



# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

## FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

**Konceptní návrh externího výtahu pro bytový dům**

**Conceptual Design of External Lift for Apartment Building**

Diplomová práce

Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika  
Vedoucí práce: Ing. Jakub Chmelař

**Tomáš Gereg**



Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta: **strojní**  
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**  
Akademický rok: **2014/2015**

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Tomáš Gereg**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Koncepční návrh externího výtahu pro bytový dům**

Název práce anglicky: Conceptual Design of External Lift for Apartment Building

Zadání práce:

Pro daný 4 podlažní bytový dům proveďte koncepční návrh externího osobního výtahu. Návrh proveďte na základě platných ČSN norem. Součástí návrhu bude provedená rešerše současného stavu výtahové techniky. Volba typu výtahu by měla být podpořena ekonomickou provozní analýzou a komplexní analýzou rizik. Součástí návrhu budou pevnostní výpočty kritických uzlů výtahu (zaměření na rám klece) provedené analyticky a verifikace metodou konečných prvků. Závěr práce by měl obsahovat kritické zhodnocení návrhu.



Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Koncepční návrh externího výtahu pro bytový dům“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jakuba Chmelaře, s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 10. 6. 2015

Tomáš Gereg



## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce Ing. Jakobovi Chmelařovi za cenné rady a připomínky při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu při studiu.



## Anotační list

Jméno autora:	<b>Tomáš GEREG</b>
Název DP:	<i>Koncepční návrh externího výtahu pro bytový dům</i>
Anglický název:	Conceptual Design of External Lift for Apartment Building
Rok:	2015
Studijní program:	Strojní inženýrství
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí DP:	<i>Ing. Jakub Chmelař</i>
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	počet stran 110 počet obrázků 76 počet tabulek 2 počet příloh 2
Klíčová slova:	Výtah, rám klece výtahu, vodítko, trakce, statický výpočet, metoda konečných prvků
Keywords:	Lift, Frame of Lift Cage, Guide, Traction, Design Calculation, Finite Element Method

### Anotace:

Diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem výtahu pro 4 podlažní dům. Součástí návrhu je volba vhodného typu výtahu, návrh jednotlivých částí výtahu se zaměřením na rám klece výtahu. V práci jsou provedeny pevnostní a kontrolní výpočty vybraných prvků.

### Abstract:

This master thesis deals with the conceptual design of the lift for 4-storey building. Parts of the proposal are the choice of the lifttype, draft of liftparts with a focus on design of the frame of the elevator cage. The thesis contains the basic strength and control calculations of selected elements.



# Obsah

Úvod.....	15
1. Výtahová technika .....	16
1.1 Historie výtahové techniky.....	16
1.2 Výtahová technika v současné době.....	17
1.2.1 Výrobci výtahů .....	18
1.3 Rozdělení výtahů .....	18
1.4 Parametry výtahů.....	19
1.4.1 Doplnující parametry .....	19
1.5 Výtahy s elektrickým pohonem.....	19
1.5.1 Výtahy s trakčním pohonem.....	20
1.5.2 Bubnový pohon .....	26
1.6 Výtahy s hydraulickým pohonem.....	28
1.6.1 Hydraulické výtahy s přímým pohonem.....	29
1.6.2. Hydraulické výtahy s nepřímým pohonem.....	30
1.7 Zákonné ustanovení o provozu výtahů v ČR .....	31
1.7.1 Bezpečnostní požadavky na jednotlivé části .....	32
2 Parametry výtahu .....	34
2.1 Shrnutí požadovaných parametrů výtahu.....	36
3 Volba typu použitého výtahu .....	37
3.1 Porovnání trakčního výtahu.....	37
3.2 Porovnání hydraulického výtahu .....	37
3.3 Náklady na elektrickou energii.....	38
3.3.1 Spotřeba elektrické energie trakčního výtahu.....	38
3.3.2 Spotřeba elektrické energie hydraulického výtahu.....	39
3.3.3 Porovnání celkových spotřeb elektrické energie .....	40
3.4 Analýza rizik.....	42
3.5. Zhodnocení volby typu výtahu .....	43
4 Návrh jednotlivých částí výtahu.....	44
4.1. Rám klece výtahu .....	44
4.1.1 Bočnice .....	45
4.1.2 Horní nosník .....	46
4.1.3 Dolní nosník.....	46
4.1.4 Konzola vodících kladek .....	47



4.1.5 Rošt.....	47
4.2 Bezpečnosti komponenty.....	48
4.2.1 Zachycovače.....	48
4.2.2 Ovládací mechanismus zachycovačů.....	49
4.2.3 Omezovač rychlosti.....	50
4.2.4 Nárazníky.....	50
4.3 Nosné prostředky.....	51
4.4 Vyvažovací závaží.....	53
4.5 Výtahový stroj.....	53
4.5.1 Kontrola přípustného zatížení hřídele.....	54
4.5.2 Kontrola rozjezdu plně zatížené klece směrem nahoru.....	54
4.6 Vodítka.....	55
5 Pevnostní výpočty.....	57
5.1 Pevnostní výpočet rámu klece.....	57
5.1.1 Zatížení rámu během provozu.....	57
5.1.2 Zatížení rámu při zachycení klece zachycovači.....	63
5.1.3 Zatížení rámu při dosednutí klece na nárazníky.....	65
5.1.4 Návrh a pevnostní kontrola šroubů dolního nosníku rámu.....	68
5.1.5 Návrh a pevnostní kontrola šroubů horního nosníku rámu.....	72
5.1.6 Pevnostní kontrola čepu.....	76
5.2 Výpočet vodítek.....	77
5.2.1 Působení zachycovačů.....	78
5.2.2 Normální provoz.....	83
5.2.3 Nakládání.....	86
5.3 Trakční schopnost lanového kotouče.....	88
5.3.1 Podmínka při nakládání klece.....	89
5.3.2 Podmínka při nouzovém zastavení klece.....	90
5.3.3 Podmínka při stojící kleci.....	91
6 MKP výpočet rámu klece.....	93
6.1 Zatížení rámu během provozu.....	96
6.2 Zatížení rámu při zachycení klece zachycovači.....	97
6.3 Zatížení rámu při dosednutí klece na nárazníky.....	99
Závěr.....	102
Seznam použité literatury.....	104



---

<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>106</b>
<b>Seznam tabulek.....</b>	<b>109</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>110</b>





## Seznam použitých zkratk a symbolů

a	Vzdálenost působení síly od okraje rámu	[mm]
$a_1$	Zpomalení klece při zachycení klece	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_2$	Zpomalení klece při dosednutí klece	$[m \cdot s^{-2}]$
$a_{\check{c}}$	Šířka pouzdra konzoly	[mm]
$a_s$	Střední příčka matice	[mm]
$a_t$	Zrychlení výtahu	$[m \cdot s^{-2}]$
b	Vzdálenost mezi působícími silami	[mm]
B	Šířka ložiska	[mm]
c	Délka dolního nosníku	[mm]
$C_p$	Tuhost sevřených částí	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_s$	Tuhost šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
D	Průměr díry pro šroub	[mm]
$d_1$	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu šroubu	[mm]
$d_3$	Průměr jádra šroubu	[mm]
$d_{\check{c}}$	Průměr čepu	[mm]
$D_n$	Průměr nárazníku	[mm]
$d_p$	Průměr pístu hydraulického výtahu	[m]
$D_p$	Střední průměr všech kladek	[mm]
$d_r$	Průměr nosného lana	[mm]
$D_s$	Průměr náhradní trubky	[mm]
$D_t$	Průměr trakčního kotouče	[mm]
$d_t$	Vnitřní průměr trakčního kotouče	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$E_{el\_h}$	Spotřeba elektrické energie hydraulického výtahu	$[kW \cdot h]$
$E_{el\_t}$	Spotřeba elektrické energie trakčního výtahu	$[kW \cdot h]$
$F_1$	Vzrůst osově síly na šroubu	[N]
$f_1$	Součinitel tření v klínové drážce při nakládání klece	[1]
$F_{1s}$	Síla působící v ose šroubu	[N]
$F_2$	Pokles síly na sevřených částech	[N]
$f_2$	Součinitel tření v klínové drážce při nouzovém zastavení	[1]
$f_3$	Součinitel tření v klínové drážce při stojící kleci	[1]



$F_k$	Síla vyvozená vodící kladkou působící na rám klece	[N]
$f_m$	Součinitel tření mezi maticí a podložkou	[1]
$F_{M1}$	Síla vyvozená ohybovým momentem na jeden šroub	[N]
$F_n$	Síla vyvozená nárazníkem působící na rám klece	[N]
$F_o$	Obvodová síla na hnacím kotouči	[N]
$F_{q2}$	Síla od spojitého zatížení $q_2$	[N]
$F_{q2\_š}$	Síla od spojitého zatížení $q_2$ působící na jeden šroub	[N]
$F_{qn}$	Síla od hmotnosti horního nosníku	[N]
$F_{qn\_š}$	Síla působící na jeden šroub od horního nosníku	[N]
$f_s$	Součinitel tření mezi dvěma plechovými díly	[1]
$F_{vš}$	Síla působící kolmo na osu šroubu	[N]
$F_{vz}$	Vzpěrná síla působící na vodítko	[N]
$F_{xj}$	Síla z vedení působící v ose x při normálním provozu	[N]
$F_{xn}$	Síla z vedení působící v ose x při nakládání	[N]
$F_{xz}$	Síla z vedení působící v ose x při působení zachycovačů	[N]
$F_{yj}$	Síla z vedení působící v ose y při normálním provozu	[N]
$F_{yn}$	Síla z vedení působící v ose y při nakládání	[N]
$F_{yz}$	Síla z vedení působící v ose y při působení zachycovačů	[N]
$g$	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
$H$	Zdvih výtahu	[m]
$h$	Vzdálenost vodících čelistí	[mm]
$H_n$	Výška nárazníku	[mm]
$i_k$	Lanový převod	[1]
$i_x$	Poloměr setrvačnosti vodítka v ose x	[mm]
$I_{x\_b}$	Kvadratický moment průřezu bočnice k ose x	$[mm^4]$
$I_{x\_dn}$	Kvadratický moment průřezu dolního nosníku k ose x	$[mm^4]$
$I_{x\_hn}$	Kvadratický moment průřezu horního nosníku k ose x	$[mm^4]$
$I_{xv}$	Kvadratický moment průřezu vodítka k ose x	$[mm^4]$
$i_y$	Poloměr setrvačnosti vodítka v ose y	[mm]
$I_{yv}$	Kvadratický moment průřezu vodítka k ose y	$[mm^4]$
$J_m$	Moment setrvačnosti zátěže	$[kg \cdot m^2]$
$J_{mot}$	Moment setrvačnosti výtahového stroje	$[kg \cdot m^2]$
$J_t$	Moment setrvačnosti trakčního kotouče	$[kg \cdot m^2]$
$K$	Hmotnost klece	[kg]



$k$	Bezpečnost	[1]
$k_1$	Tuhost horního nosníku	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$k_2$	Tuhost bočnice	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$k_3$	Tuhost dolního nosníku	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}]$
$k_n$	Součinitel rázu při normálním provozu	[1]
$K_p$	Poměr průměrů hnacího kotouče a kladky	[1]
$k_z$	Součinitel rázu při působení zachycovačů	[1]
$l_m$	Výška matice	[mm]
$l_{\max}$	Vzájemná vzdálenost kotev vodítek od sebe	[mm]
$l_p$	Tloušťka podložky	[mm]
$l_{př}$	Tloušťka sevřených částí	[mm]
$M_{(ij)}$	Ohybový moment působící na rám klece	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$m_d$	Hmotnost dveří klece	[kg]
$M_h$	Celkový hnací moment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_i$	Inerční moment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$m_k$	Hmotnost kabiny	[kg]
$M_k$	Krouticí moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$m_L$	Hmotnost lan	[kg]
$M_{o\_max1}$	Maximální ohybový moment během provozu	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{o\_max1}$	Maximální ohybový moment při zachycení klece	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{o\_max3}$	Maximální ohybový moment při dosednutí klece	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{oč}$	Ohybový moment působící na čep	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$m_r$	Hmotnost rámu klece	[kg]
$M_{st}$	Statický moment	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
$M_u$	Utahovací moment	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{xj}$	Ohybový moment v ose x při normálním provozu	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{xn}$	Ohybový moment v ose x při nakládání	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{xz}$	Ohybový moment v ose x při působení zachycovačů	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{yj}$	Ohybový moment v ose y při normálním provozu	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{yn}$	Ohybový moment v ose y při nakládání	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$M_{yz}$	Ohybový moment v ose y při působení zachycovačů	$[\text{N}\cdot\text{mm}]$
$N_1$	Jmenovitá nosnost lan	[N]
$n_c$	Počet lan	[1]
$N_{equiv}$	Ekvivalentní počet lanových kladek	[1]



$N_{\text{equiv}(p)}$	Ekvivalentní počet lanových kladek	[1]
$N_{\text{equiv}(t)}$	Ekvivalentní počet hnacích kotoučů	[1]
$N_{\text{pr}}$	Počet kladek se střídavým ohybem	[1]
$N_{\text{ps}}$	Počet kladek s ohybem ve stejném smyslu	[1]
$n_{\text{š}}$	Počet šroubů	[1]
$n_{\text{v}}$	Počet vodiček	[1]
$p_{\text{č}}$	Tlak čerpadla hydraulického výtahu	[Pa]
$P_{\text{h}}$	Výkon čerpadla hydraulického výtahu	[W]
$p_{\text{k}}$	Tlak v konzole	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$p_{\text{l}}$	Tlak pod ložiskem	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$P_{\text{t}}$	Výkon elektromotoru trakčního výtahu	[W]
$P_{\text{z}}$	Rozteč závitu	[mm]
$Q$	Nosnost výtahu	[kg]
$q$	Součinitel zbytkového předpětí	[1]
$Q_0$	Předpětí ve šroubu	[N]
$q_1$	Spojité zatížení působící na dolní nosník během provozu	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$Q_1$	Celkové zatížení šroubu	[N]
$q_2$	Spojité zatížení působící na dolní nosník při zachycení klece	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$q_3$	Spojité zatížení působící na dolní nosník při dosednutí klece	[N·mm <sup>-1</sup> ]
$Q_{\text{č}}$	Průtok čerpadla hydraulického výtahu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$R_{\text{e}}$	Mez kluzu	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$R_{\text{m}_v}$	Mez pevnosti vodiček	[N·mm <sup>-2</sup> ]
$S_3$	Průřez jádra šroubu	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{\text{p}}$	Průřez náhradní trubky	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{\text{l}}$	Minimální součinitel bezpečnosti lan	[1]
$s_{\text{t}}$	Šířka věnce trakčního kotouče	[m]
$S_{\text{t}}$	Součinitel bezpečnosti při působení zachycovačů	[1]
$S_{\text{tn}}$	Součinitel bezpečnosti při normálním provozu	[1]
$T_1$	Síla v lanech na nabíhající straně trakčního kotouče	[N]
$T_2$	Síla v lanech na sbíhající straně trakčního kotouče	[N]
$v_{\text{jm}}$	Jmenovitá rychlost klece výtahu	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{\text{o}}$	Obvodová rychlost hnacího kotouče	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{\text{vyb}}$	Vybavovací rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$W_{\text{k}}$	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]



$W_{ox\_b}$	Průřezový modul v ohybu bočnice k ose x	$[mm^3]$
$W_{ox\_hn}$	Průřezový modul v ohybu horního nosníku k ose x	$[mm^3]$
$W_{ox\_dn}$	Průřezový modul v ohybu dolního nosníku k ose x	$[mm^3]$
$W_{oxv}$	Průřezový modul v ohybu vodítka k ose x	$[mm^3]$
$W_{oyv}$	Průřezový modul v ohybu vodítka k ose y	$[mm^3]$
$y_1$	Průhyb dolního nosníku během provozu	$[mm]$
$y_2$	Průhyb dolního nosníku při zachycení klece	$[mm]$
$y_3$	Průhyb dolního nosníku při dosednutí klece	$[mm]$
Z	Hmotnost protizávaží	$[kg]$
$\alpha$	Úhel opásání trakčního kotouče	$[rad]$
$\beta$	Úhel zářezu klínové drážky trakčního kotouče	$[rad]$
$\gamma$	Úhel klínové drážky trakčního kotouče	$[rad]$
$\delta_s$	Korekční součinitel	$[1]$
$\delta_x$	Průhyb vodítka v ose x	$[mm]$
$\delta_y$	Průhyb vodítka v ose y	$[mm]$
$\varepsilon_t$	Úhlové zrychlení trakčního kotouče	$[rad \cdot s^{-2}]$
$\eta_h$	Účinnost hydraulického čerpadla	$[1]$
$\eta_t$	Účinnost trakce	$[1]$
$\mu_1$	Součinitel tření při nakládání klece	$[1]$
$\mu_2$	Součinitel tření při nouzovém zastavení	$[1]$
$\mu_3$	Součinitel tření při stojící kleci	$[1]$
v	Míra využití meze kluzu	$[1]$
$\rho_m$	Třecí poloměr matice	$[mm]$
$\rho_t$	Hustota materiálu trakčního kotouče	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\sigma_{dov\_z}$	Dovolené namáhání vodítek při působení zachycovačů	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{dov\_z}$	Dovolené namáhání vodítek při normálním provozu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{Fj}$	Namáhání příruby vodítka při normálním provozu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{Fn}$	Namáhání příruby vodítka při nakládání	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{Fz}$	Namáhání příruby vodítka při působení zachycovačů	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_k$	Mez kluzu šroubu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{mj}$	Kombinované ohybové namáhání vodítka při normálním provozu	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{mn}$	Kombinované ohybové namáhání vodítka při nakládání	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{mz}$	Kombinované ohybové namáhání vodítka při působení zachycovačů	$[N \cdot mm^{-2}]$
$\sigma_{o1}$	Ohybové napětí dolního nosníku během provozu	$[N \cdot mm^{-2}]$



$\sigma_{o2}$	Ohybové napětí dolního nosníku při zachycení klece	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{o3}$	Ohybové napětí dolního nosníku při dosednutí klece	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{o\check{c}}$	Ohybové napětí čepu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{q1}$	Napětí ve šroubu od celkového zatížení šroubu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{red}}$	Redukované napětí	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{vz}}$	Kombinované namáhání vodítka ohybem a vzpěrem při zachycení	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{xj}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose x při normálním provozu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{xn}}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose x při nakládání	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{xz}}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose x při působení zachycovačů	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{yj}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose y při normálním provozu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{yn}}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose y při nakládání	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_{\text{yz}}$	Ohybové napětí ve vodítku v ose y při působení zachycovačů	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\sigma_z$	Kombinované namáhání vodítka ohybem a tlakem při zachycení	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\tau_{\check{c}}$	Smykové napětí v čepu	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\tau_k$	Namáhání šroubu krutem	$[\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}]$
$\varphi_{(i)}$	Natočení elementu ve styčnicku	[rad]
$\varphi'$	Třecí úhel v klínové drážce	[rad]
$\psi$	Funkční součinitel	[1]
$\psi_1$	Dynamický součinitel při zachycení klece	[1]
$\psi_2$	Dynamický součinitel při dosednutí klece	[1]
$\omega$	Úhlová rychlost trakčního kotouče	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$
$\omega_v$	Součinitel omega vodítek	[1]

## Úvod

Výtah je strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Dopravované osoby nebo břemena spočívají při dopravě na plošině, která je nosnou částí kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodičky, která jsou zakotvena v šachtě výtahu. Vodičky umožňují jediný pohyb klece: přímočarý posuv nahoru a dolů. Klec je zavěšena na jednom nebo více nosných orgánech, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím, tzv. výtahovým strojem.

Práce výtahu je většinou přerušovaná, to znamená, že nastupování a vystupování osob nebo nakládání a vykládání břemen probíhá při stojící kabině. Existují i výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem, tzv. paternostery, u nichž nastupování a vystupování osob probíhá za provozu. [1]

Důvody, které vedly ke konstrukci výtahů, jsou přirozené. Snaha po mechanizaci vertikální dopravy se nejprve týkala břemen, později i osob. Pohyb vzhůru proti zemské přitažlivosti je spojen s vynaložením značné fyzické energie. Univerzitní klinika v Bochumi zjistila podle intenzity bazálního metabolismu člověka, že normální chůze do schodů je dvaapůlkrát namáhavější než rychlá jízda na kole po rovině a pomalá chůze do schodů s těžším břemenem je srovnatelná se špičkovým sportovním výkonem. [2]

Cílem této diplomové práce je provést koncepční návrh externího výtahu pro zadaný bytový dům. V diplomové práci bude provedena řešerše výtahové techniky a volba vhodného typu výtahu. Součástí návrhu bude volba jednotlivých komponentů a pevnostní výpočty vybraných uzlů dle příslušných ČSN norem a odborné literatury. Hlavní důraz bude kladen na návrh rámu klece výtahu, jehož pevnostní výpočet bude proveden analyticky i verifikačně metodou konečných prvků. Závěr diplomové práce by měl obsahovat kritické zhodnocení návrhu výtahu.



# 1. Výtahová technika

## 1.1 Historie výtahové techniky

Konstruktérem nejstaršího výtahu v dějinách (r. 236 př. n. .l) byl řecký matematik a fyzik Archimedes. Klec jeho výtahu byla zavěšena na konopném laně a vrátek měl ruční pohon. Archeologické výzkumy potvrdily, že podobné výtahy měl i římský císař Nero. Značně později byl postaven ve Vatikánu výtah pro papeže, který využíval pohon šlapacího kola poháněného lidskou silou. [1]

První výtah s protizávažím byl postaven podle návrhu královského stavitele Valayera pro dvůr francouzského krále Ludvíka XIV. na přelomu 17. a 18. století. Kabina výtahu měla bohatě polštářovaná sedadla, takže se výtahu přezdívalo "létající židle". [1]

Dalšímu rozvoji výtahů bránily nejen společensko-hospodářské poměry, ale i nedostatky technické, zejména pak nedostatek vhodného motoru pro pohon. Teprve v první polovině 19. století dochází k rozvoji výtahů poháněných parním strojem. V roce 1853 se objevil první výtah v moderním pojetí, vybavený plošinou vedenou vodítky a bezpečnostním zařízením, které mělo zabránit pádu při přetržení nosných orgánů. Konstruktérem tohoto výtahu byl Elisha Graves Otis (viz. obr. 1) a byl určen pro přepravu břemen a obsluhy. První osobní výtah vybavený zachycovacím zařízením, byl instalován v obchodním domě v New Yorku v roce 1857. Obsluhoval 5 podlaží a pohyboval se tehdy neuvěřitelnou rychlostí 0,2 m/s. Pohon výtahů v tomto období je realizován výhradně jako bubnový. Myšlenka trakčního výtahu s protizávažím byla realizována mnohem později. [1]



Obr. 1 - Elisha Graves Otis [3]

Ve druhé polovině 19. století také dochází ke stavbě výtahů s hydraulickým pohonem, jejichž pracovním médiem byla voda. Hydraulické výtahy této epochy mohly být stavěny pro vyšší zdvih i rychlost než výtahy s pohonem bubnovým. V roce



1867 byl na světové výstavě v Paříži představen hydraulický výtah s přímým pohonem, možnou regulací rychlosti a možností zastavit v kterémkoliv místě. [2]

První výtah s elektrickým pohonem, který navrhl německý elektrotechnik a podnikatel Werner von Siemens, byl představen na průmyslové výstavě v Mannheimu.

Dalším významným datem byl rok 1890, kdy Anton Freissler představil první výtahové zařízení s trakčním (třecím) pohonem v Evropě. Tento pohon byl v USA poprvé použit v roce 1900. Od tohoto roku zaznamenávají výtahy největší vývojový rozmach, hlavně v USA, kde je zapotřebí řešit vertikální dopravu ve výškových budovách. Následující období znamená částečný ústup hydraulických výtahů a úplný ústup od výtahů s bubnovým pohonem. [1]

V období po 2. světové válce dochází k dalšímu rozvoji výtahové techniky. Nejrozšířenějším typem je výtah s třecím pohonem a mechanickou převodovou skříní mezi elektromotorem a hnacím kotoučem, dopravní rychlostí do 2 m/s. Rychlost se v určité vzdálenosti od cílového podlaží snižuje na dojížděcí hodnotu, která je třetinou až šestinou jmenovité hodnoty. Po roce 1950 začíná také typizace výtahů a jejich částí. Montáž výtahů se provádí již ve výrobní hale a výtahy jsou dodávány již smontované. [2]

## 1.2 Výtahová technika v současné době

V současné době je výtahová technika poznamenána neustálým zlepšováním dosavadních konstrukcí, aplikací nových netradičních návrhů a způsobů jejich využití. Bylo zjištěno, že v oblasti běžných výtahů nebude zapotřebí zvyšovat jejich nominální rychlost vzhledem ke krátkým dráhám mezi stanicemi. Bylo by totiž nutné zvýšit hodnotu zrychlení (zpomalení), což by se u cestujících projevovalo negativními přechodovými stavy. Rychlost otevírání a zavírání dveří odpovídá v současnosti optimální úrovni bezpečnosti provozu.

Taktéž mikroelektronika prochází velkým pokrokem v oblasti řízení, ovládání a signalizace. Všechny moderní výtahy jsou dnes řízeny pomocí mikroprocesorů, díky kterým umožňuje výtahový řídicí systém změnu uživatelských parametrů výtahu v reálném čase. To vede ke zvýšení plynulosti a efektivnosti vertikální dopravy.

V poslední době je kladen legislativní důraz na přizpůsobení výtahů (nejen svým vybavením) potřebám osob s omezenou schopností pohybu a orientace. [4]



### 1.2.1 Výrobci výtahů

- Zahraničí:**
- Otis (USA)
  - Schindler (Švýcarsko)
  - Kone (Finsko)
  - ThyssenKrupp (Německo)
  - Schmitt + Sohn (Německo)
  - Haushahn (Německo)
  - Mitsubishi Elektrik (Japonsko)
  - Stannah (Spojené království)
  - Toshiba (Japonsko)
  - Orona (Španělsko)
- Česká republika:**
- Liftcomp (Ostrava)
  - VOTO výtahy (Plzeň)
  - Výtahy (Velké Meziříčí)
  - + další menší výrobci

### 1.3 Rozdělení výtahů

Výtahy můžeme rozdělit do tří základních skupin podle druhu použitého pohonu [1]:

1. Výtahy s elektrickým pohonem
2. Výtahy s hydraulickým pohonem
3. Výtahy s pneumatickým pohonem

Třídy elektrických výtahů dle normy ČSN ISO 4190-1 [5]:

- třída I - výtahy určené pro přepravu osob
- třída II - výtahy určené pro přepravu osob s možnou přepravou nákladu
- třída III - výtahy určené pro přepravu lůžek
- třída IV - výtahy určené především pro dopravu nákladů, které jsou obvykle doprovázeny osobami
- třída V - malé nákladní výtahy - musí být splněna podmínka nepřístupnosti osob, rozměry klece nesmí být větší než:
  - plocha podlahy do 1 m<sup>2</sup>
  - výška 1,2 m
  - hloubka 1 m



## 1.4 Parametry výtahů

Základními parametry výtahů jsou nosnost a jmenovitá dopravní rychlost. Nosnost výtahu je nejvyšší dovolená hmotnost břemene, kterou smí být klec za provozu zatížena. Jmenovitá dopravní rychlost je teoretická rychlost klece, pro kterou je výtah konstruován. Provozní dopravní rychlost výtahu se smí lišit od jmenovité dopravní rychlosti o  $\pm 15\%$ . [1]

### 1.4.1 Doplnující parametry

Doplnujícími technickými parametry výtahů jsou:

- zdvih, počet stanic a jejich poloha
- rozměry výtahové šachty, klece a strojovny
- napětí elektrické sítě, hustota spínání a zatěžovatel
- druh řízení výtahu
- provedení a ovládání šachetních a kabinových dveří
- umístění výtahů v budově
- prostředí

Je-li v budově více výtahů, je důležitým parametrem jejich počet, rozdělení do skupin a umístění jednotlivých skupin. [2]

## 1.5 Výtahy s elektrickým pohonem

Skupinu těchto výtahů můžeme dále rozdělit na výtahy s trakčním pohonem a na výtahy s bubnovým pohonem.

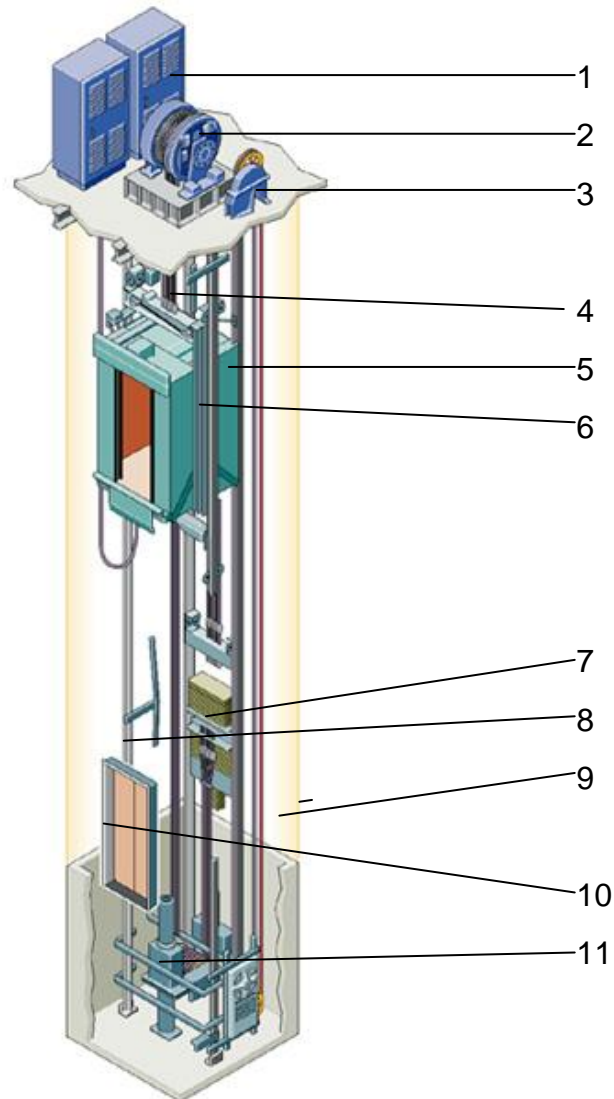
Pro výtahy s elektrickým pohonem je pohonnou jednotkou elektromotor a používají se zejména tyto: jedno rychlostní trojfázový asynchronní s kotvou nakrátko, jedno rychlostní trojfázový asynchronní s kotvou kroužkovou, dvourychlostní trojfázový asynchronní s kotvou na krátko s přepínáním počtu pólů, tandemový stejnosměrný v Leonardově zapojení s převodovým strojem, stejnosměrný pomaloběžný v Leonardově zapojení s bezpřevodovým strojem. [1]



### 1.5.1 Výtahy s trakčním pohonem

Trakčním neboli třecím pohonem rozumíme pohon výtahovým strojem s hnacím lanovým kotoučem, kde přenos hnací obvodové síly z kotouče na lana je uskutečňován výhradně třením. Lanový trakční výtah je na obr. 2. [1]

#### Hlavní části výtahu



Obr. 2 - Lanový trakční výtah [3]

1 - elektroinstalace (rozvaděč), 2 - výtahový stroj, 3 - omezovač rychlosti, 4 - nosné  
 prostředky, 5 - klec, 6 - rám klece, 7 - vyvažovací závaží, 8 - vodítko, 9 - šachta,  
 10 - šachetní dveře, 11 - nárazník

## Elektroinstalace (rozvaděč)

S moderními miniaturizovanými komponenty z oblasti elektrotechniky již není rozvaděč příliš rozměrný, a proto je možné jej umístit i jinde než ve strojovně, např. přímo ve stanici, což přibližuje řídicí systém k ovládanému stroji a následkem toho se usnadňuje manipulace např. při údržbě apod. [1]

Řídicí systém výtahu zpracovává a předává povely, které zadává uživatel pomocí tlačítek z kabiny nebo nástupiště a zároveň sleduje provozní stav výtahu. Skládá se z tlačítek povelů v kabině a nástupištích, bezpečnostních snímačů, snímačů polohy, snímačů zatížení kabiny a rozvaděče. [4]

## Výtahový stroj

Výtahový stroj je motorické zdvihací ústrojí výtahu. Je umístěn ve strojovně, v případě výtahů bez strojovny je umístěn přímo v horní části šachty. Převodový výtahový stroj (viz. obr.3) se skládá z rámu, hnacího elektromotoru, převodového mechanismu, mechanické brzdy, ložisek, hřídele a hnacího lanového kotouče. [1]



*Obr. 3 - Převodový výtahový stroj [6]*

Dalším typem výtahového stroje je bezpřevodový výtahový stroj (viz. obr .4), u kterého není potřeba převodového ústrojí, čímž se snižuje jeho velikost a zároveň i náročnost údržby a odpadá olejová náplň převodovky. [1]



*Obr. 4 - Bezpřevodový výtahový stroj [6]*

## Omezovač rychlosti

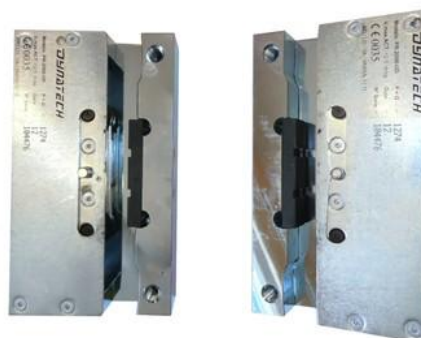
Jedná se opět o mechanické zařízení, které při překročení jmenovité rychlosti ovládá zachycovače. Dle [7] musí dojít k funkci (vybavení) zachycovačů nejpozději při překročení jmenovité rychlosti o 15 %. Podle konstrukce rozdělujeme omezovače rychlosti (viz. obr. 5) na kyvadlové a odstředivé. [1]



Obr. 5 - Omezovač rychlosti [6]

## Zachycovače

Zachycovače (viz obr. 6) jsou mechanická zařízení, která mají za úkol v případě překročení povolené rychlosti výtah úplně zastavit nebo jej zpomalit. Jsou předepsány dva zachycovače na jednu klec, ale pouze jeden je spojen lankem s omezovačem rychlosti. Druhý zachycovač je řízen přes první tak, aby došlo k současnému vybavení obou zachycovačů. K úplnému zastavení klece dojde tehdy, pokud nastane nekontrolovaný pád klece dolů (např. při přetržení nosných orgánů výtahu). Ke zpomalení pohybu výtahu dochází při pohybu klece směrem nahoru, což je vyvoláno v případě poruchy protizávaží. Používají se zachycovače klínové, výstředníkové nebo klouzavé. [1] [7]



Obr. 6 - Klouzavý zachycovač [6]

## Nárazníky

Nárazníky (viz. obr. 7) mají za úkol snížit náraz, který vzniká při dosednutí klece nebo protizávaží na dno šachty. Rozdělujeme je na nárazníky pryžové, pružinové nebo hydraulické. [1]



Obr. 7 - Různé druhy pryžových nárazníků [6]

## Nosné prostředky

Nosnými prostředky výtahů jsou buď ocelová lana, nebo kloubové řetězy. Tyto prvky slouží k zavěšení klece a vyvažovacího závaží výtahu. Přenášejí i sílu pro zdvih klece nebo závaží. Obvykle se používají ocelová lana. Kloubové řetězy (Gallovy řetězy) se používají jen u výtahů s malou dopravní rychlostí. V současné době se také používají ploché polyuretanové pásy (viz. obr. 8) s ocelovými lanky. Tyto pásy jsou až o 20% lehčí, mají až 3x delší životnost než klasická ocelová lana a vykazují menší hlučnost a tím pádem i komfortnější jízdu. Dále jsou tato lana více ohebná, což se nejvíce projeví na velikosti vodících kladek, hnacího kotouče a v souvislosti s tím i velikost výtahového stroje a v neposlední řadě nepotřebují mazání. Tyto pásy v současnosti nejvíce využívá firma Otis u svých výtahů řady Gen2.



Obr. 8 - Plochý polyuretanový pás s ocelovými lanky [6]



## **Klec**

Klec je část výtahu určená pro osoby a/nebo náklad. Skládá ze čtyř částí, kterými jsou: kostra klece, kabina, podlaha a kabinové dveře. Spojení jednotlivých částí je buď rozebíratelné nebo nerozebíratelné. Je vedena vodítky. [7]

### **Kostra klece (rám klece)**

Ocelová konstrukce, která nese klec a je spojena s nosnými prostředky. Může být součástí stěn klece. K ocelové kostře jsou dále připevněny bezpečnostní prvky výtahu. [7]

### **Vyvažovací závaží**

Vyvažuje celkovou hmotnost klece s kabinou a příslušenstvím a část hmotnosti břemene (40 - 50%). Stejně jako klec je vedeno vodítky. Závaží je obvykle tvořeno betonovými nebo litinovými hranoly. [7]

### **Vedení klece a závaží**

Klec výtahu je vedena nejméně ve dvou ocelových vodítkách (viz. obr. 9), která jsou ukotvena v šachtě. Vodítka musí zabránit kývání klece a musí mít dostatečnou délku, aby je klec výtahu nemohla opustit. Jednotlivá vodítka jsou spojena šrouby na konzolách, které jsou umístěny v šachtě.

Vedení může být kluzné nebo valivé. Kluzné vedení se používá pro nižší hodnoty nominální (jmenovité) rychlosti, protože odpor vznikající při kluzném tření je značný. Ke snížení tření se používá mazání. Vodící čelisti jsou ocelové, litinové nebo plastové se silonovou či nylonovou vložkou. Materiály silon (nylon) jsou použity díky svým velmi dobrým kluzným vlastnostem a nízkému součiniteli smykového tření.

Valivé vedení se skládá ze tří vodících kladek, které jsou uloženy na valivých ložiskách. Jedna kladka dosedá na vodící kolejnici čelně a zbylé dvě bočně. Vodící kladky jsou téměř vždy odpruženy, což znamená, že jsou v trvalém styku s vodítkem. Tento způsob vedení se vyznačuje menším odporem proti pohybu vlivem tření na vodítkách. Z toho důvodu se používá při vyšších rychlostech, protože se jimi dosáhne dokonalého vedení klece při tichém chodu. [1] [7]

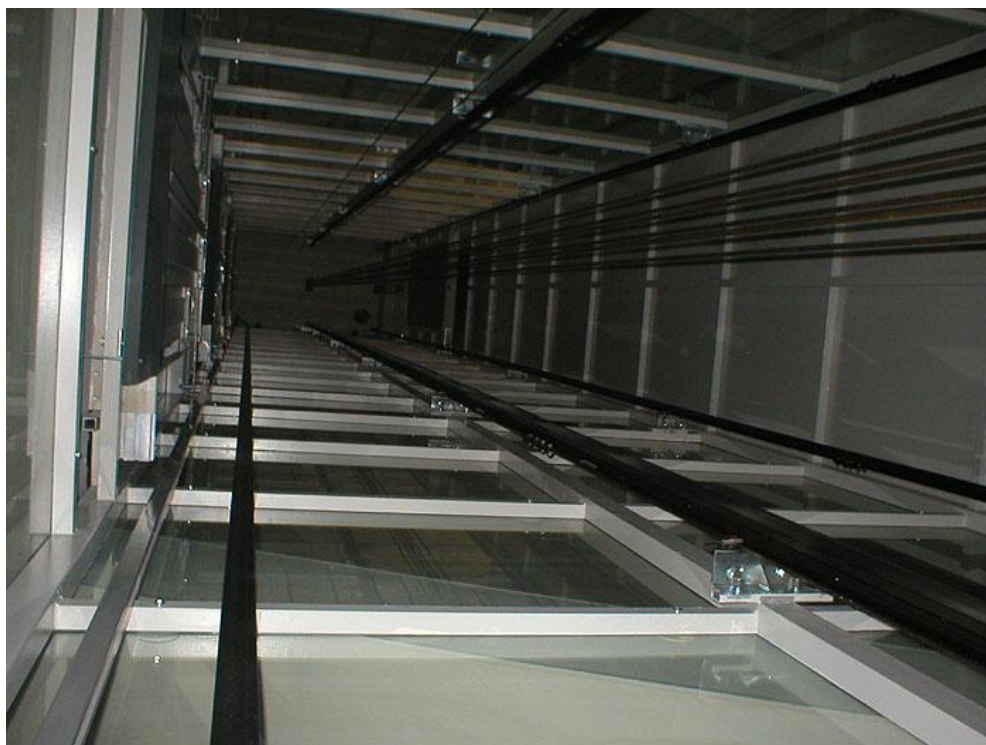




Obr. 9 - Vodítka [6]

## Šachta

Šachta je prostor, v němž se pohybuje klec a vyvažovací závaží, a který vymezuje provoz výtahu. Tento prostor je obvykle ohraničen podlahou prohlubně, stěnami a stropem šachty. Šachty bývají ocelové, zděné nebo betonové. K bokům šachty jsou připevněna vodítka, buď pevně (ocelové šachty) nebo je s nimi možno posunovat ve vertikálním směru (u zděných nebo betonových šachet). Na obr. 10 můžeme vidět pohled do výtahové šachty. [1] [7]



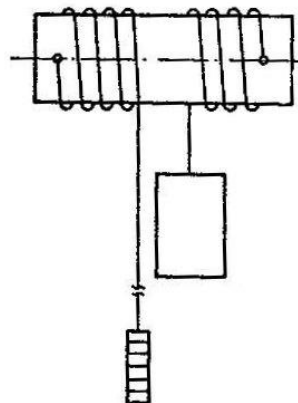
Obr. 10 - Pohled do výtahové šachty [6]

## 1.5.2 Bubnový pohon

Jedná se o historicky nejstarší pohon výtahu. Lano se navíjí na litinový nebo ocelový buben výhradně v jedné vrstvě. Rozdílné řešení oproti trakčnímu pohonu je pohon bubnový (viz. obr. 11), u kterého je hnací kotouč výtahového stroje nahrazen navíjecím bubnem. U výtahu s bubnovým pohonem je lano na jednom konci připevněno k navíjecímu bubnu výtahového stroje a na druhém konci ke kleci výtahu případně ke kostře protizávaží. Pokud je ve výtahu použito i protizávaží, pracuje systém tak, že na jedné straně bubnu se lano s klecí navíjí a zároveň se na druhé straně bubnu odvíjí lano s protizávažím. [1]

Výtahový stroj není vhodné umísťovat v horní poloze z důvodu vzniku šikmého tahu v závěsu klece případně vyvažovacího závaží způsobeného axiálním posuvem lan při navíjení případně odvíjení z bubnu. Toto vede ke vzniku bočních sil ve vedení klece nebo vyvažovacího závaží, které jsou proměnné během zdvihu. Dalším důvodem umístění stroje v dolní poloze je i zvýšení kvality bydlení, která by byla zhoršována přenosem hluku a vibrací ze strojovny do přilehlých místností, protože odhlučnění strojovny a její samotná stavba v horní poloze jsou nákladné. Toto jsou důležité faktory zejména při dodatečné montáži výtahu do budov o výšce do osmi podlaží, které původně nebyly výtahem vybaveny. [2]

Výhodou je možnost použití bez vyvažovacího závaží, díky čemuž vzniká v šachtě větší prostor a tím je možné zvětšit rozměry kabiny, zejména její hloubku. Bubnový systém má jednu zásadní nevýhodu a tou je omezení zdvihu z důvodu rostoucí velikosti bubnu úměrně se zdvihem, jelikož nosná lana mohou být na buben navíjena pouze v jedné vrstvě. [1]



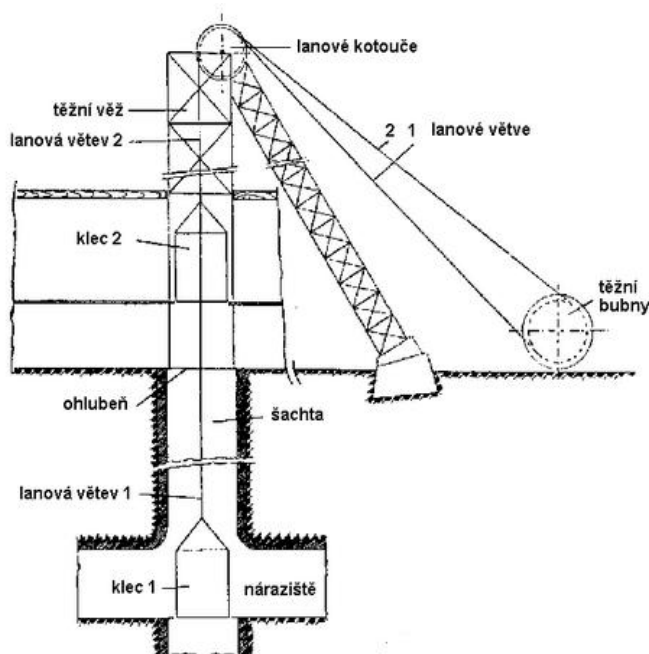
Obr. 11 - Výtah s bubnovým pohonem [1]



## Bubnové těžní stroje

Největší využití strojů s bubnovým pohonem je v hlubinných dolech, kde se používají jako tzv. bubnové těžní stroje.

Bubnové těžní stroje jsou klasickými stroji, které se postupně vyvinuly z rumpálů používaných již ve středověkém hornictví. Základním typem je dvoububnový těžní stroj. Kromě dvoububnového těžního stroje s válcovými bubny se používají i jednobubnové stroje. Dříve se používaly také bubny kuželové, cylindrokónické a bicylindrokónické. Jejich účel, byl rovnoměrnější rozdělení statických a dynamických krouticích momentů při rozjezdu a dojezdu, plně nahradily moderní konstrukce elektrických pohonů, které tyto přetížení vyrovnávají. K bubnovým strojům patří i vícelanový stroj typu Blair (viz. obr. 12) se dvěma paralelně navíjenými těžními lany a se zaručenou synchronizací otáček obou párů bubnů. [8]

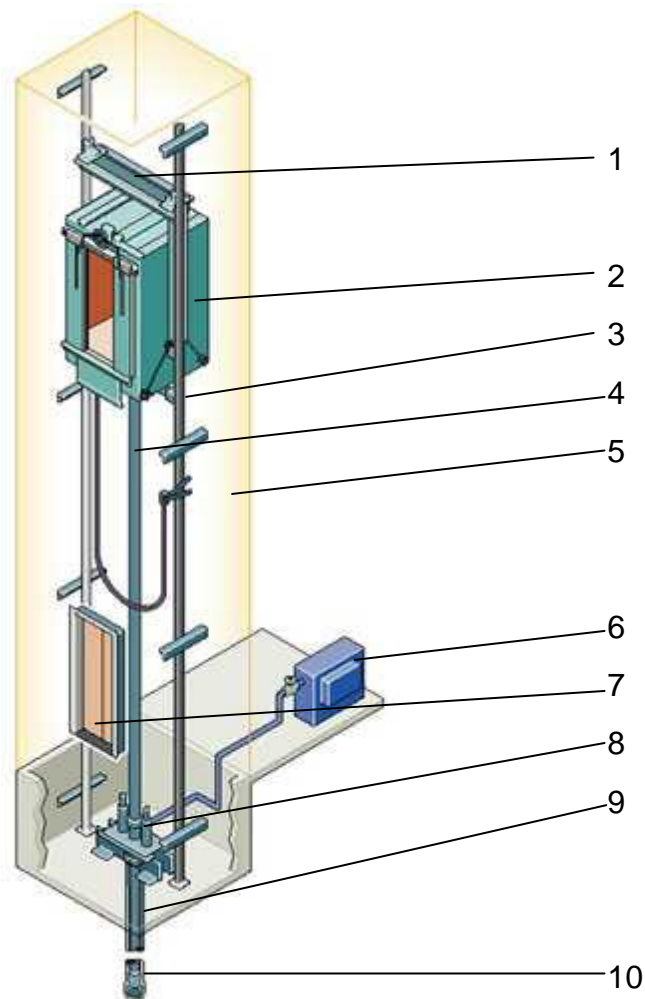


Obr. 12 - Těžební bubnový stroj typu Blair [8]

U dvoububnových těžních strojů je jeden buben nasazen na hřídel těžního stroje otočně a je s ním spojen pomocí segmentové zubové spojky. Druhý buben je pevně naklínován. Tím je umožněno překládání těžení pro dvojčinnou těžbu z několika pater. Volný buben je po vysunutí spojky držen ve své poloze stavěcí brzdou. [8]

## 1.6 Výtahy s hydraulickým pohonem

Hydraulické výtahy (viz. obr. 13) se liší od běžných lanových výtahů hlavně tím, že pohyb výtahu není zajišťován pomocí elektromotorů, ale pomocí čerpadla prostřednictvím média, což je nejčastěji hydraulický olej, který je vháněn do hydraulického válce. Hydraulické výtahy se dále dělí na výtahy s přímým a nepřímým pohonem. [1]



Obr. 13 - Hydraulický výtah [3]

1 - rám klece, 2 - klec, 3 - vodítko, 4 - plunžr, 5 - šachta, 6 - hydraulický agregát (čerpadlo,  
 olejová nádrž, elektromotor), 7 - šachetní dveře, 8 - pružinový nárazník,  
 9 - hydraulický válec, 10 - vrt v prohlubni pro hydraulický válec



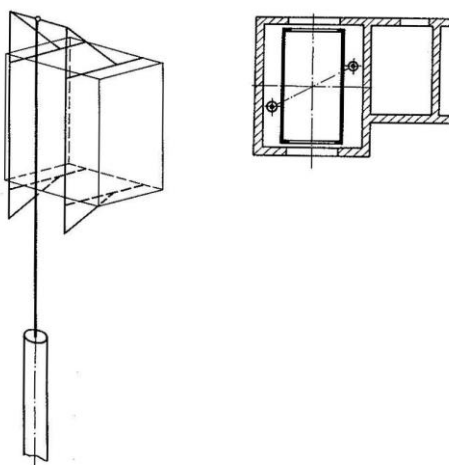
## 1.6.1 Hydraulické výtahy s přímým pohonem

### Přímý pohon klece plunžrem

Tento systém je konstrukčně nejjednodušší a nejčastěji používán. Jedná se o systém, kdy je hydraulický válec, který je vyroben z trubky jejíž jeden konec je zavařen a druhý konec opatřen víkem s vedením pro plunžr, zapuštěn do dna šachty v hloubce odpovídající výšce zdvihu. Válec je třeba zapustit takovým způsobem, aby se dal odizolovat proti zemní vlhkosti a dalo se zabránit prosakování oleje do okolí v případě jeho úniku z válce. Dále musí být zajištěna možnost vyjmutí válce např. z důvodu revizní kontroly. Pro výtahy o nosnosti do 10 tun, tedy pro všechny osobní výtahy, se používá pouze jeden hydraulický válec umístěný na střed půdorysu klece. Ve válci je umístěn plunžr, což je velmi přesně opracovaný hřídel jednotného průměru a ten je připevněn ke spodní části klece výtahu pomocí kulové plochy. Výhodou přímého pohonu plunžrem je hlavně to, že u tohoto systému není nutné použití zachycovačů klece a odpadá i použití protizávaží. [1]

### Přímý pohon klece plunžrem s umístěním hydraulického válce vedle klece

V některých případech je také možno použití umístění hydraulického válce vedle klece výtahu (viz. obr. 14, vlevo), což však vyvolává boční síly ve vodítkách klece. Z toho důvodu se ke kompenzaci těchto sil používá dvou hydraulických válců (viz. obr. 14, vpravo), každého na jedné straně klece. Výhodou při umístění válce vedle klece je, že se válec nemusí zapouštět do dna šachty, avšak zároveň je toto řešení použitelné pouze pro malé zdvihy dvou až tří podlaží. [1]

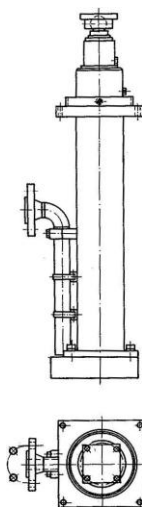


Obr. 14 - Přímý pohon klece [1]



## Přímý pohon s použitím teleskopické pístnice

Tento výtah je poháněn pomocí teleskopické pístnice (viz. obr. 15), jejíž jednotlivé segmenty se postupně vysouvají z válce. Výhodou tohoto systému je sice možnost umístění válce na dno šachty aniž by se zapouštěl do země, ale zároveň velmi negativním faktorem jsou rázy způsobené vysouváním jednotlivých segmentů teleskopické pístnice, což má neblahý vliv jak na přepravované osoby tak na samotnou konstrukci výtahu a také samotné utěsnění jednotlivých segmentů pístnice, což je technicky velmi náročný problém. [1]



Obr. 15 - Teleskopický hydraulický válec s dvojstupňovou pístnicí [1]

## 1.6.2. Hydraulické výtahy s nepřímým pohonem

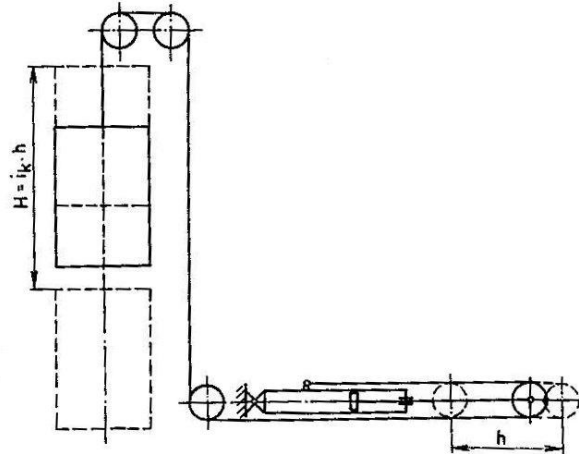
### Nepřímý pohon s kombinací hydraulického válce a lanového převodu

Na obr. 16 je znázorněno uspořádání výtahu s hydraulickým válcem umístěným v horizontální poloze s kombinací lanového převodu s převodovým číslem 2, které se často používá kromě výtahů pro přepravu osob např. na letadlových lodích k přepravě letounů z trupu lodi na horní palubu.

V budovách je častější provedení pohonu hydraulickým válcem ve vertikální poloze v šachtě výtahu. Systém může pracovat jak s jedním tak se dvěma hydraulickými válci umístěnými na bočních stranách šachty. Plunžr, který výtah pohání je veden po vodítkách klece. Při použití pouze jednoho válce vzniká od klece výtahu klopný moment, který musí být zachycen vodítky a následně přenesen na konstrukci budovy, což je nevýhodou tohoto systému. Další nevýhodou je nutnost použití zachycovačů, neboť klec je zavěšena na lanech případně řetězech. Vzhledem



k hlučnosti během provozu systému při použití nosných řetězů je výhodnější použití systému s nosnými lany. [1]



Obr. 16 - Nepřímý pohon s kombinací hydraulického válce a lanového převodu [1]

## 1.7 Zákonné ustanovení o provozu výtahů v ČR

V České republice stanoví technické požadavky na výtahy nařízení vlády č. 27/2003 Sb. ve znění nařízení č. 127/2004 Sb. Tímto nařízením se v souladu s právem Evropských společenství stanoví technické požadavky na výtahy, které trvale obsluhují různé výškové úrovně budov a staveb, a na bezpečnostní komponenty, které jsou určeny pro použití u těchto výtahů. Výtahem může být podle tohoto předpisu zařízení s tuhými vodítky odkloněnými od vodorovné roviny v úhlu větším než 15 stupňů, určené k přepravě osob, osob a nákladů, pouze nákladů, pokud je nosná část přístupná tak, že na ni lze bez obtíží vstoupit, a je opatřena ovládacím zařízením na nosné části nebo v dosahu osoby, která se na ní nachází.

Z definice výtahu jsou vyloučeny lanové dráhy, lyžařské vleky, ozubnicové dráhy, speciální výtahy pro vojenské nebo policejní účely, jevištní výtahy, výtahy v dopravních prostředcích, výtahy spojené se strojním zařízením a stavební výtahy.

Do českého nařízení jsou zapracovány požadavky Směrnice Evropského parlamentu a Rady 95/16/ES z 29. června 1995 o sblížení právních předpisů členských států týkajících se výtahů. [9]

## Technické normy [9]

ČSN EN 81 (27 4003) Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů

ČSN ISO 9386-1 (27 4013) Poháněné zdvihací plošiny pro osoby s omezenou pohyblivostí

ČSN 27 4014 (únor 2007) Evakuační výtahy

Z hlediska náročnosti technických požadavků a požadavků na revize výtahů se v Česku rozlišují výtahy z období do 1. ledna 1993, kdy začala platit evropská bezpečnostní norma, výtahy z období do 1. října 1999 a novější výtahy.

Odbornou prohlídkou by měly výtahy procházet jednou za tři až čtyři měsíce, podle stáří výtahu, odbornou zkouškou jednou za tři roky, inspekční prohlídkou starší výtahy do tří let od poslední odborné zkoušky, novější výtahy do 6 nebo 9 let od poslední odborné zkoušky. [9]

### 1.7.1 Bezpečnostní požadavky na jednotlivé části

#### Nosná část

Nosná část výtahu musí být klec. Tato klec výtahu musí být navržena a konstruována tak, aby její prostor a pevnost odpovídaly dodavatelem stanovenému maximálnímu počtu osob a nosnosti výtahu.

Jestliže to rozměry dovolují, musí být klec u výtahů určených pro přepravu osob navržena a konstruována tak, aby její konstrukce nepřekážela nebo nebránila v přístupu a užití osobám s omezenou schopností pohybu a orientace, například osobám na vozíku pro invalidy, a aby umožňovala veškeré vhodné úpravy, které mohou těmto osobám usnadnit její používání. [10]

#### Závěsná a podpěrná zařízení

Závěsná nebo podpěrná zařízení klece výtahu, její upevňovací a spojovací části musí být konstruovány a vybrány tak, aby zajišťovaly potřebnou úroveň bezpečnosti a minimalizovaly riziko pádu klece, přičemž se berou v úvahu podmínky užívání, použitý materiál a výrobní podmínky.

Tam, kde se k zavěšení klece užívají lana nebo řetězy, musí se použít minimálně dvě samostatná lana nebo řetězy, každé se samostatným upevněním.



Lana a řetězy nesmějí být nastavovány, pokud to není nutné pro upevnění nebo k vytvoření ok. [10]

### **Kontrola zatížení (včetně nadměrné rychlosti)**

- výtahy musí být konstruovány, vyrobeny a namontovány tak, aby v případě překročení nosnosti stanovené dodavatelem výtahu bylo zabráněno jejich uvedení do pohybu
- výtahy musí být vybaveny omezovačem rychlosti, tento požadavek se nevztahuje na výtahy, u nichž konstrukce pohonu zabraňuje překročení rychlosti
- rychlovýtahy musí být vybaveny zařízením kontrolujícím a omezujícím rychlost
- výtahy poháněné třecími kotouči musí být konstruovány tak, aby byla zajištěna trakce nosných lan na kotouči

### **Výtahový stroj**

Každý osobní výtah musí mít svůj vlastní výtahový stroj. Tento požadavek se nevztahuje na výtahy, ve kterých jsou vyvažovací závaží nahrazena druhou klecí. Dodavatel výtahu musí zajistit, aby výtahový stroj a k němu patřící zařízení byly nepřístupné, s výjimkou údržby a nouzových případů. [10]

### **Ovládání**

- ovládací prvky výtahů určených pro osoby s omezenou schopností pohybu a orientace musí být vhodně konstruovány a umístěny
- funkce ovládacích prvků musí být jasně označeny
- přivolávací obvody skupiny výtahů mohou být společné nebo propojené [10]



## 2 Parametry výtahu

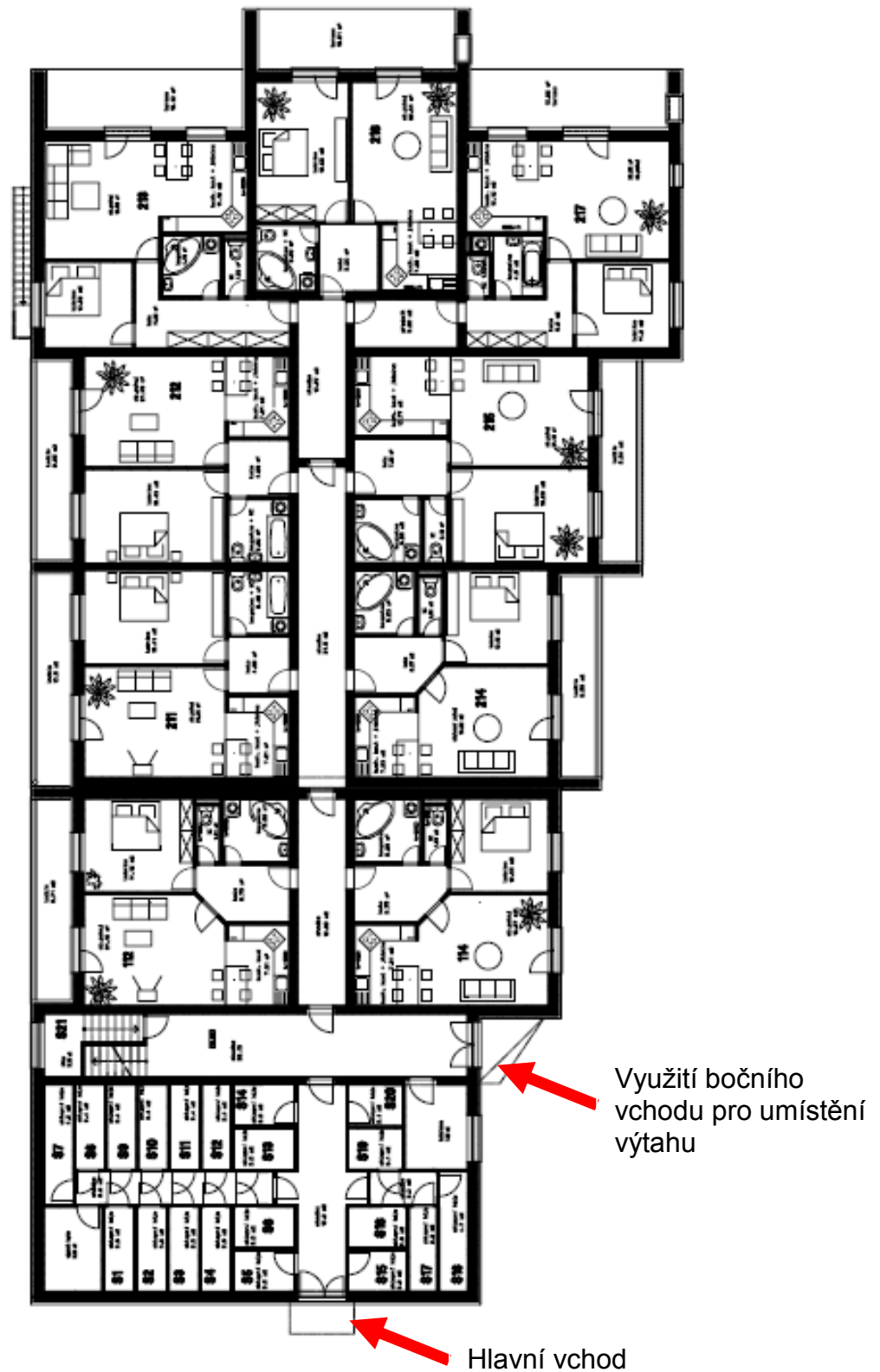
Zadáním této diplomové práce je pro daný 4-podlažní bytový dům (viz. obr. 17) navrhnout koncepční návrh externího výtahu.

Pro umístění výtahu bude použito bočního vchodu (viz obr. 18) do bytového domu.



Obr. 17 - Zadaný bytový dům [11]

Jedním z hlavních požadavků je, aby výtah mohli užívat handicapované osoby na invalidním vozíku. Dle [12] je minimální nosnost výtahu pro osoby na invalidním vozíku 450 kg, vnitřní rozměry klece pak musí být 1 250 x 1 000 mm. Minimální šířka dveří klece musí být 800 mm a světlá výška dveří 2 000 mm. Dalším požadavkem je průchozí klec, to znamená, že klec bude mít dvoje dveře. Jedny povedou směrem do budovy a druhé budou umístěny přímo proti nim a bude možno nastoupit do výtahu z venčí i z budovy. Při použití elektrického trakčního výtahu je požadavek na rychlost  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , při použití hydraulického výtahu pak  $0,63 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Zdvih výtahu je dán konstrukcí bytového domu a to 8,4 m.



Obr. 18 - Půdorys prvního nadzemního podlaží [11]



## 2.1 Shrnutí požadovaných parametrů výtahu

Nosnost výtahu:	450 kg
Rychlost výtahu:	1 m·s <sup>-1</sup> (trakční); 0,63 m·s <sup>-1</sup> (hydraulický)
Zdvih:	8,4 m
Vnitřní rozměry klece:	1 250 x 1 000 mm
Zrychlení výtahu:	0,5 m·s <sup>-2</sup>



### 3 Volba typu použitého výtahu

V této části diplomové práce bude provedeno porovnání, zhodnocení a následně bude zvolen vhodný typ výtahu. Voleno bude mezi trakčním výtahem bez strojovny a hydraulickým výtahem s přímým pohonem.

#### 3.1 Porovnání trakčního výtahu

##### Výhody trakčního výtahu

- nižší spotřeba elektrické energie
- nižší náklady na servis
- vyšší přepravní rychlost
- v případě potřeby lze zajistit vysoký zdvih
- vysoká životnost technologie
- snadná dostupnost náhradních dílů pro servis a údržbu

##### Nevýhody trakčního výtahu

- vyšší pořizovací náklady
- místo pro strojovnu (výtahový stroj)
- nezbytné použití vyvažovacího závaží
- možný prokluz lana v bubnech (opotřebení lana)
- u strojovny (výtahového stroje) je potřeba zajistit větrání
- u starších typů výtahů možnost nepřesného zastavení

#### 3.2 Porovnání hydraulického výtahu

##### Výhody hydraulického výtahu

- nižší pořizovací cena
- možnost umístit hydraulický agregát mimo šachtu (až 12 metrů od šachty)
- jednoduché vyproštění osob
- vysoká přesnost zastavení
- stavebně méně náročná šachta výtahu
- není přítomno protizávaží



### Nevýhody hydraulického výtahu

- vyšší spotřeba elektrické energie
- vyšší náklady na servis
- nižší přepravní rychlost
- nutno provést vrt v prohlubni šachty výtahu pro hydraulický válec
- nižší životnost technologie
- kolísání rychlosti v závislosti na poloze výtahu a počtu cestujících
- prohlubeň výtahové šachty musí být nepropustná kvůli možnému úniku oleje
- hydroskopie oleje (znehodnocení oleje vodou)

## 3.3 Náklady na elektrickou energii

Nyní bude proveden výpočet spotřeby elektrické energie na provoz obou typů výtahů. Nejprve bude proveden výběr pohonné jednotky jednotlivého typu výtahu na základě výpočtu potřebného výkonu pro daný typ výtahu. Následně bude vypočtena spotřeba elektrické energie potřebná na provoz.

### 3.3.1 Spotřeba elektrické energie trakčního výtahu

Výpočet obvodové síly na trakčním kotouči

$$F_o = \frac{(Q + K - Z) \cdot g}{i_k} + m_L \cdot g = \frac{(450 + 691 - 916) \cdot 9,81}{2} + 7,56 \cdot 9,81 = 1221,34 \text{ N} \quad (1)$$

Výpočet obvodové rychlosti trakčního kotouče

$$v_o = v_{jm} \cdot i_k = 1 \cdot 2 = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

Výpočet výkonu elektrického pohonu trakčního bezpřevodového výtahového stroje

$$P_t = \frac{F_o \cdot v_o}{\eta_t} = \frac{1221,34 \cdot 2}{0,89} = 2744,6 \text{ W} = 2,74 \text{ kW} \quad (3)$$

Na základě vypočítaného potřebného výkonu pro trakční výtah, byl zvolen výtahový stroj ZIEHL ABEGG SM 200.20C o výkonu 3,3 kW. Detailnějšímu popisu tohoto stroje je věnována kapitola "4.5. Výtahový stroj". Tento výtahový stroj má příkon  $P_t = 4,9 \text{ kW}$  a jmenovitý elektrický proud  $I_{jm} = 9,4 \text{ A}$ . [6]



Výpočet spotřeby elektrické energie na jeden cyklus

$$E_{el\_t} = \frac{2 \cdot h}{v_{jm}} \cdot P_t = \frac{2 \cdot 8,4}{1} \cdot 4,9 = 82,32 \text{ kW} \cdot s = 0,02287 \text{ kW} \cdot h \quad (4)$$

Jedním cyklem se rozumí jízda výtahu ze spodní stanice do horní stanice a zase zpět do dolní stanice. Klec urazí dvakrát celý zdvih.

### 3.3.2 Spotřeba elektrické energie hydraulického výtahu

Výpočet tlaku čerpadla hydraulického výtahu

$$p_{\check{c}} = \frac{(Q + K) \cdot g}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{(450 + 691) \cdot 9,81}{\frac{\pi \cdot 0,09^2}{4}} = 1,76 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (5)$$

Výpočet průtoku čerpadla hydraulického výtahu

$$Q_{\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,63 = 0,0041 \text{ m}^3 \cdot s^{-1} \quad (6)$$

Výpočet výkonu čerpadla hydraulického výtahu

$$P_h = \frac{p_{\check{c}} \cdot Q_{\check{c}}}{\eta_h} = \frac{1,76 \cdot 10^6 \cdot 0,0041}{0,8} = 9,02 \text{ W} = 9,02 \text{ kW} \quad (7)$$

Na základě vypočítaného potřebného výkonu pro čerpadlo hydraulického výtahu, byl zvolen 3-fázový asynchronní elektromotor SIEMENS 1LE1002-1DA2 o výkonu 11 kW. Tento elektromotor má příkon  $P_t = 12,4 \text{ kW}$  a jmenovitý elektrický proud  $I_{jm} = 23 \text{ A}$ . [6]

Výpočet spotřeby elektrické energie na jeden cyklus

$$E_{el\_h} = \frac{1 \cdot h}{v_h} \cdot P_h = \frac{1 \cdot 8,4}{0,63} \cdot 12,4 = 165,33 \text{ kW} \cdot s = 0,04611 \text{ kW} \cdot h \quad (8)$$

Hydraulický výtah při jízdě dolů pouze vypouští olej z válce do nádrže, a proto není ve výpočtu uvažována jízda dolů jako spotřeba elektrické energie.



### 3.3.3 Porovnání celkových spotřeb elektrické energie

Aby bylo možno provést roční spotřebu elektrické energie, je stanoveno, že výtah provede za den minimálně 40 cyklů (uvažováno přes celý zdvih výtahu).

Výpočet roční spotřeby elektrické energie pro trakční výtah

$$0,02287 \cdot 40 \cdot 365 = 333,9 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (9)$$

Výpočet roční spotřeby elektrické energie pro hydraulický výtah

$$0,04611 \cdot 40 \cdot 365 = 673,2 \text{ kW} \cdot \text{h} \quad (10)$$

Po vynásobení spotřeby elektrické energie cenou za kW·h dle [15] dostaneme celkovou částku, kterou je nutno vynaložit na provoz výtahu za jeden rok.

Cena za kWh:	4,72 Kč
Trakční výtah:	1 576 Kč
Hydraulický výtah:	3 178 Kč

K výše uvedeným částkám je nutné ještě přičíst měsíční poplatky za dimenzi proudového chrániče. Proudové chrániče byly voleny dle jmenovitých proudů jednotlivých pohonů.

Dle aktuálního ceníku Skupiny ČEZ [16] jsou měsíční poplatky následující: 180,90 Kč/25A (trakční výtah), 359,90 Kč/50A (hydraulický výtah).

Celkové roční náklady na elektrickou energii na provoz výtahů tedy budou:

Trakční výtah:	3 747 Kč
Hydraulický výtah:	7 497 Kč

Do spotřeby u hydraulického výtahu není započítána další spotřeba elektrické energie, konkrétně spotřeba elektrické energie při dorovnávání výtahu. Tato činnost se děje automaticky, protože vlivem netěsností byt i sebemenších netěsností dochází k poklesu klece a systém ji pak automaticky dorovná.

Dále u výtahů venkovních, což je dle zadání tento případ, může být použito jako ohrazení sklo. V letních měsících může dojít ke značnému oslunění a pak je nutné dodat hydraulický výtah s chladičem oleje, který má také vliv na spotřebu





elektrické energie. Naopak v zimním období je nutné vřazovat do hydraulického obvodu topení a naprogramovat výtah tak, aby vykonal určitý počet jízd při poklesu vnější teploty, aby olej v hydraulickém obvodu neztuhnul. Jinak by výtah nebyl schopen pohybu nebo by mohl jezdit velmi nekomfortně - trhavá jízda. V extrémních případech je pak nutné instalovat do výtahové šachty i její vytápění, aby vůbec mechanické části hydraulického výtahu byly funkční. Ovšem tato potřeba vytápění je pouze extrémní. [13]

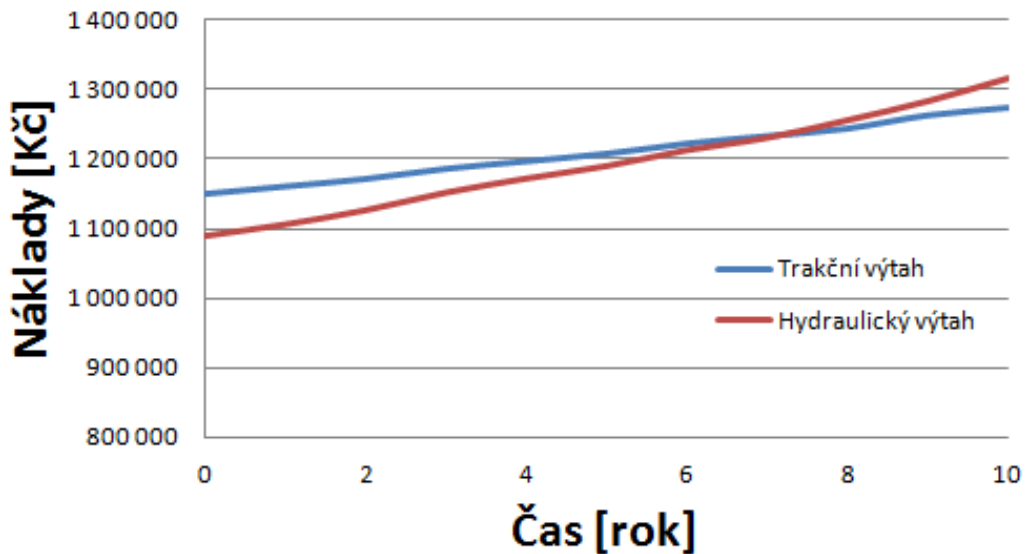
Při podrobnějším výpočtu spotřeby elektrické energie je nutné započítat i výše uvedené požadavky.

Abychom mohli porovnat celkové náklady na provoz výtahu v době 10-ti let, musí být ještě připočteny částky za pravidelné prohlídky a zkoušky výtahu. Ty jsou uvedeny v tab. 1. Ceny byly konzultovány s Ing. Miloslavem Matouškem z firmy REMA Trutnov, která se zabývá servisem a revizemi výtahů.

Celkové náklady na provoz výtahu v době 10-ti let jsou patrné na obr. 19. V tomto grafu jsou zahrnuty pořizovací náklady, poplatky za elektrickou energii a poplatky za revize. V grafu nejsou zahrnuty náklady na servis a případné mimo reklamační opravy, které jsou u jednotlivých výtahů různé. Graf představuje pouze náklady na bezporuchový provoz.

<b>Ceník prohlídek a zkoušek</b>			
<b>Typ prohlídky (zkoušky)</b>	<b>Četnost</b>	<b>Trakční výtah</b>	<b>Hydraulický výtah</b>
Provozní prohlídka	1x/2 týdny	150 Kč	150 Kč
Odborná prohlídka	3x/rok	990 Kč	990 Kč
Odborná zkouška	1x/3roky	3 600 Kč	3 600 Kč
Inspekční prohlídka	1x/9 let	4 500 Kč	4 500 Kč
Kontrola oleje (hydroskopie)	1x/(3÷5) let		1 490 Kč
Výměna oleje	1x/(5÷10) let		15 000 Kč
Pořizovací náklady		1 150 000 Kč	1 090 000 Kč

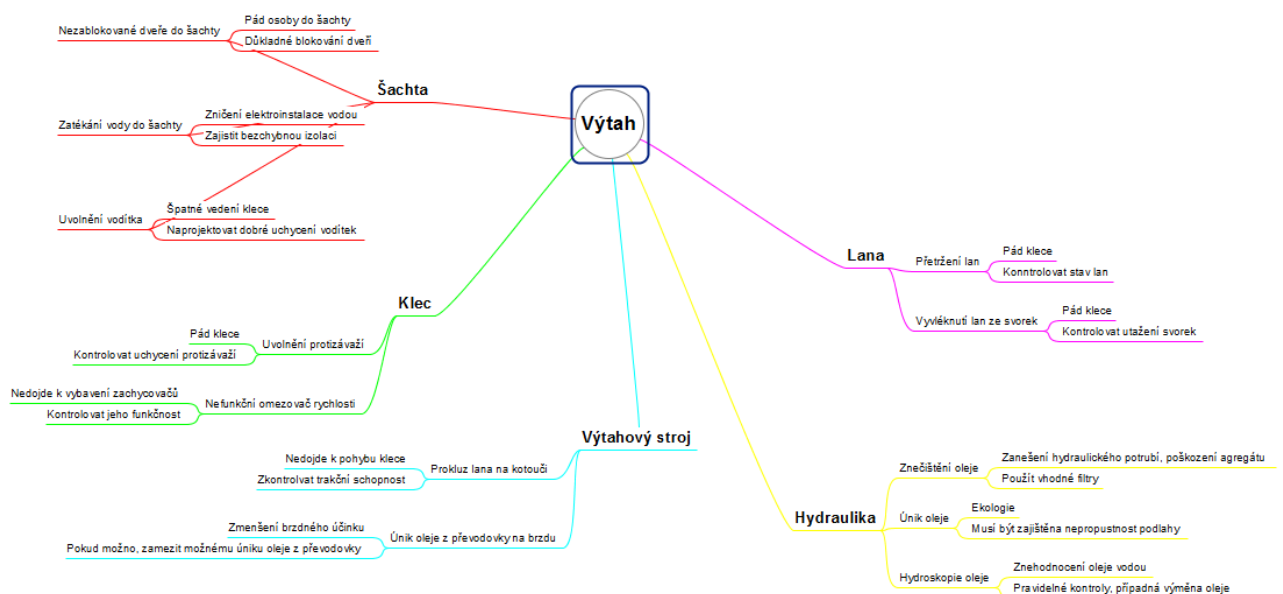
*Tab. 1 - Ceník prohlídek a zkoušek*



Obr. 19 - Porovnání nákladů na provoz výtahu v čase

### 3.4 Analýza rizik

Analýza rizik spočívá v určení možných rizik, která mohou nastat při provozu. Na obr. 20 je zobrazena analýza rizik pro výtah. Výtah jako celek, byl rozdělen do pěti možných uzlů. Ke každému uzlu je přiřazeno několik možných rizik, které mohou nastat. U každého rizika je v prvním řádku uvedeno, co může dané riziko způsobit. Ve druhém řádku pak, jak danému riziku předejít.



Obr. 20 - Analýza rizik provozu výtahu

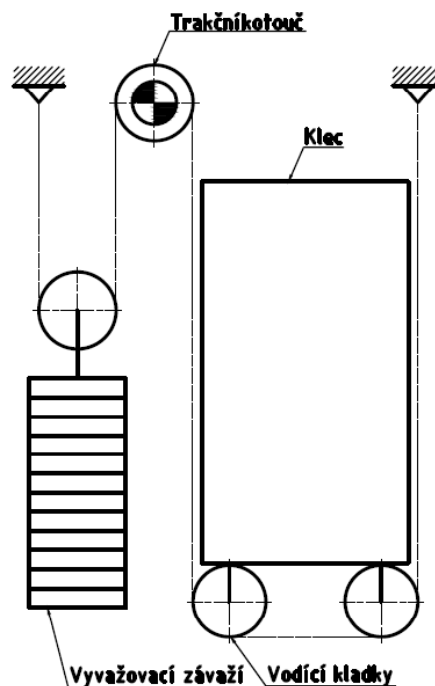
### 3.5. Zhodnocení volby typu výtahu

Na základě výše uvedených výhod, nevýhod, analýzy rizik a ekonomické analýzy provozu jednotlivých typů výtahů byl zvolen elektrický trakční výtah bez strojovny.

Zvolený typ výtahu má vyšší přepravní rychlost a nižší provozní náklady. Pokud nedojde k neočekávané poruše, bude zvolená technologie již po cca. 7. letech levnější i přes vyšší pořizovací náklady oproti hydraulickému výtahu. Další výhodou zvoleného typu výtahu je, že jeho součástí nejsou jemné mechanické komponenty jako např. části hydraulického obvodu. Tyto komponenty jsou náchylné na případné znečištění oleje, a pak může dojít k jejich poškození a následné výměně, která ještě zvýší náklady na provoz.

## 4 Návrh jednotlivých částí výtahu

V této části diplomové práce budou navrženy hlavní části zvoleného typu výtahu. Dále bude vytvořen vývojový model.



Obr. 21 Schéma výtahu

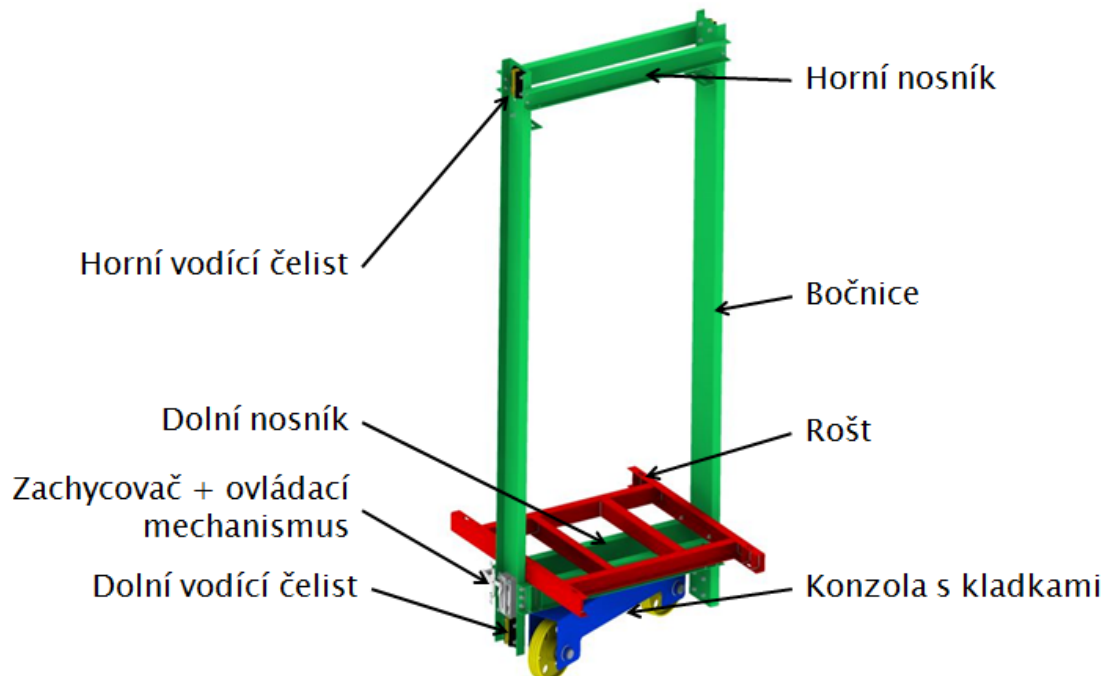
Na obr. 21 je schéma trakčního výtahu bez strojovny, který byl vybrán jako optimální varianta v předchozí kapitole. Výhodou tohoto uspořádání výtahu je fakt, že není potřeba strojovna. Bezpřevodový výtahový stroj je umístěn přímo ve výtahové šachtě. Případné opravy výtahového stroje probíhají přímo ze střechy klece. Proto byl zvolen lanový převod  $i_k = 2$ , s použitím tří nosných lan. Vodící kladky klece jsou umístěny diagonálně pod klecí.

### 4.1. Rám klece výtahu

Rám klece (viz. obr. 22) se skládá se tří hlavních částí: bočnice, horní nosník a dolní nosník. K dolnímu nosníku je pomocí šroubů připevněna konzola, která slouží k uložení vodících kladek. Dále je k dolnímu nosníku ještě přimontován rošt, na kterém bude umístěna kabina. V kapitole "5.1 Pevnostní výpočet rámu", je provedena pevnostní kontrola rámu klece a šroubových spojů mezi horním a dolním



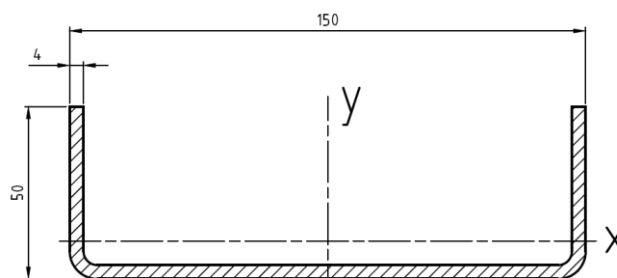
nosníkem a bočnicí. Materiál plechu, ze kterého je rám vyroben, je ocel 11 373. Dle [1] je maximální dovolené napětí na rámu  $96 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ .



Obr. 22 - Rám klece výtahu

#### 4.1.1 Bočnice

Bočnice jsou svislá táhla, která jsou hlavním nosným prvkem rámu klece výtahu. K bočnicím jsou pomocí šroubových spojů připevněny horní a dolní nosník. Dále jsou k bočnicím pomocí šroubových spojů připevněny vodící čelisti a zachycovače. Bočnice jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 4 mm a ohnuty do tvaru U o rozměrech 50 x 200 mm viz. obr. 23.



Obr. 23 - Profil bočnice

#### Charakteristiky bočnice

$$I_{x,b} = 2,22 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

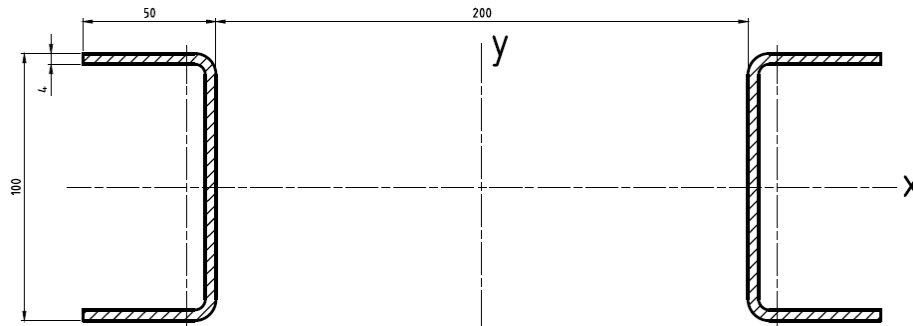
$$W_{ox,b} = 5\,687 \text{ mm}^3$$

$$k_2 = 36,24 \cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$$



### 4.1.2 Horní nosník

Horní nosník (viz. obr. 24) se skládá se dvou dílčích nosníků, ohnutých z plechu tloušťky 4 mm do tvaru U o rozměrech 50 x 100 mm.



Obr. 24 - Profil horního nosníku

#### Charakteristiky horního nosníku

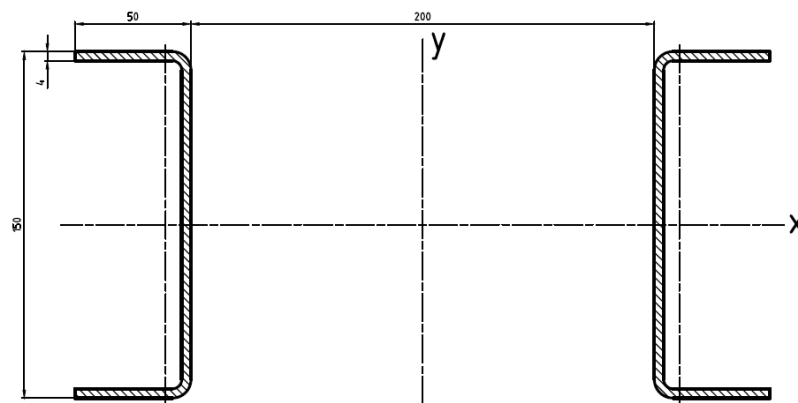
$$I_{x\_hn} = 22,64 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

$$W_{ox\_hn} = 45\,270 \text{ mm}^3$$

$$k_1 = 8,88 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

### 4.1.3 Dolní nosník

Dolní nosník se skládá ze dvou dílčích nosníků, ohnutých z plechu tloušťky 4 mm do tvaru U o rozměrech 50 x 150 mm. K dolnímu nosníku je pomocí šroubů připevněn rošt a konzola pro vodící kladky.



Obr. 25 - Profil dolního nosníku

#### Charakteristiky dolního nosníku

$$I_{x\_dn} = 59,46 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

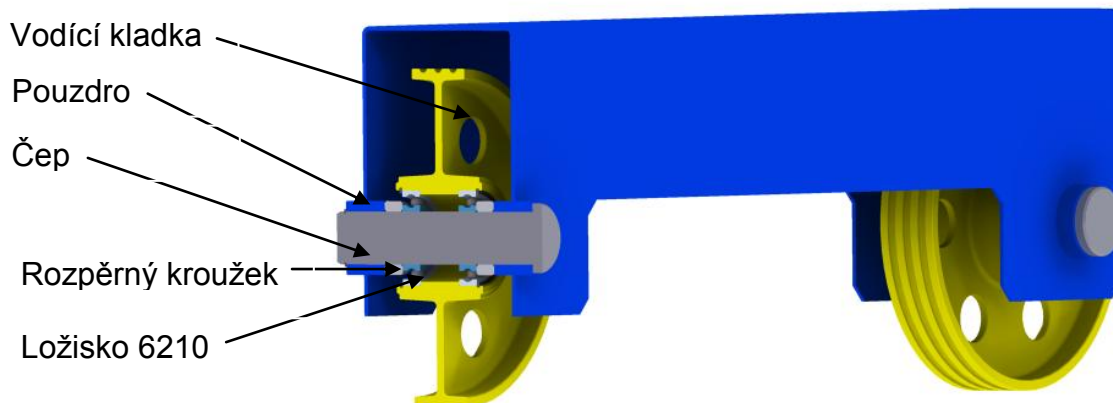
$$W_{ox\_dn} = 82\,308 \text{ mm}^3$$

$$k_3 = 2,33 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Veškeré průřezové charakteristiky zvolených profilů byly zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor.

#### 4.1.4 Konzola vodících kladek

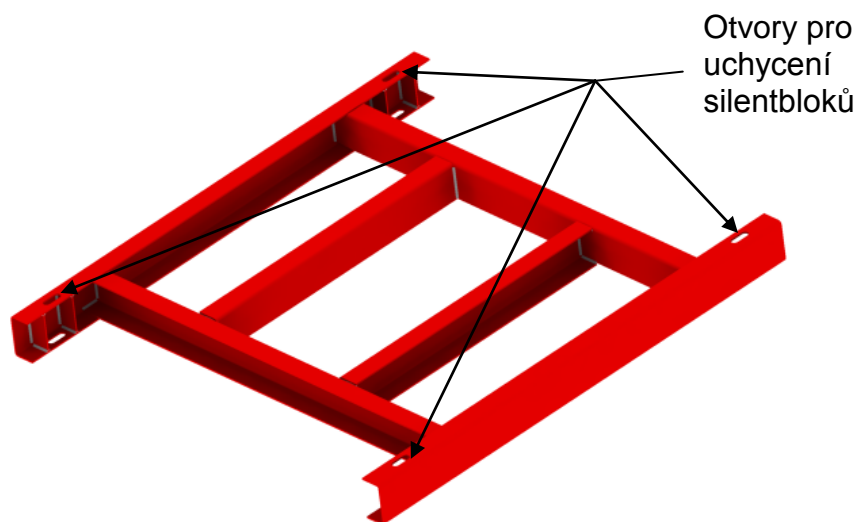
Konzola (viz. obr. 26) je určena pro uložení vodících kladek. V konzole jsou otvory, do kterých jsou přivařena pouzdra, v nichž jsou uloženy vodící kladky pomocí čepů. Pevnostní kontrola čepů je provedena v kapitole "5.1.6 Pevnostní kontrola čepu".



Obr. 26 - Uložení kladek v konzole

#### 4.1.5 Rošt

Rošt (viz. obr. 27) je součástí rámu, který slouží pro uchycení kabiny v rámu. Rošt je svařenec a skládá se z ohýbaných profilů z plechu o tloušťce 4 mm. V roštu jsou vyhotoveny čtyři otvory, do kterých bude uchycena kabina pomocí silentbloků. Součástí silentbloků jsou i čidla, která slouží jako vážící zařízení, aby nedošlo k přetížení klece.



Obr. 27 - Rošt

## Stanovení hmotnosti klece

Celková hmotnost rámu klece včetně příslušenství (zachycovače, vodící čelisti, ...) je 202 kg. Hmotnost výplně (kabinu), která bude uložena v rámu je 349 kg. Hmotnost dvou teleskopických kabinových dveří je 140 kg.

$$K = m_r + m_k + m_d = 202 + 349 + 140 = 691 \text{ kg} \quad (11)$$

## 4.2 Bezpečností komponenty

### 4.2.1 Zachycovače

Pro zachycovače dle [7] platí, že pokud dojde k volnému pádu klece, musí být střední zpomalení klece  $0,2 \div 1$  násobkem gravitačního zrychlení.

Jako vhodný zachycovač pro výtah pro přepravu osob volím klouzavý zachycovač, který nemá proti samosvornému zachycovači nežádoucí vliv na lidský organismus (gravitační přetížení). [2]

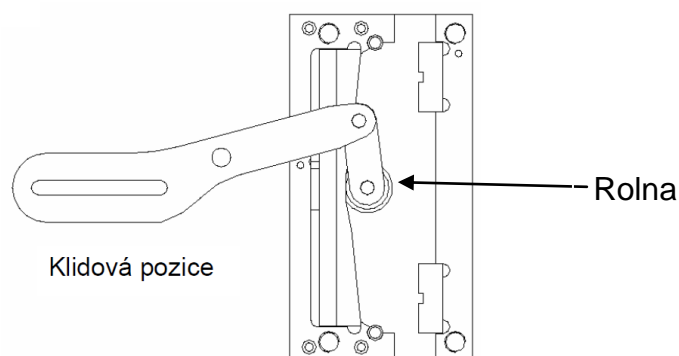
Další výhodou klouzavých zachycovačů je přijatelné namáhání konstrukce klece i vodítek. Klouzavé zachycovače dosahují malou silou značného brzdného účinku na delší dráze. [1]

Výpočet nosnosti zachycovače

$$P + Q = 691 + 450 = 1\,141 \text{ kg} \quad (12)$$

Volím tedy klouzavý obousměrný zachycovač DYNATECH PR 2000-UD, který je možno použít pro rozsah  $P+Q = (505 \div 1314)$  kg, což je vyhovující.

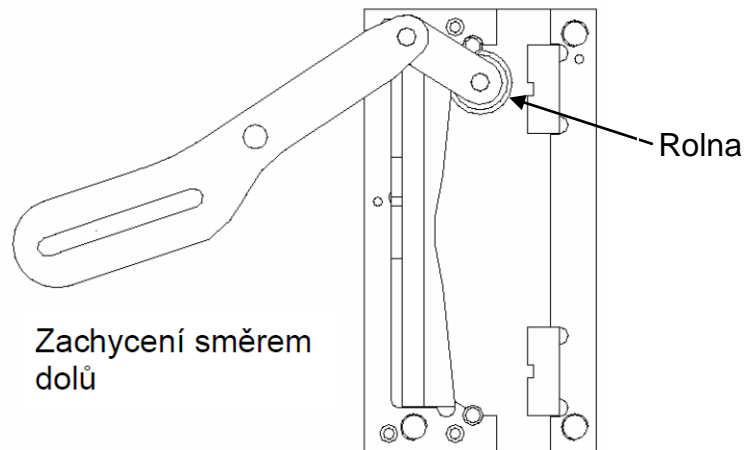
Na obr. 28 je zobrazena klidová pozice zachycovače, kdy je rolna v pozici, která je při normálním provozu.



Obr. 28 - Klidová pozice zachycovače [6]



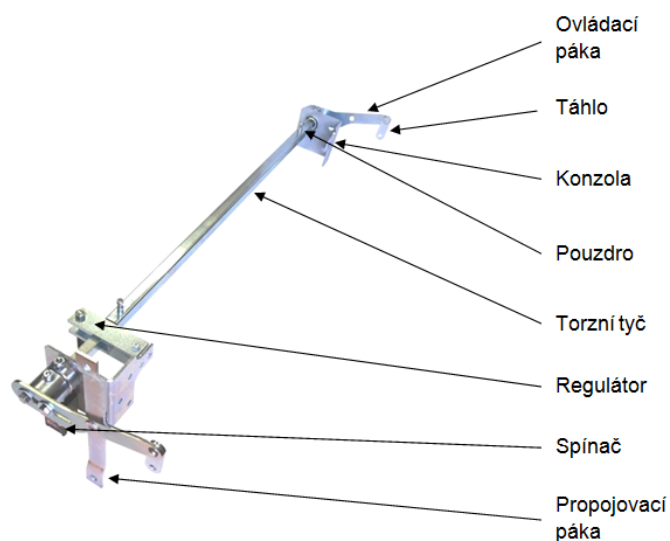
V případě nekontrolovaného pohybu klece směrem dolů, je přes omezovač rychlosti vybaven ovládací mechanismus zachycovačů a přes ovládací páku a táhlo (viz. obr. 30) je posunuta rolna směrem nahoru (viz. obr. 29). V případě nekontrolovaného pohybu klece směrem nahoru, je rolna posunuta dolů.



Obr. 29 - Pozice zachycovače při zachycení směrem dolů [6]

#### 4.2.2 Ovládací mechanismus zachycovačů

Omezovač rychlosti je u výtahu instalován pouze jeden a je umístěn na jedné straně klece. Ovšem zachycovače jsou dva, na každém vodítku jeden. Jelikož je dán požadavek, aby k vybavení zachycovačů došlo ve stejný okamžik, musí být oba zachycovače propojeny. K tomu slouží ovládací mechanismus DYNATECH T3 (viz. obr. 30). Tento mechanismus byl zvolen na základě požadavku výrobce zachycovačů.



Obr. 30 - Ovládací mechanismus zachycovačů DYNATECH T3 [6]



## Princip ovládacího mechanismu zachycovačů

Táhla jsou k oběma zachycovačům připojena pomocí ovládací páky, která je propojena s torzní tyčí. Ta je uložena ve dvou pouzdrech. Pouzdra jsou umístěna na konzole, která se pomocí šroubů připevní na rám klece. Citlivost zařízení se nastavuje pomocí regulátoru. V případě vybavení zachycovačů je bezpečnostní obvod přerušen spínačem. K lanku omezovače rychlosti se ovládací mechanismus připojí přes oka na propojovací páce.

### 4.2.3 Omezovač rychlosti

K zapůsobení omezovače rychlosti a zachycovačů musí dojít dle [7] minimálně při 115% jmenovité rychlosti a nižší. V případě použití klouzavých zachycovačů se jedná o jmenovitou rychlost do  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  včetně.

Výpočet vybavovací rychlosti

$$v_{vyb} = v_{jm} \cdot 1,15 = 1 \cdot 1,15 = 1,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (13)$$

Jako vhodný omezovač rychlosti byl zvolen DYNATECH LBD 300A3 (viz. obr. 31), jehož vybavovací rychlost se dá nastavit v intervalu  $v_{vyb} = (0,8 \div 2) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .



Obr. 31 - Omezovač rychlosti DYNATECH LBD 300A3 [6]

### 4.2.4 Nárazníky

Výtahy musejí mít na dolním konci dráhy klece a vyvažovacího zařízení nárazníky. Plochy nárazníků na něž dosedá klec musejí být na podstavci o takové výšce, aby v prohlubni výtahové šachty byl prostor pro kvádr o minimálních rozměrech  $0,5 \text{ m} \times 0,6 \text{ m} \times 1,0 \text{ m}$ . [7]

Byla zvolena dvojice gumových nárazníků ETN A6 (viz. obr. 32) o rozměrech:  $D_n = 100 \text{ mm}$ ,  $H_n = 160 \text{ mm}$ . Nárazníky vyhovují normě ČSN EN 81-1+A3 (nárazníky s akumulací energie lze použít do  $v_{jm} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). Při jmenovité rychlosti výtahu  $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  lze tyto nárazníky použít pro zatížení  $(230 \div 3\,500) \text{ kg}$ .



Obr.32 - Nárazník ETN A6 [6]

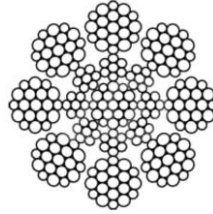
### 4.3 Nosné prostředky

Dle [7] musí být klec a vyvažovací závaží zavěšeny na ocelových laněch nebo na ocelových řetězech. Minimální počet lan nebo řetězů je 2. Pokud jsou použita lana, musí být jejich minimální jmenovitý průměr  $8 \text{ mm}$ . Jmenovitá pevnost drátů v tahu musí být  $1\,570 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  nebo  $1\,770 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  (při použití lan s dráty stejné pevnosti) a nebo  $1\,370 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  pro vnější dráty a  $1\,770 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  pro vnitřní dráty u lan se dvěma jmenovitými pevnostmi drátů v tahu. Ostatní parametry musejí odpovídat parametrům stanoveným v příslušných evropských normách.

Jako vhodné lano pro výtah s lanovým převodem 2:1 volím osmi-pramenné ocelové lano PAWO F7S (viz. obr. 33) konstrukce Warrington, které je vhodné pro instalace, kde je životnost více ovlivňována podílem ohybové únavy. Toto lano je vhodné pro malé až střední zdvihy a normální až silný provoz. Dále má dlouhou životnost a je odolné vůči opotřebení. Parametry zvoleného lana odpovídají mezinárodní normě

ISO 4344. [6]

Hlavní charakteristiky lana [6]:	- průměr	8 mm
	- hmotnost	0,28 kg/m
	- minimální tržná síla	44,6 kN
	- konstrukce	8 x 19W
	- třída pevnosti	$1\,570 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$



Obr. 33 - Lano PAWO F7S od firmy Gustav Wolf [6]

Dle [7] je nutné stanovit součinitel bezpečnosti lan dle rovnice (14). Pokud vyjde  $S_l \geq 12$  musí být výsledná bezpečnost lan větší než hodnota  $S_l$ . Jestli vypočtená hodnota bude  $S_l < 12$ , musí být výsledná bezpečnost lan větší než 12.

$$\begin{aligned}
 S_l &= 10 \cdot \left( 2,6834 - \frac{\log \left( \frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot N_{equiv}}{\left(\frac{D_t}{d_r}\right)^{8,567}} \right)}{\log \left( 77,09 \cdot \left(\frac{D_t}{d_r}\right)^{-2,894} \right)} \right) = & (14) \\
 &= 10 \cdot \left( 2,6834 - \frac{\log \left( \frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot 17,2}{\left(\frac{320}{8}\right)^{8,567}} \right)}{\log \left( 77,08 \cdot \left(\frac{320}{8}\right)^{-2,894} \right)} \right) = 13,59
 \end{aligned}$$

Minimální bezpečnost nosnosti lan bude 13,59.

Výpočet ekvivalentního počtu kladek

$$N_{equiv} = N_{equiv(t)} + N_{equiv(p)} = 15,2 + 2 = 17,2 \quad (15)$$

$N_{equiv(t)}$  voleno dle [7, strana 165]

Výpočet ekvivalentního počtu hnacích kotoučů

$$N_{equiv(p)} = K_p \cdot (N_{ps} + 4 \cdot N_{pr}) = 1 \cdot (2 + 4 \cdot 0) = 2 \quad (16)$$

Výpočet poměru průměru hnacího kotouče a kladky

$$K_p = \left(\frac{D_t}{D_p}\right)^4 = \left(\frac{320}{320}\right)^4 = 1 \quad (17)$$



Výpočet bezpečnosti lan

$$k_l = \frac{n_c \cdot N_1}{\left(\frac{Q + K}{i_k} + m_L\right) \cdot g} = \frac{3 \cdot 44\,600}{\left(\frac{450 + 691}{2} + 7,56\right) \cdot 9,81} = 23,6 \geq 13,59 \quad (18)$$

Navržené lano vyhovuje neboť požadovaná bezpečnost je téměř dvojnásobná.

## 4.4 Vyvažovací závaží

Dle [7] musí hmotnost vyvažovacího závaží vyrovnávat hmotnost klece a zároveň (0,4 ÷ 0,5) nosnosti klece.

Z intervalu (0,40 ÷ 0,5) volím 0,5.

$$Z = K + 0,5 \cdot Q = 691 + 0,5 \cdot 450 = 916 \text{ kg} \quad (19)$$

## 4.5 Výtahový stroj

V kapitole "3.3.1 Spotřeba elektrické energie trakčního výtahu" byl vypočítán v rovnici (4) potřebný výkon pro bezpřevodový výtahový stroj. Na základě výpočtu byl vybrán výtahový stroj ZIEHL-ABEGG SM200.20C (viz. obr. 34) s následujícími parametry [6]:

- Jmenovitý výkon	3,3 kW
- Jmenovitý moment	330 N·m
- Záběrový moment	570 N·m
- Jmenovitý moment brzdy	2 x 410 N·m
- Přípustné zatížení hřídele	2 440 kg
- Moment setrvačnosti	0,011 kg·m <sup>2</sup>



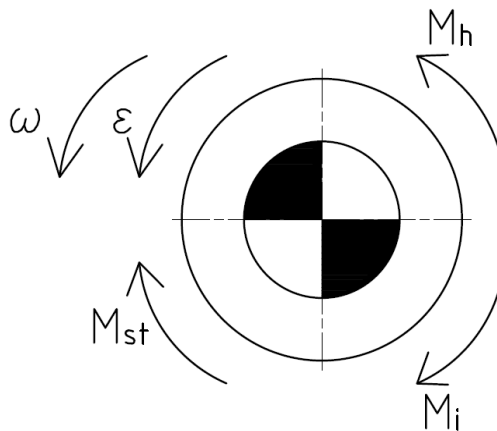
Obr. 34 - Výtahový stroj ZIEHL ABEGG SM 200.20C [6]

#### 4.5.1 Kontrola přípustného zatížení hřídele

$$\frac{K + Q + Z}{i_k} = \frac{691 + 450 + 916}{2} = 1\,028,5 \text{ kg} \leq 2\,440 \text{ kg} \quad (20)$$

#### 4.5.2 Kontrola rozjezdu plně zatížené klece směrem nahoru

Inerční moment je třeba pro zrychlení nebo zpomalení všech pohyblivých hmot. Statický moment je třeba k udržení soustavy v klidu nebo v rovnoměrném pohybu. Působení momentů na trakčním kotouči je zobrazeno na obr. 35.



Obr. 35 - Působení momentů na trakčním kotouči

Moment setrvačnosti trakčního kotouče

$$J_t = \frac{\pi}{32} \cdot (D_t^4 - d_t^4) \cdot s_t \cdot \rho_t = \frac{\pi}{32} \cdot (0,32^4 - 0,25^4) \cdot 0,11 \cdot 7850 = 0,56 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (21)$$

Moment setrvačnosti zátěže

$$J_m = \frac{Q + K + Z}{i_k} \cdot \left(\frac{v_j}{\omega}\right)^2 = \frac{450 + 691 + 916}{2} \cdot \left(\frac{1}{12,57}\right)^2 = 6,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (22)$$

Úhlová rychlost trakčního kotouče

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2 = 12,57 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (23)$$

Inerční moment

$$M_i = (J_m + J_t + J_{mot}) \cdot \varepsilon_t = (6,57 + 0,56 + 0,011) \cdot 3,13 = 22,35 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (24)$$



Úhlové zrychlení trakčního kotouče

$$\varepsilon_t = \frac{2 \cdot a_t}{D_t} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,32} = 3,13 \text{ s}^{-1} \quad (25)$$

Statický moment

$$M_{st} = \frac{(Q + K - Z) \cdot g}{i_k} \cdot \frac{D_t}{2} = \frac{(450 + 691 - 916) \cdot 9,81}{2} \cdot \frac{0,32}{2} = 176,58 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (26)$$

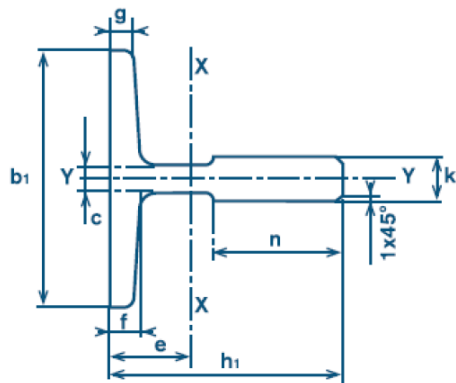
Celkový hnací moment

$$M_h = M_i + M_{st} = 22,35 + 176,58 = 199 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 570 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (27)$$

Plně zatížený výtah se bez potíží rozjede směrem nahoru.

## 4.6 Vodítka

Předpokládá se použití vodítek Monteferro T90 x 75 x 16 mm (viz. obr. 36). Vodítka jsou tažená za studena, vyrobená z oceli 11 373. Použitá vodítka odpovídají normě ISO 7465. V kapitole "4.2 Výpočet vodítek" je provedena pevnostní kontrola vodítek.



b <sub>1</sub> [mm]	h <sub>1</sub> [mm]	k <sub>1</sub> [mm]	n [mm]	c <sub>v</sub> [mm]	e [mm]	f [mm]	g [mm]
90	75	16	42	10	26,1	10	8

Obr. 36 - Vodítka Monteferro T90 x 75 x 16 [6]



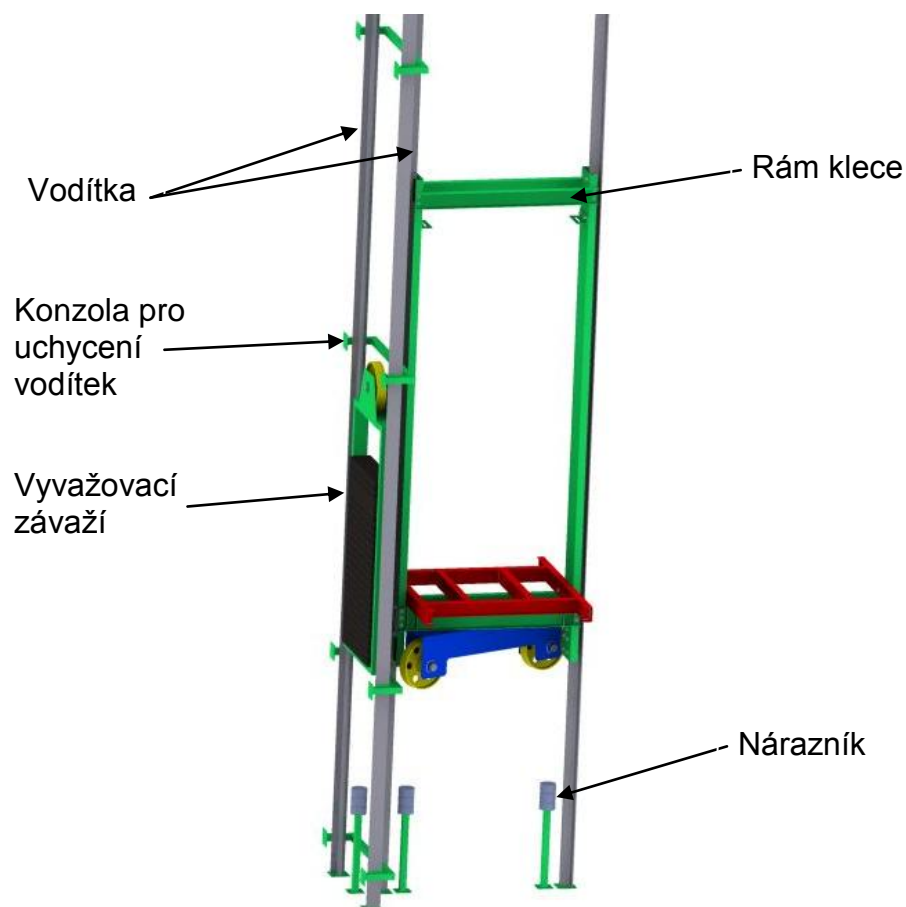
K zajištění vedení výtahové klece budou použity kluzné vodící čelisti HSM 140 (viz. obr. 37).



Obr. 37 - Kluzná vodící čelist HSM 140 [6]

## 4.7 Vývojový model

Na obr. 38 je vývojový model dispozičního řešení výtahu. Skládá se z vodítek, rámu klece, nárazníků, vyvažovacího závaží a konzolí pro uchycení vodítek.



Obr. 38 - Vývojový model



## 5 Pevnostní výpočty

V této části diplomové práce budou provedeny kontrolní pevnostní výpočty vybraných částí.

### 5.1 Pevnostní výpočet rámu klece

Výpočet rámu bude proveden jako statický výpočet. K vypočtení potřebného namáhání, které působí na rám klece, byla použita deformační metoda. U deformační metody volíme jednotkovou deformaci (v případě rámu volíme úhel natočení) a vypočítáme příslušné zatížení (ohybový moment).

Výpočet rámu s tuhými rohy bude proveden pro tři varianty zatížení [1]:

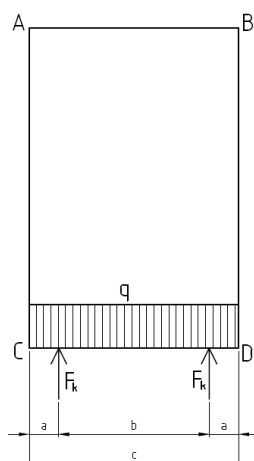
- Zatížení během provozu
- Zatížení při zachycení klece zachycovači na vodičkách
- Zatížení při dosednutí klece na nárazník

#### 5.1.1 Zatížení rámu během provozu

Předpokládáme rovnoměrné spojitě zatížení v dolní části rámu o celkové velikosti  $q_1$  (viz. rovnice 28). V dolní části rámu působí také dvě osamělé síly od vodičích kladek  $F_k$  (viz. rovnice 29). Tyto síly působí jako reakce v místě, kde budou umístěny vodičí kladky lana. Na obr. 39 je zobrazeno zatížení klece.

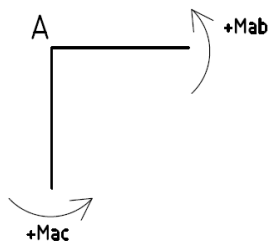
$$q_1 = \frac{(G + K) \cdot g}{c} = \frac{(450 + 691) \cdot 9,81}{1070} = 10,46 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (28)$$

$$F_k = \frac{(G + K) \cdot g}{2} = \frac{(450 + 691) \cdot 9,81}{2} = 5\,596,6 \text{ N} \quad (29)$$



Obr. 39 - Zatížení klece při provozu

Na obr. 40 je zobrazeno uvolnění levého horního styčnicku rámu, kde zavedeme ohybové momenty  $M_{ab}$  (od styčnicku A do styčnicku B) a  $M_{ac}$  (od styčnicku A do styčnicku C). Součet těchto momentů je nulový (viz. rovnice 30).



Obr. 40 - Uvolnění levého horního styčnicku

$$M_{ab} + M_{ac} = 0 \quad (30)$$

Dále stanovíme rovnice celkové momenty  $M_{ab}$  a  $M_{ac}$  (viz. rovnice 31 a 32)

$$M_{ab} = \overline{M}_{ab} + k_1 \cdot (2 \cdot \varphi_a + \varphi_b) \quad (31)$$

$$M_{ac} = \overline{M}_{ac} + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_a + \varphi_c) \quad (32)$$

Z důvodu, že nepůsobí na pruty žádné vnější zatížení budou momenty elementů nulové (viz. rovnice 33 a 34). Tyto rovnice dosadíme do rovnic 31 a 32.

$$\overline{M}_{ab} = 0 \quad (33)$$

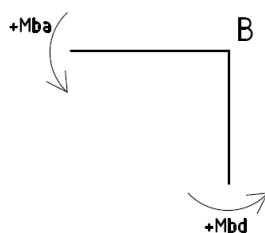
$$\overline{M}_{ac} = 0 \quad (34)$$

Následně dosadíme rovnice 31 a 32 do rovnice 30 a dostaneme rovnici 35.

$$k_1 \cdot (2 \cdot \varphi_a + \varphi_b) + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_a + \varphi_c) = 0 \quad (35)$$

Úplně stejný postup použijeme při uvolnění pravého horního styčnicku (viz. obr. 41). Na pruty v pravém horním styčnicku stejně jako v předchozím případě nepůsobí žádné vnější zatížení.

$$M_{ba} + M_{bd} = 0 \quad (36)$$



Obr. 41 - Uvolnění pravého horního styčnicku

$$M_{ba} = \overline{M}_{ba} + k_1 \cdot (2 \cdot \varphi_b + \varphi_a) \quad (37)$$

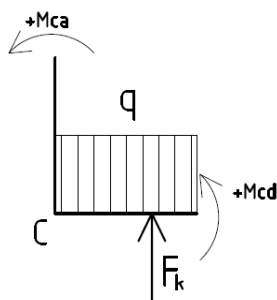
$$M_{bd} = \overline{M}_{bd} + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_b + \varphi_d) \quad (38)$$

$$\overline{M}_{ba} = 0 \quad (39)$$

$$\overline{M}_{bd} = 0 \quad (40)$$

$$k_1 \cdot (2 \cdot \varphi_b + \varphi_a) + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_b + \varphi_d) = 0 \quad (41)$$

Stejný postup zvolíme i při uvolňování levého dolního styčnicku (viz. obr. 42). Jenom u elementu CD (element ze styčnicku C do styčnicku D) již budeme uvažovat vnější zatížení, které na element působí (viz. rovnice 46).



Obr. 42 - Uvolnění levého dolního styčnicku

$$M_{ca} + M_{cd} = 0 \quad (42)$$

$$M_{ca} = \overline{M}_{ca} + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_c + \varphi_a) \quad (43)$$



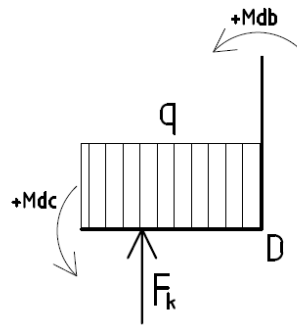
$$M_{cd} = \overline{M}_{cd} + k_3 \cdot (2 \cdot \varphi_c + \varphi_d) \quad (44)$$

$$\overline{M}_{ca} = 0 \quad (45)$$

$$\overline{M}_{cd} = \frac{q_1 \cdot c^2}{12} - F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \quad (46)$$

$$k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_c + \varphi_a) + k_3 \cdot (2 \cdot \varphi_b + \varphi_d) = -\frac{q_1 \cdot c^2}{12} + F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \quad (47)$$

Při uvolňování styčnicku D (viz. obr. 43) použijeme totožný postup jako při uvolnění styčnicku C.



Obr. 43 - Uvolnění pravého dolního styčnicku

$$M_{db} + M_{dc} = 0 \quad (48)$$

$$M_{db} = \overline{M}_{db} + k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_d + \varphi_b) \quad (49)$$

$$M_{dc} = \overline{M}_{dc} + k_3 \cdot (2 \cdot \varphi_d + \varphi_c) \quad (50)$$

$$\overline{M}_{ca} = 0 \quad (51)$$

$$\overline{M}_{cd} = -\frac{q_1 \cdot c^2}{12} + F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \quad (52)$$

$$k_2 \cdot (2 \cdot \varphi_d + \varphi_b) + k_3 \cdot (2 \cdot \varphi_d + \varphi_c) = +\frac{q_1 \cdot c^2}{12} - F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \quad (53)$$

Abychom mohli vypočítat deformace  $\varphi_i$  dosadíme rovnice (35), (41), (47) a (53) do maticového zápisu (54). Tímto krokem dostaneme soustavu čtyř rovnic pro čtyři neznámé deformace.

$$\bar{A} \cdot \bar{x} = \bar{b} \quad (54)$$

Kde  $\bar{A}$  je matice tuhosti,  $\bar{b}$  je matice vnějšího zatížení a  $\bar{x}$  je matice deformací.

$$\bar{A} = \begin{pmatrix} 2 \cdot k_1 + 2 \cdot k_2 & k_1 & k_2 & 0 \\ k_1 & 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_1 & 0 & k_2 \\ k_2 & 0 & 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 & k_3 \\ 0 & k_2 & k_3 & 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 \end{pmatrix} \quad (55)$$

$$\bar{x} = \begin{pmatrix} \varphi_a \\ \varphi_b \\ \varphi_c \\ \varphi_d \end{pmatrix} \quad (56)$$

$$\bar{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{q \cdot c^2}{12} + F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \\ +\frac{q \cdot c^2}{12} - F_k \cdot \frac{a \cdot b}{c} \end{pmatrix} \quad (57)$$

Výpočet byl proveden pomocí programu MS EXCEL.

$$\varphi_a = 4,66 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\varphi_b = -4,66 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\varphi_c = -12,36 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\varphi_d = 12,36 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

Tyto vypočítané deformace dosadíme do rovnic (31), (32), (37), (38), (43), (44), (49) a (50). Dosazením dostaneme neznámé ohybové momenty, které působí ve styčnicích.

$$M_{ab} = 4\,141 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ba} = -4\,141 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ac} = -4\,141 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ca} = -8\,788 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{bd} = 4\,141 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



$$M_{db} = 8\,788 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

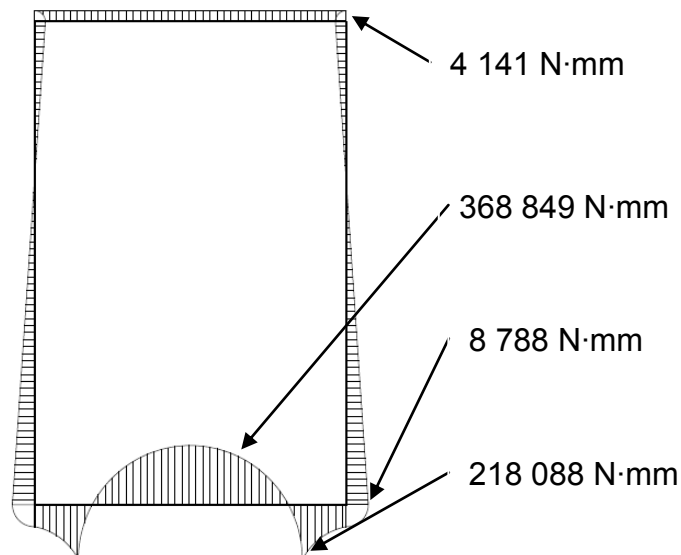
$$M_{cd} = 8\,788 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{dc} = -8\,788 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Nyní bude dopočítán maximální ohybový moment.

$$\begin{aligned}
 M_{o\_max1} &= \frac{q_1 \cdot c^2}{8} - F_k \cdot a - M = \frac{10,46 \cdot 1\,070^2}{8} - 5\,596,6 \cdot 200 - 8\,788 = & (58) \\
 &= 368\,849 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Na obr. 44 je zobrazen průběh ohybového momentu při zatížení rámu během provozu.



Obr. 44 - Průběh ohybového momentu během provozu

Po vynesení ohybového momentu bude pevnostně zkontrolován dolní nosník, který je nejvíce namáhanou částí rámu.

$$\sigma_{01} = \frac{M_{o\_max1}}{W_{ox\_dn}} = \frac{368\,849}{82\,308} = 4,48 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (59)$$

Dle [1] je maximální dovolené napětí pro rám  $96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

Výpočet maximálního průhybu dolního nosníku dle [1]

$$y_1 = \frac{M_{o\_max1} \cdot c^4}{48 \cdot E \cdot I_{x\_dn} \cdot \left(\frac{c}{2}\right)^2} = \frac{368\,849 \cdot 1\,070^4}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 59,45 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1070}{2}\right)^2} = 0,027 \text{ mm} \quad (60)$$

Maximální dovolený průhyb dolního nosníku je jedna tisícina délky nosníku. [1]

### 5.1.2 Zatížení rámu při zachycení klece zachycovači

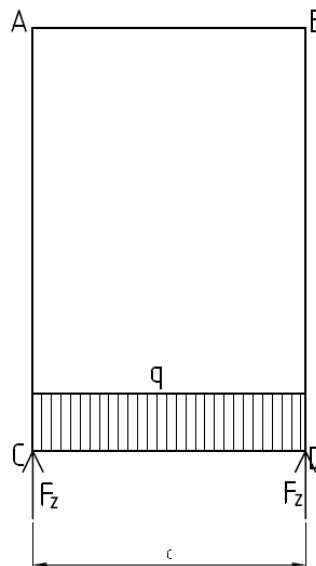
Předpokládáme rovnoměrné spojité zatížení v dolní části rámu o celkové velikosti  $q_2$  (viz. rovnice 61). Síla  $F_z$  vyvozená zachycovači nebude ve výpočtu uvažovaná, protože působí přímo ve styčnicku. Na obr. 45 je zobrazeno zatížení klece.

$$q_2 = \frac{\psi_1 \cdot (G + K) \cdot g}{c} = \frac{2 \cdot (450 + 691) \cdot 9,81}{1070} = 20,92 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (61)$$

$\psi_1$  je dynamický součinitel, který je vypočítán dle [1]

$$\psi_1 = 1 + \frac{a_1}{g} = 1 + \frac{9,81}{9,81} = 2 \quad (62)$$

Dle [7] má hodnota zpoždění  $a_1$  ležet v intervalu  $(0,2 \div 1) \cdot g$ .



Obr. 45 - Zatížení klece při zachycení zachycovači

Následující postup výpočtu deformací a ohybových momentů je stejný jako v kapitole "5.1.1 Maximální zatížení rámu během provozu", a to jak při uvolňování styčnicku, tak i při dosazování do rovnic a do matic. Proto již zde budou uvedeny pouze výsledky deformací a momentů.

$$\varphi_a = 3,13 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\varphi_b = -3,13 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\varphi_c = -8,3 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\varphi_d = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$



$$M_{ab} = 27\,812 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ba} = -27\,812 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ac} = -27\,812 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ca} = -59\,027 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{bd} = 27\,812 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{db} = 59\,027 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

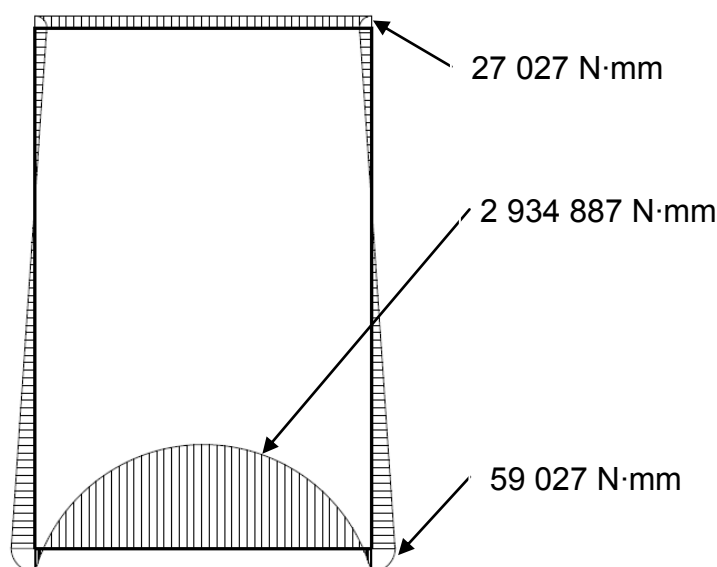
$$M_{cd} = 59\,027 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{dc} = -59\,027 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Nyní bude dopočítán maximální ohybový moment.

$$M_{o\_max2} = \frac{q_2 \cdot c^2}{8} - M = \frac{20,92 \cdot 1\,070^2}{8} - 57\,0272\,934\,887 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (63)$$

Na obr. 46 je zobrazen průběh ohybového momentu při zachycení klece zachycovači.



Obr. 46 - Průběh ohybového momentu při zachycení klece zachycovači

Po vynesení ohybového momentu bude pevnostně zkontrolován dolní nosník, který je nejvíce namáhanou částí rámu.

$$\sigma_{02} = \frac{M_{o\_max2}}{W_{ox\_dn}} = \frac{2\,934\,887}{82\,308} = 35,66 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (64)$$

Dle [1] je maximální dovolené napětí pro rám  $96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .





Výpočet maximálního průhybu dolního nosníku dle [1]

$$y_2 = \frac{M_{o\_max3} \cdot c^4}{48 \cdot E \cdot I_{x\_dn} \cdot \left(\frac{c}{2}\right)^2} = \frac{2\,934\,887 \cdot 1\,070^4}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 59,46 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1070}{2}\right)^2} = 0,23 \text{ mm} \quad (65)$$

Maximální dovolený průhyb dolního nosníku je jedna tisícina délky nosníku. [1]

### 5.1.3 Zatížení rámu při dosednutí klece na nárazníky

Předpokládáme rovnoměrné spojité zatížení v dolní části rámu o celkové velikosti  $q_3$  (viz. rovnice 66). V dolní části rámu působí také dvě osamělé síly od nárazníků  $F_N$  (viz. rovnice 68). Tyto síly působí jako reakce v místě, kde budou umístěny nárazníky. Na obr. 47 je zobrazeno zatížení klece.

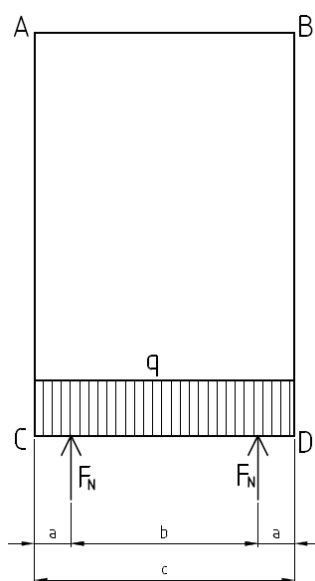
$$q_3 = \frac{\psi_2 \cdot (G + K) \cdot g}{c} = \frac{1,5 \cdot (450 + 691) \cdot 9,81}{1070} = 15,69 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (66)$$

$\psi_2$  je dynamický součinitel, který je vypočítán dle [1]

$$\psi_2 = 1 + \frac{a_2}{g} = 1 + \frac{4,9}{9,81} = 1,5 \quad (67)$$

Dle [7] má být hodnota zpoždění  $a_2$  menší než  $a_1$ , proto je zvolena hodnota  $0,5 \cdot g$ .

$$F_N = \frac{\psi_2 \cdot (G + K) \cdot g}{2} = \frac{1,5 \cdot (450 + 691) \cdot 9,81}{2} = 8\,395 \text{ N} \quad (68)$$



Obr. 47 - Zatížení klece při dosednutí na nárazníky

Následující postup výpočtu deformací a ohybových momentů je stejný jako v kapitole "5.1.1 Maximální zatížení rámu během provozu", a to jak při uvolňování styčnicku, tak i při dosazování do rovnic a do matic.

$$\varphi_a = 1,54 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\varphi_b = -1,54 \cdot 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\varphi_c = -4,09 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$\varphi_d = 4,09 \cdot 10^{-4} \text{ rad}$$

$$M_{ab} = 13\,738 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ba} = -13\,738 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ac} = -13\,738 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{ca} = -29\,157 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{bd} = 13\,738 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{db} = 29\,157 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{cd} = 29\,157 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{dc} = -29\,157 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Nyní bude dopočítán maximální ohybový moment.

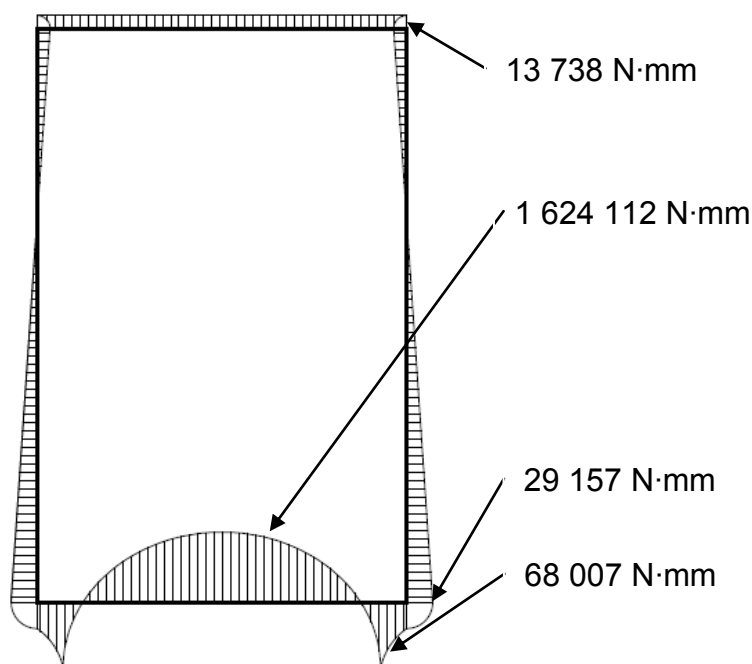
$$\begin{aligned}
 M_{o\_max3} &= \frac{q_3 \cdot c^2}{8} - F_N \cdot a - M = \frac{15,69 \cdot 1\,070^2}{8} - 8\,395 \cdot 70 - 29\,157 = & (69) \\
 &= 1\,624\,112 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

Na obr. 48 je zobrazen průběh ohybového momentu pro zatížení rámu při dosednutí na nárazníky.

Po vynesení ohybového momentu bude pevnostně zkontrolován dolní nosník, který je nejvíce namáhanou částí rámu.

$$\sigma_{03} = \frac{M_{o\_max3}}{W_{ox\_dn}} = \frac{1\,624\,112}{82\,308} = 19,73 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq 96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (70)$$

Dle [1] je maximální dovolené napětí pro rám  $96 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .



Obr. 48 - Průběh ohybového momentu při dosednutí klece na nárazníky

Výpočet maximálního průhybu dolního nosníku dle [1]

$$y_3 = \frac{M_{o\_max3} \cdot c^4}{48 \cdot E \cdot I_{x\_dn} \cdot \left(\frac{c}{2}\right)^2} = \frac{1\,624\,112 \cdot 1\,070^4}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 59,46 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{1070}{2}\right)^2} = 0,12 \text{ mm} \quad (71)$$

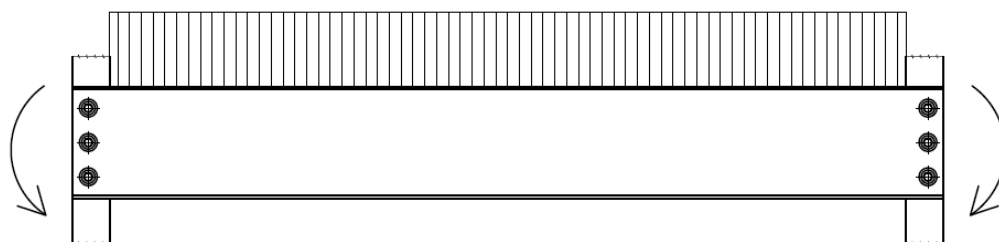
Maximální dovolený průhyb dolního nosníku je jedna tisícina délky nosníku. [1]

Po vypočítání ohybových momentů pro všechny případy namáhání je zřejmé, že nejvíce bude rám namáhán, když klec bude zachycena zachycovači.

### 5.1.4 Návrh a pevnostní kontrola šroubů dolního nosníku rámu

Pro návrh a kontrolu šroubů, kterými je připevněn dolní nosník k bočnici, bude uvažováno zatížení, kterým je namáhán dolní nosník při zachycení klece zachycovači, tedy to největší namáhání.

Na obr. 49 je zobrazen dolní nosník rámu klece. Je zatížen spojitým zatížením a ohybovým momentem. Nosník je k rámu klece připevněn pomocí 12-ti šroubů.



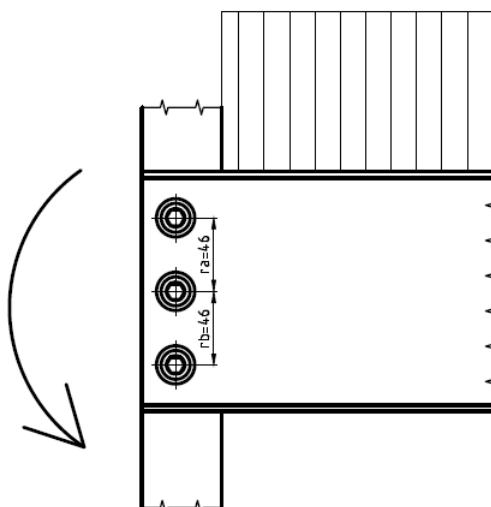
Obr. 49 Dolní nosník rámu klece

Nejprve musí být určena síla, která působí na jeden šroub od spojitého zatížení.

$$F_{q2} = q_2 \cdot c = 20,92 \cdot 1070 = 22\,384,4 \text{ N} \quad (72)$$

$$F_{q2_s} = \frac{F_{q2}}{n_s} = \frac{22\,384,4}{12} = 1\,866 \text{ N} \quad (73)$$

Následně bude určena síla působící na šroub od reakčního ohybového momentu. Způsob určení této síly byl proveden dle [14, strana 479]. Na obr. 50 je schéma jedné poloviny dolního nosníku klece výtahu. V prostředním šroubu je určen fiktivní geometrický střed. Předpokládá se, že tento šroub bude pouze namáhán silou od spojitého zatížení. Zůstanou tedy 4 šrouby, které budou přenášet reakční ohybový moment. Jelikož jsou obě ramena stejná od fiktivního geometrického středu můžeme použít následující výpočet.



Obr. 50 - Jedna polovina dolního šroubového spoje

$$F_{M1} = \frac{M}{4 \cdot r} = \frac{59\,027}{4 \cdot 46} = 321\,N \quad (74)$$

Následně použijeme vektorový součet a získáme výslednou sílu působící kolmo na osu šroubu.

$$F_{vš} = \sqrt{F_{q2,š}^2 + F_{M1}^2} = \sqrt{1\,866^2 + 321^2} = 1\,894\,N \quad (75)$$

Aby bylo dosaženo síly působící v ose šroubu, a byl vytvořen třecí spoj, musí být výsledná síla podělena součinitelem tření. Tento součinitel byl zvolen dle [14, strana 1 151].

$$F_{1š} = \frac{F_{vš}}{f_s} = \frac{1\,894}{0,25} = 7\,576\,N \quad (76)$$

Výpočet průřezu jádra šroubu

$$\frac{F_{1š}}{S_3} \leq \frac{\nu \cdot \sigma_k}{1,2 \cdot (1 + q)} \rightarrow S_3 \geq \frac{F_{1š} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{\nu \cdot \sigma_k} = \frac{7576 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{0,75 \cdot 640} = 43,562\,mm^2 \quad (77)$$



Volba závitu

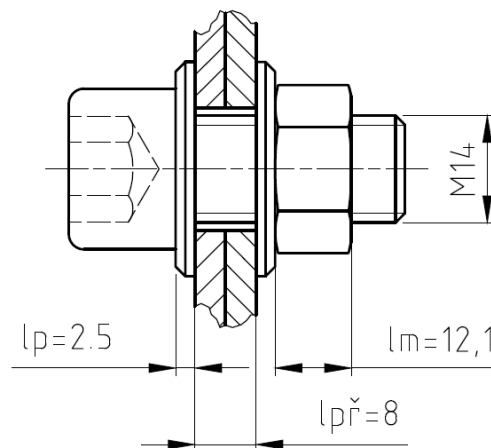
$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 43,125}{\pi}} = 7,41 \text{ mm} \quad (78)$$

Dle výpočtu stačí závit M9. Z důvodu lepší mohutnosti zařízení a větší bezpečnosti volím závit M14.

Parametry závitu M14:

- d3 = 11,546 mm
- d2 = 12,701 mm
- d1 = 11,835 mm
- P<sub>z</sub> = 2 mm

Na obr. 51 je rozměrové schéma předepjatého šroubového spoje v dolním nosníku.



Obr. 51 - Schéma šroubového spoje v dolním nosníku

Výpočet tuhosti šroubu

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \cdot \left[ \frac{\frac{l_m}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} + \frac{(l_{př} + 2 \cdot l_p)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right] = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[ \frac{\frac{12,1}{2}}{\frac{\pi \cdot 12,701^2}{4}} + \frac{(8 + 2 \cdot 2,5)}{\frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}} \right] \quad (79)$$

$$\frac{1}{C_s} = 8,18 \cdot 10^{-7} \rightarrow C_s = 1\,221\,539 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Výpočet tuhosti přírub

$$C_p = \frac{E \cdot S_p}{l_{př}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 566,1}{8} = 14\,860\,125 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (80)$$



Průřez náhradní trubky

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (31^2 - 15,5^2) = 566,1 \text{ mm}^2 \quad (81)$$

$D_s$  voleno dle [17, str. 38]

Výpočet předpětí ve šroubu

$$Q_o = F_{1s} \cdot \left( \psi + \frac{C_p}{C_p + C_s} \right) = 7\,576 \cdot \left( 1 + \frac{14\,860\,125}{14\,860\,125 + 1\,221\,539} \right) = 14\,577 \text{ N} \quad (82)$$

Výpočet utahovacího momentu

$$\begin{aligned} M_u &= Q_o \cdot tg(\gamma + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} + Q_o \cdot f_m \cdot \rho_m = \\ &= 14\,577 \cdot (0,0501 + 0,15) \cdot \frac{12,701}{2} + 14\,577 \cdot 0,12 \cdot 9,6 = 36\,587 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (83)$$

$$tg\gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \frac{2}{\pi \cdot 12,701} = 0,0501 \quad (84)$$

Výpočet třecího poloměru matice

$$\rho_m = \frac{a_s + \delta_s}{4} = \frac{21 + 17,5}{4} = 9,6 \text{ mm} \quad (85)$$

$\delta$  - voleno dle [17, str. 34]

Namáhání šroubu na krut

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{M_u}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{36\,587}{\frac{\pi \cdot 11,546^3}{16}} = 121 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (86)$$

Namáhání šroubu od celkového zatížení  $Q_1$

$$\sigma_{Q_1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{15\,133}{104,7} = 145 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (87)$$

$$F_2 = F_{1s} \cdot \frac{C_p}{C_p + C_s} = 7\,576 \cdot \frac{14\,860\,125}{14\,860\,125 + 1\,221\,539} = 7\,001 \text{ N} \quad (88)$$



$$F_1 = F_2 \cdot \frac{C_s}{C_p} = 7\,001 \cdot \frac{1\,221\,539}{14\,860\,125} = 576\,N \quad (89)$$

$$Q_1 = Q_o + F_1 = 14\,557 + 576 = 15\,133\,N \quad (90)$$

Redukované napětí šroubu

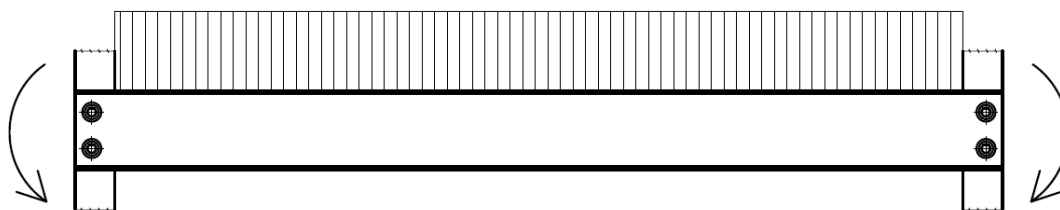
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{145^2 + 3 \cdot 121^2} = 255\,N \cdot mm^{-2} \quad (91)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{255} = 2,51 \quad (92)$$

### 5.1.5 Návrh a pevnostní kontrola šroubů horního nosíku rámu

Na obr. 52 je zobrazen horní nosník rámu klece. Je zatížen vlastní hmotností a ohybovým momentem. Nosník je k rámu klece připevněn pomocí 8-mi šroubů.



Obr. 52 Horní nosník rámu klece

Nejprve musí být určena síla, která působí na jeden šroub. Toho bude docíleno tím, že se nejdříve určí síla působící na jeden šroub od spojitého zatížení.

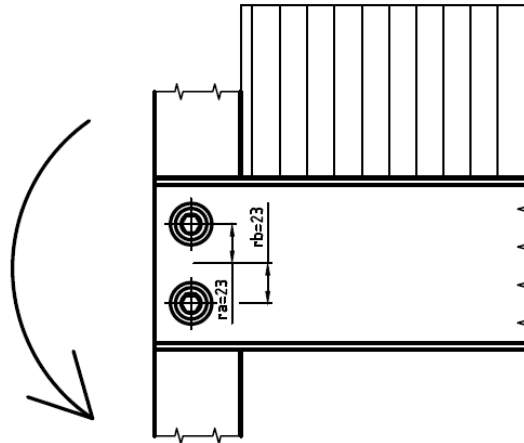
$$F_{qn} = q_n \cdot l = 0,06 \cdot 1070 = 67\,N \quad (93)$$

Dále

$$F_{qn_s} = \frac{F_{qn}}{n_s} = \frac{67}{8} = 8,4\,N \quad (94)$$



Následně bude určena síla působící na šroub od reakčního ohybového momentu. Způsob určení této síly byl proveden dle [14, strana 479]. Na obr. 53 je schéma jedné poloviny horního nosníku klece výtahu. Fiktivní geometrický střed bude uvažován přesně mezi oběma šrouby. Jelikož jsou obě ramena stejná od fiktivního geometrického středu můžeme použít následující výpočet.



Obr. 53 - Jedna polovina horního šroubového spoje

$$F_{M2} = \frac{M}{4 \cdot r} = \frac{27\,027}{4 \cdot 23} = 303 \text{ N} \quad (95)$$

Následně použijeme vektorový součet a získáme výslednou sílu působící kolmo na osu šroubu.

$$F_{vš} = \sqrt{F_{qn,š}^2 + F_{M2}^2} = \sqrt{8,4^2 + 303^2} = 304 \text{ N} \quad (96)$$

Aby bylo dosaženo síly působící v ose šroubu a byl vytvořen třecí spoj, musí být výsledná síla podělena součinitele tření. Tento součinitel byl zvolen dle [14, strana 1 151].

$$F_{1š} = \frac{F_{vš}}{f_s} = \frac{304}{0,25} = 1\,216 \text{ N} \quad (97)$$

Výpočet průřezu jádra šroubu

$$\frac{F_{1š}}{S_3} \leq \frac{v \cdot \sigma_k}{1,2 \cdot (1 + q)} \rightarrow S_3 \geq \frac{F_{1š} \cdot 1,2 \cdot (1 + q)}{v \cdot \sigma_k} = \frac{1\,216 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,3)}{0,75 \cdot 640} = 7,01 \text{ mm}^2 \quad (98)$$

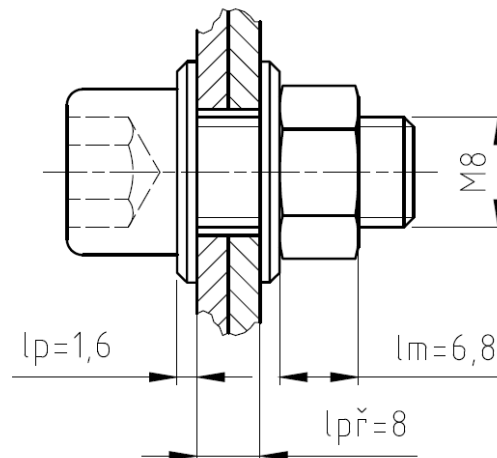
Volba závitu

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,01}{\pi}} = 2,99 \text{ mm} \quad (99)$$

Dle výpočtu stačí závit M4. Z důvodu lepší montáže, mohutnosti zařízení a větší bezpečnosti (zařízení pro přepravu osob) volím závit M8.

Parametry závitu M8:       $d_3 = 6,466 \text{ mm}$   
                                   $d_2 = 7,188 \text{ mm}$   
                                   $d_1 = 6,647 \text{ mm}$   
                                   $P_z = 1,25 \text{ mm}$

Na obr. 54 je rozměrové schéma předepjatého šroubového spoje v horním nosníku.



Obr. 54 - Schéma šroubového spoje v horním nosníku

Výpočet tuhosti šroubu

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E} \cdot \left[ \frac{l_m}{2} + \frac{(l_{př} + 2 \cdot l_p)}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right] = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[ \frac{6,8}{2} + \frac{(8 + 2 \cdot 1,6)}{\frac{\pi \cdot 7,188^2}{4}} + \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4} \right] \quad (100)$$

$$\frac{1}{C_s} = 20,23 \cdot 10^{-7} \rightarrow C_s = 494\,273 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Výpočet tuhosti přírub

$$C_p = \frac{E \cdot S_p}{l_{př}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 190,85}{8} = 10\,019\,625 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (101)$$

Průřez náhradní trubky

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (18^2 - 9^2) = 190,85 \text{ mm}^2 \quad (102)$$

$D_s$  voleno dle [17, str. 38]

Výpočet předpětí ve šroubu

$$Q_o = F_{1s} \cdot \left( \psi + \frac{C_p}{C_p + C_s} \right) = 1\,216 \cdot \left( 1 + \frac{10\,019\,625}{10\,019\,625 + 494\,273} \right) = 2\,375 \text{ N} \quad (103)$$

Výpočet utahovacího momentu

$$\begin{aligned} M_u &= Q_o \cdot tg(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + Q_o \cdot f_m \cdot \rho_m = \\ &= 2\,375 \cdot (0,0554 + 0,15) \cdot \frac{7,188}{2} + 2\,375 \cdot 0,12 \cdot 5,75 = 3\,392 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (104)$$

$$tg\gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \frac{1,25}{\pi \cdot 7,188} = 0,0554 \quad (105)$$

Výpočet třecího poloměru matice

$$\rho_m = \frac{a_s + \delta_s}{4} = \frac{13 + 10}{4} = 5,75 \text{ mm} \quad (106)$$

$\delta$  - voleno dle [17, str. 34]

Namáhání šroubu na krut

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{M_u}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{3\,392}{\frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}} = 64 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (107)$$

Namáhání šroubu od celkového zatížení  $Q_1$

$$\sigma_{Q_1} = \frac{Q_1}{S_3} = \frac{2\,432}{32,84} = 74 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (108)$$

$$F_2 = F_{1s} \cdot \frac{C_p}{C_p + C_s} = 1\,216 \cdot \frac{10\,019\,625}{10\,019\,625 + 494\,273} = 1\,159 \text{ N} \quad (109)$$

$$F_1 = F_2 \cdot \frac{C_s}{C_p} = 1\,159 \cdot \frac{494\,273}{10\,019\,625} = 57\, \text{N} \quad (110)$$

$$Q_1 = Q_o + F_1 = 2\,375 + 57 = 2\,432\, \text{N} \quad (111)$$

Redukované napětí šroubu

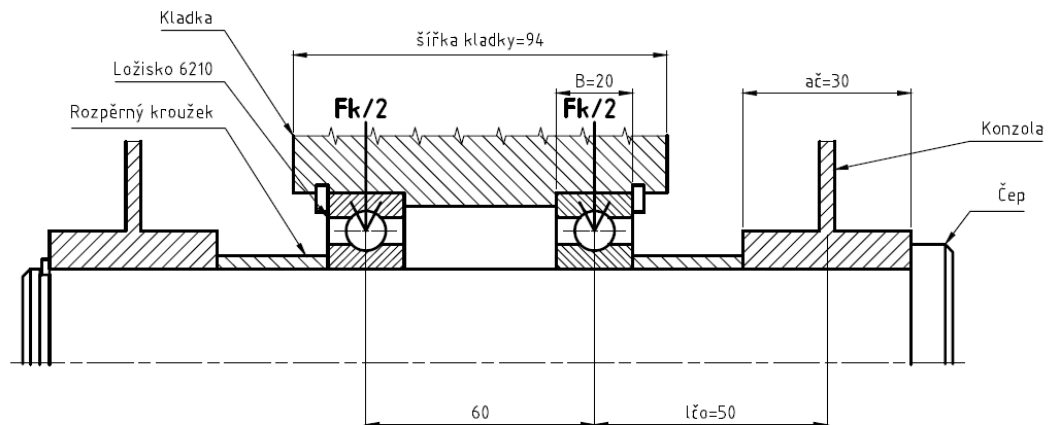
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{74^2 + 3 \cdot 64^2} = 133\, \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (112)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{133} = 4,81 \quad (113)$$

### 5.1.6 Pevnostní kontrola čepu

Na obr. 55 je schéma uložení kladky na čepu v konzole. Čep bude kontrolován dle zvyklostí. A to na ohyb, tlak pod ložisky, tlak v konzole a na stříh. Výpočet byl proveden dle [18].



Obr. 55 - Uložení kladky

Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{F_k \cdot l_{\check{c}o}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{2800 \cdot 50}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 12\, \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \sigma_{Do} = 100\, \text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (114)$$

Kontrola tlaku pod ložisky

$$p_l = \frac{F_k}{d_{\zeta} \cdot B} = \frac{2800}{50 \cdot 20} = 2,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_D = 24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (115)$$

Kontrola tlaku v konzole

$$p_k = \frac{F_k}{d_{\zeta} \cdot a_{\zeta}} = \frac{2800}{50 \cdot 30} = 1,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq p_D = 24 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (116)$$

Kontrola čepu na střih

$$\tau_{\zeta} = \frac{2 \cdot F_k}{\pi \cdot d_{\zeta}^2} = \frac{2 \cdot 2800}{\pi \cdot 50^2} = 1,43 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \leq \tau_D = 63 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (117)$$

## 5.2 Výpočet vodítek

Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 81-1+A3

Výpočet je proveden pro tři možné případy: působení zachycovačů, normální provoz a nakládání (zatížení prahu dveří klece).

Před samotným výpočtem musí být zvoleny dle [7] součinitelé bezpečnosti.

Vodítka jsou vyrobena z oceli 11 373 ( $R_{m_v} = 370 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ )

### Součinitel poměrného prodloužení [7, strana 56]

Součinitel bezpečnosti při působení zachycovačů  $S_t = 1,8$

Součinitel bezpečnosti při normálním provozu  $S_{tn} = 2,25$

Dovolené namáhání při působení zachycovačů

$$\sigma_{dov_z} = \frac{R_{m_v}}{S_t} = \frac{370}{1,8} = 205 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (118)$$

Dovolené namáhání při normálním provozu

$$\sigma_{dov_n} = \frac{R_{m_v}}{S_{tn}} = \frac{370}{2,25} = 164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (119)$$

### Součinitel rázu [7, strana 121]

Součinitel rázu při působení zachycovačů  $k_z = 3$

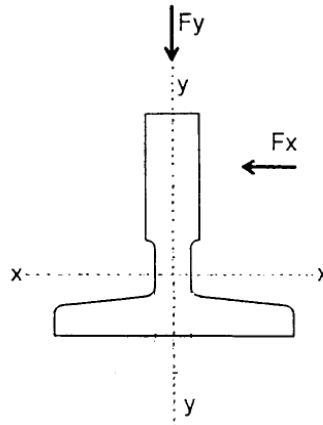
Součinitel rázu při normálním provozu  $k_n = 1,2$



### Dovolené průhyby vodiček [7, strana 56]

Dovolený průhyb vodička při působení zachycovačů	5 mm
Dovolený průhyb vodička bez použití zachycovačů	10 mm

Na obr. 56 jsou zobrazeny síly namáhající vodičko na ohyb. Síly jsou do vodiček přenášeny vodíčovými čelistmi, které jsou pomocí šroubových spojů přichyceny na výtahové klec.

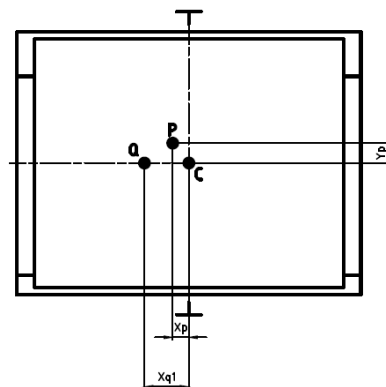


Obr. 56 - Síly namáhající vodičko na ohyb [7]

### 5.2.1 Působení zachycovačů

Předpokládá se, že oba zachycovače působí na obě vodička současně a že brzdná síla je rozložena rovnoměrně mezi zachycovače. V případě působení zachycovačů musí být vodička kontrolována na ohyb a vzpěr. [7]

Na obr. 57 je zobrazeno působení namáhání  $Q$  v ose  $x$  při působení zachycovačů.



Obr. 57 - Vychýlení namáhání  $Q$  v ose  $x$  při působení zachycovačů

( $x_{q1}$  - normou stanovená vzdálenost,  $x_p$  - vzdálenost těžiště klece od středu klece v ose  $x$ )

### Namáhání k ose x

$$x_{q1} = \frac{X}{8} = \frac{1\,390}{8} = 174\,mm \quad (120)$$

X je vnější rozměr klece v ose x.

Síla z vedení působící v ose x

$$F_{xz1} = \frac{k_z \cdot g \cdot (Q \cdot x_{Q1} + P \cdot x_P)}{n_V \cdot h} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 174 + 691 \cdot 42)}{2 \cdot 2\,830} = 558,25\,N \quad (121)$$

Ohybový moment v ose y

$$M_{yz1} = \frac{3 \cdot F_{xz1} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 558,25 \cdot 2\,000}{16} = 209\,344\,N \cdot mm \quad (122)$$

Ohybové napětí v ose y

$$\sigma_{yz1} = \frac{M_{yz1}}{W_{Oyv}} = \frac{209\,344}{11\,800} = 17,74\,N \cdot mm^{-2} \quad (123)$$

Síla z vedení v ose y

$$F_{yz1} = \frac{k_z \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n_V}{2} \cdot h} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 0 + 691 \cdot 53)}{\frac{2}{2} \cdot 2\,830} = 453,52\,N \quad (124)$$

Ohybový moment v ose x

$$M_{xz1} = \frac{3 \cdot F_{yz1} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 453,52 \cdot 2\,000}{16} = 170\,070\,N \cdot mm \quad (125)$$

Ohybové napětí v ose x

$$\sigma_{xz1} = \frac{M_{xz1}}{W_{Oxv}} = \frac{170\,070}{20\,870} = 8,15\,N \cdot mm^{-2} \quad (126)$$

### Vzpěr

Vzpěrná síla

$$F_{vz} = \frac{k_z \cdot g \cdot (Q + P)}{n_V} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 + 691)}{2} = 16\,804,53\,N \quad (127)$$



Součinitel štíhlosti  $\lambda$  byl vypočítán dle metodiky. [7, strana 122]

$$\lambda_x = \frac{l_{max}}{i_x} = \frac{2\,000}{24,3} = 82,3 \quad (128)$$

$$\lambda_y = \frac{l_{max}}{i_y} = \frac{2\,000}{17,5} = 114,3 \quad (129)$$

Použije se větší hodnota  $\lambda$

$$\omega_v = 0,00001711 \cdot \lambda^{2,35} + 1,04 = 2,22 \quad (130)$$

Namáhání ve vzpěru

$$\sigma_k = \frac{F_{vz} \cdot \omega_v}{S_v} = \frac{16\,804,53 \cdot 2,22}{1\,730} = 21,56 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (131)$$

### Kombinované namáhání

Ohyb

$$\sigma_{mz1} = \sigma_{xz1} + \sigma_{yz1} = 8,15 + 17,74 = 25,89 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (132)$$

Ohyb a tlak

$$\sigma_{z1} = \sigma_{mz1} + \frac{F_{vz}}{S_v} = 25,89 + \frac{16\,804,53}{1\,730} = 35,61 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (133)$$

Ohyb a vzpěr

$$\sigma_{vz1} = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_{mz1} = 21,56 + 0,9 \cdot 25,89 = 44,86 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (134)$$

Vyhovuje, dovolené namáhání je  $205 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fz1} = \frac{1,85 \cdot F_{xz1}}{C_v^2} = \frac{1,85 \cdot 558,25}{10^2} = 10,32 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (135)$$

Vyhovuje, dovolené namáhání je  $205 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Průhyby

Průhyb vodítka v ose x

$$\delta_{xz1} = 0,7 \cdot \frac{F_{xz1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{yv}} = 0,7 \cdot \frac{558,25 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530\,000} = 0,59 \text{ mm} \quad (136)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 5 mm.





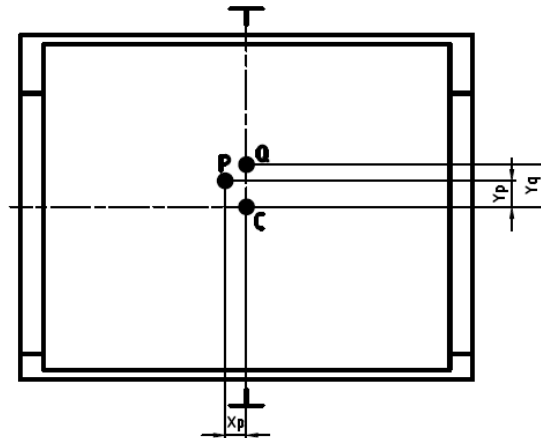
Průhyb vodička v ose y

$$\delta_{yz1} = 0,7 \cdot \frac{F_{yz1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} = 0,7 \cdot \frac{453,52 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000} = 0,35 \text{ mm} \quad (137)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 5 mm.

### Namáhání k ose y

Na obr. 58 je zobrazeno působení namáhání Q v ose y při působení zachycovačů.



Obr. 58 - Vychýlení namáhání Q v ose y při působení zachycovačů

( $y_q$  - normou stanovená vzdálenost,  $y_p$  - vzdálenost těžiště klece od středu klece v ose y)

$$y_q = \frac{Y}{8} = \frac{1\,060}{8} = 133 \text{ mm} \quad (138)$$

Y je vnější rozměr klece v ose y.

### Ohyb

Síla z vedení působící v ose x

$$F_{xz2} = \frac{k_z \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n_v \cdot h} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 0 + 691 \cdot 53)}{2 \cdot 2\,830} = 190,7 \text{ N} \quad (139)$$

Ohybový moment v ose y

$$M_{yz2} = \frac{3 \cdot F_{xz2} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 190,7 \cdot 2\,000}{16} = 71\,512,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (140)$$

Ohybové napětí v ose y

$$\sigma_{yz2} = \frac{M_{yz2}}{W_{oyv}} = \frac{71\,512,5}{11\,800} = 6,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (141)$$

Síla z vedení v ose y

$$F_{yz2} = \frac{k_z \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n_V}{2} \cdot h} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 133 + 691 \cdot 53)}{\frac{2}{2} \cdot 2\,830} = 1\,003,8 \text{ N} \quad (142)$$

Ohybový moment v ose x

$$M_{xz2} = \frac{3 \cdot F_{yz2} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 1\,003,8 \cdot 2\,000}{16} = 376\,425,82 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (143)$$

Ohybové napětí v ose x

$$\sigma_{xz2} = \frac{M_{xz2}}{W_{oxv}} = \frac{376\,425,82}{20\,870} = 18,04 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (144)$$

### Vzpěr

Stejná hodnota jako v předchozím případě.

### Kombinované namáhání

Ohyb

$$\sigma_{mz2} = \sigma_{xz2} + \sigma_{yz2} = 18,04 + 6,1 = 24,14 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (145)$$

Ohyb a tlak

$$\sigma_{z2} = \sigma_{mz2} + \frac{F_k}{S_v} = 24,14 + \frac{16\,804,53}{1\,730} = 33,85 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (146)$$

Ohyb a vzpěr

$$\sigma_{vz2} = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_{mz2} = 21,56 + 0,9 \cdot 24,14 = 43,27 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (147)$$

Vyhovuje, dovolené namáhání je  $205 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fz2} = \frac{1,85 \cdot F_{xz2}}{C_v^2} = \frac{1,85 \cdot 190,7}{10^2} = 3,53 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (148)$$

Vyhovuje, dovolené namáhání je  $205 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .



## Průhyby

Průhyb vodička v ose x

$$\delta_{xz2} = 0,7 \cdot \frac{F_{xz2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{yv}} = 0,7 \cdot \frac{190,7 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530\,000} = 0,2 \text{ mm} \quad (149)$$

Průhyb vodička v ose y

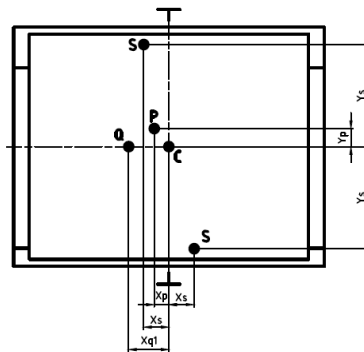
$$\delta_{yz2} = 0,7 \cdot \frac{F_{yz2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} = 0,7 \cdot \frac{1\,003,8 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000} = 0,55 \text{ mm} \quad (150)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 5 mm.

## 5.2.2 Normální provoz

### Namáhání k ose X

Na obr. 59 je zobrazeno působení namáhání Q v ose x při normálním provozu.



Obr. 59 - Vychýlení namáhání Q v ose x při normálním provozu

### Ohyb

Síla z vedení působící v ose x

$$F_{xj1} = \frac{k_n \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n_v \cdot H} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 174 + 691 \cdot 42)}{2 \cdot 2\,830} = 223,07 \text{ N} \quad (151)$$

Ohybový moment v ose y

$$M_{yj1} = \frac{3 \cdot F_{xj1} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 223,07 \cdot 2\,000}{16} = 83\,651,25 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (152)$$

Ohybové napětí v ose y

$$\sigma_{yj1} = \frac{M_{yj1}}{W_{oyv}} = \frac{83\,651,25}{11\,800} = 7,09 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (153)$$



Síla z vedení v ose y

$$F_{yj1} = \frac{k_n \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n_V}{2} \cdot H} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 0 + 691 \cdot 53)}{\frac{2}{2} \cdot 2\,830} = 153,56 \text{ N} \quad (154)$$

Ohybový moment v ose x

$$M_{xj1} = \frac{3 \cdot F_{yj1} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 153,56 \cdot 2000}{16} = 57\,585 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (155)$$

Ohybové napětí v ose x

$$\sigma_{xj1} = \frac{M_{xj1}}{W_{oxv}} = \frac{57\,585}{20\,870} = 2,73 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (156)$$

### Vzpěr

Nevyskytuje se.

### Kombinované namáhání

#### Ohyb

$$\sigma_{mz1} = \sigma_{xj1} + \sigma_{yj1} = 2,73 + 7,09 = 9,82 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (157)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

#### Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fj1} = \frac{1,85 \cdot F_{xj1}}{C_v^2} = \frac{1,85 \cdot 223,07}{10^2} = 4,13 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (158)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Průhyby

Průhyb vodítka v ose x

$$\delta_{xj1} = 0,7 \cdot \frac{F_{xj1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{yv}} = 0,7 \cdot \frac{223,07 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530\,000} = 0,27 \text{ mm} \quad (159)$$

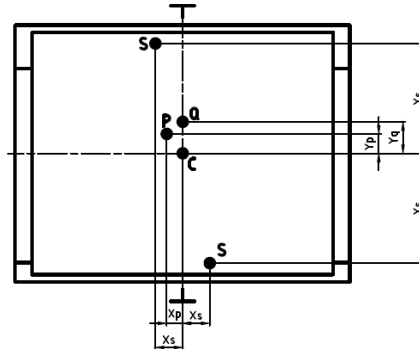
Průhyb vodítka v ose y

$$\delta_{yj1} = 0,7 \cdot \frac{F_{yj1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} = 0,7 \cdot \frac{152,56 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000} = 0,08 \text{ mm} \quad (160)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 10 mm.

## Namáhání k ose y

Na obr. 60 je zobrazeno působení namáhání Q v ose y při normálním provozu.



Obr. 60 - Vychýlení namáhání Q v ose y při normálním provozu

## Ohyb

Síla z vedení působící v ose x

$$F_{xj2} = \frac{k_n \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n_V \cdot h} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 0 + 691 \cdot 42)}{2 \cdot 2\,830} = 60,45 \text{ N} \quad (161)$$

Ohybový moment v ose y

$$M_{yj2} = \frac{3 \cdot F_{xj2} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 60,45 \cdot 2\,000}{16} = 362\,700 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (162)$$

Ohybové napětí v ose y

$$\sigma_{yj2} = \frac{M_{yj2}}{W_{oyv}} = \frac{362\,700}{11\,800} = 1,92 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (163)$$

Síla z vedení v ose y

$$F_{yj2} = \frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{\frac{n_V}{2} \cdot h} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (450 \cdot 133 + 692 \cdot 53)}{\frac{2}{2} \cdot 2\,830} = 400 \text{ N} \quad (164)$$

Ohybový moment v ose x

$$M_{xj2} = \frac{3 \cdot F_{yj2} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 2\,000}{16} = 150\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (165)$$

Ohybové napětí v ose x

$$\sigma_{xj2} = \frac{M_{xj2}}{W_{oxv}} = \frac{150\,000}{20\,870} = 7,19 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (166)$$

## Vzpěr

Nevyskytuje se.

## Kombinované namáhání

Ohyb

$$\sigma_{mj2} = \sigma_{xj2} + \sigma_{yj2} = 7,19 + 1,92 = 9,11 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (167)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

## Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fj2} = \frac{1,85 \cdot F_{xj2}}{C_p^2} = \frac{1,85 \cdot 60,45}{10^2} = 1,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (168)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

## Průhyby

Průhyb vodítka v ose x

$$\delta_{xj2} = 0,7 \cdot \frac{F_{xj2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{yv}} = 0,7 \cdot \frac{60,45 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530\,000} = 0,06 \text{ mm} \quad (169)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 10 mm.

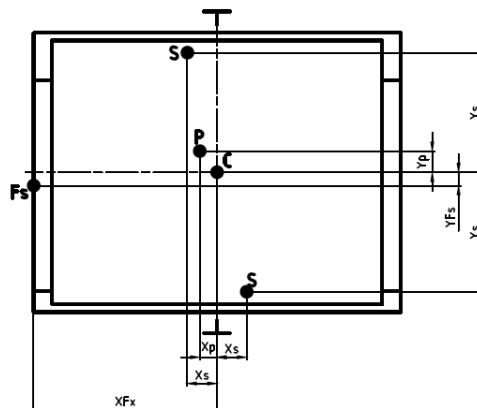
Průhyb vodítka v ose y

$$\delta_{yj2} = 0,7 \cdot \frac{F_{yj2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} = 0,7 \cdot \frac{400 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000} = 0,22 \text{ mm} \quad (170)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 10 mm.

## 5.2.3 Nakládání

Na obr. 61 je zobrazeno působení namáhání silou  $F_s$  v polovině délky prahu.



Obr. 61 - Zatížení prahu při nakládání

### Zatížení prahu

$$F_s = 0,4 \cdot g \cdot Q = 0,4 \cdot 9,81 \cdot 450 = 1\,765,8\,N \quad (171)$$

### Namáhání k ose X

#### Ohyb

Síla z vedení působící v ose x

$$F_{xn} = \frac{g \cdot P \cdot x_P + F_s \cdot x_F}{n_V \cdot H} = \frac{9,81 \cdot 691 \cdot 42 + 1\,765,8 \cdot 695}{2 \cdot 2\,830} = 371,09\,N \quad (172)$$

Ohybový moment v ose y

$$M_{yn} = \frac{3 \cdot F_{xn} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 371,09 \cdot 2\,000}{16} = 139\,158,75\,N \cdot mm \quad (173)$$

Ohybové napětí v ose y

$$\sigma_{yn} = \frac{M_{yn}}{W_{oyv}} = \frac{139\,158,75}{11\,800} = 11,86\,N \cdot mm^{-2} \quad (174)$$

Síla z vedení v ose y

$$F_{yn} = \frac{g \cdot P \cdot y_P + F_s \cdot n_F}{\frac{n_V}{2} \cdot h} = \frac{9,81 \cdot 692 \cdot 53 + 1\,765,8 \cdot 50}{\frac{2}{2} \cdot 2\,830} = 95,94\,N \quad (175)$$

Ohybový moment v ose x

$$M_{xn} = \frac{3 \cdot F_{yn} \cdot l_{max}}{16} = \frac{3 \cdot 95,94 \cdot 2\,000}{16} = 35\,606,25\,N \cdot mm \quad (176)$$

Ohybové napětí v ose x

$$\sigma_{xn} = \frac{M_{xn}}{W_{oxv}} = \frac{35\,606,25}{20\,870} = 1,72\,N \cdot mm^{-2} \quad (177)$$

### Vzpěr

Nevyskytuje se.



### Kombinované namáhání

Ohyb

$$\sigma_{mn} = \sigma_{xn} + \sigma_{yn} = 1,72 + 11,86 = 13,58 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (178)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fn} = \frac{1,85 \cdot F_{xn}}{C_v^2} = \frac{1,85 \cdot 371,09}{10^2} = 6,87 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (179)$$

Vyhovuje, dovolené napětí je  $164 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ .

### Průhyby

Průhyb vodítka v ose x

$$\delta_{xn} = 0,7 \cdot \frac{F_{xn} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{yv}} = 0,7 \cdot \frac{371,09 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530\,000} = 0,39 \text{ mm} \quad (180)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 10 mm.

Průhyb vodítka v ose y

$$\delta_{yn} = 0,7 \cdot \frac{F_{yn} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_{xv}} = 0,7 \cdot \frac{95,94 \cdot 2\,000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1\,020\,000} = 0,05 \text{ mm} \quad (181)$$

Vyhovuje, dovolený průhyb je 10 mm.

## 5.3 Trakční schopnost lanového kotouče

### Definice

Trakční schopností lanového kotouče rozumíme schopnost přenosu hnací síly na nosná lana. Má-li být síla bezpečně přenesena, musí platit i při nejnepříznivějším poměru sil v lanech. [7]

$$e^{f \cdot \alpha} \geq \frac{T_1}{T_2} \quad (182)$$

Při výpočtu trakční schopnosti při zastavení klece se použije tento vztah

$$e^{f \cdot \alpha} \leq \frac{T_1}{T_2} \quad (183)$$

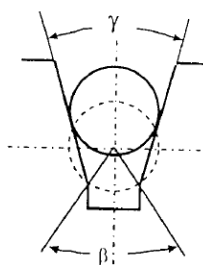
Nejméně příznivý vztah nastane zpravidla při rozjíždění prázdné klece z horní polohy.



## Klínová drážka

Věnc hnacího kotouče je drážkován. Nejvíce jsou používány čtyři typy drážek a to polokruhová, polokruhová se zářezem, klínová a klínová se zářezem. Drážky musí být velmi přesné a udržovány v dobrém stavu, neboť nepřesná výroba nebo nerovnoměrné opotřebení mohou způsobit, že lana budou nabíhat při přechodu přes kotouč na různé poloměry s různými rychlostmi. To by vedlo k prokluzu a tedy i k opotřebení lan i drážek. Materiál věnců kotoučů s více drážkami by měl homogenní se stejnou tvrdostí v oblasti všech drážek.

Na obr. 62 je znázorněna klínová drážka se zářezem, která je použita u trakčního kotouče zvoleného pohonu výtahu. Schopnost přenosu hnací síly vzrůstá se zmenšujícím se úhlem drážky  $\gamma$ . Tento úhel by neměl být menší než  $35^\circ$ . Maximální hodnota  $\beta$  by neměla být větší než  $106^\circ$ .



Obr.62 - Profil klínové drážky [7]

U zvoleného pohonu jsou hodnoty úhlů v klínové drážce následující:

$$\gamma = 40^\circ = 0,698 \text{ rad}$$

$$\beta = 105^\circ = 1,833 \text{ rad}$$

### Podmínky zajištění trakční schopnosti [7]

Trakční schopnost musí být vždy zajištěna za následujících podmínek:

- normální jízdy
- nakládání klece výtahu ve stanici
- při zpomalování při nouzovém zastavení

Kromě toho je potřeba vzít v úvahu, že ke klouzání musí dojít, jestliže klec z nějakého důvodu v šachtě narazí.

#### 5.3.1 Podmínka při nakládání klece

Statický poměr  $T_1/T_2$  musí být vypočítán při zatížené kleci pro nejnepříznivější případ polohy klece v šachtě naložené 125 % jmenovitého zatížení.

Minimální součinitel tření [7]:

$$\mu_1 = 0,1$$

Součinitel tření v klínové drážce

$$f_1 = \mu_1 \cdot \frac{4 \cdot \left(1 - \sin \frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \sin \beta} = 0,1 \cdot \frac{4 \cdot \left(1 - \sin \frac{1,833}{2}\right)}{\pi - 1,833 - \sin 1,833} = 0,308 \quad (184)$$

Výpočet tahové síly v laněch na nabíhající straně lanového kotouče

$$T_1 = \left(\frac{K + 1,25 \cdot G}{i_k} + m_L\right) \cdot g = \left(\frac{691 + 1,25 \cdot 450}{2} + 7,56\right) \cdot 9,81 = 6\,223 \text{ N} \quad (185)$$

Výpočet tahové síly v laněch na sbíhající straně lanového kotouče

$$T_2 = \left(\frac{Z}{i_k}\right) \cdot g = \left(\frac{916}{2}\right) \cdot 9,81 = 4\,493 \text{ N} \quad (186)$$

Kontrola trakční schopnosti

$$e^{f_1 \cdot \alpha} \geq \frac{T_1}{T_2} \rightarrow e^{0,308 \cdot \pi} \geq \frac{6223}{4493} \rightarrow 2,632 \geq 1,385 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (187)$$

### 5.3.2 Podmínka při nouzovém zastavení klece

Dynamický poměr  $T_1/T_2$  se vypočítá pro nejnepříznivější případ polohy prázdné klece, nebo jmenovitým zatížením naložené klece v šachtě. Pro normální případ by se mělo dle [7] brát v úvahu zpomalení  $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ .

Minimální součinitel tření dle [7]

$$\mu_2 = \frac{0,1}{1 + \frac{v_j}{10}} = \frac{0,1}{1 + \frac{1}{10}} = 0,09 \quad (188)$$

Součinitel tření v klínové drážce

$$f_2 = \mu_2 \cdot \frac{4 \cdot \left(1 - \sin \frac{\beta}{2}\right)}{\pi - \beta - \sin \beta} = 0,09 \cdot \frac{4 \cdot \left(1 - \sin \frac{1,833}{2}\right)}{\pi - 1,833 - \sin 1,833} = 0,277 \quad (189)$$

### Případ prázdné klece v horní poloze

Výpočet tahové síly v laněch na nabíhající straně lanového kotouče

$$T_1 = \left( \frac{Z}{i_k} + m_L \right) \cdot (g + a) = \left( \frac{916}{2} + 7,56 \right) \cdot (9,81 + 0,5) = 4\,800 \text{ N} \quad (190)$$

Výpočet tahové síly v laněch na sbíhající straně lanového kotouče

$$T_2 = \left( \frac{K}{i_k} \right) \cdot (g - a) = \left( \frac{691}{2} \right) \cdot (9,81 - 0,5) = 3\,362 \text{ N} \quad (191)$$

Kontrola trakční schopnosti

$$e^{f_2 \cdot \alpha} \geq \frac{T_1}{T_2} \rightarrow e^{0,277 \cdot \pi} \geq \frac{4800}{3362} \rightarrow 2,041 \geq 1,428 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (192)$$

### Případ plné klece v dolní poloze

Výpočet tahové síly v laněch na nabíhající straně lanového kotouče

$$T_1 = \left( \frac{K + G}{i_k} + m_L \right) \cdot (g + a) = \left( \frac{916 + 450}{2} + 7,56 \right) \cdot (9,81 + 0,5) = 5\,960 \text{ N} \quad (193)$$

Výpočet tahové síly v laněch na sbíhající straně lanového kotouče

$$T_2 = \left( \frac{Z}{i_k} \right) \cdot (g - a) = \left( \frac{916}{2} \right) \cdot (9,81 - 0,5) = 4\,264 \text{ N} \quad (194)$$

Kontrola trakční schopnosti

$$e^{f_2 \cdot \alpha} \geq \frac{T_1}{T_2} \rightarrow e^{0,277 \cdot \pi} \geq \frac{5960}{4264} \rightarrow 2,041 \geq 1,398 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (195)$$

### 5.3.3 Podmínka při stojící kleci

Statický poměr  $T_1/T_2$  se vypočítá pro nejnepříznivější případ polohy a zatížení klece v šachtě.

Klec se nesmí zvedat, sedí-li vyvažovací závaží na nárazníku a výtahový stroj se otáčí ve směru jízdy nahoru.

Minimální součinitel tření dle [7]

$$\mu_3 = 0,2$$

Součinitel tření v klínové drážce

$$f_3 = \mu_3 \cdot \frac{1}{\sin \frac{\gamma}{2}} = 0,2 \cdot \frac{1}{\sin \frac{0,698}{2}} = 0,585 \quad (196)$$

Výpočet tahové síly v laněch na nabíhající straně lanového kotouče

$$T_1 = \left(\frac{K}{i_k}\right) \cdot g = \left(\frac{691}{2}\right) \cdot 9,81 = 3\,390 \text{ N} \quad (197)$$

Výpočet tahové síly v laněch na sbíhající straně lanového kotouče

$$T_2 = m_L \cdot g = 7,56 \cdot 9,81 = 75 \text{ N} \quad (198)$$

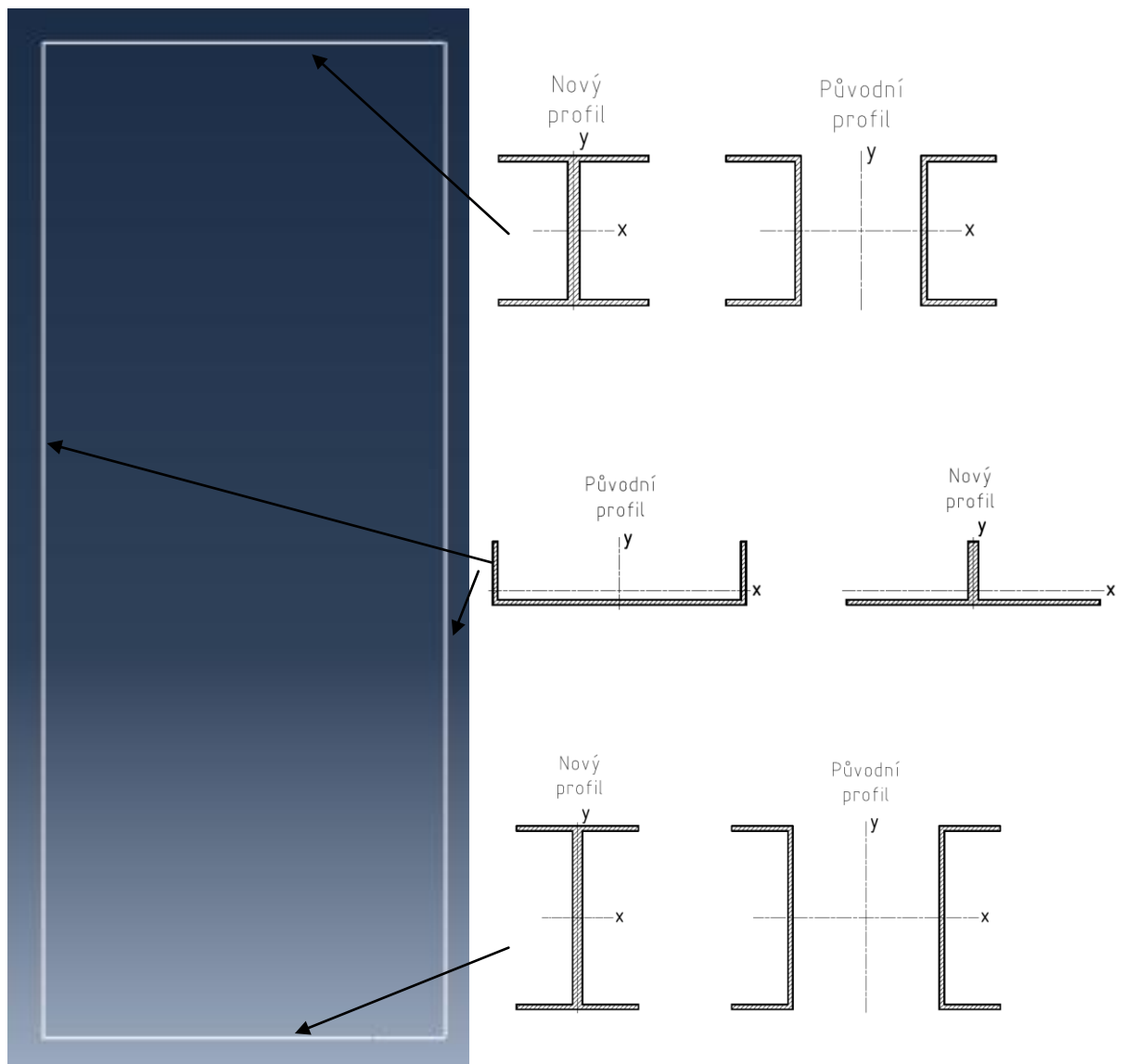
Kontrola trakční schopnosti

$$e^{f_3 \cdot \alpha} \leq \frac{T_1}{T_2} \rightarrow e^{0,585 \cdot \pi} \leq \frac{3390}{75} \rightarrow 6,283 \leq 45,2 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (199)$$

## 6 MKP výpočet rámu klece

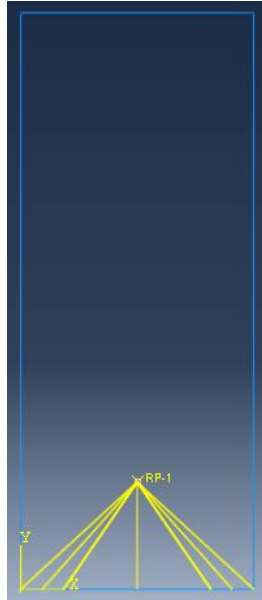
V této části diplomové práce bude proveden verifikační výpočet. Jedná se o statickou kontrolu rámu klece a budou zde uvažovány stejné zatěžovací stavy jako v analytickém výpočtu v kapitole "5.1 Pevnostní výpočet rámu".

Pro potřeby pevnostní MKP analýzy byl vytvořen BEAM model, který uvažuje pouze střednici jednotlivých profilů rámu. Z tohoto důvodu byly navržené profily nosníků a bočnic rámu nahrazeny jinými profily z knihovny profilů programu ABAQUS. Nové profily byly zvoleny tak, aby zůstaly zachovány plochy průřezu, průřezové moduly v ohybu k ose  $x$  a kvadratické momenty průřezu k ose  $x$  jednotlivých původních profilů. (viz. obr. 63)



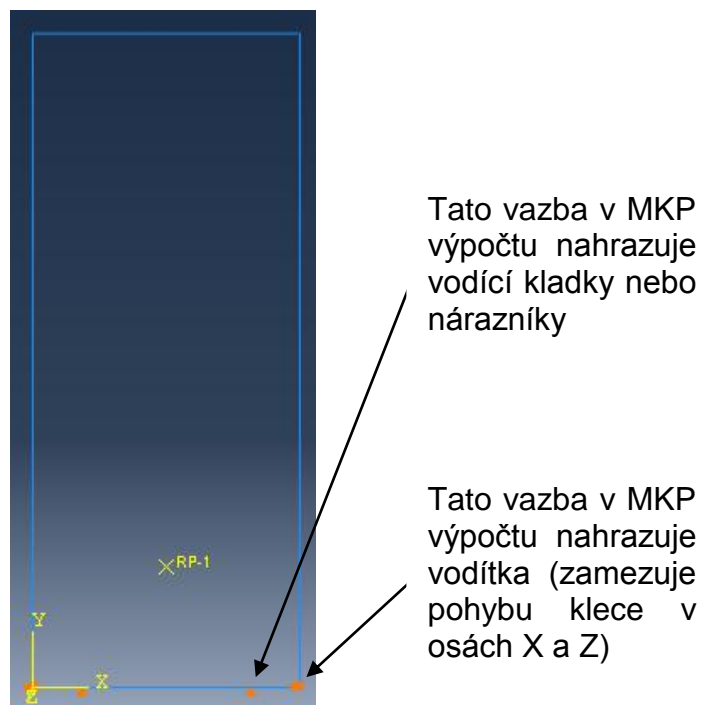
Obr. 63 - Beam model rámu klece

Spojité zatížení, které působí na dolní nosník rámu, bylo vytvořeno pomocí fyzikální vazby Coupling. Tzn. že z referenčního bodu působí síla rovnoměrně na celou délku dolního nosníku a vytvoří tak spojité zatížení. (viz. obr. 64)



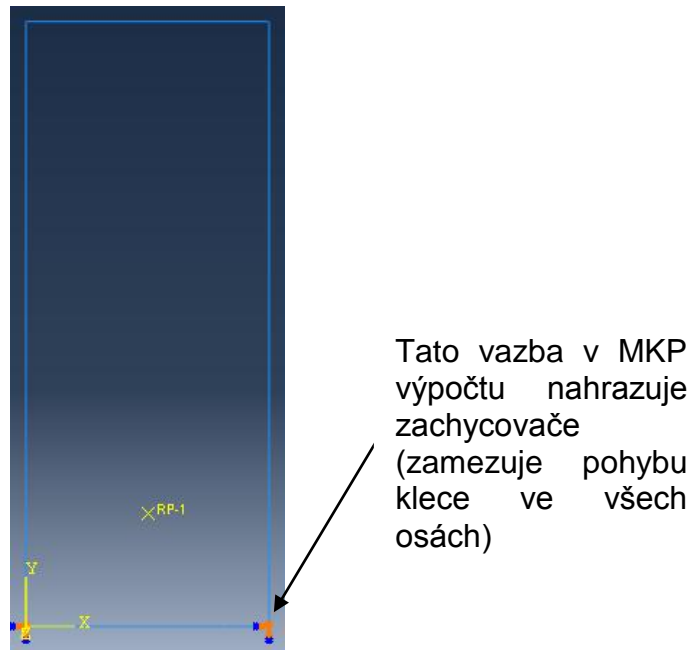
Obr. 64 - Fyzikální vazba Coupling

V případech, kdy je rám klece v provozu nebo je dosednutý na náraznících, jsou okrajové podmínky zobrazeny na obr. 65.



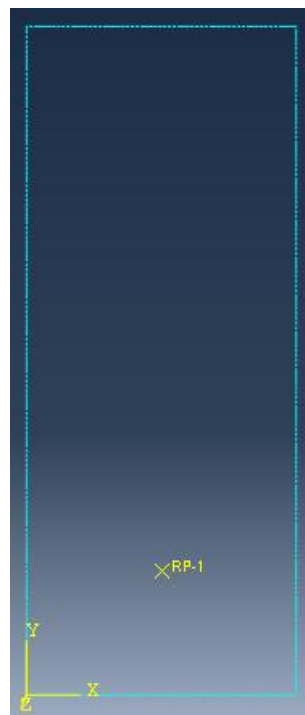
Obr. 65 - Okrajové podmínky rámu klece v provozu nebo na náraznících

V případě klece, která je zachycena zachycovači, jsou okrajové podmínky zobrazeny na obr. 66.



Obr. 66 - Okrajové podmínky rámu klece zachycené zachycovači

Při tvorbě sítě byly použity dvojuzlové elementy typ BEAM B31. Síť je tvořena celkem 759 elementy. Síť je vyobrazena na obr. 67.

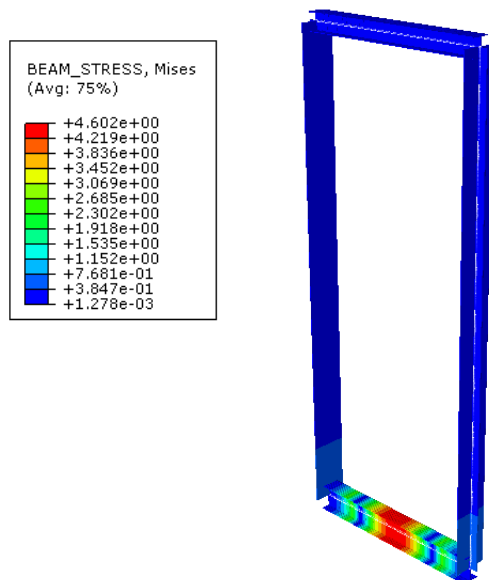


Obr. 67 - Síť vytvořená na modelu rámu

## 6.1 Zatížení rámu během provozu

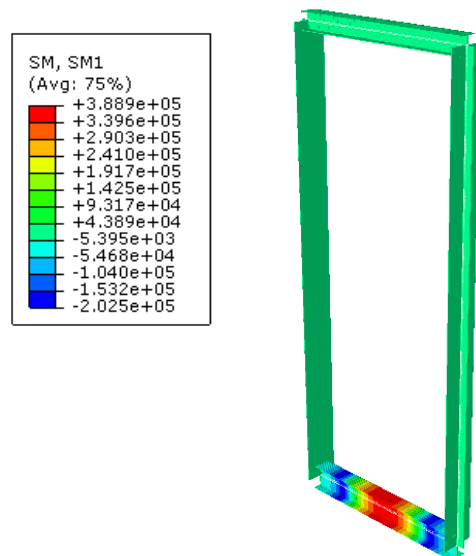
Zatížení klece je stejné jako na obr. 37 v kapitole 5.1.1.

Na obr. 68 je vidět napětí v dolním nosníku během provozu, které je dle MKP výpočtu  $4,60 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Analytickým výpočtem vyšlo napětí  $4,48 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ .



Obr. 68 - Napětí v dolním nosníku během provozu

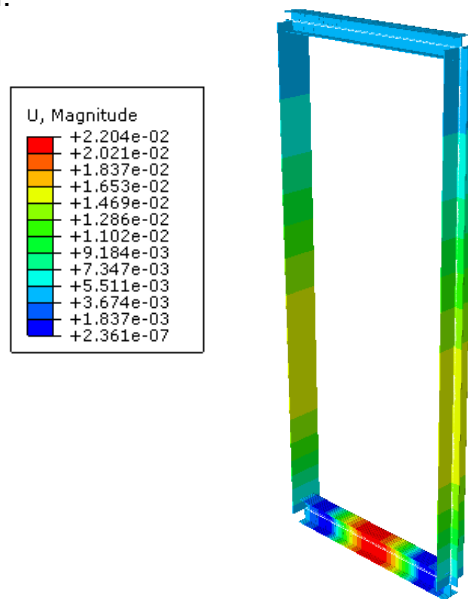
Na obr. 69 je vidět maximální ohybový moment působící na dolní nosník během provozu, který je dle MKP výpočtu  $3,89 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . Dle analytického výpočtu je maximální ohybový moment působící na dolní nosník  $3,69 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ .



Obr. 69 - Ohybový moment v dolním nosníku během provozu



Na obr. 70 je vidět maximální průhyb dolního nosníku během provozu, který je dle MKP výpočtu 0,022 mm. Dle analytického výpočtu je maximální průhyb dolního nosníku 0,027 mm.

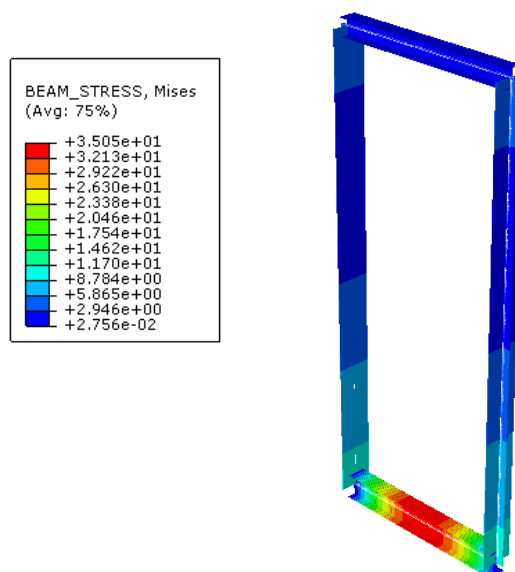


Obr. 70 - Průhyb dolního nosníku během provozu

## 6.2 Zatížení rámu při zachycení klece zachycovači

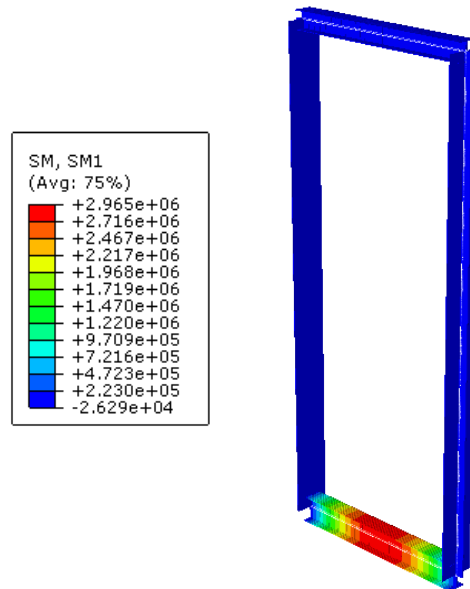
Zatížení klece je stejné jako na obr. 43 v kapitole 5.1.2.

Na obr. 71 je vidět napětí v dolním nosníku při zachycení klece zachycovači, které je dle MKP výpočtu 35,51 N·mm<sup>-2</sup>. Analytickým výpočtem vyšlo napětí 35,66 N·mm<sup>-2</sup>.



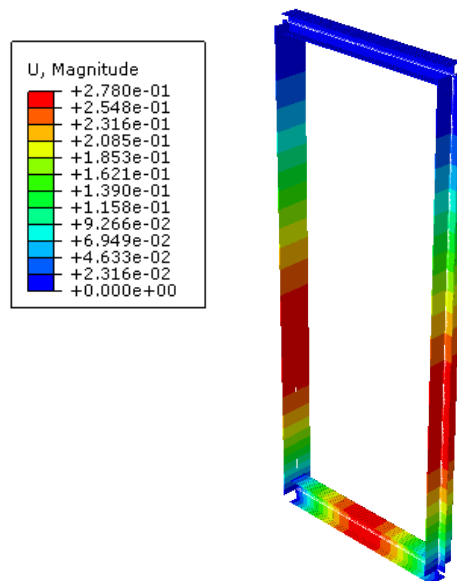
Obr. 71 - Napětí v dolním nosníku při zachycení klece zachycovači

Na obr. 72 je vidět maximální ohybový moment působící na dolní nosník při zachycení klece zachycovači, který je dle MKP výpočtu  $29,65 \cdot 10^5$  N·mm. Dle analytického výpočtu je maximální ohybový moment působící na dolní nosník  $29,35 \cdot 10^5$  N·mm.



Obr. 72 - Ohybový moment v dolním nosníku při zachycení klece zachycovači

Na obr. 73 je vidět maximální průhyb dolního nosníku při zachycení klece zachycovači, který je dle MKP výpočtu 0,28 mm. Dle analytického výpočtu je maximální průhyb dolního nosníku 0,23 mm.

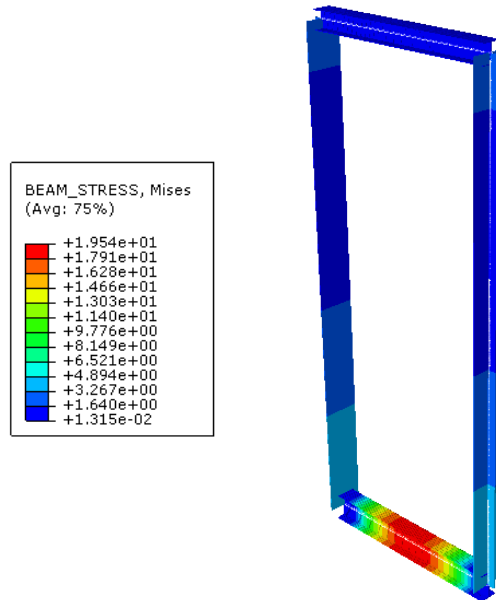


Obr. 73 - Průhyb dolního nosníku při zachycení klece zachycovači

### 6.3 Zatížení rámu při dosednutí klece na nárazníky

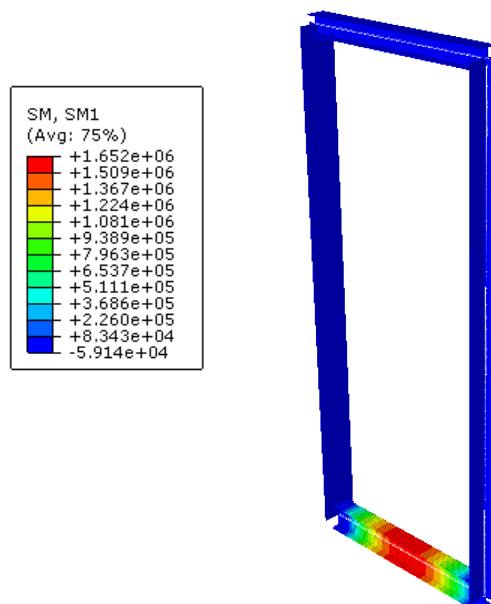
Zatížení klece je stejné jako na obr. 45 v kapitole 5.1.3.

Na obr. 74 je vidět napětí v dolním nosníku při dosednutí klece na nárazníky, které je dle MKP výpočtu  $19,54 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ . Analytickým výpočtem vyšlo napětí  $19,73 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ .



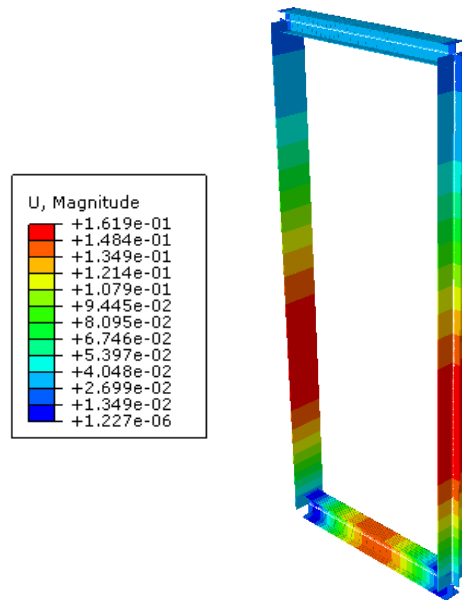
Obr. 74 - Napětí v dolním nosníku při dosednutí klece na nárazníky

Na obr. 75 je vidět maximální ohybový moment působící na dolní nosník při dosednutí klece na nárazníky, který je dle MKP výpočtu  $16,52 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ . Dle analytického výpočtu je maximální ohybový moment působící na dolní nosník  $16,24 \cdot 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ .



Obr. 75 - Ohybový moment v dolním nosníku při dosednutí klece na nárazníky

Na obr. 76 je vidět maximální průhyb dolního nosníku při dosednutí klece na nárazníky, který je dle MKP výpočtu 0,13 mm. Dle analytického výpočtu je maximální průhyb dolního nosníku 0,12 mm. Ovšem nejvíce se budou prohýbat bočnice, které se dle MKP výpočtu prohnou směrem do rámu o 0,16 mm.



Obr. 76 - Průhyb dolního nosníku při dosednutí klece na nárazníky

Výsledky MKP výpočtu jsou téměř shodné s výsledky analytických výpočtů. (viz. tab. 2) Pouze v případě průhybů se výsledky liší v nízkých desítkách procent. Ale i v případě, že by měl být výsledek MKP výpočtu správný, provozu výtahu by to nemělo působit žádné komplikace. Dle [1] je dovolený průhyb částí rámu jedna tisíciná délky nosníku, což představuje 1,07 mm.



<b>Porovnání výsledků analytického a MKP výpočtu</b>			
<b>Zatížení rámu během provozu</b>			
	<b>Ohybový moment [N·mm]</b>	<b>Napětí [N·mm<sup>-2</sup>]</b>	<b>Průhyb [mm]</b>
<b>Analytický výpočet</b>	3,69·10 <sup>5</sup>	4,48	0,027
<b>MKP</b>	3,89·10 <sup>5</sup>	4,6	0,022
<b>Odchylka [%]</b>	6,3	2,7	22,7
<b>Zatížení rámu při zachycení klece zachycovači</b>			
	<b>Ohybový moment [N·mm]</b>	<b>Napětí [N·mm<sup>-2</sup>]</b>	<b>Průhyb [mm]</b>
<b>Analytický výpočet</b>	29,35·10 <sup>5</sup>	35,66	0,23
<b>MKP</b>	29,65·10 <sup>5</sup>	35,51	0,28
<b>Odchylka [%]</b>	1,1	0,4	21,7
<b>Zatížení rámu při dosednutí klece na nárazníky</b>			
	<b>Ohybový moment [N·mm]</b>	<b>Napětí [N·mm<sup>-2</sup>]</b>	<b>Průhyb [mm]</b>
<b>Analytický výpočet</b>	16,24·10 <sup>5</sup>	19,37	0,16
<b>MKP</b>	16,52·10 <sup>5</sup>	19,54	0,12
<b>Odchylka [%]</b>	1,7	0,9	33,7
<b>Dovolené hodnoty</b>		96	1,07

Tab. 2 - Porovnání analytického a MKP výpočtu

## Závěr

Jedním z cílů této diplomové práce bylo zvolit na základě ekonomicko - provozní analýzy vhodný typ výtahu pro 4-podlažní bytový dům. Jako vhodný typ výtahu byl zvolen elektrický trakční výtah bez strojovny. Náklady na elektrickou energii v ročním provozu jsou zhruba poloviční než u hydraulického výtahu. Provoz trakčního výtahu bude po cca. 7 letech levnější než provoz hydraulického výtahu. Navržený výtah bude mít výtahový stroj přímo ve výtahové šachtě (bez strojovny), nosným prostředkem budou tři lana v lanovém převodu 2:1.

Hlavním cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh rámu klece výtahu a jeho komponenty. Rám byl navržen jako rozebíratelný, který lze sestavit pomocí šroubových spojů. Hlavní části rámu jsou navrženy jako ohýbané profily z plechu. Díky této technologii lze vyrobit libovolný vhodný profil. Technologie vypálení plechu a jeho následný ohyb do požadovaného tvaru je také velmi rychlá a ekonomická. Vodící kladky jsou dle návrhu uloženy diagonálně pod podlahou klece. Dále byly navrženy a zvoleny bezpečnostní komponenty. Z těchto komponentů byl kladen velký důraz na volbu zachycovačů. Jelikož se jedná o výtah pro přepravu osob, byly zvoleny klouzavé zachycovače, které jsou vhodné pro výtahy pro přepravu osob. Jako nosné prostředky byly zvoleny tři kusy osmi-pramenných lan konstrukce Warrington. Tato lana po kontrolním pevnostním výpočtu vyhovují. Pohonnou jednotkou výtahu, byl zvolen bezpřevodový výtahový stroj ZIEHL ABEGG SM 200.20C, u něhož byl proveden kontrolní výpočet maximálního zatížení hřídele i výpočet hnacího momentu, zda se vůbec plně zatížený výtah rozjede. Oba kontrolní výpočty dopadly uspokojivě.

V další části diplomové práce je proveden pevnostní výpočet rámu klece. Pro výpočet byla použita deformační metoda, pomocí které byly vypočítány ohybové momenty působící ve styčnicích (rozích) rámu. Výpočty byly provedeny pro tři možné stavy, které mohou při provozu výtahu nastat. Po zjištění těchto momentů byl pevnostně zkontrolován dolní nosník rámu klece, který je ze všech částí rámu nejvíce namáhán. Dolní nosník rámu klece je nejvíce namáhán v případě zachycení klece zachycovači. Dalším pevnostním výpočtem byla kontrola šroubových spojů ve styčnicích rámu. Pro více namáháný dolní nosník byly navrženy šrouby M14. Původně byly navrženy šrouby M12, ale pro větší bezpečnost jsem se přiklonil pro šrouby M14. U horního nosníku jsou uvažovány šrouby M8. Další pevnostní kontrolou byla kontrola čepů kladek. Čepy byly standardně kontrolovány dle literatury

---

a z pevnostního hlediska vyhovují. Posledním "pevnostním" výpočtem byla kontrola trakční schopnosti mezi lanem a trakčním kotoučem. Byla provedena kontrola pro tři možné provozní stavy a ve všech trakce vyhověla požadovaným hodnotám.

Na konec byl proveden verifikační pevnostní výpočet rámu klece metodou konečných prvků v CAE programu ABAQUS. Rám byl pro výpočet modelován jako BEAMový. Po počátečních problémech se zadáváním profilů nosníku rámu byl nakonec zvolen postup se zadáním profilů nosníku z knihovny profilů v programu, avšak byly zadány tak, aby zůstaly zachovány plochy průřezu, průřezové moduly v ohybu k ose x a kvadratické momenty průřezu k ose x jednotlivých původních profilů. Výsledky MKP výpočtu jsou téměř shodné s výsledky analytických výpočtů, což potvrzuje správnost analytického výpočtu.

Při navrhování celého zařízení bylo postupováno dle platných norem a odborné literatury, se snahou volit co nejvíce typizovaných a v současnosti nejpoužívanějších výtahových komponentů z důvodu dostupnosti a také ceny.



## Seznam použité literatury

- [1] Janovský, L., Doležal, J. *Výtahy a eskalátory*. SNTL Praha, 1980, 696 s., 04-228-80
- [2] Janovský, L. *Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu*. ČVUT Praha, 1991, 139 s., 7236
- [3] Quido: objevy a vynálezy. *Historie výtahu* [online]. [cit. 2015-02-02] Dostupné z WWW:<<http://www.quido.cz/objevy/vytah.htm>>
- [4] Puškáš, H., Kul'ka, J. *Zdvihací zařízení v teorii a praxi* [online]. [cit. 2015-02-05]. 2006. Dostupné z WWW:<<http://www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni/zz-2006-2.pdf>>.
- [5] ČSN ISO 4190-1. *Zřizování elektrických výtahů. Část 1: Výtahy třídy I, II, III a IV*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. 2010
- [6] LM Metal Lift. *Výťahové díly* [online]. [cit. 2015-03-10]. WWW:<<http://www.metallft.cz>>.
- [7] ČSN EN 81-1+A3. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Část 1: Elektrické výtahy*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. 2013, 176 s., 86200
- [8] Hornická skripta. *Těžní zařízení a příslušenství* [online]. [cit. 2015-03-10]. Dostupné z WWW:<<http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/tezba.htm>>
- [9] Portál veřejné správy České republiky: *27/2003 Sb. Technické požadavky na výtahy – Základní ustanovení* [online]. Praha: 2003. [cit. 2015-03-11]. Dostupné z WWW:<[http://portal.gov.cz/wps/portal/\\_s.155/701/.cmd/ad/.c/313/.ce/10821/.p/8411/\\_s.155/701?PC\\_8411\\_number1=27/2003&PC\\_8411\\_p=1&PC\\_8411\\_l=27/2003 &PC\\_8411\\_ps=10](http://portal.gov.cz/wps/portal/_s.155/701/.cmd/ad/.c/313/.ce/10821/.p/8411/_s.155/701?PC_8411_number1=27/2003&PC_8411_p=1&PC_8411_l=27/2003 &PC_8411_ps=10)>
- [10] Portál veřejné správy České republiky: *27/2003 Sb. Technické požadavky na výtahy – Požadavky na bezpečnost* [online]. Praha : 2003. [cit. 2010-05- 15]. Dostupné z WWW:<[http://portal.gov.cz/wps/portal/\\_s.155/701/.cmd/ad/.c/313/.ce/10821/.p/8411/\\_s.155/701?PC\\_8411\\_number1=27/2003&PC\\_8411\\_p=P%C5%99%C3%AD.1&PC\\_8411\\_l=27/2003&PC\\_8411\\_ps=10](http://portal.gov.cz/wps/portal/_s.155/701/.cmd/ad/.c/313/.ce/10821/.p/8411/_s.155/701?PC_8411_number1=27/2003&PC_8411_p=P%C5%99%C3%AD.1&PC_8411_l=27/2003&PC_8411_ps=10)>.
- [11] Realitní kancelář Majer. *Bytový dům terasy Hořovice* [online]. [cit. 2015-03-15]. Dostupné z WWW:<<http://www.rkmajer.cz/clanky/36-horovice.html>>



- [12] ČSN 81-70. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - část 70: Zvláštní úprava výtahů určených pro dopravu osob a osob a nákladů - Přístupnost výtahu včetně osob s omezenou schopností pohybu a orientace.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. 2003, 28 s., 274003
- [13] TZB Info. *Hydraulické výtahy* [online]. [cit. 2015-03-19]. Dostupné z WWW:< <http://www.tzb-info.cz/3605-hydraulicke-vytahy>>
- [14] Shigley, J., E., Mischke, Ch., R., Budynas R., G. *Konstruování strojních součástí.* VUTIUM Brno, 2010, 1 159 s.. ISBN 978-80-214-2629-0
- [15] Energie 123. *Aktuální ceny elektrické energie* [online]. [cit. 2013-03-21]. Dostupné z WWW:<<http://www.energie123.cz/elektrina/ceny-elektricke-energie/cena-1-kwh/>>
- [16] Skupina ČEZ. *Ceník produktů Skupiny ČEZ pro domácnosti* [online]. [cit. 2013-03-21]. Dostupné z WWW:<[http://www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektrina-2015/cez\\_cz\\_ele\\_cenikmoo\\_2015-01-01\\_comfort.pdf](http://www.cez.cz/edee/content/file/produkty-a-sluzby/obcane-a-domacnosti/elektrina-2015/cez_cz_ele_cenikmoo_2015-01-01_comfort.pdf)>
- [17] Švec, V. *Části a mechanismy strojů - Příklady.* ČVUT v Praze, 2008, 121 s., ISBN 978-80-01-04137-6
- [18] Řasa, J., Švercl, J.. *Strojnické tabulky 1.* Scientia, Praha, 2004.753 s., ISBN 80-7183-312-6



## Seznam obrázků

- Obr. 1 Elisha Graves Otis
- Obr. 2 Lanový trakční výtah
- Obr. 3 Převodový výtahový stroj
- Obr. 4 Bezpřevodový výtahový stroj
- Obr. 5 Omezovač rychlosti
- Obr. 6 Klouzavý zachycovač
- Obr. 7 Různé druhy pryžových nárazníků
- Obr. 8 Plochý polyuretanový pás s ocelovými lanky
- Obr. 9 Vodítko
- Obr. 10 Pohled do výtahové šachty
- Obr. 11 Výtah s bubnovým pohonem
- Obr. 12 Těžní bubnový stroj typu Blair
- Obr. 13 Hydraulický výtah
- Obr. 14 Přímý pohon klece
- Obr. 15 Teleskopický hydraulický válec s dvojstupňovou pístnicí
- Obr. 16 Nepřímý pohon s kombinací hydraulického válce a lanového převodu
- Obr. 17 Zadaný bytový dům
- Obr. 18 Půdorys prvního nadzemního podlaží
- Obr. 19 Porovnání nákladů na provoz výtahu v čase
- Obr. 20 Analýza rizik provozu výtahu
- Obr. 21 Schéma výtahu
- Obr. 22 Rám klece výtahu
- Obr. 23 Profil bočnice
- Obr. 24 Profil horního nosníku
- Obr. 25 Profil dolního nosníku
- Obr. 26 Uložení kladek v konzole
- Obr. 27 Rošt
- Obr. 28 Klidová pozice zachycovače
- Obr. 29 Pozice zachycovače při zachycení směrem dolů
- Obr. 30 Ovládací mechanismus zachycovačů DYNATECH T3
- Obr. 31 Omezovač rychlosti DYNATECH LBD 300A3
- Obr. 32 Nárazník ETN A6



- Obr. 33 Lano PAWO F7S od firmy Gustav Wolf
- Obr. 34 Výtahový stroj ZIEHL ABEGG SM 200.20C
- Obr. 35 Působení momentů na trakčním kotouči
- Obr. 36 Vodítko Monteferro T90 x 75 x 16
- Obr. 37 Kluzná vodící čelist HSM 140
- Obr. 38 Vývojový model
- Obr. 39 Zatížení klece při provozu
- Obr. 40 Uvolnění levého horního styčnicku
- Obr. 41 Uvolnění pravého horního styčnicku
- Obr. 42 Uvolnění levého dolního styčnicku
- Obr. 43 Uvolnění pravého dolního styčnicku
- Obr. 44 Průběh ohybového momentu během provozu
- Obr. 45 Zatížení klece při zachycení klece zachycovači
- Obr. 46 Průběh ohybového momentu při zachycení klece zachycovači
- Obr. 47 Zatížení klece při dosednutí na nárazníky
- Obr. 48 Průběh ohybového momentu při dosednutí klece na nárazníky
- Obr. 49 Dolní nosník rámu klece
- Obr. 50 Jedna polovina dolního šroubového spoje
- Obr. 51 Schéma šroubového spoje v dolním nosníku
- Obr. 52 Horní nosník rámu klece
- Obr. 53 Jedna polovina horního šroubového spoje
- Obr. 54 Schéma šroubového spoje v horním nosníku
- Obr. 55 Uložení kladky
- Obr. 56 Síly namáhající vodítko na ohyb
- Obr. 57 Vychýlení namáhání  $Q$  v ose  $x$  při působení zachycovačů
- Obr. 58 Vychýlení namáhání  $Q$  v ose  $y$  při působení zachycovačů
- Obr. 59 Vychýlení namáhání  $Q$  v ose  $x$  při normálním provozu
- Obr. 40 Vychýlení namáhání  $Q$  v ose  $y$  při normálním provozu
- Obr. 61 Zatížení prahu při nakládání
- Obr. 62 Profil klínové drážky
- Obr. 63 BEAM model rámu klece
- Obr. 64 Fyzikální vazba Coupling
- Obr. 65 Okrajové podmínky rámu klece v provozu nebo na náraznících
- Obr. 66 Okrajové podmínky rámu klece zachycené zachycovači



- Obr. 67 Sít' vytvořená na modelu rámu
- Obr. 68 Napětí v dolním nosníku během provozu
- Obr. 69 Ohybový moment v dolním nosníku během provozu
- Obr. 70 Průhyb dolního nosníku během provozu
- Obr. 71 Napětí v dolním nosníku při zachycení klece zachycovači
- Obr. 72 Ohybový moment v dolním nosníku při zachycení klece zachycovači
- Obr. 73 Průhyb dolního nosníku při zachycení klece zachycovači
- Obr. 74 Napětí v dolním nosníku při dosednutí klece na nárazníky
- Obr. 75 Ohybový moment v dolním nosníku při dosednutí klece na nárazníky
- Obr. 76 Průhyb dolního nosníku při dosednutí klece na nárazníky



## Seznam tabulek

Tab. 1 Ceník prohlídek a zkoušek

Tab. 2 Porovnání analytického a MKP výpočtu



## Seznam příloh

- Příloha č. 1      Návrhový výkres sestavení rámu klece (přiložen v deskách)  
Příloha č. 2      CD s diplomovou prací