



**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 11. 7. 2022

.....
Škaryd Jan

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Jaroslavu Kříčkovi, Ph.D. za vedení práce, panu Ing. Janu Hoidekrovi 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 | 74 |
| počet obrázků | 41 |
| počet tabulek | 8 |
| počet grafů | 1 |
| 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..... | 11 |
| 2.2.1 Rozdělení podle pohonů | 11 |
| 2.2.2 Rozdělení podle použití..... | 12 |
| 2.2.3 Rozdělení podle technického provedení | 12 |
| 2.2.4 Rozdělení podle polohy strojovny | 12 |
| 3. Hlavní části výtahu..... | 13 |
| 3.1 Výtahový stroj | 13 |
| 3.1.1 Elektromotor | 13 |
| 3.1.2 Spojka..... | 14 |
| 3.1.3 Brzda | 14 |
| 3.1.4 Převodovka | 15 |
| 3.1.5 Třecí kotouč..... | 16 |
| 3.1.6 Buben | 16 |
| 3.2 Rám výtahu..... | 17 |
| 3.3 Nosné prvky..... | 17 |
| 3.3.1 Ocelová lana..... | 17 |
| 3.3.2 Kloubové řetězy | 18 |
| 3.4 Výtahová klec | 19 |
| 3.4.1 Konstrukce klece nákladních výtahů se zakázanou dopravou osob..... | 19 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4. | Rešerše konkurenčních řešení..... | 20 |
| 4.1 | GEDA LIFT 250 Comfort..... | 22 |
| 5. | Návrh konstrukčního řešení..... | 24 |
| 5.1 | Návrh prvků modulární konstrukce | 24 |
| 5.1.1 | Výpočet únosnosti žebříku..... | 24 |
| 5.1.2 | Analytický výpočet hlavového dílu | 27 |
| 5.2 | Výpočet ocelového lana | 31 |
| 5.3 | Volba elektromotoru | 32 |
| 5.4 | Volba převodovky..... | 33 |
| 5.4.1 | Dvoustupňová čelní převodovka | 33 |
| 5.4.2 | Dvoustupňová převodovka s kuželovým soukolím..... | 33 |
| 5.4.3 | Planetová převodovka | 34 |
| 5.4.4 | Šneková převodovka | 35 |
| 5.5 | Výpočet dvoustupňové čelní převodovky | 35 |
| 5.5.1 | Výpočet čelních ozubených kol..... | 35 |
| 5.5.2 | Spojení hřídelů s náboji..... | 45 |
| 5.6 | Silové poměry..... | 47 |
| 5.6.1 | Silové poměry na hřídelích..... | 47 |
| 5.6.2 | Silové poměry na ozubení..... | 49 |
| 5.6.3 | Silové reakce v uložení a výpočty bezpečnosti | 50 |
| 5.7 | Volba ložisek..... | 56 |
| 5.7.1 | Vstupní hřídel..... | 56 |
| 5.7.2 | Předlohová hřídel..... | 57 |
| 5.7.3 | Výstupní hřídel | 58 |

| | | |
|-----|------------------------------------|----|
| 6. | Vlastní konstrukční řešení | 60 |
| 6.1 | Výtahový stroj | 60 |
| 6.2 | Nosná konstrukce | 65 |
| 6.3 | Vozík s rychloupínáním klecí | 66 |
| 7. | Závěr | 68 |
| 8. | Citovaná literatura | 69 |
| 9. | Seznam obrázků | 71 |
| 10. | Seznam tabulek | 73 |
| 11. | Seznam grafů | 74 |
| 12. | Seznam příloh | 74 |

Seznam použitých symbolů a zkratek

| 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 |
| η_{12} | 1 | Účinnost prvního soukolí převodovky |
| η_{34} | 1 | Účinnost druhého soukolí převodovky |
| η_B | 1 | Účinnost bubnu |
| η_K | 1 | Účinnost kladky |
| η_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 |
| τ_D^I | $N \cdot mm^{-2}$ | Dovolené smykové napětí na vstupní hřídeli |
| τ_D^{II} | $N \cdot mm^{-2}$ | Dovolené smykové napětí na předlokové hřídeli |
| τ_D^{III} | $N \cdot mm^{-2}$ | Dovolené smykové napětí na výstupní hřídeli |
| σ_{Flim12} | $N \cdot mm^{-2}$ | Limitní mez únavy v ohybu prvního ozubení |
| σ_{Flim34} | $N \cdot mm^{-2}$ | Limitní mez únavy v ohybu druhého ozubení |
| σ_{Hlim12} | $N \cdot mm^{-2}$ | Limitní mez únavy v dotyku prvního ozubení |
| σ_{Hlim34} | $N \cdot mm^{-2}$ | Limitní mez únavy v dotyku druhého ozubení |
| σ_{FP1} | $N \cdot mm^{-2}$ | Přípustná mez únavy v ohybu prvního ozubení |
| σ_{FP2} | $N \cdot mm^{-2}$ | Přípustná mez únavy v ohybu druhého ozubení |
| σ_{HP1} | $N \cdot mm^{-2}$ | Přípustná mez únavy v dotyku prvního ozubení |
| σ_{HP2} | $N \cdot mm^{-2}$ | Přípustná mez únavy v dotyku druhého ozubení |
| β_{12} | $^\circ$ | Úhel sklonu prvního ozubení |
| β_{34} | $^\circ$ | Úhel sklonu druhého ozubení |

| | | |
|-----------------|-----------|---|
| K_A | 1 | Součinitel vnějších dynamických sil |
| ψ_m | 1 | Součinitel poměrné šířky kola |
| ψ_d | 1 | Součinitel poměrné šířky kola |
| ψ_{d12} | 1 | Poměrný součinitel zubů prvního ozubení |
| ψ_{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} | <i>mm</i> | Předběžný normálový modul prvního ozubení |
| m_{n12} | <i>mm</i> | Normálový modul prvního ozubení |
| m'_{n34} | <i>mm</i> | Předběžný normálový modul druhého ozubení |
| m_{n34} | <i>mm</i> | Normálový modul druhého ozubení |
| d'_1 | <i>mm</i> | Předběžný průměr roztečné kružnice pastorku na vstupní hřídeli |
| d'_3 | <i>mm</i> | Předběžný průměr roztečné kružnice pastorku na předlohové hřídeli |
| b_1 | <i>mm</i> | Šířka pastorku na vstupní hřídeli |
| b_2 | <i>mm</i> | Šířka ozubeného kola na předlohové hřídeli |
| b_3 | <i>mm</i> | Šířka pastorku na předlohové hřídeli |
| b_4 | <i>mm</i> | Šířka ozubeného kola na výstupní hřídeli |
| a'_{12} | <i>mm</i> | Předběžná osová vzdálenost prvního ozubení |
| a_{12} | <i>mm</i> | Osová vzdálenost prvního ozubení |
| a'_{34} | <i>mm</i> | Předběžná osová vzdálenost druhého ozubení |

| | | |
|-----------------|-------------------|--|
| α_{34} | mm | Osová vzdálenost druhého ozubení |
| α_n | $^\circ$ | Úhel záběru nástroje |
| α_{t12} | $^\circ$ | Úhel záběru prvního ozubení v čelní rovině |
| α_{t34} | $^\circ$ | Úhel záběru druhého ozubení v čelní rovině |
| α_{tw12} | $^\circ$ | Valivý úhel záběru prvního ozubení v čelní rovině |
| α_{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 |
| τ_D | $N \cdot mm^{-2}$ | Dovolené smykové napětí na těsné pero |
| τ | $N \cdot mm^{-2}$ | 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

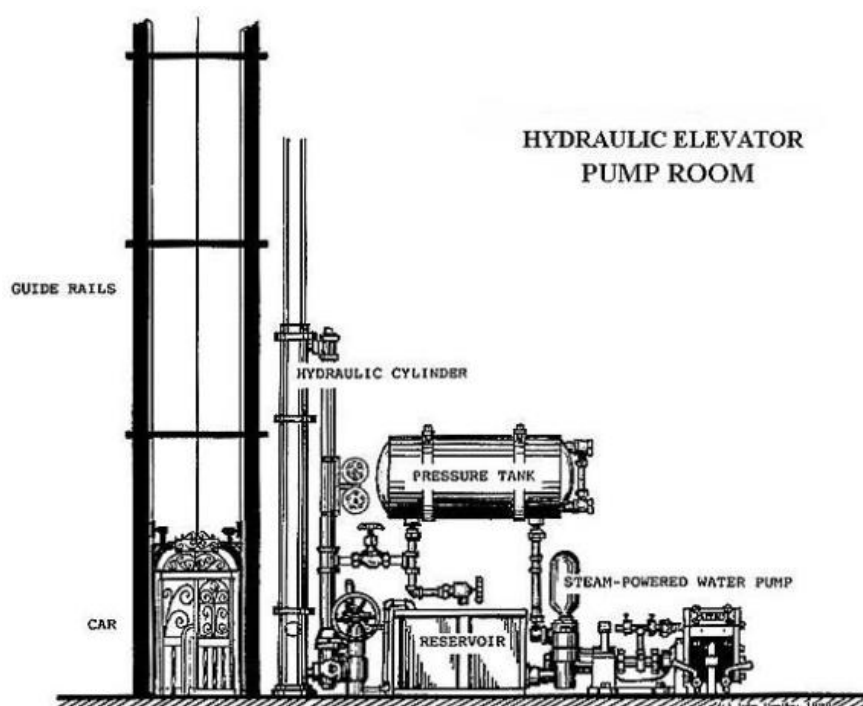
2.1 Historie výtahů

Postupně jak se vyvíjela civilizace a začala stavět více a více monumentálních staveb přišla potřeba zdvihat těžká břemena do velké výšky. První zmínky o zdvihacích zařízeních, podobných těm dnešním, pocházejí ze 3. století před našim letopočtem. Lze ale předpokládat, že jejich historie je daleko obsáhlejší, ne všechny prameny se totiž dochovaly. Tato zdvihací zařízení byla poháněna zpravidla lidskou nebo zvířecí silou, popřípadě vodou hnaným mechanismem. (2)

K největšímu rozvoji výtahových strojů došlo až s rozvojem průmyslu. Nejdříve se jednalo čistě o výtahy nákladní, většinou pro přepravu stavebního materiálu pro stavbu vyšších a vyšších budov, až poté začínalo docházet i k přepravě lidí a konstrukcí osobních výtahů. Bylo tedy nutné dbát ochrany lidí a bylo tak třeba vypracovat předpisy, které by chránily lidský život. (3)

Zajímavostí je, že jeden z prvních výtahů pro přepravu osob si nechal vyrobit a instalovat roku 1743 francouzský král Ludvík XV. na zámku ve Versailles. Tento výtah fungoval na principu kladek a protizávaží a byl poháněn lidskou silou. (4)

Výtahy, takové, jaké známe dnes, byly poprvé představeny v 18. století. Byly poháněny parou, a to pomocí pístu. Samotný pohyb obstarávala pístnice, která buďto zvedala kabinu výtahu přímo, nebo nepřímo pomocí lana. Přívod páry pak zajišťovalo parní čerpadlo. Kabina výtahu pak klesala vlastní vahou a rychlost klesání určoval výpustní ventil na pístnici. (2)

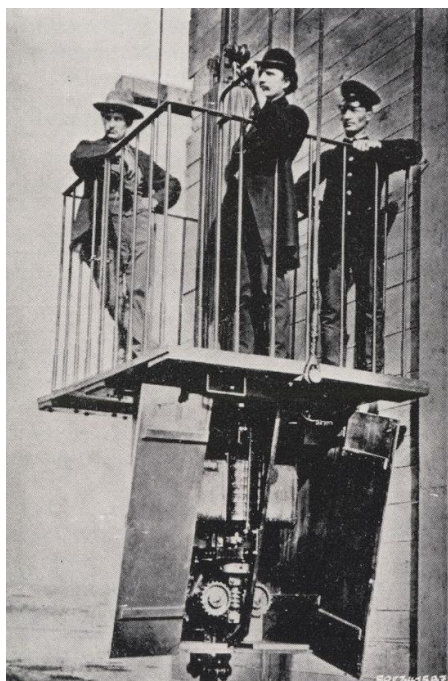


Obr. 1 - Schéma parou poháněného výtahu (5)

První bezpečný, moderní výtah představil Elisha G. Otis roku 1853 v budově „New York Crystal Palace“ v New York City ve Spojených státech. Tento výtah sahal přes dvě podlaží a překonával konkurenci svým revolučním bezpečnostním systémem, který v případě selhání lana zastavil kabinu s pasažéry.

To byl klíčový moment výtahové historie a značil revoluci v bezpečnosti výškových budov, neboť takový výtah umožnil bezpečný a rychlý přístup k vyšším patřům a vedl tak ke komercializaci výškových budov stavbou obchodních center sahajících přes několik podlaží. První instalace výtahu v tomto novém typu obchodních domů byla provedena též v New Yorku, roku 1857. o deset let později, tj. v roce 1867, založili synové E. G. Otise společnost Yonkers a spustili masovou výrobu parou poháněných hydraulických výtahů. (2)

Po příchodu elektřiny pak byly výtahové stroje adaptovány na tuto nejmodernější technologii a do výtahové technologie byl začleněn elektromotor zásluhou německého vynálezce a konstruktéra Wernera von Siemense, který tak učinil 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)

Jednou z dalších inovací ve výtahové technologii byl vynález trakčního výtahu. První takovýto výtah byl sestaven českým vynálezcem Arnoštem Freisslerem roku 1890 za účelem přepravy osob na vrcholek hory. Tento výtah byl podobný tomu, který vede k Petřínské rozhledně. Měl trakční kolejový pohon, kdy tažné lano bylo v horní úvratí opásáno kolem hnacího kola a na obou koncích byly upevněny klece pro cestující. (6)

K zdaleka největšímu rozmachu výtahů ve Spojených státech došlo na začátku 20. století, kdy došlo k obrovskému boomu výškových budov a bylo tedy zapotřebí nalézt efektivní a bezpečný způsob přepravy osob do výšky i několika desítek pater. V převážné většině se jednalo o výtahy s trakčním pohonem a bubnový pohon se odsunul do pozadí. (6)

Další velký rozvoj nastal po 2. světové válce. Nejrozšířenější typ výtahů této doby byl výtah s trakčním pohonem s mechanickou převodovou skříní a dopravními rychlostmi do 2 m/s. Konkurentem těchto výtahů byl tzv. rychlovýtah s bezpřevodovým výtahovým strojem, který dosahoval rychlostí větší, než 2 m/s. Třetím typem pak byl výtah hydraulický, již se ale jako hydraulická kapalina nepoužívala voda, ale olej. Nevýhodou hydraulický výtahů

ovšem byla oproti konkurenci pomalejší rychlost zdvihu, která se pohybovala v rozmezí 0,1 – 1 m/s. Další velký rozvoj nastal po 2. světové válce. Nejrozšířenější typ výtahů této doby byl výtah s trakčním pohonem s mechanickou převodovou skříní a dopravními rychlostmi do 2 m/s. Konkurentem těchto výtahů byl tzv. rychlovýtah s bezpřevodovým výtahovým strojem, který dosahoval rychlostí větší, než 2 m/s. Třetím typem pak byl výtah hydraulický, již se ale jako hydraulická kapalina nepoužívala voda, ale olej. Nevýhodou hydraulický výtahů ovšem byla oproti konkurenci pomalejší rychlost zdvihu, která se pohybovala v rozmezí 0,1 – 1 m/s.

Od 50. let 20. století se výtahové stroje zmenšily natolik, že byla možná konstrukce demontovatelných stavebních výtahů a tak došlo k masivní adopci výtahových technologií i v tomto poli. (6)

2.2 Dělení výtahů

Výtahy lze dělit dle velkého množství parametrů. Ať už jde o různé pohony, použití, technické provedení či samotné konstrukce. Výtahy lze také možné dělit 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. Výsypné 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

Pro pohon výtahových strojů bývá nejčastěji používán synchronní nebo asynchronní elektromotor. Můžeme se ale setkat i s motory stejnosměrnými. Asynchronní elektromotory jsou používány u výtahových strojů s převodovým ústrojím. Jedná se pak o elektromotory buďto jednorychlostní nebo dvourychlostní. U jednorychlostních jsou nejčastěji používány elektromotory šestipólové s rychlostí 1 000 ot/min nebo motory čtyřpólové, jež jsou schopny se roztočit na 1 500 ot/min.

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

Dvourychlostní elektromotor má ve statorových drážkách navinuta dvě samostatná vinutí, obě s různým počtem pólů. Při přepnutí těchto vinutí pak dochází buď ke snížení, nebo zvýšení otáček motoru a tím i změně rychlosti zdvihu. Pomalejší rychlost se používá zejména pro zpomalení výtahu před zastavením a tím se tak zvyšuje přesnost zastavení výtahu přesně ve stanici.

Od motorů asynchronních se ovšem začíná pomalu ustupovat a čím dál více se užívají motory synchronní. Ty mají oproti motorům asynchronním řadu výhod. Těmi jsou vyšší účinnost, možnost plynulé regulace otáček a menší rozměry a hmotnost.



Konstrukčně mohou tyto motory být vyřešeny jako motory buďto s vnitřním, nebo vnějším rotorem. U motorů s vnějším rotorem pak rotor plní zároveň funkci třecího kotouče (lanovnice). Stejně výhody jako synchronní motor pak přináší i pohon frekvenční. Princip frekvenčního pohonu je založen na řízeném měnění frekvence napájení motoru pomocí frekvenčního měniče. Tím se pak nazývá elektronický přístroj, přes který je napájen asynchronní motor výtahového stroje. Tyto měniče jsou složeny z výkonové části, která zajišťuje přeměnu parametrů napájení, a z řídicí elektroniky ovládající část výkonnou. (6) (7)

3.1.2 Spojka

Spojku nazýváme strojní součást spojující elektromotor a převodovku. Může být buďto pevná, nebo pružná. Pevná spojka neumožňuje vyrovnání případných výrobních nepřesností v uložení, či v poloze hřídele elektromotoru a vstupní hřídele převodovky. U pružné spojky dochází k přenosu krouticího momentu pomocí pružných elementů, které dokáží částečně vyrovnat jak nepřesnosti v uložení hřídelů, tak i do jisté míry tlumit vibrace. Obvodový kotouč spojky je pak využíván jako součást čelistové brzdy.

3.1.3 Brzda

Brzdou nazýváme zařízení, které slouží k zastavení výtahového stroje při běžném provozu. Většinou bývá uchycena přímo na elektromotor a musí být schopna sama zastavit výtahový stroj i při pohybu klece přetížené o 25 %. Moderní bezpečnostní předpisy vyžadují zdvojení všech mechanických částí brzdy, a výtah tedy musí být schopen zastavit i při selhání jedné z nich. Dostatečný tlak na brzdové čelisti zajišťují tlačné pružiny, popřípadě závaží. Obložení brzdy musí být z nehořlavého materiálu a bezpečnostní předpisy taktéž specifikují i konstrukční řešení brzdy. Brzdy pásové nejsou dovoleny.

K odbrzdění se používá brzdový elektromagnet, který je nepřetržitě napájen elektrickou energií. V případě výpadku elektřiny, pak musí dojít k rozpojení tohoto okruhu a brzda se musí automaticky zabrzdit. U brzdy výtahového stroje s nouzovým ručním pohonem obsluha musí mít umožněno ruční odbrzdění. V posledních několika desetiletích jsou kladeny větší a větší nároky na bezpečnost a od roku 1993 tedy musí být všechny části výtahu zajišťující brzdny účinek zdvojeny, a to tak, že výtah musí být schopen zastavit i při selhání jedné čelisti. (6) (7)

3.1.4 Převodovka

Převodovka je důležitým konstrukčním prvkem výtahu, který zajišťuje redukcí otáček z několika tisíců na desítky. Pro šachtové výtahy se v minulosti používal nejčastěji šnekový převod, pro šikmé stavební výtahy pak převod pomocí čelních ozubených kol či planetových převodovek. Šnekový převod má tichý chod a minimální vůli v zubech, nicméně nevýhodou je velké tření mezi zuby a tím zapříčiněna velká tepelná ztráta. Z tohoto důvodu musí být u výtahových strojů opatřených šnekovou převodovkou zajištěno dostatečné chlazení. Ztráta výkonu se pak u těchto převodovek pohybuje okolo 40 %.

Chlazení a mazání zajišťuje olejová náplň v převodové skříni. Nejúčinnější odvod tepla a efektivní dodávání maziva mezi zuby je pak dosaženo umístěním šneku na dno převodové skříně a stroje s tímto uspořádáním tak dosahují vyšší životnosti a odolávají větším zatížením. Při umístění šneku nahoře nad šnekovým kolem je do olejové lázně ponořeno pouze šnekové kolo a při jeho otáčení dochází k unášení oleje do horní části skříně. Toto uspořádání neklade zdaleka takové nároky na utěsnění jako při umístění šneku dole, ale soukolí při této konfiguraci není tak dobře mazáno a dojde tedy k navýšení třecích ztrát.

U šnekových převodovek se používají šneky buďto jednochodé, nebo dvouchodé, dvouchodé pak méně často, vzhledem k jejich nesamosvornosti. Dosahují ale vyšších účinností než šneky jednochodé, a to až 80 %. (7)

V současnosti u většiny stacionárních výtahů dochází k nahrazování výtahových strojů s převodovkou stroji bezpřevodovými. Elektromotor těchto strojů je opatřen frekvenčním regulátorem otáček, který umožňuje plynulý rozjezd a zpomalení. Tyto stroje mají řadu výhod, mezi které patří výše zmíněná plynulost chodu, úspora provozních nákladů, tišší chod a menší záběrový proud. (8)

3.1.5 Třecí kotouč

Třecí kotouč u strojů s tímto prvkem zajišťuje přenos síly, potřebné ke zvednutí břemena, třením mezi kotoučem a nosnými prostředky, tedy ocelovými lany, popřípadě nosnými pásy. Průměr třecího kotouče a počet jeho otáček je dán požadovanou rychlostí zdvihu a otáčkami výstupní hřídele převodovky. V případě použití třecího kotouče musí být výtah opatřen i protizávažím, které zajistí dostatečnou trakci na kotouči.

Trakci pak též zvyšují drážky na kotouči. Jejich počet je dán počtem nosných lan a mohou být polokruhové, či klínové. Aby se vyloučilo snížení trakční schopnosti při jejich opotřebení, jsou drážky opatřeny zářezem.

Trakční schopnost kotouče musí být navržena tak, aby při zastavení nedocházelo k prokluzu lan na kotouči při pohybu opět o 25% přetížené klece. (7) (8)

3.1.6 Buben

Bubny jsou dalším možným zařízením pro přenos síly. Narozdíl od třecích kotoučů nevyžadují protizávaží. Pro využití u osobních výtahů musí mít drážky ve tvaru šroubovice a jejich tvar musí odpovídat průměru použitých lan. Klec osobních výtahů musí být uchycena na alespoň dvou lanech a počet chodů drážek musí odpovídat počtu

lan. Na buben se nesmí navíjet více než jedna vrstva lana. Toto pravidlo ovšem neplatí pro šikmé stavební výtahy s malými nosnostmi.

Místo jednoho bubnu se může použít i jiné konstrukční řešení, při kterém je na každé straně převodové skříně jeden buben, každý pak pro jedno lano. Lano je k bubnu připevněno svorkami, na které nesmí působit plná síla a nesmí tedy nikdy dojít k úplnému odvinutí lana. Při dosednutí výtahové klece na nárazníky a jejich následném stlačení musí na kotouči stále zbývat jeden a půl závitů lana. Úhel šikmého tahu lana vzhledem k rovině drážky pak nesmí být větší než 4° . (7) (8)

3.2 Rám výtahu

Rám stacionárních výtahů je většinou vyroben buďto odléváním jako jeden celek, nebo svařováním z válcovaných profilů. Při zavěšení vodících prvků na nosníky je pak třeba počítat jak s normálním zatížením při provozu, tak i s účinky brzděné síly při zachycení padající klece zachycovači.

Stavební výtahy pak zpravidla mají konstrukci modulárního typu, kdy je rám skládán z několika unifikovaných segmentů. (9)

3.3 Nosné prvky

3.3.1 Ocelová lana

Jako hlavní nosný prvek se u většiny výtahů používají ocelová lana. I přes na pohled jednoduchý tvar je jejich vnitřní složení velice komplexní a skládá se z několika desítek do sebe zapletených ocelových drátů. Hlavními výhodami ocelových lan jsou především jejich malá hmotnost na jednotku délky, značná pružnost, tichý chod a nízká cena.

Jako první je v dopravní technice použil W. A. I. Albert v roce 1834. V následujících letech došlo k vytlačení do té doby nejčastěji používaného nosného prvku, tedy řetězu.

Pro výrobu lan jsou používány ocelové dráty kruhového průřezu o jmenovitých nosnostech 1 300, 1 600 a 2 000 MPa. Když zařízení není vystaveno korozivnímu prostředí mohou být dráty holé, v korozivních prostředích se pak používají ocelová lana, jejich svrchní vrstva je tvořena dráty buďto speciálně tvarovanými, nebo opatřenými speciální povrchovou úpravou. (10)

3.3.2 Kloubové řetězy

Kloubové řetězy jsou používány pouze u oběžných výtahů typu paternoster nebo u nákladních stolových výtahů. Nejčastěji jsou používány řetězy Gallovy, výjimku tvoří oběžné výtahy, kde se používají speciální kloubové řetězy. Gallův řetěz je složen ze střídavě spojených vnějších a vnitřních článků, které jsou tvořeny vždy čepem a příslušným počtem bočnic.

Při roztečích do 80 mm se používají bočnice vykrojené, u roztečí vyšších se pak používají bočnice rovné. Dále pak řetězy s roztečemi nad 45 mm mají čepy opatřeny podložkami a pro zajištění čepů proti axiálnímu posuvu jsou pak konce těchto čepů roznyťovány. Toto však neplatí pro rozteče nad 90 mm, kdy se jako pojistka proti axiálnímu posuvu používá závlačka.

Gallovy řetězy nesmíme zatěžovat v příčném směru, neboť by tento typ zátěže vedl k namáhání na ohyb. Tyto řetězy navíc používáme pouze do rychlosti 0,3 m/s. (6)

3.4 Výtahová klec

Podle ČSN 27 4010, čl. 12, klecí nazýváme tu část výtahu, jejíž podlaha, spočívající na závěsné konstrukci přenáší zatížení. K rámu klece jsou upevněny jak závěs, tak i vodící čelisti a zachycovače. U většiny výtahů je celá hmotnost klece a větší část hmotnosti břemena vyvažována protizávažím.

Klec jako taková musí být na všech stranách, kromě vstupních nebo nakládacích otvorů ohrazena plnými stěnami, u stavebních výtahů pro přepravu osob pak je možné plné stěny nahradit drátěným pletivem tak, aby nemohlo dojít ke zranění. Navíc musí mít plechový nebo dřevěný strop schopný unést váhu obsluhující osoby.

Jako materiál pro konstrukci klece pak norma doporučuje ocel 10 003 a žádá koeficient bezpečnosti $k = 2,5$. (3)

3.4.1 Konstrukce klece nákladních výtahů se zakázanou dopravou osob

Tento typ výtahů není zdaleka tak častý, neboť osoby, které klec naložily jedou zpravidla s nákladem a jenom málokdy dojde k situaci, že by tomu tak nebylo. Právě nákladní výtah pro pokrývače je ale jednou z výjimek. Obvykle je konstrukční řešení navrženo tak, aby přístup osob ani nebyl možný, či alespoň velice nepohodlný, aby přestoupit předpis každého odradilo.

U výtahů, do kterých osoby musí při nakládce vstoupit musí být klec zavěšena, stejně tak jako u výtahů osobních, minimálně na dvou lanech. Pokud je jakýkoliv vstup osob zakázán i během nakládky, pak stačí lano jedno. (3)

4. Rešerše konkurenčních řešení

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. (11)

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. Tato dvě provedení používají elektromotory o výkonu 0,75 a 1,1 kW, obě s maximální dovolenou hmotností břemene 150 kg zvedaného rychlostí 20 a 22 m/min. (12)

Jedním z hlavních rozdílů mezi těmito výrobci je přístup ke konstrukci výtahového stroje. Firma GEDA u všech svých strojů používá elektromotor umístěný nad bubnem. Zatímco Haemmerlin má tyto dva prvky souose za sebou a jsou spojeny planetovou převodovkou. Samotný buben je tedy kratší a výtah tak dosahuje menšího zdvihu.

Na rakouském trhu pak lze vidět i výtahy od firmy Böcker. Ta nabízí výtah velice podobný tomu od firmy GEDA s téměř shodnými parametry. Böcker Toplift ale dosahuje rychlosti o 4 m/min vyšší, tedy 34 m/min.



Obr. 3 - GEDA LIFT 250 Comfort (13)



Obr. 4 - Haemmerlin Castor Steel (14)

GEDA LIFT 250 Comfort

| | |
|------------------|----------|
| Nosnost: | 250 kg |
| Rychlost zdvihu: | 30 m/min |
| Dopravní výška: | 21 m |
| Výkon motoru: | 1,3 kW |

Haemmerlin Castor Steel

| | |
|------------------|----------|
| Nosnost: | 150 kg |
| Rychlost zdvihu: | 20 m/min |
| Dopravní výška: | 15 m |
| Výkon motoru: | 0,75 kW |

4.1 GEDA LIFT 250 Comfort

Jak již bylo zmíněno jedním z hlavních konkurentů na českém trhu je výtah GEDA LIFT 250 Comfort. K tomuto výtahu se mi podařilo získat přístup a část této práce bude věnována jeho konstrukčnímu provedení. Jedná se o výtah s žebříkovou modulární konstrukcí, díky které je snadno přepravitelný na místo stavby. Tato konstrukce je sestavena z hliníkových profilů spojených rychloupínacím mechanismem.

Modulární konstrukce žebříku je dodávána s ohybovým dílem, který umožňuje nastavení úhlu vrchní části žebříku shodného s krokvelemi střechy. V horní části výtahu je pak umístěna vratná kladka, přes kterou je vedeno lano.

Samotný výtahový stroj, jak lze vidět na obrázku níže, má buben umístěn pod motorem. Samotná konstrukce převodovky není známá a vzhledem k striktním bezpečnostním předpisům mi nebylo umožněno nahlédnutí do útrob převodové skříně. Z tvaru skříně lze však odvodit, že nejspíše se bude jednat o dvoustupňovou čelní převodovku.



Obr. 5 - GEDA LIFT 250 Comfort - pohled zepředu



Obr. 6 - GEDA LIFT 250 Comfort - pohled zezadu

Celá sestava elektromotoru, bubnu a převodovky je pak opatřena plechovým krytem, na kterém se nachází madla ke snadné manipulaci, ventilační otvory pro elektromotor a rychloupínání k žebříkové konstrukci.

Rychloupínací mechanismus se skládá z čepu, pružiny a páčky. Čep je uložen pouze u madla a v zajištěné poloze pouze dosedá na prolis plechového krytu. Toto se mi jeví jako neoptimální a rychloupínací čep výtahu navrženého v této práci je v zajištěné poloze veden skrz spodní část prolisu.

Na plechový kryt je pak umístěn i ukládací mechanismus lana, který se skládá ze dvou rolen, mezi kterými je lano vedeno, a napínací pružiny.



Obr. 7 - Rychloupínací systém výtahu GEDA LIFT 250 Comfort



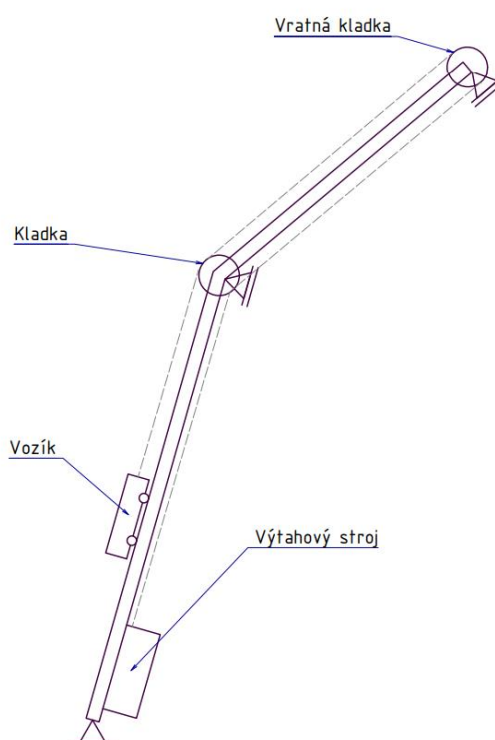
Obr. 8 - Ukládací mechanismus lana výtahu GEDA LIFT 250 Comfort

GEDA LIFT 250 Comfort má na českém trhu dominantní zastoupení, a to zejména díky jeho spolehlivosti. Tento výtah se nachází ve firmě Stavebniny Hana Šťastná v Libici nad Doubravou a majitelka za 15 let provozu změnila pouze drobné elektrické komponenty výtahového stroje.

5. Návrh konstrukčního řešení

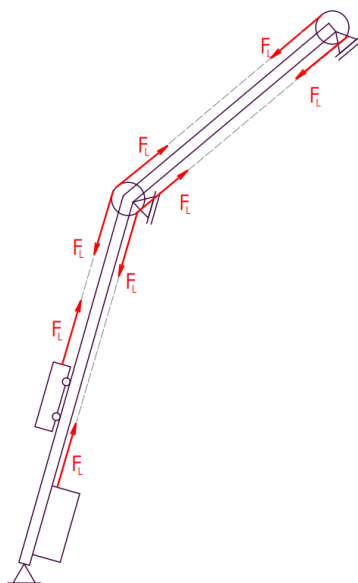
5.1 Návrh prvků modulární konstrukce

5.1.1 Výpočet únosnosti žebříku



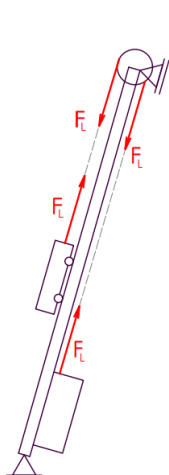
Obr. 9 - Schéma výtahu

Šikmé výtahy jsou zpravidla dole ukotveny k pevnému základu, v horní části pak opřeny o střechu. U výtahu navrženého v této práci tomu není jinak. Žebřík výtahu se skládá z modulárních dílů z hliníkového profilu 100x40x4 mm, jehož použitelnost bude v dalších částech práce ověřena výpočty. Výtahový stroj je pak uchycen na spodním dílu tohoto žebříku a lano, jež tento stroj navíjí je vedeno od stroje přes kladku v ohybovém dílu modulární konstrukce, přes vratnou kladku v hlavovém dílu a následně druhou kladku v ohybovém dílu. Lano je poté uchyceno k vozíku. Síly na žebříku tedy odpovídají schématu na obrázku 10.

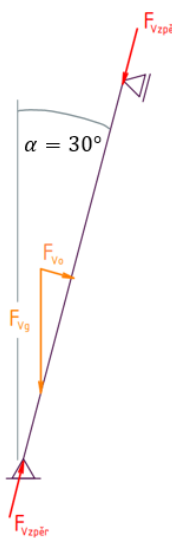


Obr. 10 - Rozložení sil na výtahu

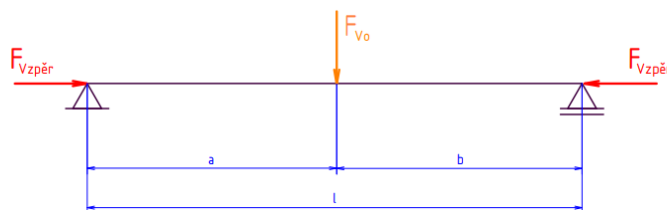
Jedná se tedy o staticky neurčitý křivý nosník namáhaný kombinací ohybové síly od vozíku a síly působící v místě vratné kladky. Výpočet by byl komplexní a časově náročný. Byl tedy vytvořen výpočtový model, kde byla tato úloha zjednodušena na kombinaci vzpěr a ohyb tak, aby model byl na straně bezpečnosti. Vratná kladka tedy byla přesunuta do místa ohybu a vzpěrové síly působící na nosník byly přesunuty na jeho konce.



Obr. 11 - Zjednodušené rozložení sil



Obr. 12 - Výpočtový model



Obr. 13 - Otočené schéma výpočtového modelu

$$l = 6\,000\text{ mm} \quad (5.1)$$

$$F_{Vzpěr} = 5\,000\text{ N} \quad (5.2)$$

$$F_{Vo} = 1\,250\text{ N} \quad (5.3)$$

$$E = 71\text{ GPa} \quad (5.4)$$

$$J_{Celkový} = 2 \cdot J = 1,256 \cdot 10^6\text{ mm}^4 \quad (5.5)$$

Řešení tohoto problému vychází ze základní diferenciální rovnice a Schwedlerovy věty a řídí se tedy následující rovnicí.

$$kM''(x) + \alpha^2 \cdot M(x) = \mathcal{M}''(x) \quad (5.6)$$

$$\alpha^2 = \frac{F_{Vzpěr}}{E \cdot J} \quad (5.7)$$

$$\mathcal{M}''(x) = q(x) = 0 \quad (5.8)$$

Řešení této diferenciální rovnice lze pak, v případě nosníku s osovou silou a ohybovou silou uprostřed, zjednodušit na následující tvar.

$$M_{max} = \frac{F_{Vo} \cdot l}{4} \cdot \left(1 + \frac{F_{Vzpěr} \cdot l^2}{12 \cdot E \cdot J} \right) \quad (5.9)$$

Dosazením výše uvedených hodnot pak získáme maximální redukovaný moment působící na žebřík. Z něho poté lze získat maximální redukované napětí. Za „h“ je ve vzorci dosazena výška profilu.

$$M_{max} = 2\,032\,593\text{ Nmm} \quad (5.10)$$

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_{oCelkový}} = \frac{M_{max}}{J_{Celkový}} \cdot \frac{h}{2} = 40,43\text{ Nmm}^{-2} \quad (5.11)$$

Tato hodnota poté byla dána do poměru s mezí kluzu hliníku pro zjištění bezpečnosti.

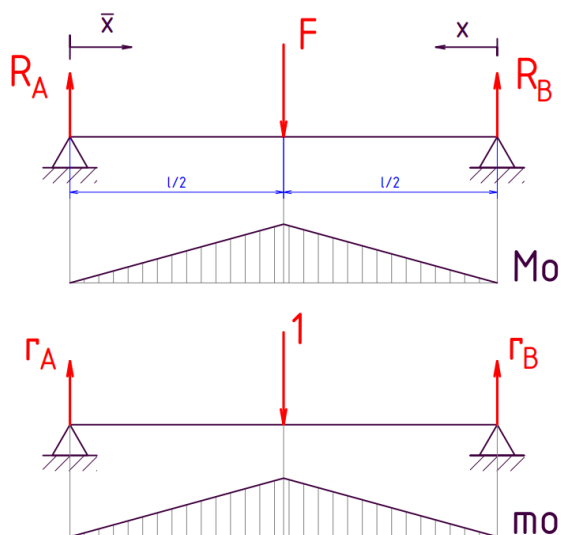
$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{max}} = \frac{250}{40,43} = 6,18 \quad (5.12)$$

Pro tento typ žebříků existují pouze podnikové normy, je tedy na každém výrobcu, aby zajistil dostačující bezpečnost.

S přihlédnutím k normám dostupných pro ostatní typy výtahů tuto bezpečnost shledávám jako dostačující.

5.1.2 Analytický výpočet hlavového dílu

Pro konstrukci hlavového dílu byl zvolen 4 mm tlustý hliníkový plech ohnutý do tvaru U. Ten bylo nutné zkontrolovat na ohyb.



Obr. 14 - Výpočtové schéma hlavového dílu

Výpočet maximálního ohybového momentu poté probíhal pomocí metody řezu.

$$F = 5\,000\text{ N} \quad (5.13)$$

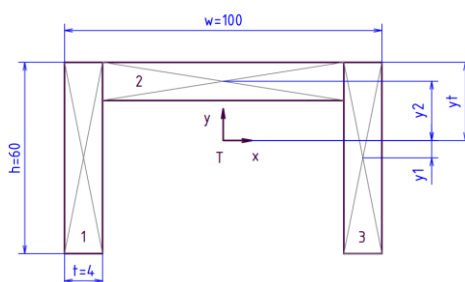
$$l = 730\text{ mm} \quad (5.14)$$

$$M_{omax} = F \cdot \frac{l}{2} = 912\,500\text{ Nmm} \quad (5.15)$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{J_z} \cdot y_{max} = 81,98\text{ Nmm}^{-2} \quad (5.16)$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{omax}} = \frac{250}{81,98} = 3,05 \quad (5.17)$$

Pro výpočet průhybu v polovině nosníku bylo třeba nejprve určit kvadratický moment průřezu. Toho bylo docíleno pomocí Steinerovy věty následujícím výpočtem.



Obr. 15 - Průřez nosníku

$$y_T = \frac{\sum S_i \cdot y_{Ti}}{\sum S_i} = 29,132\text{ mm} \quad (5.18)$$

$$J_{zi} = J'_{zi} + S_i \cdot y_i \quad (5.19)$$

$$J_z = J_{z1} + J_{z2} + J_{z3} = 2 \cdot J_{z1} + J_{z2} = 343\,573\text{ mm}^4 \quad (5.20)$$

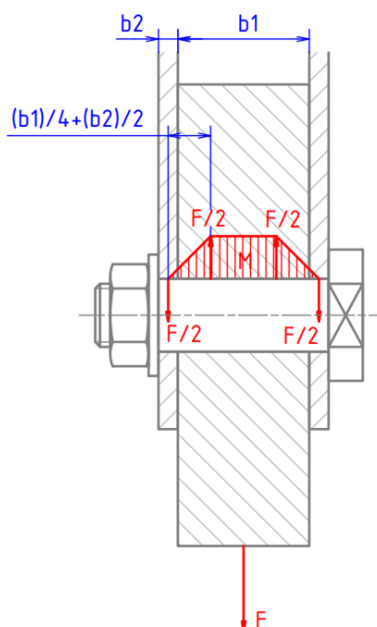
Maximální průhyb nosníku pak byl vypočítán pomocí Mohrova integrálu, s jednotkovou silou umístěnou na pozici vratné kladky, tedy v půlce nosníku.

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{1}{E \cdot J_z} \int M_o(x) \cdot m_o(x) dx = \\
 &= \frac{1}{E \cdot J_z} \left(\int_0^{\frac{l}{2}} \frac{F}{2} x \cdot \frac{1}{2} x dx + \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{F}{2} \bar{x} \cdot \frac{1}{2} \bar{x} d\bar{x} \right) = \frac{Fl^3}{12 \cdot E \cdot J_z} = \quad (5.21) \\
 &= 6,64 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jedná se o průhyb menší než jedno procento délky hlavového dílu. Z tohoto hlediska je tedy prohnutí přípustné a z hlediska bezpečnosti, pro kterou nejsou předepsány žádné normy je bezpečnost 3,05 také shledána dostačující.

5.1.2.1 Analytický výpočet čepu vratné kladky

Na tomto dílu výtahu se také nachází vratná kladka, jejíž čep je jedním z nejdůležitějších nosných prvků celé konstrukce. Jeho selhání by vedlo k pádu břemena a možné újmě na zdraví. Je tedy důležité dbát na vysokou bezpečnost, která byla zvolena jako $k = 5$.



Obr. 16 - Schéma čepu vratné kladky



Tento čep je důležité dimenzovat jak na ohyb, tak střih a poté je nutné provést i kontrolu na otláčení.

$$F = 5\,000\text{ N} \quad (5.22)$$

$$b_1 = 27\text{ mm} \quad (5.23)$$

$$b_2 = 4\text{ mm} \quad (5.24)$$

$$\sigma_D = 290\text{ Nmm}^{-2} \quad (5.25)$$

$$\tau_D = 220\text{ Nmm}^{-2} \quad (5.26)$$

Dimenzování dle ohybu:

$$M_{omax} = \frac{F}{2} \left(\frac{b_1}{4} + \frac{b_2}{2} \right) = 21\,875\text{ Nmm} \quad (5.27)$$

$$\sigma = \frac{\sigma_D}{k} = \frac{M_{omax}}{W_o} \rightarrow d_{min1} = 15,66\text{ mm} \quad (5.28)$$

Dimenzování dle střihu:

$$\tau = \frac{\tau_D}{k} = \frac{F}{S} \rightarrow d_{min2} = 12,03\text{ mm} \quad (5.29)$$

$$\rightarrow d = 16\text{ mm} \quad (5.30)$$

Výsledný průměr čepu byl zvolen větší, než největší z minimálních průměrů dle ohybu a střihu a následně byla provedena kontrola na otláčení, kterou tento čep splnil.

$$p = \frac{F}{d \cdot b_2} = 39,06\text{ Nmm}^{-2} \leq p_D = 120\text{ Nmm}^{-2} \quad (5.31)$$

5.2 Výpočet ocelového 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 ⁻¹] | Třída pevnosti |
|--------------------------|--|-------------------------------------|----------------|
| 8 | 37,4 | 0,23 | 1770 |

Tab. 1 - Parametry lana EN 12385 8 6x25F-FC 1770 (15)

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°.

$$k = \frac{i_k \cdot n \cdot N_1}{(Q + K) \cdot g} \quad (5.32)$$

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.

$$k = \frac{1 \cdot 1 \cdot 37\,400}{(200 + 50) \cdot 10} = 14,96 \quad (5.33)$$

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. (9)

5.3 Volba elektromotoru

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

Celková účinnost výtahového stroje se vypočítá jako součin všech účinností. V tomto případě je tedy třeba brát v potaz účinnosti obou soukolí, účinnost bubnu i kombinovanou účinnostf všech kladek výtahu.

$$\eta_C = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_B \cdot \eta_K = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,922 \quad (5.34)$$

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

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta_C} = \frac{2500 \cdot 22}{0,922 \cdot 60} = 994,215\, W \quad (5.35)$$

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.

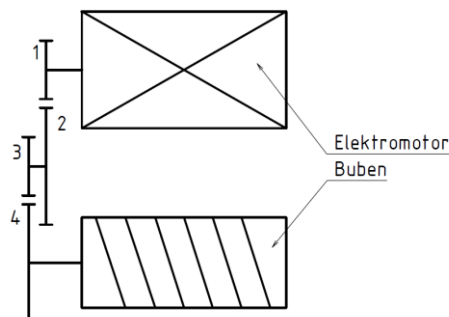
Parametry elektromotoru Siemens SIMOTICS GP – 80M – IM B5 – 4p

| 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 (16)

5.4 Volba převodovky

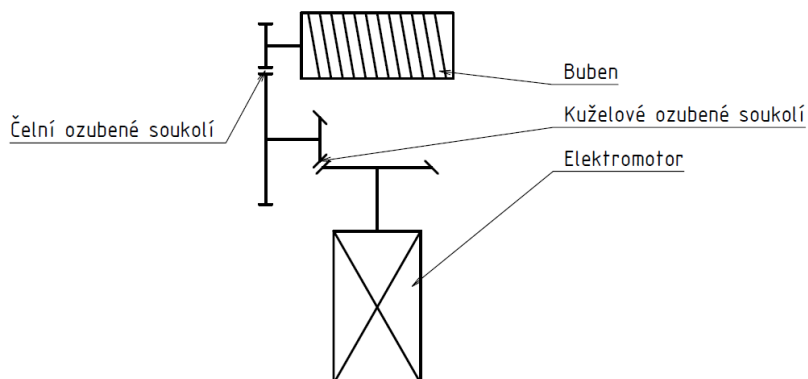
5.4.1 Dvoustupňová čelní převodovka



Obr. 17 - 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.

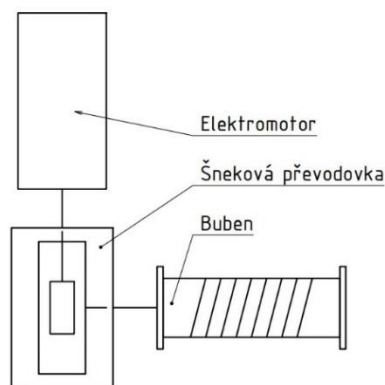
5.4.2 Dvoustupňová převodovka s kuželovým soukolím



Obr. 18 - Schéma dvoustupňové převodovky s kuželovým soukolím

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

5.4.4 Šneková převodovka



Obr. 20 - Schéma šnekové převodovky

Stejně jako osobní šachtové výtahy by i tento výtah mohl používat šnekovou převodovku. Jednou z výhod této převodovky je její nízká hmotnost. Dále je také vhodnější pro zvedání břemen o vysoké hmotnosti a takováto koncepce by byla schopna přenést vyšší momenty. Nicméně pro použití ve výtahovém stroji nákladního výtahu pro pokrývače není vhodná, neboť jedním ze základních požadavků jsou rovnoběžné osy bubnu a motoru.

5.5 Výpočet dvoustupňové čelní převodovky

5.5.1 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.

$$n'_B = \frac{60 \cdot v'}{\pi \cdot D_B} = \frac{22}{\pi \cdot 0,1} = 70,027 \text{ min}^{-1} \quad (5.36)$$



Celkový předběžný převodový poměr převodovky je následně určen vztahem

$$i'_P = \frac{n_{EM}}{n_B} = \frac{1440}{70,027} = 19,992 \quad (5.37)$$

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.

$$i'_P = i'_{12} \cdot i'_{34} \quad (5.38)$$

$$i'_{12} = 1,4 \cdot i'_{34} \quad (5.39)$$

$$i'_{34} = \sqrt{\frac{i'_P}{1,4}} = \sqrt{\frac{19,922}{1,4}} = 3,772 \quad (5.40)$$

$$i'_{12} = 1,4 \cdot 3,772 = 5,279 \quad (5.41)$$

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

$$z'_2 = i'_{12} \cdot z_1 = 5,279 \cdot 21 = 110,859 \rightarrow z_2 = 111 \quad (5.42)$$

$$z'_4 = i'_{34} \cdot z_3 = 3,772 \cdot 19 = 71,668 \rightarrow z_4 = 72 \quad (5.43)$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{21} = 5,286 \quad (5.44)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{72}{19} = 3,789 \quad (5.45)$$

$$i_P = i_{12} \cdot i_{34} = 5,286 \cdot 3,789 = 20,028 \quad (5.46)$$



5.5.1.1 Stanovení krouticích momentů

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

$$M_{EM} = 7,295 \text{ Nm} \quad (5.47)$$

$$M_k^I = M_{EM} = 7,295 \text{ Nm} \quad (5.48)$$

$$M_k^{II} = M_k^I \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 7,295 \cdot 5,286 \cdot 0,98 = 37,791 \text{ Nm} \quad (5.49)$$

$$\begin{aligned} M_k^{III} &= M_k^{II} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} = 37,791 \cdot 3,789 \cdot 0,98 \\ &= 140,326 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (5.50)$$

5.5.1.2 Stanovení otáček a výkonů

$$n_M = 1\,440 \text{ min}^{-1} \quad (5.51)$$

$$n_I = n_M = 1\,440 \text{ min}^{-1} \quad (5.52)$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{1440}{5,286} = 272,42 \text{ min}^{-1} \quad (5.53)$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{34}} = \frac{272,42}{3,789} = 71,89 \text{ min}^{-1} \quad (5.54)$$

$$P_{EM} = 1,1 \text{ kW} \quad (5.55)$$

$$P_I = P_{EM} = 1,1 \text{ kW} \quad (5.56)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = 1,1 \cdot 0,98 = 1,078 \text{ kW} \quad (5.57)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{34} = 1,078 \cdot 0,98 = 1,056 \text{ kW} \quad (5.58)$$

5.5.1.3 Stanovení minimálních průměrů hřídelů

$$d'_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^I}{\pi \cdot \tau_D^I}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7,295 \cdot 1000}{\pi \cdot 25}} = 11,412 \text{ mm} \quad (5.59)$$

$$d'_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^{II}}{\pi \cdot \tau_D^{II}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37,791 \cdot 1000}{\pi \cdot 35}} = 17,651 \text{ mm} \quad (5.60)$$

$$d'_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k^{III}}{\pi \cdot \tau_D^{III}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 140,326 \cdot 1000}{\pi \cdot 45}} = 25,136 \text{ mm} \quad (5.61)$$

5.5.1.4 Návrh modulů

Materiál ozubení:

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

Tab. 3 - Specifikace materiálů ozubení (18)

$$\sigma_{FP1} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim12} = 0,6 \cdot 705 = 423 \text{ MPa} \quad (5.62)$$

$$\sigma_{HP1} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim12} = 0,8 \cdot 1180 = 944 \text{ MPa} \quad (5.63)$$

$$\sigma_{FP2} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim34} = 0,6 \cdot 580 = 340 \text{ MPa} \quad (5.64)$$

$$\sigma_{HP2} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim34} = 0,8 \cdot 930 = 744 \text{ MPa} \quad (5.65)$$

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

$$K_A = 1,1 \quad (5.66)$$

Součinitele poměrné šířky kola je pro ozubená kola ψ_m a ψ_d jsou pro kola se šikmými zuby a danou symetrií uložení kol rovné

$$\psi_m = 20 \quad (5.67)$$

$$\psi_d = 1,2 \quad (5.68)$$

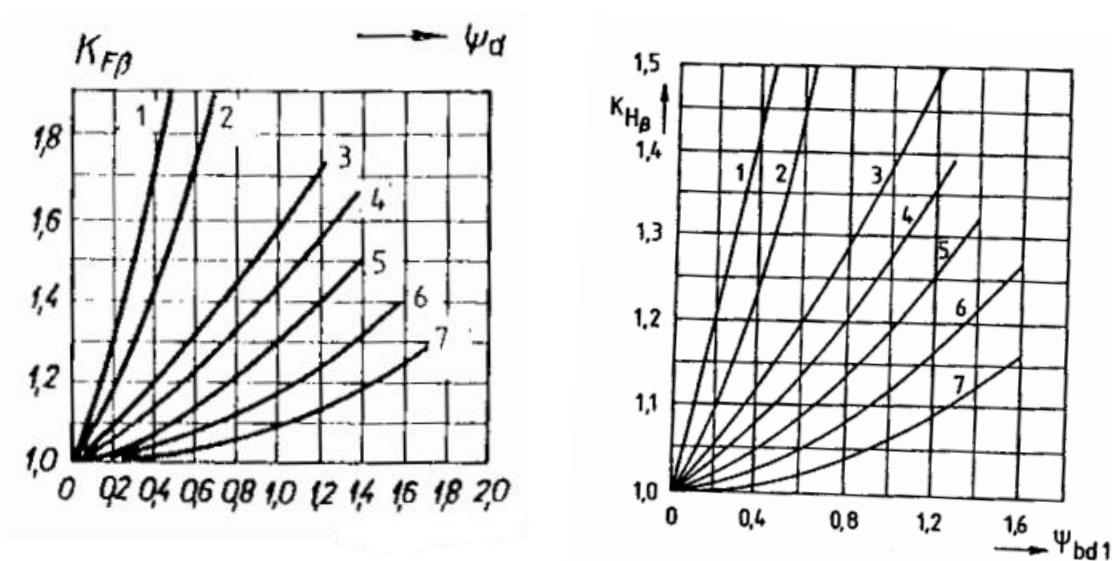
Součinitele ψ_{dn} lze vypočítat ze vztahu

$$\psi_{dn} \approx \frac{\psi_m}{z_n} \quad (5.69)$$

$$\psi_{d12} \approx \frac{\psi_m}{z_1} = \frac{20}{21} = 0,952 \quad (5.70)$$

$$\psi_{d34} \approx \frac{\psi_m}{z_3} = \frac{20}{19} = 1,053 \quad (5.71)$$

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 $K_{H\beta}$ (18)



| | 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.

$$m'_{n12} = f_p \sqrt[3]{\frac{M_k^I \cdot K_A \cdot K_{F\beta 12}}{\sigma_{FD} \cdot z_1 \cdot \psi_m}} = 18 \sqrt[3]{\frac{7,295 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{340 \cdot 21 \cdot 20}} = \quad (5.72)$$
$$= 0,789 \text{ mm}$$

$$m'_{n34} = f_p \sqrt[3]{\frac{M_k^{III} \cdot K_A \cdot K_{F\beta 34}}{\sigma_{FD} \cdot z_3 \cdot \psi_m}} = 18 \sqrt[3]{\frac{140,326 \cdot 1,1 \cdot 1,3}{340 \cdot 19 \cdot 20}} = \quad (5.73)$$
$$= 2,084 \text{ mm}$$

Výpočet modulů dle dotyku

Výpočet roztečných kružnic:

$$d'_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_k^I \cdot K_A \cdot K_{H\beta 12} \cdot (i_{12} + 1)}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{12}}} = \quad (5.74)$$
$$= 690 \sqrt[3]{\frac{7,295 \cdot 1,1 \cdot 1,5 \cdot (5,286 + 1)}{1,2 \cdot 744^2 \cdot 5,286}} = 19,201 \text{ mm}$$



$$d'_3 = f_H \sqrt[3]{\frac{M_k^{III} \cdot K_A \cdot K_{H\beta 34} \cdot (i_{34} + 1)}{\psi_d \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{34}}} =$$
$$= 690 \sqrt[3]{\frac{140,33 \cdot 1,1 \cdot 1,25 \cdot (3,789 + 1)}{1,2 \cdot 744^2 \cdot 3,789}} = 49,408 \text{ mm} \quad (5.75)$$

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

$$m'_{n12} = \frac{d'_1 \cdot \cos(\beta_{12})}{z_1} = \frac{19,201 \cdot \cos 10^\circ}{21} = 0,901 \text{ mm} \quad (5.76)$$
$$\rightarrow m_{n12} = 1,25 \text{ mm}$$

$$m'_{n34} = \frac{d'_3 \cdot \cos(\beta_{34})}{z_3} = \frac{49,408 \cdot \cos 8^\circ}{19} = 2,575 \text{ mm} \quad (5.77)$$
$$\rightarrow m_{n34} = 3 \text{ mm}$$

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.

$$b_2 = \psi_m \cdot m_{12} = 20 \cdot 1,25 = 25 \text{ mm} \quad (5.78)$$

$$b_1 = b_2 + m_{12} = 25 + 1,25 \approx 27 \text{ mm} \quad (5.79)$$

$$b_4 = \psi_m \cdot m_{34} = 20 \cdot 3 = 60 \text{ mm} \quad (5.80)$$

$$b_3 = b_4 + m_{34} = 60 + 3 = 63 \text{ mm} \quad (5.81)$$

5.5.1.5 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. (18)

**Osová vzdálenost a_{12}**

$$\begin{aligned} a'_{12} &= \frac{m_{n12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_{12}} = \frac{1,25 \cdot (21 + 111)}{2 \cdot \cos 10^\circ} \\ &= 83,773 \text{ mm} \\ &\rightarrow a_{12} = 84 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.82)$$

Kontrola podmínky korigovatelnosti a_{12}

$$\begin{aligned} |a'_{12} - a_{12}| &= |83,773 - 84| = 0,227 \text{ mm} \leq 0,4 \cdot m_{n12} \\ &= \\ &= 0,4 \cdot 1,25 = 0,5 \end{aligned} \quad (5.83)$$

Osová vzdálenost a_{34}

$$\begin{aligned} a'_{34} &= \frac{m_{n34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos \beta_{34}} = \frac{3 \cdot (19 + 72)}{2 \cdot \cos 8^\circ} = 137,842 \text{ mm} \\ &\rightarrow a_{34} = 138 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.84)$$

Kontrola podmínky korigovatelnosti a_{34}

$$\begin{aligned} |a'_{34} - a_{34}| &= |137,842 - 138| = 0,158 \text{ mm} \\ &\leq 0,4 \cdot m_{n34} = 0,4 \cdot 3 = 1,2 \end{aligned} \quad (5.85)$$



5.5.1.6 Korekce osových vzdáleností

Soukolí 12

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (5.86)$$

$$\alpha_{t12} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ}\right) = 20,284^\circ \quad (5.87)$$

$$\begin{aligned} inv_{12} &= \tan \alpha_{t12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t12} = \\ &= \tan(20,284^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,284^\circ = 0,01556 \end{aligned} \quad (5.88)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw12} &= \arccos\left(\frac{a'_{12}}{a_{12}} \cdot \cos \alpha_{t12}\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{83,773}{84} \cdot \cos 20,284^\circ\right) = 20,699^\circ \end{aligned} \quad (5.89)$$

$$\begin{aligned} inv_{tw12} &= \tan \alpha_{tw12} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw12} = \\ &= \tan(20,699^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,699^\circ = 0,01598 \end{aligned} \quad (5.90)$$

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= \frac{inv_{tw12} - inv_{12}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_1 + z_2) = \\ &= \frac{0,01598 - 0,01556}{2 \cdot \tan(20^\circ)} \cdot (21 + 111) = 0,07699 \end{aligned} \quad (5.91)$$

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

$$x_1 = 0,07699 \quad (5.92)$$

$$x_2 = 0 \quad (5.93)$$



Soukolí 34

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (5.94)$$

$$\alpha_{t34} = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ}\right) = 20,181^\circ \quad (5.95)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}_{34} &= \tan \alpha_{t34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{t34} = \\ &= \tan(20,181^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,181^\circ = 0,01533 \end{aligned} \quad (5.96)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{tw34} &= \arccos a'_{34} a_{34} \cdot \cos \alpha_{t34} = \\ &= \arccos\left(\frac{137,842}{138} \cdot \cos 20,181^\circ\right) = 20,359^\circ \end{aligned} \quad (5.97)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{inv}_{tw34} &= \tan \alpha_{tw34} - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_{tw34} = \\ &= \tan(20,359^\circ) - \frac{\pi}{180} \cdot 20,359^\circ = 0,01575 \end{aligned} \quad (5.98)$$

$$\begin{aligned} x_3 + x_4 &= \frac{\operatorname{inv}_{tw34} - \operatorname{inv}_{34}}{2 \cdot \tan \alpha_n} \cdot (z_3 + z_4) = \\ &= \frac{0,01575 - 0,01533}{2 \cdot \tan(20^\circ)} \cdot (19 + 72) = 0,05259 \end{aligned} \quad (5.99)$$

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

$$x_3 = 0,05259 \quad (5.100)$$

$$x_4 = 0 \quad (5.101)$$



5.5.2 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 $k = 2$.

5.5.2.1 Předlohová hřídel

Ø30: PERO 8e7 x 7 ČSN 02 2562

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

$$l'_a = \frac{4 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 7 \cdot 120} = 11,997 \text{ mm} \quad (5.102)$$

$$l' = l'_a + b = 11,997 + 8 = 19,997 \text{ mm} \quad (5.103)$$

$$l = 20 \text{ mm} \quad (5.104)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 7 \cdot 20} = 71,983 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \quad (5.105)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k^{II} \cdot k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 37\,791 \cdot 2}{30 \cdot 8 \cdot 12} = 52,488 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (5.106)$$

5.5.2.2 Výstupní hřídel

Ø40: PERO 12e7 x 8 ČSN 02 2562

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



$$l'_a = \frac{4 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot p_D} = \frac{4 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 8 \cdot 120} = 29,235 \text{ mm} \quad (5.107)$$

$$l' = l'_a + b = 29,235 + 12 = 41,234 \text{ mm} \quad (5.108)$$

$$l = 45 \text{ mm} \quad (5.109)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot h \cdot l} = \frac{4 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 8 \cdot 45} = 77,959 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < p_D \quad (5.110)$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_k^{III} \cdot k}{d_H \cdot b \cdot l_a} = \frac{2 \cdot 140\,326 \cdot 2}{40 \cdot 12 \cdot 33} = 35,436 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < \tau_D \quad (5.111)$$

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.

5.5.2.3 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.

$$F = \left(\frac{1}{4} \cdot p_D \cdot d_B \right) \cdot d_K \leq F_D \quad (5.112)$$

$$F = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_k^{III}}{d_B} = \frac{1}{2} \cdot \frac{140\,326}{40} = 1\,754 \text{ N} \quad (5.113)$$



$$d'_K = \frac{4 \cdot F \cdot k_B}{p_D \cdot d_B} = \frac{4 \cdot 1\,754 \cdot 8}{120 \cdot 40} = 11,693 \text{ mm} \quad (5.114)$$

$$d_K = 12 \text{ mm} \quad (5.115)$$

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 $k_B = 8$.

5.6 Silové poměry

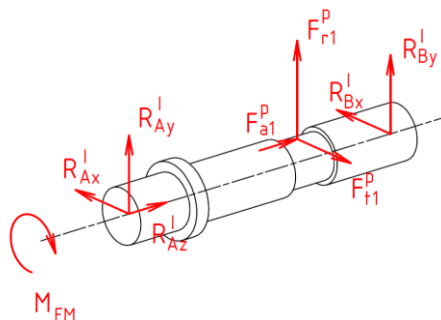
5.6.1 Silové poměry na hřídelích

Silové poměry na hřídelích se obvykle řeší ve dvou vzájemně kolmých rovinách sil v ozubených převodech a přídatných převodech v kartézském souřadném systému. Je to rovina tečných sil F_T a rovina radiálních a axiálních sil $F_R + F_A$. (18)

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

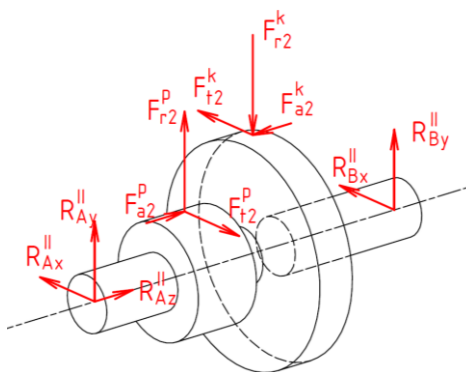
- Rozměry ozubených kol (především průměry valivých kružnic)
- Rozměry řetězového kola
- Přenášený kroutící moment

5.6.1.1 Vstupní hřídel



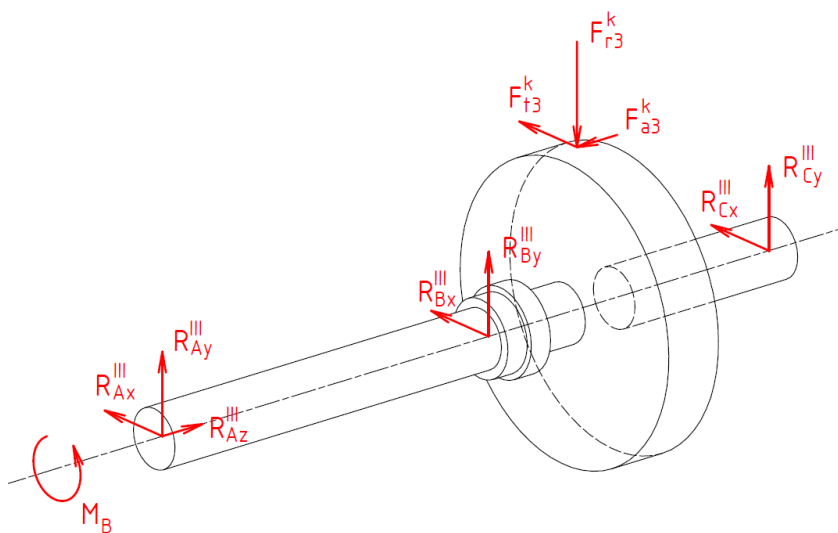
Obr. 21 - Rozložení sil na vstupní hřídeli

5.6.1.2 Předloková hřídel



Obr. 22 - Rozložení sil na předlokové hřídeli

5.6.1.3 Výstupní hřídel



Obr. 23 - rozložení sil na výstupní hřídeli



5.6.2 Silové poměry na ozubení

5.6.2.1 Vstupní hřídel

Pastorek

$$F_{t1}^p = \frac{2 \cdot M_k^I}{d_{p12}^w} = \frac{2 \cdot 7\,295}{26,8036} = 544,33 \text{ N} \quad (5.116)$$

$$F_{a1}^p = F_{t1}^p \cdot \tan \beta = 544,33 \cdot \tan 10^\circ = 95,98 \text{ N} \quad (5.117)$$

$$F_{r1}^p = F_{t1}^p \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 544,33 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 201,18 \text{ N} \quad (5.118)$$

5.6.2.2 Předloková hřídel

Kolo

$$F_{t2}^k = \frac{2 \cdot M_k^{II}}{d_{k12}^w} = \frac{2 \cdot 37\,791}{141,6762} = 533,48 \text{ N} \quad (5.119)$$

$$F_{a2}^k = F_{t2}^k \cdot \tan \beta = 533,48 \cdot \tan 10^\circ = 94,07 \text{ N} \quad (5.120)$$

$$F_{r2}^k = F_{t2}^k \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 533,48 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 197,17 \text{ N} \quad (5.121)$$

Pastorek

$$F_{t2}^p = \frac{2 \cdot M_k^{II}}{d_{p34}^w} = \frac{2 \cdot 37\,791}{58,0243} = 1\,302,59 \text{ N} \quad (5.122)$$

$$F_{a2}^p = F_{t2}^p \cdot \tan \beta = 1\,302,59 \cdot \tan 8^\circ = 183,07 \text{ N} \quad (5.123)$$

$$F_{r2}^p = F_{t2}^p \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1\,302,59 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 478,76 \text{ N} \quad (5.124)$$

5.6.2.3 Výstupní hřídel

Kolo

$$F_{t3}^k = \frac{2 \cdot M_k^{III}}{d_{k34}^w} = \frac{2 \cdot 140\,326}{219,8815} = 1\,276,38 \text{ N} \quad (5.125)$$

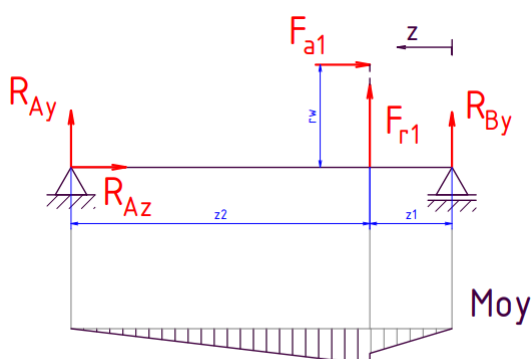
$$F_{a3}^k = F_{t3}^k \cdot \tan \beta = 1\,276,38 \cdot \tan 8^\circ = 179,38 \text{ N} \quad (5.126)$$

$$F_{r3}^k = F_{t3}^k \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1\,276,38 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 8^\circ} = 469,29 \text{ N} \quad (5.127)$$

5.6.3 Silové reakce v uložení a výpočty bezpečnosti

Silové reakce v uložení byly u hřídelů provedeny metodou řezu. Výstupní hřídel je staticky neurčitá a metoda musela být pro tuto hřídel obohacena o podmínku nulového posuvu v jedné z podpor.

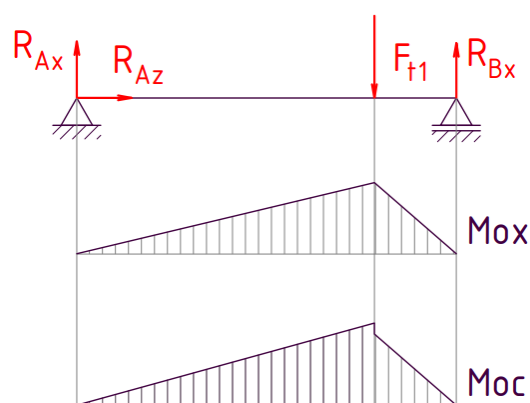
5.6.3.1 Vstupní hřídel



Obr. 24 - Síly na vstupní hřídeli ve směru y

$$R_{Ay} = -59,4 \text{ N}$$

$$R_{By} = -141,6 \text{ N}$$



Obr. 25 - Síly na vstupní hřídeli ve směru x

$$R_{Ax} = 134,9 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 409,1 \text{ N}$$

$$M_{ocmax} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = 13\,410 \text{ Nmm} \quad (5.128)$$

$$M_k = 7\,295 \text{ Nmm} \quad (5.129)$$

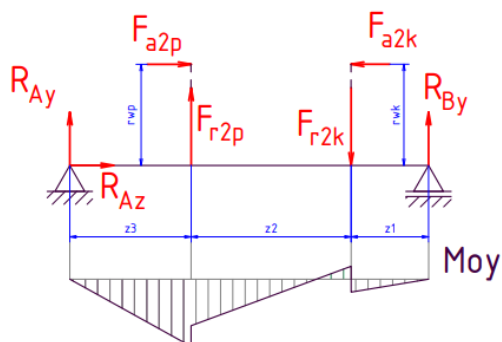
$$\sigma_o = \frac{M_{ocmax}}{W_o} = 10,01 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.130)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 2,72 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.131)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = 11,06 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.132)$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{290}{11,06} = 26,22 \quad (5.133)$$

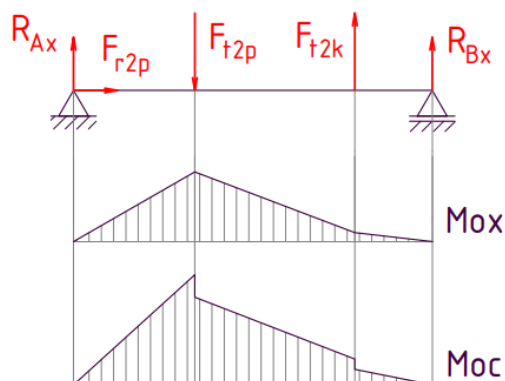
5.6.3.2 Předlohová hřídel



Obr. 26 - Síly na předlohové hřídeli ve směru y

$$R_{Ay} = -180,6 \text{ N}$$

$$R_{By} = -100,4 \text{ N}$$



Obr. 27 - Síly na předlohové hřídeli ve směru x

$$R_{Ax} = 689,4 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 79,6 \text{ N}$$

$$M_{ocmax} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = 35\,980 \text{ Nmm} \quad (5.134)$$

$$M_k = 37\,791 \text{ Nmm} \quad (5.135)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ocmax}}{W_o} = 13,58 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.136)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 5,24 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.137)$$

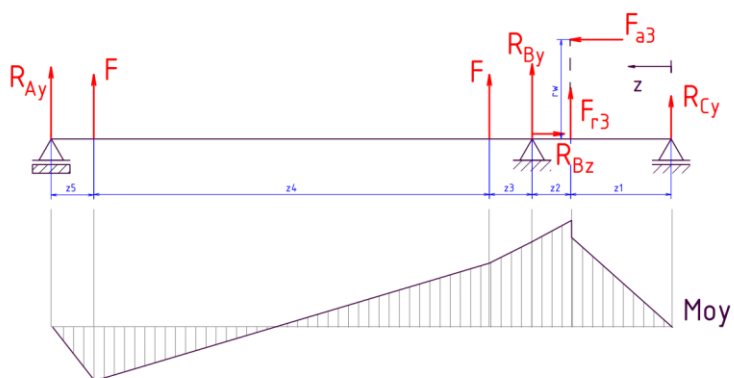
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = 16,33 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.138)$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{290}{16,33} = 17,75 \quad (5.139)$$

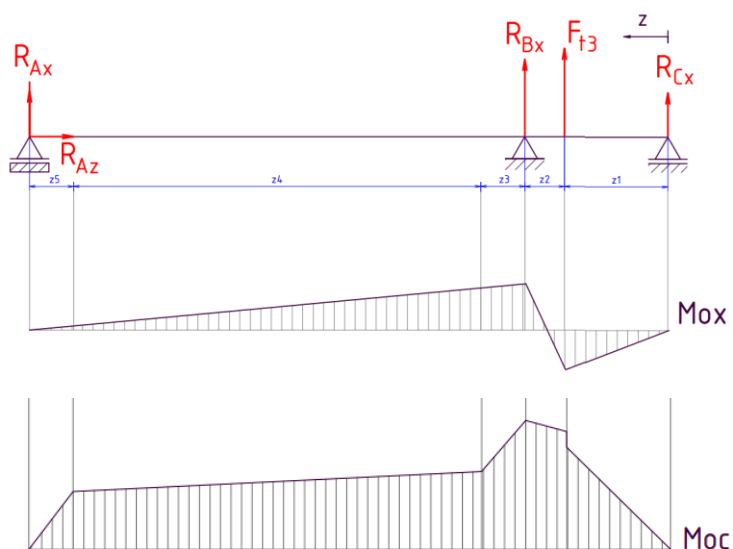
5.6.3.3 Výstupní hřídel



Obr. 28 - Deformační podmínka pro řešení staticky neurčitého výstupního hřídele



Obr. 29 - Síly na výstupní hřídeli ve směru y



Obr. 30- Síly na výstupní hřídeli ve směru x



Pro řešení reakcí v uložení výstupní hřídele byla třeba deformační podmínka. Tou je v tomto případě nulový posuv v místě pravé podpory. Výpočet byl tedy doplněn následující podmínkou.

$$v = \frac{1}{E \cdot J_z} \cdot \int M_o(x) \cdot m_o(x) dx = 0 \quad (5.140)$$

Postup byl jinak shodný s výpočtem ostatních hřídelí a bylo postupování metodou řezu s následujícími výsledky.

$$R_{Ay} = -1\,052\, N$$

$$R_{Ax} = 8\, N$$

$$R_{By} = -1\,852\, N$$

$$R_{Bx} = -883\, N$$

$$R_{Cy} = 874\, N$$

$$R_{Cx} = -401,3\, N$$

$$M_{ocmax} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = 105\,490\, Nmm \quad (5.141)$$

$$M_k = 140\,326\, Nmm \quad (5.142)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{ocmax}}{W_o} = 16,79\, Nmm^{-2} \quad (5.143)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = 11,17\, Nmm^{-2} \quad (5.144)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k)^2} = 25,61\, Nmm^{-2} \quad (5.145)$$

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{red}} = \frac{290}{16,33} = 11,32 \quad (5.146)$$

Nejmenší bezpečnost má výstupní hřídel, a to 11,32. Tato bezpečnost je dostačující, nicméně jedná se o bezpečnost statickou a tuto hřídel je tedy třeba zkontrolovat také dynamicky v kritických místech.



Obr. 31 - Kritická místa na výstupním hřídeli

V těchto místech dojde ke koncentraci napětí a při opětovném dynamické zatěžování by mohlo dojít k porušení materiálu hřídele. Výpočet probíhal pomocí tabulek a nomogramů. A byl uvažován ustálený stav, tedy stálý krut a střídavý ohyb. Příklad výpočtu pro drážku pro těsné pero je uveden níže.

$$\sigma_{ao} = \sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{105\,490}{6\,283} = 16,79 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.147)$$

$$\tau_m = \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{140\,326}{12\,566} = 11,16 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.148)$$

$$\sigma_{cox} = \frac{\sigma_c \cdot \nu_o \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{169 \cdot 1,05 \cdot 0,85}{1,54} = 97,94 \text{ Nmm}^{-2} \quad (5.149)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{cox}}{\sigma_{ao}} = \frac{97,94}{16,79} = 5,83 \quad (5.150)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_K}{\tau_m} = \frac{360}{11,16} = 32,26 \quad (5.151)$$

$$k = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}}} = 5,73 \quad (5.152)$$



Tento výpočet byl proveden pro všechna výše zobrazená kritická místa a výsledky byly vneseny do tabulky. Nejmenší dynamická bezpečnost je v místě díry pro kolík blíže k převodové skříně, největší pak v místě drážky pro pojistný kroužek na konci výstupní hřídele.

| | Napětí ve vrubu | | | Bezpečnost |
|-----------------------------|-----------------|----------|----------------|------------|
| | σ_{ao} | τ_m | σ_{cox} | k |
| Drážka pro pojistný kroužek | 7,26 | 0 | 112,81 | 14,59 |
| Díra pro kolík 1 | 7,53 | 5,58 | 30,37 | 4,02 |
| Díra pro kolík 2 | 10,13 | 5,58 | 30,37 | 2,98 |
| Osazení 1 | 11,79 | 7,84 | 57,43 | 4,84 |
| Osazení 2 | 11,79 | 7,84 | 66,41 | 5,58 |
| Drážka pro pero | 16,79 | 11,16 | 97,94 | 5,73 |

Tab. 4 - Výsledky dynamické kontroly



5.7 Volba ložisek

5.7.1 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. 5 - Parametry ložiska SKF 6006 (19)

$$\frac{f_0 \cdot F_{a1}}{C_0} = \frac{15 \cdot 96,1}{8\,300} = 0,174 \quad (5.153)$$

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

$$e^I = 0,19 \quad (5.154)$$

$$X^I = 0,56 \quad (5.155)$$

$$Y^I = 2,3 \quad (5.156)$$

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.

$$\frac{R_{Az}^I}{R_{A\Sigma x+y}^I} = \frac{96,1}{194,3} = 0,648 > e^I \quad (5.157)$$

$$\begin{aligned} P_A^I &= X^I \cdot R_{A\Sigma x+y}^I + Y^I \cdot R_{Az}^I = \\ &= 0,56 \cdot 194,3 + 2,3 \cdot 96,01 = 329,6 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.158)$$

$$\frac{R_{Bz}^I}{R_{B\Sigma x+y}^I} = \frac{0}{550,7} = 0 \leq e^I \quad (5.159)$$



$$P_B^I = R_B^I \Sigma_{x+y} = 550,7 \text{ N} \quad (5.160)$$

$$L_A^I = \left(\frac{C_A^I}{P_A^I} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{13\,800}{329,6} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1\,440} =$$
$$= 849\,497 \text{ h} \quad (5.161)$$

$$L_B^I = \left(\frac{C_B^I}{P_B^I} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_l} = \left(\frac{13\,800}{550,7} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1\,440} =$$
$$= 182\,128 \text{ h} \quad (5.162)$$

5.7.2 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. 6 - Parametry ložiska SKF 6006 (19)

$$\frac{f_0 \cdot F_{a2}}{C_0} = \frac{15 \cdot 89,07}{8\,300} = 0,161 \quad (5.163)$$

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

$$e^{II} = 0,18 \quad (5.164)$$

$$X^{II} = 0,56 \quad (5.165)$$

$$Y^{II} = 2,4 \quad (5.166)$$



$$\frac{R_{Az}^{II}}{R_{A\Sigma x+y}^{II}} = \frac{89,07}{870} = 0,12 \leq e^{II} \quad (5.167)$$

$$P_A^{II} = R_{A\Sigma x+y}^{II} = 870 \text{ N} \quad (5.168)$$

$$\frac{R_{Bz}^{II}}{R_{B\Sigma x+y}^{II}} = \frac{0}{180} = 0 \leq e^{II} \quad (5.169)$$

$$P_B^{II} = R_{B\Sigma x+y}^{II} = 180 \text{ N} \quad (5.170)$$

$$L_A^{II} = \left(\frac{C_A^{II}}{P_A^{II}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{13\,800}{870}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 272,42} =$$

$$= 244\,168 \text{ h} \quad (5.171)$$

$$L_B^{II} = \left(\frac{C_B^{II}}{P_B^{II}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = \left(\frac{13\,800}{180}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 272,42} =$$

$$= 3\,066\,108 \text{ h} \quad (5.172)$$

5.7.3 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. 7 - Parametry ložiska SKF 6008 (19)

| 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. 8 - Parametry ložiska SKF 61909 (19)

$$\frac{f_0 \cdot F_{a2}}{C_0} = \frac{15 \cdot 179,38}{10\,800} = 0,249 \quad (5.173)$$



Na základě koeficientu uvedeného na předchozí straně volím pro tato ložiska výpočtové součinitele dle katalogu SKF jako:

$$e^{III} = 0,21 \quad (5.174)$$

$$X^{III} = 0,56 \quad (5.175)$$

$$Y^{III} = 2,2 \quad (5.176)$$

$$\frac{R_{Az}^{III}}{R_{A\Sigma x+y}^{III}} = \frac{0}{1\,060} = 0 \leq e^{III} \quad (5.177)$$

$$P_A^{III} = R_{A\Sigma x+y}^{III} = 1\,060\,N \quad (5.178)$$

$$\frac{R_{Bz}^{III}}{R_{B\Sigma x+y}^{III}} = \frac{179,38}{2\,735} = 0,07 \leq e^{III} \quad (5.179)$$

$$P_B^{III} = R_{B\Sigma x+y}^{III} = 2\,735\,N \quad (5.180)$$

$$\frac{R_{Cz}^{III}}{R_{C\Sigma x+y}^{III}} = \frac{0}{1\,275} = 0 \leq e^{III} \quad (5.181)$$

$$P_C^{III} = R_{C\Sigma x+y}^{III} = 1\,275\,N \quad (5.182)$$

$$\begin{aligned} L_A^{III} &= \left(\frac{C_A^{III}}{P_A^{III}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{17\,800}{1\,060}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,89} = \\ &= 1\,097\,798\,h \end{aligned} \quad (5.183)$$

$$\begin{aligned} L_B^{III} &= \left(\frac{C_B^{III}}{P_B^{III}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{14\,000}{2\,735}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,89} = \\ &= 31\,095\,h \end{aligned} \quad (5.184)$$

$$\begin{aligned} L_C^{III} &= \left(\frac{C_C^{III}}{P_C^{III}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = \left(\frac{17\,800}{1\,275}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,89} = \\ &= 630\,826\,h \end{aligned} \quad (5.185)$$

Z těchto výpočtů je patrné, že ložiska jsou předdimenzovaná 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.

6. 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.



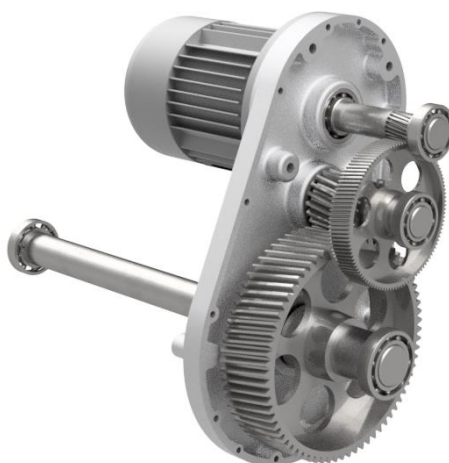
Obr. 32 - Nákladní výtah pro pokrývače

6.1 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, která byla stanovena na 500 mm, aby dvoumetrový stavební segment žebříku měl čtyři rovnoměrně rozmístěné příčky. Dosáhne se 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 600 mm. Na hloubku výtahového stroje nejsou kladeny požadavky, nicméně předběžně byla stanovena na 350 mm. Všechny tyto rozměry jsou nicméně pouze orientační, a je možné je v případě potřeby lehce měnit.

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. 33 - Dvoustupňová čelní převodovka

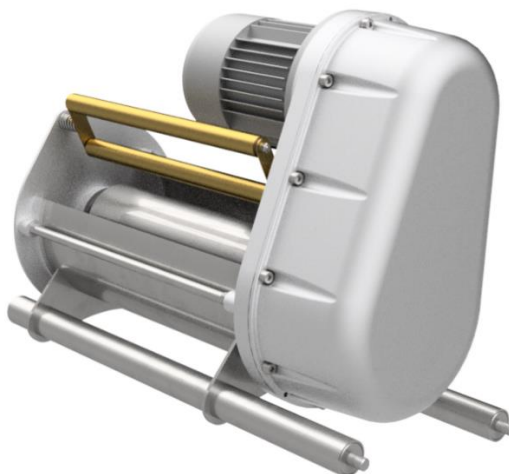
Ozubení, společně s motorem od firmy Siemens, je tedy uchyceno na obrobeném hliníkovém plátu. Ten je jeden z hlavních nosných prvků celého stroje a má v sobě potřebná uložení pro ložiska a díry pro šrouby, kterými je uchyceno víko skříně. Jedná se o komplikovaný obrobek a jeho výroba by tedy byla finančně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



Obr. 34 - Převodovka s přišroubovaným víkem skříně

Bylo zapotřebí šetřit nejen hmotnost, ale i velikost skříně. Její víko je tedy co možná nejlíže k zubům obou soukolí 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. 35 - 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 skříňe 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. 36 - 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 tak i 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.

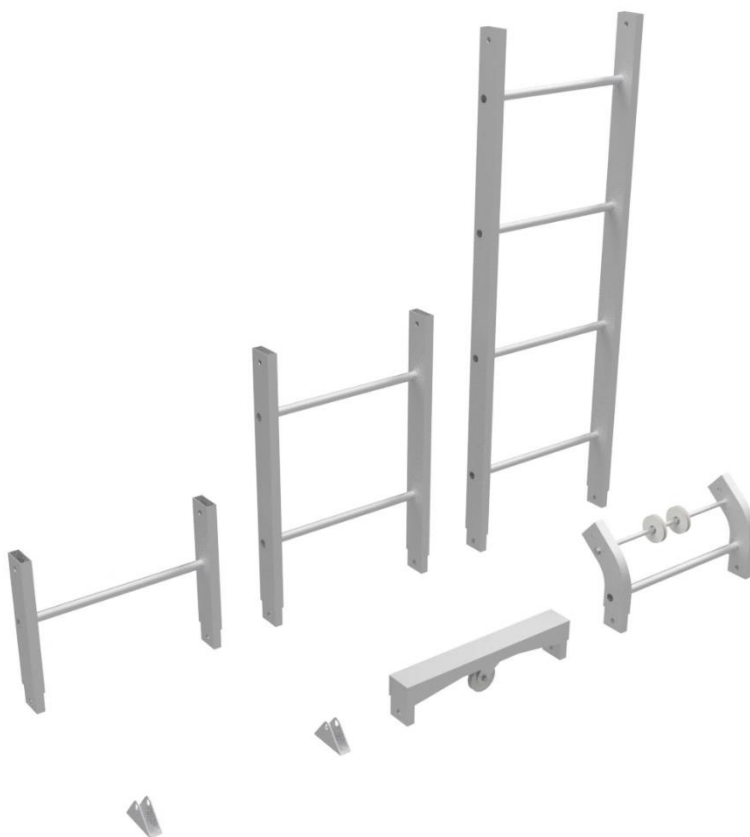


Obr. 37 - Princip rychloupínacího mechanismu

Samotný rychloupínací mechanismus funguje tak, že se celý stroj nasadí prolisem na spodní části bočních krytů na příčku žebříku, uživatel zatáhne za 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.

6.2 Nosná konstrukce

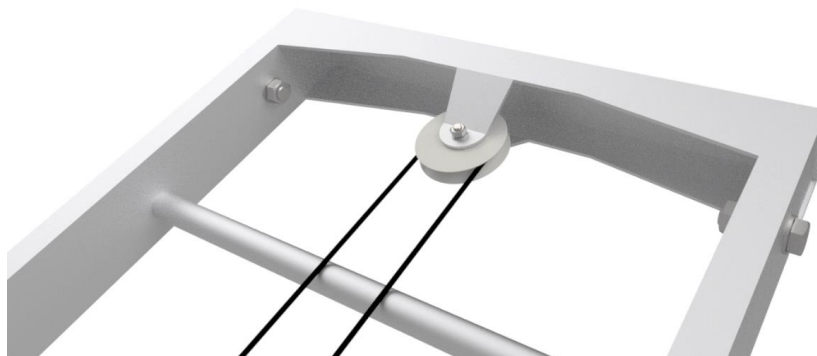
Je třeba zajistit snadnou přepravu celého výtahu. I samotný žebřík tedy musí být snadno rozložitelný a skládá se tedy z několika dílů o různých délkách. Výtahový stroj je pak možné, vzhledem k jeho univerzálnosti namontovat téměř kamkoliv na nosnou konstrukci.



Obr. 38 - 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. 39 - Hlavový díl s vratnou kladkou

Hlavový díl výtahu, jak již bylo zmíněno ve výpočtové části, 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.

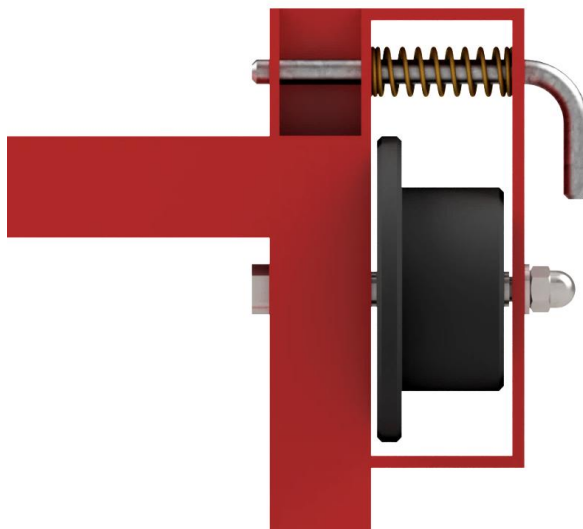
6.3 Vozík s rychloupínáním klecí

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. 40 - 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 úchyty rychloupínacího mechanismu.



Obr. 41 - Detail úchyty 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 úchyty je, jak již bylo zmíněno, uchyceno i plastové pojezdové kolečko. Osička tohoto kolečka je fixována na místě pomocí uzavřené matice namísto matice klasické. Zabrání se tak zranění obsluhy o hranu závitového konce osy při manipulaci s rychloupínacím mechanismem.

7. 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 předimenzovaný a analýzou MKP by se tedy dalo najít místa vhodná pro odebrání přebytečného materiálu a ušetření tak hmotnosti. Nicméně toto nebylo obsahem bakalářského studia a tím pádem nebylo možné MKP analýzu zpracovat.

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 výtah který je schopen přemístit materiál na střechu všech obytných domů se sedlovou střechou.

8. 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.
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. **MSV Výtahy a.s.** Pohony výtahů. *msv-vytahy.cz*. [Online] [Citace: 10. červenec 2022.] <https://www.msv-vytahy.cz/pohony-vytahu>.
9. **JANOVSKÝ, Lubomír.** *Systémy a prostředky vertikální dopravy*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1978.

10. **SINAY, Juraj. LACKO, František.** *Teória a stavba zdvihacích strojov I.* Košice : Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry Bratislava, 1984. 140/1983.
11. **GEDA Original.** GEDA Rope hoists. *geda.de*. [Online] GEDA Original. [Citace: 23. 11 2021.] <https://www.geda.de/en/products/rope-hoists/>.
12. **EPROFI.CZ.** Stavební vrátky: Stavební výtahy Haemmerlin. *eprofi.cz*. [Online] EPROFI.CZ. [Citace: 23. 11 2021.] <https://www.eprofi.cz/stavebni-vytahy>.
13. **PRO-DOMA.** Výtah šikmý GEDA LIFT 250 Comfort. *pro-doma.cz*. [Online] [Citace: 6. červen 2022.] <https://www.pro-doma.cz/eshop-vytah-sikmy-geda-lift-250-comfort-detail-28875..>
14. **OBI.** Haemmerlin Bauaufzug. *obi.at*. [Online] [Citace: 6. červen 2022.] <https://www.obi.at/baugeraete-baumaschinen/haemmerlin-bauaufzug-castor-steel-10-meter-dachdeckerausfuehrung/p/6532022>.
15. **LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Jan.** *Strojnické tabulky. Úvaly : Albra - pedagogické nakladatelství*, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
16. **Siemens Česká republika.** Elektromotory SIMOTICS pro průmysl. *Siemens*. [Online] [Citace: 24. 11 2021.] <https://new.siemens.com/cz/cs/products/drives/electric-motors.html>.
17. **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>.
18. **KUGL, Otmar, HOUKAL, Jiří, TOMEK, Pavel, ZÝMA, Jiří.** *Projekt - III. ročník.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01638-2.
19. **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. PUB BU/P1 17000/1 CS.



9. Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| Obr. 1 - Schéma parou poháněného výtahu (5) | 8 |
| Obr. 2 - Siemensův výtah v Mannheimu roku 1880 (4) | 9 |
| Obr. 3 - GEDA LIFT 250 Comfort (13) | 21 |
| Obr. 4 - Haemmerlin Castor Steel (14)..... | 21 |
| Obr. 5 - GEDA LIFT 250 Comfort - pohled zepředu | 22 |
| Obr. 6 - GEDA LIFT 250 Comfort - pohled zezadu | 22 |
| Obr. 7 - Rychloupínací systém výtahu GEDA LIFT 250 Comfort | 23 |
| Obr. 8 - Ukládací mechanismus lana výtahu GEDA LIFT 250 Comfort..... | 23 |
| Obr. 9 - Schéma výtahu..... | 24 |
| Obr. 10 - Rozložení sil na výtahu..... | 25 |
| Obr. 11 - Zjednodušené rozložení sil | 25 |
| Obr. 12 - Výpočtový model | 25 |
| Obr. 13 - Otočené schéma výpočtového modelu | 26 |
| Obr. 14 - Výpočtové schéma hlavového dílu | 27 |
| Obr. 15 - Průřez nosníku | 28 |
| Obr. 16 - Schéma čepu vratné kladky | 29 |
| Obr. 17 - Schéma dvoustupňové čelní převodovky | 33 |
| Obr. 18 - Schéma dvoustupňové převodovky s kuželovým soukolím | 33 |
| Obr. 19 - Schéma možného uspořádání planetové převodovky | 34 |
| Obr. 20 - Schéma šnekové převodovky | 35 |
| Obr. 21 - Rozložení sil na vstupní hřídeli..... | 48 |
| Obr. 22 - Rozložení sil na předlohové hřídeli | 48 |
| Obr. 23 - rozložení sil na výstupní hřídeli | 48 |
| Obr. 24 - Síly na vstupní hřídeli ve směru y | 50 |
| Obr. 25 - Síly na vstupní hřídeli ve směru x | 50 |



| | |
|---|----|
| Obr. 26 - Síly na předlohové hřídeli ve směru y..... | 51 |
| Obr. 27 - Síly na předlohové hřídeli ve směru x..... | 51 |
| Obr. 28 - Deformační podmínka pro řešení SNU výstupního hřídele | 52 |
| Obr. 29 - Síly na výstupní hřídeli ve směru y | 52 |
| Obr. 30- Síly na výstupní hřídeli ve směru x | 52 |
| Obr. 31 - Kritická místa na výstupním hřídeli | 54 |
| Obr. 32 - Nákladní výtah pro pokrývače | 60 |
| Obr. 33 - Dvoustupňová čelní převodovka | 61 |
| Obr. 34 - Převodovka s přišroubovaným víkem skříně | 62 |
| Obr. 35 - Výtahový stroj bez plechového krytu | 63 |
| Obr. 36 - Výtahový stroj s plechovým krytem a rychloupínáním | 64 |
| Obr. 37 - Princip rychloupínacího mechanismu..... | 64 |
| Obr. 38 - Díly nosné konstrukce..... | 65 |
| Obr. 39 - Hlavový díl s vratnou kladkou | 66 |
| Obr. 40 - Vozík s rychloupínáním klece..... | 66 |
| Obr. 41 - Detail úchyty pojezdového kola a rychloupínání | 67 |



10. Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tab. 1 - Parametry lana EN 12385 8 6x25F-FC 1770 (15) | 31 |
| Tab. 2 - Parametry elektromotoru Siemens SIMOTICS GP - 80M (16) | 32 |
| Tab. 3 - Specifikace materiálů ozubení (18) | 38 |
| Tab. 4 - Výsledky dynamické kontroly | 55 |
| Tab. 5 - Parametry ložiska SKF 6006 (19) | 56 |
| Tab. 6 - Parametry ložiska SKF 6006 (19) | 57 |
| Tab. 7 - Parametry ložiska SKF 6008 (19) | 58 |
| Tab. 8 - Parametry ložiska SKF 61909 (19) | 58 |



11. Seznam grafů

Graf 1 - Součinitel nerovnoměrnosti zubů $KF\beta$ a $KH\beta$ (18)

39

12. Seznam příloh

Příloha č.1: Návrhový výkres výtahového stroje – BP-01

Příloha č.2: Výkres celého výtahového stroje – BP-02

Příloha č.3: Výkres sestavy žebříku – BP-03

Příloha č.4: Výkres předlohové hřídele – BP-04

Příloha č.5: Výkres ozubeného kola – BP-05