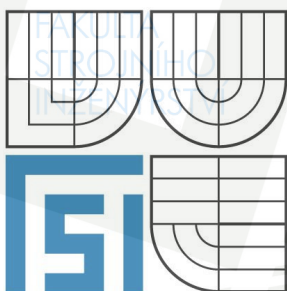


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PALETOVÝ DOPRAVNÍK

PALLET CONVEYOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Bc. LUKÁŠ KLEMBARA

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/09



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Klembara Lukáš, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Paletový dopravník

v anglickém jazyce:

Pallet conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční řešení, obsahující funkční a pevnostní výpočty včetně technické dokumentace.

Cíle diplomové práce:

Navrhněte konstrukční paletového dopravníku pro přepravu manipulačních jednotek mezi přízemím a horním podlažím budovy velkoskladu.

Technické parametry:

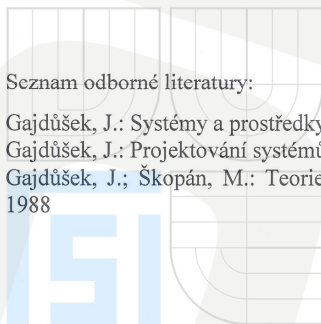
manipulační jednotka: EURO paleta

maximální obrysové rozměry: šířka 900mm délka 1300mm výška 2000

maximální hmotnost: 1000kg

výška zdvihu: 12,5m

rychlost zdvihu: 1m/s



Seznam odborné literatury:

- Gajdůšek, J.: Systémy a prostředky manipulace s materiálem, VUT v Brně, 1982
Gajdůšek, J.: Projektování systémů manipulace s materiálem, VUT v Brně, 1989
Gajdůšek, J.; Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 20.11.2008

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Bc. Lukáš KLEMBARA

Paletový dopravník

DP, ÚADI, 2009, 76 strán

Táto diplomová práca sa zaoberá konštrukčným návrhom paletového dopravníku pre prepravu manipulačnej jednotky medzi prízemným a horným podlažím budovy veľkoskladu, podľa zadáných technických parametrov. Práca obsahuje konštrukčne a funkčné riešenie poháňanej valčekovej trate. Rieši zdvih rámu kabíny a trate a manipulačnej jednotky, pomocou trakčného bezprevodového elektromotora. Je použitý lanový prevod 2:1. Rám kabíny je vybavený povinnými zachycovačmi. Konštrukcia je overená pevnostný výpočet rámu zdvihu a rámu kabíny. Súčasťou práce je výkresová dokumentácia.

Kľúčové slová:

paletový dopravník, valčeková trať, rám kabíny, rám zdvihu, trakčný pohon, zachycovač, lanový prevod 2:1

Abstract

This master's thesis describes the structural design of pallet conveyor for the transport pallet unit between the ground floor and upper storey of warehouse buildings, according to given technical parameters. The work includes design and functional solution for driven roller track. It solves lifting of frame cage and roller track and the pallet unit, using traction gearless drive. There is used cable transfer 2:1. Frame cage is equipped with a mandatory safety gear. The design is verified strength calculations of the frame lift and frame cage. Part of the thesis is the drawing documentation.

Bc. Lukáš KLEMBARA

Pallet conveyor

MT, IAE, 2009, 76 pp.

Key words:

pallet conveyor, roller track, frame cage, frame lift, traction drive, safety gear, cable transfer 2:1



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Bibliografická citácia mojej práce

KLEMBARA, L. Paletový dopravník. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 76 s. Vedúci diplomovej práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Prehlásenie

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne, pod vedením vedúceho diplomovej práce pána Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím uvedenej literatúry.

V Brne dňa 15.mája 2009

Bc. Lukáš KLEMBARA



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Pod'akovanie

Za účinnú podporu a obetavú pomoc, cenné pripomienky a rady pri spracovaní diplomovej práce týmto ďakujem vedúcemu diplomovej práce pánu Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D. Ďalej chcem poďakovať svojim rodičom za podporu pri štúdiu na vysokej škole.

OBSAH

Úvod	12
1. Návrh a výpočet valčekovej trate	13
1.1 Návrh hlavných rozmerov	13
1.2 Voľba druhu a typu pohonu	13
1.3 Návrh valčekov	14
1.4 Návrh reťaze	16
1.4.1 Reťazová smyčka medzi valčekmi	16
1.4.2 Reťazová smyčka medzi valčekmi a elektromotorom	17
1.4.2.3 Celková počet článkov reťaze veľkej smyčky	18
1.4.3 Reťazové koleso	18
1.5 Výpočet potrebného výkonu	18
1.5.1 Odpor vplyvom valivého a čapového trenia	18
1.5.2 Odpor vplyvom výrobných a montážnych nepresností a nepravidelnosťou stykovej plochy predmetu	20
1.5.3 Celkový odpor na jednom valčeku	20
1.5.4 Celkový výkon, potrebný pre rovnomerný pohyb predmetu po trati	20
1.6 Návrh elektromotoru valčekovej trate	21
1.6.1 Pevnostná kontrola spoje medzi hriadeľom elektromotoru a nábojom	22
1.6.1.1 Kontrola na tlak medzi bokom drážky hriadeľa a perom	22
1.6.1.2 Kontrola na tlak medzi bokom drážky náboja a perom	23
2. Návrh kabíny	25
2.1 Požiadavky na kabínu	25
2.2 Zoznam komponentov	25
2.2.1 Výpočet rozvinutých dĺžok plechov	26
2.2.2 Vodiaca čeľusť	26
2.2.3 Klzný zachycovač	27
2.2.4 Odkláňacie kladky	28
2.2.4.1 Výpočet hriadeľa kladky namáhanej na ohyb	28
2.2.5 Nárazník	32
3. Pevnostný výpočet kabíny	33
3.1 Zaťažovacie stavy	33
3.1.1 Zaťaženie rámu pri zachytení kabíny na vodičkách zachycovačmi	33
3.1.2 Zaťaženie rámu pri dosadení kabíny na nárazník	36
3.1.3 Maximálne zaťaženie počas prevádzky	37
4. Návrh zdvihu kabíny	40
4.1 Voľba veľkosti protizávažia	40
4.2 Návrh výťahového stroja	40
4.2.1 Obvodová sila na hnacej kladke	40
4.2.2 Krútiaci moment stroja	41
4.2.3 Priemer hnanej kladky meraný od osi lana	41
4.3 Výpočet nosnosti lana	42
4.3.1 Stanovenie súčiniteľa bezpečnosti nosných lán	42
4.3.1.1 Ekvivalentný počet odkláňacích kladiek	43
4.3.1.2 Ekvivalentný počet lanových kladiek	43
4.3.1.3 Ekvivalentný počet hnacích kotúčov	44
4.3.2 Zaťaženie päťice lán	44
4.3.3 Dovoľené zaťaženie päťice lán	44

4.4 Trakčná únosnosť	45
4.4.1 Výpočet súčiniteľa trenia v polkruhovej drážke so zárezom	45
4.4.1.1 Súčiniteľ trenia v drážka pre núdzové zastavenie	45
4.4.1.2 Súčiniteľ trenia v drážka pre zastavenú kabínu	45
4.4.2 kabína s preťažením 25% zastavuje v najnižšej polohe	46
4.4.3 Prázdna kabína sa rozbehuje z hornej polohy	46
5 Vedenie kabíny a protizávažia	48
5.1 Výpočet vodiťok podľa normy	48
5.1.1 Výpočet napätia vo vodiťku	48
5.1.1.1 Súčiniteľ štihlosti	48
5.1.1.2 Brzdna sila	50
5.1.2 Výpočet priehybu vodiťka	51
6. Návrh a výpočet rámu	54
6.1 Varianty konštrukčného riešenia rámu zdvihu	55
6.2 Kontrola stĺpov rámu na vzper	58
6.3 Výpočet rámu zdvihu	61
6.3.1 Výpočet zaťažujúcich síl	62
6.3.2 Tvorba modelu	63
6.3.3 Výsledky	65
6.4 Kontrola zavesenia lán na rám	67
6.4.1 Kontrola skrutky zaťaženej osovou silou	67
6.4.2 Kontrola matice	68
Záver	70
Použité informačné zdroje	71
Zoznam použitých skratiek a symbolov	73
Zoznam príloh	76

Úvod

Zámerom každého podniku je snaha o optimalizáciu o efektívne využívanie skladových priestorov. V prípade potreby zabezpečenie materiálového toku aj medzi jednotlivými poschodiami. Cieľom mojej diplomovej práce je navrhnúť konštrukčné riešenie paletového dopravníku pre prepravu manipulačnej jednotky medzi prízemím a horným podlažím, rozšírenú o možnosť jazdi palety v priamom smere. Paletový dopravník pozostáva z valčekovej trate upevnenej v rámu kabíny a napojenej na valčekovú linku a rámu zdvihu. Valčeková trať je tvorená sústavou otočných valčekov, ktoré sú upevnené na rámu trate. Prepravovaná manipulačná jednotka na nachádza na valčekoch a pohybuje sa kolmo k ich osiam. Pohyb manipulačnej jednotky môže byť pomocou poháňaných valčekov a to pohonom valčeka na valček, alebo valčekmi poháňanými jednou smyčkou. Krútiaci moment sa najčastejšie prenáša reťazou, ozubenými kolesami, alebo remeňom. Vertikálny pohyb manipulačnej jednotky medzi dvoma poschodiami zaručuje výtahový stroj pomocou lán. Jeho práca je prerušovaná vjazdom a výjazdom manipulačnej jednotky, ktorý prebieha pri stojacej kabíne. Na hornom podlaží manipulačná jednotka pokračuje v jazde po valčekovej linke. Návrh musí spĺňať požiadavky kladené technickými normami platné pre nákladné výtahy. Preprava osôb je zakázaná.

1. Návrh a výpočet valčekovej trate

1.1 Návrh hlavných rozmerov

dĺžka palety $L_p = 1200\text{mm}$

celkový počet valčekov (obr. 1.1) $i_c = 8$

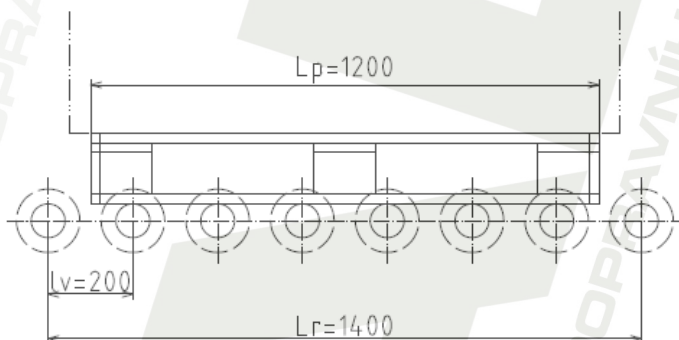
počet valčekov pod paletou $i_p = 6$

vzdialenosť medzi valčkami $l_v = \frac{L_p}{i_p}$

$$l_v = \frac{1200\text{mm}}{6} = 200\text{mm}$$

rozstup prvého a posledného valčeka $L_r = 7 \cdot l_v$

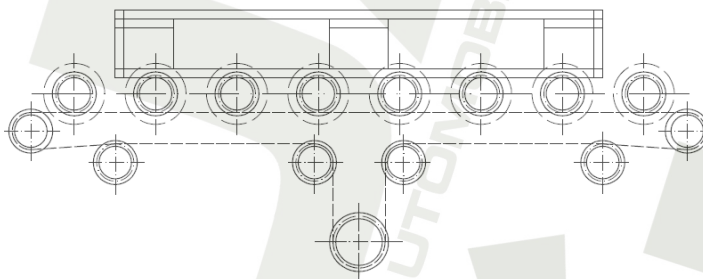
$$L_r = 7 \cdot 200\text{mm} = 1400\text{mm}$$



Obr. 1.1

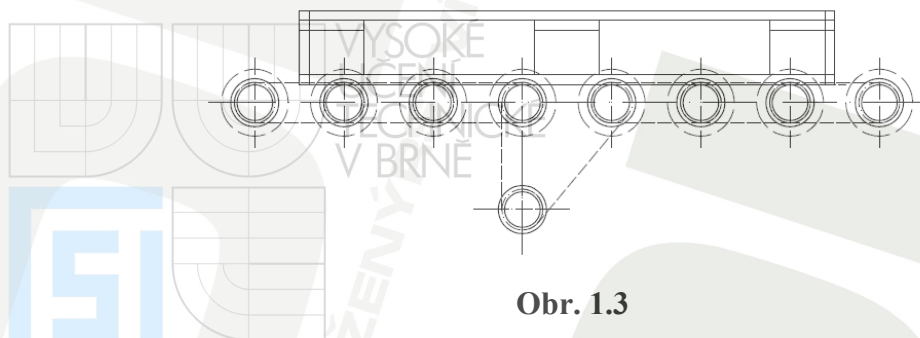
1.2 Voľba druhu a typu pohonu

A/ Valčekové dopravníky poháňané dotýčnicovou reťazou sú poháňané jednou reťazovou smyčkou. Každý valček má jedno reťazové kolo (obr. 1.2).



Obr. 1.2

B/ U dopravníkov poháňaných reťazou z valčeka na valček je sila prenášaná pomocou krátkych reťazových smyčiek. Každá smyčka obopína reťazové koleso pripojené k susednému poháňanému valčeku a spôsobuje tak ich rotáciu. Pre každý poháňaný valček je potreba dvoch reťazových kolies (obr. 1.3).



Obr. 1.3

Vzhľadom na obmedzený priestor v okolí zdvíhanej časti valčekovej trate, v dôsledku rámu a požadovanej spojitosti trate, volím variant B.

1.3 Návrh valčiek

Na predbežný návrh valčiek som použil na internete voľne dostupný software spoločnosti Interroll, Roller calculation 3.4, ktorý obsahuje aplikáciu zaťažujúceho stavu od hmotnosti palety. [15]

Volím: Series 3600 Fixed Driven, 2 reťazové kolesa z polyamidu, 5/8", 18 zubov

vonkajší priemer trubky $D_v = 80\text{mm}$,

dĺžka trubky $L_t = 983\text{mm}$

materiál trubky – oceľ

hrúbka trubky $s = 4\text{mm}$

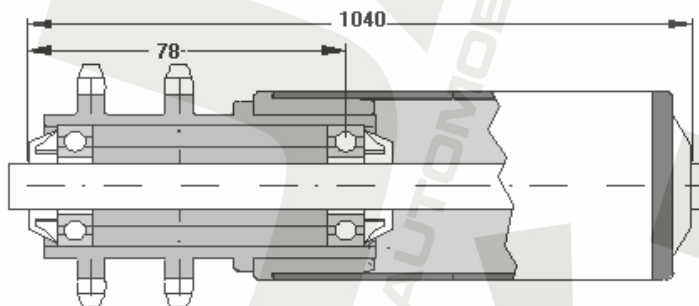
tvár hriadeľa – valec

priemer hriadeľa valčeka $d_v = 40\text{mm}$

typ ložiska – Precision Bearing 3

maximálna dynamická zaťažiteľnosť $F_d = 3500\text{N}$

maximálna rýchlosť dopravníku $v_{l_{\max}} = 0,8\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 1.4 Rez valčekom, [15]

hmotnosť celej manipulačnej jednotky $m_p = 1000\text{kg}$

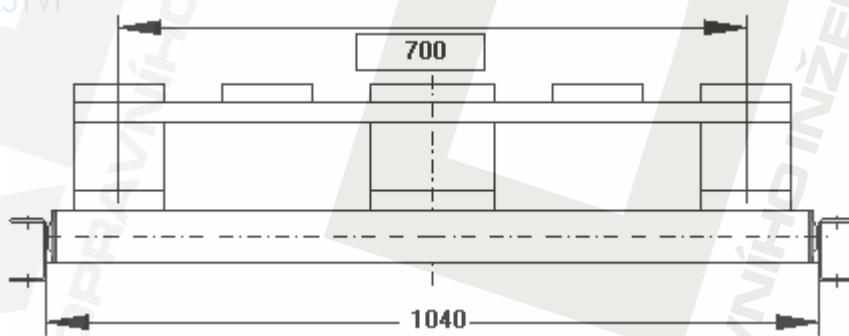
celková záťaž nákladu vrátane palety $F_N = m_p \cdot g$ (1)

$$F_N = 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = 9810 \text{ N}$$

počet nosných valčkov volím $i_v = 3$

poznámka: volené číslo i_v je z danej ponuky najväčšie i z dôvodu teoreticky nedokonalého styku medzi paletou a valčkami.

vzdialenosť stredov krajných častí palety $L_s = 700 \text{ mm}$

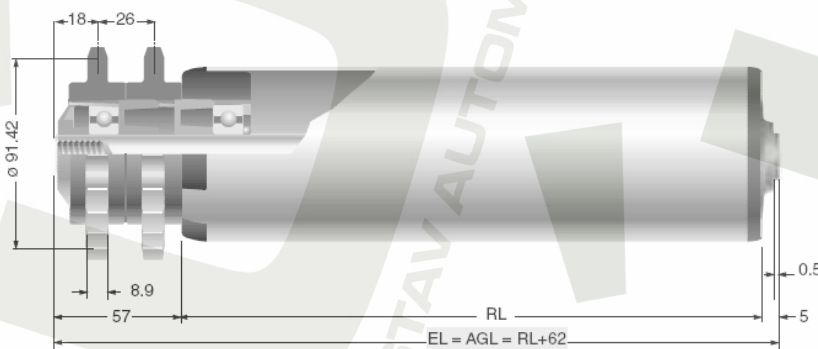


Obr.1.5 [15]

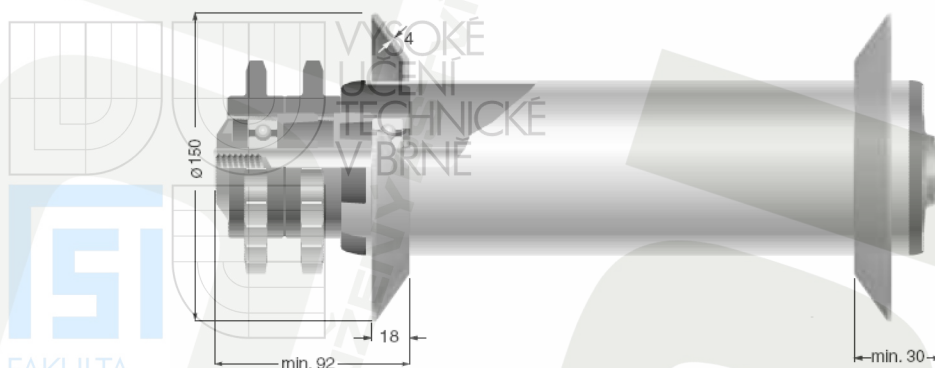
Tab. 1.1 Vypočítané hodnoty pomocou modulu, [15]

Vypočítané hodnoty:	Limitní hodnoty	
Priehyb trubky	0,32mm	0,96mm
Napätie v trubke	31MPa	96MPa
Priehyb hriadeľa	0,6mm	15mm
Napätie v hriadeli	20MPa	133MPa
Nosnosť skupiny ložísk	3270N	3500N
Maximálny naklopenie ložísk	7,3 min	40 min

Poznámka: uhol $60 \text{ min} = 1^\circ$, Hodnoty vyhovujú



Obr.1.6 Konštrukčné prevedenie valčkov, [15]



Obr. 1.7 Konštrukčné prevedenie valčekov, [15]

Poznámka: na upevnenie valčeka k rámu slúžia závit M12x20

1.4 Návrh reťaze

Na návrh som použil na internete voľne dostupný software spoločnosti Interroll, Roller calculation 3.4. Volím reťaz pre daný valček a reťazové kolo s 18 zubmi pre axiálnu vzdialenosť cca. 200mm. [15]

1.4.1 Reťazová smyčka medzi valčkami

Výsledky :typ reťaze 10.58 (10-B)

axiálny rozstup valčekov $a_h = 198.44mm$

počet článku reťaze $p_n = 43$

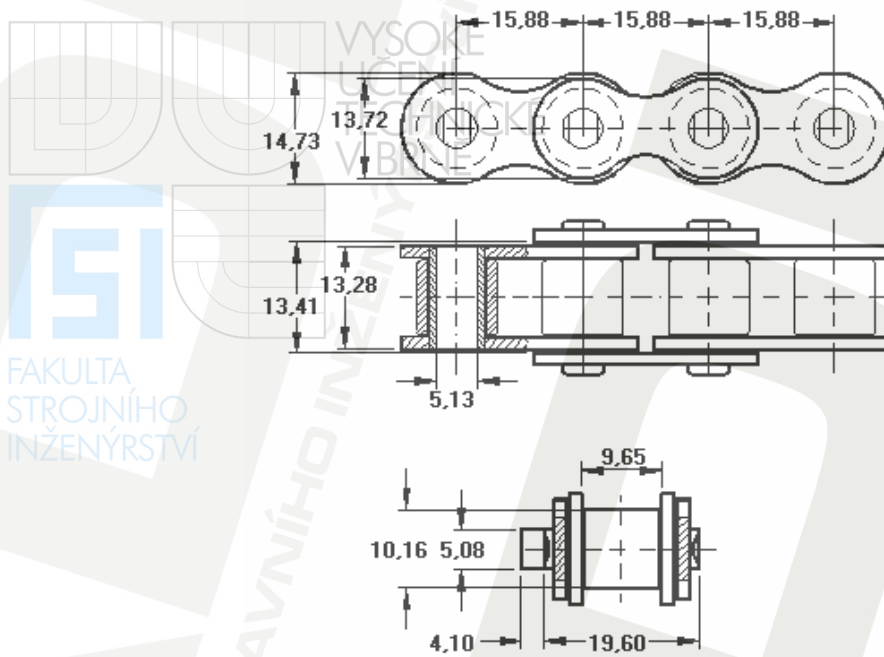
nosná plocha $S_r = 67mm^2$

rozpínací sila $F_r = 22700N$

váha $m_r = 0,9kg/m$

vonkajší priemer reťaze $D_r = 106,15mm$

vonkajší priemer reťazového kolesa $D_k = 98,72mm$



Obr. 1.8 Konštrukčné prevedenie reťaze, [15]

1.4.2 Reťazová smyčka medzi valčkmi a elektromotorom

axiálna vzdialenosť kolies, vertikálna $a_v = 229\text{mm}$

axiálna vzdialenosť kolies, diag. $a_d = \sqrt{a_v^2 + a_h^2} [\text{mm}]$

1.4.2.1 Počet článkov na vzdialenosti a_v

$$p_v = \left(2 \cdot \frac{a_v}{t_r} + \frac{z_4 + z_9}{2} - \left(\frac{z_9 - z_4}{2\pi} \right) \cdot \frac{t_r}{a_v} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

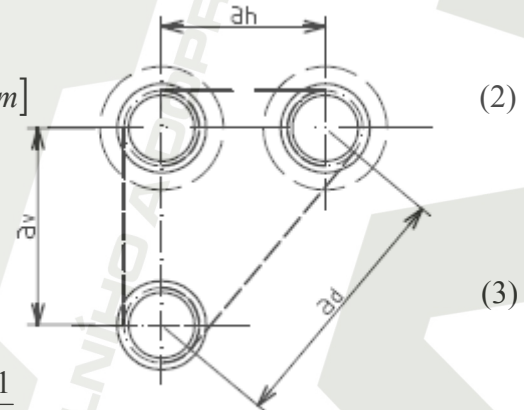
$$p_v = \left(2 \cdot \frac{229\text{mm}}{15,88\text{mm}} + \frac{18+18}{2} - \left(\frac{18-18}{2\pi} \right) \cdot \frac{15,88\text{mm}}{220\text{mm}} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

$$p_v = 23,42$$

1.4.2.2 Počet článkov na vzdialenosti a_d

$$p_d = \left(2 \cdot \frac{a_d}{t_r} + \frac{z_5 + z_9}{2} - \left(\frac{z_5 - z_9}{2\pi} \right) \cdot \frac{t_r}{a_d} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

$$p_d = \left(2 \cdot \frac{\sqrt{a_v^2 + a_h^2}}{t_r} + \frac{z_9 + z_5}{2} - \left(\frac{z_5 - z_9}{2\pi} \right) \cdot \frac{t_r}{\sqrt{a_v^2 + a_h^2}} \right) \cdot \frac{1}{2}$$



Obr. 1.9

$$p_d = \left(2 \cdot \frac{\sqrt{229^2 \text{ mm}^2 + 198,44^2 \text{ mm}^2}}{15,88 \text{ mm}} + \frac{18+18}{2} - \left(\frac{18-18}{2\pi} \right) \cdot \frac{15,88 \text{ mm}}{\sqrt{220^2 \text{ mm}^2 + 198,44^2 \text{ mm}^2}} \right) \cdot \frac{1}{2}$$

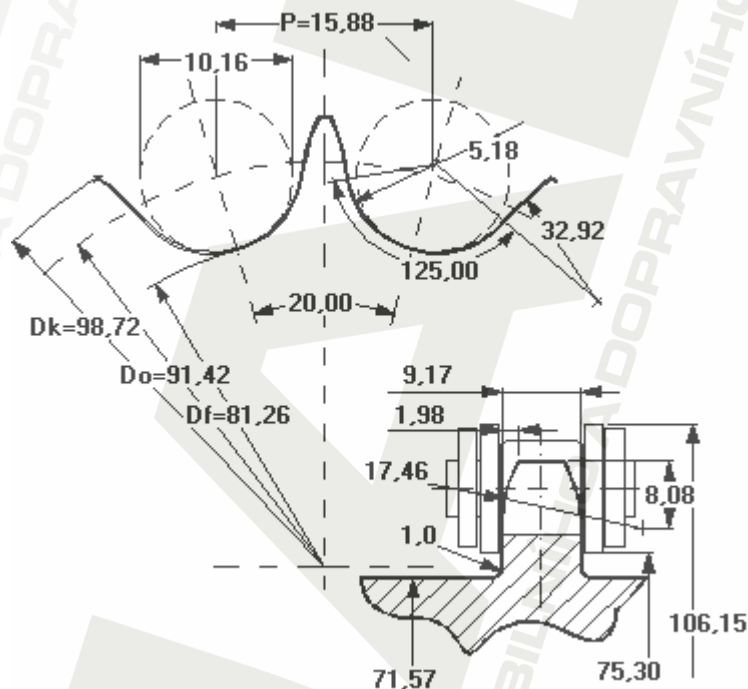
$$p_d = 28,08$$

1.4.2.3 Celková počet článkov reťaze veľkej smyčky

$$p_r = \frac{p_n}{2} + p_v + p_d [-] \quad (5)$$

$$p_r = \frac{43}{2} + 23,48 + 28,12 = 73,00 = 73 \text{ článkov smyčky}$$

1.4.3 Reťazové koleso



Obr. 1.10 Konštrukčné prevedenie reťazového kolesa, [15]

1.5 Výpočet potrebného výkonu

Pri doprave predmetu sú prekonávané na jednom valčeku nasledujúce odpory:

1.5.1 Odpor vplyvom valivého a čapového trenia

Hmotnosť rotujúcich častí jedného valčeka

Hmotnosť trubky valčeka

$$m_1 = \pi(R_1^2 - (R_1 - s)^2) \rho_{ocel} \cdot L_t \quad (6)$$

$$m_1 = \pi(0.040^2 m^2 - (0.040 m - 0.004 m)^2) \cdot 7850 kg \cdot m^{-3} \cdot 0.983 m = 7.631 kg$$

Hmotnosť kužeľového vedenia valčeka

$$V_{v2} = \int_0^{2\pi} \int_0^h \int_{R_1}^{R_2-y} \rho \cdot d\rho \cdot dy \cdot d\varphi = \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2-y} \left[\frac{\rho^2}{2} \right]_{R_1}^{R_2-y} dy \cdot d\varphi = \int_0^{2\pi} \int \left(\frac{(R_2-y)^2}{2} - \frac{R_1^2}{2} \right) dy \cdot d\varphi \quad (7)$$

$$V_{v2} = \int_0^{2\pi} \int \left(\frac{R_2^2 - 2R_2 \cdot y + y^2}{2} - \frac{R_1^2}{2} \right) dy \cdot d\varphi = \int_0^{2\pi} \left[\frac{R_2^2 \cdot y}{2} - 2R_2 \frac{y^2}{4} + \frac{y^3}{6} - \frac{R_1^2 \cdot y}{2} \right]_0^h d\varphi$$

$$V_{v2} = \int_0^{2\pi} \left(\frac{R_2^2 \cdot h}{2} - R_2 \frac{h^2}{2} + \frac{h^3}{6} - \frac{R_1^2 \cdot h}{2} \right) d\varphi = \left[\frac{R_2^2 \cdot h}{2} - R_2 \frac{h^2}{2} + \frac{h^3}{6} - \frac{R_1^2 \cdot h}{2} \right]_0^{2\pi}$$

$$V_{v2} = 2\pi \left(\frac{R_2^2 \cdot h}{2} - R_2 \frac{h^2}{2} + \frac{h^3}{6} - \frac{R_1^2 \cdot h}{2} \right) = \pi \left(75^2 \cdot 18 - 75 \cdot 18^2 + \frac{18^3}{3} - 40_1^2 \cdot 18 \right) = 157374 mm^3$$

$$m_{v2} = V_{v2} \cdot \rho_{ocel} \quad (8)$$

$$m_{v2} = 157374 \cdot 10^{-9} \cdot 7850 kg \cdot m^{-3} = 1,235 kg$$

Celková hmotnosť rotujúcich častí valčeka

$$m_v = m_{v1} + 2m_{v2} \quad (9)$$

$$m_v = 7,631 kg + 2 \cdot 1,235 kg = 10,1 kg$$

Pozn.: hmotnosť polyamidových reťazových kolies a ložísk sú zanedbané.

$$\text{Dané: } e = 3,5 mm, m_p = 1000 kg, g = 9,81 m \cdot s^{-2}, \beta_1 = 0^\circ, e = 3,5 mm, f_c = 0,02, r = 40 mm, \\ m_v = 3,82 kg, r_c = 16,25 mm, i_{mj} = 1, v = 0,5 m \cdot s^{-1} \quad [2]$$

Odpor vplyvom valivého a čapového trenia

$$O_1 = q \cdot g \cdot \cos \beta_1 \cdot \frac{e + f_c \cdot r_c}{r} + m_v \cdot g \cdot k_1 \frac{f_c \cdot r_c}{r}; \quad q = \frac{m_p}{k_1} \quad (10), (11)$$

1.5.2 Odpor vplyvom výrobných a montážnych nepresností a nepravidelnosťou stykovej plochy predmetu

Tento odpor sa nedá presne matematicky vyjadriť a stanoví sa ako 0,5% z normálového zaťaženia valčekov.

$$O_2 = 0,005 \cdot m_p \cdot g \cdot \cos \beta_1 \quad (12)$$

1.5.3 Celkový odpor na jednom valčekom

$$O = O_1 + O_2 \quad (13)$$

Keď celkový počet predmetov na trati je i_{mj} , potom počet valčekov, na ktorých sa predmety nachádzajú je $i_{mj} \cdot k$, zvyšok valčekov prekonáva iba odpory vyvolané trením v ložiskách hriadeľ a vplyvom vlastnej tiaže rotujúcich častí valčekov.

1.5.4 Celkový výkon, potrebný pre rovnomerný pohyb predmetu po trati

Celková účinnosť prevodu medzi elektromotorom a valčkami [2].

$$\eta_c = \eta^{ip} \quad (14)$$

$$n_c = 0.96^7 = 0,75$$

kde i_p - počet prevodov [-]

Celkový výkon

$$P = \left\{ i_{mj} \cdot k \cdot \frac{m_p}{k} \cdot g \left[\cos \beta_1 \left(\frac{e + f_c \cdot r_c}{r} + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot \frac{f_c \cdot r_c}{r} \cdot z \right\} \frac{v}{\eta_c} [W] \quad (15)$$

Vzorec pre celkový výkon je v literatúre [2] koncipovaný pre prípad styku komfortných plôch, (môže sa jedna o klzné ložisko). Pre náš prípad nekonformnej plôch, kde sa valček otáča na valivom ložisku, vzťah upravíme o súčiniteľ trenia v ložisku daný výrobcom. $f_l = 0,008125$ [-].

$$P = \left\{ i_{mj} \cdot m_p \cdot g \left[\cos \beta_1 \left(\frac{e}{r} + f_l + 0,005 \right) \right] + m_v \cdot g \cdot f_l \cdot z \right\} \frac{v}{\eta_c} \quad (16)$$

$$P = \left\{ 1 \cdot 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \left[\cos 0 \left(\frac{3,5 \text{ mm}}{40} + 0,008125 + 0,005 \right) \right] + 10,1 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \cdot 0,008125 \cdot 8 \right\} \cdot \frac{0,37}{0,76} = 483,71 \text{ W}$$

Potrebný výkon volím o 30% vyšší z dôvodu rozbehu elektromotoru.

$$P_c = P + 0,3P$$

(17)

$$P_c = 1,3P = 1,3 \cdot 483,71 \text{ kW} = 628,8 \text{ W} = 0,62 \text{ kW}$$

1.6 Návrh elektromotoru valčekovej trate

Priemer reťazového kolesa na hriadieli elektromotoru sa rovná priemeru reťazového kolesa na valčekoch, z toho plynie, že požadované otáčky valčekov sú minimálne otáčky pre navrhovaný elektromotor.

Otáčky valčekov

$$v = \pi \cdot D_v \cdot n_v \rightarrow n_v = \frac{v}{\pi \cdot D_v}$$

(18)

$$n = \frac{0,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{\pi \cdot 0,080 \text{ m}} = 1,47 \text{ s}^{-1} = 88,3 \text{ min}^{-1}$$

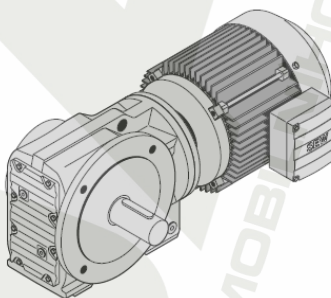
Elektromotor s prevodovkou od firmy Sew-Eurodrive typ KF 37 DR\DV. Jedná sa o trojfázový asynchrónny motor.

výkon $P_1 = 0,75 \text{ kW}$

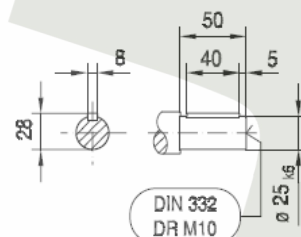
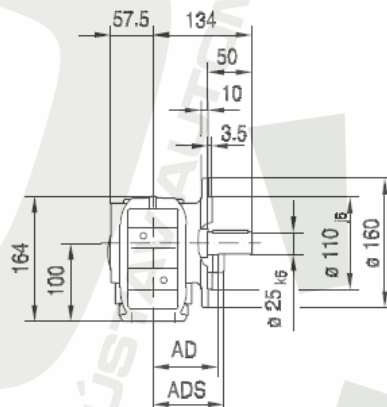
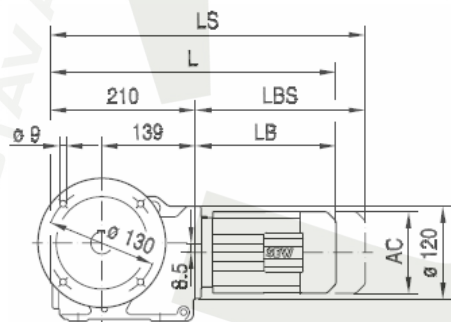
výstupné otáčky $n_1 = 90 \text{ min}^{-1}$

krútiaci moment $M_1 = 80 \text{ Nm}$

prevodový pomer $i_1 = 15,31$



AC	145
AD	122
ADS	127
L	466
LS	529
LB	256
LBS	319



Obr. 1.11 Rozmery el. motoru, [15]

1.6.1 Pevnostní kontrola spoje medzi hriadeľom elektromotoru a nábojom

1.6.1.1 Kontrola na tlak medzi bokom drážky hriadeľa a perom

V hriadeľi elektromotoru valčekovej trate je vyfrézovaná drážka pre pero s označením:

Pero 8e7x7x40 ČSN 02 2507 [8] a rozmermi :

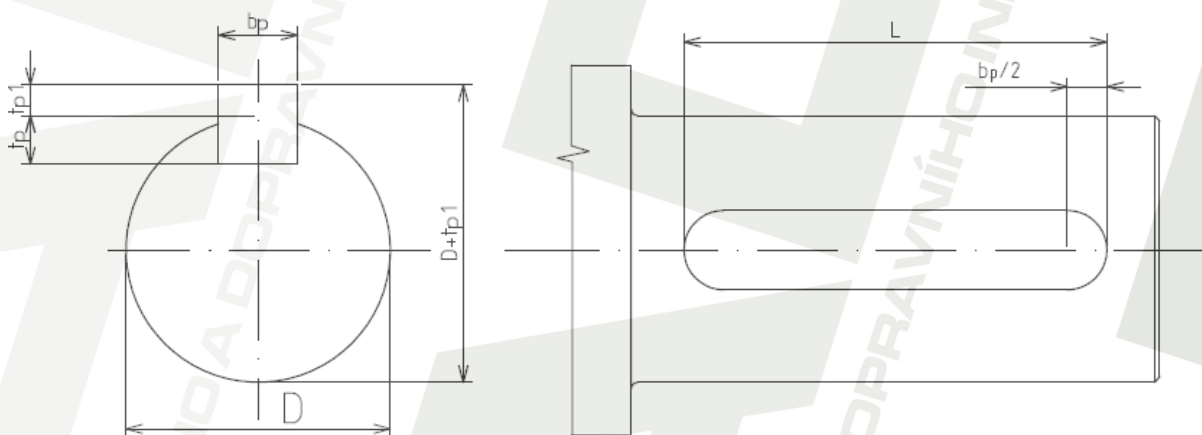
$$b_p = 8\text{mm}$$

$$h_p = 7\text{mm}$$

$$L_p = 40\text{mm}$$

$$t_p = 4\text{mm}$$

$$t_{p1} = 3\text{mm}$$



Obr. 1.12 Tvar drážky pre pero

Prenášaná obvodová sila F_o [N] sa určí z prenášané krútiaceho momentu M_1 [Nm]

$$M_1 = F_o \cdot \left(\frac{D}{2} - \frac{t_p}{2} \right) \rightarrow F_o = \frac{M_1}{\left(\frac{D}{2} - \frac{t}{2} \right)} \quad (19)$$

$$F_o = \frac{80\text{Nm}}{\left(\frac{0,025\text{m}}{2} - \frac{0,004\text{m}}{2} \right)} = 7619,04\text{N}$$

Tlak medzi bokom drážky hriadeľa a perom

$$p_0 = \frac{F_0}{L_p \cdot t_p} \quad (20)$$

$$p_o = \frac{7619,04N}{40mm \cdot 4mm} = 47,62MPa$$

$$p_o < p_d = 120MPa \quad \text{Hodnota vyhovuje}$$

1.6.1.2 Kontrola na tlak medzi bokom drážky náboja a perom

Prenášaná obvodová sila F_{o2} [N] sa určí z prenášané krútiaceho momentu M_1 [Nm]

$$M_1 = F_{o2} \cdot \left(\frac{D}{2} + \frac{t_{p1}}{2} \right) \rightarrow F_{o2} = \frac{M_1}{\left(\frac{D}{2} + \frac{t_{p1}}{2} \right)} \quad (21)$$

$$F_{o2} = \frac{80Nm}{\left(\frac{0,025m}{2} + \frac{0,003}{2} \right)} = 5714,28N$$

Tlak medzi bokom drážky náboja a perom

$$p_{o2} = \frac{F_{o2}}{t_1 \left(L_p - 2 \cdot \frac{b_p}{2} \right)} \quad (22)$$

$$p_{o2} = \frac{5714,28N}{3mm \cdot (40mm - 8mm)} = 59,52Mpa$$

$$p_{o2} < p_d = 120MPa \quad \text{Hodnota vyhovuje}$$

Pri konštrukčnom návrhu vychádzame zo základných rozmerov:

$$L_{\max} = 1300mm, S_{\max} = 900mm, H_{\max} = 2000mm, u = 35mm, v_t = 5mm, S_{profil} = 50mm,$$

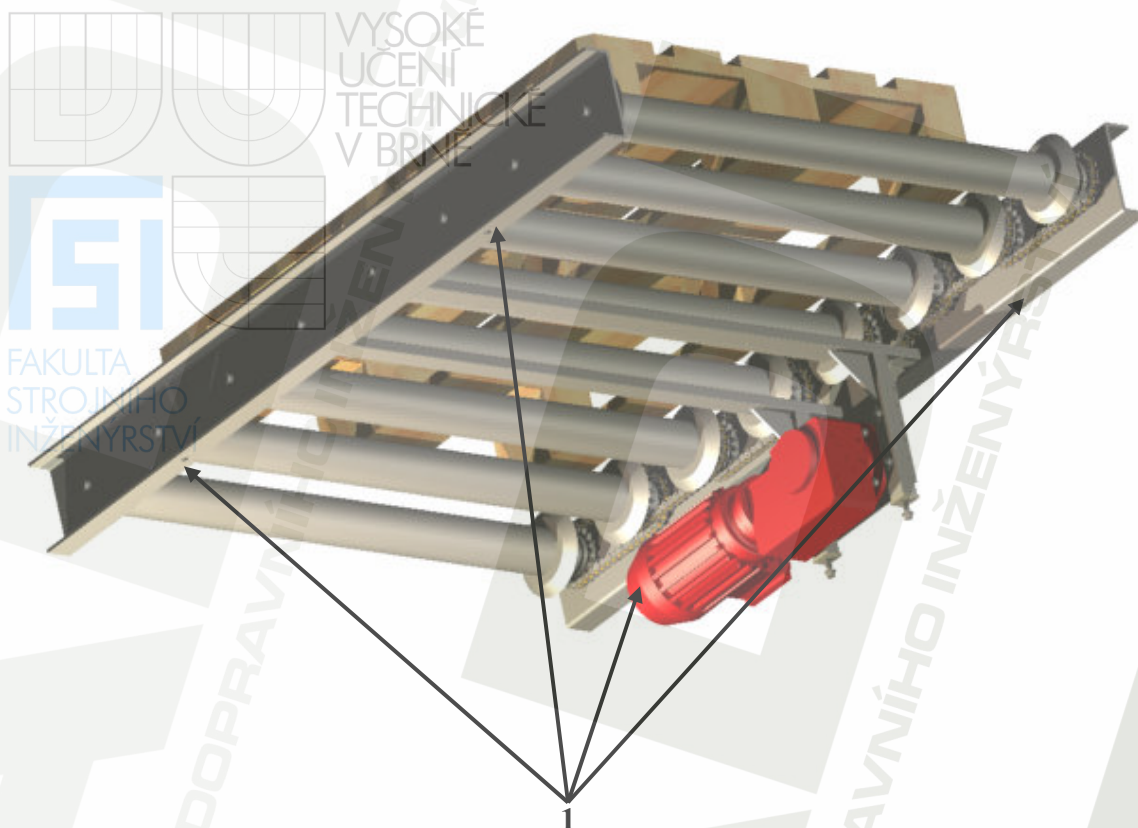
a rozmerov

$$\text{vnútornej dĺžky konštrukcie } L_v = 7 \cdot a + 2 \cdot \frac{D_v}{2} + 2 \cdot v_t \quad (23)$$

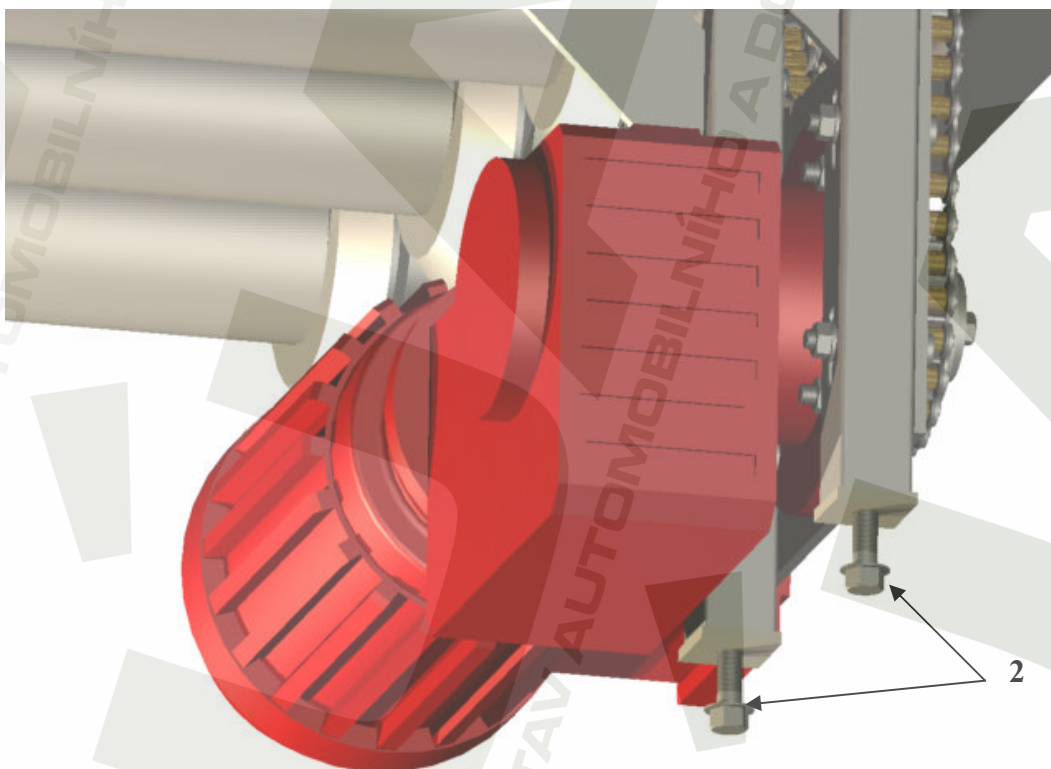
$$L_v = 7 \cdot 198,44mm + 150mm + 2 \cdot 5mm = 1549,08mm$$

$$\text{vnútornej šírky konštrukcie } S_v = S_{val} + 2 \cdot S_{profil} \quad (24)$$

$$S_v = 1040mm + 2 \cdot 50mm = 1140mm$$



Obr. 1.13 Diery 1 pre skrutky M12x20 slúžia na upevnenie valčekovej trate na rám kabíny



Obr. 1.14 Upevnenie elektromotoru na konštrukciu valčekovej trate. Skrutky 2 slúžia na aretáciu zvislej polohy elektromotoru a tým napínanie reťaze pohonu.

2. Návrh kabíny

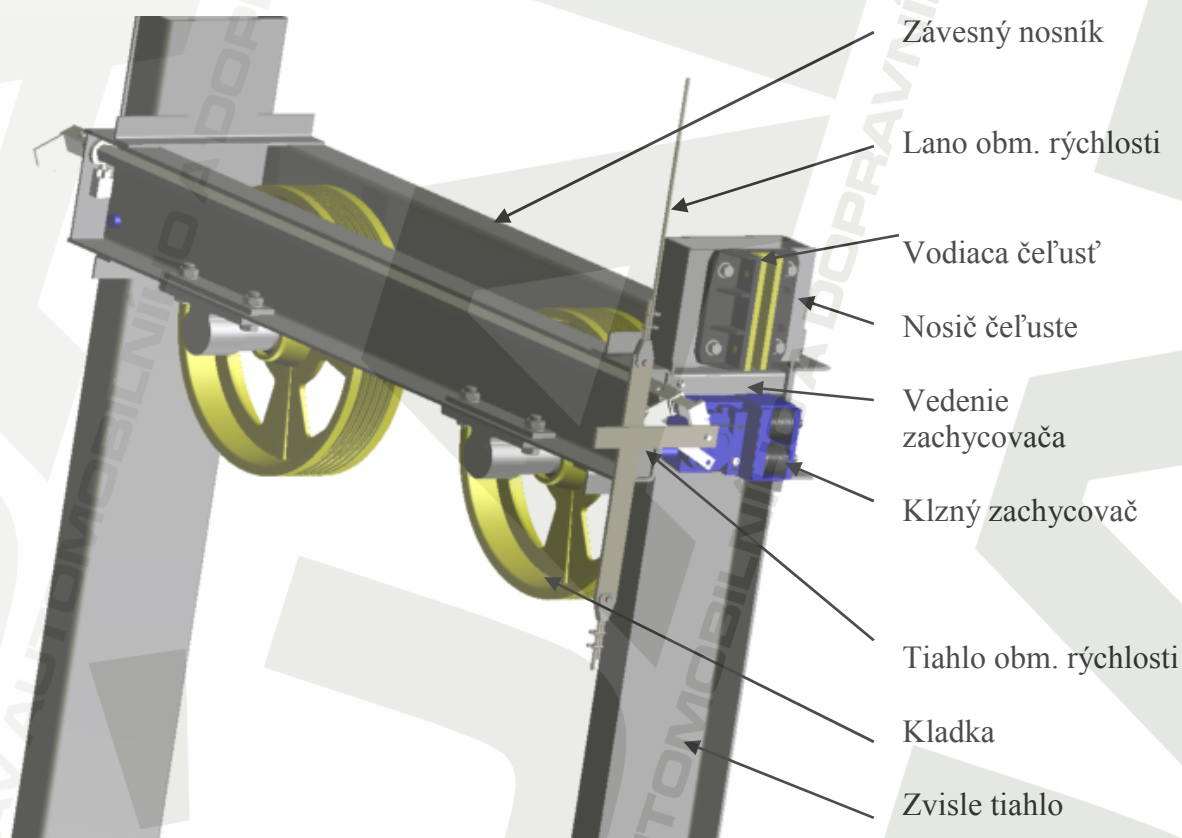
2.1 Požiadavky na kabínu

Pri návrhu sa uvažujú rozmery zdvižnej valčekovej trate, spôsob lanovanie (2:1), vedenie kabíny vo vodiacich čeľustách a v prípade potreby zachytenie kabíny klznými zachycovačmi v oboch smeroch.

Pozn. Pri uvedení zachycovača do činnosti je prerušený obvod zdvižného mechanizmu.

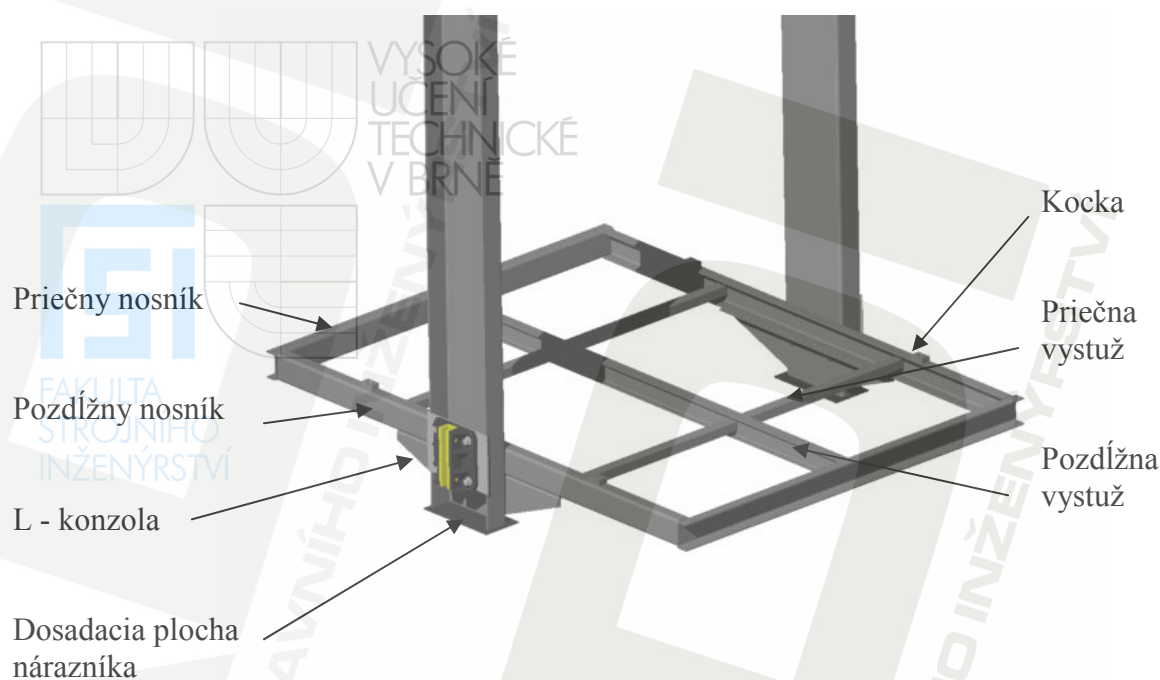
2.2 Zoznam komponentov

Konštrukcia kabíny je zváraná z ohýbaných plechov materiálu s označením 11 373 (S235), a komponentov katalógových pozostávajúcich z hlavných častí: obr. 2.1 a obr. 2.2.



Obr. 2.1 Pohľad na komponenty hornej časti kabíny

Pozn. Zoznam použitých komponentov, vrátane ich označenia, počtu kusov a názvu výrobcu, ktorými je vybavený rám kabíny je v zozname položiek výkresu s číslom 2-S32/02/00.



Obr. 2.2 Pohľad na komponenty dolnej časti kabíny

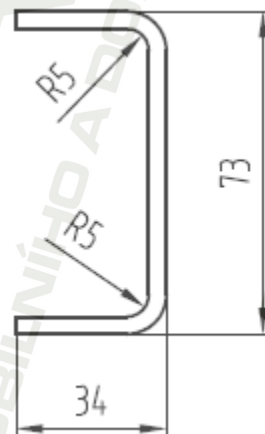
2.2.1 Výpočet rozvinutých dĺžok plechov

Pozn. Zoznam položiek udáva rozvinutú dĺžku ohýbaných plechov. Uvádzam výpočet pre pozdĺžny nosník rámu kabíny obr.2.3. Pre jej výpočet bol použitý vzorec [6]:

$$L_{roz} = 34mm + 73mm + 34mm - 2x_1 \quad (25)$$

tabuľka hodnôt x_1 je v prílohe č.1

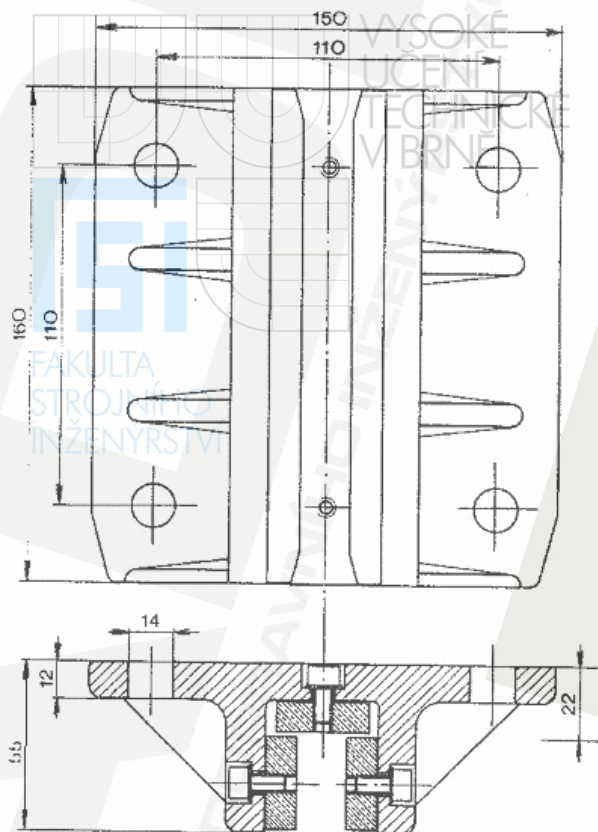
$$L_{roz} = (34 + 73 + 34 - 2 \cdot 8,1)mm = 124,8mm \quad (26)$$



Obr. 2.3

2.2.2 Vodiaca čel'ust'

Klzné vedenie obr. 2.4 a obr. 2.5 je používané u výtáhov s nižšími a strednými menovitými rýchlosťami, do $2ms^{-1}$. Vlastný vodič je oceľový alebo liatinový, vodiaca čel'ust' je opotrebená vložkami z materiálu s nízkym súčiniteľom šmykového trenia, dobrými klznými vlastnosťami a odolnosťou proti oteru. Pri použití klzných vodičov sú vodítka mazané za účelom zníženia šmykového trenia. Používajú sa automatické hmatové maznice, montované na vodiče, zaisťujúce konštantnú vrstvu oleja. Množstvo oleja sa nastavuje regulačnou skrutkou.



Obr. 2.4 Vodiaca čeľusť, [2]



Obr. 2.5 Vodiaca čeľusť, [11]

Volím vodiacu čeľusť T 737-16,5 od firmy Comming Chrudim výt'ahy obr. 2.5.

Pozn.: Voditko musí byť mazané olejovým mazadlom ISO VG 150.

2.2.3 Klzný zachycovač

Volím klzný obojsmerný zachycovač EB 59 D, pre vybavovaciu rýchlosť $1,73\text{ms}^{-1}$, od firmy Metal Lift s.r.o., ktorý zastaví kabínu, závažie vplyvom trenia o voditka. Maximálna veľkosť normálovej sily na voditko je obmedzená, pretože do systému sú vložené pružinové telesá. Brzda dráha je závislá na hmotnosti kabíny a rýchlosti pri ktorej bol zachycovač uvedený do činnosti.



Obr. 2.6 Klzný zachycovač, [10]

2.2.4 Odkláňacie kladky

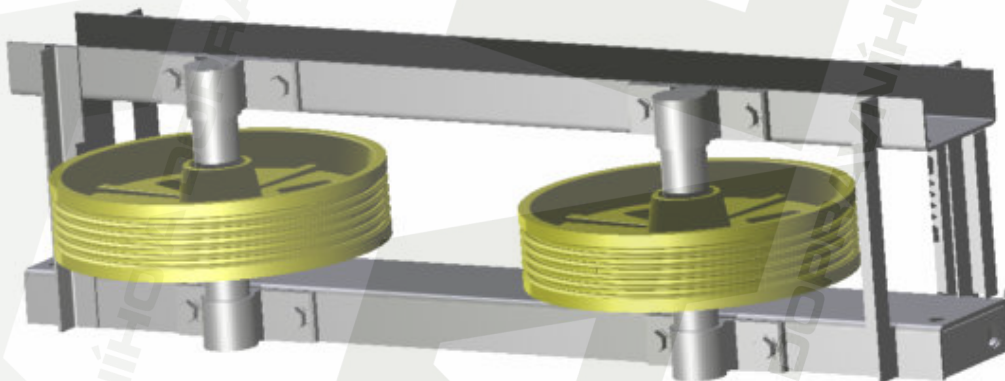
Kladka je rotačne upevnená na hriadeľi pomocou dvoch valivých ložísk, ktorý je zalisovaný do domčekov. Domčeky sú upevnené skrutkami na závesné nosníky.

Volím

domček $T - 234 - 400 - 5 \times 10$ [12]

kladka $T - 234 - 400 - 5 \times 10$ [12]

Z konštrukčných dôvodov je potrebné zväčšiť dĺžku hriadeľa, mimo rozsah ponúkaný výrobcom a tak overiť hriadeľ pevnostným výpočtom.



Obr.2.7 Upevnenie kladiek na závesné nosníky

2.2.4.1 Výpočet hriadeľa kladky namáhanej na ohyb

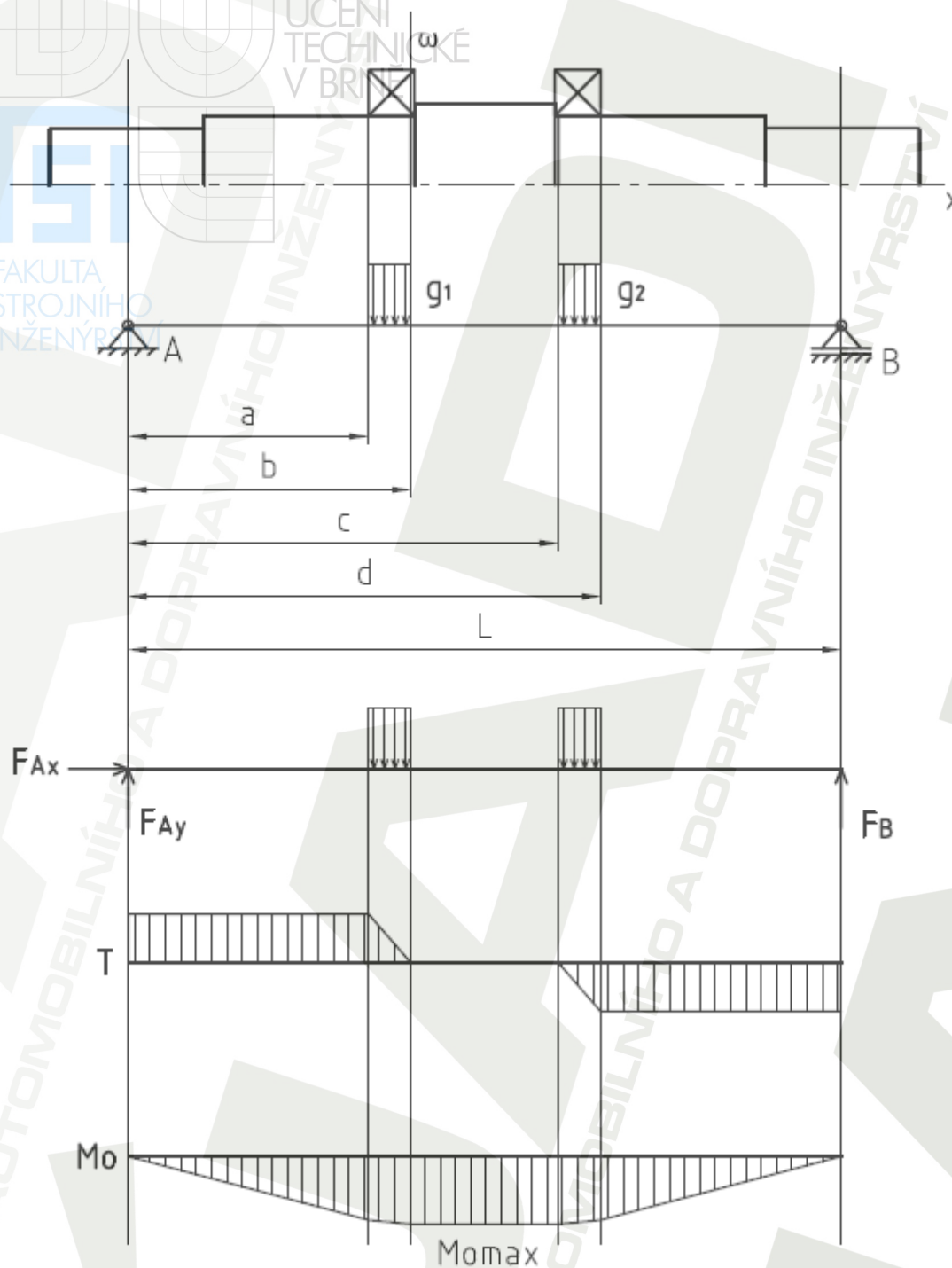
Na uloženie kladky sú použité ložiska 6011 2RS s vnútorným priemerom $d = 55\text{mm}$ a šírkou $s = 18\text{mm}$. Ložiská prenášajú sily z kladky na hriadeľ ako spojité zaťaženie, ktoré pôsobí na dĺžke ktorá sa rovná šírke ložiska, zmenšenej o dĺžku zápichu $G2.5 \times 3$.

Sila od kabíny

Dané :

$a = 94,5\text{mm}, b = 110\text{mm}, c = 170\text{mm}, d = 185,5\text{mm}, L = 280\text{mm}$, (výkres 3-S32-02/13)

Výsledné vnútorné účinky



Obr. 2.8 Výsledné vnútorné účinky na hriadeli odkáňacej kladky

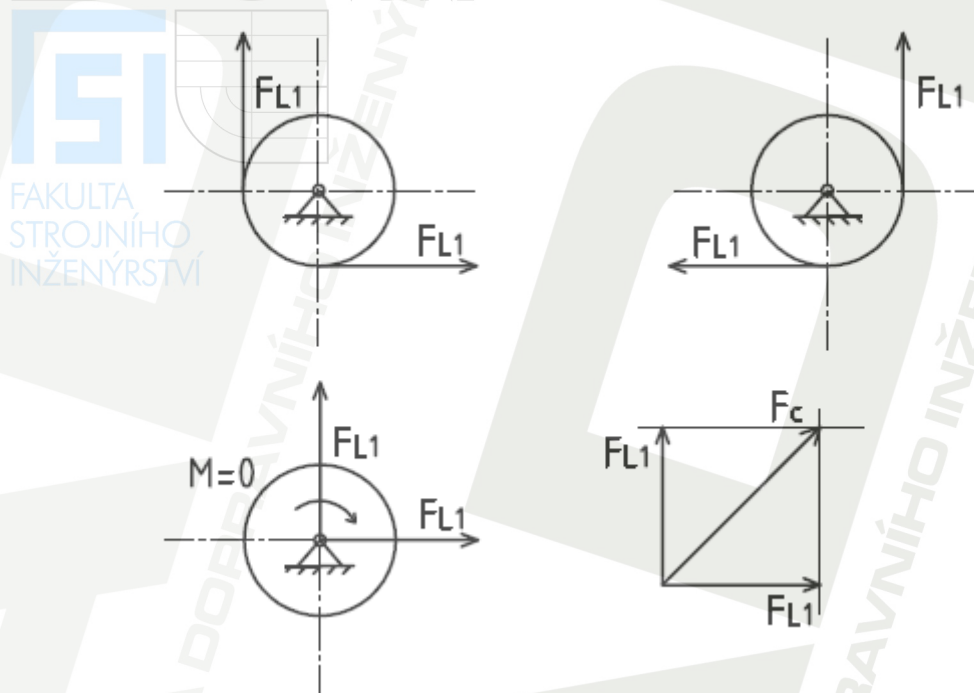
Sila od kabíny a manipulačnej jednotky

$$F = (K + Q) \cdot g \quad (27)$$

$$F = (421\text{kg} + 1000\text{kg}) \cdot 9,81\text{ms}^{-2} = 13940,01\text{N}$$

Síla v lanách $F_{L1} = \frac{F}{2}$ (28)

$$F_{L1} = \frac{13940,01}{2} = 6970,01 N$$



Obr. 2.9 Vyjadrenie síl pôsobiacich v ose hriadeľa

Celková síla pôsobiaca v ose hriadeľa $L_c = \sqrt{F_{L1}^2 + F_{L2}^2}$ (29)

$$L_c = \sqrt{2F_{L1}^2} = \sqrt{2 \cdot 6970,01^2 N^2} = 9857,08 N$$

Síla pôsobí na dve ložiska, teda síla na jedno ložisko je $L_{c1} = L_{c2} = \frac{L_c}{2}$ (30)

$$L_{c1} = L_{c2} = \frac{9857,08 N}{2} = 4928,54 N$$

Ložiska pôsobia spojitým zaťažením na hriadeľ $g_1 = g_2 = \frac{L_{c1}}{b}$ (31)

$$g_1 = g_2 = \frac{4928,4 N}{0,0155 m} = 317970,32 N m^{-1}$$

Výpočet reakčných síl $F_{AY} = F_B = L_{c1} = L_{c2} = 4928,54 N$ (32)

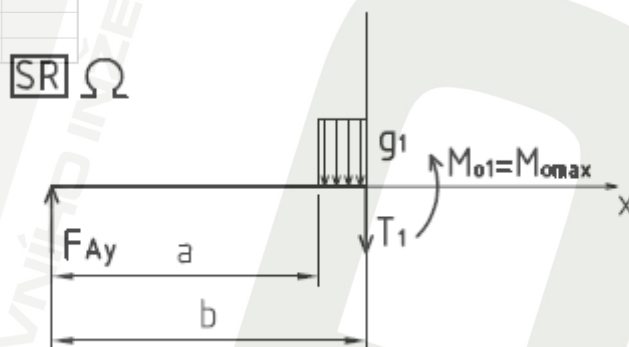
$$F_{Ax} = 0$$

Výpočet maximálneho ohybového momentu

$$M_{o\max} = F_{Ay} \cdot b - g_1 \cdot \frac{(b-a)^2}{2} \quad (33)$$

$$M_{o\max} = 4928,54 \text{ N} \cdot 110 \text{ mm} - 317970,32 \text{ Nmm} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(110 - 94,5)^2 \text{ mm}^2}{2} = 503943 \text{ Nmm}$$

ISI
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Obr. 2.10 Statická rovnováha Ω rezu hriadeľa

Výpočet nominálneho napätia

$$\sigma_{nom} = \frac{M_{o\max}}{W_o} \quad (34)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 503943 \text{ Nmm}}{\pi \cdot (55 - 2 \cdot 0,3)^3 \text{ mm}^3} = 31,88 \text{ MPa}$$

Maximálne napätie

$$\sigma_{\max} = \sigma_{nom} \cdot \alpha_1 \quad (35)$$

$$D = 58 \text{ mm}$$

$$d = (55 - 2 \cdot 0,3) \text{ mm} = 54,4 \text{ mm}$$

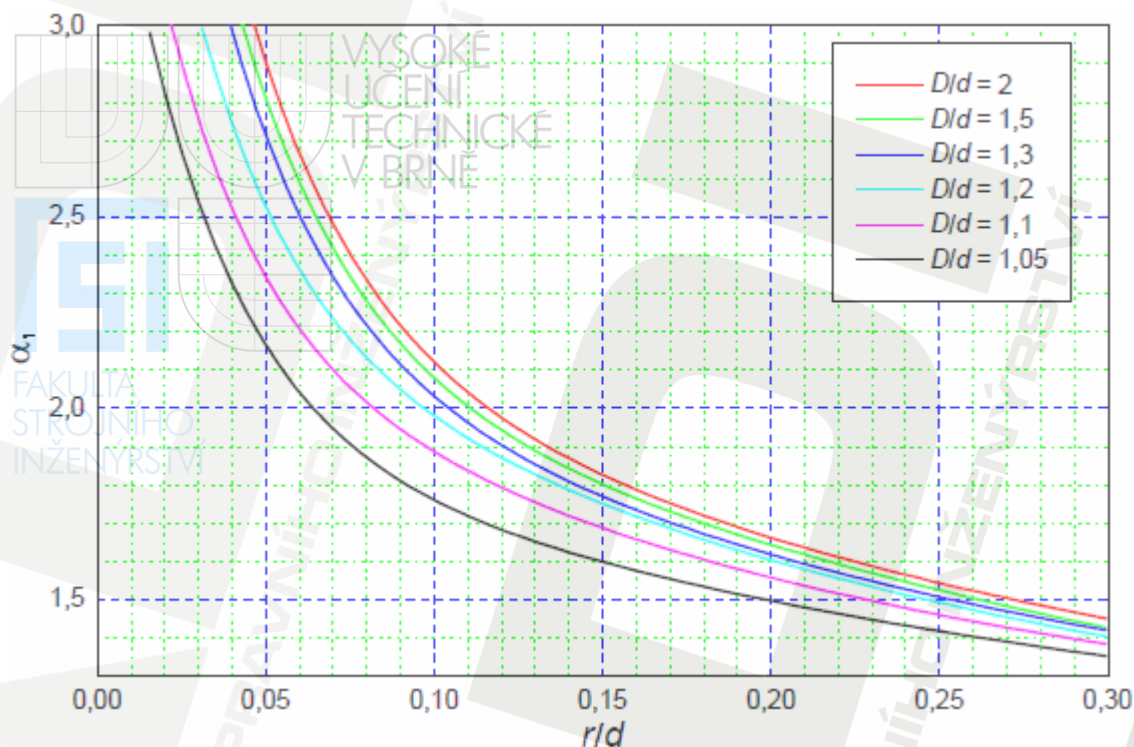
$$r = 0,8 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{58 \text{ mm}}{54,4 \text{ mm}} = 1,066$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8 \text{ mm}}{54,4 \text{ mm}} = 0,011$$

súčiniteľ koncentrácie napätia $\alpha_1 = 3$ obr.2.11

$$\sigma_{MAX} = 31,88 \text{ MPa} \cdot 3 = 95,64 \text{ MPa}$$



Obr. 2.11 Nomogram súčiniteľa koncentrácie napätia - tyč so zápichom namáhaná na ohyb
Zápich G2,5x0,3 ČSN 01 4960 , [9]

Pre oceľ 11 600 (S235), $Re = 340\text{MPa}$, $Rm = 600\text{MPa}$

Dovolené napätia a bezpečnosť

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} = \frac{340\text{Mpa}}{1,7} = 200\text{MPa}$$

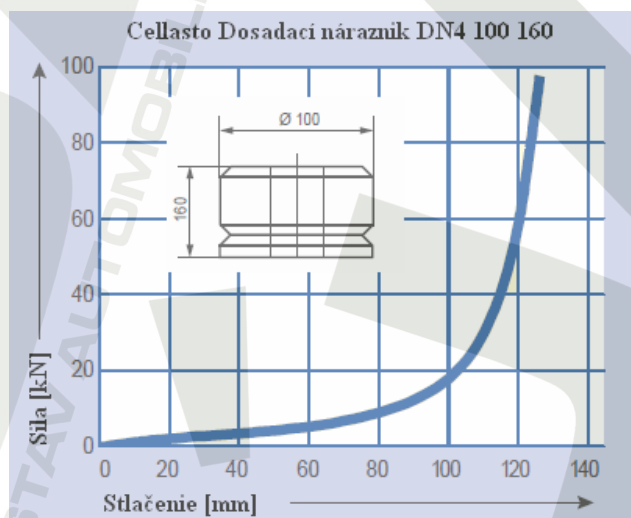
(36)

$$\sigma_{MAX} \leq \sigma_{DOV} \text{ Vyhovuje}$$

2.2.5 Nárazník

Volený nárazník DN4100160 od firmy
LM Metal Lift s.r.o.

Pre hodnotu rýchlosti výťahu $v = 1\text{ms}^{-1}$ je rozsah nárazníku 350 – 3500kg. Naša hodnota pripadajúca na jeden paralelne umiestený nárazník je 710kg. Hodnota je vyhovujúca. Zátťažové limity stanovil výrobca. Sú v súlade s normou EN 81.1 dodatok F a sú platné pre výťahovú kabínu s plným zaťažením.



Obr. 2.12 Dosadaci nárazník, [10]

3. Pevnostný výpočet kabíny

Pre výpočet pomocou MKP analýzy je použitý program Catia V5.

3.1 Zaťažovacie stavy

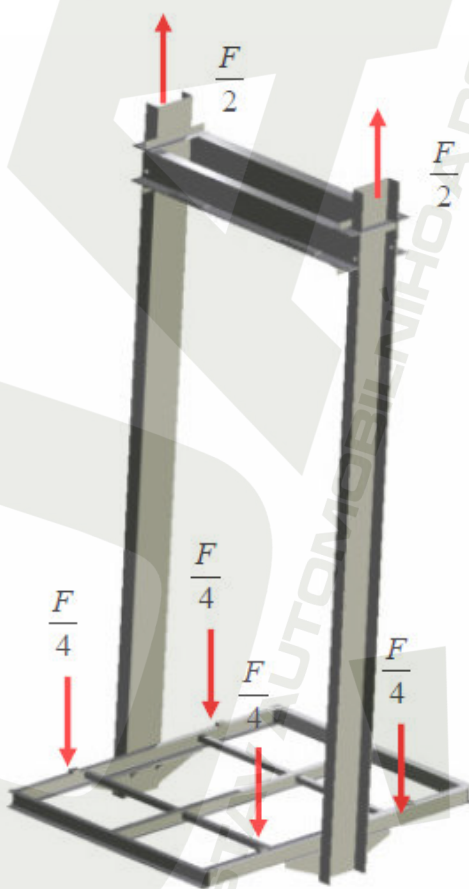
3.1.1 Zaťaženie rámu pri zachytení kabíny na vodičkách zachycovačmi

Predpokladáme rovnomerné zaťaženie dolnej časti v štyroch bodoch (obr. 3.1), v ktorých valčeková trať s manipulačnou jednotkou vyvoláva silu na rám kabíny o celkovej hodnote $F = \psi(K + Q) \cdot g$ a zaťaženie tou istou brzdnou silou pôsobiace na zvisle tiahla. Sily sú v rovnováhe.

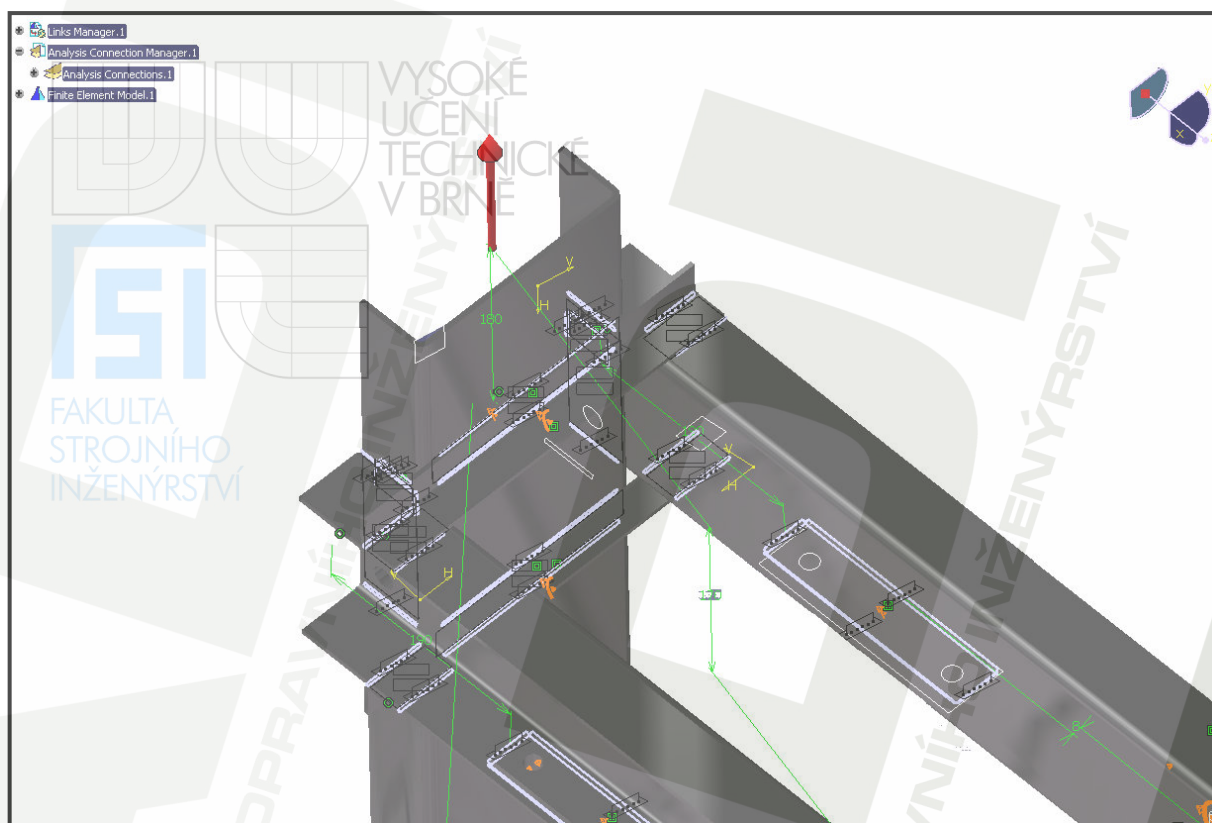
$$\text{Brzdná sila vyvolaná zachycovačmi } F = \psi(K + Q) \cdot g \quad (37)$$

dynamický súčiniteľ pre zvolený klzný zachycovač $\psi = 2$, tab. 5.3 [2]

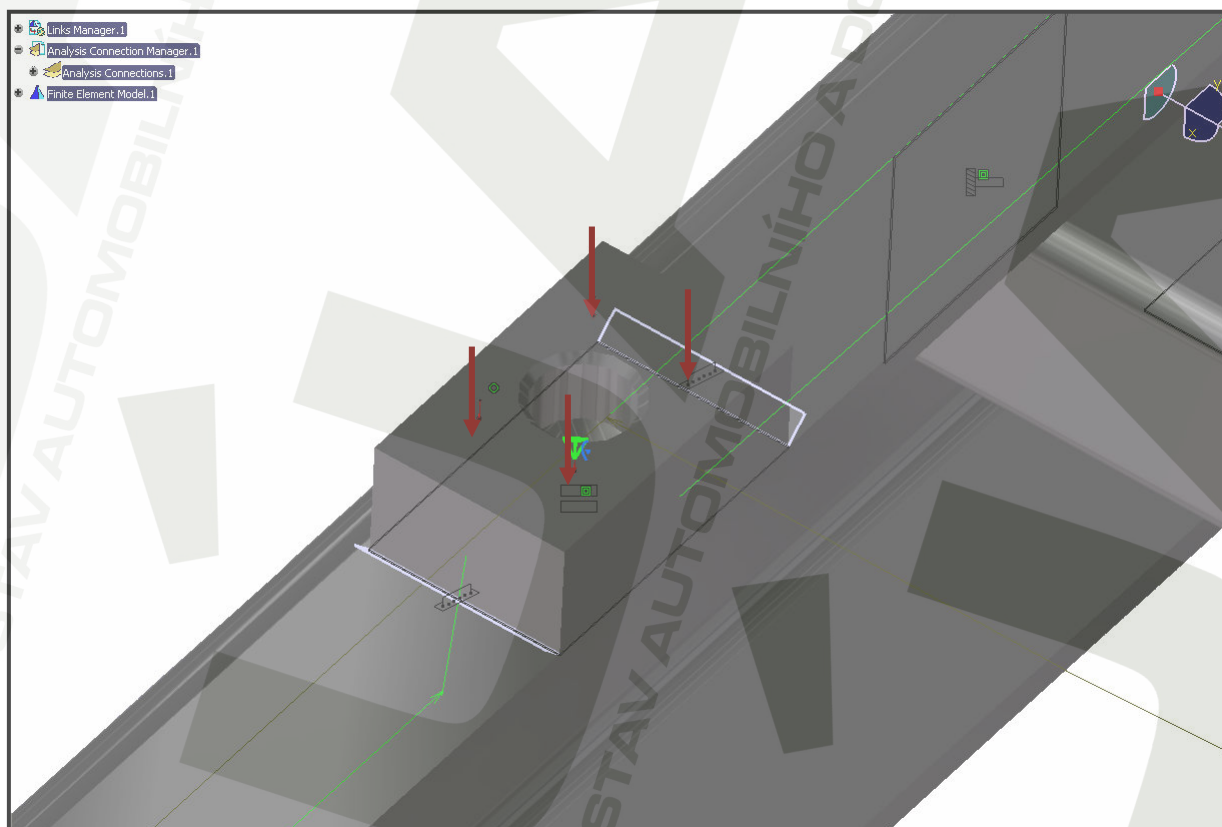
$$F = 2 \cdot (421\text{kg} + 1000\text{kg}) \cdot 9,81\text{ms}^{-2} = 27880,02\text{N}$$



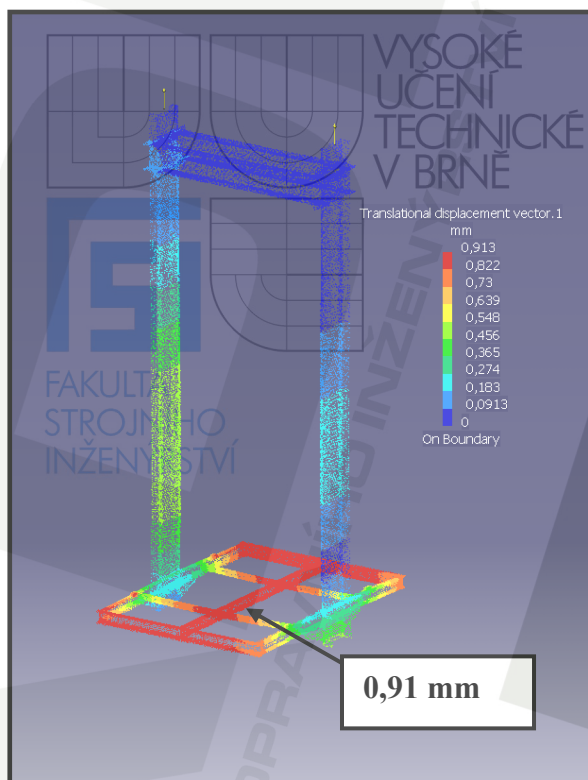
Obr. 3.1 zaťažovací stav – zachycovače



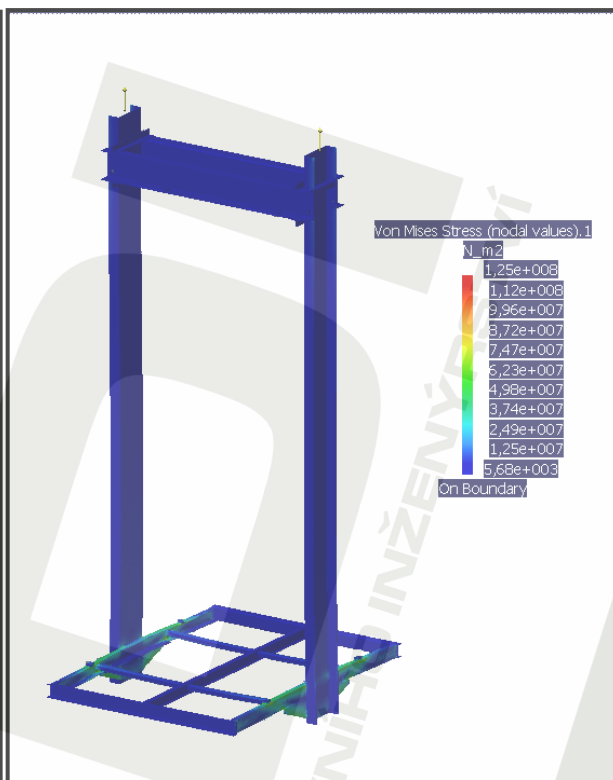
Obr. 3.2 Zaťaženie modelu silou. Biele hranice predstavujú stredové plochy zvarov. Prevažne sa jedna a kútové zvary. Červená šípka predstavuje zaťažovaciu brzdnú (ťahovú) silu pôsobiacu na čelnej ploche zvislého tiahla.



Obr. 3.3 Plošné zaťaženie dosadacej kocky

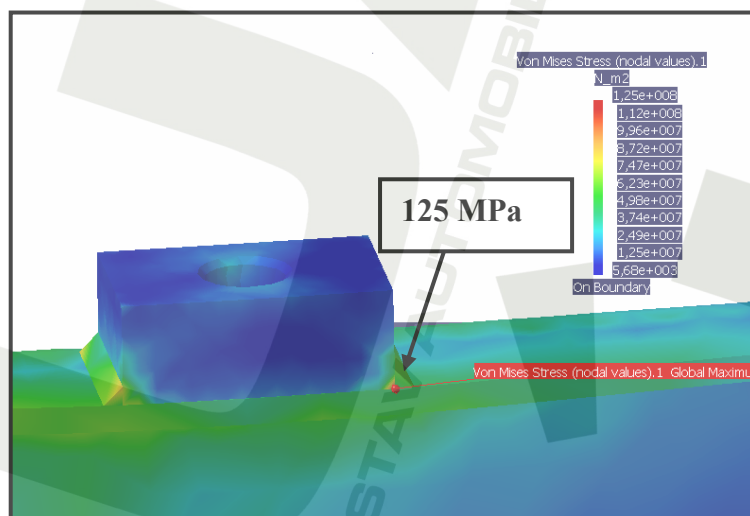


Obr. 3.4



Obr. 3.5

Na obrázkoch 3.4-3.6 je deformovaný stav s faktorom zobrazovanie 16. Na obr. 3.4 sú zobrazené posunutia. Maximálna hodnota pri zachytení kabíny na vodičkách zachycovačmi je 0,91mm. Táto hodnota je v strede výstuh dolného rámu, nepredstavuje kritický stav. Napätia pri zachytení kabíny sú zobrazené na obr. 3.5. Maximálne napätie je zobrazené v detaile na obrázku obr. 3.6 a to hodnota 125MPa. Napätie je v mieste otláčenia rohu kocky do pozdĺžny nosník, jedna sa miesto pod zvarom, Hodnotu považujem vzhľadom na zaťažujúci stav za vyhovujúcu.

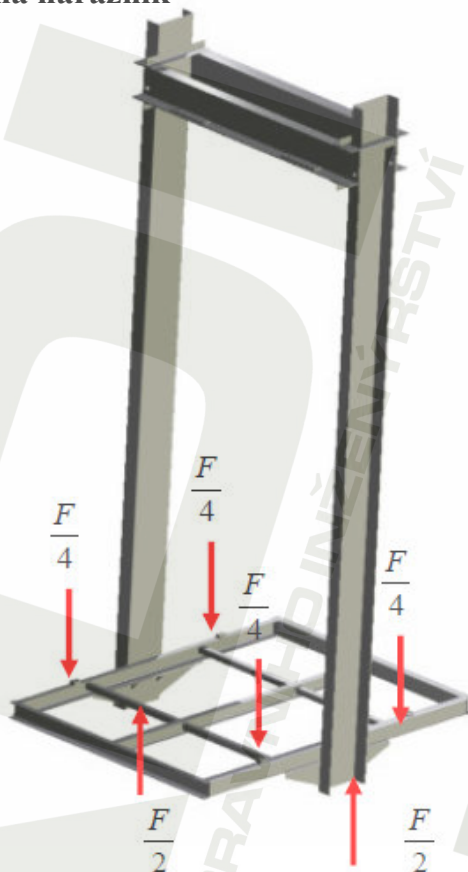


Obr. 3.6 Detail maximálneho napätia

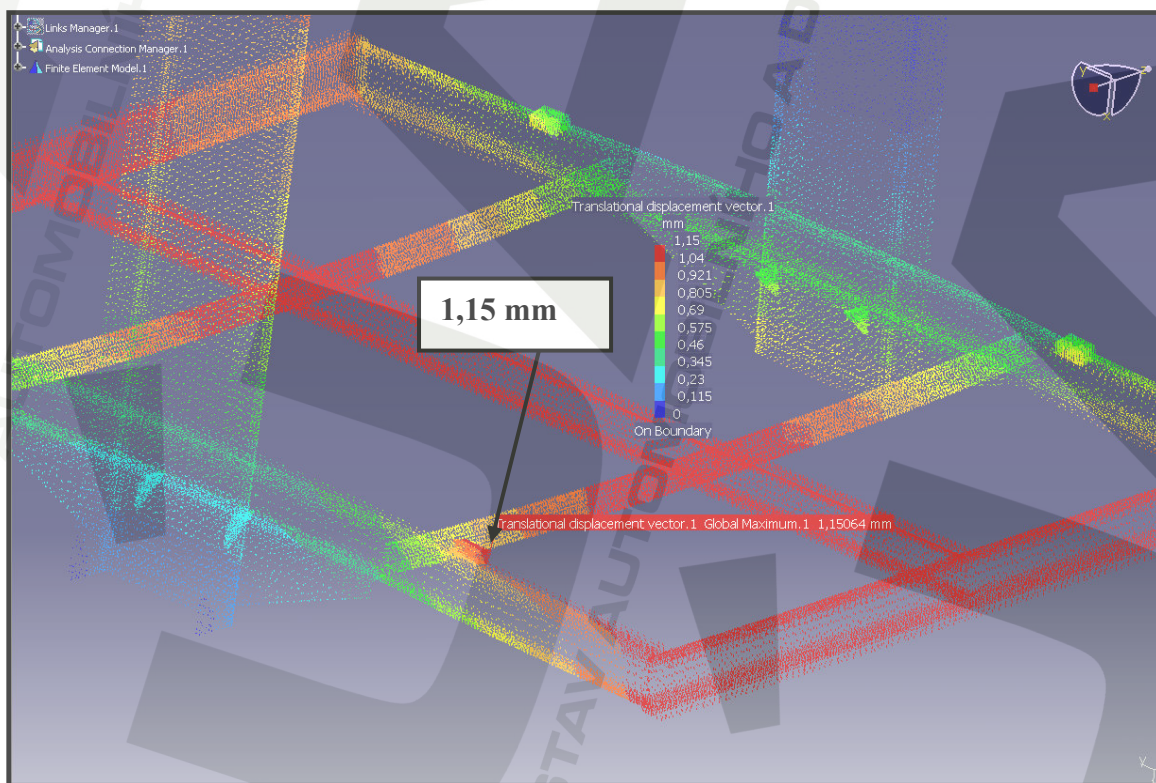
3.1.2 Zaťaženie rámu pri dosadnutí kabíny na nárazník

Predpokladáme rovnomerné zaťaženie dolnej časti v štyroch bodoch (obr. 3.7) v ktorých valčeková trať s manipulačnou jednotkou vyvoláva silu na rám kabíny o celkovej hodnote $F = \psi(K + Q) \cdot g$, (37) a zaťaženie tou istou silou pôsobiace na dve plochy nárazníkov. Sily sú v rovnováhe.

Pozn. maximálne spomalenie pri dosadnutí kabíny na nárazník nemusí byť obecnom prípade rovnako veľké ako v prípade zastavenie kabíny na vodičkách zachycovačmi. [2]

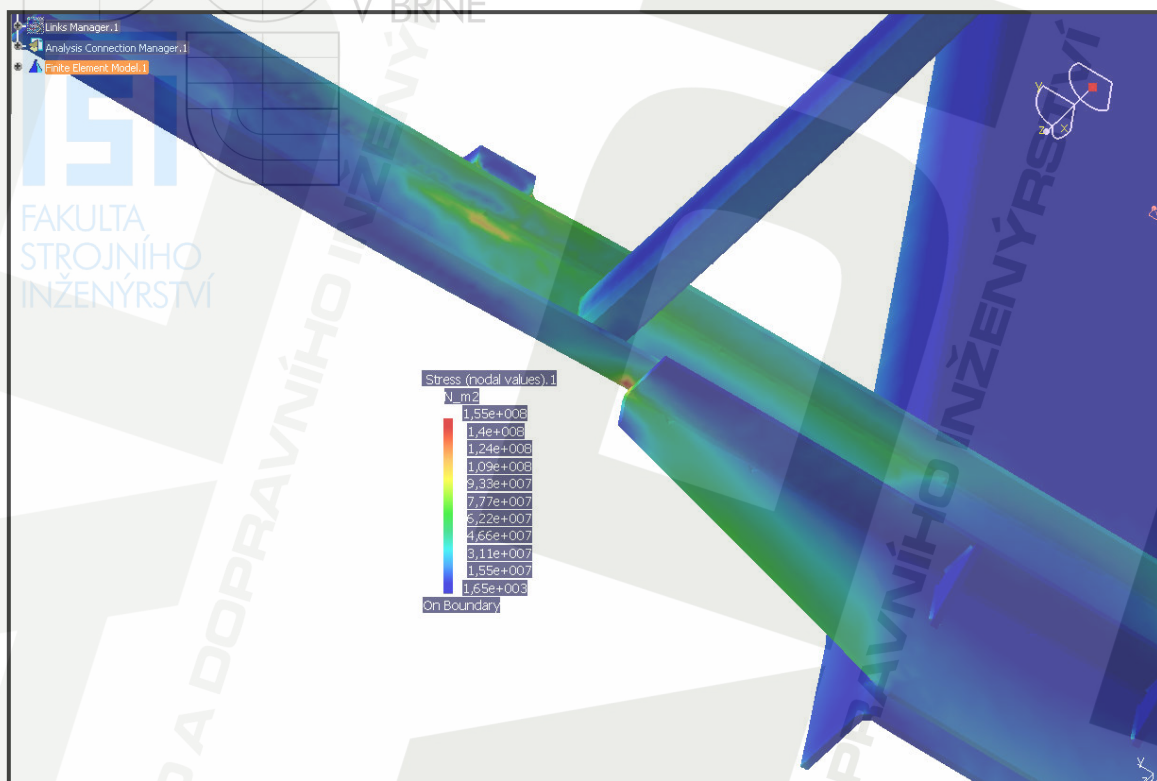


Obr. 3.7 zaťažovací stav – nárazník



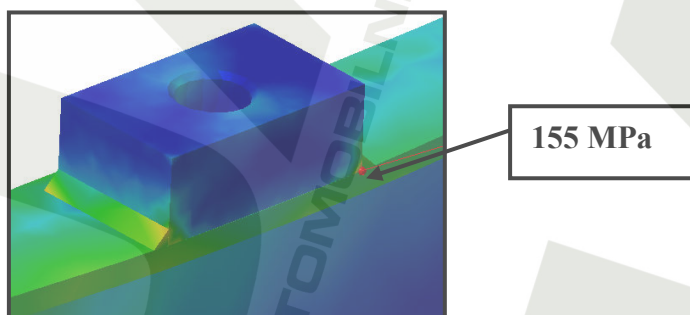
Obr. 3.8

Na obrázkoch 3.8-3.10 je deformovaný stav s faktorom zobrazovania 16. Na obr. 3.8 sú zobrazené posunutia. Maximálna hodnota pri dosadnutí kabíny na nárazníky je 1,15mm. Táto hodnota je vo vyznačenom mieste, nepredstavuje kritický stav.



Obr. 3.9

Hodnota napätie 155MPa (obr. 3.9) v blízkosti zvaru je pre zvar kritická. Vzhľadom nato, že sa jedná o zaťažujúci stav dopadu kabíny na nárazník a prípadná plastická deformácia nemá zásadný vplyv na celkovú bezpečnosť pri dopadu, považujem hodnotu za vyhovujúcu.

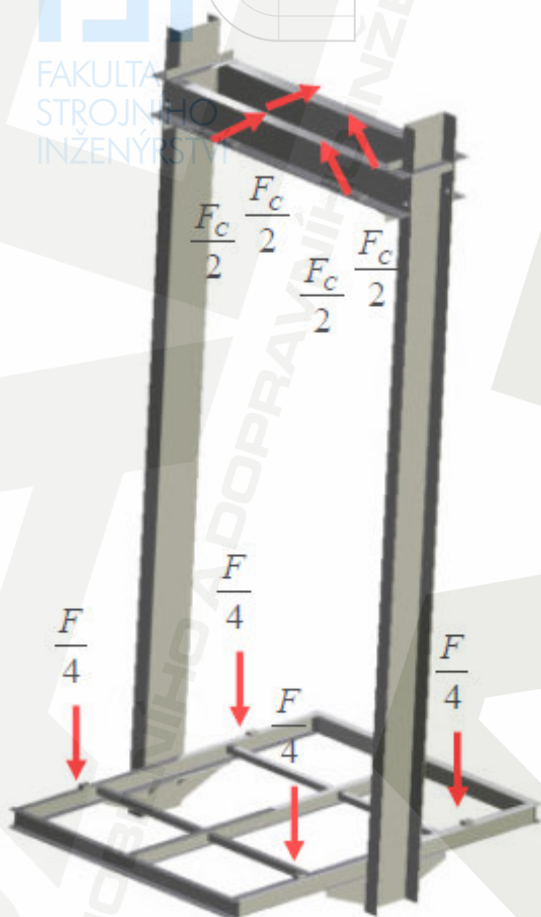


Obr. 3.10

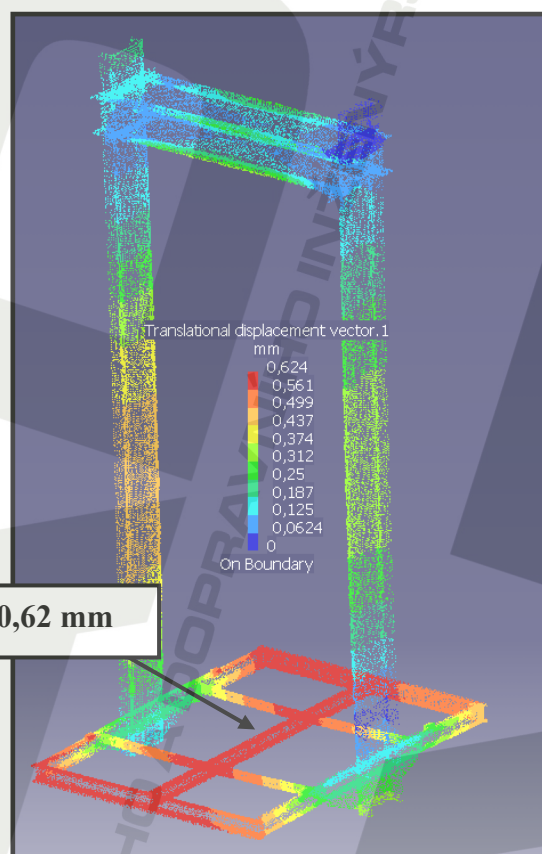
3.1.3 Maximálne zaťaženie počas prevádzky

V tretom zaťažovanom stave sa predpokladá rovnomerné zaťaženie dolnej časti v štyroch bodoch (obr. 3.10) v ktorých valčeková trať s manipulačnou jednotkou vyvoláva silu na rám kabíny o celkovej hodnote $F = (K + Q) \cdot g$ a zaťaženie tou istou silou zvyšnou o horizontálnu

silu od lán v pevnom hriadeli, teda závesný nosník zaťažujeme silou F_c sklonenou pod uhlom 45° vid. Sily sú určené v kapitola 2.2.4.1. Vertikálne aj horizontálne sily sú v rovnováhe. Na obrázkoch 3.12-3.14 je deformovaný stav s faktorom zobrazovanie 16. Maximálne posunutia sú (obr. 3.11) v mieste pozdĺžnej výstuže rámu o maximálnej hodnote $0,62\text{mm}$. Táto hodnota nepredstavuje kritický stav. Riešenie vyhovuje.



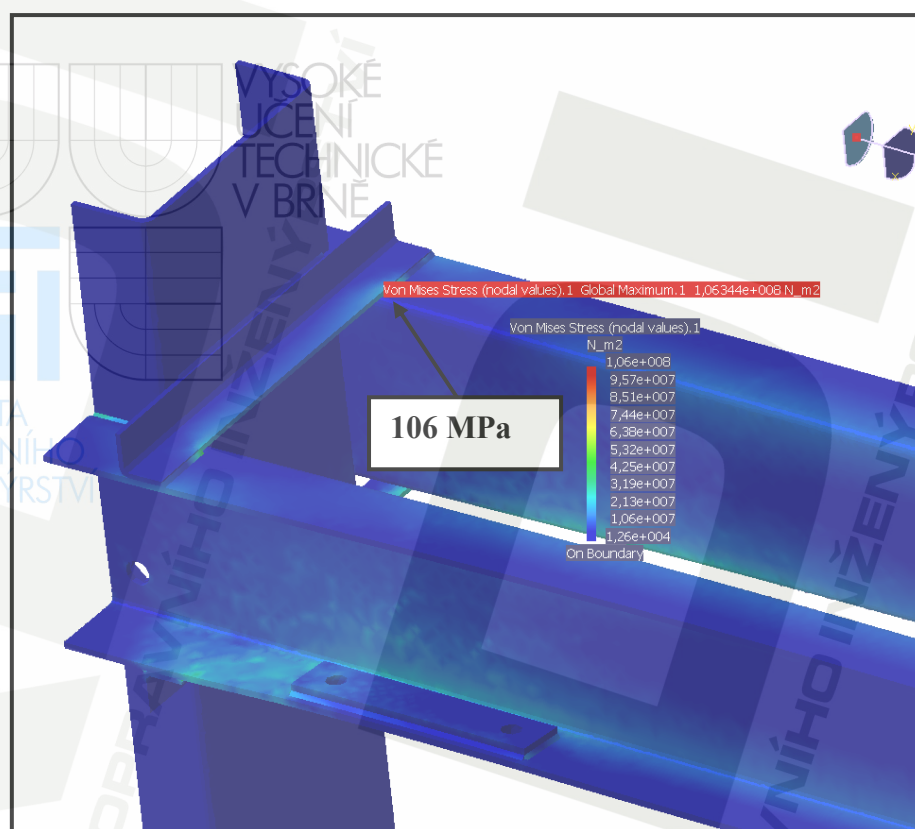
Obr. 3.11



Obr. 3.12

Maximálne napätie je v mieste odtlačenia závesného nosníku a L - konzoly. Hodnota 106MPa je vzhľadom na medzu klzu daného materiálu hodnota vyhovujúca (obr.3.13).

Pre lepšiu obraznosť výsledku rozloženia napätia na ráme kabíny je upravená hodnota stupnice spektra farieb tak, že jej maximum je znížené na hodnotu $30,6\text{MPa}$, čo má za následok že na obrázku sú lepšie viditeľné nižšie napätia a napätiam nad $30,6\text{MPa}$ je priradená iba jedna farba (obr. 3.14).



Obr. 3.13



Obr. 3.1

4. Návrh zdvihu kabíny

Kapitola je venovaná návrhu trakčného bezprevodového výťahového stroja s lakovaním 2:1 pre zadané parametre.

4.1 Voľba veľkosti protizávažia

$$Z = (0,4až0,5)Q + K \quad (38)$$

$$Z = 0,45Q + K \text{ pre } K \leq 0,8Q$$

$$Z = 0,45 \cdot 1000kg + 421kg = 871kg$$

Pozn.: Tiaž kabíny je určená za pomoci softvéru Catia z 3D modelu.

4.2 Návrh výťahového stroja

4.2.1 Obvodová sila na hnacej kladke

$$F_o = \left(\frac{Q + K - Z}{2} + m_L \right) \cdot g \quad (39)$$

Tiaž lana

$$m_{Li} = m_{ll} \cdot H$$

$$m_{Li} = 0,37kg \cdot 12,5m \quad (40)$$

$$m_{Li} = 4,625kg$$

Poznámka: predbežne sa uvažuje 5 lán z dôvodu zistenia ich tiaže

Tiaž 5-tice lán

$$m_L = m_{Li} \cdot 5$$

$$m_L = 4,625kg \cdot 5 = 23,125kg \quad (41)$$

Obvodová sila

$$F_o = \left(\frac{1000kg + 421kg - 871kg}{2} + 5 \cdot 4,625kg \right) \cdot 9,81ms^{-2} = 2924,6N$$

4.2.2 Krútiaci moment stroja

$$M_{k2} = F_o \cdot \frac{D_k}{2} \quad (42)$$

$$M_{k2} = 2924,6N \cdot \frac{0,4m}{2} = 584,92Nm$$

4.2.3 Priemer hnanej kladky meraný od osi lana

Teoretický priemer hnanej kladky meraný od osi lana

$$\frac{D}{d_l} \geq 40 \quad \text{volím priemer lana } d_l = 10mm \quad (43)$$

$$D_k \geq 40 \cdot d_l$$

$$D_k \geq 40 \cdot 10mm = 400mm$$

Normalizované rozmery 400 , 450..... vzhľadom na konštrukciu rámu volím $D_k = 400mm$.

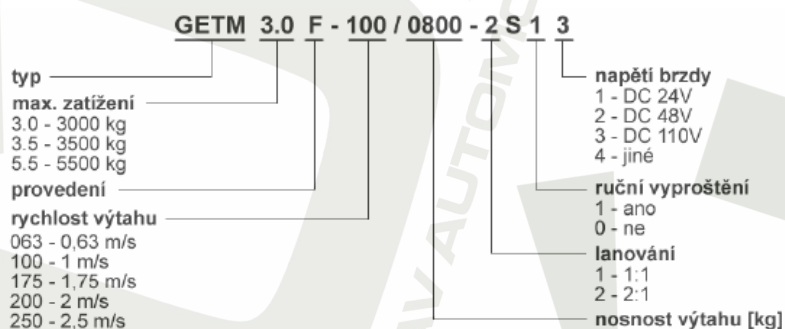
Voľba pohonu zdvižne: Z potrebného krútiaceho momentu, zvýšeného o 30 %

$$M_{ke} = 1,3 \cdot M_{k2}$$

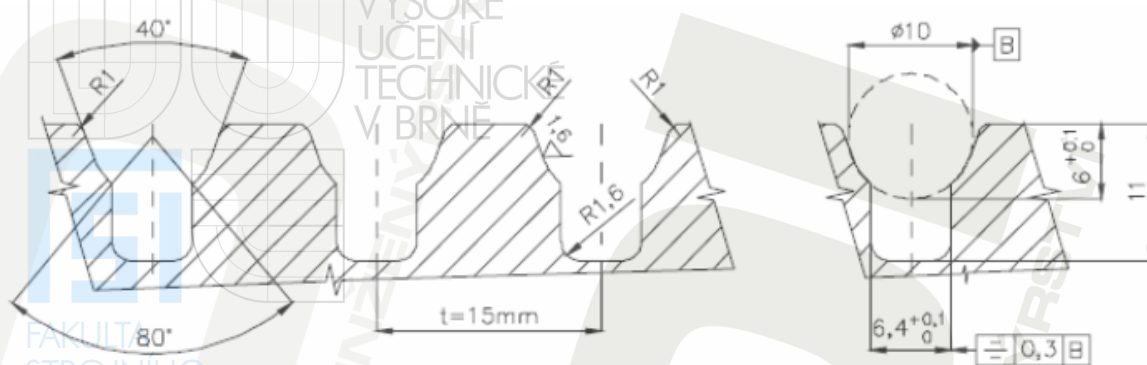
$$M_{ke} = 1,3 \cdot 584,92Nm = 730,39Nm \quad (44)$$

z dôvodu že výpočet neuvažuje zotrvačné sily, volíme bezprevodový výťahový stroj od firmy Elektropohony s.r.o., (obr. 3.15) s menovitým momentom 790Nm, ktorý splna požiadavky na nosnosť $Q = 1000kg$, možného lanovania 2:1, rýchlosti zdvihu $1ms^{-1}$ a maximálnej výšky zdvihu do 50m. V našom prípade sa jedná o výšku 12,5m.

Označenie: **GETM3.0F-100/1000-2S 2 3**



Obr. 4.1 Výklad označenia bezprevodového stroja, [14]

Lanovnica výtahového stroja $5 \times \phi 10 \times 15$ [mm] (Obr. 4.2)**Obr. 4.2** Tvar drážky lanovnice, [14]**Výkon motoru**

$$P = M \cdot \omega \quad \text{pozn.: hodnota nie je daná výrobcom} \quad (45)$$

$$P = M \cdot 2\pi \cdot n$$

$$P = 790 \text{ Nm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{95}{60 \text{ min}} = 7859,21 \text{ W} = 7,85921 \text{ KW}$$

4.3 Výpočet nosnosti lana

Počet lán $i_l = 5$

Záručná únosnosť lana $N_l = 64300 \text{ N}$

Označenie lana : Oceľové lano 6x19 – stejnosmerné vinutie , menovitý priemer $d = 10 \text{ mm}$
ČSN ISO 4344

Počet lanových vetví 2 : 1

Menovitá pevnosť lana $1170 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

4.3.1 Stanovenie súčiniteľa bezpečnosti nosných lán

Súčiniteľ bezpečnosti je pomer medzi zaručenou únosnosťou lana (N) a najväčšou silou v tomto lane (N), keď stojí kabína s menovitým zaťažením v dolnej krajnej polohe. Norma EN-81.1.

Musí byť väčší ako 12 u pohonu s tromi alebo viacerými nosnými lanami.

Spôsob výpočtu berie do úvahy

- tradičné prevedenie lanového prevodu s oceľovým alebo liatinovým hnacím kotúčom
- oceľové lana podľa európskych noriem
- dostatočnú životnosť lán za predpokladu pravidelnej údržby

4.3.1.1 Ekvivalentný počet odklaňacích kladiek

$$N_{equiv} = N_{equiv(p)} + N_{equiv(t)} \quad (46)$$

$$N_{equiv} = 2,854 + 3 = 5,854$$

4.3.1.2 Ekvivalentný počet lanových kladiek

$$N_{equiv(p)} = K_p (N_{ps} + 4N_{pr}) \quad (47)$$

$$N_{equiv(p)} = 0,9513(3 + 4 \cdot 0) = 2,854$$

N_{ps} - počet lanových kladiek s ohybom v rovnakom smere [–]

N_{pr} - počet lanových kladiek so striedavým ohybom [–]

K_p - pomer hnacieho kotúča a kladky

Pomer hnacieho kotúča a kladky

priemer hnacieho kotúča $D_k = 400mm$

$$K_p = \left(\frac{D_k}{D_p} \right)^4 \quad (48)$$

$$K_p = \left(\frac{400mm}{405mm} \right)^4 = 0,951$$

Stredný priemer kladiek

$$D_p = D_L + \frac{d_r}{2}$$

$$D_p = 400 + \frac{10}{2} = 405mm$$

D_L - priemer kladiek [mm]

4.3.1.3 Ekvivalentný počet hnacích kotúčov

Tab. 4.1 Ekvivalentný počet hnacích kotúčov

$N_{equiv(t)}$		klínové drážky s úhľom klínu					
		35°	36°	38°	40°	42°	45°
		18,5	15,2	10,5	7,1	5,6	4,0
$N_{equiv(t)}$		drážky se zářezem a s úhľem zářezu					
		75°	80°	85°	90°	95°	100°
		2,5	3,0	3,8	5,0	6,7	10,0
							15,2

Hodnota $N_{equiv(t)}$ sa použije z tabuľky 4.1 pre drážku zo zářezom a uhlom zářezu

$$N_{equiv(t)} = 3, \beta = 80^\circ$$

$$\left(\begin{array}{c} \log \left(\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot N_{equiv}}{\left(\frac{D_k}{d_l} \right)^{8,567}} \right) \\ 2,6834 - \frac{\log \left(\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot N_{equiv}}{\left(\frac{D_k}{d_l} \right)^{8,567}} \right)}{\log \left(77,09 \left(\frac{D_k}{d_l} \right)^{-2,894} \right)} \end{array} \right)_{Sf=10} = \left(\begin{array}{c} \log \left(\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot 5,854}{\left(\frac{400}{10} \right)^{8,567}} \right) \\ 2,6834 - \frac{\log \left(\frac{695,85 \cdot 10^6 \cdot 5,854}{\left(\frac{400}{10} \right)^{8,567}} \right)}{\log \left(77,09 \left(\frac{400}{10} \right)^{-2,894} \right)} \end{array} \right)_{Sf=10} = 12,2$$

súčiniteľu bezpečnosti vyhovuje.

4.3.2 Zat'azenie päťice lán

$$T_l = \left(\frac{K + Q}{i_T} + m_L \right) g \quad \text{počet päťice nad kabínou } i_T = 2 [-] \quad (49)$$

$$T_l = \left(\frac{421 \text{ kg} + 1000 \text{ kg}}{2} + 4,625 \text{ kg} \right) \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} = 7015,37 \text{ N}$$

4.3.3 Dovolené zat'azenie päťice lán

$$T_{ld} = \frac{i_l \cdot N_l}{S_f} \quad (50)$$

$$T_{ID} = \frac{5 \cdot 64300 N}{12,2} = 26352,45 N$$

$$T_l < T_{ID}$$

Výpočet vyhovuje

4.4 Trakčná únosnosť

4.4.1 Výpočet súčiniteľa trenia v polkruhovej drážke so zárezom

Súčiniteľ trenia

Pre núdzové zastavenie $u_1 = \frac{0,1}{1 + \frac{v_0}{10}}$ (51)

$$u_1 = \frac{0,1}{1 + \frac{2ms^{-1}}{10}} = 0,0833$$

Pre zastavenú kabínu $\mu_2 = 0,2$

$$\beta = 80^\circ = \frac{80^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 1,393$$
 (52)

$$\gamma = 40^\circ = \frac{40^\circ \cdot \pi}{180^\circ} = 0,698$$
 (53)

4.4.1.1 Súčiniteľ trenia v drážka pre núdzové zastavenie

$$f_1 = u_1 \frac{4 \left(\cos \frac{\gamma}{2} - \sin \frac{\beta}{2} \right)}{\pi - \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma}$$
 (54)

$$f_1 = 0,0833 \frac{4 \left(\cos \frac{40^\circ}{2} - \sin \frac{80^\circ}{2} \right)}{\pi - 1,393 - 0,698 - \sin 80 + \sin 40} = 0,139$$

4.4.1.2 Súčiniteľ trenia v drážka pre zastavenú kabínu

$$f_2 = u_2 \frac{4 \left(\cos \frac{\gamma}{2} - \sin \frac{\beta}{2} \right)}{\pi - \beta - \gamma - \sin \beta + \sin \gamma}$$
 (55)

$$f_{21} = 0,2 \frac{4 \left(\cos \frac{40^\circ}{2} - \sin \frac{80^\circ}{2} \right)}{\pi - 1,393 - 0,698 - \sin 80 + \sin 40} = 0,335$$

Podľa európskej normy EN 81.1 sa kontrola trakčnej únosnosti robí zo vzťahu

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha} \quad (56)$$

uhol opásania lana na hnacom kotúči $\alpha = 180^\circ = \pi$ a T_1, T_2 sú statické ťahové sily v nosných lanách v krajných bodoch opásania [N]. Súčiniteľ zrýchlenia (spomalenia) $C_1 = 1,15$ pre rýchlosť kabíny $v = 1 \text{ ms}^{-2}$. Tvarový súčiniteľ drážky hnacieho kotúča $C_2 = 1,0$ pre polkruhovú drážku hladkú alebo so zárezom.

Norma EN 81.1 rozoznáva dva prípady, z nich je prvý z pravidiel rozhodujúci

- 1- kabína s preťažením 25% zastavuje v najnižšej polohe
- 2- prázdna kabína sa rozbehuje z hornej polohy

Vzhľadom nato že nie sú dané potrebné výkonové charakteristiky výtahového bezprevodového stroja potrebné pre výpočet, volíme zo skúseností maximálne zrýchlenie kabíny $a = 0,672 \text{ ms}^{-2}$, tj. hodnota zrýchlenia pri rozbehu naloženej kabíny z dolnej polohy.

4.4.2 kabína s preťažením 25% zastavuje v najnižšej polohe

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha} \quad T_1 \text{ je menšia z dvoch síl v nosných lanách}$$

$$\frac{1,25 \cdot Q + K + m_l \cdot i_l}{Z} \cdot \frac{g + a}{g - a_1} C_2 \leq e^{f\alpha} \quad (57)$$

$$\frac{\frac{871 \text{ kg}}{2}}{1,25 \cdot 1000 \text{ kg} + 421 \text{ kg} + 5 \cdot 4,625 \text{ kg}} \cdot \frac{9,81 + 0,672}{9,81 - 0,672} \cdot 1 \leq e^{0,139 \cdot \pi}$$

$$0,315 \leq 1,54 \quad \text{Výpočet vyhovuje.}$$

4.4.3 Prázdna kabína sa rozbehuje z hornej polohy

$$\frac{T_1}{T_2} C_1 C_2 \leq e^{f\alpha}$$

$$\frac{K + m_l \cdot i_l}{Z + m_l \cdot i} \cdot \frac{g + a}{g - a_1} C_2 \leq e^{f\alpha}$$

$$\frac{\frac{421kg}{2}}{\frac{871kg}{2} + 5 \cdot 4,625kg} \cdot \frac{9,81 + 0,672}{9,81 - 0,672} \cdot 1 \leq e^{0,335 \cdot \pi}$$

$$0,52 \leq 2,86 \quad \text{Výpočet vyhovuje.}$$

Statický pomer , zabrzdená, preťažená kabína

$$\frac{T_1}{T_2} \geq e^{fa}$$

$$\frac{\frac{1,25 \cdot 1000kg + 421kg}{2} + 5 \cdot 4,625kg}{\frac{471kg}{2}} \leq e^{0,335 \cdot \pi}$$

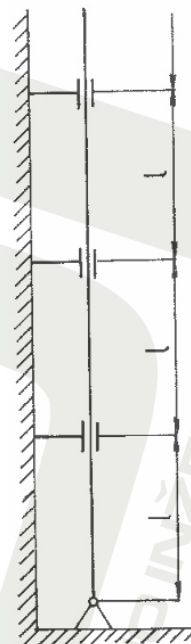
$$3,64 > 2,96 \quad \text{Výpočet vyhovuje}$$

5 Vedenie kabíny a protizávažia

Kabína a protizávažie sú vedené vodičkami, kotevnými na výťahovom ráme. Vodička majú tri funkcie:

- 1/ Vedenie kabíny resp. protizávažia pri vertikálnom pohybe a obmedzenie pohybu vo vodorovnom smere na minimum.
- 2/Zabránenie nakloneniu kabíny pri excentrickom naložení bremena.
- 3/Umožniť zastavenie kabíny zachycovačmi.

Usporiadanie vodičok je podľa obr. 5.1. Jedná sa o vodičko podoprené k podlahe haly.



Obr. 5.1 Usporiadanie vodičok, [2]

5.1 Výpočet vodičok podľa normy

Podľa EN 81.1 je výpočet napätia predpísaný pre stav keď sú v činnosti zachycovače zatiaľ čo maximálny priehyb vodička sa počíta pre normálnu prevádzku s najväčším zaťažením pri maximálnej excentricite.

5.1.1 Výpočet napätia vo vodičku

Podľa normy EN 81.1 sa výpočet napätia pri činnosti zachycovačov prevádza iba na vzper podľa vzťahu:

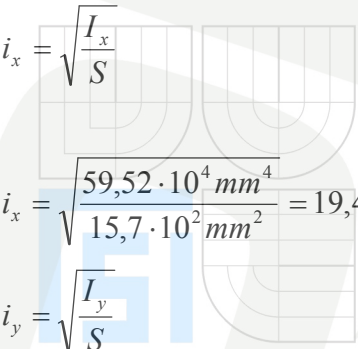
5.1.1.1 Súčiniteľ štíhlosti

Dané: $l_k = 2005\text{mm}$, $I_x = 59,52 \cdot 10^4\text{mm}^4$, $I_y = 52,4 \cdot 10^4\text{mm}^4$, $S = 15,7 \cdot 10^2\text{mm}^2$

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad (58)$$

Polomer zotrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{I}{S}} \quad (59)$$



$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{S}}$$

$$i_x = \sqrt{\frac{59,52 \cdot 10^4 \text{ mm}^4}{15,7 \cdot 10^2 \text{ mm}^2}} = 19,47 \text{ mm}$$

$$i_y = \sqrt{\frac{I_y}{S}}$$

$$i_y = \sqrt{\frac{52,4^4 \text{ mm}^4}{15,7 \cdot 10^2 \text{ mm}^2}} = 18,26 \text{ mm}$$

Súčiniteľ štihlости

$$\lambda_x = \frac{2005 \text{ mm}}{19,47 \text{ mm}} = 102 \rightarrow \omega = 1,94$$

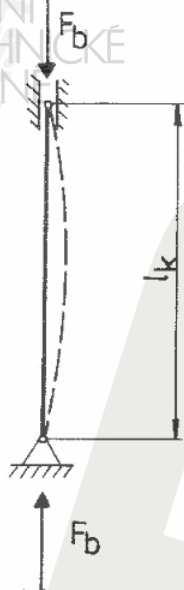
$$\lambda_x = \frac{2005 \text{ mm}}{18,26 \text{ mm}} = 109 \rightarrow \omega = 2,09$$

Uvažujeme väčšiu hodnotu súčiniteľa vzpernosti tj. $\omega = 2,09$ uvedenú v tabuľke 5.1 v závislosti na súčiniteli štihlости.

Tab. 5.1 Súčiniteľ vzpernosti ω pre oceľ o pevnosti v ťahu 370 MPa , [2]

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08
30	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13
40	1.14	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17	1.18	1.19	1.19	1.20
50	1.21	1.22	1.23	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29
60	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40
70	1.41	1.42	1.44	1.45	1.46	1.48	1.49	1.50	1.52	1.53
80	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	1.66	1.68	1.69
90	1.71	1.73	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.84	1.86	1.88
100	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.05	2.07	2.09
110	2.11	2.14	2.16	2.18	2.21	2.23	2.27	2.31	2.35	2.39
120	2.43	2.47	2.51	2.55	2.60	2.64	2.68	2.72	2.77	2.81
130	2.85	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.12	3.17	3.22	3.26
140	3.31	3.36	3.41	3.45	3.50	3.55	3.60	3.65	3.70	3.75
150	3.80	3.85	3.90	3.95	4.00	4.06	4.11	4.16	4.22	4.27
160	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.65	4.71	4.77	4.82
170	4.88	4.94	5.00	5.05	5.11	5.17	5.23	5.29	5.35	5.41
180	5.47	5.53	5.59	5.66	5.72	5.78	5.84	5.91	4.97	6.03
190	6.10	6.16	6.23	6.29	6.36	6.42	6.49	6.55	6.62	6.69
200	6.75	6.82	6.89	6.96	7.03	7.10	7.17	7.24	7.31	7.38
210	7.45	7.52	7.59	7.66	7.73	7.81	7.88	7.95	8.03	8.10
220	8.17	8.25	8.32	8.40	8.47	8.55	8.63	8.70	8.78	8.86
230	8.93	9.01	9.09	9.17	9.25	9.33	9.41	9.49	9.57	9.65
240	9.73	9.81	9.89	9.97	10.05	10.14	10.22	10.30	10.39	10.47
250	10.55									

Voditko je považované za prostý nosník na dvoch podperách zat'azený osovou silou podľa obrázku 5.2.



Obr. 5.2 Zaťaženie voditka, [2]

5.1.1.2 Brzdná sila

Pre voditka kabíny

$$F_b = \frac{\psi(Q + K)g}{n} [N] \text{ dynamický súčiniteľ } \psi = 2 \text{ pre zvolený klzný zachycovač. Tab. 5.2 (60)}$$

$$F_b = \frac{2(1000kg + 421kg)9,81ms^{-2}}{2} = 13940N$$

Tab. 5.2 Dynamický súčiniteľ ψ , [2]

Druh zachycovače	ψ
klouzavý	2
samosvorný s tlumením	3
samosvorný	5

Pre voditka protizávažia

$$F_b = \frac{\psi \cdot Z \cdot g}{n} [N] \quad (61)$$

$$F_b = \frac{2 \cdot 871kg \cdot 9,81ms^{-2}}{2} = 8544,51N$$

Použijeme väčšiu hodnotu tj. $F_b = 13940N$

Výpočet napätia vo vodiťku

$$\sigma_k = \frac{F_b \cdot \omega}{S} [MPa] \quad (62)$$

$$\sigma_k = \frac{13940 N \cdot 2,09}{15,7 \cdot 10^2 mm^2} = 18,55 MPa$$

Pre oceľ o pevnosti 370MPa je $\sigma_D = 140 MPa$

$$\sigma_k < G_D \quad \text{Výpočet vyhovuje}$$

5.1.2 Výpočet priehybu vodiťka

Bremeno môže byť v kabíne umiestené excentricky v dvoch navzájom kolmých smeroch. Následkom toho vznikajú sily kolmé na vodiťka v miestach vodičacích čeľusti tvoriace silové dvojice, ktoré sú v rovnováhe s klopným momentom bremena. Silové pomeru sú znázornené na obr. 5.3 Sily F_y pôsobia v rovine $y-y$, zatiaľ čo F_{x1} a F_{x2} pôsobia v rovinách kolmých na $y-y$. Každé vodiťko je namáhané ohybom a krutom od F_x síl. Sily sú vyjadrené matematickými vzťahmi:

$$F_y = \frac{Q \cdot g \cdot e_y}{h} \quad (63)$$

$$F_{x1} = \frac{Q \cdot g \cdot e_x (b + 2e_y)}{2 \cdot h \cdot b} \quad (64)$$

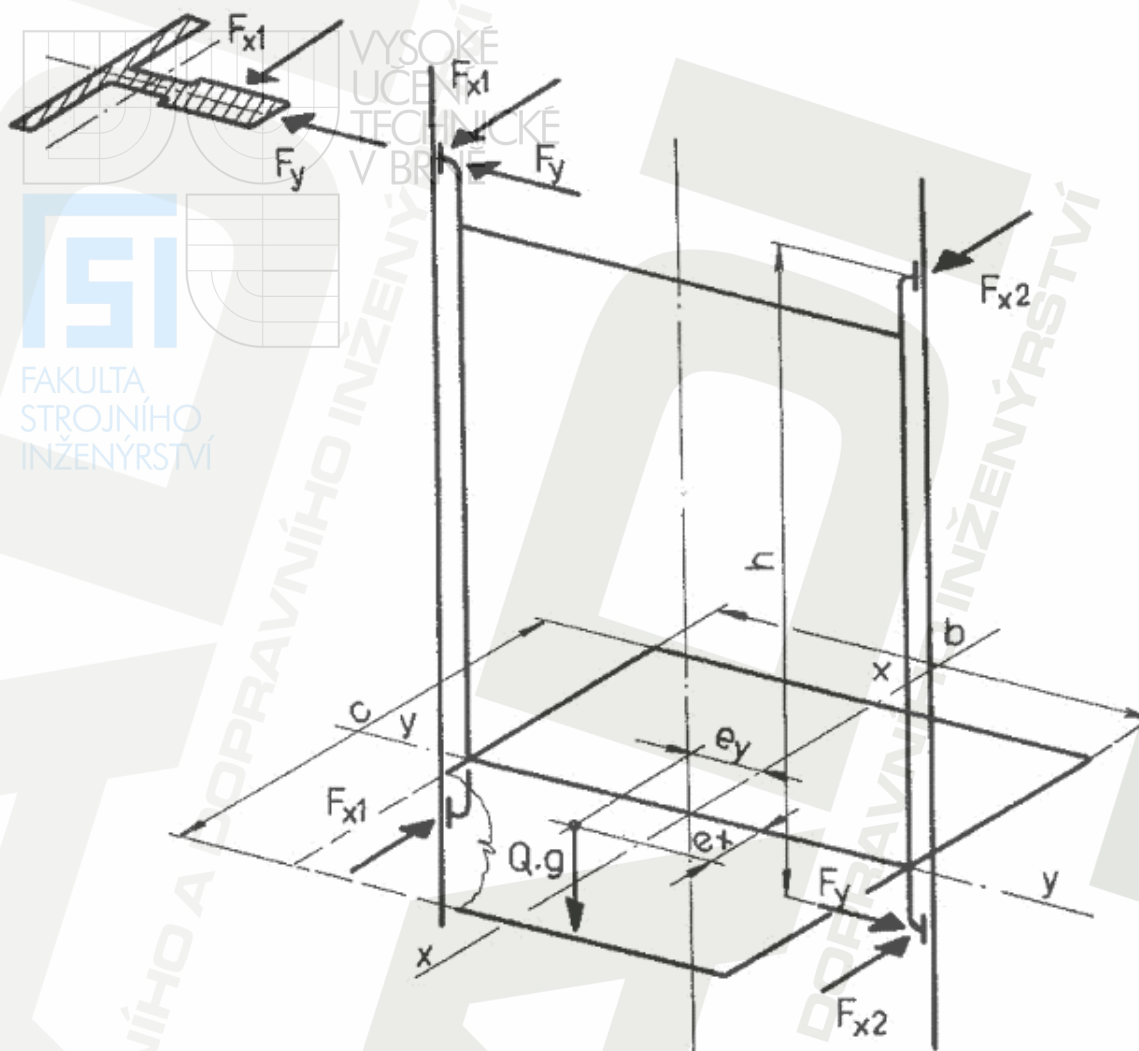
$$F_{x2} = \frac{Q \cdot g \cdot e_x (b - 2e_y)}{2 \cdot h \cdot b} \quad (65)$$

kde e_x, e_y sú excentricity bremena v kabíne [mm]

svetlá šírka kľetky $b = 1140 mm$

svetlá hĺbka kľetky $c = 1594,08 mm$

zvislá vzdialenosť medzi vodičami kľetky $h = 2665 mm$



Obr. 5.3 Sily pôsobiace na vodítka, [2]

Keď dosadíme za e_x a e_y maximálne prípustné excentricity bremena, tj. $e_x = \frac{c}{8}$ a $e_y = \frac{b}{8}$ (66)

potom

$$F_y = \frac{Q \cdot g \cdot b}{8 \cdot h} \quad (67)$$

$$F_y = \frac{1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot 1140 \text{ mm}}{8 \cdot 2665 \text{ mm}} = 551,2 \text{ N}$$

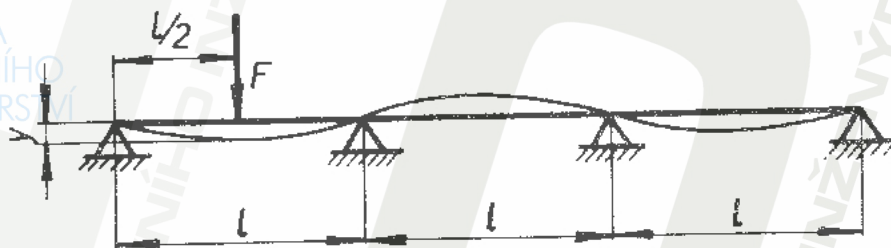
$$F_{x1} = \frac{5 \cdot Q \cdot g \cdot c}{64 \cdot h} \quad (68)$$

$$F_{x1} = \frac{5 \cdot 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot 1594,08 \text{ mm}}{64 \cdot 2665 \text{ mm}} = 458,42 \text{ N},$$

$$F_{x2} = \frac{3 \cdot Q \cdot g \cdot c}{64 \cdot h} \quad (69)$$

$$F_{x2} = \frac{3 \cdot 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot 1594,08 \text{ mm}}{64 \cdot 2665 \text{ mm}} = 275,05 \text{ N}$$

Predpoklady pre výpočet priehybu podľa nasledujúcich vzťahov sú nasledovné (obr. 5.4).



Obr. 5.4 Predpoklad výpočtu priehybu, [2]

- a/ Vozidlo je považované za spojitý nosník s tromi intervalmi na (štyroch podperách).
- b/ Vodorovné sily F_y resp. F_{x1} a F_{x2} , pôsobia kolmo na pozdĺžnu osu vozidla uprostred krajného poľa.
- c/ Priehyb je počítaný pod pôsobiacou silou.

Podľa normy EN 81.1 nesmie byť výsledný priehyb, ktorý získame vektorovým súčtom parciálnych priehybov väčší ako 3mm.

Parciálne priehyby v rovinách $y-y$ a $x-x$ sa vypočítajú zo vzťahu

$$y_y = \frac{7 \cdot F_y \cdot l_k^3}{480 E \cdot J_x} [\text{mm}] \quad (70)$$

$$y_y = \frac{7 \cdot 551,2 \text{ N} \cdot 2005^3 \text{ mm}^3}{480 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 59,52 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = 0,518 \text{ mm}$$

$$y_x = \frac{7 \cdot F_{x1} \cdot l_k^3}{480 E \cdot J_y} [\text{mm}] \quad (71)$$

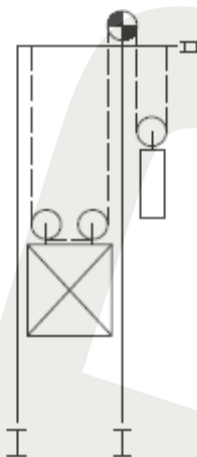
$$y_x = \frac{7 \cdot 458,42 \text{ N} \cdot 2005^3 \text{ mm}^3}{480 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 52,4 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} = 0,489 \text{ mm}$$

$$\text{Výsledný priehyb } y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} \quad (72)$$

$$y = \sqrt{0,489^2 \text{ mm}^2 + 0,518^2 \text{ mm}^2} = 0,712 \text{ mm} < 3 \text{ mm} \quad \text{Výpočet vyhovuje}$$

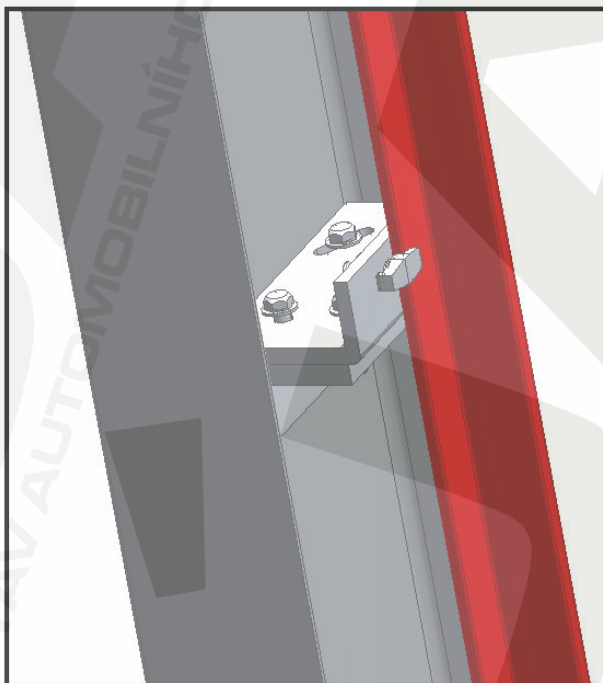
6. Návrh a výpočet rámu

Koncepčne je konštrukcia rámu zdvihu navrhovaná ako zváraný celok pozostávajúci z dvoch I profilov ($I - 320 \times 16530$), ktoré tvoria zvisle stĺpy a horizontálneho nosníku z dvoch HEM profilov ($HEM - 280 - 2612$) (obr. 6.1).

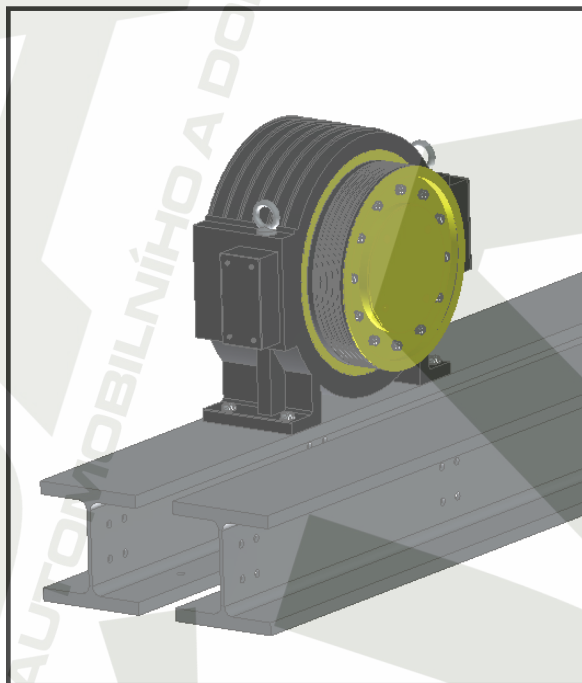


Obr. 6.1 Schéma zdvihu

Na zvislých stĺpoch sú upevnené vodítka (obr. 6.2) na horizontálnom nosníku je upevnený bez- prevodový výťahový stroj (obr. 6.3).



Obr. 6.2

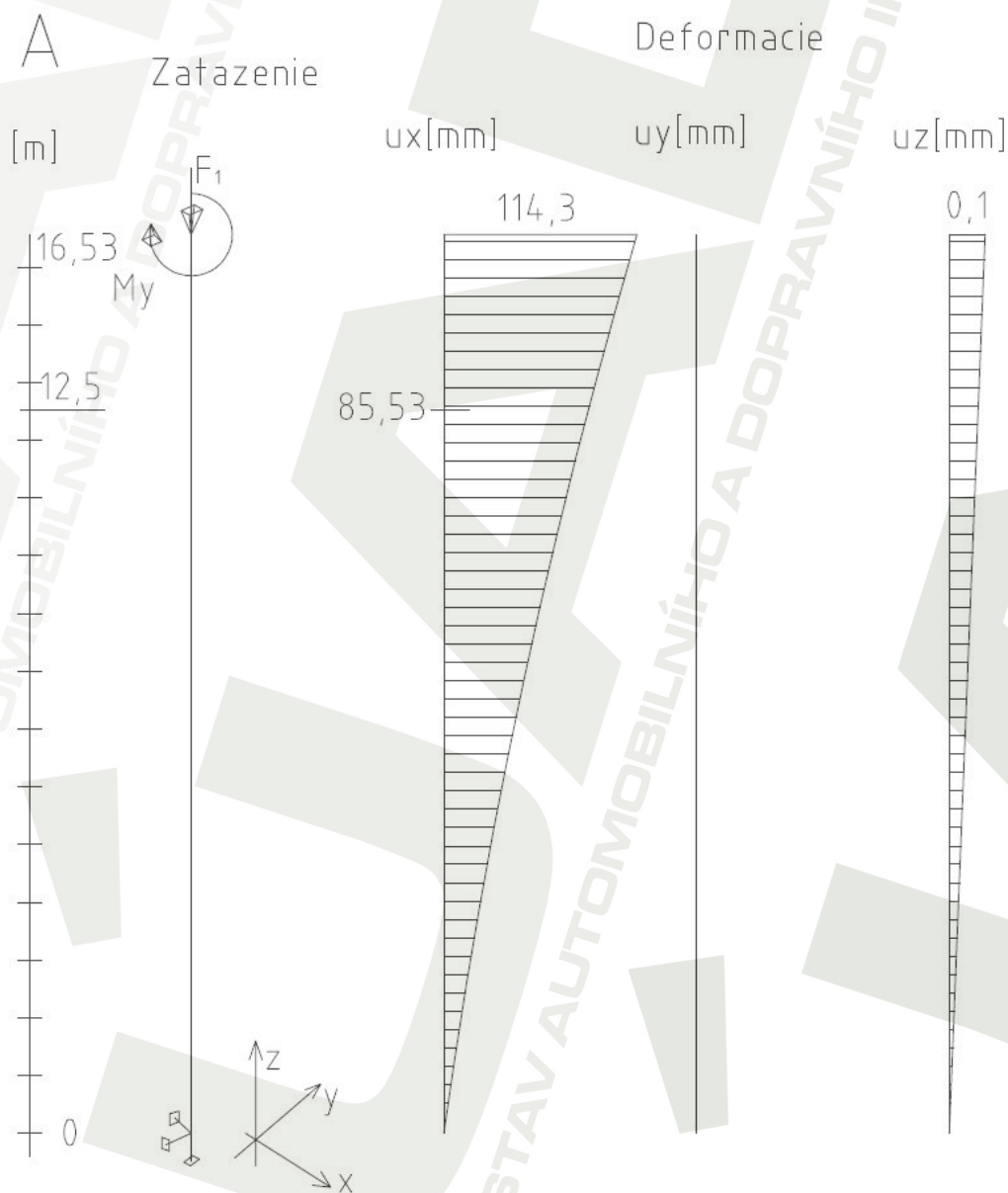


Obr. 6.3

6.1 Varianty konštrukčného riešenia rámu zdvihu

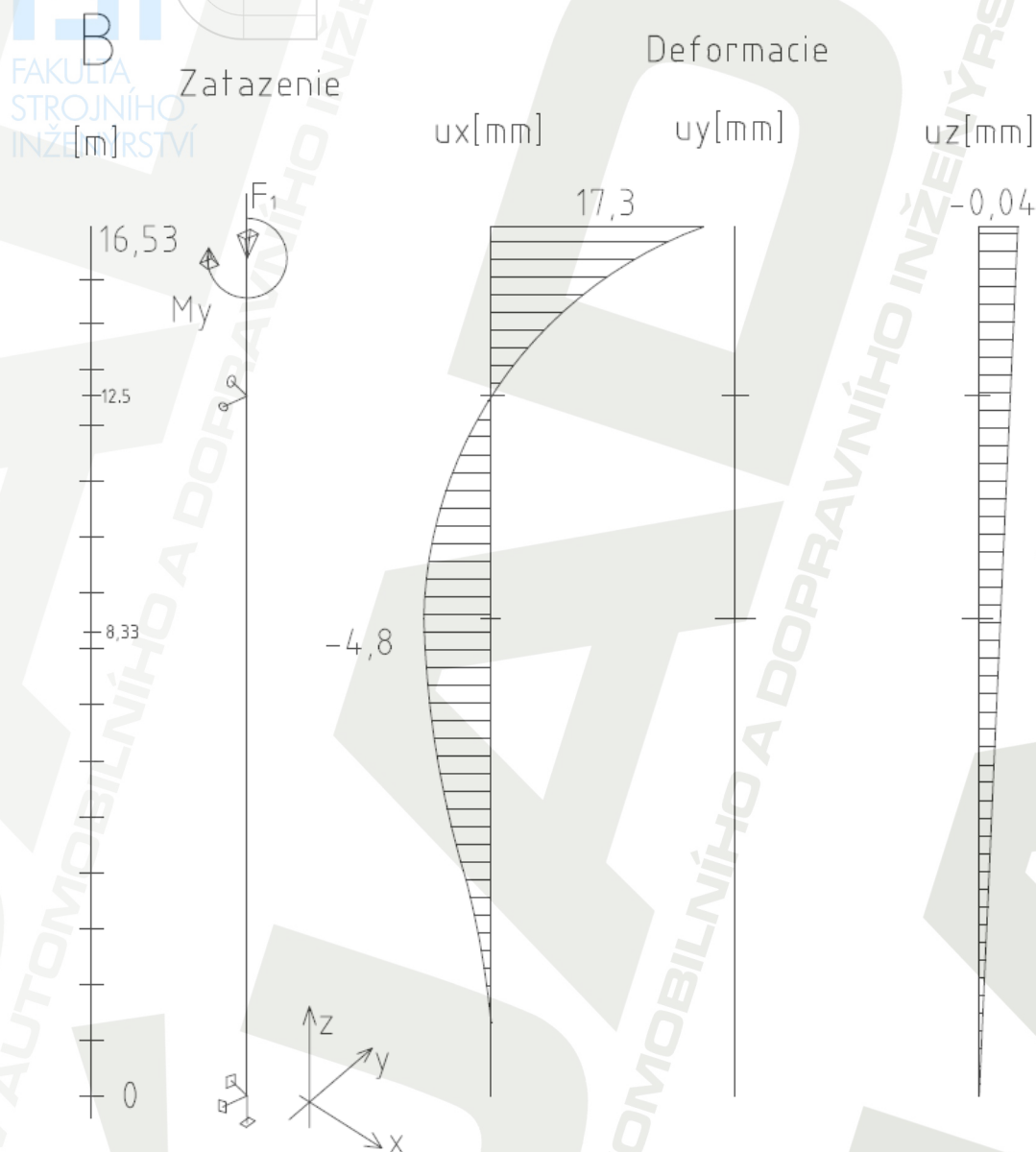
Predbežný návrh bol vytvorený v programe Nexis, kde sa zaťažil celý rám od síl v lanách a tiaže elektromotoru, ktorá nie je zanedbateľná. Pre posúdenie vhodnosti danej varianty vyhodnocujem jeden, tj. ľavý prút z obr.6.1.

Variant A je znázornený na obr. 6.4. Prút je votknutý v jeho spodnej časti. Znázornené sú deformácia v troch smeroch. Deformácie v osiach y a z sú pre danú funkciu rámu zanedbateľné. Deformácia v ose x , tj. ux , je veľkosti 114,3mm vo výške 16,53m. Takto deformovaný prút je nevyhovujúca aj vzhľadom nato, že deformácia vo výške 12,5 je 85,53mm, a to je výška kde je rám a na ňom závislá kabína v kontakte s podlažím budovy napojená na valčekovú trať. **Variant A nevyhovuje.**



Obr. 6.4

Variant B je znázornený na obr. 6.5. Prút je votknutý v jeho spodnej časti a posuvne upevnený vo výške 12,5m k hornej podlahe. Sú znázornené deformácie v troch smeroch. Deformácie v osiach y a z sú pre danú funkciu rámu zanedbateľné. Deformácia v ose x , tj. ux , je veľkosti 17,3mm vo výške 16,53m. Takto deformovaný prút je v porovnaní s variantom A podstatne nižšia, ale stále hodnota kritická na presnosť, funkčnosť a naklonenie zdvíhacieho mechanizmu. **Variant B nevyhovuje.**



Obr. 6.5

Variant C: Úlohou tejto varianty je znížiť deformáciu a zabezpečiť tak spoľahlivú funkciu systému. Jednou z možností je pevné väzba rámu k hornej podlahe.

Dilatácia rámu, vplyv na ukotvenie k hornej podlahe (obr. 6.6)

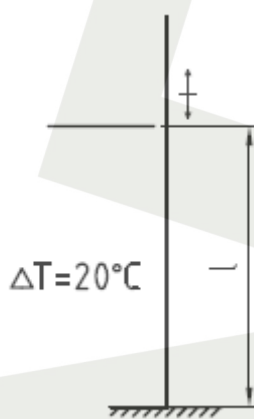
$$u_{\Delta T} = \alpha_2 \cdot \Delta T \cdot l \quad (73)$$

volíme rozdiely teplôt odolného prostredia (vzduch) v hale $\Delta t = 20^\circ\text{C} \rightarrow \Delta T = 20\text{K}$

súčiniteľ tepelnej rozťažnosti $\alpha_2 = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1}$ [9]

dĺžka prútu $l = 12500 \text{ [mm]}$

$$u_{\Delta T} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{K}^{-1} \cdot 20\text{K} \cdot 12500\text{mm} = 3\text{mm}$$

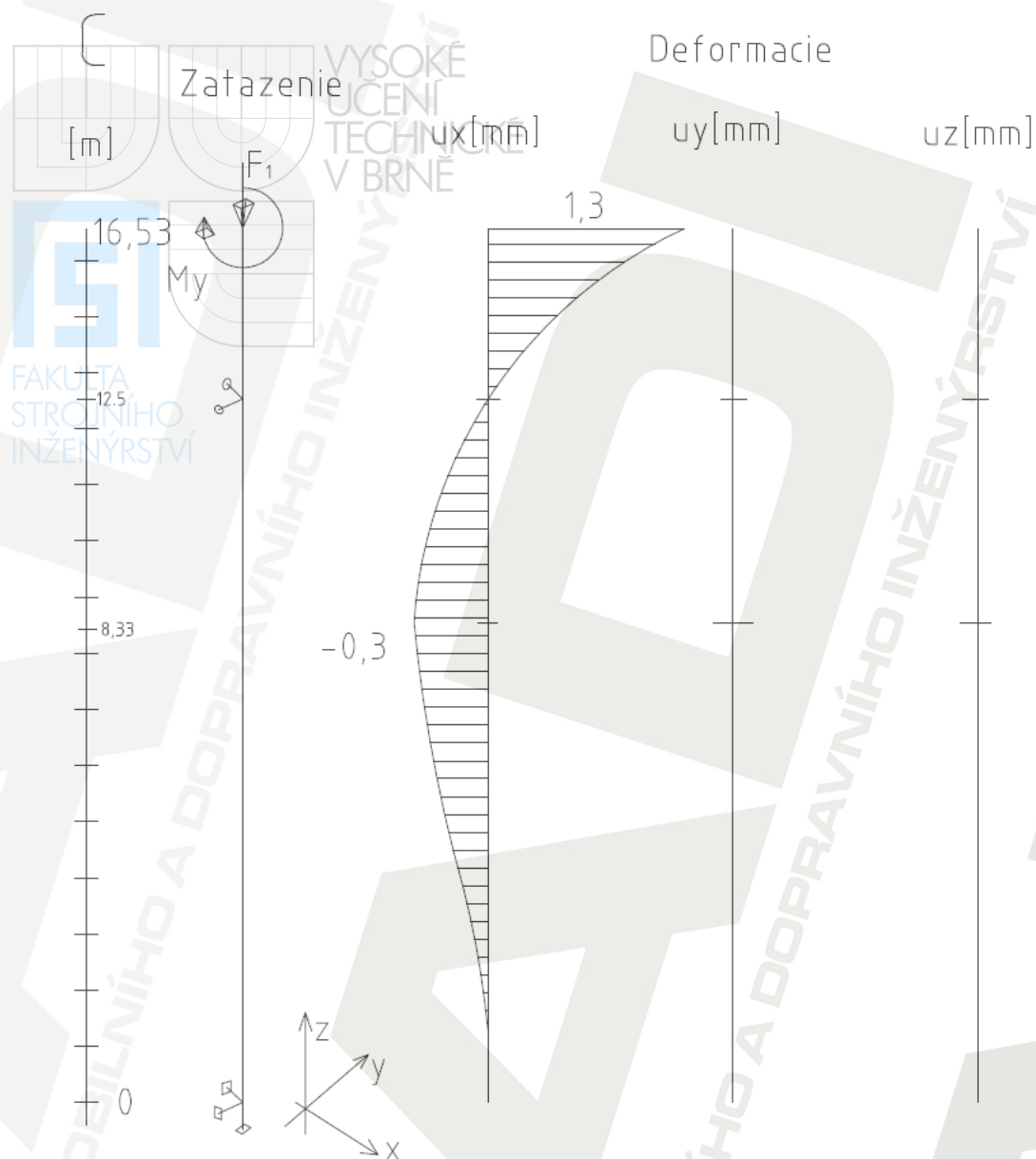


Obr. 6.6

Vzájomne posunutie rámu a podlažia haly bude menšie ako hodnota $u_{\Delta T}$ o vertikálne posunutie vplyvom tepelnej dilatácie obvodových stien haly. To nemôžeme určiť, z dôvodu že stavebný materiál haly nie je definovaný. Vzhľadom k tomu nie je známa ani veľkosť dovoleného zaťaženia druhého podlažia, teda z dôvodu bezpečnosti musí byť rám upevnený posuvnou väzbou tak ako je uvažované vo variante B.

Volím dvoj-profil ($2xI - 320 \times 16530$) zváraný k sebe prerušovaným $\frac{1}{2}V$ zvarom, vid. výkres 1-S32-01/00,

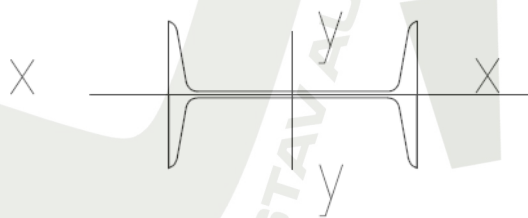
Výsledný sú znázornený v na obr. 6.7. Prút (dvoj-profil) je votknutý v jeho spodnej časti a posuvne upevnený v výške 12,5m k hornej podlahe. Deformácia v ose x , tj. u_x , je veľkosti 1,3mm vo výške 16,53m. Takto deformovaný prút je v porovnaní v variantom B podstatne nižšia, a vyhovujúca **Variant C vyhovuje**.



Obr. 6.7

6.2 Kontrola stĺpov rámu na vzper

Kontrola na vzper je počítaná pre zvolený variant C, čiže dvoj-profil ($2xI$). Momenty zotrvačnosti k ose x , I_x a k ose y , I_y , som určil pomocou programu Nexis, ktorý obsahuje katalóg profilov, a tak tiež obsahuje dane prierezové charakteristiky pre dvoj-profil.



Obr. 6.8

Momenty zotrvačnosti I profil

$$I_y = 1,23903 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 5,692775 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$S = 7770 \text{ mm}^2$$

Momenty zotrvačnosti II profil

$$I_y = 2,538059 \cdot 10^8 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 7,889443 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$S = 15540 \text{ mm}^2$$

Z porovnania hodnôt momentov zotrvačnosti je zrejmé že sa zvýšil moment zotrvačnosti k ose ohybu y na dvojnásobok, a moment zotrvačnosti k ose ohybu x na 13,85 násobok a práve túto hodnotu použijem pre výpočet vzpernej stability.

Štíhlosť prútu je daná vzťahom

$$\lambda = \frac{l}{i} \quad (74)$$

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}}$$

Potom pre prút 1 obr. 6.9 platí

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{\sqrt{\frac{J_x}{S}}} \quad (75)$$

$$\lambda_1 = \frac{(16530 - 12500) \text{ mm}}{\sqrt{\frac{7,889443 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{15540 \text{ mm}^2}}} = 56,55$$

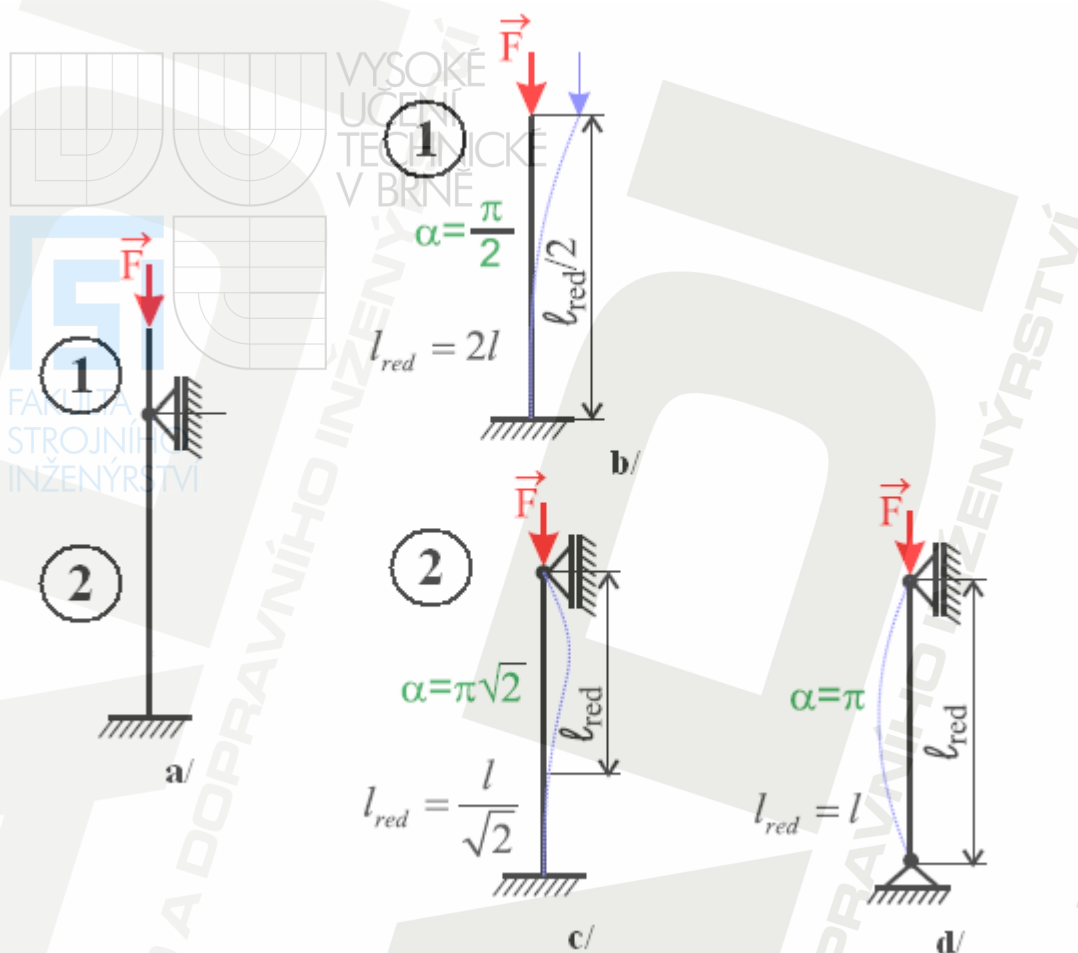
A pre prút 2 obr. 6.9 platí

$$\lambda_2 = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_x}{S}}} \quad (76)$$

$$\lambda_2 = \frac{12500 \text{ mm}}{\sqrt{\frac{7,889443 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{15540 \text{ mm}^2}}} = 175,43$$

Medzná štíhlosť je popísaná vzťahom

$$\lambda_M = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \quad (77)$$



Obr. 6.9 Redukované dĺžky prútu pre vzper, [9]

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} \quad (\text{obr. 6.9b})$$

$$\alpha_2 = \pi \quad (\text{obr. 6.9d})$$

Poznámka. Pre prút č.2 považujem konštrukčne upevnenie rámu k podlahy (pomocou skrutiek a rebier) za prevedenie nie príliš tuhé z tohto dôvodu uvažujem väzbu rotačnú (obr. 6.9d).

$$\lambda_M = \alpha \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} \quad (78)$$

$$\lambda_{M1} = \frac{\pi}{2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{195 \text{ MPa}}} = 51,54$$

$$\lambda_{M2} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_K}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{195 \text{ MPa}}} = 103,09$$

Keď $\lambda \geq \lambda_M$ je prút pri zaťažení v elastickej oblasti a pre výpočet kritickej sily platí vzťah

$$F_s = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} \quad (79)$$

Bezpečnosť vzhľadom k medznému stavu vzpernej stability je potom:

$$k_{s1} = \frac{F_s}{F} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_z}{F \cdot l^2} = \frac{\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 7,889443 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{14353,5 \text{ N} \cdot (16530 - 12500)^2 \text{ mm}^2} = 175,36 \quad (80)$$

Pre časť vrchnú dvoj-profilového prútu (č.1) je tato bezpečnosť vyhovujúca

$$k_{s1} = \frac{F_s}{F} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_z}{F \cdot l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 7,889443 \cdot 10^7 \text{ mm}^4}{14353,5 \text{ N} \cdot 12500^2 \text{ mm}^2} = 72,9 \quad (81)$$

Pre spodnú časť dvoj-profilového prútu (č.2) je tato bezpečnosť vyhovujúca

6.3 Výpočet rámu zdvihu

Výpočet prebehol v piatich zaťažujúcich variantoch (tab. 6.1), simulovaný v programe CatiaV5

Tab. 6.1 Zaťažujúce stavy

Statický výpočet	kabína v hornej polohe	$F_{A1} = (1,25Q + K) \cdot g$	A
		$F_{A2} = (Z + m_l) \cdot g$	
	kabína v strednej polohe	$F_{B1} = (1,25Q + K) \cdot g$	B
		$F_{B2} = Z \cdot g$	
Statický výpočet + zotrvačné sily	kabína v dolnej polohe	$F_{C1} = (1,25Q + K + m_L) \cdot g$	C
		$F_{C2} = Z \cdot g$	
	rozbeh kabíny z hornej polohy	$F_{D1} = (1,25Q + K) \cdot (g - a)$	D
		$F_{D2} = (Z + m_l) \cdot (g + a)$	
	brzdienie kabíny v dolnej polohe	$F_{E1} = (1,25Q + K + m_L) \cdot (g + a)$	E
		$F_{E2} = Z \cdot (g - a)$	

Pozn. Sila s indexom 1 je sila vyvolaná kabínou a manipulačnou jednotkou. Sila s indexom 2, je sila závažia. Sústava je vo všetkých alternatívach zaťažená aj vlastnou tiažou zváraných profilov, výstuži a tiažou elektromotora.

6.3.1 Výpočet zaťažujúcich síl

Variant A – sila pod kabínou

$$F_{A1} = (1,25Q + K) \cdot g \quad (82)$$

$$F_{A1} = (1,25 \cdot 1000kg + 421kg) \cdot 9,81ms^{-2} = 16392,51N$$

Variant A – sila pod závažím

$$F_{A2} = (Z + m_l) \cdot g \quad (83)$$

$$F_{A2} = (871kg + 23,124kg) \cdot 9,81ms^{-2} = 8771,35N$$

Variant B – sila pod kabínou

$$F_{B1} = (1,25Q + K) \cdot g \quad (84)$$

$$F_{B1} = F_{A1} = 16392,51N$$

Variant B – sila pod závažím

$$F_{B2} = Z \cdot g \quad (85)$$

$$F_{B2} = 871kg \cdot 9,81ms^{-2} = 8544,51N$$

Variant C – sila pod kabínou

$$F_{C1} = (1,25Q + K + m_L) \cdot g \quad (86)$$

$$F_{C1} = (1,25 \cdot 1000kg + 421kg + 23,124kg) \cdot 9,81ms^{-2} = 16619,35N$$

Variant C – sila pod závažím

$$F_{C2} = Z \cdot g \quad (87)$$

$$F_{C2} = F_{B2} = 8544,51N$$

Variant D – sila pod kabínou

$$F_{D1} = (1,25Q + K) \cdot (g - a) \quad (88)$$

$$F_{D1} = (1,25 \cdot 1000 \text{ kg} + 421 \text{ kg}) \cdot (9,81 \text{ ms}^{-2} - 0,67 \text{ ms}^{-2}) = 15272,94 \text{ N}$$

Variant D – sila pod závažím

$$F_{D2} = (Z + m_l) \cdot (g + a) \quad (89)$$

$$F_{D2} = (871 \text{ kg} + 23,124 \text{ kg}) \cdot (9,81 \text{ ms}^{-2} + 0,67 \text{ ms}^{-2}) = 9370,41 \text{ N}$$

Variant E – sila pod kabinou

$$F_{E1} = (1,25Q + K + m_L) \cdot (g + a) \quad (90)$$

$$F_{E1} = (1,25 \cdot 1000 \text{ kg} + 421 \text{ kg} + 23,124) \cdot (9,81 \text{ ms}^{-2} + 0,67 \text{ ms}^{-2}) = 17754,41 \text{ N}$$

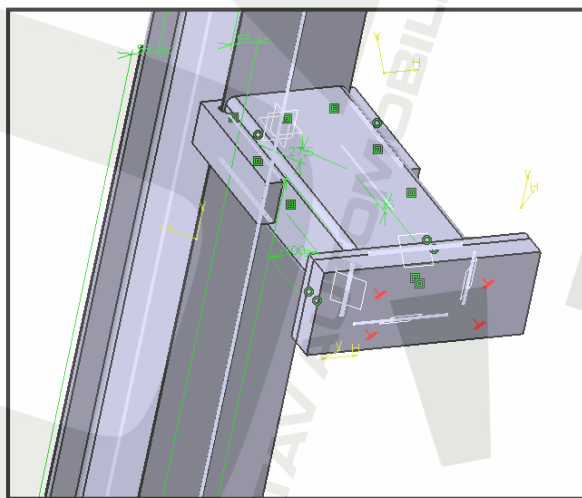
Variant E – sila pod závažím

$$F_{E2} = Z \cdot (g - a) \quad (91)$$

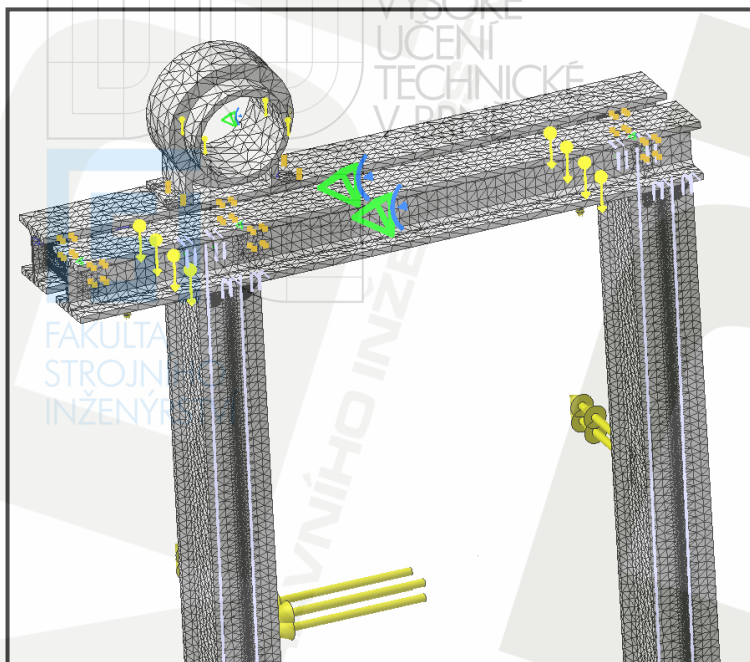
$$F_{E2} = 871 \text{ kg} \cdot (9,81 \text{ ms}^{-2} - 0,67 \text{ ms}^{-2}) = 7960,94 \text{ N}$$

6.3.2 Tvorba modelu

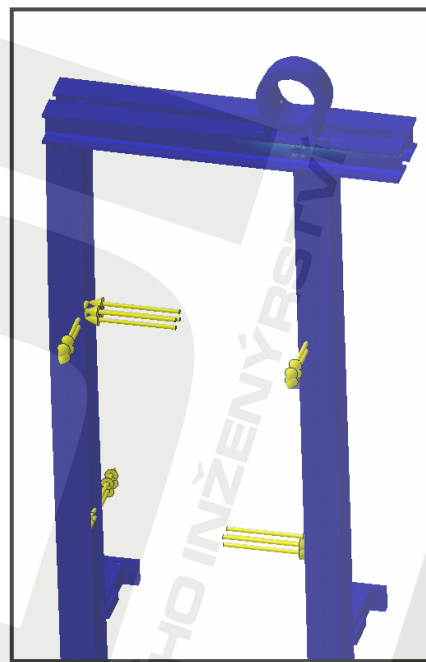
Model v Programe CatiaV5 bol vytvorený z modelu (obr. 6.10) zostavy z programu Inventor. Prácu uľahčila vzájomná kompatibilita programov. Zvlášť bol vymodelovaný elektromotor, ktorý slúži na vytvorenie zaťaženia blízkeho skutočnosti na celý rám.. Napätia a posunutia v elektromotore nie sú uvažované. Vytvorene väzbe sú definované ako pohyblivé. Stupne voľnosti zostavy uberá virtuálny skrutkový spoj a zvarové spoje, definované pomocou surface welding connection a prvku hexahedron [7]. Pre vytvorenie siete som použil linear tetrahedron sietovanie (obr. 6.11).



Obr. 6.10 Tvorba modelu

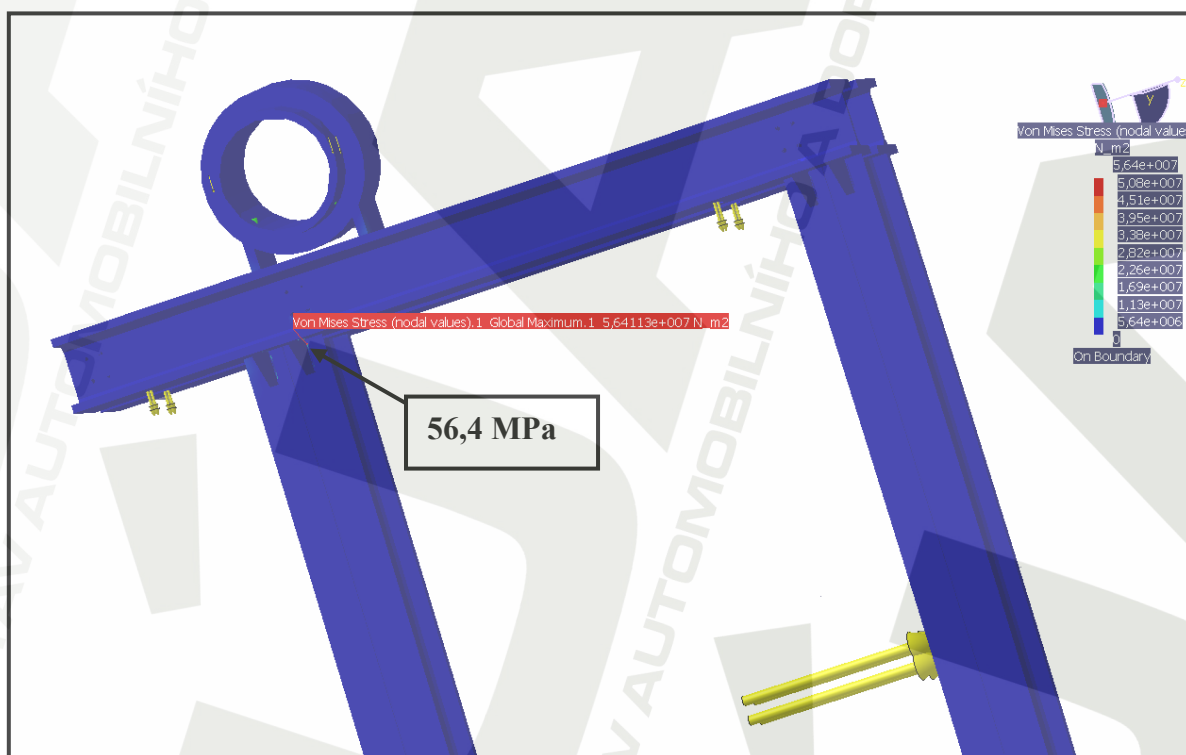


Obr.6.11 Tvorba modelu



Obr. 6.12 Sily od kabíny

Vnášanie síl od excentricky naloženej kabíny obr. 5.2. Sily sú vypočítané v kapitole 5.



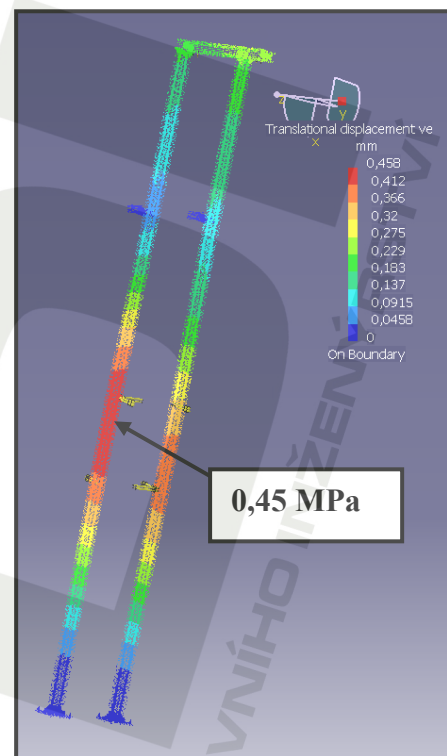
Obr. 6.13 Vnášanie síl od lán v miestach ukotvenie závesnými skrutkami. Variant A, maximálne napätie 56,4 MPa je v mieste zvaru, faktor zobrazenia deformácie 204.

6.3.3 Výsledky

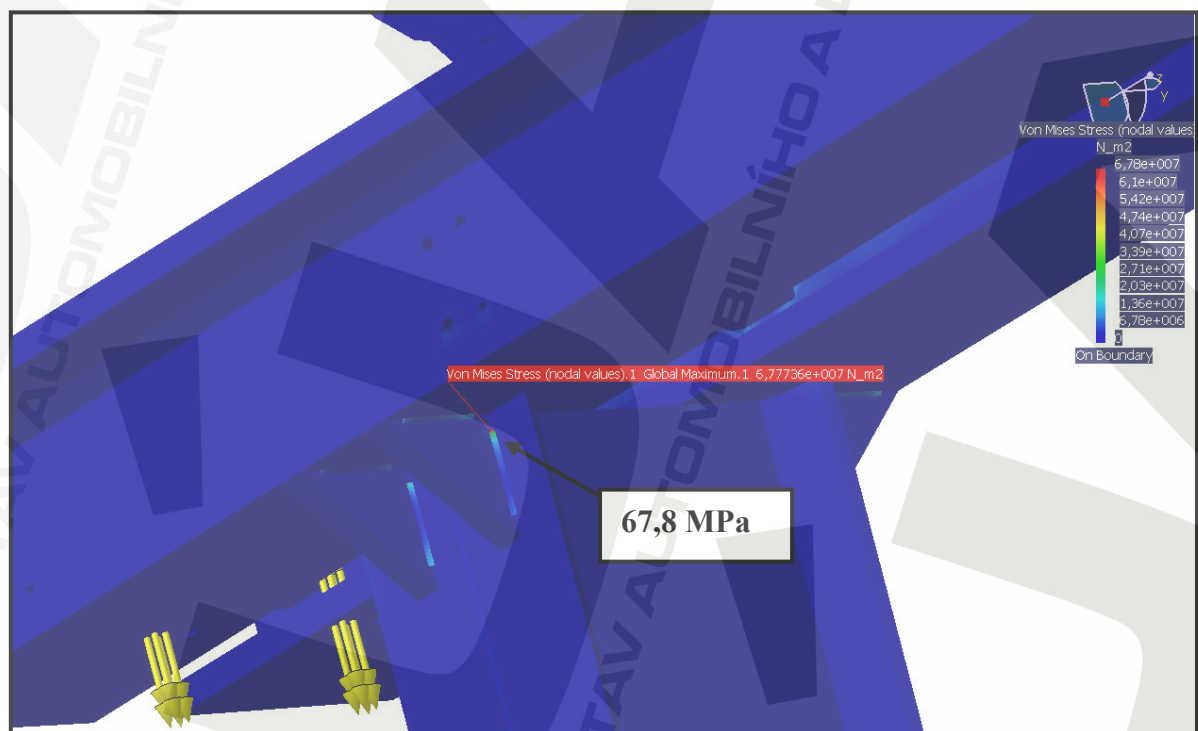
Tab. 6.3 Výsledky variant zaťažovania

Variant	Napätie [MPa]	Posunutie [mm]
A	56,4	0,28
B	53,7	0,45
C	55,1	0,37
D	67,8	0,31
E	53,3	0,37

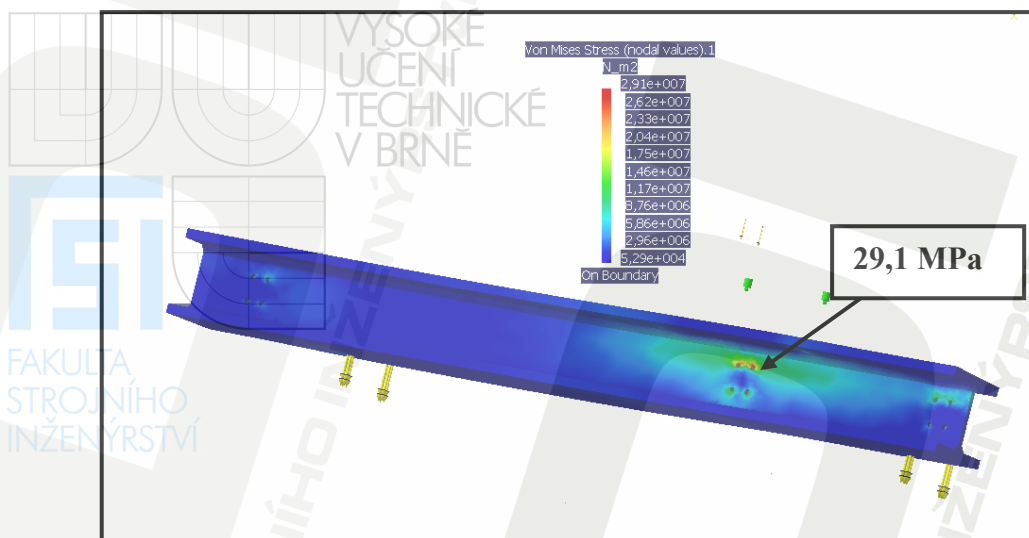
Na obrázkoch 6.14 - 6.19 sú zobrazené extrémne prípady výsledkov, čiže variant B, D. Zobrazenie variantov A,C a E je v prílohe č.2.



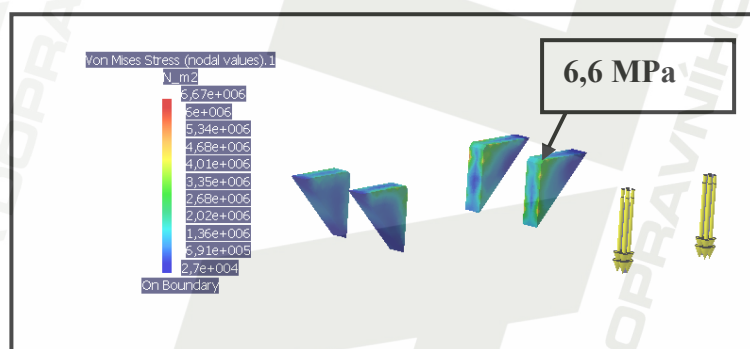
Obr.6.14 Variant B – max. posunutie 0,45mm
faktor zobrazenia deformácii 204



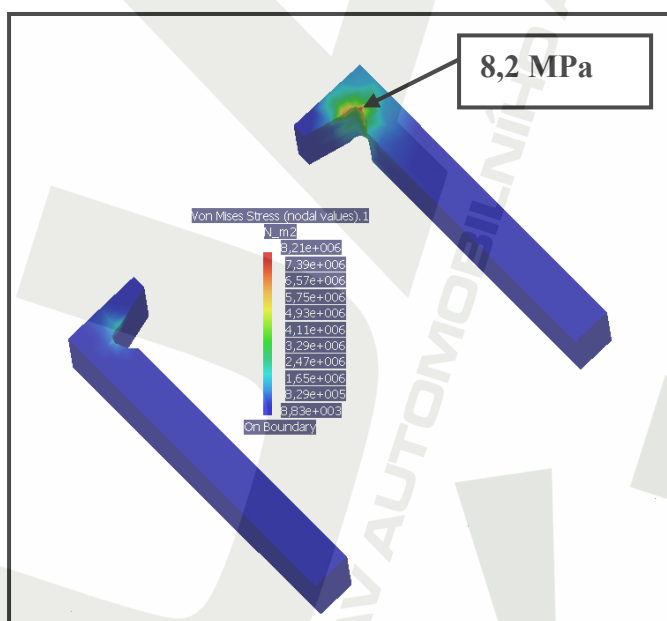
Obr. 6.15 Variant - maximálne napätie 67,8MPa v mieste zvaru, faktor zobrazenia defor. 204



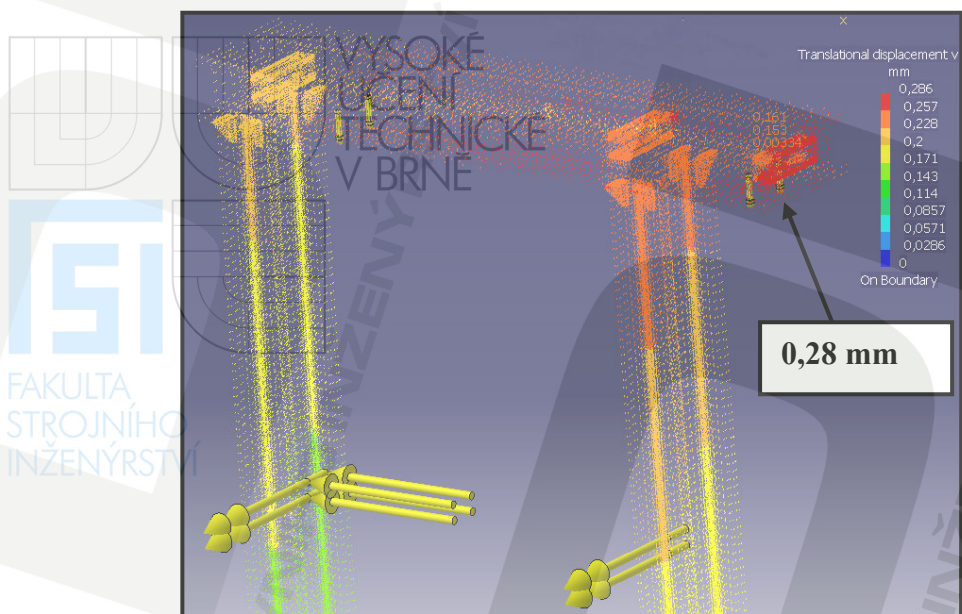
Obr. 6.16 Variant D - napätia na HEM nosníku, maximálne napätie 29,1MPa , $f_d = 204$



Obr. 6.17 Variant D - napätia na rebrách HEM nosníku, max. napätie 6,6MPa , $f_d = 204$



Obr. 6.18 Variant D - napätia na bočniciach posuvnej väzby, max. napätie 8,21MPa , $f_d = 204$



Obr. 6.19 Variant D – posunutia na HEM výstuži, max. posunutie 0,28mm , $f_d = 204$

6.4 Kontrola zavesenia lán na rám

6.4.1 Kontrola skrutky zaťaženej osovou silou

Trieda pevnosti skrutky 5.6 podľa normy ISO 898, medza klzu $R_e = 300\text{MPa}$, (tab. 6.3)

Výpočet menovitého prierezu struky

$$A_s = \frac{F_s}{i_s \cdot k_1 \cdot \sigma_D}$$

$$F_s = (1,25Q + K)(g + a)$$

$$F_s = (1,25 \cdot 1000 + 421)\text{kg} \cdot (9,81 + 0,63)\text{ms}^{-2} = 4363,31\text{N}$$

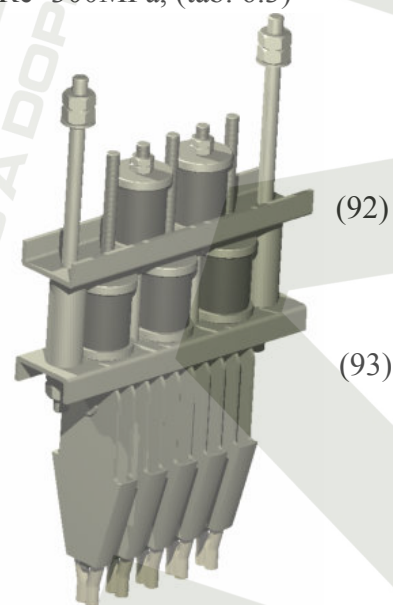
počet skrutiek prenášajúcich tiaž kabíny na rám $i_s = 4$

koefficient zohľadňujúci zaťaženie $k_1 = 0,35$, (tab. 6.5)

$$A_s = \frac{4363,31\text{N}}{4 \cdot 0,35 \cdot 300\text{Mpa}} = 41,536\text{mm}^2$$

Volím vyššiu hodnotu prierezu tj. $A_s = 84,2\text{mm}^2 \rightarrow d_s = 12\text{mm}$

Skrutka: M12x180 ČSN 02 1178, [7]



Obr. 6.20 Konštrukčné prevedenie ukotvenia lán (94)

6.4.2 Kontrola matice

Tlak v závitoch matice

$$p = \frac{F_s}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_D \quad (95)$$

$$H_1 = \frac{d - d_3}{2} \quad (96)$$

$$z = \frac{m}{p} \quad (97)$$

$$p = \frac{4361,31N}{\pi \cdot 10,863mm \cdot \frac{(12 - 9,853)mm}{2} \cdot \frac{7mm}{1,25mm}} = 37,51MPa$$

dovolený napätie v závitoch pre triedu pevnosti materiálu 5.6 a materiál ocel' $P_D = 70MPa$ (tab. 6.4)

$p < p_D$ Vyhovuje

Tab. 6.3 Značky a mechanické vlastnosti pre materiál oceľových skrutiek a matic, [7]

Trieda pevnosti šroubu podľa ISO 898	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9
Trieda pevnosti dřívější(ČSN)	4A	4D	4S	5D	5G	6G	8E	-	10K	12K
Označení šroubů bez zatížení podle tvrdosti	11H	11H	11H	14H	14H	22H	22H	-	33H	45H
Mez pevnosti jmenovitá R_m (MPa)	300	400	400	500	500	600	800	900	1000	1200
Mez kluzu jmenovitá R_e popř. jmenovitá $R_{p0,2}$	180	240	320	300	400	480	-	640	720	900
Trieda pevnosti matice: a) s plnou zatížitelností b) s omezenou zatížitelností c) bez zatížení	4 04 11H	4 04 11H	4 04 11H	5 04 11H	5 05 14H	6 05 14H	8 - 17H	9 - -	10 - 22H	12 - -

Tab. 6.4 Dovolené tlaky v závitoch spojovacích skrutiek, [7]

Materiál vnitřního závitů	Třídy pevnosti materiálů šroubů								
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
	p_D (MPa)								
Ocel	40	50	75	70	90	110	150	200	250

Tab. 6.5 Dovoľené napätie pre výpočet skrutiek, [7]

Způsob zatížení a namáhání	Dovoľené napětí σ_D	Poznámka
<i>Zatížení silou v ose šroubu:</i>		
1. Spoj bez předpětí utahovaný v nezatíženém stavu	$\sigma_D \approx 0,8R_e$	Míjivé zatížení $\sigma_D \approx 0,6R_e$ Střídavé zatížení $\sigma_D \approx 0,8R_e$
2. Spoj bez předpětí utahovaný v zatíženém stavu	$\sigma_D \approx 0,6R_e$	Míjivé zatížení $\sigma_D \approx 0,45R_e$ Střídavé zatížení $\sigma_D \approx 0,35R_e$
3. Spoj s předpětím zatížený klidně	$\sigma_D \approx (0,3 \text{ až } 0,15)R_e$	Větší hodnoty pro nižší mech. vlastnosti a velké průměry
4. Spoj s předpětím zatížený míjivě	$\sigma_D \approx (0,3 \text{ až } 0,1)R_e$	Větší hodnoty pro nižší mech. vlastnosti a malé průměry

Záver

V diplomovej práci som sa zaoberal návrhom paletového dopravníku podľa zadaných kritérií. Komplikáciu predstavovali veľké hardvérové nároky pre počítačový výpočet rámu zdvih z dôvodu veľkosti modelu a z toho plynúci dlhý proces samotného výpočtu. Výpočty lán, vodítok a trakčnej únosnosti, vyhovujú platnej technickej norme EN 81.1. Volené komponenty, bezprevodový výtahový stroj, obmedzovač rýchlosti, klzné zachycovače, vodiace čeľuste, nárazníky, vyhovujú požadovaným parametrom. Pri tvorbe návrhu a výpočtoch som použil softvér Inventor 11, Nexis 32 a CatiaV5 R14. Pre tvorbu výkresovej dokumentácie softvér AutoCad 2007. V diplomovej práci som uplatnil teoretické znalosti získané štúdiom manipulačnej techniky a nosných konštrukcií.

V prípade realizácie tohto projektu, musí na diplomovú prácu nadväzovať návrh riadenia a ostatných elektronických častí (snímače polohy), posúdenie rizík prevádzky podľa logistických požiadavkou, atď.

Použité informačné zdroje

- [1] GAJDUŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Ediční středisko VUT, 1988. 277s.
- [2] DRAŽAN, František; VOŠTOVÁ, Věra. Teorie a stavba dopravníků. Praha I: Ediční středisko ČVUT, 1983. 290s
- [3] KRÍŽ, Rudolf. Strojnické tabulky II: Pohony. Ostrava: MONTANEX, a.s., 1997. 212s.
- [4] ONDRÁČEK, Emanuel; VRBKA, Jan. Mechanika těles: Pružnost Pevnost II. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2002. 261s. ISBN 80-214-2655-1.
- [5] DRASÍK, František a kolektiv. Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu. Ostrava: MONTANEX, a.s., 1999. 722s
- [6] SOBEK, Evžen; BRANDEJS, Jan. Základy konstruování: Návod pro konstrukční Cvičení. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 110s. ISBN 80-7204-331-5
- [7] BEDŘICH, Vrzal a kolektiv. Strojnické tabulky. Svazek I. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1971. 884s.
- [8] NADER, G. ZAMANI. Catia V5: fea tutorials release 16. 2007. 215s. ISBN 978-1-58503-356-0.
- [9] Interaktivní učební texty – Pružnost Pevnost'. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW:
<http://beta.fme.vutbr.cz/cpp/>
- [10] LM Metal Lift s.r.o., Produkty. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW:
<http://www.metallift.cz/index.php?page=products>
- [11] Comming Chrudim – výtahy – výroba - prodej – servis, Katalog. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
<http://www.metallift.cz/index.php?page=products>

- [12] Lift Components s.r.o., Výtahy – výtahové komponenty - plošiny, Katalog - závěsné šrouby. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
<http://www.liftcomponents.cz/cz/katalog/mechanicke-komponenty/zavesne-srouby/>
- [13] Feron, a.s. – Velkoobchod s hütaným materiálem, Sortimentový katalog. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php?druh=7&search=5>
- [14] EPO elektropohony – Produkty- Bezprevodové výtahové stroje. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
http://www.epo.cz/index.php?option=com_content&task=blogcategory&id=135&Itemid=154
- [15] Interroll – Produkty - Valčky. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
[http://www.interroll.com/runappl.cfm/Cat_ConveyorRollers2001_en?wm=a%28127%29&dp=a%28dl%29d%28540%29&ext=.](http://www.interroll.com/runappl.cfm/Cat_ConveyorRollers2001_en?wm=a%28127%29&dp=a%28dl%29d%28540%29&ext=)
- [16] SEW-EURODRIVE – Produkty – Elektromotory. [online]. [cit.22.05.2009]. Dostupné z WWW.
<http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/A13.htm>

Normy ČSN, EN, ISO s platnosťou k 22.05.2009

Zoznam použitých skratiek a symbolov

A	menovitého prierezu struky	[mm ²]
D _k	priemer hnacieho kotúča	[mm]
d _s	priemer skrutky	[mm]
e	súčiniteľ valivého trenia	[-]
i _T	počet päťice nad kabínou	[-]
m _v	hmotnosť rotujúcich častí jedného valčeka	[kg]
λ	súčiniteľ štihlости	[-]
C ₁	Súčiniteľ zrýchlenia (spomalenia)	[-]
C ₂	tvarový súčiniteľ drážky hnacieho kotúča	[-]
f	súčiniteľ trenia v drážke	[-]
f _c	súčiniteľ čapového trenia	[-]
i _{mj}	počet predmetu na trati	[-]
i _c	celkový počet valčeka	[-]
i _l	počet lán	[-]
i _{mj}	počet predmetov na trati	[-]
i _p	počet prevodov	[-]
i _v	počet nosných valčeka	[-]
k	počet valčeka pod jedným predmetom	[-]
k ₁	koeficient zohľadňujúci zaťaženie	[-]
N _{equiv}	ekvivalentný počet kladiek	[-]
p _d	počet článkov na vzdialenosti ad	[-]
p _n	počet článku reťaze	[-]
p _r	počet článkov reťaze veľkej smyčky	[-]
p _v	počet článkov na vzdialenosti av	[-]
s _f	súčiniteľ bezpečnosti	[-]
z	celkový počet valčeka	[-]
α ₁	súčiniteľ koncentrácie napätia	[-]
η	účinnosť jedného prevodu	[-]
μ	súčiniteľ trenia	[-]
ψ	dynamický súčiniteľ	[-]
ω	súčiniteľ vzpernosti	[-]
f _d	faktor zobrazenia deformácie	[-]
α ₂	súčiniteľ tepelnej rozťažnosti	[K ⁻¹]
K	hmotnosť kabíny	[kg]
m ₁	hmotnosť trubky valčeka	[kg]
m ₁₁	hmotnosť lana	[kg]
M _{L1}	hmotnosť 5-tice lán	[kg]
m _p	hmotnosť jedného predmetu	[kg]
Q	hmotnosť manipulačnej jednotky	[kg]
Z	hmotnosť protizávažia	[kg]

ρ_{ocel}	hustota ocele	[kg·m ⁻³]
a_d	axiálna vzdialenosť kolies, diagonálna	[mm]
a_h	axiálny rozstup valčiek	[mm]
a_v	axiálna vzdialenosť kolies, vertikálna	[mm]
D_v	vonkajší priemer trubky	[mm]
d_v	priemer hriadeľa valčeka	[mm]
H_{max}	maximálna obrysová výška manipulačnej jednotky	[mm]
i	polomer zotrvačnosti voditka	[mm]
L	dĺžka valčekovej trate	[mm]
l	maximálny rozteč kotví voditka	[mm]
l_k	najväčšia vzdialenosť medzi kotvami voditka	[mm]
L_{max}	maximálna obrysová dĺžka manipulačnej jednotky	[mm]
L_p	dĺžka palety	[mm]
L_r	rozstup prvého a posledného valčeka	[mm]
L_s	vzdialenosť stredov krajných častí palety	[mm]
L_t	dĺžka trubky	[mm]
l_v	vzdialenosť medzi valčkami	[mm]
m	výška matice	[mm]
p	stúpanie závitů	[mm]
r_c	polomer čapov valčiekov v ložiskách	[mm]
s	hrúbka trubky	[mm]
S_{max}	maximálna obrysová výška manipulačnej jednotky	[mm]
t	rozteč valčiekov	[mm]
x_1	skrútenie v mieste ohybu pre uhol roztvorenia 90°	[mm]
S	neoslabený prierez voditka	[mm ²]
W_o	prierezový modul v ohybe	[mm ³]
I_x, I_y	kvadratický moment prierezu	[mm ⁴]
p_D	dovolený napätie v závitoch pre triedu povnosti 5.6	[MPa]
Re	medz klzu pre mat 11600 (S235)	[MPa]
R_m	medz pevnosti pre mat 11600 (S235)	[MPa]
σ_{DOV}	dovolené napätie v ohybu pre mat 11600 (S235)	[MPa]
σ_{nom}	nominalné napätie	[MPa]
v	rýchlosť predmetu po trati	[ms ⁻¹]
$v_{1\text{max}}$	maximálna rýchlosť dopravníku	[ms ⁻¹]
F	Sila od kabíny a manipulačnej jednotky	[N]
F_{ax}	reakčná sila v bod A v ose x	[N]
F_{Ay}	reakčná sila v bod A v ose y	[N]
F_b	brzdna sila vyvolaná zachycovačmi	[N]
F_c	sila pôsobiaca v ose hriadeľ	[N]
F_{C1}, F_{C2}	Sila pôsobiaca na jedno ležisko	[N]
F_d	maximálna dynamická zaťažiteľnosť	[N]
F_{L1}	Sila v lanách	[N]
F_N	celková záťaž nákladu vrátane palety	[N]

F_o	obvodová sila na hnacej kladke	[N]
F_s	sila v ose skrutky	[N]
N_l	zaručná únosnosť lana	[N]
T_l	Zaťaženie päťice lán	[N]
T_{ID}	Dovolené zaťaženie päťice lán	[N]
M_{k2}	krútiaci moment	[Nm]
M_{ke}	vypočítový krútiaci moment	[Nm]
M_{omax}	maximálneho ohybového momentu	[Nm]
$g_{1,g2}$	spojitým zaťažením na hriadeľ	[Nm ⁻¹]
β_l	uhol sklonu trate	[°]
α	uhol opásania lana na hnacom kotúči	[°]
β	uhol zárezu	[°]
γ	uhol drážky	[°]

Zoznam príloh

Príloha č.1: Tab. - skrátenie v mieste ohybu pre uhol roztvorenia 90°, [6]

Príloha č.2: Obrázky sieťovania kabíny

Príloha č.3: Obrázky posunutí rámu

Príloha č.4: Obrázky 3D modelu paletového dopravníka

Príloha č.5: Výkres zostavy paletového dopravníku - č. výkresu: 0-S32-00/00

Výkres zostavy rámu - č. výkresu: 2-S32-01/00

Výkres zostavy kabíny - č. výkresu: 2-S32-02/00

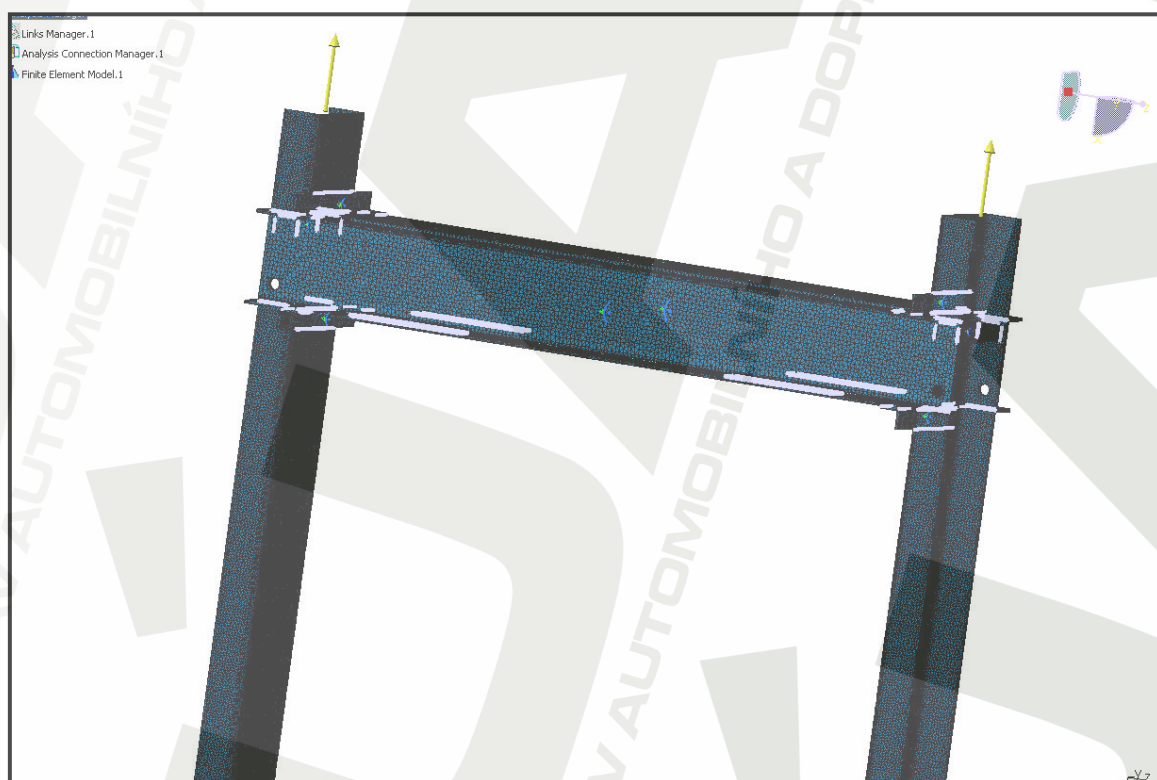
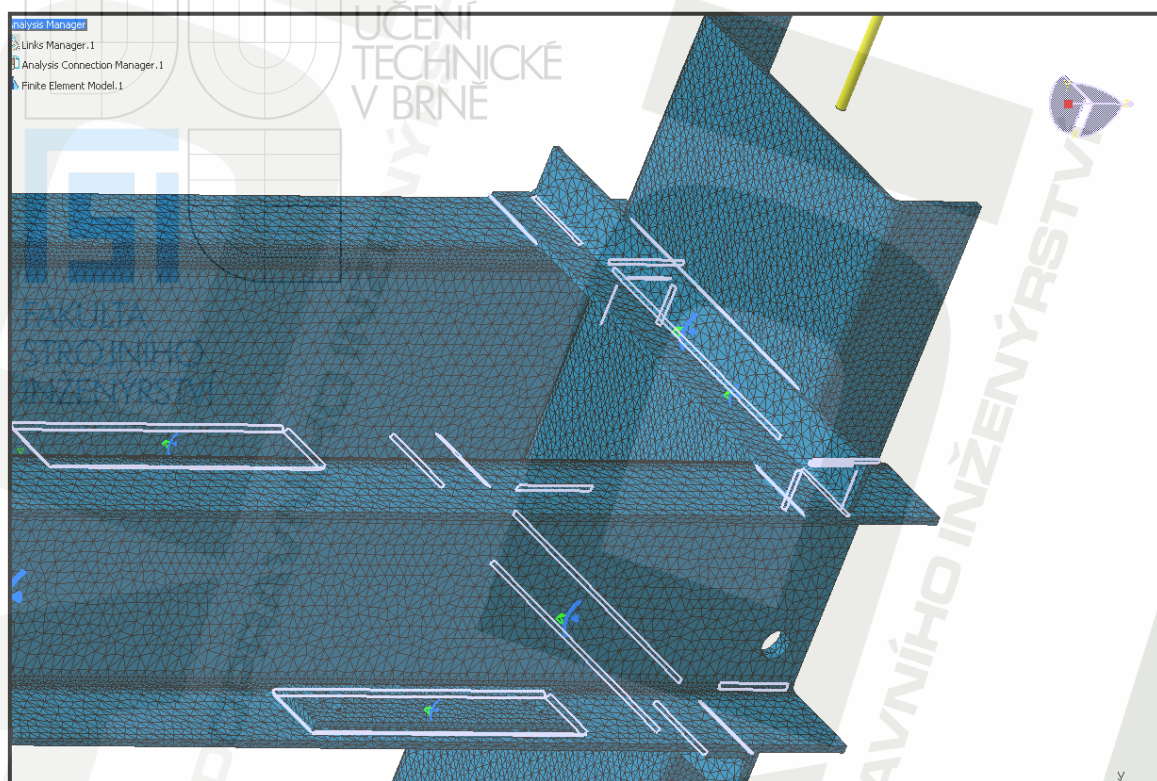
Výkres zostavy valček trate - č. výkresu: 2-S32-03/00

Výrobný výkres hriadeľa kladky - č. výkresu: 3-S32-02/13

Príloha č.1 Tab. - skrátenie v mieste ohybu pre uhol roztvorenia 90°, [6]

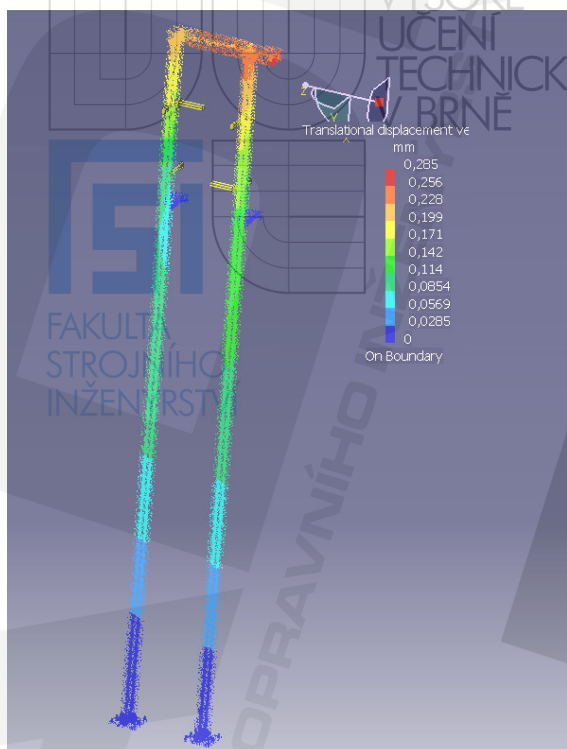
Polomer ohybu [mm]	Tloušťka plechu t [mm]									
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6
1	1,2	1,9	2,7	–	–	–	–	–	–	–
1,5	1,4	2,1	2,9	3,6	–	–	–	–	–	–
2	1,6	2,3	3,1	3,8	4,6	–	–	–	–	–
2,5	1,8	2,6	3,3	4	4,8	5,5	–	–	–	–
3	2	2,8	3,5	4,2	5	5,7	6,5	–	–	–
4	2,6	3,2	3,9	4,7	5,4	6,2	6,9	–	–	–
5	2,9	3,6	4,4	5,1	5,9	6,6	7,3	8,1	–	–
6	3,3	4,1	4,8	5,5	6,3	7	7,8	8,5	10	–
8	4,2	4,9	5,7	6,4	7,1	7,9	8,6	9,4	10,8	12,3
10	5	5,8	6,5	7,3	8	8,7	9,5	10,2	11,7	13,2
15	7,2	7,9	8,7	9,4	10,2	10,9	11,6	12,4	13,8	15,3
20	9,3	10,1	10,8	11,6	12,3	13	13,8	14,5	16	17,5

Príloha č.2: Obrázky sieťovania kabíny

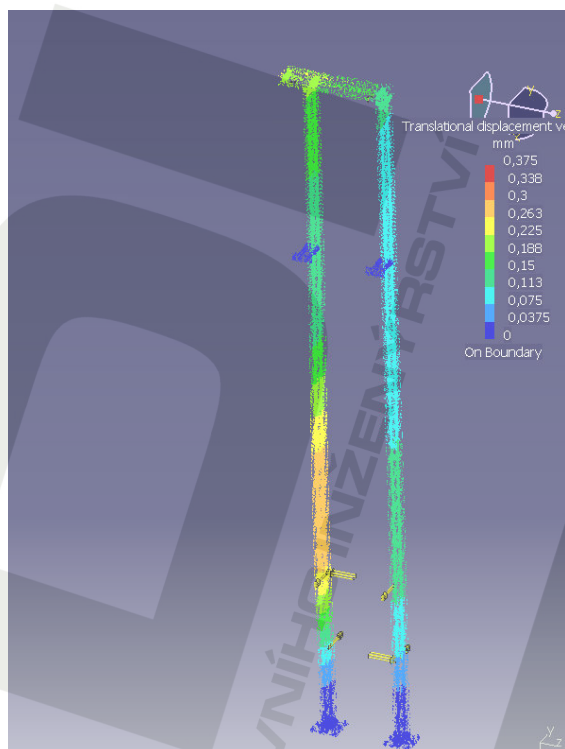


Pozn.: Pre vytvorenie siete je použitý prvok **linear tetrahedron**

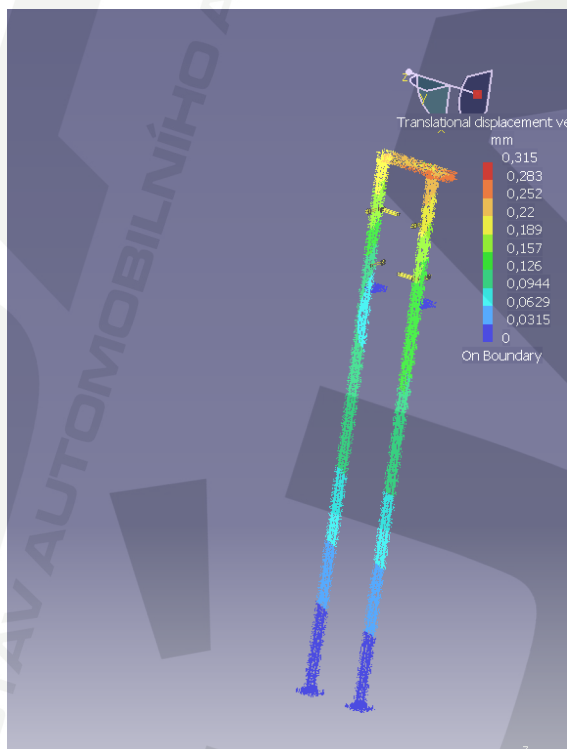
Príloha č.3: Obrázky posunutí rámu



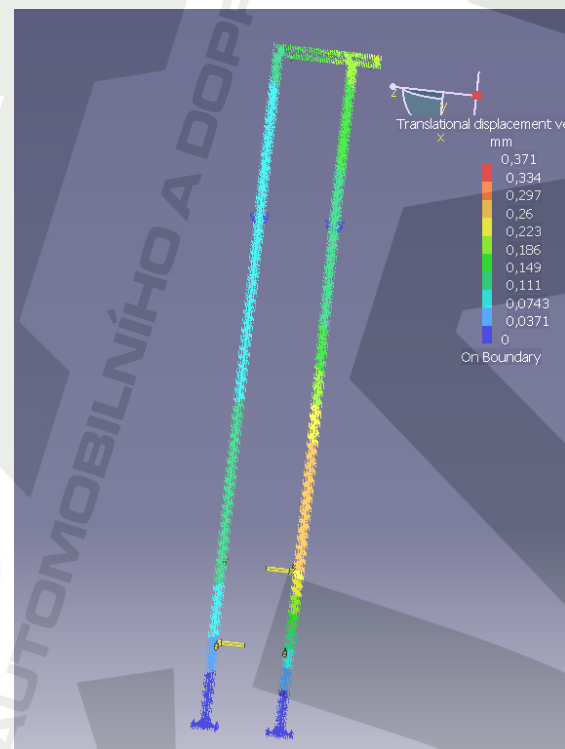
Variant A, max. 0,28mm



Variant C, max. 0,37mm



Variant D, max. 0,31mm



Variant E, max 0,37

Zobrazenie posunutí, faktor zobrazenia deformácie $f_d = 204$

Pozn. Variant B – DP, strana 61

Príloha č.4 Obrázky 3D modelu paletového dopravníka

