **Prohlášení**

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval svému vedoucímu práce prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. za jeho odborné vedení, velmi vstřícný přístup, cenné rady a poznatky, které vedly k vypracování této práce. Dále děkuji celé své rodině za velkou podporu při studiu.

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem pohonu šikmého střešního lanového výtahu s dvěma pojistnými členy proti pádu výtahu, s možností redukce otáček a reverzace, včetně jeho uložení na svařovaném rámu. Oproti klasickému šikmému lanovému výtahu má tento výtah větší nosnost, rychlost a délku zdvihu a také možnost redukcí otáček zařadit nižší rychlostní stupeň.

Pohon výtahu se skládá z elektromotoru, převodového ústrojí, řemenového převodu a lanového bubnu s žebříkem. V teoretické části bakalářské práce je nastíněna historie a charakteristika výtahů, dále konstrukce samotného výtahu, jeho parametry a rozdělení.

Součástí této práce je výpočtová zpráva všech součástí, jejich pevnostní kontroly a 3D model zařízení včetně výkresové dokumentace.

### **Klíčová slova:**

převodovka, výtah, pevnostní kontrola, hřídele, ložiska

## **Abstract**

The bachelor thesis is focused on complete design of drive of slanting roof rope lift with two securing members against platform fall, with possibility of speed reduction and reversing, including its placement on the welded frame. Compared to the classical sloping rope lift, this is designed with bigger load, speed and stroke length and the possibility of speed reduction for reduce the gear.

The lift drive consists of an electric motor, transmission, belt drive and rope drum with a ladder. The theoretical part of the bachelor thesis describes the history and the characteristics of the lifts, the construction of the lift, its parameters and its distribution.

The part of this thesis is a computational report on all components, their strength checks and three-dimensional model of the device with a drawing documentation.

### **Keywords:**

transmission, lift, strength check, shafts, bearings

# Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratek .....	9
1 Úvod .....	16
1.1 Výběr tématu .....	16
1.2 Cíl práce .....	16
1.3 Řešení .....	16
2 Teorie výtahů.....	17
2.1 Charakteristika výtahů.....	17
2.2 Historie výtahů .....	17
2.3 Technické provedení výtahů.....	19
2.3.1 Trakční výtah.....	19
2.3.2 Bubnový výtah .....	19
2.3.3 Hydraulický výtah .....	19
2.3.4 Oběžný výtah.....	20
2.4 Základní typy výtahů.....	20
2.4.1 Osobní výtah.....	20
2.4.2 Nákladní výtah .....	20
2.4.3 Stavební výtah .....	20
3 Průzkum potenciálních řešení.....	21
3.1 Šikmý střešní lanový výtah .....	21
3.1.1 Parametry výtahu z průzkumu trhu .....	22
4 Vlastní konstrukce výtahu a výpočtová zpráva .....	24
4.1 Schematická skica pohonu .....	24
4.2 Parametry pohonu.....	24
4.2.1 Čas zdvihu .....	25
4.2.2 Velikost zrychlení a zpomalení .....	25
4.3 Elektromotor.....	26
4.3.1 Celková hmotnost.....	26
4.3.2 Sklon výtahu.....	27
4.3.3 Celková účinnost .....	28
4.4 Spojka.....	31
4.5 Převodovka.....	32
4.5.1 Převodové poměry.....	33
4.5.2 Otáčky .....	34
4.5.3 Krouticí momenty.....	34
4.5.4 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby .....	36
4.5.5 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby.....	44

4.5.6	Návrh čelního soukolí se šikmými zuby - redukce.....	48
4.5.7	Výpočet řemenového převodu.....	50
4.6	Lano.....	54
4.7	Žebřík .....	55
4.8	Plošina .....	56
4.9	Ovládání .....	57
4.10	Elektromagnetická brzda.....	57
4.11	Návrh hřídelů - dimenzování.....	58
4.11.1	Vstupní hřídel .....	59
4.11.2	Návrh druhého hřídele.....	64
4.11.3	Návrh třetího hřídele.....	69
4.11.4	Návrh výstupního hřídele .....	73
4.12	Návrh ložisek.....	77
4.12.1	Ložiska na vstupním hřídeli .....	78
4.12.2	Ložiska na druhém hřídeli .....	82
4.12.3	Ložiska na třetím hřídeli.....	84
4.12.4	Ložiska na výstupním hřídeli .....	86
4.13	Pevné spoje na hřídelích.....	87
4.13.1	Vstupní hřídel .....	87
4.13.2	Druhá hřídel.....	88
4.13.3	Třetí hřídel.....	89
4.13.4	Výstupní hřídel .....	90
5	Ekonomické zhodnocení .....	91
6	Závěr.....	93
	Seznam použité literatury .....	94
	Seznam příloh.....	95



## Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Jednotka	Název
<b>Pododdíl 4.2</b>		
$a$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení i zpomalení
$a_{red}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	zrychlení i zpomalení redukovanou rychlostí
$h_{max}$	m	maximální délka zdvihu
$t$	s	čas zdvihu
$t_a$	s	čas zrychlení
$t_{a\ red}$	s	čas zrychlení redukovanou rychlostí
$t_{red}$	s	čas zdvihu redukovanou rychlostí
$t_{z\ red}$	s	čas zdvihu s konstantní redukovanou rychlostí
$t_z$	s	čas zdvihu s konstantní rychlostí
$v$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	rychlost zdvihu
$v_{red}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	redukováná rychlost zdvihu
$v_{sk}$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	skutečná rychlost zdvihu

### Pododdíl 4.3

$f_{\check{c}}$	-	součinitel čepového tření
$F_N$	N	normálová síla
$F_v$	N	valivý odpor
$m$	kg	nosnost výtahu
$m_c$	kg	celková hmotnost
$m_k$	kg	hmotnost klece
$P$	W	výkon elektromotoru
$\alpha_s$	°	úhel střechy
$\beta$	°	sklon vedení k okapu
$\gamma$	°	sklon vedení od okapu k vrcholu střechy
$\eta_{\check{c}}$	-, %	účinnost čelního soukolí
$\eta_{\check{c}k}$	-, %	účinnost čepu kladky
$\eta_k$	-, %	účinnost kuželového soukolí
$\eta_{kl}$	-, %	účinnost kladky
$\eta_L$	-, %	lanová účinnost kladky
$\eta_{\check{r}}$	-, %	účinnost řemenového převodu
$\eta_v$	-, %	účinnost vedení
$\xi$	mm	rameno valivého odporu
$\xi_{1,2}$	mm	rozměry pro lanový odpor

## Pododdíl 4.5

$a$	mm	osová vzdálenost
$a_v$	mm	osová vzdálenost virtuálních kol
$b$	mm	šířka zubu
$d$	mm	průměr rotočné kružnice
$d_a$	mm	průměr hlavové kružnice
$d_b$	mm	průměr základní kružnice
$d_e$	mm	vnější roztečný průměr
$d_m$	mm	průměr střední roztečné kružnice
$d_v$	mm	průměr roztečné kružnice virtuálního kola
$d_{va}$	mm	průměr hlavové kružnice virtuálního kola
$d_{vb}$	mm	průměr základní kružnice virtuálního kola
$F_a$	N	axiální síla
$F_r$	N	radiální síla
$F_t$	N	tečnicí síla
$F_{t1.1}$	N	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení
$h_a$	mm	výška hlavy zubu
$h_a^*$	-	součinitel výšky hlavy zubu
$h_{ae}$	mm	výška hlavy zubu vnějšího doplňkového kužele
$i$	-	převodový poměr
$K_A$	-	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{AS}$	-	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení
$K_F$	-	součinitel přídavných zatížení
$K_{Fv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{F\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{F\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$K_H$	-	součinitel přídavných zatížení
$K_{Hv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
$M$	Nm	krouticí moment
$m_n$	mm	normálový modul
$m_{nm}$	mm	normálový modul střední

$m_t$	mm	čelní modul
$m_{tm}$	mm	čelní modul střední
$n$	$\text{min}^{-1}$	otáčky
$P$	W	výkon
$p_n$	mm	normálová rozteč
$p_t$	mm	čelní rozteč
$p_{tb}$	mm	základní rozteč
$p_{tm}$	mm	čelní rozteč
$p_{tmb}$	mm	základní rozteč
$R_e$		mez kluzu
$S_{Fmin}$	-	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_H$	-	bezpečnost proti tvorbě pittingu
$S_{Hmin}$	-	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
$V_{HV}$	HV	tvrdost na boku zubu pastorku nebo kola
$Y_{FS}$	-	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_\beta$	-	součinitel sklonu zubu
$Y_\epsilon$	-	součinitel vlivu záběru profilu
$z$	-	počet zubů pastorku nebo kola
$Z_E$	-	součinitel mechanických vlastností materiálů
$Z_H$	-	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
$z_p$	-	praktický počet zubů
$Z_R$	-	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)
$z_t$	-	teoretický počet zubů
$Z_\epsilon$	-	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
$\alpha$	$^\circ$	záběrový úhel
$\alpha_n$	$^\circ$	normálový úhel záběru
$\alpha_{nm}$	$^\circ$	střední normálový úhel záběru
$\alpha_t$	$^\circ$	čelní úhel záběru
$\beta$	$^\circ$	úhel sklonu zubu
$\beta_m$	$^\circ$	střední úhel sklonu zubu
$\delta$	$^\circ$	úhel roztečného kužele
$\epsilon$	-	součinitel trvání záběru
$\epsilon_\alpha$	-	součinitel záběru profilu
$\epsilon_\beta$	-	součinitel kroku

$\sigma_F$	MPa	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
$\sigma_{Flimb}$	MPa	mez únavy v ohybu
$\sigma_{Fmax}$	MPa	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly $F_{t1}$
$\sigma_{FFP}$	MPa	přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{FFPmax}$	MPa	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou $F_{t1}$ )
$\sigma_{FSt}$	MPa	pevnost v ohybu při největším zatížení
$\sigma_H$	MPa	napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě
$\sigma_{Hlim}$	MPa	mez únavy v dotyku
$\sigma_{Hmax}$	MPa	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly $F_{t1}$
$\sigma_{HO}$	MPa	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
$\sigma_{HP}$	MPa	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
$\sigma_{HPmax}$	MPa	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou $F_{t1}$
$\psi_d$	-	poměr šířky ozubení ke střednímu průměru
$\psi_L$	-	poměr šířky ozubení k délce povrchy roztečného kužele
$\psi_m$	-	poměr šířky ozubení ke střednímu modulu
$\omega$	rad · s <sup>-1</sup>	úhlová rychlost

#### Pododdíl 4.5.7

$a_{sk}$	mm	skutečná dopočtená osová vzdálenost
$a_{teor}$	mm	teoretická osová vzdálenost
$C_\alpha$	-	součinitel úhlu opásání
$C_K$	-	součinitel počtu řemenů v převodu
$C_L$	-	součinitel vlivu délky řemene
$C_p$	-	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu
$d$	mm	průměr řemenice
$e$	mm	vzdálenost mezi osami drážek
$f$	-	součinitel tření
$F$	N	užitečná obvodová síla
$F_c$	N	odstředivá síla působící na řemen
$f_k$	-	součinitel tření v klínové drážce
$F_o$	N	předpětí
$F_{oc}$	N	předpětí v důsledku odstředivé síly
$f_r$	mm	vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice
$F_R$	N	síla působící na hřidel od předpětí řemene

$F_{Rx}$	N	složka síly působící na hřídel od předpětí řemene
$F_{Rz}$	N	složka síly působící na hřídel od předpětí řemene
$F_t$	N	obvodová síla
$K$	-	počet řemenů
$L$	mm	výpočtová délka řemene
$L_w$	mm	účinná délka řemene
$M$	mm	šířka řemenice
$m_{\bar{r}}$	kg	hmotnost řemene
$n$	-	počet řemenů v převodu
$N$	W	výkon přenášený na hnacím hřídeli
$N_p$	W	výkon přenášený jedním řemenem
$N_o$	W	jmenovitý výkon
$p$	mm	koeficient pro dopočet osově vzdálenosti
$q$	mm	koeficient pro dopočet osově vzdálenosti
$S$	mm <sup>2</sup>	průřez řemene
$v$	m · s <sup>-1</sup>	obvodová rychlost řemene
$\alpha$	rad	úhel opásání
$\beta_{\bar{r}}$	rad	úhel sklonu řemene
$\rho$	kg · m <sup>-3</sup>	měrná hmotnost řemene
$\rho_d$	kg · m <sup>-1</sup>	délková měrná hmotnost řemene
$\varphi$	°	úhel drážky řemenice
$\psi$	°	úhel sklonu řemenice

### Pododdíl 0

$F$	N	zatížení lana
$F_D$	N	dovolené zatížení lana
$F_p$	N	síla pro přetržení
$k$	-	bezpečnost

### Pododdíl 4.11

$d_{min}$	mm	minimální průměr hřídele
$d_n$	mm	nosný průřez hřídele
$k$	-	celková bezpečnost
$k_{\sigma}$	-	bezpečnost v ohybu
$k_{\tau}$	-	bezpečnost v krutu
$M_{Omax}$	N · m	maximální ohybový moment
$q$	-	součinitel vrubové citlivosti

$R$	N	reakce v místě podpory
$R_e$	MPa	mez kluzu
$R_m$	MPa	mez pevnosti
$t$	mm	zahlobení drážky
$W_k$	mm <sup>3</sup>	modul průřezu v krutu
$W_o$	mm <sup>3</sup>	modul průřezu v ohybu
$\alpha$	-	součinitel tvaru drážky
$\beta$	-	vrubový součinitel
$\eta$	-	součinitel jakosti povrchu
$\nu$	-	součinitel velikosti součástí
$\sigma_{Co}^*$	MPa	mez únavy
$\sigma_{Do}$	MPa	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_o$	MPa	napětí v ohybu
$\tau_{Dk}$	MPa	dovolené napětí v krutu
$\tau_k$	MPa	napětí v krutu
$\tau_{kk}$	MPa	napětí na mezi kluzu

#### Pododdíl 4.12

$C$	N	dynamická únosnost
$C_0$	N	statická únosnost
$e$	-	výpočtový součinitel ložiska
$f_0$	-	výpočtový součinitel
$F_{ax}$	N	axiální síla působící na ložisko
$F_{rad}$	N	radiální síla působící na ložisko
$k$	-	počet různých otáčkových úseků
$L_h$	hod	požadovaná životnost
$n_m$	min <sup>-1</sup>	střední hodnota otáček
$p$	-	exponent rovnice trvanlivosti
$P$	N	ekvivalentní dynamické zatížení
$P_m$	N	střední hodnota zatížení
$q$	%	časový úsek jednotlivých otáček
$X$	-	součinitel pro radiální sílu
$Y$	-	součinitel pro axiální sílu

#### Pododdíl 4.13

$b$	mm	šířka pera
$B$	mm	šířka zubu

$f'$	$\text{mm}^2 \cdot \text{mm}^{-1}$	účinná plocha všech drážek na jednotku délky náboje
$h$	mm	tloušťka pera
$l_{min}$	mm	minimální délka pera
$l_p$	mm	účinná délka pera
$N$	-	počet zubů drážkování
$p$	MPa	tlak ve stykových plochách
$p_D$	MPa	dovolený tlak v drážce
$\tau_D$	MPa	dovolené napětí materiálu pera ve smyku

# 1 Úvod

## 1.1 Výběr tématu

Z dostupných možností byl vybrán šikmý střešní lanový výtah. Tento výtah má funkci dopravovat nahoru a dolů břemena, která by člověk jinak s těžší dopravoval na určité místo. Je určený pro nakládání materiálu, pracovních pomůcek a dalších potřebných věcí. Výtah je velmi jednoduchý, skládá se z elektromotoru, převodové skříně a žebříku.

## 1.2 Cíl práce

Cílem práce je konstrukční návrh pohonu střešního stavebního výtahu s možností reverzace a redukce otáček, kde bude vše uloženo na svařovaném rámu. Přičemž jednotlivé součásti musí být vyrobitelné obvyklým způsobem a musí splňovat podmínky pevnostní bezpečnosti a provozní spolehlivosti. Výtah by měl sloužit stejně jako ostatní šikmé střešní lanové výtahy pro dopravu materiálů a pokrývačského vybavení na střechy budov tam, kam je znemožněn přístup jeřábu a dalších jemu podobných zařízení.

## 1.3 Řešení

Úvod práce se zabývá rozdělením a charakteristikou výtahů. Dalším krokem je průzkum možných řešení této problematiky, následuje konstrukční návrh s výpočtovou zprávou, která se bude věnovat pevnostním výpočtům všech dílů převodového ústrojí. Pomocí této převodovky je dosaženo požadované redukce otáček, kdežto reverzace chodu je řešena pomocí 3kW elektromotoru. Práce je uzavřena ekonomickým zhodnocením a závěrem.



## 2 Teorie výtahů

### 2.1 Charakteristika výtahů

Výtahem je rozuměno strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Břemena nebo dopravované osoby spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodičky, zakotvenými v šachtě daného výtahu. Tato vodička umožňují jediný pohyb klece a tím je přímočarý posuv nahoru a dolů. Klec je dále zavěšena na jedné nebo více nosných součástech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím, nazývaným výtahový stroj. Práce výtahu je díky nástupu a výstupu osob nebo nakládání a vykládání břemen většinou přerušovaná, a to znamená, že tyto úkony probíhají při stojící kabině. Existují ale také výjimky jako např. osobní výtahy oběžné, takzvané páternostery, které pracují v nepřetržitém pracovním cyklu a nástup a výstup osob se tedy děje za provozu. Ke konstrukci výtahů vedly přirozené důvody, které se nejprve týkaly snahy mechanizovat vertikální dopravu břemen a později i osob.

### 2.2 Historie výtahů

Mezi první průkopníky patřil v historii Archimédes, který ve 3. století př. n. l. vytvořil první zdvihadlo (*Obr.2.1*), předchůdce našich současných výtahů. Tyto stroje byly poháněny lidskou a zvířecí silou.



*Obr.2.1 Výtah na lidský pohon [1]*

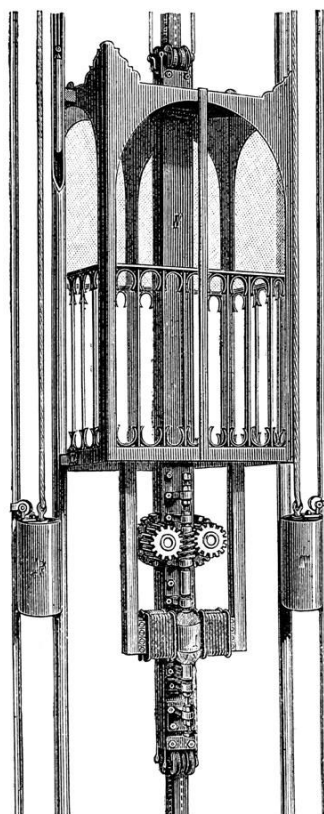
Důležitým mezníkem nejen pro „výtahářství“ byla průmyslová revoluce. Za její symbol je považován vynález parního stroje. A ten byl v oblasti konstrukce výtahů náležitě využit. V roce 1830 v anglickém městě Derby postavili pánové Frost a Strutt první výtah na parní pohon.

V roce 1845 byl vynalezen první pneumatický výtah. O rok později byl uveden do provozu také první výtah s hydraulickým pohonem. Píst byl vložen do podzemního válce a kapalina (tehdy voda, dnes hydraulický olej), byla vstříkována do válce. Píst se tlakem vody zvedal a klesal, a tím se pohyboval i výtah. Tok vody ovládala obsluha lana určeného pro regulaci proudu vody. Hydraulické výtahy byly zvedány pístnicí umístěnou pod kabinou výtahu, nepotřebovaly tedy protizávaží ani bezpečnostní zařízení. Kabina výtahu klesala samotíží pouze takovou rychlostí, jakou se odpouštěla voda zpod pístu. Později byla obsluha lana nahrazena pákovým ovládním, které bylo přesnější a plynulejší.

Éra nových výtahů byla započata v roce 1853 vynálezem výtahu s použitím lana, kladky a závaží. Tento výtah zvedal břemena podél šachtové zdi. Výtah měl tedy podobu dnešní konstrukce: po stranách byl veden vodítka a měl bezpečnostní zařízení, tzv. zachycovače, které v případě přetržení lana zabrzdlily kabinu výtahu. Za tímto vynálezem stojí dnes už „výtahářská“ legenda Elisha Graves Otis.

V roce 1880 instaloval německý elektrotechnik a podnikatel Werner von Siemens výtah s elektrickým pohonem (*Obr.2.2*) na průmyslové výstavě v Mannheimu. Jeho výtah měl elektromotor umístěný přímo pod podlahou a otáčel ozubeným pastorkem, který se tak posunoval po ozubeném hřebenu. S vývojem technologie se přesunul motor nad nejvyšší podlaží, kde poháněl lanový buben. Kabina tak byla opět zavěšena na lano. Nakonec však převládlo řešení, kdy je lano přehozeno přes lanovnici, kde je na jedné straně lano kabiny a na straně druhé lano závaží (tzv. lanové neboli trakční výtahy). Toto řešení nabídlo staronové použití závaží. Uspořila se tak energie a bylo možné používat výtahy do výškových budov. Tam by byly bubnové výtahy nepoužitelné – vzhledem k délce lana by tyto bubny dosahovaly neúnosných rozměrů.

V roce 1903 nahradil elektrický výtah ozubené převody a umožnil tak přepravovat náklad až 100 poschodí. Původní jednorychlostní motory byly nahrazeny motory multirychnostními a technologie elektromagnetu nahradila ruční přepínání a brzdění. Výtahy byly vybaveny ovládacími tlačítky a signálními systémy.



*Obr.2.2 Siemensův výtah s elektrickým pohonem*

## **2.3 Technické provedení výtahů**

Nejčastěji se pravděpodobně setkáme s tímto technickým provedením výtahů:

### **2.3.1 Trakční výtah**

Má kabinu zavěšenou na soustavě lan. Tažení kabiny je zajišťováno třecí silou na lana přes trakční kotouč výtahového stroje. Pohyb kabiny je ulehčován vyvažovacím závažím. Pohon může být převodový (asynchronní) nebo bezpřevodový (synchronní).

### **2.3.2 Bubnový výtah**

Má kabinu zavěšenou na laně. Tento výtah nemá protizávaží, nosné lano je navijeno na buben. Asi jedinou výhodou tohoto pohonu je možnost maximálního využití prostoru šachty.

### **2.3.3 Hydraulický výtah**

Zdvihá svou kabinu pomocí hydraulických pístů. Písty jsou obvykle umístěny pod výtahem. Některé systémy však pohyb pístů přenášejí pomocí systému kladek a lan, což umožňuje delší dráhu výtahu. Dříve byl tento typ výtahů využíván např. tam, kde nebylo možné umístit strojovnu nad výtah (trakční výtah). Tato výhoda však již byla překonána možností umístění strojovny trakčního výtahu přímo do šachty.

### **2.3.4 Oběžný výtah**

Lidově páternoster je speciální typ výtahu skládající se z řetězu kabin. Z právního hlediska podle evropských a českých norem a předpisů nepatří mezi výtahy, ale pouze obecně mezi zdvihací zařízení, respektive mezi zdvihadla. Tyto výtahy pracují v nepřetržitém pracovním cyklu a nástup a výstup osob se tedy děje za provozu.

## **2.4 Základní typy výtahů**

### **2.4.1 Osobní výtah**

Je to výtah určený pro dopravu osob a jejich zavazadel. Osobní výtahy jsou obvykle používány ve vícepatrových budovách k dopravě mezi patry budovy. Mohou také sloužit k dopravě do podzemních staveb nebo na veřejném prostranství, v podobné funkci jako lanovka.

### **2.4.2 Nákladní výtah**

Tento výtah je určen pro přepravu zboží (někdy i s osobami, které zboží doprovázejí) ale i jiných předmětů. Nákladní výtahy bývají větší než osobní a jsou konstruovány pro těžší náklady. Jsou opatřeny podlahou i stěnami odolnými proti poškození během nakládky a vykládky. Používají se i malé nákladní výtahy určené např. pro dopravu popelnic z kotelen, dopravu jídla v restauracích apod.

### **2.4.3 Stavební výtah**

Je to dočasný výtah používaný na stavbách. Stavební výtahy mají robustnější konstrukci odpovídající užitému zatížení a způsobu provozu. Jsou odolnější pro venkovní podmínky. Mají jiný způsob jištění a jiný pohon (motor, spojka, převodovka, brzda apod.).

Stavebních výtahů je několik druhů. Pro stavbu rodinného domu se používá ještě jednodušší pohon a způsob, tzv. kočka, kde motor s navijákem je nad „šachtou“ zdvihací plošiny a přímo navíjí lano, přitahující nebo spouštějící plošinu. Nejjednodušší stavební výtahy samozřejmě nemají patrové pákové spínače, pokud jde o pouhá dvě patra (dolní a horní), může se využívat zrovna koncových spínačů, které při dojezdu plošiny vypnou daný směrový stykač, případně se chod motoru ovládá zodpovědně ručně. Mezi tyto výtahy patří i šikmý střešní lanový výtah použitý v této práci.

## 3 Průzkum potenciálních řešení

### 3.1 Šikmý střešní lanový výtah

Šikmé střešní lanové výtahy [2] (*Obr. 3.1*) jsou stavební výtahy určené výhradně pro přepravu nákladu při stavebních pracích podle požadavků uživatele a zřizují se na přechodnou dobu. Přeprava osob je na nich zakázána. Rozlišuje se několik typů základního provedení. Hlavní rozdíly mezi jednotlivými typy těchto výtahů spočívají v nosnosti, výkonu motoru, rychlosti a délce zdvihu. Materiály, které je možné těmito výtahy přepravovat, jsou velice různorodé. Mohou to být cihly, tkaniny, izolace, střešní tašky nebo například fotovoltaické panely. Hlavními uživateli těchto výtahů jsou řemeslníci a firmy zabývající se realizacemi střech, ale vzhledem k možnosti jeho obměn je možné tento výtah použít v podstatě na jakoukoliv stavební činnost.



*Obr. 3.1 Šikmý střešní lanový výtah*

Stavebnicový systém těchto výtahů umožňuje rychlou montáž bez nářadí. Největší díl je dlouhý 2 metry, snadno se s ním manipuluje a je možné ho přepravovat v osobním automobilu nebo na přívěsu. Montáž základní žebříkové dráhy probíhá na zemi. Poté je dráha vztyčena a následně je na základní žebřík přichycena základní motorová jednotka. K obsluze slouží jednoduchý ovladač. Na práci s ním nemusíte být nijak proškolení nebo zaučováni díky funkcím pojezdu pouze nahoru a dolů a tlačítka stop.

Využití šikmých lanových výtahů se osvědčilo jako řešení pro jednoduchou přepravu materiálů ve složitých podmínkách, na méně dostupných a úzkých místech staveb, stejně jako u staveb ve standardních podmínkách. Mezi řemeslníky jsou známé šikmé lanové výtahy hlavně jako strojní zařízení určené především pro pokrývače, ale používají je také obkladači, podlaháři, zedníci i další řemeslníci.

### 3.1.1 Parametry výtahu z průzkumu trhu

Jedná se o šikmý výtah GEDA Comfort Lift 250 (*Obr. 3.2*).



*Obr. 3.2 Výtah GEDA Comfort Lift 250*

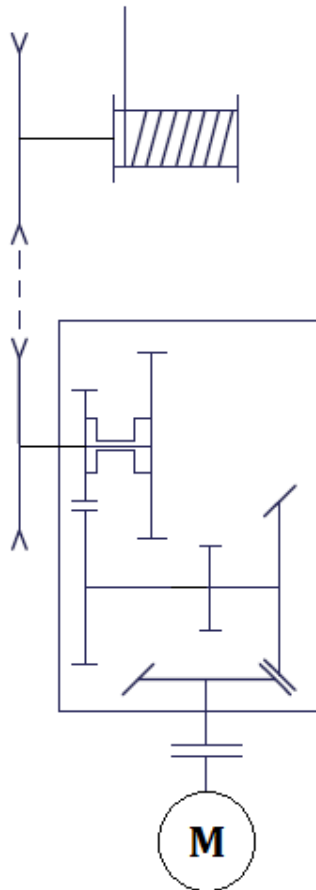
Cena výtahu GEDA se pohybuje okolo 100 000,- Kč. Výtah je prodáván s následujícími technickými parametry (Tab. 3.1). Tento typ výtahu je uveden jako jediné nejbližší možné potenciální řešení z průzkumu trhu v souvislosti se zadáním a požadavky této bakalářské práce. Jak je v abstraktu této práce zmiňováno, navrhovaný výtah se svými parametry bude od tohoto výtahu lišit. Bude mít větší nosnost, rychlost zdvihu a délku zdvihu. Pro svoji konstrukci bude více vážit a zapotřebí bude silnějšího elektromotoru. Dá se tedy očekávat, že bude dražší.

Tab. 3.1 Parametry výtahu GEDA FIXLIFT 250

Označení	GEDA FIXLIFT 250
Váha	88 kg
Nosnost	250 kg
Rychlost zdvihu	$19\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$
Pohon	0,6 kW / 230 V
Délka žebříku	20 m

## 4 Vlastní konstrukce výtahu a výpočtová zpráva

### 4.1 Schematická skica pohonu



Obr. 4.1 Schéma pohonu

### 4.2 Parametry pohonu

Pro pohon výtahu jsou zvoleny tyto parametry (Tab. 4.1).

Tab. 4.1 Parametry pohonu výtahu

Maximální délka zdvihu	$h_{max} = 36 \text{ m}$
Rychlost zdvihu	$v = 30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
Rychlost zdvihu redukovanou rychlostí	$v_{red} = 20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
Čas zrychlení a zpomalení	$t_a = 0,5 \text{ s}$
Čas zrychlení redukovanou rychlostí	$t_{a\ red} = 1 \text{ s}$
Nosnost výtahu	$m = 500 \text{ kg}$



## 4.2.1 Čas zdvihu

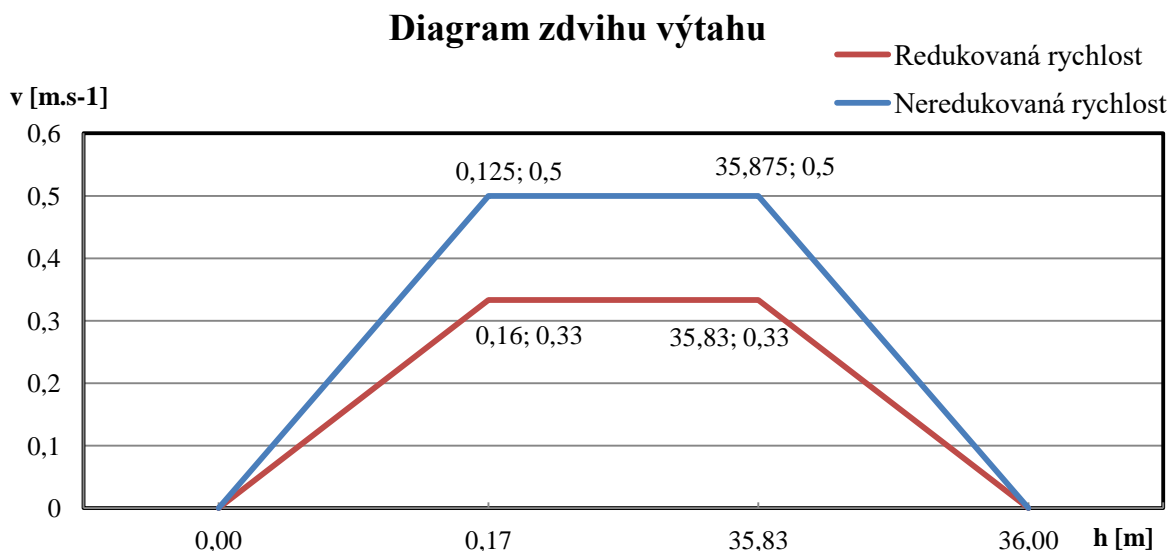
Čas zdvihu neredukovanou rychlostí

$$t = \frac{h_{max}}{v} = \frac{36}{0,5} = 72 \text{ s.} \quad (4.1)$$

Čas zdvihu redukovanou rychlostí

$$t_{red} = \frac{h_{max}}{v_{red}} = \frac{36}{0,33} = 108 \text{ s.} \quad (4.2)$$

Při předpokladu průměrné doby naložení s vyložním 10 minut při neredukované rychlosti, výtah vykoná 38 jízd za osmi hodinovou směnu. Za stejných podmínek, ale při redukované rychlosti to bude 35 jízd za pracovní směnu. Jednoduše se dá poté spočítat, že při redukované rychlosti výtah vykoná zhruba o 8% méně práce než při jízdě neredukovanou rychlostí. Závislost mezi redukovanou a neredukovanou rychlostí výtahu a zdvihu výtahu vyjadřuje *Graf 4.1*.



*Graf 4.1 Diagram zdvihu výtahu*

## 4.2.2 Velikost zrychlení a zpomalení

Zrychlení a zpomalení neredukovanou rychlostí

$$a = \frac{v}{t_a} = \frac{0,5}{0,5} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}. \quad (4.3)$$

Zrychlení a zpomalení redukovanou rychlostí

$$a_{red} = \frac{v_{red}}{t_{a red}} = \frac{0,33}{1} = 0,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}. \quad (4.4)$$

### 4.3 Elektromotor

Elektromotor je elektrický stroj, který slouží k přeměně elektrické energie na mechanickou práci. Nejvýhodnějším motorem pro pohon zdvihacího zařízení je třífázový asynchronní elektromotor s rotorem na krátko. Takový motor dosahuje vysokých záběrových momentů potřebných pro rozjezd zdvihacího zařízení. Je vhodný také pro reverzní chod, kterého se dosáhne přepólováním motoru. Při dostatečném výkonu mohou motory ve zdvihacích systémech částečně nahradit převodová ústrojí.

Pro zvolení potřebného výkonu elektromotoru se využije následující rovnice (4.5). Sklon výtahu je zvolen ze zkušeností a celková účinnost se spočítá jako součin všech účinností.

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta_c} = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos\alpha_v \cdot v}{\eta_c} = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot \cos 20 \cdot 0,5}{0,89} \cong 2833W. \quad (4.5)$$

Pro tuto práci je vybrán třífázový dvupólový asynchronní motor s rotorem nakrátko řady 1LE1/1PC1 standardní účinnosti IE1 od firmy SIEMENS (Tab. 4.2). Tyto motory řady 1LE1 s hliníkovou kostrou jsou vhodné pro široký rozsah standardních pohonů v průmyslovém prostředí. Díky své obzvláště nízké hmotnosti jsou předurčeny pro pohony čerpadel, ventilátorů a kompresorů, ale jsou rovněž velmi vhodné i pro dopravníkové systémy a pro zdvihací zařízení.

Tab. 4.2 Štítkové údaje elektromotoru

Označení	SIEMENS 1LE1002-1AA42-2AA4
Výkon	3 kW
Jmenovité otáčky	2890 min <sup>-1</sup>
Jmenovitá frekvence	50 Hz
Jmenovité napětí	400 V
Jmenovitý proud	10,6 A
Max. krouticí moment	10 N · m
Moment setrvačnosti	0,0034 kg · m <sup>2</sup>

#### 4.3.1 Celková hmotnost

Celková hmotnost je získána sečtením maximální povolené nosnosti výtahu a hmotnosti klece (plošiny).

$$m_k = 50kg, \quad (4.6)$$

$$m_c = m + m_k = 500 + 50 = 550kg. \quad (4.7)$$

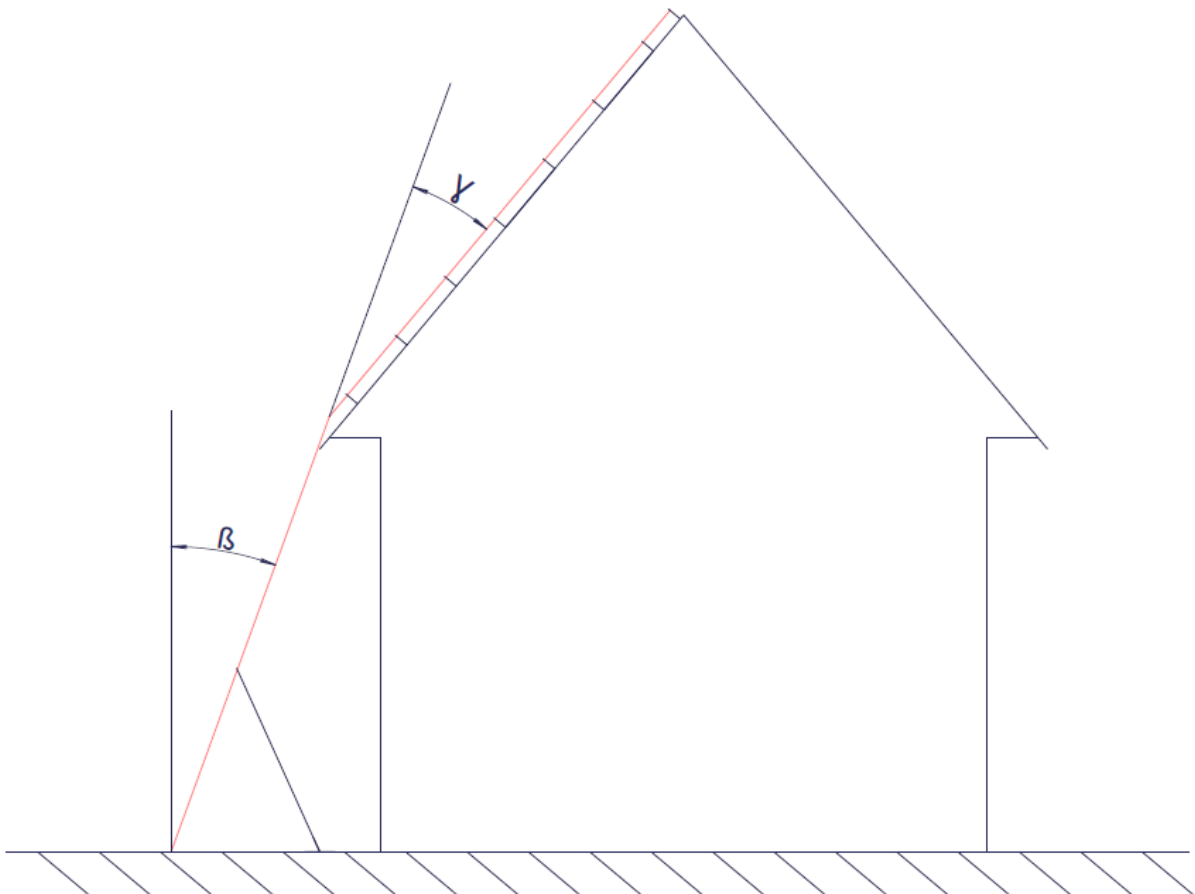
### 4.3.2 Sklon výtahu

Tímto úhlem se rozumí maximální možný sklon neboli stoupání, ve kterém se může výtah pohybovat po dráze nahoru a dolů. Prvním stoupáním respektive jízdou pod úhlem  $\beta$  je dráha ze země k okapu. Tento úhel se volí dle rovnice (4.8).

U okapu se žebřík opře a poté se rozloží po střeše až k vrcholu střechy nebo tam, kam je potřeba se dostat, což je druhé stoupání. Toto stoupání tvoří úhel  $\gamma$ , volí se také dle rovnice (4.9). Pro sklon, respektive úhel výtahu  $\alpha_v$  (Obr. 4.2), byl z těchto dvou sklonů zvolen nejmenší možný, jakožto cosinus složky tíhového zrychlení

$$\beta = \gamma = 20^\circ - 30^\circ, \quad (4.8)$$

$$\alpha_v = 20^\circ. \quad (4.9)$$



Obr. 4.2 Úhel střechy

### 4.3.3 Celková účinnost

Účinnost je fyzikální veličina, která udává poměr mezi energií získanou (užitečnou), což může být například strojem vykonaná práce a energií dodanou. Pokud se posuzuje zařízení (systém), který nedokáže energii akumulovat, může se účinnost brát jako poměr mezi výkonem a příkonem. Energie dodaná stroji je vždy větší než práce strojem vykonaná (v opačném případě bychom mluvili o tzv. perpetuum mobile), proto je účinnost vždy menší než 100 %.

Do celkové účinnosti se zařazují všechny možné složky mechanismů a mechanických zařízení z tohoto pohonu. Tyto hodnoty jsou díky praxi dávno známy a dají se najít v odborné literatuře nebo se dopočítají pomocí empirických vztahů pro danou oblast. V *Tab. 4.3* je zvoleno několik účinností přímo, ty zbylé jsou následně dopočítány.

*Tab. 4.3 Účinnosti*

<b>Účinnost kuželového soukolí</b>	$\eta_k = 98\%$
<b>Účinnost čelního soukolí</b>	$\eta_\varepsilon = 98\%$
<b>Účinnost řemenového převodu</b>	$\eta_{\bar{r}} = 97\%$
<b>Účinnost kladky</b>	$\eta_{kl} = 98\%$
<b>Ztráty ve vedení</b>	$\eta_v = 98\%$

#### 4.3.3.1 Účinnost kladky

Kladka je volně otočné kolo uložené na hřídeli. Po obvodě tohoto kola je vytvořena drážka pro vedení provazu, lana nebo řetězu. Je základním principem fungování těchto výtahů, to znamená, že pracovní výška (délka žebříku) je ovlivněna délkou lana, které vede přímočarý pohyb nahoru a dolů. Při použití zmiňované kladky se na konci žebříku lano púlí přes kladku a vrací se zpět k základně. Z toho vyplývá, že se kladka umísťuje na vrchol žebříku a je zde označována jako hlavový díl.

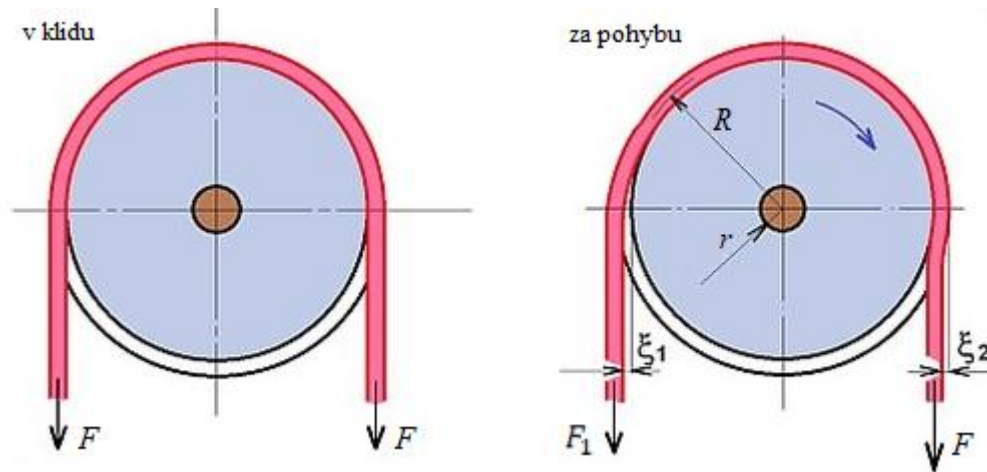
Síla přenášená kladkou se snižuje o pasivní odpory, což jsou čepové tření v ložisku kladky a lanový odpor způsobený deformací a poddajností lana.

#### Čepové tření

Z momentové rovnováhy na kladce (*Obr. 4.3*) vznikne následující rovnice

$$M_o = (F + F_1) \cdot r \cdot f_\varepsilon = (F - F_1) \cdot R. \quad (4.10)$$

Poloměr čepu  $r = 20\text{mm}$ , poloměr kladky  $R = 180\text{mm}$  a součinitel čepového tření se volí mezi hodnotami 0,05 - 0,2.



Obr. 4.3 Momentová rovnováha kladky a lanový odpor [3]

Z momentové rovnováhy vychází, že hodnota síly je snížena právě o ztráty vlivem čepového tření

$$F = F_1 \cdot \frac{R - f_{\xi} \cdot r}{R + f_{\xi} \cdot r} = 5500 \cdot \frac{0,18 - 0,05 \cdot 0,02}{0,18 + 0,05 \cdot 0,02} = 5439N. \quad (4.11)$$

Účinnost čepu kladky tedy bude rovna

$$\eta_{\xi k} = \frac{R - f_{\xi} \cdot r}{R + f_{\xi} \cdot r} = \frac{0,18 - 0,05 \cdot 0,02}{0,18 + 0,05 \cdot 0,02} = 0,99. \quad (4.12)$$

### Lanový odpor

Navíjené a odvíjené lano na kladce není ideálně poddajné, a tak dochází k tomu, že při navíjení se lano oddaluje od povrchu kladky o míru  $\xi_1$  a při odvíjení naopak ulpívá na povrchu kladky, čímž se dostává blíže ose kladky o míru  $\xi_2$  (Obr. 4.3).

Poté platí následující rovnováha

$$F_1 \cdot (R + \xi_1) = F \cdot (R - \xi_2). \quad (4.13)$$

Jelikož je lanový odpor dán rozměry  $\xi_1$  a  $\xi_2$ , jejichž hodnoty je v reálných podmínkách velmi obtížné určit, neboť jsou závislé jednak na konstrukci, ale také na rychlosti a zatížení lana, používají se v praxi empirické hodnoty.

Lanová účinnost kladky je tedy

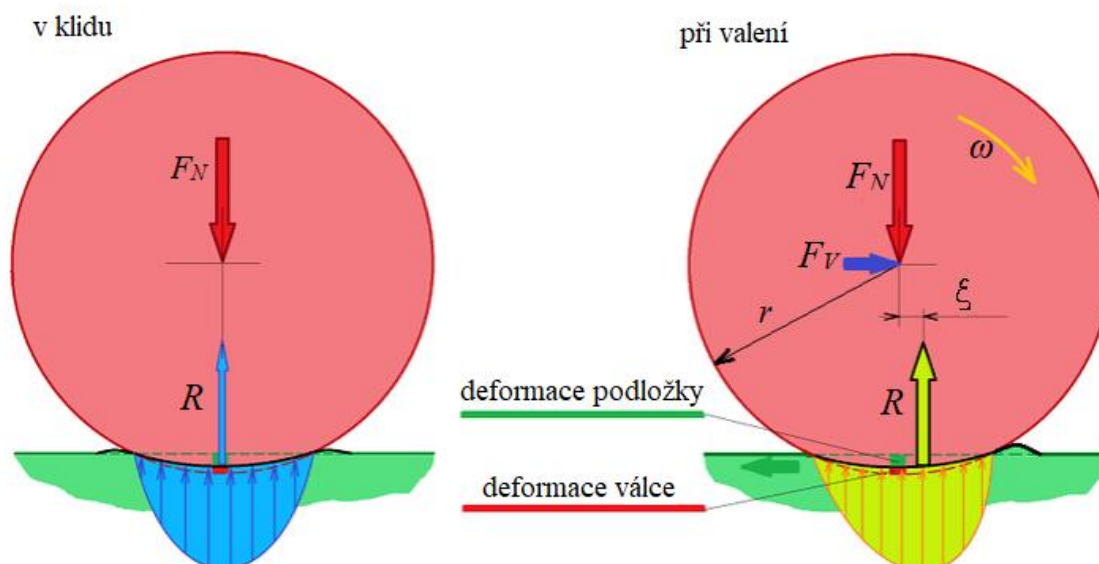
$$\eta_L = \frac{R - \xi_2}{R + \xi_1} \cong 0,99. \quad (4.14)$$

### Celková účinnost kladky

$$\eta_{kl} = \eta_{\xi k} \cdot \eta_L = 0,99 \cdot 0,99 = 0,98. \quad (4.15)$$

### 4.3.3.2 Ztráty vedením

Na ztráty ve vedení má největší vliv valivý odpor, respektive valivé tření [3] (Obr. 4.4). Je to odpor, který působí na těleso kruhového průřezu při jeho valivém pohybu po podložce. V místě kontaktu válcového tělesa s podložkou dochází vlivem jejich deformace kolmou silou k vytvoření stykové plošky. Na této plošce je průběh kontaktního Hertzova tlaku parabolický. V klidu je tento průběh symetrický a výsledná reakce působí proti zatěžující síle. Pokud se na těleso působí vodorovnou silou (nebo silou vyvozenou krouticím momentem), těleso se začne navalovat na přední část kontaktní plošky a zadní část se začne odlehčovat. Následkem hystereze je odlehčování pomalejší než stlačování. To se projeví deformací průběhu kontaktního tlaku, jehož výslednice se posune směrem dopředu o takzvané rameno valivého odporu, které se označuje  $\xi$ . Velikost tohoto ramene je dána vlastnostmi materiálu, jako jsou: **vnitřní tření** (způsobuje hysterezi, která v podstatě valivý odpor zapříčiňuje), **tuhost** (čím větší modul pružnosti tím menší rameno odporu) a **struktura povrchu** ve smyslu drsnosti a jejího charakteru (čím menší drsnost ve směru valení, tím menší rameno valivého odporu).



Obr. 4.4 Valivý odpor

Takovýto valivý odpor se vyskytuje na pojezdu zdvihadla, který je připevněn na čtyři otočná kolečka o poloměru  $r = 25\text{mm}$ . Celá klec poté popojíždí po vedení ze slitiny hliníku.

Velikost Valivého odporu  $F_v$  tělesa o poloměru  $r$  se opět vypočte ze silové rovnováhy momentů

$$M = F_v \cdot r = F_N \cdot \xi, \quad (4.16)$$

$$F_v = F_N \cdot \frac{\xi}{r}, \quad (4.17)$$

$$F_N = m_c \cdot g \cdot \sin \alpha = 550 \cdot 9,81 \cdot \sin 60 = 4673\text{N}. \quad (4.18)$$

Úhel  $\alpha$  je dán jako součet největších možných úhlů  $\beta$  a  $\gamma$  ( $\alpha = 30^\circ + 30^\circ = 60^\circ$ ). Následně je potřeba zvolit hodnotu ramene valivého odporu  $\xi$ . Hodnoty pro materiály hliník (vedení) – tvrdá pryž (kolečko) nejsou v literatuře uváděny. Proto jsou zde jako příklad použity materiály ocel – ocel, což odpovídá velikosti ramene valivého odporu  $\xi = 0,5$  mm. Následně

$$F_v = F_N \cdot \frac{\xi}{r} = 4673 \cdot \frac{0,5}{25} = 93N, \quad (4.19)$$

což činí necelé 2% ztráty. Účinnost vedení je tedy stanovena na 98%.

#### 4.4 Spojka

Pro souosé spojení hřídele elektromotoru a hřídele převodovky slouží hřídelová spojka. Hřídelové spojky mají za úkol spojit dva hřídele a za rotačního pohybu mezi nimi přenášet krouticí moment. Vazba hřídelů vytvořená spojkou může být třecí, tvarová, pružná, elektromagnetická apod. Spojka se též často používá za účelem snížení přenosu dynamických momentů a tlumení momentových rázů.

Do této práce je vybrána torzně bezvůlová spojka ROTEX od firmy KTR (*Obr. 4.5*). Je to třídílná spojka s montážním sesazením v axiálním směru. Spojka je bez torzní vůle s plastovým mezikusem montovaným s předpětím. Spolehlivě pracuje v náročných aplikacích vyžadujících bezvůlový přenos točivého momentu, díky možnosti volby vhodné tvrdosti plastového mezikusu a tím optimálního tlumení vibrací. Jednoduchý způsob montáže umožňuje optimalizaci výrobních časů.



*Obr. 4.5 Torzně bezvůlová spojka [4]*

## 4.5 Převodovka

Je strojní zařízení umožňující převod mezi hnacím a hnaným strojem. Je to technické zařízení, které mění rotační pohyb na rotační pohyb (ne nutně) s obecně jinou úhlovou rychlostí a točivým momentem. Dá se říci, že se převodovka skládá z několika částí, které jsou potřeba pro změnu mezi vstupními a výstupními otáčkami.

Mezi tyto části patří hřídel, což je podlouhlá rotační součást strojů, která přenáší krouticí moment. Obvykle jsou na něm připevněny další součásti (ozubená kola, řemenice, ložiska apod.), které se spolu s hřídelí otáčejí kolem její osy. Sama je ke stroji upevněna pomocí jednoho nebo několika ložisek, což je součást, která umožňuje snížení tření při vzájemném otáčivém nebo posuvném pohybu strojních dílů. Zároveň zabraňuje zkřutu hřídelů v důsledku působení velkých sil, respektive krouticích momentů.

Další velmi důležitou částí jsou ozubená kola. Ozubené kolo je základní konstrukční součástí převodovek, převádí se jím točivý pohyb a přenáší mechanická energie z jednoho hřídele na druhý. Je to disk, který má po obvodu tvarově definované ozubení, které zapadá do jiného ozubeného kola s odpovídajícím ozubením. Tato zabírající kola nazýváme ozubeným soukolím.

V této převodovce hraje svou roli řemenový převod. Ten umožňuje přenos a transformaci výkonu mezi dvěma hřídeli prostřednictvím poddajného pásu, řemene, který obepíná hnací a hnanou řemenici. Podle vazby řemene a řemenice rozlišujeme převody s třecí nebo tvarovou vazbou, tzn., že se používá plochého nebo klínového řemene. Výhody řemenového převodu spočívají v nízkých výrobních a provozních nákladech. Mají klidný a tichý chod, výkon lze přenášet mezi vzdálenějšími hřídeli a tlumí momentové rázy v důsledku pružnosti řemene. Řemen byl zvolen z důvodu bezpečnosti, u pohonu plní funkci pojistného členu, kde při náhodné poruše proklouzne.

Všechny tyto součásti jsou propojeny s hřídelí pevným spojením tak, aby tvořily jeden celek. V této práci se bude jednat o spojení pomocí pera a spojení pomocí drážkování. Spojení pomocí pera umožňuje přenášet pouze krouticí moment, zachycení případného axiálního zatížení je třeba provést jinak. Pero je obvykle hranolovitá součást obdélníkového průřezu. Vsazuje se do drážek v hřídeli a v náboji připojované součásti, kterou může být opět ozubené kolo, řemenice, páka, vačka apod. Tvar a rozměry spojovacích per jsou normalizovány. Drážkové spoje jsou snadno rozebíratelné a spojují příkladně hřídel a náboj ozubeného kola, řemenice, páky, apod. Podstata spoje spočívá ve tvarové vazbě vnějšího drážkování hřídele a vnitřního drážkování náboje. Toto spojení umožňuje přenášet výhradně krouticí moment.

Všechny tyto hlavní součásti převodovky vložíme do obalu neboli převodové skříně, která bude tvořit jeden samostatný celek tohoto pohonu. Převodová skříň byla navržena jako odlitek dvou dílů.



Tyto odlitky jsou posléze obrobena na požadovaných místech. Způsob odlévání byl zvolen z důvodu teoreticky následné sériové až hromadné výroby. Výhodou této technologie je větší kvalita a přesnost výroby než například u skříní svařovaných. Je vybrána dělicí rovina kolmá na osu hřídele z důvodu větší únosnosti a přenašení sil mezi ložisky. Skřín se díky tomu bude méně „kroutit“ při namáhání. Spojení obou částí je provedeno šrouby ČSN EN ISO 4762 – M5 x 12. K připevnění na rám je užito šroubů ČSN EN ISO 4017 – M12 x 40. Skřín je opatřena olejoznakem a vypouštěcí zátkou.

#### 4.5.1 Převodové poměry

Převodový poměr je zjednodušeně řečeno poměr úhlových rychlostí nebo krátce převod a označuje se  $i$ . Jestliže  $i > 1$  jedná se o převod do „pomala“ (protože vstupní otáčky jsou větší než výstupní), je-li  $i < 1$  mluvíme o převodu do „rychla“.

Ideální převodový poměr se tedy vypočte jako poměr otáček na vstupu a na výstupu. Vstupní otáčky jsou jmenovité otáčky elektromotoru  $n_{el} = 2890 \text{ min}^{-1}$ . Pro stanovení výstupních otáček, které jsou ideálními otáčkami lanového bubnu, je potřeba znát průměr bubnu  $D$ .

Je zvolen průměr  $D = 100 \text{ mm}$ .

##### Ideální otáčky lanového bubnu

$$n_{4i} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,1} = 95,5 \text{ min}^{-1}. \quad (4.20)$$

##### Ideální otáčky lanového bubnu při redukované rychlosti

$$n_{4i \text{ red}} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,1} = 63,7 \text{ min}^{-1}. \quad (4.21)$$

##### Ideální převodový poměr

$$i_i = \frac{n_{el}}{n_{4i}} = \frac{2890}{95,5} = 30,26. \quad (4.22)$$

##### Ideální převodový poměr při redukované rychlosti

$$i_{i \text{ red}} = \frac{n_{el}}{n_{4i \text{ red}}} = \frac{2890}{63,7} = 45,39. \quad (4.23)$$

##### Zvolené převodové poměry

Pro kuželové soukolí  $i_k = 2,2$ , pro čelní soukolí  $i_c = 4$ , pro řemenový převod  $i_f = 3,5$ .

##### Zvolené převodové poměry pro redukcii otáček

Pro redukované čelní soukolí  $i_{c \text{ red}} = 6$ .

Kontrola se provede tak, že celkový převodový poměr je brán jako součin všech převodových poměrů

$$i_{ci} = i_k \cdot i_c \cdot i_f = 2,2 \cdot 4 \cdot 3,5 = 30,8, \quad (4.24)$$

$$i_{ci} = i_k \cdot i_{c \text{ red}} \cdot i_f = 2,2 \cdot 6 \cdot 3,5 = 46,2. \quad (4.25)$$

### Skutečná rychlost zdvihu

$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{el}}{60 \cdot i_k \cdot i_{\check{c}} \cdot i_{\check{r}}} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 2890}{60 \cdot 2,2 \cdot 4 \cdot 3,5} = 0,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (4.26)$$

### Odchyłka od ideální rychlosti

$$\frac{v - v_{sk}}{v} \cdot 100 = \frac{0,5 - 0,49}{0,5} \cdot 100 = 1,74\%. \quad (4.27)$$

### Skutečná redukovaná rychlost zdvihu

$$v_{sk \text{ red}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{el}}{60 \cdot i_k \cdot i_{\check{c} \text{ red}} \cdot i_{\check{r}}} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 2890}{60 \cdot 2,2 \cdot 6 \cdot 3,5} = 0,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (4.28)$$

### Odchyłka od ideální redukované rychlosti

$$\frac{v - v_{sk}}{v} \cdot 100 = \frac{0,333 - 0,327}{0,333} \cdot 100 = 1,74\%. \quad (4.29)$$

## 4.5.2 Otáčky

### Otáčky vstupního hřídele

$$n_1 = n_{el} = 2890 \text{ min}^{-1}. \quad (4.30)$$

### Otáčky druhého hřídele

$$n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{2890}{2,2} = 1313,6 \text{ min}^{-1}. \quad (4.31)$$

### Otáčky třetího hřídele

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\check{c}}} = \frac{1313,6}{4} = 328,4 \text{ min}^{-1}. \quad (4.32)$$

### Redukované otáčky třetího hřídele

$$n_{3 \text{ red}} = \frac{n_2}{i_{\check{c} \text{ red}}} = \frac{1313,6}{6} = 218,9 \text{ min}^{-1}. \quad (4.33)$$

### Výstupní otáčky

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\check{r}}} = \frac{328,4}{3,5} = 93,8 \text{ min}^{-1}. \quad (4.34)$$

### Výstupní otáčky při redukci

$$n_{4 \text{ red}} = \frac{n_{3 \text{ red}}}{i_{\check{r}}} = \frac{218,9}{3,5} = 62,6 \text{ min}^{-1}. \quad (4.35)$$

## 4.5.3 Krouticí momenty

Neboli také točivé momenty vyjadřují působení síly na bod vzdálený od osy otáčení (hřídele). Krouticí moment je vektor, který je dán vektorovým součinem síly a ramene. Obvykle se udává v jednotkách  $[N \cdot m]$ , točivý moment  $1 \text{ Nm}$  znamená, že hřídel působí na bod vzdálený jeden metr od osy silou 1 Newton.

Krouticí moment je potřeba vyšetřit pro všechny předpokládané fáze provozu zdvihacího zařízení. Z provozu zařízení je patrné, že mohou nastat čtyři hlavní fáze pohybu, a to: nahoru, nahoru re-

dukovaný, dolů a dolů redukovaný pohyb. Každá z těchto fází pohybu výtahu ale zároveň rozděluje jeho pohyb na tři další fáze, což jsou: rozjezd, chod a brzdění. Pro kompletní pohyb výtah tedy dosahuje dvanácti možných fází. Zde je kalkulováno s tím, že výtah bude při pohybu nahoru jezdit nejvíce zatížený a při jeho pohybu dolů ponese lehčí břemena. To znamená, že je uvažováno pouze šest možností chodu nahoru (Tab. 4.4), mezi nimiž bude i maximální hodnota krouticího momentu.

Tab. 4.4 Fáze pohybu výtahu

Pohyb nahoru	Redukovaný pohyb nahoru
rozjezd	rozjezd
chod	chod
brzdění	brzdění

#### 4.5.3.1 Pohyb nahoru

Jak bylo právě řečeno, výpočty se musí týkat všech fází pohybu výtahu. Tyto fáze pohybu výtahu se musí vyskytnout také na všech hřídelích, ty budou označeny příslušným číselným indexem. Další indexové značení se týká fáze pohybu výtahu, ve které se výtah bude nacházet, a to jmenovitě:

$r = \text{rozjezd}$ ,  $ch = \text{chod}$ ,  $b = \text{brzdění}$ .

##### Rozjezd výtahu

$$M_{4r} = \frac{D}{2} \cdot \frac{m_c \cdot (a + g)}{\eta_{kl} \cdot \eta_v} = \frac{0,05 \cdot 550 \cdot (1 + 9,81)}{0,98 \cdot 0,98} = 310 \text{ Nm}, \quad (4.36)$$

$$M_{3r} = \frac{M_{4r}}{i_{\tilde{r}} \cdot \eta_{\tilde{r}}} = \frac{309,5}{3,5 \cdot 0,97} = 91 \text{ Nm}, \quad (4.37)$$

$$M_{2r} = \frac{M_{3r}}{i_{\tilde{c}} \cdot \eta_{\tilde{c}}} = \frac{91,2}{4 \cdot 0,98} = 23 \text{ Nm}, \quad (4.38)$$

$$M_{1r} = \frac{M_{2r}}{i_k \cdot \eta_k} = \frac{309,5}{2,2 \cdot 0,98} = 11 \text{ Nm}. \quad (4.39)$$

##### Chod výtahu

$$M_{4ch} = \frac{D}{2} \cdot \frac{m_c \cdot g}{\eta_{kl} \cdot \eta_v} = \frac{0,05 \cdot 550 \cdot 9,81}{0,98 \cdot 0,98} = 281 \text{ Nm}, \quad (4.40)$$

$$M_{3ch} = \frac{M_{4ch}}{i_{\tilde{r}} \cdot \eta_{\tilde{r}}} = \frac{280,9}{3,5 \cdot 0,97} = 83 \text{ Nm}, \quad (4.41)$$

$$M_{2ch} = \frac{M_{3ch}}{i_{\tilde{c}} \cdot \eta_{\tilde{c}}} = \frac{82,7}{4 \cdot 0,98} = 21 \text{ Nm}, \quad (4.42)$$

$$M_{1ch} = \frac{M_{2ch}}{i_k \cdot \eta_k} = \frac{21,1}{2,2 \cdot 0,98} = 10 \text{ Nm}. \quad (4.43)$$

### Brzdění výtahu

$$M_{4b} = \frac{D}{2} \cdot \frac{m_c \cdot (g - a)}{\eta_{kl} \cdot \eta_v} = \frac{0,05 \cdot 550 \cdot (9,81 - 1)}{0,98 \cdot 0,98} = 252 \text{ Nm}, \quad (4.44)$$

$$M_{3b} = \frac{M_{4b}}{i_{\dot{r}} \cdot \eta_{\dot{r}}} = \frac{252,3}{3,5 \cdot 0,97} = 74 \text{ Nm}, \quad (4.45)$$

$$M_{2b} = \frac{M_{3b}}{i_{\dot{c}} \cdot \eta_{\dot{c}}} = \frac{74,3}{4 \cdot 0,98} = 19 \text{ Nm}, \quad (4.46)$$

$$M_{1b} = \frac{M_{2b}}{i_k \cdot \eta_k} = \frac{19}{2,2 \cdot 0,98} = 9 \text{ Nm}. \quad (4.47)$$

### 4.5.3.2 Pohyb nahoru - redukce

Tato část je stejná jako část předchozí (4.5.3.1). Jedinou změnou je hodnota zrychlení, která bude  $a = 0,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Pro zjednodušení jsou výsledky přehledně v tabulce.

Tab. 4.5 Krouticí momenty na hřídelích při redukovaném pohybu výtahu nahoru

	Rozjezd výtahu	Chod výtahu	Brzdění výtahu
Hřídel výstupní	$M_{4rred} = 290 \text{ Nm}$	$M_{4chred} = 281 \text{ Nm}$	$M_{4bred} = 271 \text{ Nm}$
Hřídel třetí	$M_{3rred} = 86 \text{ Nm}$	$M_{3chred} = 83 \text{ Nm}$	$M_{3bred} = 80 \text{ Nm}$
Hřídel druhá	$M_{2rred} = 15 \text{ Nm}$	$M_{2chred} = 14 \text{ Nm}$	$M_{2bred} = 14 \text{ Nm}$
Hřídel vstupní	$M_{1rred} = 7 \text{ Nm}$	$M_{1chred} = 7 \text{ Nm}$	$M_{1bred} = 6 \text{ Nm}$

### 4.5.4 Návrh kuželového soukolí se šikmými zuby

Toto soukolí je navrhováno z oceli 14220 (Tab. 4.6), která je vhodná pro ozubená kola. Je zvolen počet zubů pastorku  $z_1 = 25$  a úhel sklonu zubů  $\beta_m = 30^\circ$ .

Tab. 4.6 Materiálové hodnoty

Označení	14220
$V_{HV}[\text{HV}]$	650 ÷ 720
$\sigma_{Hlim} [\text{MPa}]$	1270
$\sigma_{Flimb} [\text{MPa}]$	700
$R_e [\text{MPa}]$	588

#### 4.5.4.1 Geometrie kuželového soukolí

##### Počet zubů spolu zabírajícího kola

$$z_2 = z_1 \cdot i_k = 25 \cdot 3 = 75 \text{ zubů}. \quad (4.48)$$

### Úhly roztečných kuželů

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2, \quad (4.49)$$

$$\delta_1 = \tan^{-1} \frac{z_1}{z_2} = \tan^{-1} \frac{25}{75} = 18,435^\circ, \quad (4.50)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 39,806^\circ = 71,565^\circ. \quad (4.51)$$

### Teoretický minimální počet zubů

$$z_{t \min} = 17 \cdot \cos \delta_1 \cdot (\cos \beta_m)^3 = 17 \cdot \cos 18,435^\circ \cdot (\cos 30^\circ)^3 = 10,5 \cong 11 \text{ zubů}. \quad (4.52)$$

### Praktický minimální počet zubů

$$z_{p \min} = 14 \cdot \cos \delta_1 \cdot (\cos \beta_m)^3 = 14 \cdot \cos 18,435^\circ \cdot (\cos 30^\circ)^3 = 8,6 \cong 9 \text{ zubů}. \quad (4.53)$$

### Střední normálový modul kuželového soukolí

$$m_{nm} = \frac{95 \cdot \cos \beta_m}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{1r} \cdot \cos \beta_m^2}{\psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{i_k + 1}{i_k}} = \frac{95 \cdot \cos 30^\circ}{25} \cdot \sqrt[3]{\frac{11 \cdot \cos 30^{\circ 2}}{0,26 \cdot 1270^2} \cdot \frac{3 + 1}{3}} \quad (4.54)$$
$$= 0,974 \text{ mm},$$

kde  $\psi_d = 0,26$  je volená poměrná šířka ozubeného kuželového soukolí.

Je zvolen modul:  $m_{nm} = 1,75 \text{ mm}$ .

### Střední čelní modul kuželového soukolí

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{1,75}{\cos 30^\circ} = 2,021 \text{ mm}, \quad (4.55)$$

### Poměrná šířka ozubení ke střednímu modulu

$$\psi_L = \frac{2 \cdot \psi_d}{\sqrt{1 + i_k^2 + \psi_d}} = \frac{2 \cdot 0,26}{\sqrt{1 + 3^2 + 0,26}} = 0,152, \quad (4.56)$$

$$\psi_m = \frac{z_1 \cdot \psi_L \cdot \sqrt{1 + i_k^2}}{2 - \psi_L} = \frac{25 \cdot 0,152 \cdot \sqrt{1 + 3^2}}{2 - 0,152} = 6,5. \quad (4.57)$$

### Šířka ozubení

$$b_{\min} = \psi_m \cdot m_{nm} = 6,5 \cdot 1,75 = 11,375 \text{ mm}, \quad (4.58)$$

šířka ozubení je:  $b = 21,2 \text{ mm}$ .

### úhly

$$\alpha_n = 20^\circ, \quad (4.59)$$

$$\alpha_{nm} = \tan^{-1}(\tan \alpha_t \cdot \cos \beta_m) = \tan^{-1}(\tan 20^\circ \cdot \cos 30^\circ) = 17,495^\circ, \quad (4.60)$$

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_m} = \tan^{-1} \frac{\tan 17,495^\circ}{\cos 30^\circ} = 20^\circ. \quad (4.61)$$

### Průměry vnějších roztečných kružnic

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 1,75 \cdot 25 = 43,750mm, \quad (4.62)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 1,75 \cdot 75 = 131,250mm. \quad (4.63)$$

### Průměry středních roztečných kružnic

$$d_{m1} = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 43,750 - 21,2 \cdot \sin 18,435^\circ = 37,046mm, \quad (4.64)$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b \cdot \sin \delta_2 = 131,250 - 21,2 \cdot \sin 71,565^\circ = 111,138mm. \quad (4.65)$$

### Průměry virtuálních kol

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{37,046}{\cos 18,435^\circ} = 39,050mm, \quad (4.66)$$

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{111,138}{\cos 71,565^\circ} = 351,449mm. \quad (4.67)$$

### Součinitel výšky hlavy zuby

Tento součinitel je zvolen:  $h_a^* = 0,954$ .

### Výška hlavy zubu

$$h_a = h_a^* \cdot m_{nm} = 0,954 \cdot 1,75 = 1,670mm. \quad (4.68)$$

### Průměry hlavových kružnic virtuálních kol

$$d_{va1} = d_{v1} + 2 \cdot h_a = 39,050 + 2 \cdot 1,670 = 42,389mm, \quad (4.69)$$

$$d_{va2} = d_{v2} + 2 \cdot h_a = 351,449 + 2 \cdot 1,670 = 354,788mm. \quad (4.70)$$

### Průměry základních kružnic virtuálních kol

$$d_{vb1} = d_{v1} \cdot \cos \alpha_{nm} = 39,050 \cdot \cos 17,495^\circ = 36,695mm, \quad (4.71)$$

$$d_{vb2} = d_{v2} \cdot \cos \alpha_{nm} = 351,449 \cdot \cos 17,495^\circ = 330,254mm. \quad (4.72)$$

### Osová vzdálenost virtuálních kol

$$a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2} = \frac{39,050 + 351,449}{2} = 195,249mm. \quad (4.73)$$

### Čelní rozteč

$$p_{tm} = \frac{\pi \cdot m_{tm}}{\cos \beta_m} = \frac{\pi \cdot 2,021}{\cos 30^\circ} = 7,330mm. \quad (4.74)$$

### Základní rozteč

$$p_{tmb} = p_{tm} \cdot \cos \alpha_t = 7,330 \cdot \cos 20^\circ = 6,888mm. \quad (4.75)$$

### Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\alpha} &= \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2 \cdot a_v \cdot \sin \alpha_{nm}}{2 \cdot p_{tmb}} = \\ &= \frac{\sqrt{42,389^2 - 36,695^2} + \sqrt{354,788^2 - 330,254^2} - 2 \cdot 195,249 \cdot \sin 17,495^\circ}{2 \cdot 6,888} = \\ &= 2,43,\end{aligned}\tag{4.76}$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta_m}{p_{tm}} = \frac{21,2 \cdot \tan 30^\circ}{7,330} = 1,67,\tag{4.77}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 2,43 + 1,67 = 4,1.\tag{4.78}$$

Je vidět, že součinitel trvání záběru nevychází celočíselný. K dosažení celočíselné hodnoty stačí upravit šířku zubu,  $b = 19,8 \text{ mm}$ . Díky celočíselnému součiniteli nedochází ke střídání počtu spolu zabírajících párů zubů, a to má zásadní význam pro plynulost záběru a minimalizaci dynamických projevů soukolí [7].

#### 4.5.4.2 Silové poměry kuželového soukolí

Silové poměry se musí řešit pro každou fázi provozovýtahu zvlášť z důvodu rozdílných hodnot zrychlení v jednotlivých fázích pohybu výtahu. Stejně jako u krouticího momentu se i zde počítá redukovaný a neredukovaný chod a následně také fáze rozjezdu, chodu a brzdění výtahu. Hodnoty se liší pouze v dosažení rozdílného krouticího momentu pro příslušnou fázi.

#### Obvodové síly při neredukované rychlosti

##### Rozjezd

$$F_{t1r} = \frac{2 \cdot M_{1r}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 11000}{37,046} = 586N,\tag{4.79}$$

$$F_{t2r} = F_{t1r} = 586N.\tag{4.80}$$

Analogickým výpočtem jako u rovnic (4.79) a (4.80) jsou získány rovnice pro chod a brzdění výtahu u obou rychlostí.

##### Chod

$$F_{t1ch} = F_{t2ch} = 532N,\tag{4.81}$$

##### Brzdění

$$F_{t1b} = F_{t2b} = 478N.\tag{4.82}$$

### Obvodové síly při redukované rychlosti

#### Rozjezd

$$F_{t1r\_red} = F_{t2r\_red} = 367N, \quad (4.83)$$

#### Chod

$$F_{t1ch\_red} = F_{t2ch\_red} = 355N. \quad (4.84)$$

#### Brzdění

$$F_{t1b} = F_{t2b} = 343N. \quad (4.85)$$

### Axiální síly při neredukované rychlosti

#### Rozjezd

$$\begin{aligned} F_{a1r} &= \frac{F_{t1r}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) = \\ &= \frac{586}{\cos 30^\circ} \cdot (\tan 17,495^\circ \cdot \sin 18,435^\circ + \sin 30^\circ \cdot \cos 18,435^\circ) = 389N, \end{aligned} \quad (4.86)$$

$$\begin{aligned} F_{a2r} &= \frac{F_{t1r}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \\ &= \frac{586}{\cos 30^\circ} \cdot (\tan 17,495^\circ \cdot \cos 18,435^\circ - \sin 30^\circ \cdot \sin 18,435^\circ) = 95N, \end{aligned} \quad (4.87)$$

Analogickým výpočtem jako (4.86) a (4.87) dostaneme další výsledky axiálních sil.

#### Chod

$$F_{a1ch} = 353N, \quad (4.88)$$

$$F_{a2ch} = 87N. \quad (4.89)$$

#### Brzdění

$$F_{a1b} = 317N, \quad (4.90)$$

$$F_{a2b} = 78N. \quad (4.91)$$

### Axiální síly při redukované rychlosti

#### Rozjezd

$$F_{a1r\_red} = 243N, \quad (4.92)$$

$$F_{a2r\_red} = 60N. \quad (4.93)$$

#### Chod

$$F_{a1ch\_red} = 235N, \quad (4.94)$$

$$F_{a2ch\_red} = 58N. \quad (4.95)$$

#### Brzdění

$$F_{a1b\_red} = 227N, \quad (4.96)$$

$$F_{a2b\_red} = 56N. \quad (4.97)$$



### Radiální síly při neredukované rychlosti

#### Rozjezd

$$F_{r1r} = F_{a2r} = 95N, \quad (4.98)$$

$$F_{r2r} = F_{a1r} = 389N. \quad (4.99)$$

#### Chod

$$F_{r1ch} = F_{a2ch} = 87N, \quad (4.100)$$

$$F_{r2ch} = F_{a1ch} = 353N. \quad (4.101)$$

#### Brzdění

$$F_{r1b} = F_{a2b} = 78N, \quad (4.102)$$

$$F_{r2b} = F_{a1b} = 317N. \quad (4.103)$$

### Radiální síly při redukované rychlosti

#### Rozjezd

$$F_{r1r \text{ red}} = F_{a2r \text{ red}} = 60N, \quad (4.104)$$

$$F_{r2r \text{ red}} = F_{a1r \text{ red}} = 243N. \quad (4.105)$$

#### Chod

$$F_{r1ch \text{ red}} = F_{a2ch \text{ red}} = 58N, \quad (4.106)$$

$$F_{r2ch \text{ red}} = F_{a1ch \text{ red}} = 235N. \quad (4.107)$$

#### Brzdění

$$F_{r1b \text{ red}} = F_{a2b \text{ red}} = 56N, \quad (4.108)$$

$$F_{r2b \text{ red}} = F_{a1b \text{ red}} = 227N. \quad (4.109)$$

#### 4.5.4.3 Pevnostní kontrola kuželového soukolí

Pevnostní kontrola ozubení by měla být provedena pro každé kolo zvlášť, lze však předpokládat, že při použití shodného materiálu a technologie výroby pro obě kola, bude výsledek pevnostní kontroly téměř shodný. Rozdíly mohou nastat například ve výpočtu střední měrné tuhosti zubu. Obecně v těchto podmínkách pro pastorek vyjde hodnota součinitele bezpečnosti nižší, proto bude výpočet proveden pouze pro pastorek.

Dle obrázků a tabulek z publikace od Doc. Bureše [10] jsou v pevnostní kontrole použity následující součinitelé. Všechny jsou také pojmenovány v seznamu použitých symbolů a zkratk na začátku této práce.  $Z_E = 190$ ,  $Z_H = 2,34$ ,  $Z_\epsilon = 0,74$ ,  $K_A = 1$ ,  $K_{Ha} \cdot K_{Hv} = 1,2$ ,  $K_{H\beta} = 1,45$ ,  $Z_R = 1$ ,  $S_{Hmin} = 1,3$ ,  $K_{AS} = 1,1$ ,  $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ ,  $K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} = 1,2$ ,  $Y_{FS} = 4,28$ ,  $S_{Fmin} = 1,7$ .

### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

Tato kontrola se provádí kvůli tvorbě tzv. pittingu, a proto musí být splněna tato podmínka:

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}. \quad (4.110)$$

Neznámé členy rovnice vypočteme podle:

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_{v1}} \cdot \frac{i_k + 1}{i_k}}, \quad (4.111)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}, \quad (4.112)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}}. \quad (4.113)$$

Po dosazení do rovnic (4.110), (4.111), (4.112) a (4.113) vyjde:

$$\begin{aligned} \sigma_{HO} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_{m1}} \cdot \frac{i_k + 1}{i_k}} = 190 \cdot 2,34 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{586}{21,2 \cdot 37,046} \cdot \frac{3 + 1}{3}} = \\ &= 328 \text{ MPa}, \end{aligned} \quad (4.114)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,45 = 1,74, \quad (4.115)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 1}{1,3} = 977 \text{ MPa}, \quad (4.116)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 328 \cdot \sqrt{1,74} = 433 \text{ MPa}, \quad (4.117)$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (4.118)$$

### Kontrola statické únosnosti v dotyku

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1.1} \cdot K_H}{F_{t1}}} \leq \sigma_{HPmax}. \quad (4.119)$$

Kde neznámé členy rovnice vypočteme z následujících rovnic:

$$F_{t1.1} = F_{t1} \cdot K_{AS}, \quad (4.120)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV}. \quad (4.121)$$

Po dosazení do rovnic (4.119), (4.120) a (4.121) vyjde:

$$F_{t1.1} = F_{t1} \cdot K_{AS} = 586 \cdot 1,1 = 645 \text{ N}, \quad (4.122)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1.1} \cdot K_H}{F_{t1}}} = 328 \cdot \sqrt{\frac{645 \cdot 1,74}{586}} = 454 \text{ MPa}, \quad (4.123)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}, \quad (4.124)$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}. \quad (4.125)$$

### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP}. \quad (4.126)$$

Kde neznámé členy rovnice vypočteme z následujících rovnic:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV}, \quad (4.127)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}}, \quad (4.128)$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta_m}{120} \quad (4.129)$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}. \quad (4.130)$$

Po dosazení do rovnic (4.126), (4.127), (4.128), (4.129) a (4.130) dostaneme tyto hodnoty:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{2,43} = 0,41, \quad (4.131)$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta_m}{120^\circ} = 1 - 1,67 \cdot \frac{30^\circ}{120^\circ} = 0,58, \quad (4.132)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,7} = 412 \text{ MPa}, \quad (4.133)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,45 \cdot 1,2 = 1,74, \quad (4.134)$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t1}}{b \cdot m_{nm}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{586}{21,2 \cdot 0,974} \cdot 1,74 \cdot 4,28 \cdot 0,77 \cdot 0,56 = 51 \text{ MPa} \quad (4.135)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (4.136)$$

### Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

Aby jednorázovým působením největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci, či ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu nebo ke křehkému lomu zubu, musí být splněna podmínka:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1.1}}{F_{t1}} \leq \sigma_{FPmax}. \quad (4.137)$$

Neznámé členy rovnice vypočteme z následujících rovnic:

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt}, \quad (4.138)$$

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb}. \quad (4.139)$$

Po dosazení do rovnic (4.137),(4.138) a (4.139) dostaneme tyto hodnoty:

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}, \quad (4.140)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}, \quad (4.141)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1.1}}{F_{t1}} = 51 \cdot \frac{645}{586} = 56 \text{ MPa}, \quad (4.142)$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}. \quad (4.143)$$

#### 4.5.5 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby

Jako materiál je zvolena stejná ocel 14220 jako u kuželového soukolí (viz Tab. 4.6). Počet zubů pastorku  $z_3 = 27$  a úhel sklonu zubů  $\beta = 13,5^\circ$ .

##### 4.5.5.1 Geometrie čelního soukolí se šikmými zuby

**Teoretický minimální počet zubů**

$$z_{t \min} = 17 \cdot (\cos \beta)^3 = 17 \cdot (\cos 13,5^\circ)^3 = 15,6 \cong 16 \text{ zubů}. \quad (4.144)$$

**Praktický minimální počet zubů**

$$z_{p \min} = 14 \cdot (\cos \beta)^3 = 14 \cdot (\cos 13,5^\circ)^3 = 12,9 \cong 13 \text{ zubů}. \quad (4.145)$$

**Počet zubů spolu zabírajícího kola**

$$z_4 = z_3 \cdot i_\xi = 27 \cdot 3 = 81 \text{ zubů}. \quad (4.146)$$

**Normálový modul čelního soukolí**

$$m_n = \frac{95 \cdot \cos \beta}{z_3} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{2r} \cdot \cos^2 \beta}{\psi_d \cdot \sigma_{H \lim}^2} \cdot \frac{i_\xi + 1}{i_\xi}} = \frac{95 \cdot \cos 15^\circ}{27} \cdot \sqrt[3]{\frac{32 \cdot \cos^2 13,5^\circ}{0,26 \cdot 1270^2} \cdot \frac{3 + 1}{3}} = 1,185 \text{ mm}. \quad (4.147)$$

Poměrná šířka ozubení je pro čelní soukolí s šikmými zuby zvolená  $\psi_d = 0,6$ .

Je zvolen modul:  $m_n = 1,75 \text{ mm}$ .

**Čelní modul čelního soukolí**

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{1,75}{\cos 13,5^\circ} = 1,800 \text{ mm}. \quad (4.148)$$

**Poměrná šířka ozubení**

$$\psi_m = \psi_d \cdot z_3 = 0,6 \cdot 27 = 16,2. \quad (4.149)$$

**Šířka ozubení**

$$b_{\min} = \psi_m \cdot m_n = 16,2 \cdot 1,75 = 28,350 \text{ mm}, \quad (4.150)$$

šířka ozubení je:  $b = 31,5 \text{ mm}$ .

## Úhly

$$\alpha_t = \tan^{-1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \tan^{-1} \frac{\tan 20^\circ}{\cos 13,5^\circ} = 20,52^\circ. \quad (4.151)$$

## Průměry roztečných kružnic

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 27 \cdot 1,800 = 48,593 \text{ mm}, \quad (4.152)$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 81 \cdot 1,800 = 145,778 \text{ mm}. \quad (4.153)$$

## Průměry hlavových kružnic

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_n = 48,593 + 2 \cdot 1,75 = 52,093 \text{ mm}, \quad (4.154)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_n = 145,778 + 2 \cdot 1,75 = 149,278 \text{ mm}. \quad (4.155)$$

## Průměry základních kružnic

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 48,593 \cdot \cos 20,52^\circ = 45,509 \text{ mm}, \quad (4.156)$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 145,778 \cdot \cos 20,52^\circ = 136,527 \text{ mm}. \quad (4.157)$$

## Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{48,593 + 145,778}{2} = 97,185 \text{ mm}. \quad (4.158)$$

## Normálová rozteč

$$p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 1,75 = 5,498 \text{ mm}. \quad (4.159)$$

## Čelní rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_t = \pi \cdot 1,800 = 5,654 \text{ mm}. \quad (4.160)$$

## Základní rozteč

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 5,654 \cdot \cos 20,52^\circ = 5,295 \text{ mm}. \quad (4.161)$$

## Součinitel trvání záběru

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}} = \\ &= \frac{\sqrt{52,093^2 - 45,509^2} + \sqrt{149,278^2 - 136,527^2} - 2 \cdot 97,185 \cdot \sin 20,52^\circ}{2 \cdot 5,295} = \end{aligned} \quad (4.162)$$

$$= 1,66,$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{31,5 \cdot \tan 13,5^\circ}{5,654} = 1,34, \quad (4.163)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,66 + 1,34 = 3. \quad (4.164)$$

Součinitel trvání záběru vyšel celočíselný, není ho proto třeba upravovat.

#### 4.5.5.2 Silové poměry čelního soukolí

Toto soukolí je v záběru pouze tehdy, když se jedná o neredukovanou rychlost. Nemusí se tedy počítat síly při redukované rychlosti.

##### Obvodové síly

###### Rozjezd

$$F_{t3r} = \frac{2 \cdot M_{2r}}{d_3} = \frac{2 \cdot 32000}{48,593} = 1314N, \quad (4.165)$$

$$F_{t4r} = F_{t3r} = 1314N. \quad (4.166)$$

Analogickými výpočty jako (4.165) a (4.166) se vypočítají obvodové síly pro fázi chodu a brzdění výtahu.

###### Chod

$$F_{t3ch} = F_{t4ch} = 1192N. \quad (4.167)$$

###### Brzdění

$$F_{t3b} = F_{t4b} = 1071N. \quad (4.168)$$

##### Axiální síly

###### Rozjezd

$$F_{a3r} = F_{t3r} \cdot \tan \beta = 1314 \cdot \tan 13,5^\circ = 315N, \quad (4.169)$$

$$F_{a4r} = F_{a3r} = 315N. \quad (4.170)$$

Analogickými výpočty jako (4.169) a (4.170) se vypočítají axiální síly pro fázi chodu a brzdění výtahu.

###### Chod

$$F_{a3ch} = F_{a4ch} = 286N. \quad (4.171)$$

###### Brzdění

$$F_{a3b} = F_{a4b} = 257N. \quad (4.172)$$

##### Radiální síly

###### Rozjezd

$$F_{r3r} = \frac{F_{t3r} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{1314 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 13,5^\circ} = 492N, \quad (4.173)$$

$$F_{r4r} = F_{r3r} = 492N. \quad (4.174)$$

Analogickými výpočty jako (4.173) a (4.174) se vypočítají radiální síly pro ostatní fáze výtahu.

###### Chod

$$F_{r3ch} = F_{r4ch} = 446N. \quad (4.175)$$

###### Brzdění

$$F_{r3b} = F_{r4b} = 401N. \quad (4.176)$$

### 4.5.5.3 Pevnostní kontrola čelního soukolí

Vzhledem k tomu, že do ČSN 014686 nebyl doplněn a upřesněn pevnostní výpočet, který by rozdělival ozubená kola zvlášť na čelní a na kola kuželová, bude pevnostní kontrola provedena stejně u obou typů ozubených soukolí. Pevnostní kontrola probíhá analogicky (viz 4.5.4.3), proto zde jsou ponechány pouze příslušné rovnice s výsledky.

#### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{b \cdot d_3} \cdot \frac{i_\zeta + 1}{i_\zeta}} = 190 \cdot 2,43 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{1314}{31,5 \cdot 48,593} \cdot \frac{3 + 1}{3}} =$$
$$= 380 \text{ MPa}, \quad (4.177)$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,8 = 2,16, \quad (4.178)$$

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1270 \cdot 1}{1,3} = 977 \text{ MPa}, \quad (4.179)$$

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 380 \cdot \sqrt{2,16} = 559 \text{ MPa}, \quad (4.180)$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (4.181)$$

#### Kontrola statické únosnosti v dotyku

$$F_{t3.1} = F_{t3} \cdot K_{AS} = 1314 \cdot 1,1 = 1445 \text{ N}, \quad (4.182)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3.1} \cdot K_H}{F_{t3}}} = 394 \cdot \sqrt{\frac{1445 \cdot 2,16}{1314}} = 586 \text{ MPa}, \quad (4.183)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}, \quad (4.184)$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}. \quad (4.185)$$

#### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,66} = 0,60, \quad (4.186)$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 1,34 \cdot \frac{13,5^\circ}{120^\circ} = 0,85, \quad (4.187)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_{Fmin}} = \frac{700}{1,7} = 412 \text{ MPa}, \quad (4.188)$$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\nu} = 1 \cdot 1,8 \cdot 1,2 = 2,16, \quad (4.189)$$

$$\sigma_F = \frac{F_{t3}}{b \cdot m_n} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{1314}{31,5 \cdot 1,75} \cdot 2,16 \cdot 4,28 \cdot 0,85 \cdot 0,60 = 113 \text{ MPa}, \quad (4.190)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (4.191)$$

### Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

$$\sigma_{FSt} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb} = 2,5 \cdot 700 = 1750 \text{ MPa}, \quad (4.192)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1750 = 1400 \text{ MPa}, \quad (4.193)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t3.1}}{F_{t3}} = 113 \cdot \frac{1445}{1314} = 124 \text{ MPa}, \quad (4.194)$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}. \quad (4.195)$$

### 4.5.6 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby - redukce

Návrh tohoto soukolí je totožný s návrhem předešlého čelního soukolí se šikmými zuby (4.5.5). Vychází ze stejných výpočtů a dle stejného postupu. Jako u předchozích dvou soukolí i zde je volen materiál 14220. Počet zubů pastorku  $z_5 = 14$  a úhel sklonu zubů  $\beta = 8^\circ$ . Výsledky výpočtů jsou následující.

#### 4.5.6.1 Geometrie čelního soukolí se šikmými zuby

##### Teoretický minimální počet zubů

$$z_{t \min} = 17 \text{ zubů}. \quad (4.196)$$

##### Praktický minimální počet zubů

$$z_{p \min} = 14 \text{ zubů}. \quad (4.197)$$

##### Počet zubů spolu zabírajícího kola

$$z_6 = z_5 \cdot i_{\text{red}} = 14 \cdot 4,5 = 63 \text{ zubů}. \quad (4.198)$$

##### Normálový modul čelního soukolí

$$m_n = 2,5 \text{ mm}. \quad (4.199)$$

##### Čelní modul čelního soukolí

$$m_t = 2,525 \text{ mm}. \quad (4.200)$$

##### Poměrná šířka ozubení

$$\psi_m = 8,4. \quad (4.201)$$

##### Šířka ozubení

$$b = 22 \text{ mm}. \quad (4.202)$$

##### Úhly

$$\alpha_t = 20,181^\circ. \quad (4.203)$$

##### Průměry roztečných kružnic

$$d_5 = 35,344 \text{ mm}, \quad (4.204)$$

$$d_6 = 159,048 \text{ mm}. \quad (4.205)$$

##### Průměry hlavových kružnic

$$d_{a5} = 40,344 \text{ mm}, \quad (4.206)$$

$$d_{a6} = 164,048 \text{ mm}. \quad (4.207)$$



### Průměry základních kružnic

$$d_{b5} = 33,174mm, \quad (4.208)$$

$$d_{b6} = 149,284mm. \quad (4.209)$$

### Osová vzdálenost

$$a = 97,196. \quad (4.210)$$

### Normálová rozteč

$$p_n = 7,854mm. \quad (4.211)$$

### Čelní rozteč

$$p_t = 7,931mm. \quad (4.212)$$

### Základní rozteč

$$p_{tb} = 7,444mm. \quad (4.213)$$

### Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = 1,61, \quad (4.214)$$

$$\varepsilon_\beta = 0,39, \quad (4.215)$$

$$\varepsilon = 2. \quad (4.216)$$

### 4.5.6.2 Silové poměry čelního soukolí

Toto soukolí je v záběru naopak pouze při redukované rychlosti výtahu. Nepočítají se tedy síly při normální rychlosti výtahu. Síly se počítají analogicky jako u čelního soukolí při neredukované rychlosti 4.5.5.

#### Obvodové síly

$$F_{t5r\ red} = F_{t6r\ red} = 1130N, \quad (4.217)$$

$$F_{t5ch\ red} = F_{t6ch\ red} = 1093N, \quad (4.218)$$

$$F_{t5b\ red} = F_{t6b\ red} = 1056N. \quad (4.219)$$

#### Axiální síly

$$F_{a5r\ red} = F_{a6r\ red} = 159N, \quad (4.220)$$

$$F_{a5ch\ red} = F_{a6ch\ red} = 154N, \quad (4.221)$$

$$F_{a5b\ red} = F_{a6b\ red} = 148N. \quad (4.222)$$

#### Radiální síly

$$F_{r5r\ red} = F_{r6r\ red} = 415N, \quad (4.223)$$

$$F_{r5ch\ red} = F_{r6ch\ red} = 402N, \quad (4.224)$$

$$F_{r5b\ red} = F_{r6b\ red} = 388N. \quad (4.225)$$

### 4.5.6.3 Pevnostní kontrola čelního soukolí

#### Kontrola z hlediska tlakového zatížení boku zubu

$$\sigma_{HP} = 977 \text{ MPa}, \quad (4.226)$$

$$\sigma_H = 582 \text{ MPa}, \quad (4.227)$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}. \quad (4.228)$$

#### Kontrola statické únosnosti v dotyku

$$\sigma_{Hmax} = 610 \text{ MPa}, \quad (4.229)$$

$$\sigma_{HPmax} = 2600 \text{ MPa}, \quad (4.230)$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}. \quad (4.231)$$

#### Kontrola z hlediska únavy v ohybu

$$\sigma_{FP} = 412 \text{ MPa}, \quad (4.232)$$

$$\sigma_F = 184 \text{ MPa}, \quad (4.233)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (4.234)$$

#### Kontrola statické bezpečnosti v ohybu

$$\sigma_{FPmax} = 1400 \text{ MPa}, \quad (4.235)$$

$$\sigma_{Fmax} = 203 \text{ MPa}, \quad (4.236)$$

$$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}. \quad (4.237)$$

## 4.5.7 Výpočet řemenového převodu

### 4.5.7.1 Geometrie řemenového převodu

Podle otáček a přenášeného výkonu je ze strojnických tabulek [5] zvolen řemen klasického průřezu typu B. Pro tento řemenový převod je zvolen průměr hnací řemenice  $d_1 = 125 \text{ mm}$ .

#### Průměr hnané řemenice

$$d_2 = d_1 \cdot i_{\dot{\gamma}} = 125 \cdot 3,4 = 425 \text{ mm}. \quad (4.238)$$

#### Teoretická osová vzdálenost

$$a_{teor \min} = 0,7 \cdot (d_1 + d_2) = 0,7 \cdot (125 + 425) = 385 \text{ mm}, \quad (4.239)$$

$$a_{teor \max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (125 + 425) = 1100 \text{ mm}, \quad (4.240)$$

$$a_{teor} = \frac{a_{teor \min} + a_{teor \max}}{2} = \frac{385 + 1100}{2} = 742,5 \text{ mm}. \quad (4.241)$$

#### Úhel sklonu řemenice

$$\frac{\beta_{\dot{\gamma}}}{2} = \sin^{-1} \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a_{teor}} = \sin^{-1} \frac{425 - 125}{2 \cdot 742,5} = 0,2034 \text{ rad} = 11,66^\circ. \quad (4.242)$$

### Úhly opásání

$$\alpha_1 = \pi - \beta_{\bar{r}} = 90^\circ - 11,66^\circ = 1,5708 - 0,2034 = 2,7348 \text{ rad} = 156,69^\circ, \quad (4.243)$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta_{\bar{r}} = 90^\circ + 11,66^\circ = 1,5708 + 0,2034 = 3,5484 \text{ rad} = 203,31^\circ \quad (4.244)$$

### Výpočtová délka řemene

$$\begin{aligned} L &= \frac{d_1}{2} \cdot \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \cdot \alpha_2 + 2 \cdot a_{teor} \cdot \cos \frac{\beta_{\bar{r}}}{2} = \\ &= \frac{125}{2} \cdot 2,7348 + \frac{425}{2} \cdot 3,5484 + 2 \cdot 742,5 \cdot \cos 0,2034 \cong 2379 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (4.245)$$

### Účinná délka řemene

Dle katalogu je k výše vypočtené výpočtové délce řemene zvolena účinná délka řemene  $L_w$  2428 mm.

### Volba řemene

Z katalogu klasických klínových řemenů je zvolen řemen B/17 typu 17 x 2388 Li B94, DIN2215, [8].

### Dopočtení skutečné osově vzdálenosti

$$\begin{aligned} a_{sk} &= 0,25 \cdot \left[ (L_w - p) + \sqrt{(L_w - p)^2 - 8 \cdot q} \right] = \\ &= 0,25 \cdot \left[ (2428 - 863,938) + \sqrt{(2428 - 863,938)^2 - 8 \cdot 22500} \right] = 761,371 \text{ mm}, \end{aligned} \quad (4.246)$$

$$p = \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} = \pi \cdot \frac{125 + 425}{2} = 863,938 \text{ mm}, \quad (4.247)$$

$$q = \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left( \frac{425 - 125}{2} \right)^2 = 22500 \text{ mm}, \quad (4.248)$$

### Výkon přenášený jedním řemenem

Tento výkon je potřeba zjistit, aby se následně mohl vypočítat počet potřebných řemenů v převodu.

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 0,7 \cdot \frac{0,94 \cdot 1,02}{1,1} = 610 \text{ W} = 0,61 \text{ kW}. \quad (4.249)$$

Dosazované součinitele jsou vybrány ze strojnických tabulek [5].

### Počet řemenů

$N$  [kW] znamená výkon přenášený na hnacím hřídeli. Zde se počítá pouze s účinnostmi kuželového a čelního soukolí, proto se tato hodnota lehce liší od výkonu elektromotoru.

$$K = \frac{N}{N_p \cdot C_k} = \frac{2,639}{0,610 \cdot 0,9} = 4,81. \quad (4.250)$$

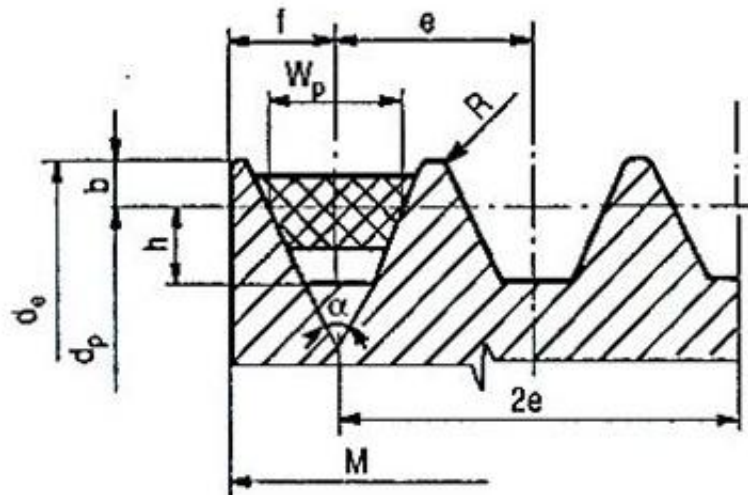
V řemenovém převodu bude 5 řemenů.

## Šířka řemenice

Geometrii řemenice ukazuje (Obr. 4.6), šířka řemenice se vypočte z následující rovnice:

$$M = (n - 1) \cdot e + 2 \cdot f_r = (5 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12,5 = 101 \text{ mm.} \quad (4.251)$$

Je počítáno s počtem řemenů v převodu  $n = 5$ , vzdálenost mezi osami drážek  $e = 19\text{mm}$ , vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice je  $f_r = 12,5\text{mm}$ .



Obr. 4.6 Řemenice

### 4.5.7.2 Silové poměry řemenového převodu

Podmínkou vzniku třecí vazby je existence silového předpětí  $F_0$  v řemeni a fyzikálního tření  $f$  mezi řemenem a řemenicí [7]. Síly  $F_0$  se docílí při montáži převodu napnutím řemene napínací kladkou umístěnou do méně zatížené větve řemene na provozní osovou vzdálenost  $a_{sk}$ , která je poněkud větší než výpočtová osová vzdálenost  $a_{teor}$ . I zde se počítá se všemi fázemi pohybu výtahu.

### Délková měrná hmotnost řemenu

$$\rho_d = 0,17 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}. \quad (4.252)$$

Hmotnost 2428mm dlouhého řemene je:

$$m_{\ddot{r}} = 0,17 \cdot 2,428 = 0,413 \text{ kg.} \quad (4.253)$$

### Průřez řemene

$$S = 150 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2. \quad (4.254)$$

### Měrná hmotnost řemene

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m_{\ddot{r}}}{S \cdot L_w} = \frac{0,413}{150 \cdot 10^{-6} \cdot 2,428} = 1133 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}. \quad (4.255)$$

### Obvodová rychlost řemene

$$v = \frac{d_1 \cdot n_3}{19100} = \frac{125 \cdot 321,1}{19100} = 2,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (4.256)$$

kde  $d_1$  [mm] je průměr menší řemenice a  $n_3$  [min<sup>-1</sup>] jsou otáčky menší řemenice.

### Součinitel tření v klínové drážce řemenice

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,6}{\sin \frac{34^\circ}{2}} = 2,05. \quad (4.257)$$

### Užitečná obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_{3r}}{d_1} = \frac{2 \cdot 94000}{125} = 1502N. \quad (4.258)$$

### Užitečná obvodová síla při redukované rychlosti

$$F_{red} = \frac{2 \cdot M_{3r red}}{d_1} = \frac{2 \cdot 88000}{125} = 1502N. \quad (4.259)$$

### Velikost minimálního předpětí

$$F_o = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_1} - 1} = \frac{1502}{2} \cdot \frac{e^{2,05 \cdot 2,7348} + 1}{e^{2,05 \cdot 2,7348} - 1} = 757N. \quad (4.260)$$

### Odstředivá síla

$$F_c = \rho \cdot S \cdot v^2 = 1N. \quad (4.261)$$

### Velikost minimálního předpětí v důsledku odstředivé síly

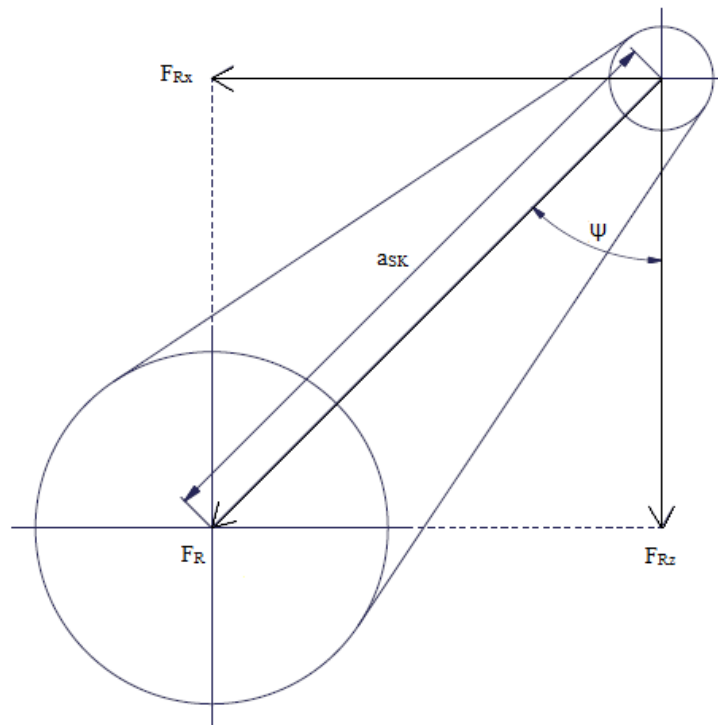
$$F_{oc} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha_1} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha_1} - 1} + F_c = \frac{1502}{2} \cdot \frac{e^{2,05 \cdot 2,7348} + 1}{e^{2,05 \cdot 2,7348} - 1} + 1 = 758N. \quad (4.262)$$

### Zatížení hřídele řemenice

$$F_R = 2 \cdot F_{oc} \cdot \cos \frac{\beta_{\tilde{r}}}{2} = 2 \cdot 758 \cdot \cos 0,2034 = 1483N. \quad (4.263)$$

### Výpočet složek sil zatěžujících hřídel

Dle (Obr. 4.7) se spočítají složky síly zatěžující hřídel.



Obr. 4.7 Složky sil řemenového převodu

Kde úhel sklonu mezi řemenicemi je

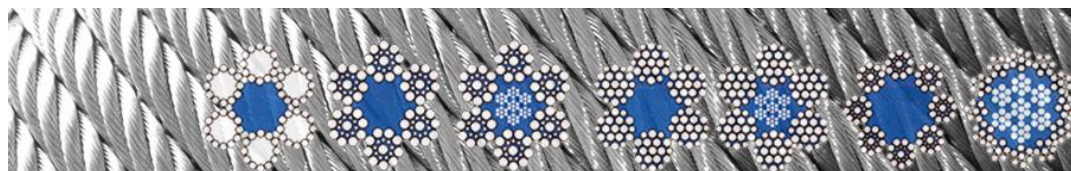
$$\psi = 45^\circ, \quad (4.264)$$

$$F_{Rx} = F_{t7} = F_R \cdot \sin \psi = 1483 \cdot \sin 45^\circ = 1049N, \quad (4.265)$$

$$F_{Rz} = F_{r7} = F_R \cdot \cos \psi = 1483 \cdot \cos 45^\circ = 1049N. \quad (4.266)$$

## 4.6 Lano

K přímočarému pohybu slouží vícepramenná ocelová lana, která se navíjejí na buben, který bude spojen s hřídelem. Pro výrobu mechanicky namáhaných lan se nejčastěji používá ocel. Barevné kovy se používají, pouze pokud má lano vést elektrický proud. Základní částí lana je drát, jehož vlastnosti ovlivňují i vlastnosti a kvalitu výsledného ocelového lana. Drát pro ocelová lana je vyráběn z nelegovaných uhlíkatých ocelí třídy 12. Dráty kruhového průřezu jsou seskupeny a vhodně zavinuty. Konstrukce lan jsou značně variabilní, mohou mít syntetickou nebo textilní duši, nebo být zcela bez ní. K lepšímu kontaktu mezi vnějšími a vnitřními nosnými dráty se používají drátky malého kruhového průřezu (Obr. 4.8). Průměr svazku lana se obvykle pohybuje v rozmezí 4 – 22 mm, podle typu zátěže. Každé lano má uvedenou sílu potřebnou pro jeho přetržení. Nově se vyvíjejí plastová lana, která zajišťují lepší třecí vlastnosti, odolávají vyšším měrným tlakům, nedochází u nich k lomu drátů způsobenému cyklickým ohybem, vykazují vyšší pevnost, jsou lehčí a vlivem opotřebení se méně prodlouží. Pořízení těchto lan je nákladné, a proto se používají pouze pro nejnáročnější aplikace.



Obr. 4.8 Druhy lan

U tohoto typu výtahu je použito šestipramenné ocelové lano SEAL 6 x 19S - FC (Tab. 4.7). Dráty ve vnější vrstvě mají větší průměry, a tím jsou odolnější proti otěru. Duše je tvořena z konopných vláken. Tento typ lana má menší ohebnost, ale dobře snáší nárazové zatížení. Použití lana je výtahové, jeřábové, vrtné, těžní, vrátkové, pro důlní a visuté lanovky.

Tab. 4.7 Specifikace lana

<b>název</b>	SEAL 6 x 19S - FC
<b>počet drátů</b>	144 drátů o jmenovité pevnosti 1960 MPa
<b>norma</b>	ČSN EN 12385-2
<b>konstrukce</b>	6x (1+9+9) + vložka
<b>jmenovitý průměr lana</b>	6 mm
<b>hmotnost lana</b>	0,129 kg/m
<b>minimální síla pro přetržení</b>	$F_p = 23,3 \text{ kN}$

### Maximální dovolené zatížení lana

Aby nedošlo k přetržení lana je zapotřebí vypočítat minimální sílu pro únosnost lana

$$F_D = \frac{F_p}{k} \geq F, \quad (4.267)$$

kde se bezpečnost lana pohybuje v rozmezí  $k = 3 - 4,1$ .  $F$  [N] je zatížení lana a  $m_t = 9,675\text{kg}$  je hmotnost lana na celkovou dráhu.

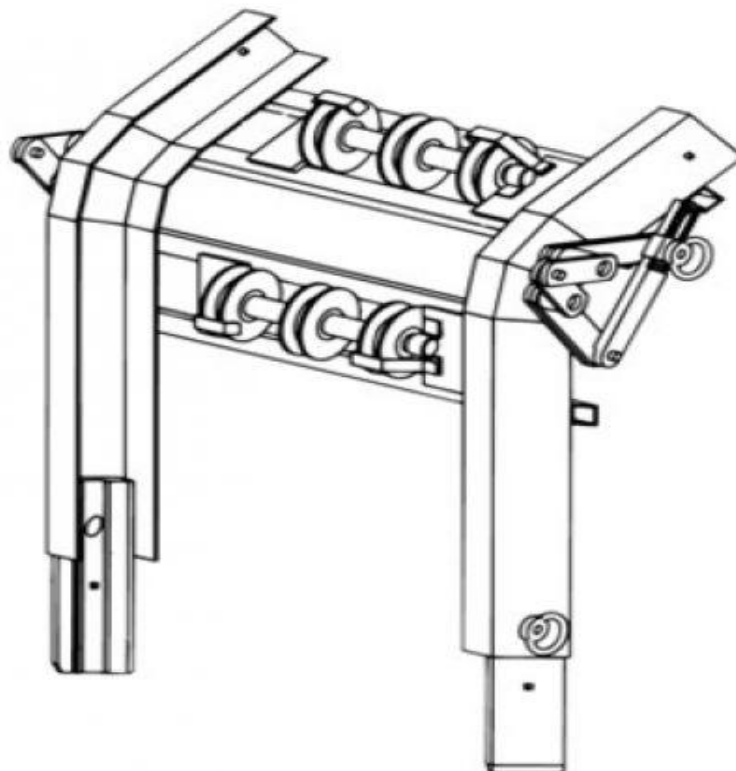
$$F = (m_c + m_l) \cdot g = (550 + 9,675) \cdot 9,81 = 5490 \text{ N}. \quad (4.268)$$

$$F_D = \frac{F_p}{k} = \frac{23300}{4,1} = 5683 \text{ N}, \quad (4.269)$$

$$F_D \geq F. \quad (4.270)$$

### 4.7 Žebřík

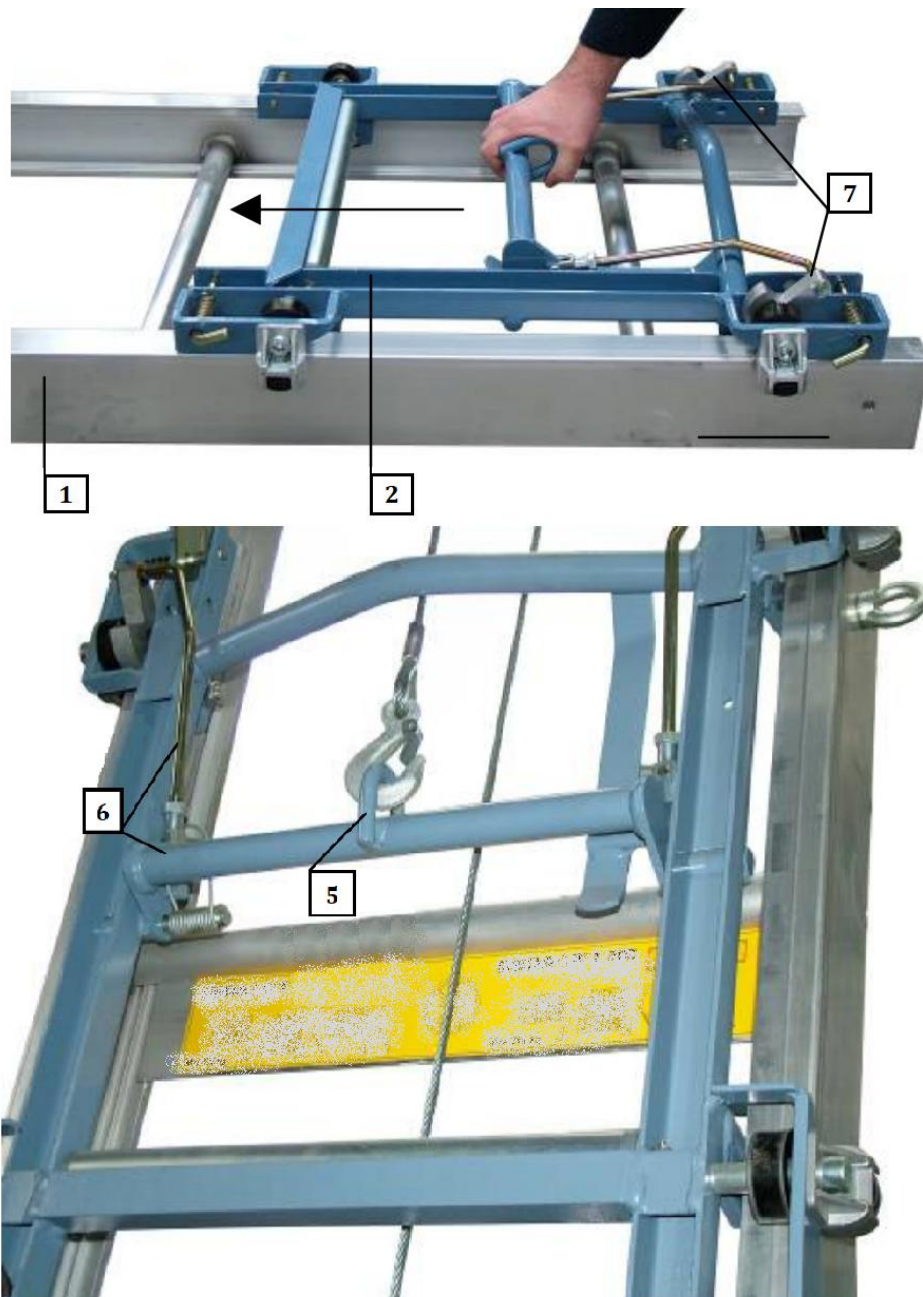
Dalo by se říci, že žebřík zde slouží jako kolejnice pro dopravu. Tato kolejnice šikmého lanového výtahu je tvořena z jednotlivých hliníkových dílů, které do sebe zapadají a jsou zajištěny pomocí šroubů. Díly jsou dlouhé 0,5 - 2 metry. Žebřík je zakončen hlavovým dílem, na kterém je zároveň umístěna kladka. Pro dopravení materiálu na střechu musí jedna z částí žebříku obsahovat střešní kloub (Obr. 4.9). Ten umožňuje „zlomit“ žebřík přes okraj střechy.



Obr. 4.9 Střešní kloub

## 4.8 Plošina

Plošina slouží pro naložení nákladu. Z hlediska velikosti existuje mnoho druhů plošin. Každá může zároveň zastupovat i určitou funkci například pro odklopná ramena, háky pro zavěšení kbelíků, polohovatelnost. Plošina se pohybuje po kolejnici (1) pomocí saní (2) s kolečky (Obr. 4.10). Saně jsou upevněny zezadu na plošinu. Kromě pojezdu zde zároveň plní funkci bezpečnostní, a to proti pádu plošiny, respektive pojistku proti přetržení lana. Na saních je totiž zaháknuto lano (5), kde v případě jeho přetržení dojde přes páku (6) k uvolnění napětí naakumulovaného pomocí citlivého mechanismu a pružin. Tímto pohybem dojde ke stlačení brzdíčů (7), které jsou umístěny po stranách saní u koleček.



Obr. 4.10 Saně s pojistkou proti přetržení lana



Aby se zabránilo vyjetí plošiny z dráhy kolejnice, nebo naopak kolizi u země, je potřeba instalovat takzvané dorazy. Pro včasné zastavení plošiny se na konce žebříku připojují koncové spínače. Ty fungují na principu ztráty síťového napětí po dotyku spínače se saněmi (s plošinou).

## 4.9 Ovládání

Ovládání má funkci pohybovat výtahem nahoru nebo dolů (Obr. 4.11). Ovládání je propojeno kabelem, výtah se tak dá ovládat i ze vzdálenějšího místa. Na ovládacím panelu se rovněž objevuje tlačítko nouzového vypnutí. K dostání je také od firmy Böcker s.r.o.

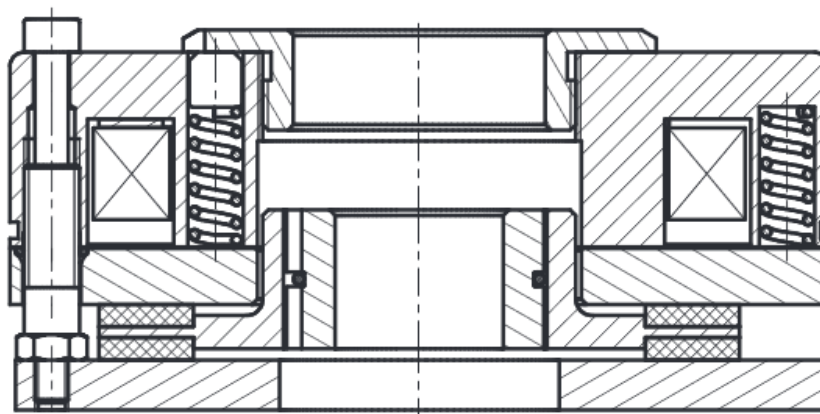


Obr. 4.11 Ovládací panel

## 4.10 Elektromagnetická brzda

Zdvihací zařízení musí být vybaveno samočinnou brzdou, která sepne při ztrátě síťového napětí. Toto splňují elektromagneticky rozpínané brzdy (Obr. 4.12). Ty jsou odbrzděné, pokud je cívka pod napětím, tzn., že kotva překonává odpor pružin a je přitáhnutá k cívice, dojde ke ztrátě tření a tím odbrzdění. Pokud dojde k výpadku proudu anebo ke stlačení tlačítka stop na pracovním stroji, pak je kotva

silou pružin přitlačena k rotoru s brzdícími lamelami a dochází k brzdění, což je další pojistný člen tohoto zařízení.



Obr. 4.12 Elektromagnetická bezpečnostní brzda

#### 4.11 Návrh hřídelů - dimenzování

Dimenzování vede ke stanovení rozměrů strojní součásti a vychází z daného tvaru a materiálu součásti. Rozhodujícím kritériem pro stanovení rozměrů je stanovení skutečného napětí a jeho vztah vůči meznímu napětí v nosném neboli kritickém průřezu hřídele. Nosný průřez je oblast, ve které se součást při rostoucím zatížení nejdříve poruší. Zatímco napětí v nosném průřezu souvisí se zatížením součásti, mezní napětí je dáno zejména mechanickými vlastnostmi materiálu, ale i jejím tvarem a velikostí hřídele.

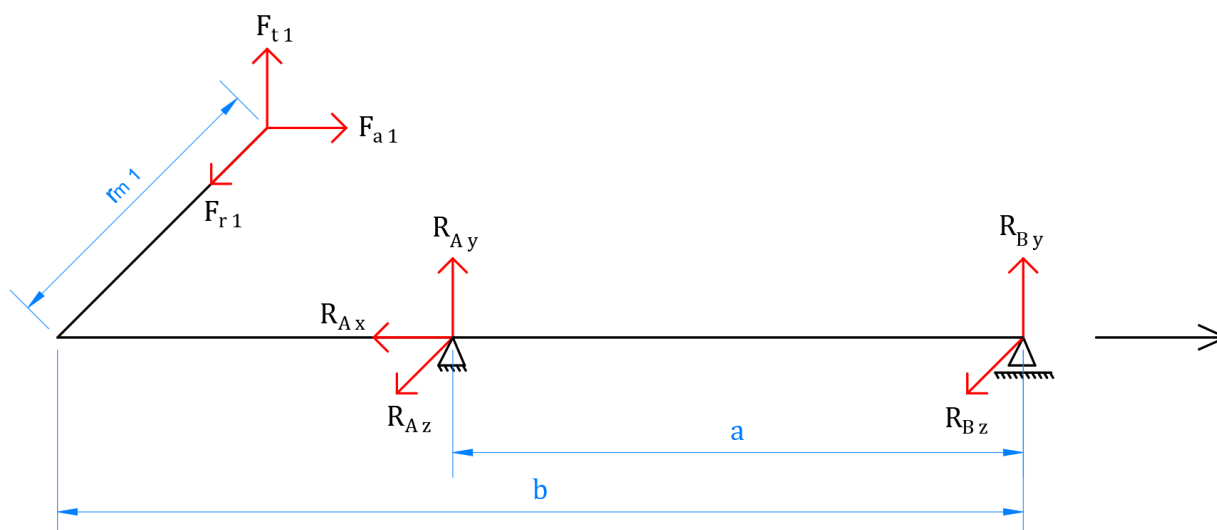
V prvním kroku se navrhne materiál součásti. Všechny hřídele budou vyrobeny z konstrukční oceli 11500, jejíž mechanické vlastnosti jsou znázorněny v tabulce (Tab. 4.8). Dále se navrhne tvar součásti a provede se výpočet nejmenšího možného průměru hřídele. Poté se součást zatíží působícími silami. Ze silové rovnováhy na hřídeli se spočítají reakce, ze kterých se určí maximální ohybový moment působící na hřídel. Posledním krokem je pevnostní kontrola hřídele, která vychází z poměru mezi hodnotami mezního napětí a skutečného napětí. U skutečného napětí je zapotřebí stanovit druh a charakter tohoto napětí.

Tab. 4.8 Vlastnosti materiálu

Materiál	Konstrukční ocel 11500
Dovolené napětí v ohybu $\sigma_{Do}$	105 MPa
Dovolené napětí v krutu $\tau_{Dk}$	125 MPa
Mez pevnosti v tahu $R_m$	610 MPa
Mez kluzu v tahu $R_e$	290 MPa

Průměr hřídele je třeba volit větší, než vychází s ohledem na dovolené napětí, neboť hřídel musí vykazovat také dostatečnou tuhost, například pro zajištění správného záběru ozubených kol.

### 4.11.1 Vstupní hřídel



Obr. 4.13 Schematické zobrazení vstupního hřídele převodovky

Na předchozím obrázku je znázorněno, jaké síly na hřídel působí a jaké reakce se v něm vyskytují. Černá šipka na obrázku (Obr. 4.13) ukazuje směr otáčení hřídele. Pohled proti šipce znázorňuje směr otáčení hřídele doprava.

#### 4.11.1.1 Minimální průměr hřídele

Minimální průměr hřídele se obvykle navrhuje z působícího krouticího momentu na hřídeli. Následně se průměr zvětší s přihlédnutím na spolupůsobící ohybové zatížení. Z pevnostní kontroly se poté zjistí, zda zvolený průměr splňuje požadavky bezpečnosti hřídele.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{1b\ red}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6}{\pi \cdot 125 \cdot 10^6}} = 0,006371m = 6,371mm. \quad (4.271)$$

#### 4.11.1.2 Rovnice rovnováhy a reakce

Reakce se musí počítat pro všechny fáze provozu výtahu. Jsou to všechny zmiňované fáze pohybu výtahu v kapitole 4.5.3 v Tab. 4.4

$$R_{Axr} = F_{a1r} = 389N, \quad (4.272)$$

$$R_{Ayr} = \frac{-F_{t1r} \cdot b}{a} = \frac{-586 \cdot 0,070}{0,050} = -821N, \quad (4.273)$$

$$R_{Byr} = -R_{Ayr} - F_{t1r} = 821 - 586 = 235N, \quad (4.274)$$

$$R_{Azr} = \frac{-F_{r1r} \cdot b + F_{a1r} \cdot r_{m1}}{a} = \frac{-95 \cdot 0,070 + 389 \cdot 0,0185}{0,050} = 10N, \quad (4.275)$$

$$R_{Bzr} = -F_{r1r} - R_{Azr} = -95 - 10 = -105N. \quad (4.276)$$

V předchozích výpočtech si lze všimnout, že index  $r$  značí fázi rozjezdu výtahu. Analogickým způsobem se vypočtou další reakce pro příslušné fáze pohybu výtahu, které jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 4.9). Pro přehlednost je tabulka doplněna také o již vypočítanou fázi rozjezdu výtahu.

Tab. 4.9 Jednotlivé reakce vstupního hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Reakce				
	$R_{Ax f}$	$R_{Ay f}$	$R_{Az f}$	$R_{By f}$	$R_{Bz f}$
$f = \text{rozjezd}$	389 N	-821 N	10 N	235 N	-105 N
$f = \text{chod}$	353 N	-745 N	9 N	213 N	-96 N
$f = \text{brzdění}$	317 N	-669 N	8 N	191 N	-86 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	243 N	-513 N	7 N	147 N	-66 N
$f = \text{redukovaný chod}$	235 N	-497 N	6 N	142 N	-64 N
$f = \text{redukované brzdění}$	227 N	-480 N	6 N	137 N	-62 N

Z výpočtů je patrné, že největších zatížení se dostává při rozjezdu výtahu.

Dalšími výpočty jsou výsledné axiální a radiální reakce, které budou potřeba pro návrh ložisek. V následující tabulce jsou uvedeny výsledné reakce pro všechny fáze pohybu výtahu.

$$R_{A r rad} = \sqrt{(R_{Ay r})^2 + (R_{Az r})^2} = \sqrt{(-821)^2 + 10^2} = 821N, \quad (4.277)$$

$$R_{B r rad} = \sqrt{(R_{By r})^2 + (R_{Bz r})^2} = \sqrt{234^2 + (-106)^2} = 257N, \quad (4.278)$$

$$R_{A r ax} = R_{Ax r} = 389N. \quad (4.279)$$

Tab. 4.10 Výsledné reakce vstupního hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Výsledné reakce			
	$R_{A f ax}$	$R_{A f rad}$	$R_{B f ax}$	$R_{B f rad}$
$f = \text{rozjezd}$	389 N	821 N	0 N	257 N
$f = \text{chod}$	353 N	745 N	0 N	233 N
$f = \text{brzdění}$	317 N	669 N	0 N	210 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	243 N	513 N	0 N	161 N
$f = \text{redukovaný chod}$	235 N	497 N	0 N	156 N
$f = \text{redukované brzdění}$	227 N	480 N	0 N	150 N

#### 4.11.1.3 Maximální ohybové momenty

Ohybové momenty jsou počítány ve dvou rovinách a mezi místy na hřídeli, které vykazují silové působení. Následně je spočítán maximální moment pro každou rovinou a poté výsledný maximální ohybový moment zatěžující hřídel. Momenty jsou počítány z momentové rovnováhy na hřídeli:

$$M_{xyr}(a) = R_{Ayr} \cdot a = -821 \cdot 0,050 = -41Nm, \quad (4.280)$$

$$M_{xyr}(b) = R_{Ayr} \cdot a + F_{t1r} \cdot b = -821 \cdot 0,050 + 586 \cdot 0,070 = 0Nm, \quad (4.281)$$

$$M_{x zr}(a) = R_{Azr} \cdot a = 10 \cdot 0,050 = 0Nm, \quad (4.282)$$

$$\begin{aligned} M_{x zr}(b) &= R_{Azr} \cdot a + F_{r1r} \cdot b + F_{a1r} \cdot r_{m1} = \\ &= 10 \cdot 0,050 + 95 \cdot 0,070 + 389 \cdot 0,0185 = 14Nm, \end{aligned} \quad (4.283)$$

$$M_{xyr max} = \sqrt{(M_{xyr}(a))^2 + (M_{xyr}(b))^2} = \sqrt{(-41)^2 + (0)^2} = 41Nm, \quad (4.284)$$

$$M_{x zr max} = \sqrt{(M_{x zr}(a))^2 + (M_{x zr}(b))^2} = \sqrt{0^2 + 14^2} = 14Nm, \quad (4.285)$$

$$M_{Or max} = \sqrt{(M_{xyr max})^2 + (M_{x zr max})^2} = \sqrt{41^2 + 14^2} = 43Nm. \quad (4.286)$$

S využitím analogických výpočtů jsou v následující tabulce (Tab. 4.11) uvedeny všechny vypočtené ohybové momenty pro všechny fáze provozu na tomto hřídeli.

Tab. 4.11 Ohybové momenty působící na vstupní hřídele

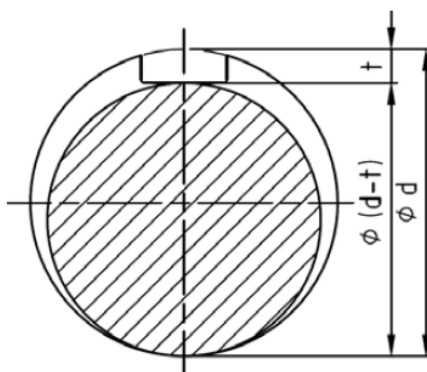
Fáze	Jednotlivé ohybové momenty				Výsledné ohybové momenty		
	$M_{xyf}(a)$	$M_{xyf}(b)$	$M_{xzf}(a)$	$M_{xzf}(b)$	$M_{xyfmax}$	$M_{xzfmax}$	$MO_{fmax}$
$f = \text{rozjezd}$	-41 Nm	0 Nm	0 Nm	14 Nm	41 Nm	14 Nm	43 Nm
$f = \text{chod}$	-37 Nm	0 Nm	0 Nm	13 Nm	37 Nm	13 Nm	39 Nm
$f = \text{brzdění}$	-33 Nm	0 Nm	0 Nm	12 Nm	33 Nm	12 Nm	35 Nm
$f = \text{redukováný rozjezd}$	-26 Nm	0 Nm	0 Nm	9 Nm	26 Nm	9 Nm	27 Nm
$f = \text{redukováný chod}$	-25 Nm	0 Nm	0 Nm	9 Nm	25 Nm	9 Nm	26 Nm
$f = \text{redukováné brzdění}$	-24 Nm	0 Nm	0 Nm	8 Nm	24 Nm	8 Nm	25 Nm

#### 4.11.1.4 Pevnostní kontrola vstupního hřídele

Pevnostní kontrola hřídele se provádí z důvodu zamezení poškození hřídele. Zavádí se součinitel bezpečnosti  $k$ , který vyjadřuje poměr mezi mezním a skutečným napětím působícím v nosném průřezu hřídele. V tomto průřezu musí být mezní hodnota napětí větší než napětí, které zde skutečně působí. Pro správně navrženou strojní součást musí hodnota součinitele bezpečnosti být větší než jedna  $k > 1$ . Pokud by obě hodnoty napětí byly přesné, mohl by mezi nimi být minimální rozdíl a bezpečnost  $k$  by mohla být jen nepatrně větší než jedna. Vzhledem k tomu, že se však jedná o náhodné veličiny a počítá se s jejich středními hodnotami, pak by měl součinitel bezpečnosti  $k$  nabývat hodnoty v intervalu 1,2 až 1,5.

#### Nosný průřez hřídele

Nosný průřez na vstupní hřídeli je zvolen pod ozubeným kolem v drážce pro pero, což je místo kde by mohlo nejdříve dojít k poruše. V tomto místě je zvolen průměr hřídele  $d = 18\text{mm}$ . Průměru nosného průřezu  $d_n$  se dosáhne zmenšením průměru hřídele o hodnotu zahloubení pro pero (Obr. 4.17).



Obr. 4.14 Nosný průřez hřídele

Zahloubení pro tuto hřídel má hodnotu  $t = 3,5mm$ .

$$d_n = d - t = 18 - 3,5 = 14,5mm. \quad (4.287)$$

### Kontrola na statický krut

Napětí na mezi kluzu je

$$\tau_{kk} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{290}{\sqrt{3}} = 167MPa, \quad (4.288)$$

modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_n^3}{16} = \frac{\pi \cdot 14,5^3}{16} = 599mm^3. \quad (4.289)$$

Napětí od krutu se spočítá

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{1r}}{W_k} = \frac{11}{599 \cdot 10^{-9}} = 18MPa. \quad (4.290)$$

Bezpečnost v místě vrubu při smykovém napětí poté vyjde

$$k_\tau = \frac{\tau_{kk}}{\tau_k} = \frac{167}{18} = 9,27. \quad (4.291)$$

### Kontrola na střídavý ohyb

Pro výpočet je nutné zvolit součinitele, které svým charakterem souvisejí s materiálovými a tvarovými vlastnostmi. Součinitel vrubové citlivosti materiálu  $q = 0,8$ , součinitel tvaru součástky  $\alpha = 2,4$ , součinitel jakosti povrchu  $\eta = 0,87$ , součinitel velikosti součásti  $v = 0,95$ .

Vrubový součinitel se vypočte ze vztahu

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,8 \cdot (2,4 - 1) = 2,12. \quad (4.292)$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{co}^* = \sigma_c \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta} = 0,43 \cdot R_m \cdot \frac{\eta \cdot v}{\beta} = 0,43 \cdot 610 \cdot \frac{0,87 \cdot 0,95}{2,12} = 102MPa \quad (4.293)$$

Následně je potřeba vypočítat ohybový moment v místě vrubu

$$M_{xy}(vrub) = F_{t1r} \cdot (b - a - v) = 586 \cdot (0,070 - 0,050 - 0,005) = 9Nm, \quad (4.294)$$

$$\begin{aligned} M_{xz}(vrub) &= -F_{r1r} \cdot (b - a - v) + F_{a1r} \cdot r_{m1} = \\ &= -95 \cdot (0,070 - 0,050 - 0,005) + 389 \cdot 0,018523 = 6Nm, \end{aligned} \quad (4.295)$$

$$M_O(vrub) = \sqrt{(M_{xyr}(vrub))^2 + (M_{xzr}(vrub))^2} = \sqrt{9^2 + 6^2} = 11Nm. \quad (4.296)$$

Modul průřezu v ohybu je

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_n^3}{32} = \frac{\pi \cdot 14,5}{32} = 299 \text{mm}^3. \quad (4.297)$$

Napětí od ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{Or}(\text{vrub})}{W_o} = \frac{11}{299 \cdot 10^{-9}} = 35 \text{Mpa}. \quad (4.298)$$

Bezpečnost v místě vrubu při ohybovém napětí

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{102}{35} = 2,91. \quad (4.299)$$

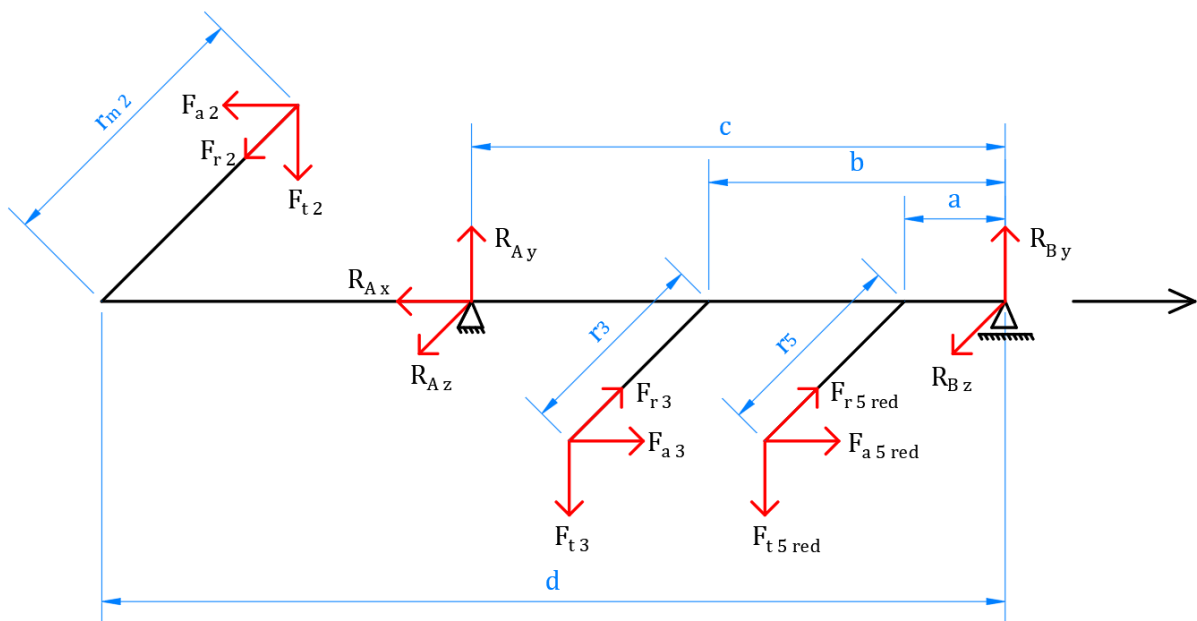
### Bezpečnost při kombinovaném napětí

Za předpokladu, že v nosném průřezu působí kombinované napětí se součinitel bezpečnosti  $k$  vypočítá z následujícího vztahu

$$k = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 \cdot k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \sqrt{\frac{2,91^2 \cdot 9,27^2}{2,91^2 + 9,27^2}} = 2,77 \quad (4.300)$$

### 4.11.2 Návrh druhého hřídele

Návrh dalších hřídelů probíhá analogicky jako u hřídele vstupního (viz 4.11.1), pouze s tím rozdílem, že každá hřídel má své rovnice silové a momentové rovnováhy.



Obr. 4.15 Schematické zobrazení druhého hřídele převodovky

#### 4.11.2.1 Minimální průměr hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{2b \text{ red}}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19}{\pi \cdot 125}} = 0,009126 \text{m} = 9,126 \text{mm}. \quad (4.301)$$



#### 4.11.2.2 Rovnice rovnováhy a reakce

$$R_{Axr} = -F_{a2r} + F_{a3r} = -95 + 315 = 220N, \quad (4.302)$$

$$R_{Ayr} = \frac{F_{t3r} \cdot b + F_{t2r} \cdot d}{c} = \frac{1314 \cdot 0,110 + 586 \cdot 0,190}{0,135} = 1896N, \quad (4.303)$$

$$R_{Byr} = F_{t3r} - R_{Ayr} + F_{t2r} = 492 - 1896 + 586 = 4N, \quad (4.304)$$

$$R_{Azr} = \frac{F_{r3r} \cdot b - F_{r2r} \cdot d - F_{a3r} \cdot r_3 - F_{a2r} \cdot r_{m2}}{c} =$$

$$= \frac{492 \cdot 0,110 - 389 \cdot 0,190 - 315 \cdot 0,0243 - 95 \cdot 0,0556}{0,135} = -242N, \quad (4.305)$$

$$R_{Bzr} = F_{r3r} - R_{Azr} - F_{r2r} = 492 + 242 - 389 = 345N. \quad (4.306)$$

V dalším kroku by se nyní počítalo se stejnými rovnicemi rovnováhy, ale s tím rozdílem, že indexy ozubeného kola 3 se nahradí indexy ozubeného kola 5. Z toho vyplývá, že již nebude zařazen neredukovaný chod, ale chod redukovaný.

Tab. 4.12 Jednotlivé reakce druhého hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Reakce				
	$R_{Ax f}$	$R_{Ay f}$	$R_{Az f}$	$R_{By f}$	$R_{Bz f}$
$f = \text{rozjezd}$	220 N	1896 N	-242 N	4 N	345 N
$f = \text{chod}$	200 N	1720 N	-220 N	4 N	313 N
$f = \text{brzdění}$	179 N	1545 N	-197 N	4 N	282 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	99 N	684 N	-326 N	813 N	498 N
$f = \text{redukovaný chod}$	96 N	661 N	-315 N	786 N	482 N
$f = \text{redukované brzdění}$	93 N	639 N	-304 N	760 N	465 N

Výsledné axiální a radiální reakce vycházejí z rovnic (4.277), (4.278) a (4.279). Všechny jsou v následující tabulce Tab. 4.13.

Tab. 4.13 Výsledné reakce druhého hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Výsledné reakce			
	$R_{A f ax}$	$R_{A f rad}$	$R_{B f ax}$	$R_{B f rad}$
$f = \text{rozjezd}$	220 N	1911 N	0 N	345 N
$f = \text{chod}$	200 N	1734 N	0 N	313 N
$f = \text{brzdění}$	179 N	1557 N	0 N	282 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	99 N	757 N	0 N	954 N
$f = \text{redukovaný chod}$	96 N	732 N	0 N	922 N
$f = \text{redukované brzdění}$	93 N	707 N	0 N	891 N

#### 4.11.2.3 Maximální ohybové momenty

Momentové rovnice rovnováhy:

$$M_{xyr}(b) = F_{t3r} \cdot b = 1314 \cdot 0,110 = -145Nm, \quad (4.307)$$

$$M_{xyr}(c) = R_{Ayr} \cdot c + F_{t3r} \cdot b = 1896 \cdot 0,135 + 1314 \cdot 0,110 = 111Nm, \quad (4.308)$$

$$\begin{aligned} M_{xyr}(d) &= -F_{t2r} \cdot d - R_{Ayr} \cdot c - F_{t3r} \cdot b = \\ &= -586 \cdot 0,190 - 1896 \cdot 0,135 - 1314 \cdot 0,110 = 0Nm, \end{aligned} \quad (4.309)$$

$$M_{xzr}(b) = F_{r3r} \cdot b - F_{a3r} \cdot r_3 = 492 \cdot 0,110 - 315 \cdot 0,0243 = 46Nm, \quad (4.310)$$

$$\begin{aligned} M_{xzr}(c) &= -R_{Azr} \cdot c - F_{r3r} \cdot b + F_{a3r} \cdot r_3 = \\ &= 242 \cdot 0,135 - 492 \cdot 0,110 + 315 \cdot 0,0243 = 79Nm, \end{aligned} \quad (4.311)$$

$$\begin{aligned} M_{xzr}(d) &= -F_{a2r} \cdot r_{m2} - F_{r2r} \cdot d + R_{Azr} \cdot c + F_{r3r} \cdot b - F_{a3r} \cdot r_3 = \\ &= -95 \cdot 0,0556 - 389 \cdot 0,190 - 242 \cdot 0,135 + 492 \cdot 0,110 - 315 \cdot 0,0243 = 0Nm. \end{aligned} \quad (4.312)$$

Stejně jako u silových rovnic rovnováhy, i zde by se pro momentové rovnice rovnováhy zaměnily indexy. To znamená, že se počítá se záběrem soukolí pro redukovanou rychlost. Rozdíl je v tom, že v případě záběru redukovaného soukolí se moment nepočítá ve vzdálenosti  $b$ , ale ve vzdálenosti  $a$ .

Tab. 4.14 Jednotlivé ohybové momenty působící na druhou hřídel

Fáze	Jednotlivé ohybové momenty							
	$M_{xyf}(a)$	$M_{xyf}(b)$	$M_{xyf}(c)$	$M_{xyf}(d)$	$M_{xzf}(a)$	$M_{xzf}(b)$	$M_{xzf}(c)$	$M_{xzf}(d)$
$f = \text{rozjezd}$	0 Nm	-145Nm	111 Nm	0 Nm	0 Nm	46 Nm	79 Nm	0 Nm
$f = \text{chod}$	0 Nm	-131Nm	101 Nm	0 Nm	0 Nm	42 Nm	72 Nm	0 Nm
$f = \text{brzdění}$	0 Nm	-118Nm	91 Nm	0 Nm	0 Nm	38 Nm	64 Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vaný rozjezd}$	-23 Nm	0 Nm	70 Nm	0 Nm	6 Nm	0 Nm	49 Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vaný chod}$	-22 Nm	0 Nm	67 Nm	0 Nm	5 Nm	0 Nm	48 Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vané brzdění}$	-21 Nm	0 Nm	65 Nm	0 Nm	5 Nm	0 Nm	46 Nm	0 Nm

Dalším krokem je výpočet výsledného maximálního ohybového momentu. Výpočet je analogický jako u rovnic (4.284) až (4.286), pouze se v kvadrátu připočte další úsek počítaného momentu.

Tab. 4.15 Výsledné ohybové momenty působící na druhou hřídel

Fáze	Výsledné ohybové momenty		
	$M_{xyf \max}$	$M_{xzf \max}$	$M_{Of \max}$
$f = \text{rozjezd}$	182 Nm	92 Nm	204 Nm
$f = \text{chod}$	166 Nm	83 Nm	185 Nm
$f = \text{brzdění}$	149 Nm	75 Nm	166 Nm
$f = \text{redukováný roz-}$ $\text{jezd}$	73 Nm	50 Nm	89 Nm
$f = \text{redukováný chod}$	71 Nm	48 Nm	86 Nm
$f = \text{redukové brz-}$ $\text{dění}$	68 Nm	67 Nm	83 Nm

#### 4.11.2.4 Pevnostní kontrola druhého hřídele

Kontrola probíhá obdobným způsobem jako v kapitole 4.11.1.4, výsledky jsou následující.

##### Nosný průřez hřídele

Je zvolen v drážce pod kuželovým kolem. Průměr hřídele  $d = 20\text{mm}$ , zahloubení drážky  $t = 3,5\text{mm}$ .

$$d_n = d - t = 20 - 3,5 = 16,5\text{mm} \quad (4.313)$$

### Kontrola na statický krut

Napětí na mezi kluzu

$$\tau_{kk} = 167 \text{MPa}, \quad (4.314)$$

modul průřezu v krutu

$$W_k = 882 \text{mm}^3, \quad (4.315)$$

napětí od krutu

$$\tau_k = 36 \text{MPa}, \quad (4.316)$$

bezpečnost v místě vrubu při smykovém napětí

$$k_\tau = 4,63. \quad (4.317)$$

### Kontrola na střídavý ohyb

Pro součinitele  $q = 0,8$ ,  $\alpha = 2,41$ ,  $\eta = 0,87$ ,  $\nu = 0,96$  vyjde vrubový součinitel

$$\beta = 2,13. \quad (4.318)$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{co}^* = 103 \text{MPa}. \quad (4.319)$$

Ohybový moment v místě vrubu

$$M_{xy}(\text{vrub}) = -F_{t2r} \cdot (d - c - v) = -586 \cdot (0,190 - 0,135 - 0,010) = -26 \text{Nm}, \quad (4.320)$$

$$\begin{aligned} M_{xz}(\text{vrub}) &= -F_{r2r} \cdot (d - c - v) - F_{a2r} \cdot r_{m2} = \\ &= -389 \cdot (0,190 - 0,135 - 0,010) - 95 \cdot 0,055569 = -23 \text{Nm}, \end{aligned} \quad (4.321)$$

$$\begin{aligned} M_o(\text{vrub}) &= \sqrt{(M_{xyr}(\text{vrub}))^2 + (M_{x zr}(\text{vrub}))^2} = \sqrt{(-26)^2 + (-23)^2} = \\ &= 35 \text{Nm}. \end{aligned} \quad (4.322)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = 441 \text{mm}^3, \quad (4.323)$$

napětí od ohybu

$$\sigma_o = 79 \text{Mpa}, \quad (4.324)$$

bezpečnost v místě vrubu při ohybovém napětí

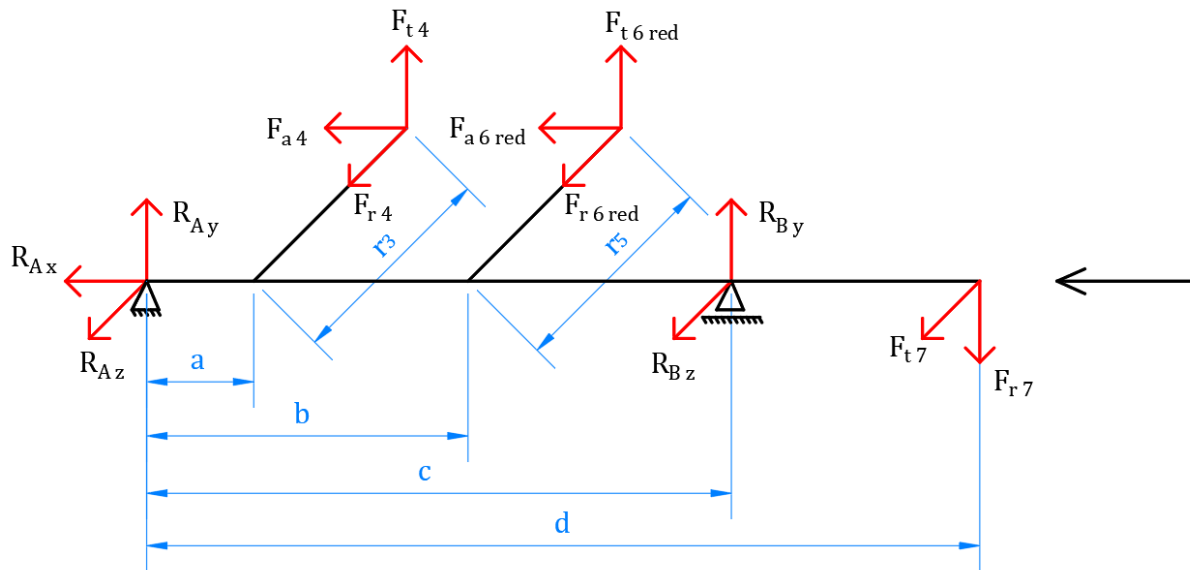
$$k_\sigma = 1,30. \quad (4.325)$$

### Bezpečnost při kombinovaném napětí

$$k = 1,25. \quad (4.326)$$

### 4.11.3 Návrh třetího hřídele

Návrh tohoto hřídele probíhá analogicky dle návrhu vstupního a druhého hřídele 4.11.1 a 4.11.2.



Obr. 4.16 Schematické zobrazení třetího hřídele převodovky

#### 4.11.3.1 Minimální průměr hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{3b}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 76}{\pi \cdot 125}} = 0,014607m = 14,607mm. \quad (4.327)$$

#### 4.11.3.2 Rovnice rovnováhy a reakce

$$R_{Axr} = -F_{a4r} = -315N, \quad (4.328)$$

$$R_{Byr} = \frac{F_{r7r} \cdot d - F_{t4r} \cdot a}{c} = \frac{1049 \cdot 0,210 + 1314 \cdot 0,025}{0,135} = 1388N, \quad (4.329)$$

$$R_{Ayr} = F_{r7r} - R_{Byr} - F_{t4r} = 1049 - 1388 - 1314 = -1653N, \quad (4.330)$$

$$R_{Bzr} = \frac{-F_{r4r} \cdot a + F_{a4r} \cdot r_4 - F_{t7r} \cdot d}{c} = \quad (4.331)$$

$$= \frac{492 \cdot 0,025 - 315 \cdot 0,0729 - 1049 \cdot 0,210}{0,135} = -1552N,$$

$$R_{Azr} = -F_{r4r} - R_{Bzr} - F_{t7r} = -492 + 1552 - 1049 = 12N. \quad (4.332)$$

Tab. 4.16 Jednotlivé reakce třetího hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Reakce				
	$R_{Ax f}$	$R_{Ay f}$	$R_{Az f}$	$R_{By f}$	$R_{Bz f}$
$f = \text{rozjezd}$	-315 N	-1653 N	12 N	1388 N	-1552 N
$f = \text{chod}$	-286 N	-1500 N	11 N	1260 N	-1409 N
$f = \text{brzdění}$	-257 N	-1347 N	9 N	1131 N	-1265 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	-159 N	-714 N	392 N	568 N	-1791 N
$f = \text{redukovaný chod}$	-154 N	-691 N	379 N	549 N	-1732 N
$f = \text{redukované brzdění}$	-148 N	-667 N	366 N	531 N	-1673 N

Tab. 4.17 Výsledné reakce třetího hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Výsledné reakce			
	$R_{A f ax}$	$R_{A f rad}$	$R_{B f ax}$	$R_{B f rad}$
$f = \text{rozjezd}$	-315 N	1653 N	0 N	2082 N
$f = \text{chod}$	-286 N	1500 N	0 N	1890 N
$f = \text{brzdění}$	-257 N	1347 N	0 N	1697 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	-159 N	814 N	0 N	1879 N
$f = \text{redukovaný chod}$	-154 N	788 N	0 N	1817 N
$f = \text{redukované brzdění}$	-148 N	761 N	0 N	1756 N

#### 4.11.3.3 Maximální ohybové momenty

$$M_{xy r}(a) = -F_{t4 r} \cdot a = -1314 \cdot 0,025 = -33Nm, \quad (4.333)$$

$$M_{xy r}(c) = -R_{By r} \cdot c - F_{t4 r} \cdot a = -1388 \cdot 0,135 - 1314 \cdot 0,025 = -220Nm, \quad (4.334)$$

$$\begin{aligned} M_{xy r}(d) &= F_{r7 r} \cdot d - R_{By r} \cdot c - F_{t4 r} \cdot a = \\ &= 1049 \cdot 0,210 - 1388 \cdot 0,135 - 1314 \cdot 0,025 = 0Nm, \end{aligned} \quad (4.335)$$

$$M_{xz r}(a) = F_{r4 r} \cdot a - F_{a4 r} \cdot r_4 = 492 \cdot 0,025 - 315 \cdot 0,0729 = -11Nm, \quad (4.336)$$

$$\begin{aligned} M_{xz r}(c) &= R_{Bz r} \cdot c + F_{r4 r} \cdot a - F_{a4 r} \cdot r_4 = \\ &= -1552 \cdot 0,135 + 492 \cdot 0,025 - 315 \cdot 0,0729 = -220Nm, \end{aligned} \quad (4.337)$$

$$M_{xzr}(d) = F_{t7r} \cdot d + R_{Bzr} \cdot c + F_{r4r} \cdot a - F_{a4r} \cdot r_4 =$$

$$= 1049 \cdot 0,210 - 1552 \cdot 0,135 + 492 \cdot 0,025 - 315 \cdot 0,0729 = 0Nm. \quad (4.338)$$

Tab. 4.18 Jednotlivé ohybové momenty působící na třetí hřídel

Fáze	Jednotlivé ohybové momenty							
	$M_{xyf}(a)$	$M_{xyf}(b)$	$M_{xyf}(c)$	$M_{xyf}(d)$	$M_{xzf}(a)$	$M_{xzf}(b)$	$M_{xzf}(c)$	$M_{xzf}(d)$
$f = \text{rozjezd}$	-33 Nm	0 Nm	-220Nm	0 Nm	-11 Nm	0 Nm	-220Nm	0 Nm
$f = \text{chod}$	-30 Nm	0 Nm	-200Nm	0 Nm	-10 Nm	0 Nm	-200Nm	0 Nm
$f = \text{brzdění}$	-27 Nm	0 Nm	-180Nm	0 Nm	-9 Nm	0 Nm	-180Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vaný rozjezd}$	0 Nm	-130Nm	-207Nm	0 Nm	0 Nm	35 Nm	-207Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vaný chod}$	0 Nm	-126Nm	-200Nm	0 Nm	0 Nm	34 Nm	-200Nm	0 Nm
$f = \text{reduko-}$ $\text{vané brzdění}$	0 Nm	-121Nm	-193Nm	0 Nm	0 Nm	33 Nm	-193Nm	0 Nm

Tab. 4.19 Výsledné ohybové momenty působící na třetí hřídel

Fáze	Výsledné ohybové momenty		
	$M_{xyf \max}$	$M_{xzf \max}$	$M_{of \max}$
$f = \text{rozjezd}$	223 Nm	220 Nm	313 Nm
$f = \text{chod}$	202 Nm	200 Nm	284 Nm
$f = \text{brzdění}$	184 Nm	180 Nm	255 Nm
$f = \text{redukováný roz-}$ $\text{jezd}$	244 Nm	210 Nm	322 Nm
$f = \text{redukováný chod}$	236 Nm	203 Nm	311 Nm
$f = \text{redukováné brz-}$ $\text{dění}$	228 Nm	196 Nm	301 Nm

#### 4.11.3.4 Pevnostní kontrola třetího hřídele

Kontrola probíhá stejným způsobem jako v kapitole 4.11.2.4, výsledky jsou následující.

##### Nosný průřez hřídele

je zvolen v drážce pod řemenicí. Průměr hřídele  $d = 23mm$ , zahloubení drážky  $t = 3,5mm$ .

$$d_n = d - t = 23 - 3,5 = 19,5mm. \quad (4.339)$$

### Kontrola na statický krut

Napětí na mezi kluzu

$$\tau_{kk} = 167 \text{MPa}, \quad (4.340)$$

modul průřezu v krutu

$$W_k = 1456 \text{mm}^3, \quad (4.341)$$

napětí od krutu

$$\tau_k = 64 \text{MPa}, \quad (4.342)$$

bezpečnost v místě vrubu při smykovém napětí

$$k_\tau = 2,60. \quad (4.343)$$

### Kontrola na střídavý ohyb

Pro součinitele  $q = 0,8$ ,  $\alpha = 2,35$ ,  $\eta = 0,87$ ,  $\nu = 0,96$  vyjde vrubový součinitel

$$\beta = 2,08. \quad (4.344)$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{co}^* = 105 \text{MPa}. \quad (4.345)$$

Ohybový moment v místě vrubu

$$M_{xy}(\text{vrub}) = -F_{r7r} \cdot (d - c - v) = -1049 \cdot (0,190 - 0,135 - 0,038) = -39 \text{Nm}, \quad (4.346)$$

$$M_{xz}(\text{vrub}) = -F_{t7r} \cdot (d - c - v) = -1049 \cdot (0,190 - 0,135 - 0,038) = -39 \text{Nm}, \quad (4.347)$$

$$M_o(\text{vrub}) = \sqrt{(M_{xyr}(\text{vrub}))^2 + (M_{xzr}(\text{vrub}))^2} = \sqrt{(-39)^2 + (-39)^2} = 55 \text{Nm}. \quad (4.348)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = 728 \text{mm}^3, \quad (4.349)$$

napětí od ohybu

$$\sigma_o = 76 \text{MPa}, \quad (4.350)$$

bezpečnost v místě vrubu při ohybovém napětí

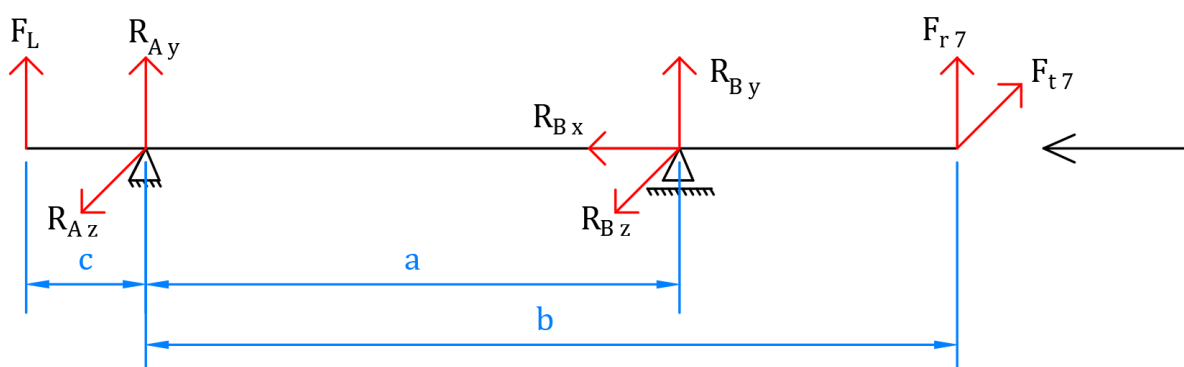
$$k_\sigma = 1,40. \quad (4.351)$$

### Bezpečnost při kombinovaném napětí

$$k = 1,23. \quad (4.352)$$



#### 4.11.4 Návrh výstupního hřídele



Obr. 4.17 Schematické zobrazení výstupního hřídele převodovky

##### 4.11.4.1 Minimální průměr hřídele

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{4b}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 252}{\pi \cdot 125}} = 0,021742m = 21,742mm. \quad (4.353)$$

##### 4.11.4.2 Rovnice rovnováhy a reakce

$$R_{Bxr} = 0N, \quad (4.354)$$

$$R_{Byr} = \frac{-F_{r7r} \cdot b + F_{Lr} \cdot c}{a} = \frac{-1049 \cdot 0,250 + 6191 \cdot 0,150}{0,150} = -7938N, \quad (4.355)$$

$$R_{Ayr} = -F_{r7r} - R_{Byr} - F_{Lr} = -1049 + 7938 - 6191 = 699N, \quad (4.356)$$

$$R_{Bzr} = \frac{F_{t7r} \cdot b}{a} = \frac{1049 \cdot 0,250}{0,150} = 1748N, \quad (4.357)$$

$$R_{Azr} = -R_{Bzr} + F_{t7r} = -1748 + 1049 = -699N. \quad (4.358)$$

Tab. 4.20 Jednotlivé reakce výstupního hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Reakce				
	$R_{Ayf}$	$R_{Azf}$	$R_{Bxf}$	$R_{Byf}$	$R_{Bzf}$
$f = \text{rozjezd}$	699 N	-699 N	0 N	-7938 N	1748 N
$f = \text{chod}$	634 N	-634 N	0 N	-7204 N	1586 N
$f = \text{brzdění}$	570 N	-570 N	0 N	-6470 N	1425 N
$f = \text{redukový rozjezd}$	656 N	-656 N	0 N	-7449 N	1640 N
$f = \text{redukový chod}$	634 N	-634 N	0 N	-7204 N	1586 N
$f = \text{reduované brzdění}$	613 N	-613 N	0 N	-6960 N	1532 N

Tab. 4.21 Výsledné reakce výstupního hřídele pro všechny fáze provozu výtahu

Fáze	Výsledné reakce			
	$R_{A f ax}$	$R_{A f rad}$	$R_{B f ax}$	$R_{B f rad}$
$f = \text{rozjezd}$	0 N	989 N	0 N	8128 N
$f = \text{chod}$	0 N	897 N	0 N	7377 N
$f = \text{brzdění}$	0 N	806 N	0 N	6625 N
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	0 N	928 N	0 N	7627 N
$f = \text{redukovaný chod}$	0 N	897 N	0 N	7376 N
$f = \text{redukované brzdění}$	0 N	867 N	0 N	7126 N

#### 4.11.4.3 Maximální ohybové momenty

$$M_{xyr}(a) = -R_{Byr} \cdot (a + c) - R_{Ayr} \cdot c = 7938 \cdot (0,150 + 0,150) - 699 \cdot 0,150 = 2277Nm, \quad (4.359)$$

$$M_{xyr}(b) = -R_{Byr} \cdot (a + c) - R_{Ayr} \cdot c - F_{r7r} \cdot (b + c) = 7938 \cdot (0,150 + 0,150) - 699 \cdot 0,150 - 1049 \cdot (0,250 + 0,150) = 1857Nm, \quad (4.360)$$

$$M_{xyr}(c) = -R_{Ayr} \cdot c = -699 \cdot 0,150 = -105Nm, \quad (4.361)$$

$$M_{x zr}(a) = R_{Bzr} \cdot (a + c) + R_{Azr} \cdot c = 1748 \cdot (0,150 + 0,150) - 699 \cdot 0,150 = 419Nm, \quad (4.362)$$

$$M_{x zr}(b) = R_{Bzr} \cdot (a + c) + R_{Azr} \cdot c - F_{t7r} \cdot (b + c) = 1748 \cdot (0,150 + 0,150) - 699 \cdot 0,150 - 1049 \cdot (0,250 + 0,150) = 0Nm, \quad (4.363)$$

$$M_{x zr}(c) = R_{Azr} \cdot c = -699 \cdot 0,150 = -105Nm. \quad (4.364)$$

Tab. 4.22 Jednotlivé ohybové momenty působící na výstupní hřídel

Fáze	Jednotlivé ohybové momenty					
	$M_{xy f(a)}$	$M_{xy f(b)}$	$M_{xy f(c)}$	$M_{xz f(a)}$	$M_{xz f(b)}$	$M_{xz f(c)}$
$f = \text{rozjezd}$	2277 Nm	1857 Nm	-105 Nm	419 Nm	0 Nm	-105 Nm
$f = \text{chod}$	2066 Nm	1685 Nm	-95 Nm	381 Nm	0 Nm	-95 Nm
$f = \text{brzdění}$	1856 Nm	1514 Nm	-85 Nm	342 Nm	0 Nm	-85 Nm
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	2136 Nm	1743 Nm	-98 Nm	394 Nm	0 Nm	-98 Nm
$f = \text{redukovaný chod}$	2066 Nm	1685 Nm	-95 Nm	381 Nm	0 Nm	-95 Nm
$f = \text{redukované brzdění}$	1996 Nm	1628 Nm	-92 Nm	368 Nm	0 Nm	-92 Nm

Tab. 4.23 Výsledné ohybové momenty působící na výstupní hřídel

Fáze	Výsledné ohybové momenty		
	$M_{xy f max}$	$M_{xz f max}$	$M_{O f max}$
$f = \text{rozjezd}$	2940 Nm	432 Nm	2972 Nm
$f = \text{chod}$	2668 Nm	392 Nm	2697 Nm
$f = \text{brzdění}$	2396 Nm	352 Nm	2422 Nm
$f = \text{redukovaný rozjezd}$	2759 Nm	406 Nm	2788 Nm
$f = \text{redukovaný chod}$	2668 Nm	392 Nm	2697 Nm
$f = \text{redukované brzdění}$	2577 Nm	379 Nm	2605 Nm

#### 4.11.4.4 Pevnostní kontrola výstupního hřídele

Kontrola probíhá stejným způsobem jako v kapitole 4.11.2.4. Zde se v ohybovém momentu počítá se silou v laně, která doposud nebyla počítána.

$$F_{Lr} = \frac{m_c \cdot (g + a)}{\eta_{kl} \cdot \eta_v} = \frac{550 \cdot (9,81 + 1)}{0,98 \cdot 0,98} = 6191N. \quad (4.365)$$

Další výsledky jsou následující:

#### Nosný průřez hřídele

Je zvolen v drážce pod lanovým bubnem. Průměr hřídele  $d = 50mm$ , zahloubení drážky  $t = 6,2mm$ .

$$d_n = d - t = 50 - 6,2 = 43,8mm. \quad (4.366)$$

### Kontrola na statický krut

Napětí na mezi kluzu

$$\tau_{kk} = 167MPa, \quad (4.367)$$

modul průřezu v krutu

$$W_k = 16499mm^3, \quad (4.368)$$

napětí od krutu

$$\tau_k = 19MPa, \quad (4.369)$$

bezpečnost v místě vrubu při smykovém napětí

$$k_\tau = 8,92. \quad (4.370)$$

### Kontrola na střídavý ohyb

Pro součinitele  $q = 0,8$ ,  $\alpha = 2,4$ ,  $\eta = 0,87$ ,  $\nu = 1,05$  vyjde vrubový součinitel

$$\beta = 2,12. \quad (4.371)$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{co}^* = 113MPa. \quad (4.372)$$

Ohybový moment v místě vrubu

$$M_{xy}(vrub) = F_{Lr} \cdot (c - v) = 6191 \cdot (0,150 - 0,050) = 62Nm, \quad (4.373)$$

$$M_{xz}(vrub) = 0Nm, \quad (4.374)$$

$$M_o(vrub) = \sqrt{(M_{xyr}(vrub))^2 + (M_{xzr}(vrub))^2} = \sqrt{(62)^2 + 0^2} = 62Nm. \quad (4.375)$$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = 8249mm^3, \quad (4.376)$$

napětí od ohybu

$$\sigma_o = 75Mpa, \quad (4.377)$$

bezpečnost v místě vrubu při ohybovém napětí

$$k_\sigma = 1,51. \quad (4.378)$$

### Bezpečnost při kombinovaném napětí

$$k = 1,49. \quad (4.379)$$

## 4.12 Návrh ložisek

Ložiska [6] zachycují axiální a radiální síly působící na hřídel a hrají zásadní roli pro bezproblémový chod stroje. Při nadměrném zatížení by postupně začínaly vznikat trhlinky, které by vedly až k vydrolení povrchu valivého tělesa nebo oběžné dráhy kroužku. Takové poškození se nazývá *pitting*. Projevuje se zvýšením valivého odporového momentu  $M_T$  a hlukem. Proto se ložiska navrhují s ohledem na jeho trvanlivost pro počet otáček v miliónech  $L$  nebo trvanlivost pro dobu chodu v hodinách  $L_h$ . U tohoto typu stroje je pro všechna ložiska zvolena požadovaná trvanlivost  $L_h = 8000 \text{ hod.}$  Vypočte se ze vztahu

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (4.380)$$

Podstatnou roli zde hraje nekonstantní rychlost otáčení a proměnlivé zatížení ložiska. Pro měnění se rychlost otáčení je potřeba vyjádřit střední hodnotu otáček  $n_m$ , která se stanoví ze vztahu

$$n_m = \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100}, \quad (4.381)$$

kde  $q_i$  jsou v procentech vyjádřené časové podíly jednotlivých otáček  $n_i$  na celkové době provozu ložiska a  $k$  je počet různých otáčkových úseků. Na prvním a druhém hřídeli se z hlediska otáček nerozděluje na redukovaný a neredukovaný chod. Redukce otáček nastává totiž až od třetího hřídele.

Pro proměnlivé zatížení ložiska se předpokládá, že otáčkám  $n_i$  bude odpovídat ekvivalentní dynamické zatížení  $P_i$ . Proto se musí vyjádřit střední hodnota zatížení  $P_m$  ze vztahu

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{n_i \cdot q_i}{n_m \cdot 100}} \quad (4.382)$$

Pro tyto podmínky je zapotřebí stanovit procentuální rozdělení chodu zařízení. Tzn. procentuálně vyjádřit fáze a úseky s konstantními otáčkami a zatíženími viz (Tab. 4.24). Výtah se bude častěji vyskytovat při zařazeném neredukovaném chodu, a to v 75% celkového času provozu zařízení. Z toho se bude výtah nacházet ve fázi rozjezdu 0,27% času, ve fázi chodu výtahu 74,46% času a ve fázi brzdění též 0,27% celkového času. Všechny ložiska jsou vybrány z katalogu ložisek SKF [9].

Tab. 4.24 Procentuální rozdělení chodu zařízení

Průběh chodu výtahu	Fáze	Časový podíl
NEREDUKOVANÝ CHOD 75%	rozjezd	$q_r = 0,27\%$
	chod	$q_{ch} = 74,46\%$
	brzdění	$q_b = 0,27\%$
REDUKOVANÝ CHOD 25%	rozjezd	$q_{r\ red} = 0,27\%$
	chod	$q_{ch\ red} = 24,46\%$
	brzdění	$q_{b\ red} = 0,27\%$

#### 4.12.1 Ložiska na vstupním hřídeli

##### 4.12.1.1 Střední hodnota otáček hřídele

Každému časovému podílu  $q_i$  odpovídají otáčky  $n_i$ , které jsou v (Tab. 4.25).

Tab. 4.25 Jednotlivé různé otáčkové úseky na vstupním hřídeli

$n_r = 1445\text{min}^{-1}$
$n_{ch} = 2890\text{min}^{-1}$
$n_b = 1445\text{min}^{-1}$
$n_{r\ red} = 1445\text{min}^{-1}$
$n_{ch\ red} = 2890\text{min}^{-1}$
$n_{b\ red} = 1445\text{min}^{-1}$

Pro fáze rozjezdu a brzdění výtahu, se nemůže dosazovat maximální hodnota otáček, proto se pro zjednodušení uvažuje v průměru polovičních otáček. Nyní lze vyjádřit střední hodnotu otáček

$$\begin{aligned}
 n_m &= \sum_1^k n_i \cdot \frac{q_i}{100} = n_r \cdot \frac{q_r}{100} + n_{ch} \cdot \frac{q_{ch}}{100} + n_b \cdot \frac{q_b}{100} + n_{r\ red} \cdot \frac{q_{r\ red}}{100} + \\
 &+ n_{ch\ red} \cdot \frac{q_{ch\ red}}{100} + n_{b\ red} \cdot \frac{q_{b\ red}}{100} = 4 \cdot \left( 1445 \cdot \frac{0,27}{100} \right) + 2890 \cdot \frac{74,46}{100} + \\
 &+ 2890 \cdot \frac{24,46}{100} = 2874\text{min}^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.383}$$

#### 4.12.1.2 Ložisko A

Kuličkové ložisko *SKF\*6204*.

Statická únosnost  $C_0 = 6550N$ .

Dynamická únosnost  $C = 13500N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 13$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{R_{A r ax}}{R_{A r rad}} = \frac{389}{821} = 0,473, \quad (4.384)$$

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{f_0 \cdot R_{A r ax}}{C_0} = \frac{13 \cdot 389}{6550} = 0,771. \quad (4.385)$$

Z tohoto poměru se z katalogu ložisek odečte součinitel  $e = 0,26$ . Pokud bude platit

$$e \geq \frac{F_{ax}}{F_{rad}}, \quad (4.386)$$

tak součinitel  $X = 1$  a  $Y = 0$ . Pokud bude součinitel  $e$  menší než poměr axiální a radiální síly, musí se z katalogu pro ložiska odečíst hodnota  $X$  a  $Y$  pro příslušný součinitel  $e$ . V tomto případě je hodnota  $e$  menší než poměr sil, tzn. že dle katalogu ložisek je  $X = 0,56$  a  $Y = 1,69$ .

Pro tyto hodnoty lze nyní vypočítat ekvivalentní dynamické zatížení  $P_i$ ,

$$\begin{aligned} P_r &= F_{rad} \cdot X + F_{ax} \cdot Y = R_{A r rad} \cdot X + R_{A r ax} \cdot Y = 821 \cdot 0,56 + 389 \cdot 1,69 = \\ &= 1116N. \end{aligned} \quad (4.387)$$

Následně je potřeba spočítat i ostatní ekvivalentní dynamické zatížení pro další fáze provozu výtahu. Vše se počítá analogickým způsobem. Všechny potřebné hodnoty jsou zobrazeny v (*Tab. 4.26*) a ekvivalentní dynamické zatížení pro všechny fáze provozu výtahu v (*Tab. 4.27*).

Tab. 4.26 Součinitelé a hodnoty pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska A

	Fáze					
	rozjezd	chod	brzdění	redukovaný rozjezd	redukovaný chod	redukované brzdění
$\frac{F_{ax}}{F_{rad}}$	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473	0,473
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	0,771	0,670	0,628	0,482	0,467	0,451
e	0,26	0,26	0,26	0,23	0,23	0,24
X	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Y	1,69	1,70	1,74	1,91	1,92	1,86

Tab. 4.27 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 1116N$
$P_{ch} = 1017N$
$P_b = 926N$
$P_{r red} = 752N$
$P_{ch red} = 729N$
$P_{b red} = 691N$

Nyní jsou známy všechny potřebné hodnoty pro výpočet středního zatížení  $P_m$ .

$$\begin{aligned}
 P_m &= \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{n_i \cdot q_i}{n_m \cdot 100}} = P_r^p \cdot \frac{n_r \cdot q_r}{n_m \cdot 100} + P_{ch}^p \cdot \frac{n_{ch} \cdot q_{ch}}{n_m \cdot 100} + P_b^p \cdot \frac{n_b \cdot q_b}{n_m \cdot 100} + \\
 &+ P_{r red}^p \cdot \frac{n_{r red} \cdot q_{r red}}{n_m \cdot 100} + P_{ch red}^p \cdot \frac{n_{ch red} \cdot q_{ch red}}{n_m \cdot 100} + P_{b red}^p \cdot \frac{n_{b red} \cdot q_{b red}}{n_m \cdot 100} = \quad (4.388) \\
 &= 1116^3 \cdot \frac{1445 \cdot 0,27}{2874 \cdot 100} + 117^3 \cdot \frac{2890 \cdot 74,46}{2874 \cdot 100} + 926^3 \cdot \frac{1445 \cdot 0,27}{2874 \cdot 100} + \\
 &+ 752^3 \cdot \frac{1445 \cdot 0,27}{2874 \cdot 100} + 729^3 \cdot \frac{2890 \cdot 24,46}{2874 \cdot 100} + 691^3 \cdot \frac{1445 \cdot 0,27}{2874 \cdot 100} = 960N.
 \end{aligned}$$



Kontrola na únosnost ložiska se provede ze vzorce (4.390) pro minimální požadovanou dynamickou únosnost ložiska. Musí platit

$$C \geq C_{min}, \quad (4.389)$$

$$C_{min} = P_m \cdot \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_1}{10^6}} = 960 \cdot \sqrt[3]{\frac{8000 \cdot 60 \cdot 2890}{10^6}} = 10711N. \quad (4.390)$$

#### 4.12.1.3 Ložisko B

Toto ložisko je navrhováno analogickým způsobem jako ložisko A 4.12.1.2.

Kuličkové ložisko **SKF61804**.

Statická únosnost  $C_0 = 2320N$ .

Dynamická únosnost  $C = 4030N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 15$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

$$\frac{F_{ax}}{F_{rad}} = \frac{R_{B r ax}}{R_{B r rad}} = \frac{0}{257} = 0, \quad (4.391)$$

$$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} = \frac{f_0 \cdot R_{B r ax}}{C_0} = \frac{13 \cdot 0}{4030} = 0. \quad (4.392)$$

Součinitel  $e = 0$ , tzn. že axiální síla nemá vliv a proto  $X = 1$  a  $Y = 0$ . Toto tvrzení je již zřejmé z výpočtu reakcí, protože je vidět, že v místě B žádná axiální síla nepůsobí. Proto se ve všech fázích provozu výtahu počítá s hodnotami  $X = 1$  a  $Y = 0$ .

Tab. 4.28 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 257N$
$P_{ch} = 233N$
$P_b = 210N$
$P_{r red} = 161N$
$P_{ch red} = 156N$
$P_{b red} = 160N$

Střední zatížení

$$P_m = 219N. \quad (4.393)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 2442N. \quad (4.394)$$

#### 4.12.2 Ložiska na druhém hřídeli

Návrh ostatních ložisek probíhá analogickým způsobem jako v kapitole 4.12.1

##### 4.12.2.1 Střední hodnota otáček hřídele

Tab. 4.29 Jednotlivé různé otáčkové úseky druhého hřídele

$n_r = 482min^{-1}$
$n_{ch} = 963min^{-1}$
$n_b = 482min^{-1}$
$n_{r\ red} = 482min^{-1}$
$n_{ch\ red} = 963min^{-1}$
$n_{b\ red} = 482min^{-1}$

$$n_m = 958min^{-1} \quad (4.395)$$

##### 4.12.2.2 Ložisko A

Kuličkové ložisko **SKF \*6205**.

Statická únosnost  $C_0 = 7800N$ .

Dynamická únosnost  $C = 14800N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 14$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

Tab. 4.30 Součinitelé a hodnoty pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska A

	Fáze					
	rozjezd	chod	brzdění	redukovaný rozjezd	redukovaný chod	redukované brzdění
$\frac{F_{ax}}{F_{rad}}$	0,115	0,115	0,115	0,131	0,131	0,131
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	0,395	0,358	0,322	0,178	0,172	0,167
<b>e</b>	0,24	0,23	0,22	0,19	0,19	0,19
<b>X</b>	1	1	1	1	1	1
<b>Y</b>	0	0	0	0	0	0

Tab. 4.31 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 1911N$
$P_{ch} = 1734N$
$P_b = 1557N$
$P_{r\ red} = 757N$
$P_{ch\ red} = 732N$
$P_{b\ red} = 707N$

Střední zatížení

$$P_m = 1590N. \quad (4.396)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 12293N. \quad (4.397)$$

#### 4.12.2.3 Ložisko B

Kuličkové ložisko **SKF 61905**.

Statická únosnost  $C_0 = 4300N$ .

Dynamická únosnost  $C = 7020N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 15$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

V místě B nepůsobí axiální síla  $X = 1, Y = 0$ .

Tab. 4.32 Ekvivalentní dynamické zatížení pro všechny fáze ložiska B

$P_r = 345N$
$P_{ch} = 313N$
$P_b = 282N$
$P_{r\ red} = 954N$
$P_{ch\ red} = 922N$
$P_{b\ red} = 891N$

Střední zatížení

$$P_m = 602N. \quad (4.398)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 4656N. \quad (4.399)$$

### 4.12.3 Ložiska na třetím hřídeli

#### 4.12.3.1 Střední hodnota otáček hřídele

Tab. 4.33 Jednotlivé různé otáčkové úseky třetího hřídele

$n_r = 161 \text{min}^{-1}$
$n_{ch} = 321 \text{min}^{-1}$
$n_b = 161 \text{min}^{-1}$
$n_{r \text{ red}} = 107 \text{min}^{-1}$
$n_{ch \text{ red}} = 214 \text{min}^{-1}$
$n_{b \text{ red}} = 107 \text{min}^{-1}$

$$n_m = 293 \text{min}^{-1} \quad (4.400)$$

#### 4.12.3.2 Ložisko A

Kuličkové ložisko *SKF \*16005*.

Statická únosnost  $C_0 = 4750N$ .

Dynamická únosnost  $C = 8060N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 15$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

Tab. 4.34 Součinitelé a hodnoty pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložiska A

	Fáze					
	rozjezd	chod	brzdění	redukovaný rozjezd	redukovaný chod	redukované brzdění
$\frac{F_{ax}}{F_{rad}}$	0,191	0,191	0,191	0,195	0,195	0,195
$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	0,996	0,904	0,812	0,502	0,485	0,469
<b>e</b>	0,28	0,28	0,27	0,24	0,25	0,25
<b>X</b>	1	1	1	1	1	1
<b>Y</b>	0	0	0	0	0	0

Tab. 4.35 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 1653N$
$P_{ch} = 1500N$
$P_b = 1347N$
$P_{r red} = 814N$
$P_{ch red} = 789N$
$P_{b red} = 761N$

Střední zatížení

$$P_m = 1419N. \quad (4.401)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 7607N. \quad (4.402)$$

#### 4.12.3.3 Ložisko B

Kuličkové ložisko *SKF \*6005*.

Statická únosnost  $C_0 = 6550N$ .

Dynamická únosnost  $C = 11900N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 14$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

V místě B nepůsobí axiální síla  $X = 1, Y = 0$ .

Tab. 4.36 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 2082N$
$P_{ch} = 1890N$
$P_b = 1697N$
$P_{r red} = 1879N$
$P_{ch red} = 1817N$
$P_{b red} = 1756N$

Střední zatížení

$$P_m = 1877N. \quad (4.403)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 10064N. \quad (4.404)$$

#### 4.12.4 Ložiska na výstupním hřídeli

##### 4.12.4.1 Střední hodnota otáček hřídele

Tab. 4.37 Jednotlivé různé otáčkové úseky výstupního hřídele

$n_r = 47 \text{min}^{-1}$
$n_{ch} = 94 \text{min}^{-1}$
$n_b = 47 \text{min}^{-1}$
$n_{r \text{ red}} = 31 \text{min}^{-1}$
$n_{ch \text{ red}} = 63 \text{min}^{-1}$
$n_{b \text{ red}} = 31 \text{min}^{-1}$

$$n_m = 86 \text{min}^{-1} \quad (4.405)$$

##### 4.12.4.2 Ložisko A

Kuličkové ložisko **SKF 61810**.

Statická únosnost  $C_0 = 6800N$ .

Dynamická únosnost  $C = 6760N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 17$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

V místě A nepůsobí axiální síla,  $X = 1, Y = 0$ .

Tab. 4.38 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 989N$
$P_{ch} = 897N$
$P_b = 806N$
$P_{r \text{ red}} = 928N$
$P_{ch \text{ red}} = 897N$
$P_{b \text{ red}} = 867N$

Střední zatížení

$$P_m = 897N. \quad (4.406)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 3199N. \quad (4.407)$$

#### 4.12.4.3 Ložisko B

Kuličkové ložisko *SKF \*6210*.

Statická únosnost  $C_0 = 23200N$ .

Dynamická únosnost  $C = 37100N$ .

Výpočtový součinitel  $f_0 = 14$ .

Exponent rovnice trvanlivosti  $p = 3$ .

V místě B nepůsobí axiální síla  $X = 1, Y = 0$ .

Tab. 4.39 Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B pro všechny fáze provozu výtahu

$P_r = 8128N$
$P_{ch} = 7377N$
$P_b = 6625N$
$P_{r red} = 7627N$
$P_{ch red} = 7377N$
$P_{b red} = 7126N$

Střední zatížení

$$P_m = 7377N. \quad (4.408)$$

Minimální hodnota dynamické únosnosti

$$C_{min} = 2630N. \quad (4.409)$$

### 4.13 Pevné spoje na hřídelích

Spojení bude prováděno perem nebo drážkováním, přičemž kritérium návrhu délky pera nebo drážkování představuje tlak ve stykové ploše s nábojem.

#### 4.13.1 Vstupní hřídel

##### 4.13.1.1 Pero pod spojkou

Rozměry pera jsou: tloušťka pera  $h = 6mm$  a šířka pera  $b = 6mm$ . Dovolené napětí materiálu pera ve smyku  $\tau_D = 125MPa$ . Průměr hřídele v místě spoje  $d = 18mm$ . Dovolný tlak v drážce pro neposuvný ocelový náboj  $p_D = 120MPa$ . Minimální délka pera  $l_{min}$  se vypočítá

$$l_{min} = \frac{2 \cdot M_{1r}}{b \cdot h \cdot d \cdot p_D \cdot 0,45} = \frac{2 \cdot 11000}{6 \cdot 6 \cdot 18 \cdot 120 \cdot 0,45} = 3,724mm. \quad (4.410)$$

Účinná délka pera

$$l_p \leq 1,2 \cdot d \leq 1,2 \cdot 18 \leq 21,6mm. \quad (4.411)$$

Je zvolena účinná délka  $l_p = 20mm$ .

Tlak  $p$  ve stykových plochách pera a hřídele, respektive náboje se vyjádří vztahem

$$p = \frac{4 \cdot M_{1r}}{h \cdot d \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 11000}{6 \cdot 18 \cdot 20} = 20MPa, \quad (4.412)$$

a musí být splněna podmínka  $p \leq p_D$ .

Zároveň musí být pro smykové napětí v podélném průřezu pera

$$\tau = \frac{F}{b \cdot l_p} = \frac{2 \cdot M_{1r}}{b \cdot l_p \cdot d} = \frac{2 \cdot 11000}{6 \cdot 20 \cdot 18} = 10MPa \quad (4.413)$$

splněna podmínka  $\tau \leq \tau_D$ .

#### 4.13.1.2 Pero pod ozubeným kolem 1

Jelikož je na hřídeli použito stejné pero, stejný působící krouticí moment a jsou shodné průměry hřídele v místě spoje, budou stejné i výsledky. Počítáno analogicky jako u pera pod spojkou 4.13.1.1

#### 4.13.2 Druhá hřídel

Spoje se navrhují analogicky jako u vstupní hřídele 4.13.1

##### 4.13.2.1 Pero pod ozubeným kolem 2

Spoj se nachází na průměru hřídele  $d = 20mm$ , tloušťka pera je  $h = 6mm$  a šířka pera  $b = 6mm$

$$l_{min} = 9,853mm. \quad (4.414)$$

Účinná délka pera

$$l_p \leq 24mm. \quad (4.415)$$

Je zvolena účinná délka  $l_p = 16mm$ .

Tlak  $p$  ve stykových plochách

$$p = 66MPa, \quad (4.416)$$

smykové napětí

$$\tau = 33MPa. \quad (4.417)$$



#### 4.13.2.2 Pero pod ozubeným kolem 3 a 5

Spoje se nachází na průměrech hřídelů  $d = 28mm$ , tloušťka pera je  $h = 7mm$  a šířka pera  $b = 8mm$

$$l_{min} = 6,032mm. \quad (4.418)$$

Účinná délka pera

$$l_p \leq 33,6mm. \quad (4.419)$$

Je zvolena účinná délka  $l_p = 28mm$ .

Tlak  $p$  ve stykových plochách

$$p = 23MPa, \quad (4.420)$$

smykové napětí

$$\tau = 10MPa. \quad (4.421)$$

#### 4.13.3 Třetí hřídel

Spoje se navrhují analogicky jako u vstupní hřídele 4.13.1

##### 4.13.3.1 Pero pod řemenicí 1

Spoj se nachází na průměru hřídele  $d = 23mm$ , tloušťka pera je  $h = 7mm$  a šířka pera  $b = 8mm$

$$l_{min} = 21,591mm. \quad (4.422)$$

Účinná délka pera

$$l_p \leq 27,6mm. \quad (4.423)$$

Je zvolena účinná délka  $l_p = 25mm$ .

Tlak  $p$  ve stykových plochách

$$p = 93MPa, \quad (4.424)$$

smykové napětí

$$\tau = 41MPa. \quad (4.425)$$

##### 4.13.3.2 Drážkování pod ozubenými koly 4 a 6

U posuvného náboje je dovolený tlak v drážce pro ocelový náboj  $p_D = 20MPa$ .

Minimální vnitřní průměr drážkování

$$d_{1min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{3b}}{\pi \cdot \tau_D}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94000}{\pi \cdot 125}} \geq 15,638mm \quad (4.426)$$

Je zvoleno drážkování s rozměry: vnitřní průměr hřídele  $d = 26mm$ , počet zubů  $N = 6$ , vnější průměr  $D = 30mm$ , šířka zubu  $B = 6mm$ , účinná plocha všech drážek na jednotku délky náboje  $f' = 6,3mm^2 \cdot mm^{-1}$ .

Minimální délka náboje

$$l_{min} \geq \frac{4 \cdot M_{3b}}{(d_1 + d_2) \cdot p_D \cdot f'} \geq \frac{4 \cdot 94000}{(26 + 30) \cdot 20 \cdot 6,3} \geq 53,206mm \quad (4.427)$$

Je zvolena délka náboje  $l=110mm$ .

Zároveň musí být splněna podmínka

$$\tau_D \geq \frac{M_{3b}}{W_k} \geq \frac{16 \cdot M_{3b}}{\pi \cdot d^3} \geq \frac{16 \cdot 76000}{\pi \cdot 26^3} \geq 22MPa \quad (4.428)$$

#### 4.13.4 Výstupní hřídel

Spoje se navrhují analogicky jako u vstupní hřídele 4.13.1

##### 4.13.4.1 Pero pod řemenicí 2 a pod lanovým bubnem

Spoje se nachází na průměru hřídele  $d = 50mm$ , tloušťka pera je  $h = 10mm$  a šířka pera  $b = 16mm$ ,

$$l_{min} = 22,928mm. \quad (4.429)$$

Účinná délka pera

$$l_p \leq 60mm. \quad (4.430)$$

Je zvolena účinná délka  $l_p = 56mm$ .

Tlak  $p$  ve stykových plochách

$$p = 44MPa, \quad (4.431)$$

smykové napětí

$$\tau = 14MPa. \quad (4.432)$$

## 5 Ekonomické zhodnocení

Tato část je věnována ekonomickému zhodnocení navrhovaného zařízení. Principiálně jde o co nej-přesnější odhad pořizovací ceny zařízení. Tabulka je rozdělena na součásti normalizované a nenormalizované. Nenormalizované součásti jsou z obecného hlediska dražší z důvodu kusové výroby. Do jejich výsledné ceny je zahrnuta cena materiálu, čas strávený výrobou, povrchové úpravy apod. V tabulce (Tab. 5.1) jsou vypsány všechny použité normalizované díly výtahu a jejich dostupná cena z poptávky nebo z internetu. V tabulce (Tab. 5.2) jsou vypsány všechny nenormalizované díly výtahu a jejich hrubě odhadnutá pořizovací cena.

Tab. 5.1 Použité normalizované součásti v zařízení

Název součásti	Počet ks	Cena za 1ks [Kč]	Cena [Kč]
<b>NORMALIZOVANÉ SOUČÁSTI</b>			
Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DA33-4AA4	1	4894,-	4894,-
Pružná čepová spojka REVOLEX	1	2559,-	2559,-
Hřídelový těsnící kroužek	2	16,50	33,-
Pojistný kroužek	7	11,50	80,5
Ložisko SKF 6204	1	83,94	83,94
Ložisko SKF 61804	1	266,71	266,71
Ložisko SKF 61905	1	317,24	317,24
Ložisko SKF 16005	1	179,48	179,48
Ložisko SKF 6205	1	97,68	97,68
Ložisko SKF 6005	1	88,91	88,91
Ložisko SKF 61810	1	813,02	813,02
Ložisko SKF 6210	1	348,48	348,48
Pero těsné DIN 6885 A 6x6x20	3	2,52	7,56
Pero těsné DIN 6885 A 7x8x30	3	3,87	11,61
Pero těsné DIN 6885 A 10x16x56	2	18,78	37,56
Klínový řemen RUBENA	1	301,62	301,62
Řemenice PBT 5 SPB 125	1	820,86	820,86
Řemenice PBT 5 SPB 425	1	9254,44	9254,44
Lanový buben GEDA maxi	1	3812,-	3812,-
Lano SEAL 6 x 19S – FC 75m	1	1057,50	1057,50
Žebříkový profil GEDA 36m	1	143604,-	143604,-
Hlavový díl GEDA	1	3875,-	3875,-
Kloub profilu GEDA	1	7998,-	7998,-
Střešní plošina GEDA	1	9850,-	9850,-
Koncové spínače	1	1372,-	2744,-
Ovladač GEDA	1	2985,-	2985,-
Elektromagnetická brzda GEDA	1	5421,-	5421,-
Spojovací materiál	1	350,-	350,-
<b>CELKEM</b>			<b>201892,-</b>

Tab. 5.2 Použité nenormalizované součásti v zařízení

Název součásti	Počet ks	Cena za 1ks [Kč]	Cena [Kč]
<b>NENORMALIZOVANÉ SOUČÁSTI</b>			
Hřídele	4	1250,-	5000,-
Kladka	1	600,-	600,-
Ozubená kola	6	1170,-	7020,-
Převodová skříň	1	20000,-	20000,-
Svařovaný rám z profilů	1	4000,-	4000,-
<b>CELKEM</b>			<b>36620,-</b>

Všechny ceny v tabulkách jsou uvedeny s DPH. Celková cena výtahu je vyčíslena na 238512Kč. Z uvedených tabulek s použitými součástmi je vidět, že je výtah sice zhruba dvakrát dražší než originální výtah GEDA Comfort Lift 250, ale naopak disponuje výkonnějšími parametry.

## 6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout pohon šikmého střešního lanového výtahu s možností redukce otáček a reverzace s uložením na svařovaném rámu a to vše na základě zadaných parametrů. Koncepce návrhu vychází z poznatků získaných při studiu na Fakultě strojní Technické univerzity v Liberci.

Hlavní částí práce byl konstrukční návrh a výpočtová zpráva všech součástí pohonu. Po nákresu schematické skici pohonu, byly určeny zbývající parametry podstatné pro chod výtahu. Byly zvoleny převodové poměry všech soukolí, otáčky jednotlivých hřídelů a jejich krouticí momenty přiřazené do fází, ve kterých se výtah nachází. Na základě těchto hodnot bylo navrženo kuželové a čelní soukolí, u nichž byly zvoleny šikmé zuby pro svou nízkou hlučnost a únosnost. U těchto soukolí byl vybrán materiál, zvolil se počet zubů pastorku, úhel sklonu zubů a následně byly dopočítány geometrické rozměry soukolí. Díky tomu se spočítali působící síly v těchto soukolích následované pevnostní kontrolou ozubení. Výpočtová zpráva pokračovala návrhem řemenového převodu, kde se také počítaly jeho geometrické rozměry a působící síly. Podle výpočtové délky řemene byl z katalogu vybrán typ řemene. Dalším krokem bylo dimenzování hřídelů. Počínaje navrhnutím minimálního průměru hřídele, určením rovnic rovnováhy pro výpočet působících reakcí a maximálního ohybového momentu, pevnostní kontrolou všech hřídelů konče. Výpočtová zpráva končí návrhem ložisek a spojů na hřídelích. Nedílnou součástí byl také výběr potřebných komponent pro chod výtahu. Mezi tyto díly patří například elektromotor, spojka, lano a další.

Následně bylo možné vymodelovat celý pohonný systém a díky tomu byla následně vytvořena dokumentace celého zařízení. Jedná se o výkres celé sestavy s kusovníkem a výkresy jednotlivých součástí.

Cíl bakalářské práce byl splněn. Celé zařízení je provozu schopné, jednotlivé součásti jsou výrobitelné obvyklým způsobem a zároveň splňují podmínky pevnostní bezpečnosti.

## Seznam použité literatury

- [1] *Výtahy* [online]. Moderní výtahy, 2016 [cit. 2018-03-20].  
Dostupné z: <http://moderni-vytahy.cz/cs/novinky/72-vytah-od-pocatku-k-dnesku.html>
- [2] *Šikmé lanové výtahy*. ASB-portal [online]. Šikmé lanové výtahy, 2009 [cit. 2018-05-17].  
Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/stavebnictvi/stavebni-technika/sikme-lanove-vytahy>
- [3] *Účinnost kladky*. Wikipedia [online]. Kladka, 2018 [cit. 2018-06-17].  
Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Kladka>
- [4] *Katalog spojky ROTEX*. Katalog spojky-KTR [online]. Produkty, 2018 [cit. 2018-06-01].  
[https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/03\\_backlash-free\\_jaw\\_couplings\\_ROTEx\\_GS.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/03_backlash-free_jaw_couplings_ROTEx_GS.pdf)
- [5] LEINVEBER J., VÁVRA P., *Strojnické tabulky*, Třetí doplněné vydání, Úvaly 2006,  
ISBN 80-7361-033-7
- [6] Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., *Části strojů 1.díl*, Páté doplněné vydání, Liberec 2015,  
ISBN 978-80-7494-193-2
- [7] Prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc., *Části strojů 2.díl*, Páté doplněné vydání, Liberec 2015,  
ISBN 978-80-7494-184-9
- [8] TYMA CZ, s.r.o. [online], *Katalog řemenů*, [vid. 2016-08-10].  
Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/katalogy/tyma-remeny-belts.pdf>
- [9] SKF, [online], *Katalog ložisek*, [vid. 2016-07-21].  
Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/katalogy-lozisek-skf/>
- [10] BUREŠ, M. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec, 2006. Dostupné z:  
[http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_ozubenych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf)

## Seznam příloh

1. Výkres sestavy šikmého výtahu
2. Výkres převodovky
3. Výkres vstupního hřídele
4. Výkres pastorku
5. Výkres ozubeného kola
6. Výkres vymežovacího pouzdra

Obsah přiloženého CD:

- text bakalářské práce
  - BP\_Pavel\_Cimbál.pdf
  - kopie zadání\_BP\_Pavel\_Cimbál.pdf
- 3D model pohonu výtahu
- výrobní dokumentace
  - pohon.pdf
  - převodovka.pdf
  - vstupní\_hřídel.pdf
  - pastorek.pdf
  - ozubené\_kolo.pdf
  - pouzdro.pdf