



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh nákladního výtahu pro pokrývače**

**Design of freightlift for roofers**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

**2022**

**Jan ŠKARYD**

**Studijní program:** B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

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



# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem „Návrh nákladního výtahu pro pokrývače“ zpracoval samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kříčky, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 13. 5. 2022

.....  
Škaryd Jan

# Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D., za poskytnutí cenných rad a odborné pomoci, mému otci za trpělivost při neustálých dotazech typu „Myslíš, že to udrží?“ a celému zbytku rodiny za morální podporu během studia.

# Anotační list

Jméno autora: Jan Škaryd  
Název BP: Návrh nákladního výtahu pro pokrývače  
Anglický název: Design of freightlift for roofers  
Rok: 2022  
Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství  
Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový  
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí BP: Ing. Jaroslav Kříčka, Ph.D.

Bibliografické údaje:

počet stran	58
počet obrázků	20
počet tabulek	10
počet grafů	4
počet příloh	5

Klíčová slova: Šikmý výtah, návrh, převodovka  
Keywords: Inclined hoist, design, transmission

Anotace: Tato Bakalářská práce se zabývá rešerší konstrukčních řešení výtahů a jejich historie, návrhem šikmého nákladního výtahu pro pokrývače, následnou tvorbou 3D modelu a zpracováním 2D dokumentace jeho vybraných součástí.

Česky

Abstract: This Bachelor thesis describes both the research into the past and present of lifts and the design of an inclined ladder hoist for roofers, subsequent creation of its 3D model and 2D documentation of selected parts.

Anglicky

# Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk .....	1
1. Úvod.....	6
2. Výtahy a jejich specifika.....	7
2.1 Historie výtahů .....	7
2.2 Dělení výtahů.....	10
2.2.1 Rozdělení podle pohonů .....	10
2.2.2 Rozdělení podle použití.....	11
2.2.3 Rozdělení podle technického provedení .....	11
2.2.4 Rozdělení podle polohy strojovny .....	11
3. Hlavní části výtahu.....	12
3.1 Výtahový stroj .....	12
3.1.1 Elektromotor .....	12
3.1.2 Spojka.....	13
3.1.3 Brzda .....	13
3.1.4 Převodovka .....	14
3.1.5 Třecí kotouč.....	15
3.1.6 Buben .....	15
3.2 Rám výtahu.....	16
3.3 Nosné prvky.....	16
3.3.1 Ocelová lana.....	16
3.3.2 Kloubové řetězy .....	16
3.4 Výtahová klec .....	17
3.4.1 Konstrukce klece nákladních výtahů se zakázanou dopravou osob.....	17

4.	Návrh konstrukčního řešení.....	19
4.1	Průzkum trhu.....	19
4.2	Možné návrhové koncepce převodovky .....	19
4.2.1	Dvoustupňová čelní převodovka .....	19
4.2.2	Dvoustupňová převodovka s kuželovým soukolím.....	20
4.2.3	Planetová převodovka .....	20
4.2.4	Šneková převodovka .....	21
4.3	Výpočty.....	22
4.3.1	Ocelová lana.....	22
4.3.2	Volba elektromotoru.....	23
4.3.3	Výpočet čelních ozubených kol.....	24
4.3.4	Spojení hřídelů s náboji.....	33
4.3.5	Silové poměry.....	35
4.3.5.3	Silové reakce v uložení .....	38
4.3.6	Volba ložisek .....	40
5.	Vlastní konstrukční řešení .....	44
5.1	Výtahový stroj .....	44
5.2	Nosná konstrukce.....	49
5.3	Vozík s rychloupínáním klecí .....	51
6.	Závěr .....	53
7.	Citovaná literatura.....	54
8.	Seznam obrázků.....	56
9.	Seznam tabulek.....	57
10.	Seznam grafů.....	58

## Seznam použitých symbolů a zkratk

Značka	Jednotka	Název
$k_l$	1	Bezpečnost lan
$i_k$	1	Převodový poměr lanové soustavy
$n$	1	Počet nosných lan
$N_1$	$kg$	Jmenovitá nosnost lana
$Q$	$kg$	Nosnost výtahu
$K$	$kg$	Hmotnost výtahové klece
$g$	$m \cdot s^{-2}$	Gravitační zrychlení
$\eta_{12}$	1	Účinnost prvního soukolí převodovky
$\eta_{34}$	1	Účinnost druhého soukolí převodovky
$\eta_B$	1	Účinnost bubnu
$\eta_K$	1	Účinnost kladky
$\eta_C$	1	Celková účinnost výtahového stroje
$F$	$N$	Síla potřebná ke zvednutí klece s břemenem
$v'$	$m \cdot s^{-1}$	Požadovaná rychlost zdvihu výtahové klece
$P$	$W$	Výkon potřebný ke zvednutí klece
$n'_B$	$min^{-1}$	Předběžné otáčky bubnu
$n_{EM}$	$min^{-1}$	Otáčky elektromotoru
$D_B$	$m$	Průměr bubnu
$i'_P$	1	Předběžný převodový poměr převodovky
$i_P$	1	Převodový poměr převodovky
$i'_{12}$	1	Předběžný převodový poměr prvního ozubení
$i_{12}$	1	Převodový poměr prvního ozubení
$i'_{34}$	1	Předběžný převodový poměr druhého ozubení
$i_{34}$	1	Převodový poměr druhého ozubení
$z_1$	1	Počet zubů prvního ozubeného kola
$z'_2$	1	Předběžný počet zubů druhého ozubeného kola
$z_2$	1	Počet zubů druhého ozubeného kola



$z_3$	1	Počet zubů třetího ozubeného kola
$z'_4$	1	Předběžný počet zubů čtvrtého ozubeného kola
$z_4$	1	Počet zubů čtvrtého ozubeného kola
$M_{EM}$	$N \cdot m$	Kroutící moment elektromotoru
$M_k^I$	$N \cdot m$	Kroutící moment na vstupní hřídeli
$M_k^{II}$	$N \cdot m$	Kroutící moment na předlokové hřídeli
$M_k^{III}$	$N \cdot m$	Kroutící moment na výstupní hřídeli
$n_I$	$min^{-1}$	Otáčky vstupní hřídele
$n_{II}$	$min^{-1}$	Otáčky předlokové hřídele
$n_{III}$	$min^{-1}$	Otáčky výstupní hřídele
$P_{EM}$	$kW$	Výkon elektromotoru
$P_I$	$kW$	Výkon na vstupní hřídeli
$P_{II}$	$kW$	Výkon na předlokové hřídeli
$P_{III}$	$kW$	Výkon na výstupní hřídeli
$d'_I$	$mm$	Minimální průměr vstupní hřídele
$d'_{II}$	$mm$	Minimální průměr předlokové hřídele
$d'_{III}$	$mm$	Minimální průměr výstupní hřídele
$\tau_D^I$	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí na vstupní hřídeli
$\tau_D^{II}$	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí na předlokové hřídeli
$\tau_D^{III}$	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí na výstupní hřídeli
$\sigma_{Flim12}$	$N \cdot mm^{-2}$	Limitní mez únavy v ohybu prvního ozubení
$\sigma_{Flim34}$	$N \cdot mm^{-2}$	Limitní mez únavy v ohybu druhého ozubení
$\sigma_{Hlim12}$	$N \cdot mm^{-2}$	Limitní mez únavy v dotyku prvního ozubení
$\sigma_{Hlim34}$	$N \cdot mm^{-2}$	Limitní mez únavy v dotyku druhého ozubení
$\sigma_{FP1}$	$N \cdot mm^{-2}$	Přípustná mez únavy v ohybu prvního ozubení
$\sigma_{FP2}$	$N \cdot mm^{-2}$	Přípustná mez únavy v ohybu druhého ozubení
$\sigma_{HP1}$	$N \cdot mm^{-2}$	Přípustná mez únavy v dotyku prvního ozubení
$\sigma_{HP2}$	$N \cdot mm^{-2}$	Přípustná mez únavy v dotyku druhého ozubení
$\beta_{12}$	$^\circ$	Úhel sklonu prvního ozubení
$\beta_{34}$	$^\circ$	Úhel sklonu druhého ozubení

$K_A$	1	Součinitel vnějších dynamických sil
$\psi_m$	1	Součinitel poměrné šířky kola
$\psi_d$	1	Součinitel poměrné šířky kola
$\psi_{d12}$	1	Poměrný součinitel zubů prvního ozubení
$\psi_{d34}$	1	Poměrný součinitel zubů druhého ozubení
$K_{F\beta 12}$	1	Ohybový součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů prvního ozubení
$K_{F\beta 34}$	1	Ohybový součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů druhého ozubení
$K_{H\beta 12}$	1	Dotykový součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů prvního ozubení
$K_{H\beta 34}$	1	Dotykový součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů druhého ozubení
$f_p$	1	Ohybový součinitel ozubení
$f_H$	1	Dotykový součinitel ozubení
$m'_{n12}$	mm	Předběžný normálový modul prvního ozubení
$m_{n12}$	mm	Normálový modul prvního ozubení
$m'_{n34}$	mm	Předběžný normálový modul druhého ozubení
$m_{n34}$	mm	Normálový modul druhého ozubení
$d'_1$	mm	Předběžný průměr roztečné kružnice pastorku na vstupní hřídeli
$d'_3$	mm	Předběžný průměr roztečné kružnice pastorku na předlohové hřídeli
$b_1$	mm	Šířka pastorku na vstupní hřídeli
$b_2$	mm	Šířka ozubeného kola na předlohové hřídeli
$b_3$	mm	Šířka pastorku na předlohové hřídeli
$b_4$	mm	Šířka ozubeného kola na výstupní hřídeli
$a'_{12}$	mm	Předběžná osová vzdálenost prvního ozubení
$a_{12}$	mm	Osová vzdálenost prvního ozubení
$a'_{34}$	mm	Předběžná osová vzdálenost druhého ozubení

$\alpha_{34}$	$mm$	Osová vzdálenost druhého ozubení
$\alpha_n$	$^\circ$	Úhel záběru nástroje
$\alpha_{t12}$	$^\circ$	Úhel záběru prvního ozubení v čelní rovině
$\alpha_{t34}$	$^\circ$	Úhel záběru druhého ozubení v čelní rovině
$\alpha_{tw12}$	$^\circ$	Valivý úhel záběru prvního ozubení v čelní rovině
$\alpha_{tw34}$	$^\circ$	Valivý úhel záběru druhého ozubení v čelní rovině
$x_1$	1	Součinitel posunutí profilu pastorku na vstupní hřídeli
$x_2$	1	Součinitel posunutí profilu ozubeného kola na předlohové hřídeli
$x_3$	1	Součinitel posunutí profilu pastorku na předlohové hřídeli
$x_2$	1	Součinitel posunutí profilu ozubeného kola na výstupní hřídeli
$b$	$mm$	Šířka těsného pera
$h$	$mm$	Výška těsného pera
$d_H$	$mm$	Průměr hřídele v místě těsného pera
$k$	—	Bezpečnost
$p_D$	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolený tlak na těsné pero
$p$	$N \cdot mm^{-2}$	Tlak na těsné pero
$\tau_D$	$N \cdot mm^{-2}$	Dovolené smykové napětí na těsné pero
$\tau$	$N \cdot mm^{-2}$	Smykové napětí na těsné pero
$l'_a$	$mm$	Předběžná délka nezaoblené části těsného pera
$l_a$	$mm$	Délka nezaoblené části těsného pera
$l'$	$mm$	Předběžná délka těsného pera
$l$	$mm$	Délka těsného pera
$F_{t1}^p$	$N$	Tečná síla na zubech pastorku vstupní hřídele
$F_{a1}^p$	$N$	Axiální síla na zubech pastorku vstupní hřídele
$F_{r1}^p$	$N$	Radiální síla na zubech pastorku vstupní hřídele
$F_{t2}^k$	$N$	Tečná síla na zubech kola předlohové hřídele
$F_{a2}^k$	$N$	Axiální síla na zubech kola předlohové hřídele
$F_{r2}^k$	$N$	Radiální síla na zubech kola předlohové hřídele
$F_{t2}^p$	$N$	Tečná síla na zubech pastorku předlohové hřídele

$F_{a2}^p$	$N$	Axiální síla na zubech pastorku předlohové hřídele
$F_{r2}^p$	$N$	Radiální síla na zubech pastorku předlohové hřídele
$F_{t3}^k$	$N$	Tečná síla na zubech kola výstupní hřídele
$F_{a3}^k$	$N$	Axiální síla na zubech kola výstupní hřídele
$F_{r3}^k$	$N$	Radiální síla na zubech kola výstupní hřídele
$d_{p12}^w$	$mm$	Průměr pracovní kružnice pastorku prvního ozubení
$d_{k12}^w$	$mm$	Průměr pracovní kružnice kola prvního ozubení
$d_{p34}^w$	$mm$	Průměr pracovní kružnice pastorku druhého ozubení
$d_{k34}^w$	$mm$	Průměr pracovní kružnice kola druhého ozubení
$D$	$mm$	Vnější průměr ložiska
$B$	$mm$	Šířka ložiska
$C$	$N$	Dynamická únosnost ložiska
$C_0$	$N$	Statická únosnost ložiska
$f_0$	1	Výpočtový součinitel ložiska
$e$	1	Výpočtový součinitel ložiska pro normální vůli
$X$	1	Radiální výpočtový součinitel ložiska
$Y$	1	Axiální výpočtový součinitel ložiska
$P_A^I$	$N$	Ekvivalentní zatížení levého ložiska vstupní hřídele
$P_B^I$	$N$	Ekvivalentní zatížení pravého ložiska vstupní hřídele
$P_A^{II}$	$N$	Ekvivalentní zatížení levého ložiska předlohové hřídele
$P_B^{II}$	$N$	Ekvivalentní zatížení pravého ložiska předlohové hřídele
$P_A^{III}$	$N$	Ekvivalentní zatížení levého ložiska výstupní hřídele
$P_B^{III}$	$N$	Ekvivalentní zatížení pravého ložiska výstupní hřídele
$L_A^I$	$h$	Trvanlivost levého ložiska vstupní hřídele
$L_B^I$	$h$	Trvanlivost pravého ložiska vstupní hřídele
$L_A^{II}$	$h$	Trvanlivost levého ložiska předlohové hřídele
$L_B^{II}$	$h$	Trvanlivost pravého ložiska předlohové hřídele
$L_A^{III}$	$h$	Trvanlivost levého ložiska výstupní hřídele
$L_B^{III}$	$h$	Trvanlivost pravého ložiska výstupní hřídele

# 1. Úvod

Výtahy jsou charakterizovány jako zdvihací zařízení pro dopravu osob nebo nákladu, které obsluhují určené stanice a mají klec či platformu určenou pro dopravu zmiňovaných osob a nákladu. Provoz výtahů většinou bývá přerušovaný, to znamená, že nástup a výstup osob, či náklad a výklad břemen probíhá při stojící kabině. Existují ale i specifické oběžné výtahy, tzv. páternostery, s nepřetržitým pracovním cyklem, u nichž se nástup i výstup osob děje za provozu. [1]

Výtahy se používají ve výrobních a nevýrobních objektech, bytových domech, na stavbách i v dolech. Míra společenského nebezpečí výtahů je tedy dána velkým rozsahem jejich používání. U výtahů je dále nebezpečí dáno kinetickou energií reprezentovanou pohybujícím se výtahem, potenciální energií, kterou představuje výtah v horní poloze a samotnou konstrukcí výtahu. Výtahy jsou v dnešní době vybaveny převážně elektrickým pohonem a dalšími elektrickými komponenty, které také mohou ohrozit osoby uvnitř. Uživatelé výtahu očekávají, že konstrukce výtahu a použité technologie tedy budou splňovat maximální míru bezpečnosti. [1]

Cílem této práce je zpracování rešerše konstrukčních řešení obdobných zařízení a jejich historie, vytvoření konstrukčního návrhu nákladního výtahu pro pokrývače a provedení nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. Na základě těchto výpočtů poté bude vytvořen 3D model a 2D dokumentace tohoto konstrukčního řešení.

## 2. Výtahy a jejich specifika

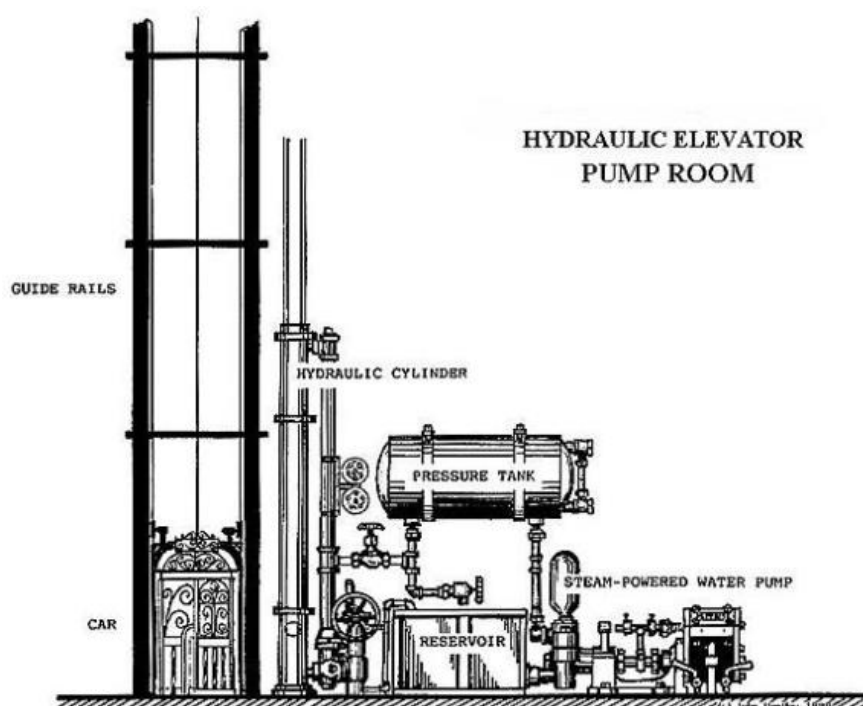
### 2.1 Historie výtahů

S vývojem civilizace a stavbou více a více monumentálních staveb přišla potřeba zdvihát břemena do velké výšky. První zmínky o zdvihadlech, které lze porovnávat s dnešními výtahy, pocházejí ze 3. století před naším letopočtem, ale lze předpokládat, že jejich historie je ještě obsáhlejší. Tato zdvihadla byla poháněna převážně lidskou nebo zvířecí silou, popřípadě vodou hnaným mechanismem. [2]

Z technické potřeby se začaly výtahy vyvíjet až s rozvojem průmyslu. U nás i jinde to byly nejdříve většinou jen výtahy čistě nákladní. Od jiných zdvihadel se nelišily ani svou konstrukcí ani způsobem výpočtu atd. Teprve když se začaly stavět výtahy i k dopravě lidí, třeba jen jako průvodců zboží, muselo se nutně dbát i ochrany lidského života a bylo třeba vypracovat předpisy, které by lidský život skutečně chránily. [3]

Jedním z prvních výtahů pro přepravu osob si nechal roku 1743 vyrobit a instalovat francouzský král Ludvík XV. do zámku ve Versailles. Fungoval na principu kladek a protizávaží a byl poháněn lidskou silou. [4]

Zdvihací zařízení, jak je známe dnes, bylo poprvé vynalezeno v 18. století. Bylo poháněno párou, a to tak, že parní čerpadlo hnalo vodu do pístnice, která buďto zvedala kabinu výtahu přímo, nebo nepřímo s pomocí lana. Kabina výtahu klesala vlastní vahou a rychlost klesání byla ovládána výpustním ventilem na pístnici. [2]

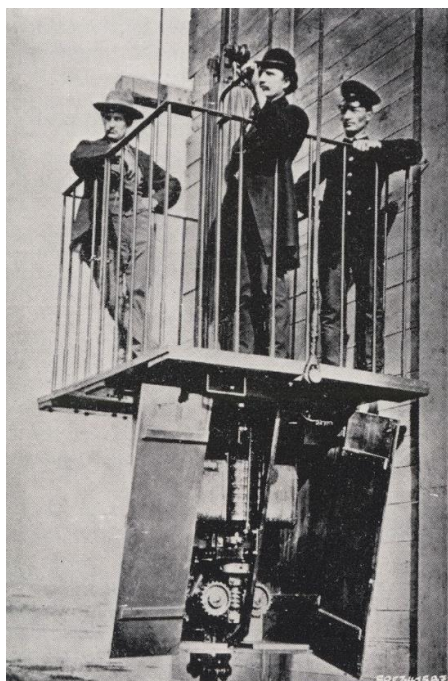


Obr. 1 - Schéma parou poháněného výtahu [5]

První opravdu bezpečný moderní výtah byl představen Elishou G. Otisem roku 1853 v budově „New York Crystal Palace“ v New York City ve Spojených státech. Výtah překonával dvě podlaží a byl revoluční svým bezpečnostním systémem, který v případě selhání lana zabrzdil kabinu.

Toto byl důležitý moment ve vývoji výtahů a moderních budov, neboť bezpečný výtah umožnil rychlý přístup k vyšším patřům a vedl tedy ke komercializaci výškových budov stavbou velkých obchodních center. První aplikace výtahu v takovémto obchodním domě byla provedena roku 1857, též ve městě New York. O deset let později, tj. v roce 1867, založili synové E. Otise společnost Yonkers a spustili masovou výrobu parou poháněných hydraulických výtahů. [2]

S příchodem elektřiny byl do výtahové technologie začleněn i elektromotor, a to německým vynálezcem Wernerem von Siemensem roku 1880. Elektromotor tohoto výtahu byl umístěn nikoli mimo výtahovou šachtu, ale přímo pod kabinou. [6]



*Obr. 2 - Siemensův výtah v Mannheimu roku 1880 [4]*

Další inovací ve výtahové technologii byl trakční výtah. První takovýto výtah sestrojil roku 1890 Arnošt Freissler za účelem přepravy osob na vrcholek hory. Tento výtah měl trakční kolejový pohon, kdy tažné lano bylo v horní úvrati opásáno kolem hnacího kola a na obou koncích byly upevněny klece pro cestující. Dalo by se tedy říci, že se jednalo o předchůdce dnešních lanovek. [6]

K největšímu rozmachu výtahů ve Spojených státech dochází po roce 1900, kdy došlo k obrovskému boomu výškových budov, a bylo tedy zapotřebí nalézt efektivní a bezpečný způsob přepravy osob do výšky několika desítek pater. Stále více se uplatňuje trakční pohon a bubnový pohon se dostává do pozadí. [6]

Další velký rozvoj výtahů nastává po 2. světové válce. Nejrozšířenějším typem výtahů této éry je výtah s trakčním pohonem a mechanickou převodovou skříní s dopravními rychlostmi do 2 m/s. Druhým typem je tzv. rychlovýtah s bezpřevodovým výtahovým strojem, který dosahuje rychlostí nad 2 m/s. Třetí typ výtahu je výtah hydraulický, již se ale jako



hydraulická kapalina nepoužívá voda, ale olej. Jedná se o jednu z pomalejších technologií dosahujících rychlostí 0,1 – 1 m/s. [6]

Od 50. let 20. století se výtahová technologie zmenšila natolik, aby byla možná konstrukce stavebních výtahů, a tak dochází k jejich masivní adopci i na tomto poli. Stavební výtahy jsou přepraveny na místo v menších součástech a finální montáž je provedena až na místě. [6]

## 2.2 Dělení výtahů

Výtahy můžeme dělit dle několika aspektů. Ať už podle pohonů, použití, technického provedení či vlastního provedení výtahu. Výtahy také můžeme rozdělovat podle místa uložení strojovny. [6]

### 2.2.1 Rozdělení podle pohonů

#### 1) Výtahy s elektrickým pohonem

- a. Výtahy osobní a nákladní s doprovodem osob
  - Výtahy se samoobsluhou do nosnosti 1000 kg (12 osob)
  - Výtahy určené pro provoz ustanovený řidičem
- b. Výtahy nákladní se zakázanou dopravou osob
  - Výtahy, do jejichž klece mohou při manipulaci s břemeny vstupovat osoby
  - Výtahy, do jejichž klece nemohou osoby vstupovat
- c. Malé nákladní výtahy do nosnosti 100 kg
- d. Stolové výtahy (chodníkové)
  - S ustanoveným řidičem
  - Se zakázanou dopravou osob
- e. Osobní výtahy oběžné (páternostery)
- f. Vysypné výtahy (skipové)

#### 2) Výtahy s hydraulickým pohonem

- a. Přímé
- b. Přímé boční
- c. Nepřímé

### **2.2.2 Rozdělení podle použití**

- 1) Osobní výtahy
- 2) Nákladní výtahy
- 3) Automobilové výtahy
- 4) Lodní výtahy
- 5) Stavební výtahy
- 6) Důlní výtahy

### **2.2.3 Rozdělení podle technického provedení**

- 1) Trakční (tažné) výtahy – pohon elektrickými motory
- 2) Hydraulické výtahy – zdvih probíhá pomocí hydraulických pístů
- 3) Páternostery – oběžné výtahy
- 4) Šikmé výtahy – speciální typ výtahů – plošina pro vozíčkáře

### **2.2.4 Rozdělení podle polohy strojovny**

- 1) Výtahy se strojovnou nad šachtou
- 2) Výtahy se strojovnou vedle šachty
- 3) Výtahy se strojovnou pod šachtou
- 4) Výtahy bez strojovny (strojovna v šachtě)
- 5) Výtahy bez strojovny (strojovna je součástí zařízení)
- 6) Výtahy se strojovnou mimo šachtu (hydraulické výtahy) [6]

## 3. Hlavní části výtahu

### 3.1 Výtahový stroj

#### 3.1.1 Elektromotor

K pohonu výtahových strojů se nejčastěji používají synchronní nebo asynchronní elektromotory. Lze se i setkat s motory stejnosměrnými. Asynchronní elektromotory se používají u převodových strojů. Bývají konstruovány jako elektromotory jednorychlostní nebo dvourychlostní. U jednorychlostních se nejčastěji používají elektromotory šestipólové s rychlostí 1000 ot/min nebo motory se čtyřmi póly s rychlostí 1500 ot/min.

Při použití motoru s vyšším počtem otáček se při stejném výkonu dosahuje sice menších rozměrů stroje, ale v důsledku menšího průměru šnekového kola a velikosti zubů stoupá náročnost na výrobu.

Dvourychlostní elektromotor má ve statorových drážkách navinuta dvě samostatná vinutí, každé s jiným počtem pólů. Zapnutí vinutí buď na nižší, nebo na vyšší počet pólů má za následek změnu počtu otáček motoru, a tím i změnu rychlosti zdvihu.

Současný trend výtahové techniky upřednostňuje pohon výtahových strojů synchronními motory. Ty mají oproti motorům asynchronním řadu výhod. Těmi jsou:

- Vysoká momentová přetížitelnost
- Vyšší účinnost
- Možnost plynulé regulace od nuly do maximálních otáček
- Menší rozměry a hmotnost

Konstrukčně mohou být řešeny jako motory s vnitřním nebo s vnějším rotorem. U motorů s vnějším rotorem plní rotor zároveň funkci třecího kotouče (lanovnice). Stejně výhody jako synchronní motory přináší i frekvenční pohon. Princip frekvenčního

pohonu je založen na řízeném měnění frekvence napájení motoru. Měníčem frekvence se nazývá elektronický přístroj, přes který je napájen asynchronní motor výtahového stroje. Tyto měniče se skládají z výkonové části, která zajišťuje přeměnu parametrů napájení, a z řídicí elektroniky ovládající výkonnou část. [7]

### **3.1.2 Spojka**

Spojka je strojní součást, která spojuje elektromotor s převodovkou. Může být buďto pevná, nebo pružná. Pevná spojka neumožňuje vyrovnávání nepřesností v poloze hřídele elektromotoru a hřídele převodovky, je proto náročnější na výrobu a montáž. U pružné spojky je kroutící moment přenášen pružnými elementy, které mohou eliminovat mírné nepřesnosti v sousosti hřídelů. Obvodový kotouč spojky je využíván jako součást čelistové brzdy.

### **3.1.3 Brzda**

Zařízení sloužící k zastavení výtahového stroje při běžném provozu se nazývá brzdou. Většinou je uchycena přímo na elektromotor a musí být schopna sama zastavit výtahový stroj, i když se klec pohybuje směrem dolů jmenovitou rychlostí se zatížením o 25% větší než je nosnost. Všechny mechanické části brzdy nových výtahů, které působí brzdícím účinkem na brzdový buben nebo kotouč musí být zdvojeny. Při selhání jedné z těchto částí musí být zachován dostačující brzdový účinek ke zpomalení dolů jedoucí klece. Tlak na brzdové čelisti je vyvozován tlačnými pružinami nebo závažím. Pásové brzdy nejsou dovoleny a brzdové obložení musí být z nehořlavého materiálu.

K odbrzdění brzdy se používá brzdový elektromagnet a dochází k němu jeho nepřetržitým napájením elektrickou energií. U brzdy výtahového stroje s nouzovým ručním pohonem musí být možnost ručního odbrzdění. [7]

### 3.1.4 Převodovka

Ke snížení otáček elektromotoru z obvyklých 1 000 ot/min na 15 až 40 ot/min je nevhodnější šnekový převod. Šnekový převod se oproti čelnímu ozubení vyznačuje tichým chodem a minimální vůlí v zubech. Jeho nevýhodou je, že šnek se po šnekovém kole neodvaluje jako zuby čelního ozubení, ale smýká. Smykové tření má za následek značnou ztrátu přenášeného výkonu proměněného v teplo. Ztráta výkonu se pohybuje kolem 40 %. Z tohoto důvodu musí být u výtahových strojů se šnekovou převodovkou zabezpečeno dostatečné chlazení a mazání.

Chlazení a mazání zajišťuje olejová náplň v převodové skříni. Nejúčinnějšího chlazení a mazání se dosahuje u uspořádání převodu s umístěním šneku dole, kde je ponořen do olejové lázně. Stroje s tímto uspořádáním mají vyšší životnost a odolávají většímu zatížení. Při umístění šneku nahoře nad šnekovým kolem je do lázně ponořeno jen šnekové kolo, při jehož otáčení dochází k unášení oleje na místo styku se šnekem. Tento způsob mazání není tak účinný jako při umístění šneku dole. Používá se z toho důvodu, že umístění šneku nahoře neklade takové nároky na utěsnění jako při umístění dole.

Šnekový převod může být jednochodý nebo dvouchodý. Jednochodý šnek je ve své podstatě šroubem s jednochodým závitem s úhlem stoupání 5 až 7°. Převodový poměr u jednochodého šneku je dán počtem zubů šnekového kola. Dvouchodé šneky se používají méně často, ale vykazují vyšší účinnosti, a to až 80 %. Volbou správného počtu chodů šneku lze také docílit jisté míry samosvornosti. Dvouchodé šneky jsou jednoznačně nesamosvorné. Znamená to, že pokud není klec zatížena dojde k jejímu samovolnému rozjetí směrem nahoru nebo naopak při plně zatížené kleci směrem dolů. Výtahy s převodovým ústrojím s jednochodým šnekem jsou na hranici samosvornosti, takže po odbrzdění zůstanou v klidové poloze. [7]



### 3.1.5 Třecí kotouč

U strojů s třecím kotoučem je síla potřebná ke zdvihání nebo spouštění klece výtahu přenášena trakcí mezi kotoučem a nosnými prostředky (ocelovými lany, nosnými pásy, popř. řetězy s použitím ozubeného kola místo třecího kotouče). Průměr třecího kotouče a počet jeho otáček určuje rychlost zdvihu výtahu.

K zabezpečení dostatečné trakce jsou na obvodu třecího kotouče drážky. Počet drážek je dán počtem nosných lan. Drážky mohou být polokruhové nebo klínové. Aby se vyloučilo snížení trakční schopnosti při opotřebení drážek, provádějí se drážky se zářezem.

Trakční schopnost musí být navržena tak, aby při zastavení nedocházelo k prokluzu lan na kotouči při pohybu plně zatížené klece. Za vyhovující trakční schopnost lan se považují situace, kdy klec zůstane stát ve stanici bez skluzu i při zatížení, které je o 25 % vyšší než jmenovité zatížení. [7]

### 3.1.6 Buben

Bubny, na které se navíjí lana, musí mít drážky ve tvaru šroubovice. Jejich tvar by měl odpovídat průměru použitých lan. Protože klec výtahu musí být zavěšena minimálně na dvou lanech, je nutné, aby měl i buben dvě drážky. Místo jednoho bubnu se může použít i jiné konstrukční uspořádání, kdy na každé straně převodové skříně je jeden buben, každý pro jedno lano. Lana se k bubnu připevňují svorkami. Aby svorky nebyly zatěžovány plnou silou, nesmí dojít k úplnému odvinutí lan z bubnů. Proto je stanoven požadavek, že spočívá-li klec na plně stlačených náraznících, musí na bubnu zůstat ještě nejméně jeden a půl závitu lana. Na buben se smí navinovat jen jedna vrstva lana. Úhel šikmého tahu lana vzhledem k rovině drážky nesmí být větší než 4°. [7]

## 3.2 Rám výtahu

Rám je většinou vyroben buďto odléváním jako jeden celek, nebo svařováním z válcovaných profilů. Jednotlivé nosníky rámu výtahového stroje potom počítáme na ohyb. Při zavěšení vodítek na nosníky je třeba k zatížení za normálního provozu počítat s účinky brzdné síly při zachycení klece zachycovacím ústrojím. V případě nákladního výtahu pro pokrývače bývá rám většinou vyroben z hliníkových profilů. [8]

## 3.3 Nosné prvky

### 3.3.1 Ocelová lana

Ocelová lana jsou hlavními nosnými prvky většiny zdvihacích zařízení. I přes jednoduchý tvar je vnitřní složení velmi složité. Mezi hlavní přednosti ocelových lan patří především jejich malá hmotnost na jednotku délky v porovnání s jinými závěsnými prostředky, značná pružnost, tichý chod a nízká cena.

Jako první je v dopravní technice použil W.A.I. Albert v roce 1834. Od té doby došlo a stále dochází k nahrazování řetězu, ať už článkových nebo kloubových (Gallových) ocelovými lany.

Pro výrobu lan se používají ocelové dráty kruhového průřezu s jmenovitými nosnostmi 1 300, 1 600 a 2 000 MPa. Když není zařízení vystaveno korozivnímu prostředí bývají dráty holé, v korozivních prostředích pak používáme dráty s povrchovou úpravou. [9]

### 3.3.2 Kloubové řetězy

Kloubové řetězy jako nosné prvky používáme jen u oběžných osobních výtahů (páternosterů) nebo u nákladních stolových (chodníkových) výtahů. Jako kloubový řetěz nejčastěji používáme Gallovy řetězy. Výjimku tvoří výtahy oběžné, kde jsou používány

speciální kloubové řetězy. Gallův řetěz je složený ze střídavě spojených vnějších a vnitřních článku, které jsou tvořeny vždy jedním čepem a příslušným počtem destiček.

Řetězy dle normalizační komise tvoří destičky různých tvarů. Vykrojené destičky se používají u roztečí do 80 mm a destičky rovné se používají u roztečí nad 80 mm. Řetězy o roztečích nad 45 mm mají čepy opatřeny podložkami. K zajištění destiček proti axiálnímu posuvu na čepu se provádí roznýtování konce čepu. U řetězů s roztečemi nad 90 mm se jako pojistka proti posuvu používají závlačky. Gallův řetěz nesmíme zatěžovat v příčném směru, neboť by tato skutečnost vedla k namáhání řetězu na ohyb. Tyto řetězy používáme pouze do maximální rychlosti 0,3 m/s. [6]

### **3.4 Výtahová klec**

Podle ČSN 27 4010, čl. 12, je klec nebo kabina ta část výtahu, jejíž podlaha, spočívající na závěsné konstrukci, přejímá a přenáší zatížení (břemeno). K rámu jsou upevněny závěs, vodící čelisti a zachycovače. U velké části výtahů je klec a část břemena vyvažována protizávažím.

Klec musí být na všech stranách, kromě vstupních nebo nakládacích otvorů, ohrazena plnými stěnami, nebo drátěným pletivem a musí mít dřevěný nebo plechový strop schopný unést váhu obsluhujících osob.

Jako materiál ČSN 4410 doporučuje ocel 10 003 a žádá 2,5násobnou míru bezpečnosti. [3]

#### **3.4.1 Konstrukce klece nákladních výtahů se zakázanou dopravou osob**

Nákladní výtahy se zakázanou dopravou osob se stavějí celkem málo (jednou z výjimek je právě nákladní výtah pro pokrývače), neboť osoby, které klec naložily, jedou zpravidla s nákladem a jen málokdy se stává, že by tomu tak nemuselo být. Obvykle se u těchto výtahů přihlíží podle možnosti k tomu, aby vstoupit osobám nebylo ani dobře





možné nebo aby to alespoň bylo velmi nepohodlné, aby přestoupit předpis každého odradilo.

U výtahů, do kterých musí osoby během nakládky vstoupit musí být klec zavěšena, stejně jako u výtahů osobních, minimálně na dvou lanech. U výtahů se zakázaným vstupem osob i během nakládky pak stačí lano jedno. [3]

## 4. Návrh konstrukčního řešení

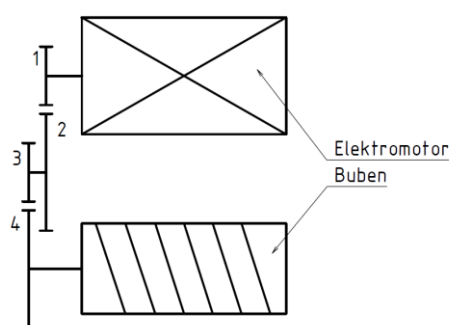
### 4.1 Průzkum trhu

Na českém trhu jsou nejvíce časté výtahy od německé firmy GEDA. Ta nabízí šikmé výtahy o nosnostech 200 a 250 kg s konstrukcí z hliníkových profilů. Pohon zajišťují elektromotory s výkony 1, respektive 1,3 kW s rychlostí zdvihu 22 a 30 m/min. [10]

Dalším výrobcem je firma Haemmerlin. Nabízí dvě různá konstrukční řešení. Jedno s rámovými dílci velmi podobnými těm od firmy GEDA a druhé, které místo hliníkových profilů pro konstrukci rámu používá pozinkované ocelové trubky. Kromě konstrukce mají všechny ostatní parametry stejné. Obě provedení používají elektromotor o výkonu 1,1 kW s maximální dovolenou hmotností břemene 150 kg zvedaného rychlostí 20 m/min. [11]

### 4.2 Možné návrhové koncepce převodovky

#### 4.2.1 Dvoustupňová čelní převodovka

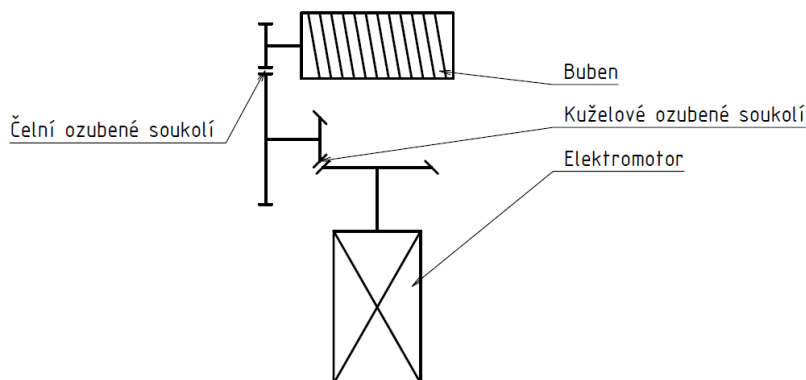


Obr. 3 - Schéma dvoustupňové čelní převodovky

Jako nejjednodušší a tím pádem i nejlevnější provedení, se jeví dvoustupňová čelní převodovka. Skládá se ze dvou ozubených soukolí, na jejichž jeden konec je připevněn elektromotor a na druhý je připevněn buben. Jediný limitující parametr pro tuto převodovku je osová vzdálenost mezi vstupní a výstupní hřídelí. Při malé osové

vzdálenosti by buben nemusel mít dostatek místa a docházelo by ke kolizi lana s motorem. Toto řešení bylo zvoleno jako nejvhodnější a bude se jím tedy zabývat výpočtová a konstrukční část této práce.

#### 4.2.2 Dvoustupňová převodovka s kuželovým soukolím



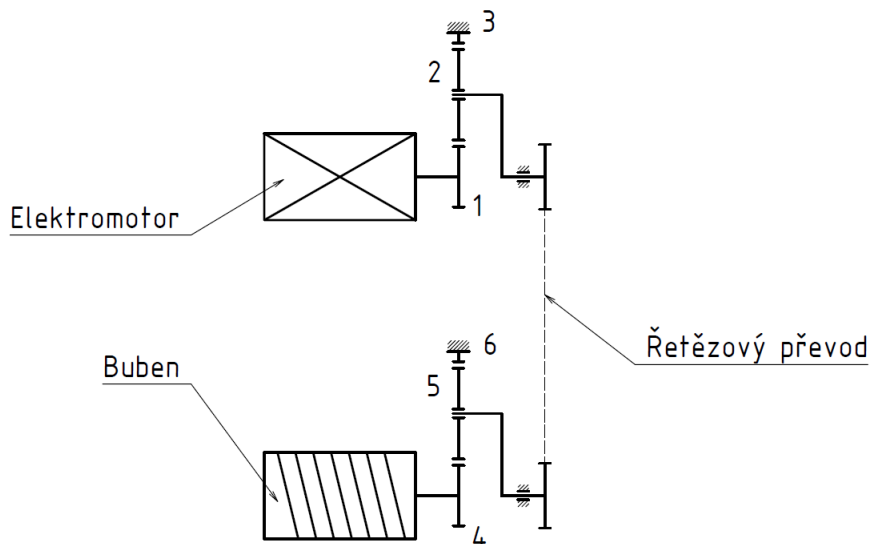
Obr. 4 - Schéma dvoustupňové převodovky s kuželovým soukolím

Toto řešení by bylo velice elegantní a dost možná by i dosahovalo menších rozměrů než čelní dvoustupňová převodovka, nicméně hlavní překážkou by byla vyšší hmotnosti, zapříčiněná komplikovanou převodovou skříní. Samotný výtahový stroj by pak nejspíše nemohl být uchycen hned na první příčce žebříku vzhledem větší výšce převodového mechanismu. Nicméně by bylo vhodné se touto koncepcí, v případě potenciální výroby, dále zabývat.

#### 4.2.3 Planetová převodovka

Planetovou převodovkou se nazývá soukolí ozubených kol složené z centrálního kola, tří nebo více satelitů a korunového kola. V typické planetové převodovce přenáší centrální kola pohyb na satelity a ty se pak odvalují ve statické korunovém kole, které je součástí převodové skříně. Planetová kola jsou namontována na unašeči, který pak otáčky přenáší na výstupní hřídel.

U tohoto typu převodovek působí na ozubená kola menší síly než u jednoduchého řešení převodů, protože točivý moment je vždy rozdělen na více ozubených kol. Navíc takovéto uspořádání poskytuje tichý chod a kontinuální přenos síly. [12]



Obr. 5 - Schéma možného uspořádání planetové převodovky

Použitím dvou planetových převodovek v kombinaci s řetězovým převodem lze docílit kompaktnějšího provedení výtahového stroje při zachování stejných výstupních parametrů.

#### 4.2.4 Šneková převodovka

Stejně jako osobní šachtové výtahy by i tento výtah mohl používat šnekovou převodovku. Nicméně jednalo by se poté o velice těžký a těžko přenositelný výtahový stroj. Šneková převodovka je ale vhodnější pro zvedání břemen o vysoké hmotnosti a takováto koncepce by byla schopna přenést vyšší momenty při zachování stále relativně kompaktních rozměrů.

## 4.3 Výpočty

### 4.3.1 Ocelová lana

Většina lan komerčně dostupných šikmých výtahů má lana o tloušťce 10 mm. V rámci zachování kompaktnosti rozměrů bubnu, tedy i jeho průměru, je třeba volit lano o co nejmenším průměru. Bylo proto zvoleno ocelové lano odpovídající normě ČSN EN 12385, o průměru 8 mm.

Jmenovitý průměr [mm]	Minimální jmenovitá nosnost lana [kN]	Hmotnost [kg · m <sup>-1</sup> ]	Třída pevnosti
8	37,4	0,23	1770

Tab. 1 - Parametry lana EN 12385 8 6x25F-FC 1770 [13]

Následujícím výpočtem lze ověřit použitelnost těchto lan. Budeme uvažovat maximální zatížení 200 kg zvýšené o hmotnost klece a saní, tedy celkem asi 250 kg. Zároveň také předpokládáme nejnepříznivější náklon spodní části výtahu, tj. 90°.

$$k = \frac{i_k \cdot n \cdot N_1}{(Q + K) \cdot g} \quad (4.1)$$

Kde  $N_1$  je jmenovitá nosnost lana (N),  $Q$  je nosnost výtahu (kg),  $K$  je hmotnost klece (kg),  $i_k$  je lanový převod a  $n$  je počet nosných lan. Dosazením do tohoto vzorce získáme bezpečnost lana.

$$k = \frac{1 \cdot 1 \cdot 37\,400}{(200 + 50) \cdot 10} = 14,96 \quad (4.2)$$

Bezpečnost pro nákladní výtahy bez řidiče o rychlosti menší než  $1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  je stanovena na  $k = 8$ , podle evropské normy EN 81.1 je bezpečnost při použití bubnového pohonu  $k = 12$ . Bezpečnost tohoto lana tedy odpovídá oběma normám. [8]

#### 4.3.2 Volba elektromotoru

Pro volbu elektromotoru je nejprve stanovit celkovou účinnost celého výtahového stroje a teprve potom lze zjistit výkon elektromotoru, který bude potřeba ke zvednutí břemene.

Celková účinnost výtahového stroje se spočítá jako součin všech účinností. V tomto případě je tedy třeba brát v potaz účinnosti obou soukolí, účinnost bubnu i účinnost vratné kladky v horní části výtahu.

$$\eta_C = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_B \cdot \eta_K = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,922 \quad (4.3)$$

Potřebný výkon elektromotoru lze určit jako součin síly potřebné ke zvednutí břemena a předběžné hmotnosti klece, tj.  $F = (m_b + m_k) \cdot g = (200 + 50) \cdot 10 = 2\,500 \text{ N}$  a požadované rychlosti. V tomto případě  $v = 22 \text{ m/min}$ .

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta_C} = \frac{2500 \cdot 22}{0,922 \cdot 60} = 994,215 \text{ W} \quad (4.4)$$

Byl tedy zvolen elektromotor Siemens SIMOTICS GP - 80M o výkonu 1,1 kW podle jehož parametrů budou voleny další konstrukční řešení. Tyto parametry jsou uvedeny v tabulce níže. Tento elektromotor též obsahuje brzdu, která bude aktivována v případě výpadku proudu.



## Parametry elektromotoru Siemens SIMOTICS GP – 80M – IM B5 – 4p

Typ motoru	U [V]	f [Hz]	P [kW]	M [Nm]	n [1/min]
1AV2086B	230	50	1,1	7,3	1 440

Tab. 2 - Parametry elektromotoru Siemens SIMOTICS GP - 80M [14]

## 4.3.3 Výpočet čelních ozubených kol

Otáčky bubnu lze získat z následujícího vzorce, kde za  $v'$  je dosazena požadovaná rychlost zdvihu klece a za  $D_B$  průměr bubnu.

$$n'_B = \frac{60 \cdot v'}{\pi \cdot D_B} = \frac{22}{\pi \cdot 0,1} = 70,027 \text{ min}^{-1} \quad (4.5)$$

Celkový předběžný převodový poměr převodovky je následně určen vztahem

$$i'_P = \frac{n_{EM}}{n_B} = \frac{1440}{70,027} = 19,992 \quad (4.6)$$

U dvoustupňové převodovky není vhodné volit stejné převodové stupně u obou soukolí. Převodový poměr by zároveň neměl být celé číslo, proto volíme  $i'_{12} = 1,4 \cdot i'_{34}$ . Dojde tak ke střídání zubů v záběru a omezí se riziko kumulace poškození.

$$i'_P = i'_{12} \cdot i'_{34} \quad (4.7)$$

$$i'_{12} = 1,4 \cdot i'_{34} \quad (4.8)$$

$$i'_{34} = \sqrt{\frac{i'_P}{1,4}} = \sqrt{\frac{19,922}{1,4}} = 3,772 \quad (4.9)$$

$$i'_{12} = 1,4 \cdot 3,772 = 5,279 \quad (4.10)$$

Pro další výpočty byly zvoleny počty zubů pastorků  $z_1 = 21$  a  $z_3 = 19$  a pro ně vypočítány skutečné převodové poměry.



$$z'_2 = i'_{12} \cdot z_1 = 5,279 \cdot 21 = 110,859 \rightarrow z_2 = 111 \quad (4.11)$$

$$z'_4 = i'_{34} \cdot z_3 = 3,772 \cdot 19 = 71,668 \rightarrow z_4 = 72 \quad (4.12)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{21} = 5,286 \quad (4.13)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{72}{19} = 3,789 \quad (4.14)$$

$$i_p = i_{12} \cdot i_{34} = 5,286 \cdot 3,789 = 20,028 \quad (4.15)$$

#### 4.3.3.1 Stanovení krouticích momentů

Pro výpočet minimálních průměrů daných hřídelů je třeba určit maximální krouticí momenty na kolech obou soukolí. Ty se určí následujícími vztahy.

$$M_{EM} = 7,295 \text{ Nm} \quad (4.16)$$

$$M_k^I = M_{EM} = 7,295 \text{ Nm} \quad (4.17)$$

$$M_k^{II} = M_k^I \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 7,295 \cdot 5,286 \cdot 0,98 = 37,791 \text{ Nm} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} M_k^{III} &= M_k^{II} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 37,791 \cdot 3,789 \cdot 0,98 \\ &= 140,326 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (4.19)$$

#### 4.3.3.2 Stanovení otáček a výkonů

$$n_M = 1\,440 \text{ min}^{-1} \quad (4.20)$$

$$n_I = n_M = 1\,440 \text{ min}^{-1} \quad (4.21)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{1440}{5,286} = 272,42 \text{ min}^{-1} \quad (4.22)$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}} = \frac{272,42}{3,789} = 71,89 \text{ min}^{-1} \quad (4.23)$$

$$P_{EM} = 1,1 \text{ kW} \quad (4.24)$$

$$P_I = P_{EM} = 1,1 \text{ kW} \quad (4.25)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = 1,1 \cdot 0,98 = 1,078 \text{ kW} \quad (4.26)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{34} = 1,078 \cdot 0,98 = 1,056 \text{ kW} \quad (4.27)$$



**4.3.3.3 Stanovení minimálních průměrů hřídelů**

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^I}{\pi \cdot \tau_D^I}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7,295 \cdot 1000}{\pi \cdot 25}} = 11,412 \text{ mm} \quad (4.28)$$

$$d'_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^{II}}{\pi \cdot \tau_D^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37,791 \cdot 1000}{\pi \cdot 35}} = 17,651 \text{ mm} \quad (4.29)$$

$$d'_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^{III}}{\pi \cdot \tau_D^{III}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 140,326 \cdot 1000}{\pi \cdot 45}} = 25,136 \text{ mm} \quad (4.30)$$

**4.3.3.4 Návrh modulů**
**Materiál ozubení:**

	<b>Pastorky</b>	<b>Kola</b>
<b>Označení ČSN:</b>	15 230	13 242
<b>Povrchová úprava:</b>	Nitridováno	Nitridováno
<b>Mez únavy v ohybu:</b>	$\sigma_{Flim} = 705 \text{ MPa}$	$\sigma_{Flim} = 580 \text{ MPa}$
<b>Mez únavy v dotyku:</b>	$\sigma_{Hlim} = 1180 \text{ MPa}$	$\sigma_{Hlim} = 930 \text{ MPa}$

*Tab. 3 - Specifikace materiálů ozubení [15]*

$$\sigma_{FP1} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim12} = 0,6 \cdot 705 = 423 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

$$\sigma_{HP1} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim12} = 0,8 \cdot 1180 = 944 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

$$\sigma_{FP2} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim34} = 0,6 \cdot 580 = 340 \text{ MPa} \quad (4.33)$$

$$\sigma_{HP2} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim34} = 0,8 \cdot 930 = 744 \text{ MPa} \quad (4.34)$$

Volím úhel sklonu zubů:  $\beta_{12} = 10^\circ$  a  $\beta_{34} = 8^\circ$ . Součinitel vnějších dynamických sil, který se vyhledá v ČSN 01 4686 Ekvivalentní a směrodatné výpočtové zatížení, závisí na zatěžování převodovky hnacím a hnaným (pracovním) strojem. Pro převodovku malého výtahu hnaného elektromotorem je

$$K_A = 1,1 \quad (4.35)$$

Součinitele poměrné šířky kola je pro ozubená kola  $\psi_m$  a  $\psi_d$  jsou pro kola se šikmými zuby a danou symetrii uložení kol rovné

$$\psi_m = 20 \quad (4.36)$$

$$\psi_d = 1,2 \quad (4.37)$$

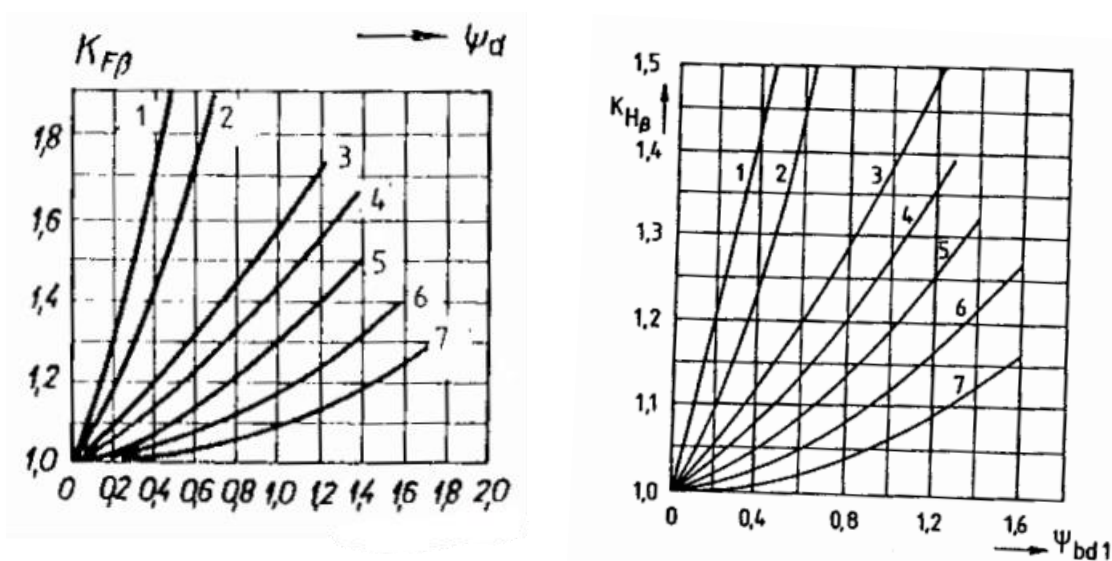
Součinitele  $\psi_{dn}$  lze vypočítat ze vztahu

$$\psi_{dn} \approx \frac{\psi_m}{z_n} \quad (4.38)$$

$$\psi_{d12} \approx \frac{\psi_m}{z_1} = \frac{20}{21} = 0,952 \quad (4.39)$$

$$\psi_{d34} \approx \frac{\psi_m}{z_3} = \frac{20}{19} = 1,053 \quad (4.40)$$

Součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů pro ohyb a dotyk lze určit z následujícího grafu. Pro dané rozložení převodového ústrojí se pro ozubený převod ze vstupní hřídele na hřídel předlohovou nacházíme na křivce 3 a na křivce 5 pro převod mezi hřídelí předlohovou a hřídelí výstupní.



Graf 1 - Součinitel nerovnoměrnosti zubů  $K_{F\beta}$  a  $K_{H\beta}$  [15]



	První soukolí	Druhé soukolí
Pro ohyb:	$K_{F\beta 12} = 1,5$	$K_{F\beta 34} = 1,3$
Pro dotyk:	$K_{H\beta 12} = 1,5$	$K_{H\beta 34} = 1,25$

### Výpočet modulů dle ohybu

Pro ozubení s tvrzeným bokem zubů je  $f_p = 18$  a  $f_h = 690$ . S touto znalostí tedy můžeme spočítat normálový modul dle ohybu.

$$m'_{n12} = f_p \sqrt[3]{\frac{M_k^I \cdot K_A \cdot K_{F\beta 12}}{\sigma_{FD} \cdot z_1 \cdot \psi_m}} = 18 \sqrt[3]{\frac{7,295 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{340 \cdot 21 \cdot 20}} = \quad (4.41)$$
$$= 0,789 \text{ mm}$$

$$m'_{n34} = f_p \sqrt[3]{\frac{M_k^{III} \cdot K_A \cdot K_{F\beta 34}}{\sigma_{FD} \cdot z_3 \cdot \psi_m}} = 18 \sqrt[3]{\frac{140,326 \cdot 1,1 \cdot 1,3}{340 \cdot 19 \cdot 20}} = \quad (4.42)$$
$$= 2,084 \text{ mm}$$

### Výpočet modulů dle dotyku

Výpočet roztečných kružnic:

$$d'_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_k^I \cdot K_A \cdot K_{H\beta 12} \cdot (i_{12} + 1)}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{12}}} = \quad (4.43)$$
$$= 690 \sqrt[3]{\frac{7,295 \cdot 1,1 \cdot 1,5 \cdot (5,286 + 1)}{1,2 \cdot 744^2 \cdot 5,286}} = 19,201 \text{ mm}$$

$$d'_3 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_k^{III} \cdot K_A \cdot K_{H\beta 34} \cdot (i_{34} + 1)}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{34}}} =$$
$$= 690 \sqrt[3]{\frac{140,33 \cdot 1,1 \cdot 1,25 \cdot (3,789 + 1)}{1,2 \cdot 744^2 \cdot 3,789}} = 49,408 \text{ mm} \quad (4.44)$$

Z vypočteného průměru roztečné kružnice, zvoleného počtu zubů pastorku a úhlu zubů se vypočte normálový modul.

$$m'_{n12} = \frac{d'_1 \cdot \cos(\beta_{12})}{z_1} = \frac{19,201 \cdot \cos 10^\circ}{21} = 0,901 \text{ mm} \quad (4.45)$$
$$\rightarrow m_{n12} = 1,25 \text{ mm}$$

$$m'_{n34} = \frac{d'_3 \cdot \cos(\beta_{34})}{z_3} = \frac{49,408 \cdot \cos 8^\circ}{19} = 2,575 \text{ mm} \quad (4.46)$$
$$\rightarrow m_{n34} = 3 \text{ mm}$$

Šířky ozubených kol se zpravidla navrhují o jeden modul menší, než je šířka pastorků. Podle tohoto nepsaného pravidla tedy byly stanoveny šířky jednotlivých ozubených kol a pastorků.

$$b_2 = \psi_m \cdot m_{12} = 20 \cdot 1,25 = 25 \text{ mm} \quad (4.47)$$

$$b_1 = b_2 + m_{12} = 25 + 1,25 \approx 27 \text{ mm} \quad (4.48)$$

$$b_4 = \psi_m \cdot m_{34} = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm} \quad (4.49)$$

$$b_3 = b_4 + m_{34} = 60 + 3 = 63 \text{ mm} \quad (4.50)$$

#### 4.3.3.5 Výpočet osových vzdáleností a korekcí ozubení

Osová vzdálenost čelního soukolí je zpravidla číslo necelé a pro výrobu je vhodné toto číslo zaokrouhlit na číslo celé. Pro čelní ozubené převodovky se tyto vzdálenosti stanovují podle normy ČSN 03 1014. Norma se nicméně nevztahuje na čelní ozubené převody převodovek pro zvláštní účely a speciální konstrukce, jako je tento nákladní výtah a je tedy možné, v rámci zachování co možná nejkompaktnějších rozměrů, zvolit osové vzdálenosti co možná nejmenší. [15]

**Osová vzdálenost  $a_{12}$** 

$$\begin{aligned} a'_{12} &= \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{1,25 \cdot (21 + 111)}{2 \cdot \cos 10^\circ} \\ &= 83,773 \text{ mm} \\ &\rightarrow a_{12} = 84 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.51)$$

**Kontrola podmínky korigovatelnosti  $a_{12}$** 

$$\begin{aligned} |a'_{12} - a_{12}| &= |83,773 - 84| = 0,227 \text{ mm} \leq 0,4 \cdot m_{n12} \\ &= \\ &= 0,4 \cdot 1,25 = 0,5 \end{aligned} \quad (4.52)$$

**Osová vzdálenost  $a_{34}$** 

$$\begin{aligned} a'_{34} &= \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}} = \frac{3 \cdot (19 + 72)}{2 \cdot \cos 8^\circ} = 137,842 \text{ mm} \\ &\rightarrow a_{34} = 138 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.53)$$

**Kontrola podmínky korigovatelnosti  $a_{34}$** 

$$\begin{aligned} |a'_{34} - a_{34}| &= |137,842 - 138| = 0,158 \text{ mm} \\ &\leq 0,4 \cdot m_{n34} = 0,4 \cdot 3 = 1,2 \end{aligned} \quad (4.54)$$



## 4.3.3.6 Korekce osových vzdáleností

## Soukolí 12

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (4.55)$$

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ}\right) = 20,284^\circ \quad (4.56)$$

$$\begin{aligned} inv_{12} &= \tan \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t12} = \\ &= \tan(20,284^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,284^\circ = 0,01556 \end{aligned} \quad (4.57)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw12} &= \arccos\left(\frac{a'_{12}}{a_{12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{83,773}{84} \cdot \cos 20,284^\circ\right) = 20,699^\circ \end{aligned} \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} inv_{tw12} &= \tan \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} = \\ &= \tan(20,699^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,699^\circ = 0,01598 \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= \frac{inv_{tw12} - inv_{12}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) = \\ &= \frac{0,01598 - 0,01556}{2 \cdot \tan(20^\circ)} \cdot (21 + 111) = 0,07699 \end{aligned} \quad (4.60)$$

$$(x_1 + x_2) < + 0,3, \text{ platí tedy } x_1 = (x_1 + x_2) \text{ a } x_2 = 0$$

$$x_1 = 0,07699 \quad (4.61)$$

$$x_2 = 0 \quad (4.62)$$



## Soukolí 34

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (4.63)$$

$$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ}\right) = 20,181^\circ \quad (4.64)$$

$$\begin{aligned} inv_{34} &= \tan \alpha_{t34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t34} = \\ &= \tan(20,181^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,181^\circ = 0,01533 \end{aligned} \quad (4.65)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw34} &= \arccos(a'_{34} a_{34} \cdot \cos \alpha_{t34}) = \\ &= \arccos\left(\frac{137,842}{138} \cdot \cos 20,181^\circ\right) = 20,359^\circ \end{aligned} \quad (4.66)$$

$$\begin{aligned} inv_{tw34} &= \tan \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw34} = \\ &= \tan(20,359^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,359^\circ = 0,01575 \end{aligned} \quad (4.67)$$

$$\begin{aligned} x_3 + x_4 &= \frac{inv_{tw34} - inv_{34}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = \\ &= \frac{0,01575 - 0,01533}{2 \cdot \tan(20^\circ)} \cdot (19 + 72) = 0,05259 \end{aligned} \quad (4.68)$$

$$(x_3 + x_4) < +0,3, \text{ platí tedy } x_3 = (x_3 + x_4) \text{ a } x_4 = 0$$

$$x_3 = 0,05259 \quad (4.69)$$

$$x_4 = 0 \quad (4.70)$$



#### 4.3.4 Spojení hřídelů s náboji

Pro přenos momentu mezi hřídeli a koly byla zvolena těsná pera odpovídající normě ČSN 02 2563. Při výpočtu vycházíme z momentů na jednotlivých hřídelích, které již z předchozích výpočtů známe, z průměru hřídelů v místě styku s náboji, výšce pera, dovolenému tlaku a napětí a koeficientu bezpečnosti, kterou pro toto uspořádání, kde může při selhání dojít k újmě na zdraví, je vhodné zvolit jako  $k = 2$ .

##### 4.3.4.1 Předloková hřídel

Ø30: PERO 8e7 x 7 ČSN 02 2562

$b = 8 \text{ mm}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$ ,  $p_D = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ,  $\tau_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 7 \cdot 120} = 11,997 \text{ mm} \quad (4.71)$$

$$l' = l'_a + b = 11,997 + 8 = 19,997 \text{ mm} \quad (4.72)$$

$$l = 20 \text{ mm} \quad (4.73)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 7 \cdot 20} = 71,983 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \quad (4.74)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 8 \cdot 12} = 52,488 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (4.75)$$

##### 4.3.4.2 Výstupní hřídel

Ø40: PERO 12e7 x 8 ČSN 02 2562

pero  $b = 12 \text{ mm}$ ,  $h = 8 \text{ mm}$ ,  $p_D = 120 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ ,  $\tau_D = 60 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$





$$l'_a = \frac{4 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 8 \cdot 120} = 29,235 \text{ mm} \quad (4.76)$$

$$l' = l'_a + b = 29,235 + 12 = 41,234 \text{ mm} \quad (4.77)$$

$$l = 45 \text{ mm} \quad (4.78)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 8 \cdot 45} = 77,959 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \quad (4.79)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 12 \cdot 33} = 35,436 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (4.80)$$

Obě těsná pera spadají do rozmezí povolených tlaků a napětí a je tedy možné tato konstrukční řešení použít. V případě, že by tomu tak nebylo, tak by bylo zapotřebí zvolit pera dvě, jejichž osy by byly odsazeny o 120°, popřípadě rovnoboké drážkování hřídelů. To by ovšem obnášelo pojistnou hřídelovou matici a toto řešení by bylo tedy nejtěžší ze všech tří a tedy nejméně vhodné pro výtahový stroj u kterého potřebujeme docílit co možná nejmenší hmotnosti.

#### 4.3.4.3 Spojení bubnu s hřídelí

Spojení bubnu s hřídelí proběhne pomocí dvou kolíků – jednom na každém konci bubnu. Bude tak zajištěn jak přenos momentu, tak poloha samotného bubnu na hřídeli a vzhledem k relativně malým silám je toto řešení aplikovatelné.

$$F = \left( \frac{1}{4} \cdot p_D \cdot d_B \right) \cdot d_K \leq F_D \quad (4.81)$$

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_k^{III}}{d_B} = \frac{1}{2} \cdot \frac{140\,326}{40} = 1\,754 \text{ N} \quad (4.82)$$



$$d'_K = \frac{4 \cdot F \cdot k_B}{p_D \cdot d_B} = \frac{4 \cdot 1\,754 \cdot 8}{120 \cdot 40} = 11,693 \text{ mm} \quad (4.83)$$

$$d_K = 12 \text{ mm} \quad (4.84)$$

Volím tedy kolík odpovídající normě ČSN EN ISO 2338 o průměru 12 mm. Toto spojení je pro chod výtahu kritické a při jeho selhání by mohlo dojít k těžké újmě na zdraví, byla proto při výpočtu zvolena bezpečnost  $k_B = 8$ .

### 4.3.5 Silové poměry

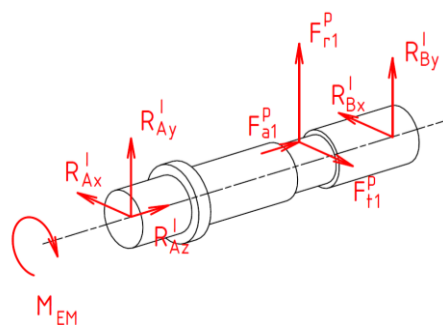
#### 4.3.5.1 Silové poměry na hřídelích

Silové poměry na hřídelích se obvykle řeší ve dvou vzájemně kolmých rovinách sil v ozubených převodech a přídavných převodech v kartézském souřadném systému. Je to rovina tečných sil  $F_T$  a rovina radiálních a axiálních sil  $F_R + F_A$ . [15]

Mezi hlavní parametry, mající vliv na velikost reakčních sil v uložení hřídele, patří:

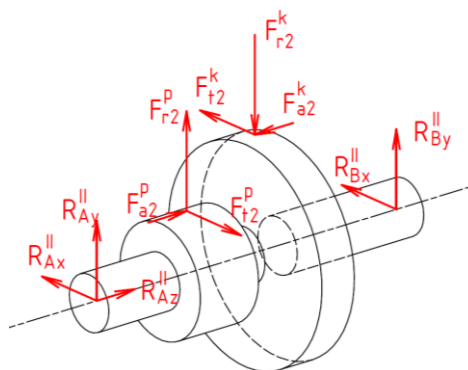
- Rozměry ozubených kol (především průměry valivých kružnic)
- Rozměry řetězového kola
- Přenášený kroutící moment

### Vstupní hřídel



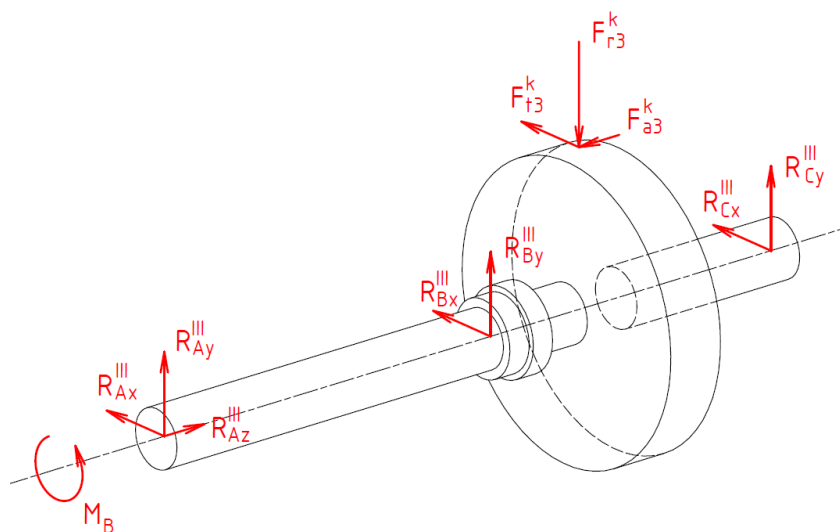
Obr. 6 - Rozložení sil na vstupní hřídeli

### Předloková hřídel



Obr. 7 - Rozložení sil na předlokové hřídeli

### Výstupní hřídel



Obr. 8 - rozložení sil na výstupní hřídeli



### 4.3.5.2 Silové poměry na ozubení

#### 1) Vstupní hřídel

Pastorek

$$F_{t1}^p = \frac{2 \cdot M_k^I}{d_{p12}^w} = \frac{2 \cdot 7\,295}{26,8036} = 544,33 \text{ N} \quad (4.85)$$

$$F_{a1}^p = F_{t1}^p \cdot \tan \beta = 544,33 \cdot \tan 10^\circ = 95,98 \text{ N} \quad (4.86)$$

$$F_{r1}^p = F_{t1}^p \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 544,33 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 201,18 \text{ N} \quad (4.87)$$

#### 2) Předlohový hřídel

Kolo

$$F_{t2}^k = \frac{2 \cdot M_k^{II}}{d_{k12}^w} = \frac{2 \cdot 37\,791}{141,6762} = 533,48 \text{ N} \quad (4.88)$$

$$F_{a2}^k = F_{t2}^k \cdot \tan \beta = 533,48 \cdot \tan 10^\circ = 94,07 \text{ N} \quad (4.89)$$

$$F_{r2}^k = F_{t2}^k \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 533,48 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 197,17 \text{ N} \quad (4.90)$$

Pastorek

$$F_{t2}^p = \frac{2 \cdot M_k^{II}}{d_{p34}^w} = \frac{2 \cdot 37\,791}{58,0243} = 1\,302,59 \text{ N} \quad (4.91)$$

$$F_{a2}^p = F_{t2}^p \cdot \tan \beta = 1\,302,59 \cdot \tan 8^\circ = 183,07 \text{ N} \quad (4.92)$$

$$F_{r2}^p = F_{t2}^p \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1\,302,59 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 478,76 \text{ N} \quad (4.93)$$

#### 3) Výstupní hřídel

Kolo

$$F_{t3}^k = \frac{2 \cdot M_k^{III}}{d_{k34}^w} = \frac{2 \cdot 140\,326}{219,8815} = 1\,276,38 \text{ N} \quad (4.94)$$

$$F_{a3}^k = F_{t3}^k \cdot \tan \beta = 1\,276,38 \cdot \tan 8^\circ = 179,38 \text{ N} \quad (4.95)$$

$$F_{r3}^k = F_{t3}^k \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1\,276,38 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 469,29 \text{ N} \quad (4.96)$$



#### 4.3.5.3 Silové reakce v uložení

Pro stanovení silových reakcí v uložení byl využit program MITCalc, jehož detailní výstupy jsou uvedeny na přiloženém disku.

Vstupní hřídel	$x$	$y$	$z$	$\sum x + y$
$R_A^I [N]$	136,63	-56,97	-96,01	148,03
$R_B^I [N]$	407,67	-136,78	0	429,99

Tab. 4 - Reakce v podpěrách vstupní hřídele

Předloková hřídel	$x$	$y$	$z$	$\sum x + y$
$R_A^{II} [N]$	739,58	-245,08	-89,07	779,14
$R_B^{II} [N]$	29,51	-23,04	0	37,43

Tab. 5 - Reakce v podpěrách předlokové hřídele

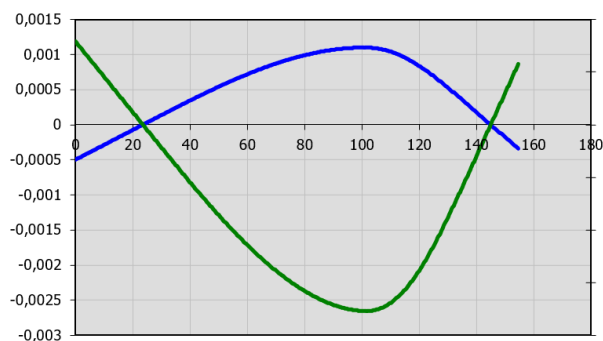
Výstupní hřídel	$x$	$y$	$z$	$\sum x + y$
$R_A^{III} [N]$	-105,52	104,02	0	148,17
$R_B^{III} [N]$	1 381,91	-516,35	179,38	1 475,29

Tab. 6 - Reakce v podpěrách výstupní hřídele

Program MITCalc nedokáže počítat s více jak dvěma podpěrami, jednalo by se o staticky neurčitý hřídel. Podpěra C u výstupní hřídele tedy byla zanedbána. Pro další iteraci výtahového stroje by bylo vhodné tuto podpěru též zanedbat a výstupní hřídel uchytit pouze na levé víko krytu bubnu a vpravo na dno skříně. Došlo by tak k vysoké úspoře hmotnosti. Toto zanedbání je platné i v dalších výpočtech.

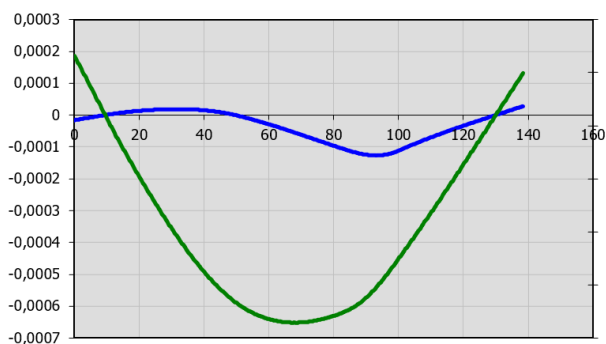
## 4.3.5.4 Grafy průběhů průhybu hřídelí

Průhyb vstupní hřídele [mm]



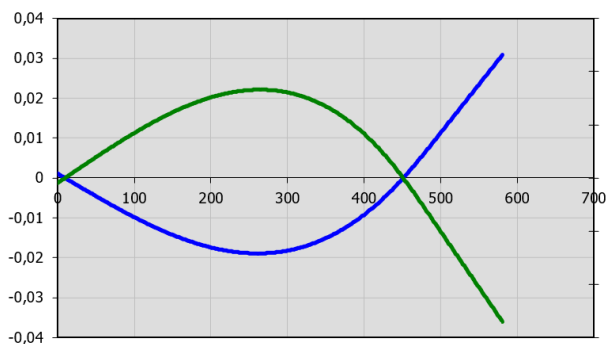
Graf 2 – Průhyb vstupní hřídele. Zelená čára vystihuje průhyb v rovině xz, modrá pak v rovině yz

Průhyb předlokové hřídele [mm]



Graf 3 - Průhyb předlokové hřídele. Zelená čára vystihuje průhyb v rovině xz, modrá pak v rovině yz

Průhyb výstupní hřídele [mm]



Graf 4 - Průhyb výstupní hřídele se zanedbáním podpěry C. Zelená čára vystihuje průhyb v rovině xz, modrá pak v rovině yz



### 4.3.6 Volba ložisek

#### 4.3.6.1 Vstupní hřídel

DIN 625 SKF, SKF 6006
$d = 30 \text{ mm}$
$D = 55 \text{ mm}$
$B = 13 \text{ mm}$
$C = 13,8 \text{ kN}$
$C_0 = 8,3 \text{ kN}$
$f_0 = 15$

Tab. 7 - Parametry ložiska SKF 6006 [16]

$$\frac{f_0 \cdot F_{a1}}{C_0} = \frac{15 \cdot 96,1}{8\,300} = 0,174 \quad (4.97)$$

Na základě výše uvedeného koeficientu volím pro tato ložiska výpočtové součinitele dle katalogu SKF jako:

$$e^I = 0,19 \quad (4.98)$$

$$X^I = 0,56 \quad (4.99)$$

$$Y^I = 2,3 \quad (4.100)$$

S těmito hodnotami již lze vypočítat ekvivalentní zatížení ložiska z axiálního a radiálního zatížení a následně i jeho trvanlivost. Postup výpočtu je stejný pro všechny tři hřídele.

$$\frac{R_{Az}^I}{R_{A\Sigma x+y}^I} = \frac{96,01}{148,03} = 0,648 > e^I \quad (4.101)$$

$$\begin{aligned} P_A^I &= X^I \cdot R_{A\Sigma x+y}^I + Y^I \cdot R_{Az}^I = \\ &= 0,56 \cdot 148,03 + 2,3 \cdot 96,01 = 303,72 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.102)$$

$$\frac{R_{Bz}^I}{R_{B\Sigma x+y}^I} = \frac{0}{429,99} = 0 \leq e^I \quad (4.103)$$



$$P_B^I = R_B^I \Sigma_{x+y} = 429,99 \text{ N} \quad (4.104)$$

$$L_A^I = \left( \frac{C_A^I}{P_A^I} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left( \frac{13\,800}{303,72} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1440} =$$
$$= 1\,085\,683 \text{ h} \quad (4.105)$$

$$L_B^I = \left( \frac{C_B^I}{P_B^I} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_I} = \left( \frac{13\,800}{429,99} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1440} =$$
$$= 382\,603 \text{ h} \quad (4.106)$$

#### 4.3.6.2 Předlohová hřídel

DIN 625 SKF, SKF 6006
$d = 30 \text{ mm}$
$D = 55 \text{ mm}$
$B = 13 \text{ mm}$
$C = 13,8 \text{ kN}$
$C_0 = 8,3 \text{ kN}$
$f_0 = 15$

Tab. 8 - Parametry ložiska SKF 6006 [16]

$$\frac{f_0 \cdot F_{a2}}{C_0} = \frac{15 \cdot 89,07}{8\,300} = 0,161 \quad (4.107)$$

Na základě výše uvedeného koeficientu volím pro tato ložiska výpočtové součinitele dle katalogu SKF jako:

$$e^{II} = 0,18 \quad (4.108)$$

$$X^{II} = 0,56 \quad (4.109)$$

$$Y^{II} = 2,4 \quad (4.110)$$

$$\frac{R_{Az}^{II}}{R_{A\Sigma_{x+y}}^{II}} = \frac{89,07}{779,14} = 0,12 \leq e^{II} \quad (4.111)$$





$$P_A^{II} = R_{A\Sigma x+y}^{II} = 779,14 \text{ N} \quad (4.112)$$

$$\frac{R_{Bz}^{II}}{R_{B\Sigma x+y}^{II}} = \frac{0}{429,99} = 0 \leq e^{II} \quad (4.113)$$

$$P_B^{II} = R_{B\Sigma x+y}^{II} = 37,43 \text{ N} \quad (4.114)$$

$$L_A^{II} = \left(\frac{C_A^{II}}{P_A^{II}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{13\,800}{779,14}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 272,42} = 339\,938 \text{ h} \quad (4.115)$$

$$L_B^{II} = \left(\frac{C_B^{II}}{P_B^{II}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{13\,800}{37,43}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 272,42} = 3\,066\,108 \text{ h} \quad (4.116)$$

#### 4.3.6.3 Výstupní hřídel

DIN 625 SKF, SKF 6008
$d = 40 \text{ mm}$
$D = 68 \text{ mm}$
$B = 18 \text{ mm}$
$C = 17,8 \text{ kN}$
$C_0 = 11 \text{ kN}$
$f_0 = 15$

Tab. 9 - Parametry ložiska SKF 6008 [16]

DIN 625 SKF, SKF 61909
$d = 45 \text{ mm}$
$D = 68 \text{ mm}$
$B = 12 \text{ mm}$
$C = 14 \text{ kN}$
$C_0 = 10,8 \text{ kN}$
$f_0 = 16$

Tab. 10 - Parametry ložiska SKF 61909 [16]

$$\frac{f_0 \cdot F_{a3}}{C_0} = \frac{15 \cdot 179,38}{10\,800} = 0,249 \quad (4.117)$$



Na základě výše uvedeného koeficientu volím pro tato ložiska výpočtové součinitele dle katalogu SKF jako:

$$e^{III} = 0,21 \quad (4.118)$$

$$X^{III} = 0,56 \quad (4.119)$$

$$Y^{III} = 2,2 \quad (4.120)$$

$$\frac{R_{Az}^{III}}{R_{A\Sigma x+y}^{III}} = \frac{0}{148,17} = 0 \leq e^{III} \quad (4.121)$$

$$P_A^{III} = R_{A\Sigma x+y}^{III} = 148,17 \quad (4.122)$$

$$\frac{R_{Bz}^{III}}{R_{B\Sigma x+y}^{III}} = \frac{179,38}{1\,475,29} = 0,12 \leq e^{III} \quad (4.123)$$

$$P_B^{III} = R_{B\Sigma x+y}^{III} = 1\,475,29 \text{ N} \quad (4.124)$$

$$\begin{aligned} L_A^{III} &= \left(\frac{C_A^{III}}{P_A^{III}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{17\,800}{148,17}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,89} = \\ &= 401\,938\,336 \text{ h} \end{aligned} \quad (4.125)$$

$$\begin{aligned} L_B^{III} &= \left(\frac{C_B^{III}}{P_B^{III}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{14\,000}{1\,475,29}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,89} = \\ &= 198\,122 \text{ h} \end{aligned} \quad (4.126)$$

Z těchto výpočtů je patrné, že ložiska jsou předimenzovaná a bylo by tedy vhodné v další iteraci návrhu ložiska optimalizovat, aby jejich životnost byla mezi 15 000 a 20 000 h. Menšími ložisky by se dosáhlo příznivější hmotnosti.

## 5. Vlastní konstrukční řešení

Celý návrh je koncipovaný tak, že výtah bude modulární a bude se skládat z několika segmentů o určité délce jako většina šikmých výtahů na trhu. Je navíc potřeba zajistit, aby jak nosná konstrukce (žebřík), tak i samotný výtahový stroj byly co možná nejlehčí.



*Obr. 9 - Nákladní výtah pro pokrývače*

### 5.1 Výtahový stroj

Před samotnou konstrukcí výtahového stroje je třeba si stanovit maximální rozměry, kterých může dosáhnout. Většina výtahů na trhu má snadno odnímatelný výtahový stroj od samotné nosné konstrukce, bylo by tedy ideální, aby tomu tak bylo i u tohoto konstrukčního řešení. Jeden z nejdůležitějších parametrů je tedy rozteč úchytných bodů. V tomto případě se jedná o rozteč příček žebříku, kterou jsem stanovil na 500 mm, aby dvoumetrový stavební segment žebříku měl čtyři rovnoměrně rozmístěny příčky. Dosáhne tak optimálního poměru tuhosti a váhy.

S těmito znalostmi tedy můžeme stanovit maximální rozměry samotného výtahového stroje bez plechového krytu. Jeho výška může být 500 mm, šířka zhruba 600 mm. Na hloubce tolik nezáleží, nicméně předběžně byla zvolena na 350 mm. Všechny tyto rozměry jsou nicméně pouze orientační, a je možné je v případě potřeby lehce změnit.

Mým cílem bylo dosáhnout hmotnosti dostatečně malé na to, aby celý výtahový stroj byl schopen na žebřík nasadit jeden člověk. Tedy ideálně do 50 kg. Jen motor má hmotnost 8 kg a bylo tedy nutné šetřit hmotnost na každé součásti. Místo oceli je tedy, tam kde to bylo možné, použít hliník.



*Obr. 10 - Dvoustupňová čelní převodovka*

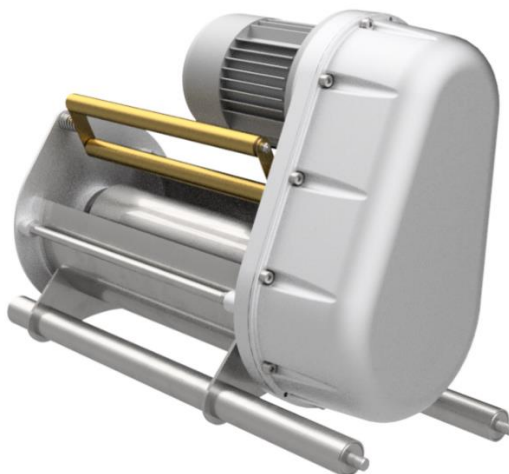
Ozubení, společně s motorem od firmy Siemens, je tedy uchyceno na obrobeném hliníkovém plátu. Ten je jeden z hlavních nosných prvků celého stroje a má v sobě potřebná uložení pro ložiska a díry pro šrouby, kterými je uchyceno víko skříně. Jedná se o komplikovaný obrobek a jeho výroba by tedy nebyla nejlevnější, nicméně oproti oceli poskytuje značnou úsporu hmotnosti.



*Obr. 11 - Převodovka s přišroubovaným víkem skříně*

Bylo zapotřebí šetřit nejen hmotnost, ale i velikost skříně. Její víko je tedy co možná nejbližší k zubům ozubení a tím pádem bylo vhodné použít válcové šrouby s vnitřním šestihranem. Nepotřebují totiž kolem sebe tolik místa pro klíče, jako šrouby se šestihrannou hlavou.

Samotné víko je pak odlité ze slitiny hliníku, aby bylo dosažené malé hmotnosti. Z průzkumu trhu vyplynulo, že část na trhu dostupných výtahových strojů tohoto typu používá jako víko skříně lisovaný plech z nerezové oceli, nicméně toto řešení, kvůli potřebě uložení ložisek do víka nebylo možné. Pro další iteraci tohoto výtahového stroje by ale bylo vhodné vymyslet konstrukční řešení, které by zahrnovalo plechové víko, neboť s sebou přináší drastickou úsporu hmotnosti.



*Obr. 12 - Výtahový stroj bez plechového krytu*

Bylo také třeba přidat ukládací mechanismus lana, tvořený za dvou rolen, který zabraňuje křížení lana na lanovém bubnu. Kolem samotného bubnu je pak kryt z plechu o tloušťce 3 mm, který je usazen do drážky na dně skříně na jedné straně a do drážky na bočním dílu krytu bubnu na straně druhé a funguje též jako nosný prvek, za který táhne celá hmotnost břemene s klecí.

Na kryt jsou zespodu přivařeny dva úchyty nosných trubek, kterými je celý výtahový stroj přichycen k plechovým bokům vnějšího krytu stroje. Tyto trubky odpovídají normě DIN EN 10220 a mají tloušťku stěny 2,6 mm. Každá z nich je potom na obou koncích opatřena zátkou se závitem, který slouží k jejímu uchycení k již zmíněnému boku krytu.



Obr. 13 - Výtahový stroj s plechovým krytem a rychloupínáním

Na výše zmíněný spoj bylo vhodné použití velkoplošných podložek, odpovídajících normě DIN 9021. Dojde tak k sevření relativně tenkého plechového krytu mezi zátku a podložku a dojde tak k rozložení napětí na větší plochu. Samotný kryt je pak lisován z plechu tloušťky 2 mm a je opatřen rychloupínacím mechanismem pro snadnou montáž a demontáž z nosné konstrukce.

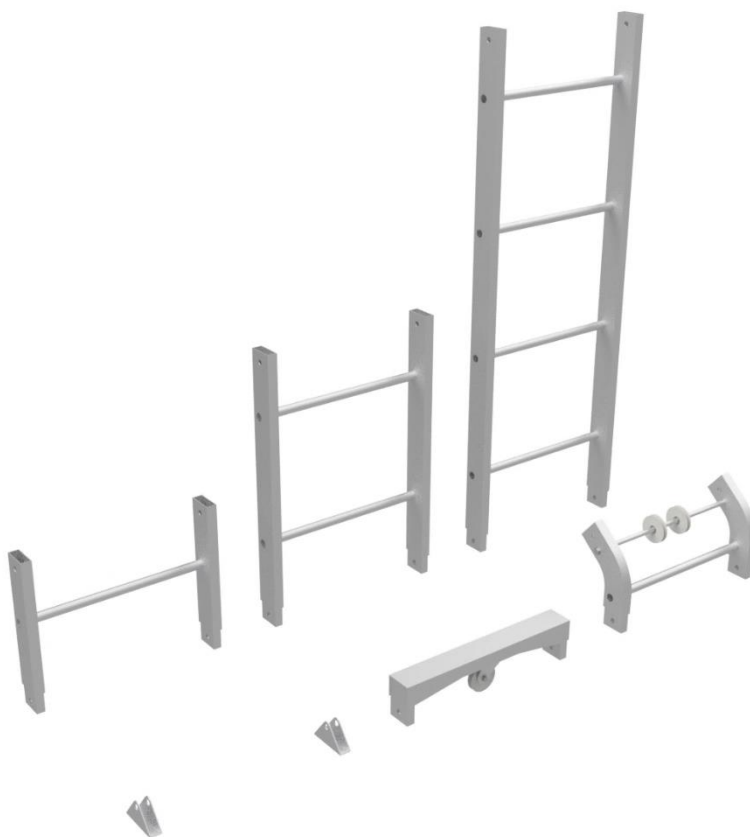


Obr. 14 - Princip rychloupínacího mechanismu

Samotný rychloupínací mechanismus funguje tak, že se celý stroj nasadí prolisem na spodní části bočních krytů na příčku žebříku, uživatel zmáčkne obě páčky rychloupínání a celý výtahový stroj se naklopí na žebřík. Jakmile dojde ke kontaktu horního prolisu s druhou příčkou žebříku uživatel páčky pustí a tím dojde k zajištění v pracovní poloze.

## 5.2 Nosná konstrukce

Je třeba zajisti snadnou přepravu celého výtahu. I samotný žebřík tedy musí být snadno rozložitelný a skládá se tedy z několika dílů o různých délkách. Výtahový stroj je pak možné, vzhledem k jeho univerzálnosti namontovat téměř kamkoliv na nosnou konstrukci.

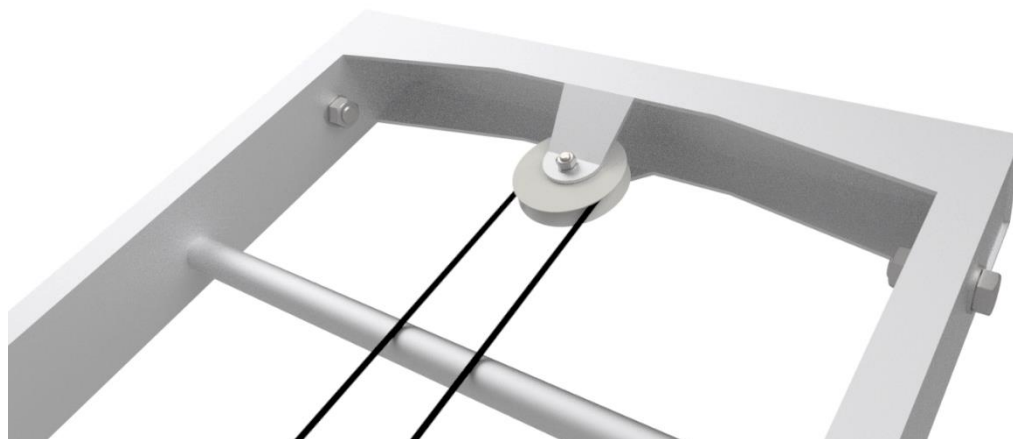


*Obr. 15 - Díly nosné konstrukce*

Žebřík je modulární a je možné ho složit z několika různých dílů o délkách 0,5, 1 a 2 metry. Rovnoběžnost výtahu s krokvelemi za okapovou částí střechy je pak zajištěna úhlovým dílem. Toto řešení není ideální, neboť by pro různé úhly střechy bylo třeba

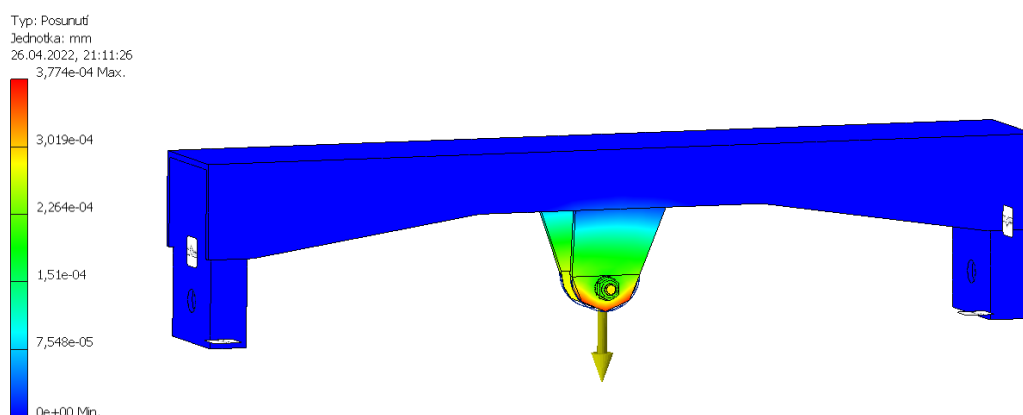


několik úhlových dílů. Elegantnější řešení by obsahovalo ohybový mechanismus se složitou geometrií, který by nabízel nekonečné množství nastavitelných poloh a úhlů.



Obr. 16 - Hlavový díl s vratnou kladkou

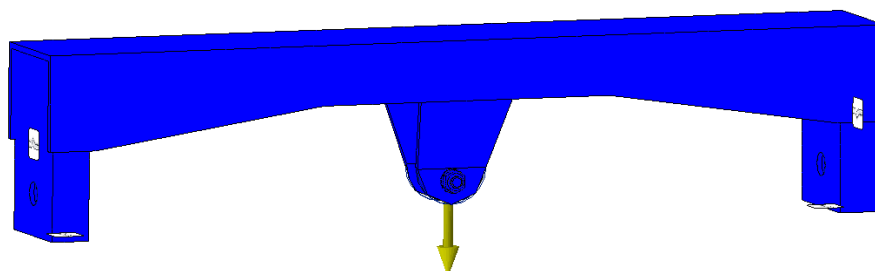
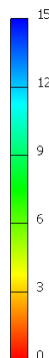
Hlavový díl výtahu je tvořen ohnutým hliníkovým plechem o tloušťce 4 mm, do kterého je vložena vratná kladka, kolem které je ovinuto ocelové lano o průměru 8 mm.



Obr. 17 - Průběh celkového posunutí hlavového dílu

Rychlou analýzou pomocí metody konečných prvků v programu Autodesk Inventor bylo zjištěno, že tato tloušťka je i při přetížení výtahu o 50% zbytečně předimenzovaná, neboť i při takovéto síle je v celém profilu dosaženo vysokého součinitele bezpečnosti. Nicméně při velkém ztenčení materiálu by hrozil kolaps úchytu kladky a bylo by tedy třeba samotný úchyt vyztužit. Toho bychom mohli docílit ku příkladu přivařením rozpěrné tyče mezi dva plechy onoho úchytu.

Typ: Součinitel bezpečnosti  
Jednotka: ul  
26.04.2022, 21:13:02



Obr. 18 - Průběh součinitele bezpečnosti v hlavovém dílu

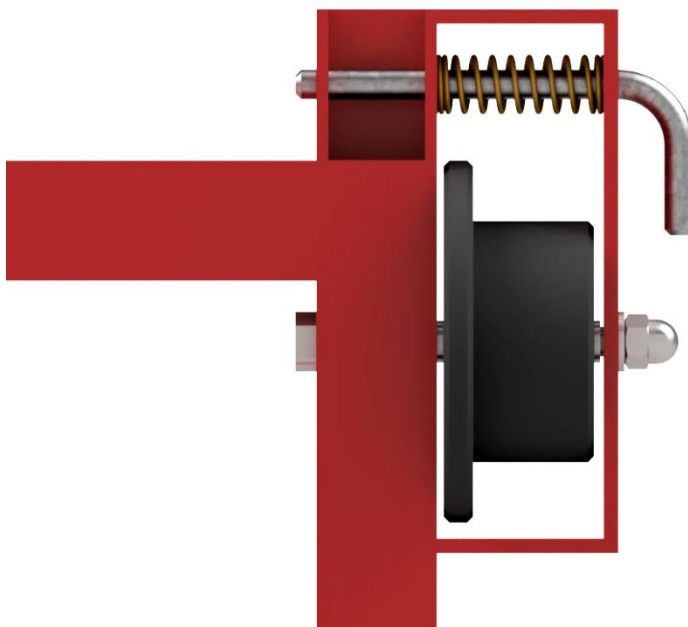
### 5.3 Vozík s rychloupínáním klecí

Myšlenkou bylo, že by tento šikmý výtah bylo vhodné konstruovat s možností vyměnitelných výtahových klecí, ať už čistě pro dopravu tašek na střechu, či transportu velice objemných materiálů, jako například tepelné izolace.



Obr. 19 - Vozík s rychloupínáním klece

Vozík je tedy tvořen rámem, opět svařovaným z hliníkového jeklu, k dosažení co nejmenší váhy, na který jsou dále přivařeny úchyty kol. Ty zároveň naplňují funkci úchytu rychloupínacího mechanismu.



*Obr. 20 - Detail úchytu pojezdového kola a rychloupínání*

Samotné rychloupínání potom zajišťuje tyč o průměru 10 mm ohnutá do tvaru L. Tato tyčka je pak držena v zajištěné poloze pomocí tlačné pružiny. Na stejném úchytu je, jak již bylo zmíněno, uchyceno i plastové pojezdové kolečko. Není nemožné, aby při neopatrné manipulaci s rychloupínáním došlo ke zranění způsobeném rýpnutím se o okraj závitu. Osička tohoto kolečka je tedy fixována na místě pomocí uzavřené matice namísto matice klasické.

## 6. Závěr

V rámci této bakalářské práce byla provedena rešerše týkající se historie a konstrukčních řešení různých typů výtahů. Byl též zpracován návrh šikmého nákladního výtahu pro pokrývače, provedeny nezbytné výpočty a kontroly důležitých součástí. Poslední část práce se týkala samotného konstrukčního řešení zpracovaného v programu Autodesk Inventor, ve kterém byl vytvořen 3D model tohoto návrhu.

Před samotnou výrobou tohoto výtahu by bylo nutné provést detailní analýzu všech součástí pomocí metody konečných prvků, aby byla ověřena dostatečná pevnost. Nicméně myslím, že celý návrh skříně a nosných součástí výtahového ústrojí je předdimenzovaný a analýzou MKP by se tedy dalo najít místa vhodná pro odebrání přebytečného materiálu a ušetření tak hmotnosti.

Současná konstrukce úhlového dílu se mi zdá značně nevhodná. Nutnost přivést si s sebou na stavbu několik těchto dílů pro docílení úhlu vrchní části žebříku, který by byl rovnoběžný s kroklemi, není praktická, a tak by bylo ideální navrhnout takový díl, který by bylo možné jednoduše překonfigurovat do několika různých úhlů. Toto řešení by bylo náročnější na vývoj, ale bylo by velice praktické pro finálního uživatele.

Jako další by bylo třeba před výrobou navrhnout různé vyměnitelné plošiny pro přepravu tašek, objemných materiálů, či třeba několika kbelíků najednou. To by si nicméně vyžádalo dalšího bádání.

Cíle bakalářské práce byly splněny a byl tak úspěšně navržen nákladní výtahy který je schopen přemístit materiál na střeche všech obytných domů se sedlovou střechou.

## 7. Citovaná literatura

- [1] **PIVOŇKA, Bohumil.** Výtahy: Charakteristika a rozdělení. *elhutnik.cz*. [Online] 24. 9 2020. [Citace: 7. 11 2021.] [https://www.elhutnik.cz/33/vytahy-charakteristika-a-rozdeleni-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4Es7Q011oiOocfza-ZrWlZ7A/?uri\\_view\\_type=5](https://www.elhutnik.cz/33/vytahy-charakteristika-a-rozdeleni-uniqueidmRRWSbk196FNf8-jVUh4Es7Q011oiOocfza-ZrWlZ7A/?uri_view_type=5).
- [2] **VEJS, Pavel.** Historie výtahů. *Triplex.cz*. [Online] [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.triplex.cz/vytahy/historie-vytahu/>.
- [3] **BALCAR, Otakar.** *Výtahy osobní a nákladní s elektrickým pohonem*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1955.
- [4] **TÜV Nord.** A brief history of the lift. *tuev-nord.de*. [Online] 8. 10 2020. [Citace: 7. 11 2021.] <https://www.tuev-nord.de/explore/en/tells-stories/a-brief-history-of-the-lift/>.
- [5] **BENTLEY, John R.** A steam powered miniature hydraulic elevator. *ModelEngines.info*. [Online] 3 2010. [Citace: 7. 11 2021.] <https://modelengines.info/elevator/elevator.html>.
- [6] **JANOVSKÝ Lubomír. DOLEŽAL, Josef.** *Výtahy a eskalátory*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1980.
- [7] **DVOŘÁK, Jan.** Vzdělávání ve výtahovém průmyslu. *komora.cz*. [Online] 2011. [Citace: 8. 11 2021.] <https://www.komora.cz/files/uploads/2017/04/materialy-ke-zkousce-monter-vytahu.pdf>. CZ.1.07/3.2.01/01.0015.
- [8] **JANOVSKÝ, Lubomír.** *Systémy a prostředky vetrikální dopravy*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1978.
- [9] **SINAY, Juraj. LACKO, František.** *Teória a stavba zdvihacích strojov I*. Košice : Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry Bratislava, 1984. 140/1983.



[10] **GEDA Original.** GEDA Rope hoists. *geda.de*. [Online] GEDA Original. [Citace: 23. 11 2021.] <https://www.geda.de/en/products/rope-hoists/>.

[11] **EPROFI.CZ.** Stavební vrátky: Stavební výtahy Haemmerlin. *eprofi.cz*. [Online] EPROFI.CZ. [Citace: 23. 11 2021.] <https://www.eprofi.cz/stavebni-vytahy>.

[12] **LÖW, Marcus.** Srovnání cykloidních a planetových převodovek. *MMSPEKTRUM*. [Online] 13. 3 2012. [Citace: 24. 11 2021.] <https://www.mmspektrum.com/clanek/srovnani-cykloidnich-a-planetovych-prevodovek>.

[13] **LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Jan.** *Strojnické tabulky. Úvaly : Albra - pedagogické nakladatelství, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.*

[14] **Siemens Česká republika.** Elektromotory SIMOTICS pro průmysl. *Siemens*. [Online] [Citace: 24. 11 2021.] <https://new.siemens.com/cz/cs/products/drives/electric-motors.html>.

[15] **KUGL, Otmar, HOUKAL, Jiří, TOMEK, Pavel, ZÝMA, Jiří.** *Projekt - III. ročník.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01638-2.

[16] **SKF Group.** SKF - Rolling Bearings. *skf.com*. [Online] 2019. [Citace: 13. 5 2022.] [https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000\\_1-CS\\_tcm\\_54-121486.pdf#cid-121486](https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings---17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486). PUB BU/P1 17000/1 CS.



## 8. Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma parou poháněného výtahu.....	8
Obr. 2 - Siemensův výtah v Mannheimu roku 1880 .....	9
Obr. 3 - Schéma dvoustupňové čelní převodovky .....	19
Obr. 4 - Schéma dvoustupňové převodovky s kuželovým soukolím .....	20
Obr. 5 - Schéma možného uspořádání planetové převodovky .....	21
Obr. 6 - Rozložení sil na vstupní hřídeli.....	36
Obr. 7 - Rozložení sil na předloňové hřídeli .....	36
Obr. 8 - rozložení sil na výstupní hřídeli.....	36
Obr. 9 - Nákladní výtah pro pokrývače .....	44
Obr. 10 - Dvoustupňová čelní převodovka .....	45
Obr. 11 - Převodovka s přišroubovaným víkem skříně .....	46
Obr. 12 - Výtahový stroj bez plechového krytu .....	47
Obr. 13 - Výtahový stroj s plechovým krytem a rychloupínáním .....	48
Obr. 14 - Princip rychloupínacího mechanismu.....	48
Obr. 15 - Díly nosné konstrukce.....	49
Obr. 16 - Hlavový díl s vratnou kladkou .....	50
Obr. 17 - Průběh celkového posunutí hlavového dílu .....	50
Obr. 18 - Průběh součinitele bezpečnosti v hlavovém dílu .....	51
Obr. 19 - Vozík s rychloupínáním klece.....	51
Obr. 20 - Detail úchyty pojezdového kola a rychloupínání .....	52



## 9. Seznam tabulek

Tab. 1 - Parametry lana EN 12385 8 6x25F-FC 1770 .....	22
Tab. 2 - Parametry elektromotoru Siemens SIMOTICS GP - 80M.....	24
Tab. 3 - Specifikace materiálů ozubení .....	26
Tab. 4 - Reakce v podpěrách vstupní hřídele.....	38
Tab. 5 - Reakce v podpěrách předlohové hřídele .....	38
Tab. 6 - Reakce v podpěrách výstupní hřídele .....	38
Tab. 7 - Parametry ložiska SKF 6006 .....	40
Tab. 8 - Parametry ložiska SKF 6006 .....	41
Tab. 9 - Parametry ložiska SKF 6008 .....	42
Tab. 10 - Parametry ložiska SKF 61909 .....	42





## 10. Seznam grafů

Graf 1 - Součinitel nerovnoměrnosti zubů $KF\beta$ a $KH\beta$ .....	27
Graf 2 – Průhyb vstupní hřídele .....	39
Graf 3 - Průhyb předlohové hřídele .....	39
Graf 4 - Průhyb výstupní hřídele .....	39