

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Kladkostroj

Hoist

Student:

Rostislav Prokeš

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Rostislav Prokeš**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Kladkostroj
Hoist**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte lanový kladkostroj o nosnosti 10 tun. Rychlost zdvihu bude 8 m.min-1. Maximální výška zdvihu bude 15 m. Pohon zdvihu realizuje pomocí elektropřevodovky s brzdou. Kladkostroj nebude mít vlastní pojezd. Při návrhu respektujte normy.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh lanového kladkostroje.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. Detailní výrobní výkres vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

Firemní podklady.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

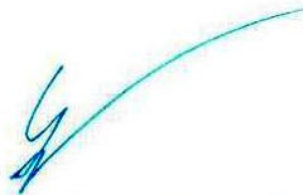
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2013

..... Prokeš

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18.5.2013

Prokeš

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Rostislav Prokeš

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nýdek 401, 739 95

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PROKEŠ, R. Kladkostroj: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2013, 51 s. Vedoucí práce: Učeň, O.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem jeřábové kočky, která bude sloužit k pohybu s břemenem ve výrobní hale. Jeřábová kočka se pohybuje po jednonosníkovém mostovém jeřábu rychlosti pojezdu 20 [m/min]. Pojezd jeřábové kočky tvoří elektropřevodovka, která pohání dvě kola. Maximální nosnost dopravovaného břemene je 10 [t]. Zdvih břemene zajišťuje elektropřevodovka s brzdou do zdvihové výšky 15 [m] rychlosti zdvihu 8 [m/min]. Bakalářská práce obsahuje výpočty zdvihu a pojezdu jeřábové kočky a dále jsem provedl pevnostní kontrolu kritických míst navržené nosné konstrukce.

ANOTATION OF BACHELOR'S THESIS

PROKEŠ, R. Hoist: Bachelor's thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2013, 51 p. Bachelor's thesis supervisor: Učeň, O.

This Bachelor's thesis is engaged in structural design of the travelling crab, which will be used for movement with load in the production hall. The travelling crab moves at single-girder overhead cranes and travelling speed is 20 [m/min]. Running gear of the travelling crab contains the electric gearbox, which drives two wheels. Maximal load capacity of transported load is 10 [t]. Lift of the load ensures the electric gearbox with the brake to lifting height of 10 [m], and lifting speed of 8 [m/min]. The Bachelor's thesis included calculation of lifting, movement of the travelling crab and stress analysis of critical points of designed construction.

Obsah

Seznam použitých značek	3
1. Úvod	5
2. Rozdělení jeřábu	5
2.1. Podle konstrukce.....	5
2.2. Podle druhu pohonu	5
2.3. Podle druhu pohybu.....	5
2.4. Podle druhu práce a místa použití	6
3. Mostový jeřáb	7
3.1. Rozdělení mostových jeřábu	7
3.2. Jednonosíkové mostový jeřáb.....	8
3.3. Dvounosíkový mostový jeřáb.....	8
3.4. Čtyř nosíkový mostový jeřáb.....	9
4. Konstrukční řešení.....	9
5. Návrh zdvihových mechanismů	11
5.1. Volba lanového systému	11
5.2. Návrh kladky a bubnu dle ČSN 27 1820	14
5.3. Návrh pohonu zvedacího ústrojí.....	16
5.4. Výpočet doby rozběhu	18
5.5. Stanovení potřebného brzdného momentu	19
6. Výpočet pojezdového ústrojí	20
6.1. Návrh pohonu pojezdového ústrojí	21
6.2. Návrh ozubeného převodu	22
6.2.1. Základní parametry	23
6.2.2. Návrh modulu ozubení.....	23
6.2.3. Návrh osové vzdálenosti	24
6.2.4. Návrh korekcí na vyrovnání měrných skluzů	25

6.2.5.	Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení.....	25
6.2.6.	Výpočet geometrických a záběrových parametrů	28
6.3.	Kontrola rychlosti pojezdu	28
6.5.	Kontrola rozběhového momentu motoru.....	31
6.6.	Výpočet brzdy pohonu	31
7.	Návrh a kontrolní výpočet ložiska	32
8.	Kontrola kritických míst nosné konstrukce	34
8.1.	Nosná konstrukce část A	34
8.1.1.	Okrajové podmínky	34
8.1.2.	Výsledky	37
8.2.	Nosná konstrukce část B	39
8.2.1.	Okrajové podmínky	39
8.2.2.	Výsledky	42
8.3.	Nosná rameno konstrukční části B.....	44
8.3.1.	Okrajové podmínky	44
8.3.2.	Výsledky	46
9.	Závěr.....	48
	Seznam použité literatury	49
	Seznam příloh.....	51

Seznam použitých značek

C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska
C_0	[N]	základní statická únosnost ložiska
F_A	[N]	axiální zatížení ložiska
F_{LP}	[N]	zatížení ložiska
H	[m]	velikost zdvihu kladky
J_b	[kg*m ²]	setrvačnost bubnu
Q	[kg]	nosnost kladky
R	[mm]	poloměr pojezdového kola
Y_0	[1]	součinitel statického axiálního zatížení ložiska
e	[mm]	valivé tření
f	[1]	součinitel adheze
f_c	[1]	čepové tření
g	[m/s ²]	tíhové zrychlení
k	[1]	součinitel nahrazující inerční posuvné síly
k_C	[1]	koeficient zahrnující vliv ostatních hmot
k_L	[1]	minimální součinitel bezpečnosti lana
m_n	[1]	modul
n	[1]	počet nosných průřezů lana v lanovém systému
n_I	[1]	počet nepoháněných kol
n_k	[1]	počet všech kol
n_{Psk}	[ot/min]	otáčky ložiska
p	[1]	exponent typu ložiska

$r_{\check{c}}$	[mm]	poloměr čepu kola
t_b	[1]	rozteče mezi závity
t_B	[s]	předběžně stanovená brzdná doba
t_{rZv}	[1]	doba rozběhu
u	[1]	převodový poměr
v_P	[m/min]	rychlost pojezdu
v_z	[m/min]	rychlost zdvihu
z	[1]	počet kladek
χ	[1]	přídavné odpory
ΣK	[N]	zatížení hnaných kol
α_B	[1]	součinitel výpočtu velikosti bubnu
α_K	[1]	součinitel výpočtu velikosti kladky
β	[1]	bezpečnostní koeficient brzdy
η	[1]	účinnost jedné kladky
η_B	[1]	účinnost bubnu
η_{OzP}	[1]	účinnost ozubeného převodu
η_{PZv}	[1]	účinnost převodovky

1. Úvod

Zadání a vypracování bakalářské práce je ve spolupráci s podnikem STROJÍRNY TRINEC a.s.

Jeřáby jsou zařízení využívajících se ve všech výrobních procesech pro manipulaci s jakýmkoliv druhem materiálu. Nedílnou součástí jeřábu je jeřábova kočka, která slouží k vodorovné, svislé nebo otočné dopravě břemene, o různé nosnosti. Jeřábová kočka je jednou z nejvíc namáhaných částí jeřábu, proto je na ni kladen velký důraz na bezpečnost.

2. Rozdělení jeřábu

Rozdělení jeřábu podle ČSN ISO 4306 Jeřáby, názvosloví. [3]

2.1. Podle konstrukce

Jeřáby se dělí podle různých hledisek, tím hlavním je celkový tvar konstrukce. Podle toho se rozeznávají:

- **Mostové jeřáby**
- **Portálové a poloportálové jeřáby**
- **Sloupové a věžové jeřáby**
- **Konzolové jeřáby**
- **Silniční a kolejové jeřáby**
- **Plovoucí jeřáby**
- **Lanové jeřáby**

2.2. Podle druhu pohonu

Tyto zařízení můžeme také rozdělit z hlediska druhu pohonu.

- **Ruční**
- **Elektrické**
- **Hydraulické**
- **Pneumatické**
- **Spalovacím motorem**
- **Sdružené**

2.3. Podle druhu pohybu

Dalším charakteristickým znakem jeřábu je druh pohybu, když se vždy podle něho jeřáby neoznačují. [1]

Nepojízdné

Pohon u tohoto typu jeřábu není zajištěn, z toho důvodu pohyb břemene zajišťuje jeřábová kočka nebo otočník výložníku. [1]

Pojízdné

U pojízdných jeřábů, pohyb břemene je zajištěn jen zpravidla sdruženými pohyby, které zajišťuje pojezd jeřábu buď po vlastní jeřábové dráze, po železniční trati, nebo po komunikacích a terénu. [1]

Otočné

Otočení zajišťují proměnné nebo neproměnné výložníky tím také dochází k přemístění břemene. [1]

Plovoucí

Jako u pojízdného jeřábu pohyb břemene je zajištěn sdruženými pohyby a jeřáb se pohybuje po vodě, buď vlastní silou, nebo ve vleku. [1]

Se sdruženými pohyby

Pohyb břemene u sdruženého pohybu se koná pomoci kombinací dvou nebo více pracovních pohybů. [1]

2.4. Podle druhu práce a místa použití

Druh práce nebo místo použití je důležitým znakem a podle toho rozeznáváme tyto hlavní druhy jeřábu. [1]

- | | |
|--------------------------------|-----------------------|
| – Montážní | – Železniční |
| – Dílenské a skladištní | – Přístavní |
| – Hutní | – V loděnicích |
| – Nádvorní a skládkové | – Plovoucí |
| – Stavební | – Rudištní |

3. Mostový jeřáb

Charakteristickým prvkem mostového jeřábu je nosná konstrukce tvořená jeřábovým mostem. Pohyb jeřábu je zajištěn po vyvýšené jeřábové dráze se dvěma větvemi. Jeřábová kočka u tohoto typu jeřábu může být umístěna na mostě, pod mostem nebo uvnitř konstrukce mostu, výjimečně podvozek s otočným výložníkem. [2]



Obr. 1 – Mostový jeřáb [18]

Mostové jeřáby mohou mít dvě i více koček. Jedná se o nejvíce používaný jeřáb v základním provedení. Zdvih zajišťuje nejčastěji kladnice s hákem, ale může mít například drapák, magnet nebo speciální úchopové zařízení. [2]

3.1. Rozdělení mostových jeřábu

- Podle tvaru a účelu mostového jeřábu
- Podle druhu pohonu
- Podle pracovního místa
- Podle počtu nosníku

3.2. Jednonosníkové mostový jeřáb

Rozpětí jednonosníkového mostového jeřábu je do 15 [m], výjimečně až 20 [m], pro břemena menších hmotností do 5 [t]. Hlavní konstrukci tvoří nosník válcovaného profilu I, kde ruční, nebo elektrická podvěsná kočka pojíždí po spodních přírubách nosníku. Kabeláž, pro ovládání jeřábové kočky, bývá veden postranními kabelovými vlečky, umístěných na nosníku.

Umístění jednonosníkového mostového jeřábu na jeřábové dráze dělíme na podpěrné, kdy jeřáb pojíždí po horní ploše jeřábové dráhy a na podvěsné, kdy pojížděcí dráhu tvoří spodní příruba s těžištěm pod touto přírubou. [2]



Obr. 2 – Jednonosníkový mostový jeřáb [19]

3.3. Dvounosníkový mostový jeřáb

Většinou se skládají ze dvou skříňových nosníků odolných vůči krutu. Tato konstrukce zajišťuje zvedání a transport břemene nad 10 [t] a velikost rozpětí až 40 [m]. Toto řešení dále dovoluje dodatečné řešení požadavků jako je například zvýšení rychlosti poježdění jeřábu, instalaci lávek pro obsluhu a údržbu kočky, nebo pomocných zdvihů.

Nejpoužívanější jsou skříňové svařované obdélníkového průřezu, který je vyztužen tenkostěnnými stojany, místní stability se dosahuje výztuhy. [2]



Obr. 3 – Dvounosníkový mostový jeřáb [19]

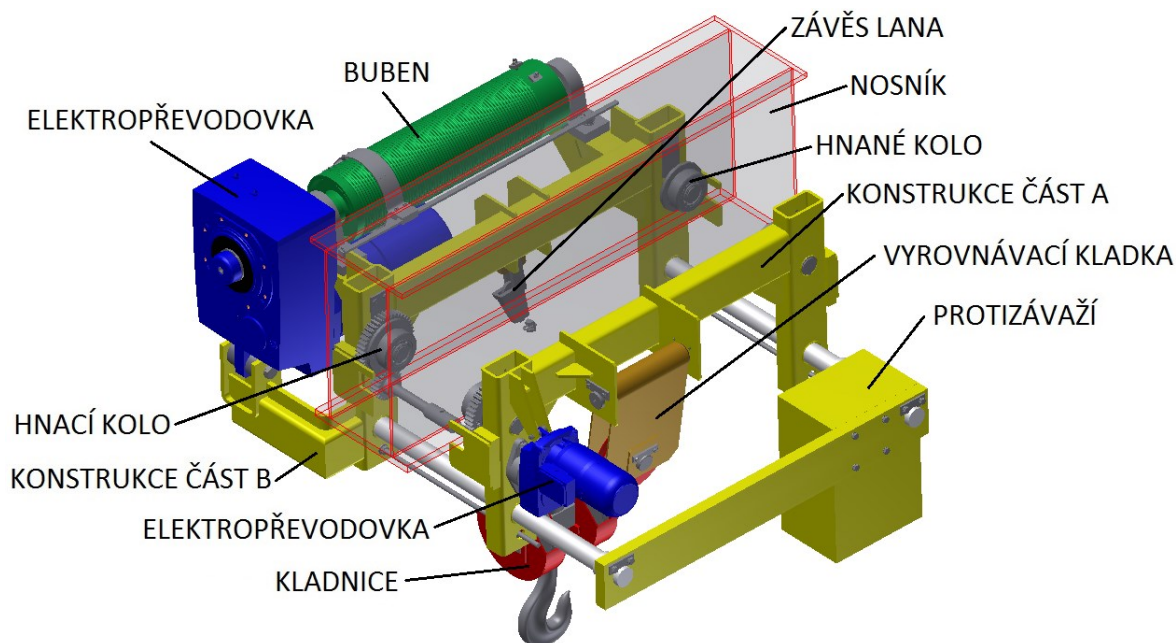
3.4. Čtyř nosníkový mostový jeřáb

Rozpětí tohoto typu mostového jeřábu je do 30 [m], pro rozpětí nad 30 [m] již nejsou dostatečně tuhé ve vodorovné rovině.

Konstrukce mostu tvoří dva hlavní nosníky, dva nosníky lávkové, lávky a příčné ztužení. Kočka pojíždí zpravidla nahoře po hlavních nosnících. [2]

4. Konstruktivní řešení

Mnou navržená jeřábová kočka slouží k dopravě tuhých břemen do maximální nosnosti 10 [t] volím tedy jako úchopové zařízení jednostranný hák. Zdvih a pojezd zařízení obstarávají dvě elektropřevodovky. Maximální Zdvihová výška činí 15 [m]. Pojezd kočky, je řešen pomocí čtyř kol, z toho dvě jsou hnací. Jeřábová kočka pojíždí po jednonosníkovém mostovém jeřábu a je zavěšena podvěsně. Kompletní zařízení slouží k přepravě břemen ve výrobní hale.



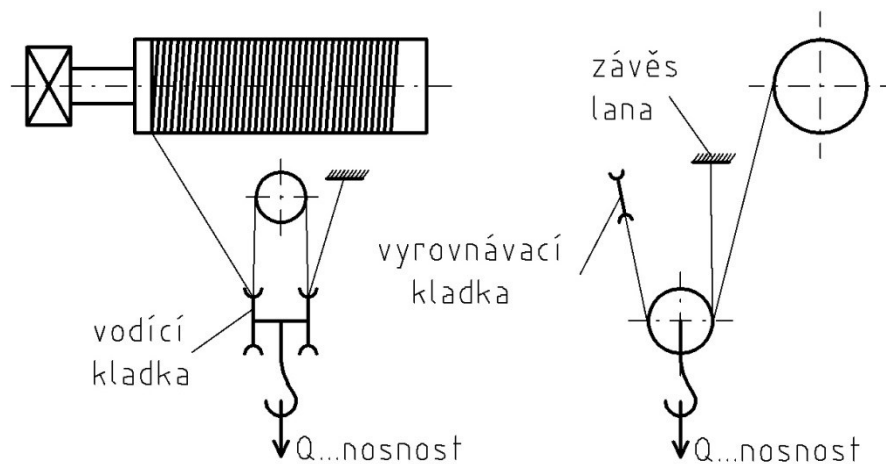
Obr. 4 – Konstrukční řešení jeřábové kočky

Zdvihová část se skládá z elektropřevodovky, bubnu, kladnice, vyrovnávací kladky, závěsu lana viz (obr. 4) a lana, které není na obrázku znázorněno. Buben je svařen s hřídeli, která je uložena v ložiskových domcích na obou stranách a šrouby zajištěna na nosnou konstrukci část B. Pohon bubnu zajišťuje elektropřevodovka, která je zajištěna šroubem a silenbloky k rameni konstrukce část B. Další části zdvihového zařízení je vyrovnávací kladka umístěná ke konstrukci část A pomocí čepu a kluzných ložisek zajišťující pootočení podle výšky zdvihu stejným způsobem je řešen, také závěs lana na konstrukci část B. Lano má jeden konec upevněn na bubnu pomocí svorek, dále je navinuto na bubnu a poté je vedeno přes kladnici na vyrovnávací kladku kde je zpět vráceno na kladnici a vedeno na poslední segment závěs lana, kde je druhý konec lana upevněn.

Pojezdová část se skládá z elektropřevodovky, hnací a hnané hřídele, ozubených převodu, hnacích a hnaných kol. Krouticí moment od pohonu se pomocí hnací a hnané hřídele přenáší přes ozubené převody na hnací kola, které pomocí hnaných kol rozpohybují jeřábovou kočku.

Hmotnost pohonu zdvihu je největší prvkem zařízení. Díky uložení tohoto pohonu v rohu konstrukce část B viz (obr. 4) k posunutí těžiště z toho důvodu jsem navrhl protizávaží na opačné straně zařízení a tím dosáhl umístění polohy těžiště mezi hnací a hnaná kola.

5. Návrh zdvihových mechanismů



Obr. 5 – Schéma vedení lana

Volím dle (obr. 4) zachycení břemene na čtyřech větvích lana. Lano se navíjí na jednom konci bubnu, druhý konec lana je zachycen pomocí závěsu lana.

5.1. Volba lanového systému

Převodový poměr

$$i_k = \frac{n}{1} \quad (1)$$

$$i_k = \frac{4}{1}$$

$$i_k = 4 [1]$$

kde: $n = 4 [1]$ počet nosných průřezů lana v lanovém systému

Účinnost kladkostroje

$$\eta_k = \frac{1 - \eta^n}{n \cdot (1 - \eta)} \quad (2)$$

$$\eta_k = \frac{1 - 0,96^4}{4 \cdot (1 - 0,96)}$$

$$\eta_k = 0,9416 [1]$$

kde: $\eta = 0,96 [1]$ účinnost jedné kladky [6]

Maximální síla v místě náběhu na buben

$$\begin{aligned}F_{max} &= \frac{Q \cdot g}{n \cdot \eta_k} & (3) \\F_{max} &= \frac{10\,000 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,9416} \\F_{max} &= 26\,046,1 \text{ [N]}\end{aligned}$$

kde: $Q = 10\,000$ [kg] nosnost kladky

$g = 9,81$ [m/s²] tíhové zrychlení

Zatížení svislého lana

$$\begin{aligned}F_{LS} &= \frac{(Q + G) \cdot g}{z \cdot n \cdot \eta_k} & (4) \\F_{LS} &= \frac{(10\,000 + 150) \cdot 9,81}{1 \cdot 4 \cdot 0,9416} \\F_{LS} &= 26\,436,8 \text{ [N]}\end{aligned}$$

kde: $z = 1$ [1] počet kladek

$G = 150$ [kg] celková hmotnost kladnice

Jmenovitá únosnost lana

$$\begin{aligned}F_{\acute{U}L} &\geq k_L \cdot F_{LS} & (5) \\F_{\acute{U}L} &\geq 4,1 \cdot 26\,436,8 \\F_{\acute{U}L} &\geq 108\,391 \text{ [N]}\end{aligned}$$

kde: $k_L = 4,1$ [1] minimální součinitel bezpečnosti lana [2]

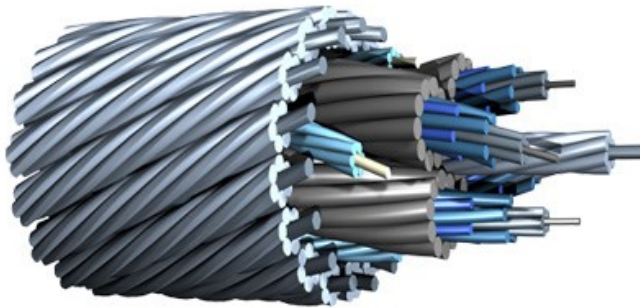
Na základě výpočtu (5) volím ocelové lano vero top E od firmy Verope AG. Průměr lana $d_L = 11$ [mm]. Lano je speciálně určeno pro elektrické kladkostroje a jeho předností je vysoká pevnost a flexibilita. [14]

Parametry lana:

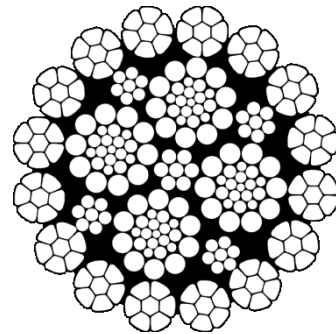
Průměr lana $d_L = 11$ [mm]

Jmenovitá pevnost lana $R_{PL} = 2160$ [MPa]

Minimální síla při přetržení $F_{MÚL} = 113\,900$ [N]



Obr. 6 – 3D zobrazení lana [14]



Obr. 7 – Řez lana [14]

Kontrola pevnosti lana

$$F_{MÚL} \geq F_{ÚL} \quad (6)$$

$$F_{MÚL} = 113\,900 \geq 108\,391 \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

Skutečná bezpečnost lana

$$k_{SKL} = \frac{F_{MÚL}}{F_{LS}} \quad (7)$$

$$k_{SKL} = \frac{113\,900}{26\,436,8}$$

$$k_{SKL} = 4,3 [1]$$

5.2. Návrh kladky a bubnu dle ČSN 27 1820

Návrh průměru kladky

Součinitel $\alpha_K = 22$ volím z tabulky I. dle normy ČSN 27 1820. Hodnota α_K je navýšena o hodnotu 2 z důvodu vedení lana přes vyrovnávací kladku a o hodnotu 2 z důvodu velké pevnosti lana. [4]

$$D_{KDov} = d_L \cdot \alpha_K \quad (8)$$

$$D_{KDov} = 11 \cdot 26$$

$$D_{KDov} = 286 \text{ [mm]}$$

kde: $\alpha_K = 26$ [1]

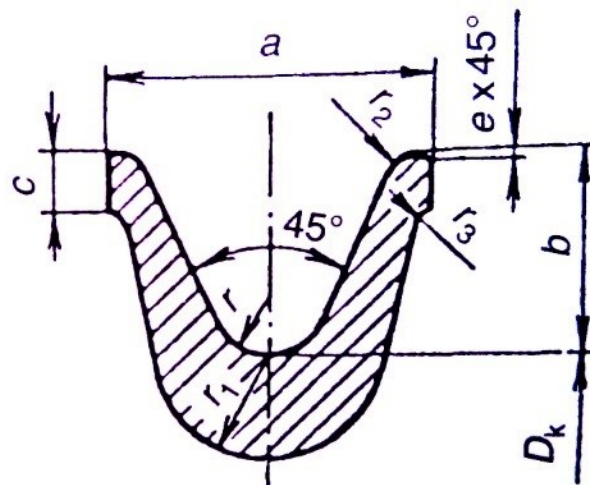
součinitel výpočtu velikosti kladky [4]

$$D'_K = D_{KDov} - d_L \quad (9)$$

$$D'_K = 286 - 11$$

$$D_K = 275 \text{ [mm]}$$

Dle normy ČSN 27 1820 volím jmenovitý průměr kladky $D_K = 315$ [mm].



Obr. 8 – Rozměry kladky [6]

Tabulka 1: Rozměry kladky [6]

Drážka kladky		průměr lana d [mm]	Rozměry [mm]						
označení	r [mm]		a	b	c	e	r ₁	r ₂	r ₃
5	6	11	32	22	7	0,5	10	2,5	2

Návrh průměru bubnu

Součinitel $\alpha_B = 20$ volím z tabulky I. dle normy ČSN 27 1820. Hodnota α_B je navýšena o hodnotu 2 z důvodu vedení lana přes vyrovnávací kladku. [4]

$$\begin{aligned} D'_B &= d_L \cdot \alpha_B \\ D'_B &= 11 \cdot 24 \\ D'_B &= 264 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (10)$$

Dle normy ČSN 27 1820 volím jmenovitý průměr bubnu $D_B = 280$ [mm].

kde: $\alpha_B = 24$ [1] součinitel výpočtu velikosti bubnu [4]

Délka navinutí lana

$$\begin{aligned} L_{NL} &= i_k \cdot H \\ L_{NL} &= 4 \cdot 15 \\ L_{NL} &= 60 \text{ [m]} \end{aligned} \quad (11)$$

kde: $H = 15$ [m] velikost zdvihu kladky

Počet závitů na bubnu

$$\begin{aligned} z_B &= \frac{L_{NL}}{\pi \cdot D_B} + (2 \div 3) \\ z_B &= \frac{60}{\pi \cdot 280} + 2 \\ z_B &= 70,2 \cong 71 \text{ [závitů]} \end{aligned} \quad (12)$$

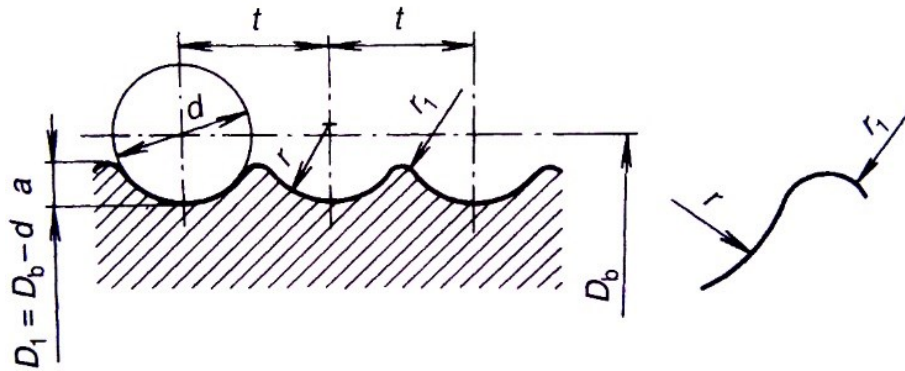
Délka závitů na bubnu

$$\begin{aligned} L_B &= z_B \cdot t_b \\ L_B &= 71 \cdot 12,5 \\ L_B &= 887,5 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (13)$$

kde: $t_b = 12,5$ [mm] rozteče mezi závitů [6]

Předběžný výpočet tloušťky bubnu

$$\begin{aligned} s'_B &= 0,8 \cdot d_L \\ s'_B &= 0,8 \cdot 11 \\ s_B &= 8,8 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (14)$$



Obr. 9 – Rozměry bubnu [6]

Tabulka 2: Rozměry bubnu [6]

r [mm]	Průměr lana d [mm]	a [mm]	t [mm]	r ₁ [mm]
6	11	3,5	12,5	1

5.3. Návrh pohonu zvedacího ústrojí

Stanovení otáček lanového bubnu

$$n_B = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_B} \quad (15)$$

$$n_B = \frac{4 \cdot 8}{\pi \cdot 0,280}$$

$$n_B = 36,4 \text{ [ot/min]}$$

kde: $v_z = 8$ [m/min] rychlost zdvihu

Celková účinnost převodu

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_B \cdot \eta_{PZv} \quad (16)$$

$$\eta_c = 0,9416 \cdot 0,96 \cdot 0,907$$

$$\eta_c = 0,8199 \text{ [1]}$$

kde: $\eta_B = 0,96$ [1] účinnost bubnu

$\eta_{PZv} = 0,907$ [1] účinnost převodovky

Výkon elektromotoru

$$P_{Zv} = \frac{m \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_c} \quad (17)$$

$$P_{Zv} = \frac{10\,000 \cdot 9,81 \cdot 8}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,8199}$$

$$P_{Zv} = 15,95 \text{ [kW]}$$

Na základě výpočtu (17) volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o plochou převodovku typ: SK8382AZ VG-180MX/4 Bre250. Tento typ elektropřevodovky volím z důvodu velké účinnosti a konstrukčnímu uspořádání převodovky s motorem. Výhodou je možnost již zabudované brzdy v pohonu. [15]



Obr. 10 – Plochá elektropřevodovka NORD [15]

Parametry elektropřevodovky:

Jmenovitý výkon	$P_{1Zv} = 18,5$ [kW]
Výstupní otáčky	$n_{BSk} = 41$ [ot/min]
Otáčky motoru	$n_{MZv} = 1460$ [ot/min]
Jmenovitý krouticí moment	$M_{MSk} = 5\,699$ [N · m]
Brzdňý moment	$M_{BSk} = 250$ [N · m]
Převodový poměr	$i_{pZv} = 35,88$ [1]
Moment setrvačnosti	$J_{MZ} = 0,095$ [kg · m ²]
Účinnost elektropřevodovky	$\eta_{PZv} = 0,907$ [1]

5.4. Výpočet doby rozběhu

Celkový převodový poměr

$$\begin{aligned} i_c &= i_k \cdot i_{pZv} & (18) \\ i_c &= 4 \cdot 35,88 \\ i_c &= 143,52 [1] \end{aligned}$$

Statický moment

$$\begin{aligned} M_{stZv} &= \frac{m \cdot g \cdot D_B}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} & (19) \\ M_{stZv} &= \frac{10\,000 \cdot 9,81 \cdot 0,280}{2 \cdot 143,52 \cdot 0,8199} \\ M_{stZv} &= 116,7 [\text{N} \cdot \text{m}] \end{aligned}$$

Rozběhový moment motoru

$$M_{rZv} = 0,095 [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (20)$$

Moment setrvačnosti kotvy elektromotoru

$$J_{MZv} = 0,095 [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad (21)$$

Moment setrvačnosti bubnu

Setrvačnost bubnu J_b jsem určil pomocí programu inventor profesionál 2012.

$$\begin{aligned} J_2 &= J_b \cdot \left(\frac{n_B}{n_{MZv}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{PZv}} & (22) \\ J_2 &= 1,57486 \cdot \left(\frac{36,4}{1460} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,907} \\ J_2 &= 1,079 \cdot 10^{-3} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned}$$

kde: $J_b = 1,57486 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ setrvačnost bubnu

Moment setrvačnosti posuvných hmot

$$\begin{aligned} J_3 &= \frac{(m + G) \cdot v_Z^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_{MZv}^2 \cdot \eta_c} & (23) \\ J_3 &= \frac{(10\,000 + 150) \cdot 8^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 1460^2 \cdot 0,8199} \\ J_3 &= 9,415 \cdot 10^{-3} [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \end{aligned}$$

Potřebný brzdný moment

$$M_{BP} = \beta \cdot M_{stB} + k \cdot M_{irB} \quad (29)$$

$$M_{BP} = 1,75 \cdot 78,5 + 1,3 \cdot 16,13$$

$$M_{BP} = 158,34 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

kde: $\beta = 1,75$ [1] bezpečnostní koeficient brzdy [2]

$k = 1,3$ [1] součinitel nahrazující inerční posuvné síly [2]

Skutečná brzdná doba spuštění břemene

$$t_{BS} = \frac{\pi \cdot n_{MZv} \cdot J_{Zv}}{30 \cdot (M_{BP} - M_{stB})} \quad (30)$$

$$t_{BS} = \frac{\pi \cdot 1460 \cdot 0,1055}{30 \cdot (158,34 - 78,5)}$$

$$t_{BS} = 0,202 \text{ [s]}$$

Skutečná brzdá doba zdvih břemene

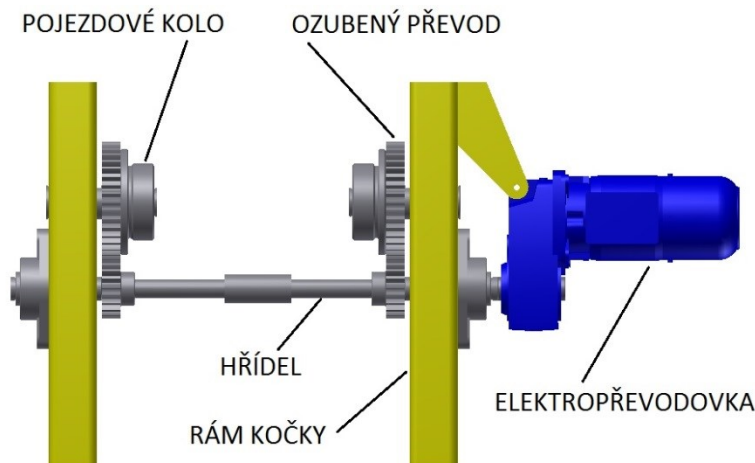
$$t_{BZv} = \frac{\pi \cdot n_{MZv} \cdot J_{Zv}}{30 \cdot (M_{BP} + M_{stB})} \quad (31)$$

$$t_{BZv} = \frac{\pi \cdot 1460 \cdot 0,1055}{30 \cdot (158,34 + 78,5)}$$

$$t_{BZv} = 0,068 \text{ [s]}$$

6. Výpočet pojezdového ústrojí

Volím pohon centrální, kdy krouticí moment motoru, je přenášen pomoci hřídele na hnací kola. Mezi hnacím kolem a hřídeli se nachází převod ozubenými koly. Díky této konstrukci dochází k záběru oběma koly současně a nedochází ke zpříčení mostu.



Obr. 11 – Pojezdový mechanismus pro pohon kočky

Pojzdové ústrojí u jeřábové kočky slouží, k pohybu po nosníku konstrukce jeřábu. Díky tomuto pohybu a zdvihu dokážeme pohybovat břemenem ve dvou osách. S přidáním pohybu jeřábu dosáhneme manipulaci břemene ve všech osách, tím umožníme bezproblémovou manipulaci ve výrobní hale.

6.1. Návrh pohonu pojezdového ústrojí

Pohon musí být navržen, tak aby byly překonány odpory od pojížděcích kol a hmotnosti břemene. Navíc nesmí dojít k prokluzu. [2]

Odpor pojížděcích kol

$$W = \frac{(m + m_c) \cdot g}{R} \cdot (e + f_{\xi} \cdot r_{\xi}) \cdot \chi \quad (32)$$

$$W = \frac{(10\,000 + 2\,350) \cdot 9,81}{0,08} \cdot (0,7 \cdot 10^{-3} + 0,015 \cdot 0,03) \cdot 2,5$$

$$W = 4\,353,95 \text{ [N]}$$

kde: $R = 80$ [mm] poloměr pojezdového kola

$e = 0,7$ [mm] valivé tření [2]

$f_{\xi} = 0,015$ [1] čepové tření [2]

$r_{\xi} = 30$ [mm] poloměr čepu kola

$\chi = 2,5$ [1] přídatné odpory [2]

Stanovení výkonu elektromotoru

$$P_p = \frac{W \cdot v_p}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_{pp}} \quad (33)$$

$$P_p = \frac{4\,353,95 \cdot 20}{60 \cdot 10^3 \cdot 0,95}$$

$$P_p = 1,52 \text{ [kW]}$$

kde: $v_p = 20$ [m/min] rychlost pojezdu

Na základě výpočtu (33) volím pohon od firmy NORD – Poháněcí technika, s. r. o. Jedná se o plochou převodovku typ: 3D_SK2282AZG-100L4. Tento typ elektropřevodovky volím z důvodu velké účinnosti a konstrukčnímu uspořádání převodovky s motorem. [15]

Parametry elektropřevodovky:

Jmenovitý výkon	$P_{1P} = 2,2$ [kW]
Výstupní otáčky	$n_{MPSk} = 78$ [ot/min]
Otáčky motoru	$n_{MP} = 1\,440$ [ot/min]
Jmenovitý krouticí moment	$M_{MPSk} = 269$ [N · m]
Převodový poměr	$i_{pZv} = 18,51$ [1]
Moment setrvačnosti	$J_{MP} = 0,0045$ [kg · m ²]
Účinnost elektropřevodovky	$\eta_{PP} = 0,811$ [1]



Obr. 12 – Plochá elektropřevodovka NORD [15]

6.2. Návrh ozubeného převodu

Ozubený převod jsem navrhl za pomoci výukových programů modul, CSNw a geometrie. Program modul [11] sloužil k výpočtu normálního modulu vycházejícího z normy ČSN 01 4686 – část 4. Dále pomoci programu geometrie [13] výpočet korekcí a hlavních rozměrů ozubených kol a nakonec program CSNw [12] provedl zjednodušenou pevnostní kontrolu ozubení podle ČSN 01 4686 – část 4.

6.2.1. Základní parametry

Krouticí moment na vstupu převodu

$$T_1 = \frac{P_{1P}}{\omega_1} = \frac{30 \cdot P_{1P}}{\pi \cdot n_{MPSk}} \quad (34)$$

$$T_1 = \frac{30 \cdot 2\,200}{\pi \cdot 78}$$

$$T_1 = 269 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Volba počtu zubů pastorku

Volím počet zubů podle tabulky 3, dle ČSN 01 4686. [10]

Tabulka 3: Doporučené počty zubů pastorku z_1 podle ČSN 01 4686 [7]

	U			
	1	2	3	4
Obě kola normalizačně žíhaná	32÷60	29÷55	25÷50	22÷45
Obě kola zušlechtěná	32÷60	29÷55	25÷50	22÷45
Pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené	22÷40	20÷36	17÷32	18÷29
Obě kola povrchově tvrzená (mimo nitridace)	15÷24	14÷21	12÷18	10÷16
Obě kola nitridována	24÷40	21÷35	19÷31	16÷26

Volím obě kola povrchově tvrzené (mimo nitridace), $z_1 = 21$ [1]. Viz tabulka 3.

Určení počtu zubů kola

Převodový poměru u [1], volím tak abych dosáhl co jak nejpřesnějších otáček kol.

$$z_2 = u \cdot z_1 \quad (35)$$

$$z_2 = 1,96 \cdot 21$$

$$z_2 = 41,16 \text{ [1]}$$

Volím počet zubů kola $z_2 = 42$ [1]

kde: $u = 1,96$ [1] převodový poměr

6.2.2. Návrh modulu ozubení

Návrh normálního modulu m_n [mm] jsem provedl pomocí počítačového programu Modul [11], který vychází z normy ČSN 01 4686 – část 4.

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
 Čelní
 Kuželové
 Hřeben

z₁ 21
z₂ 42
β 0 [°]
T₁ 269 [N·m]
ψ_m 15
Schéma 6
K_{Hβ} 1.065
K_A 1
σ_{Flimb}⁰ 500 [MPa]
σ_{Hlim}⁰ 1210 [MPa]
V_{HV} 650

Help Vyber Help Help Vyber Vyber Vyber

Iisk Moduly Koniec

m_n = 3.163 [mm]
b = 47.4 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot 3 \sqrt{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18
K_F = K_A · K_{Hβ}
σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}⁰

m_{n ohyb} = 2.605 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot 3 \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)
f_H = 690 (β > 0°)
K_H = K_A · K_{Hβ}
σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰
ψ_{d1} = ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$
u = $\frac{z_2}{z_1}$
m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_{n dotyk} = 3.163 [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 13 - Obrazovka programu Modul [11]

Nejprve jsem si zvolil typ ozubení čelní. Poté jsem do tohoto programu zanesl základní parametry vypočítané výše, schéma podobající se mnou navržené, součinitele vnějších dynamických sil K_A[–] a jako poslední jsem zvolil materiál pastorku. Jedná se o konstrukční ocel uhlíkovou k cementaci ČSN 12 020.

Výstupem programu jsou 2 normální moduly vypočítané z namáhání na ohyb a v dotyku. Rozhodujícím modulem je modul s vypočítanou větší hodnotou. V našem případě na (obr. 12) je to modul v dotyku ten zaokrouhlím na normalizovanou hodnotu podle řady normalizovaných modulů podle ČSN 01 4608.

Volím modul m_n = 5,5 [1].

6.2.3. Návrh osové vzdálenosti

$$a_w = \frac{m_n}{2} \cdot (z_1 + z_2) \quad (36)$$

$$a_w = \frac{5,5}{2} \cdot (21 + 42)$$

$$a_w = 173,25 \text{ [mm]}$$

kde: m_n = 5,5 [1] modul

6.2.4. Návrh korekcí na vyrovnání měrných skluzů

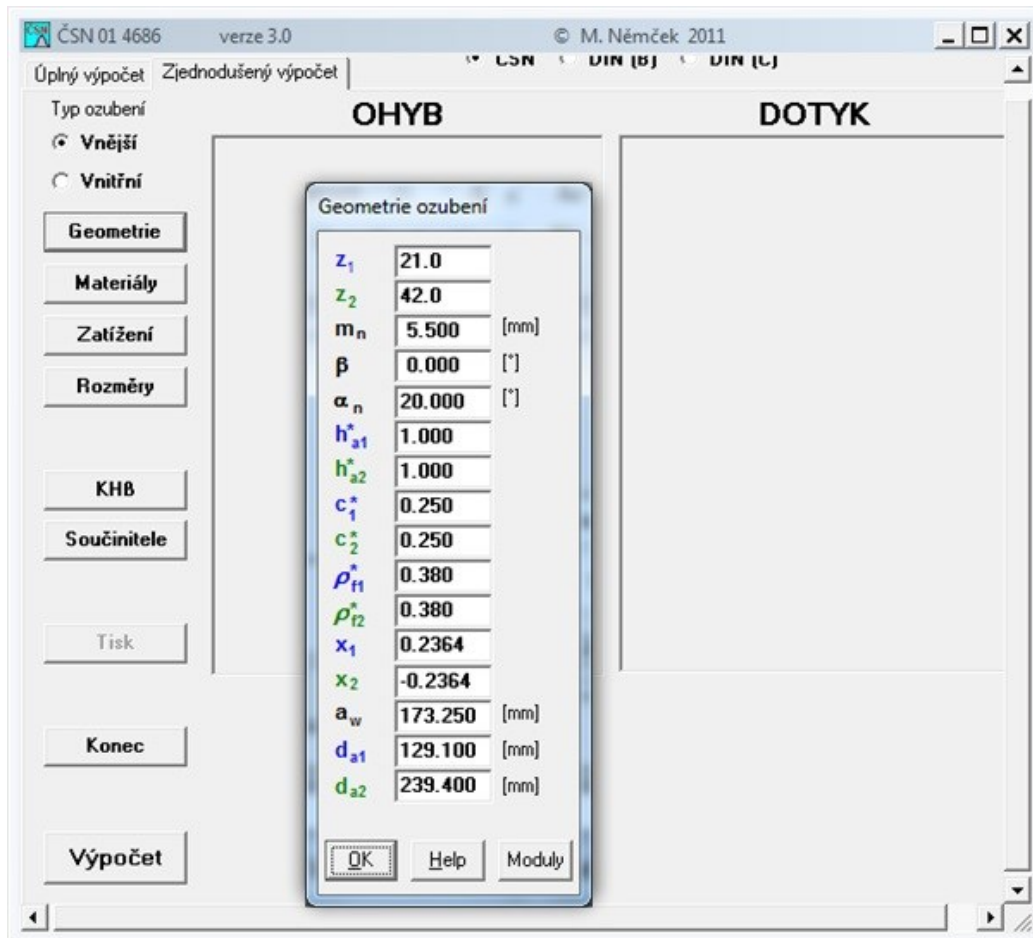
Zachování již navržené pracovní osové vzdálenosti a_w docílíme určením korekcí na vyrovnání měrných skluzů pro soukolí VN. Korekci $x_1 = -x_2$ [1] vypočítáme pomocí programu Geometrie [13]. Obrazovka výpočtu je znázorněna na obr. 14. [7]

Obr. 14 – Výpočet korekcí na vyrovnání měrných skluzů programem Geometrie [13]

Do programu zaneseme naše hodnoty a společnou šířku zubů, kterou volím $b=40$ [mm]. Dále provedeme výpočet korekci pomocí tlačítka Vyr. skluzy dle (obr. 14). Výstupem programu jsou korekce pastorku a kola, které rovněž vidíme na (obr. 14).

6.2.5. Zjednodušená pevnostní kontrola ozubení

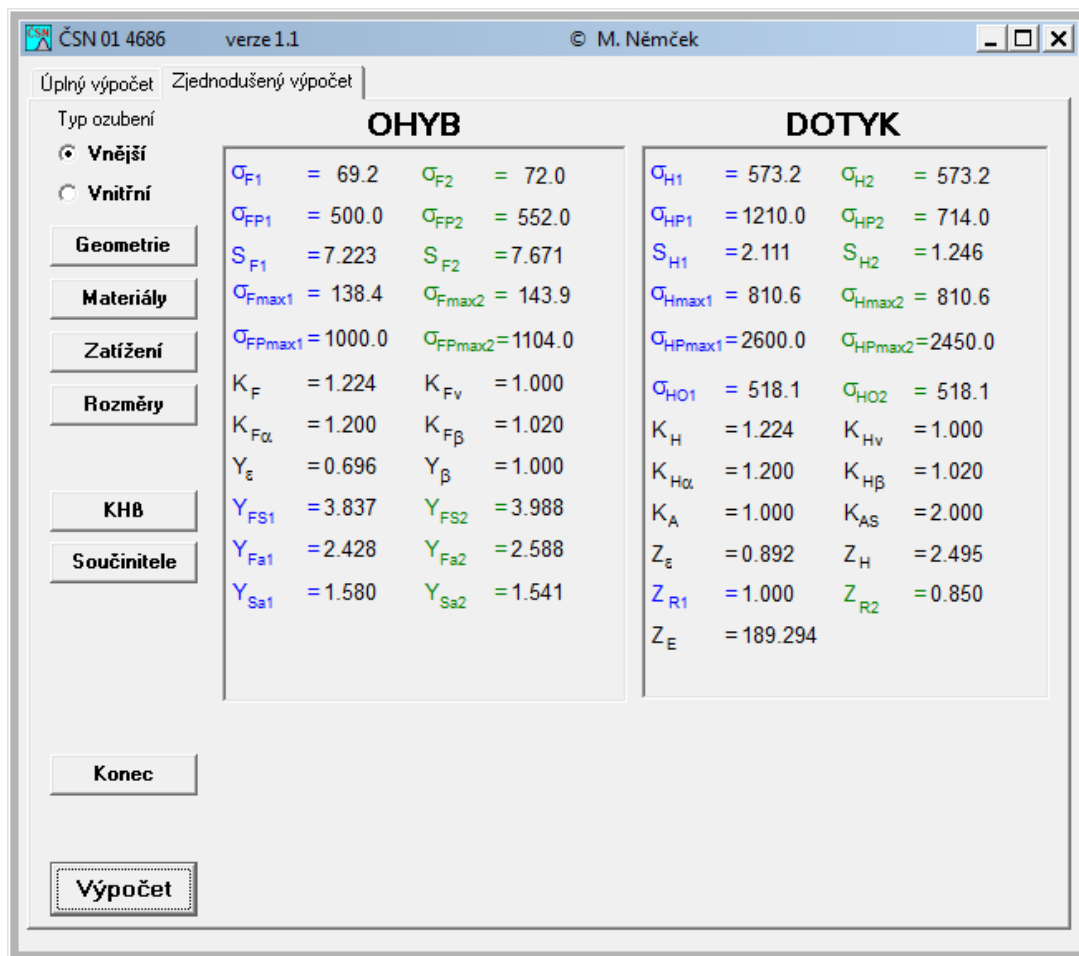
Zjednodušenou pevnostní kontrolu ozubení podle ČSN 01 4686 část 4. jsme provedli pomocí programu CSNw [12].



Obr. 15 – Obrazovka programu CSNw [12] a vyvolané okno zadávání geometrie

Nejprve si zvolíme zjednodušený výpočet a změníme si typ ozubení na vnější. Dále do okna kolonky geometrie, vložíme naše zvolené a vypočtené hodnoty viz (obr. 15). Do kolonky materiály vložíme materiály pastorku a kola, které jsou u pastorku konstrukční ocel uhlíková k cementaci ČSN 12 020 a kola litá ocel slitinová zušlechťená ČSN 42 2767. Dále tlačítkem zatížení zvolíme zatížení, kterým je krouticí moment $T_1 = 269 \text{ [N} \cdot \text{m]}$ viz vzoreček (34). Hodnota rozměry udává šířku ozubení pastorku a kola, tuto hodnotu jsem zvolil u obou kol stejnou $b = 40 \text{ [mm]}$. Hodnotu $KH\beta$ volím zjednodušeně pomocí mnou navrženého schématu. Nakonec hodnota součinitele, nám udává výchozí drsnost boku zubu v závislosti, na opracování boků zubů.

Nakonec tlačítkem Výpočet získáme výsledky pevnostního výpočtu (obr. 16). Ozubení pastorku a kola vyhovují pevnostní kontrole, když je současně splněno 8 pevnostních podmínek únavového namáhání v dotyku a ohybu a jednorázového (statického) přetížení zubů v dotyku a ohybu viz (37).



Obr. 16 – Výsledky zjednodušené pevnostní kontroly ozubení [12]

Pevnostní podmínky

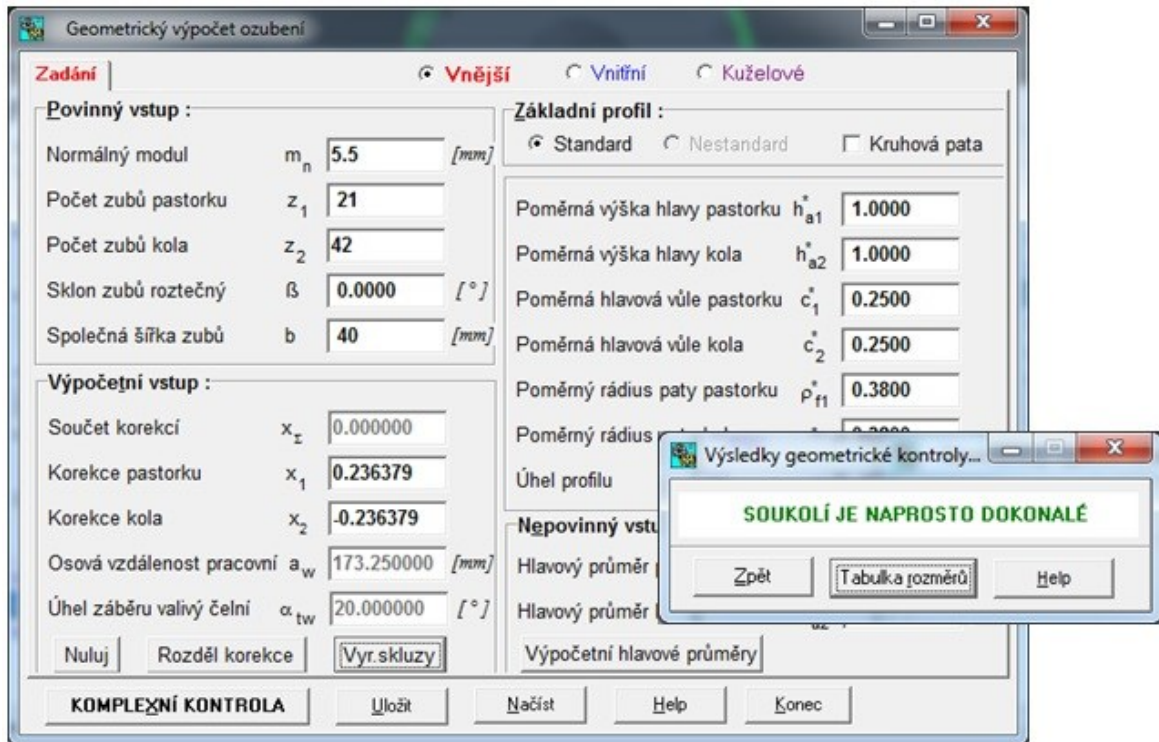
Zvolené hodnoty viz (obr. 16).

$$\begin{aligned}
 S_{H1} &> 1,2[-] \rightarrow 2,111 > 1,2 \\
 S_{H2} &> 1,2[-] \rightarrow 1,246 > 1,2 \\
 S_{F1} &> 1,4[-] \rightarrow 7,223 > 1,4 \\
 S_{F2} &> 1,4[-] \rightarrow 7,671 > 1,4 \\
 \sigma_{Hmax1} &\leq \sigma_{HPmax1} \rightarrow 810,6 \leq 2600 \\
 \sigma_{Hmax2} &\leq \sigma_{HPmax2} \rightarrow 810,6 \leq 2000 \\
 \sigma_{Fmax1} &\leq \sigma_{FPmax1} \rightarrow 138,4 \leq 1000 \\
 \sigma_{Fmax2} &\leq \sigma_{FPmax2} \rightarrow 143,9 \leq 1310
 \end{aligned}
 \tag{37}$$

Podmínky pevnostní kontroly únavového namáhání a jednorázového (statického) přetížení zubů v dotyku a ohybu vyhovují.

6.2.6. Výpočet geometrických a záběrových parametrů

Po úspěšné pevnostní kontrole provedeme pomocí programu Geometrie [13] kontrolu geometrie ozubení a výpočet geometrických a záběrových parametrů soukolí (obr. 17).



Obr. 17 – Kontrola geometrie a výpočet geometrických a záběrových parametrů programem Geometrie [13]

Do programu znovu zanesu své hodnoty a pomocí tlačítka KOMPLEXNÍ KONTROOLA provedu kontrolu. Tato pevnostní kontrola vyšla dokonale, tudíž si nechám vypracovat tabulku rozměrů, viz (obr. 17).

Podrobné vypočtené geometrické a záběrové parametry ozubeného soukolí jsou uvedeny v příložené příloze [Příloha A].

6.3. Kontrola rychlosti pojezdu

Výpočet otáček pojezdu

$$n_P = \frac{v_P}{\pi \cdot D_K} \quad (38)$$

$$n_P = \frac{v_P}{\pi \cdot 0,160}$$

$$n_P = 39,79 \text{ [ot/min]}$$

Výpočet skutečných otáčet pojezdu

$$n_{Psk} = \frac{n_{MPsk}}{u} \quad (39)$$

$$n_{Psk} = \frac{78}{2}$$

$$n_{Psk} = 39 \text{ [ot/min]}$$

Skutečná rychlost pojezdu

$$v_{Psk} = \pi \cdot D_K \cdot n_{Psk} \quad (40)$$

$$v_{Psk} = \pi \cdot 0,160 \cdot 39$$

$$v_{Psk} = 19,6 \text{ [m/min]}$$

Dle [2] odchylka skutečné rychlosti od zadané rychlosti nesmí přesáhnout ± 6 [%].

$$\left(\frac{v_P}{v_{Psk}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (41)$$

$$\left(\frac{20}{19,6} - 1 \right) \cdot 100$$

$$2,04 \text{ [%]} < 6 \text{ [%]} \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

6.4. Stanovení potřebného rozběhového momentu**Výpočet celkového převodového poměru pojezdu**

$$i_{CP} = \frac{n_m}{n_P} \quad (42)$$

$$i_{CP} = \frac{1\,440}{39,79}$$

$$i_{CP} = 36,19 \text{ [1]}$$

Celková účinnost pojezdu

$$\eta_{CP} = \eta_{PP} \cdot \eta_{OzP}^2 \quad (43)$$

$$\eta_{CP} = 0,811 \cdot 0,98^2$$

$$\eta_{CP} = 0,779 \text{ [1]}$$

kde: $\eta_{OzP} = 0,98$ [1] účinnost ozubeného převodu

Statický moment

$$M_{StP} = \frac{W \cdot R}{i_{CP} \cdot \eta_{CP}} \quad (44)$$

$$M_{StP} = \frac{4\,353,95 \cdot 0,08}{36,19 \cdot 0,779}$$

$$M_{StP} = 12,35 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Inerční síla posuvných hmot

$$F_{ipP} = (m + m_C) \cdot \frac{v_p}{60 \cdot t_R} \quad (45)$$

$$F_{ipP} = (10\,000 + 2\,350) \cdot \frac{20}{60 \cdot t_R}$$

$$F_{ipP} = \frac{4\,116,67}{t_R} \text{ [N]}$$

Inerční moment posuvný hmot

$$M_{ipP} = \frac{F_{ipP} \cdot R}{t_R \cdot i_{CP} \cdot \eta_{CP}} \quad (46)$$

$$M_{ipP} = \frac{4\,116,67 \cdot 0,08}{t_R \cdot 36,19 \cdot 0,779}$$

$$M_{ipP} = \frac{11,68}{t_R} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Inerční moment rotujících hmot

$$M_{irP} = \frac{k_C \cdot \pi \cdot J_{MP} \cdot n_{MP}}{30 \cdot t_R} \quad (47)$$

$$M_{irP} = \frac{1,5 \cdot \pi \cdot 0,0045 \cdot 1\,440}{30 \cdot t_R}$$

$$M_{irP} = \frac{1,02}{t_R} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

kde: $k_C = 1,5$ [1]

koeficient zahrnující vliv ostatních hmot [2]

Rozběhový moment motoru

$$M_{RP} = \frac{M_{KP} \cdot P_{1P} \cdot 60}{M_{NP} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{MP}} \quad (48)$$

$$M_{RP} = 2,1 \cdot \frac{2200 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1440}$$

$$M_{RP} = 30,63 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Doba rozběhu

$$M_{RP} = M_{StP} + M_{ipP} + M_{irP} \quad (49)$$

$$30,63 = 12,35 + \frac{11,68}{t_R} + \frac{1,02}{t_R} \Rightarrow t_R = \frac{11,68 + 1,02}{30,63 - 12,35}$$

$$t_R = 0,69 \text{ [s]}$$

6.5. Kontrola rozběhového momentu motoru**Redukovaná tažná síla**

$$W' = W \cdot \frac{n_1}{n_k} \quad (50)$$

$$W' = 4\,353,95 \cdot \frac{2}{4}$$

$$W' = 2\,176,98 \text{ [N]}$$

kde: $n_l = 2$ [1] počet nepoháněných kol

$n_k = 4$ [1] počet všech kol

Minimální doba rozběhu na hranici skluzu

$$t_{RMin} = \frac{(m + m_C) \cdot v_P}{(f \cdot \Sigma K - W') \cdot 60} \quad (51)$$

$$t_{RMin} = \frac{(10\,000 + 2\,350) \cdot 20}{(0,15 \cdot 60\,578 - 2\,176,98) \cdot 60}$$

$$t_{RMin} = 0,59 \text{ [s]}$$

$$t_R \geq t_{RMin}$$

$$0,69 \text{ [s]} \geq 0,59 \text{ [s]} \Rightarrow \text{Vyhovuje.}$$

kde: $f = 0,15$ [1] součinitel adheze [2]

$\Sigma K = 60\,578$ [N] zatížení hnaných kol

6.6. Výpočet brzdy pohonu

Z důvodu velikosti rychlosti pohonu $v_P = 20 \text{ [m/min]} \leq 36 \text{ [m/min]}$ jeřáb nemusí být opatřen brzdou. Brzdná síla je zde zajištěna vlivem pasivních odporů, musíme tedy stanovit dráhu a dobu, za kterou jeřáb zastaví. [2]

Výpočet maximální dráhy zastavení

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot 0,5 \cdot (m + m_c) \cdot v_p^2}{60^2 \cdot W} \quad (52)$$

$$s_{max} = \frac{1,15 \cdot 0,5 \cdot (10\,000 + 2\,350) \cdot 20^2}{60^2 \cdot 4\,353,95}$$

$$s_{max} = 0,0345 \text{ [m]}$$

kde:

Součinitel 1,15 [1] zohledňuje kinetickou energii rotujících hmot. [2]

Výpočet maximální doby brždění

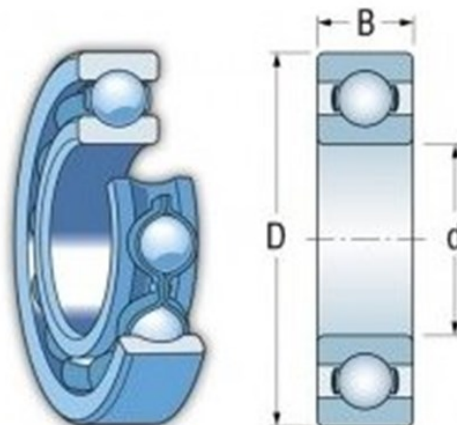
$$t_{Bmax} = \frac{120 \cdot s_{max}}{v_p} \quad (53)$$

$$t_{Bmax} = \frac{120 \cdot 0,0345}{20}$$

$$t_{Bmax} = 0,207 \text{ [s]}$$

7. Návrh a kontrolní výpočet ložiska

Jedná se o uložení ložiska na pojezdu kladkostroje. Hnací a hnaná kola jsou osazeny dvěma kuličkovými ložisky 6212 ČSN 02 4630. Jednotlivá kola jsou zatížena čtvrtinou zadané nosností a zatížení na jedno ložisko je rovno $F_{LP} = 12\,446,4 \text{ [N]}$.



Obr. 18 - Kuličkové ložisko 6212 [20]

Tabulka 4 – Rozměry ložiska [6]

Označení ložiska	Rozměry [mm]			Základní únosnost [N]		Hmotnost [kg]
	D	D	B	C	C ₀	
6212	60	110	22	40 000	36 000	0,771

Základní výpočet trvanlivosti ložiska

Životnost ložiska počítám pro 10 [%] pravděpodobnost poruchy.

$$L_{10,h} = \left(\frac{C}{F_{LP}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{psk}} \quad (54)$$

$$L_{10,h} = \left(\frac{40\,000}{12\,446,4} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 39}$$

$$L_{10,h} = 21\,575\,559 \text{ [hod]}$$

kde: $C = 40\,000$ [N] základní dynamická únosnost ložiska [6]

$F_{LP} = 12\,446,4$ [N] zatížení ložiska

$p = 3$ [1] exponent typu ložiska [6]

$n_{psk} = 39$ [ot/min] otáčky ložiska

Ekvivalentní statické zatížení

$$P_0 = F_{LP} + Y_0 \cdot F_A \quad (55)$$

$$P_0 = 12\,446,4 + 1,6 \cdot 0$$

$$P_0 = 12\,446,4 \text{ [N]}$$

kde: $Y_0 = 1,6$ [1] součinitel statického axiálního zatížení ložiska [6]

$F_A = 0$ [N] axiální zatížení ložiska

Statická únosnost ložiska

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \geq 2 \quad (56)$$

$$S_0 = \frac{36\,000}{12\,446,4}$$

$$S_0 = 2,89 \text{ [1]}$$

Ložisko vyhovuje požadovaným parametrům.

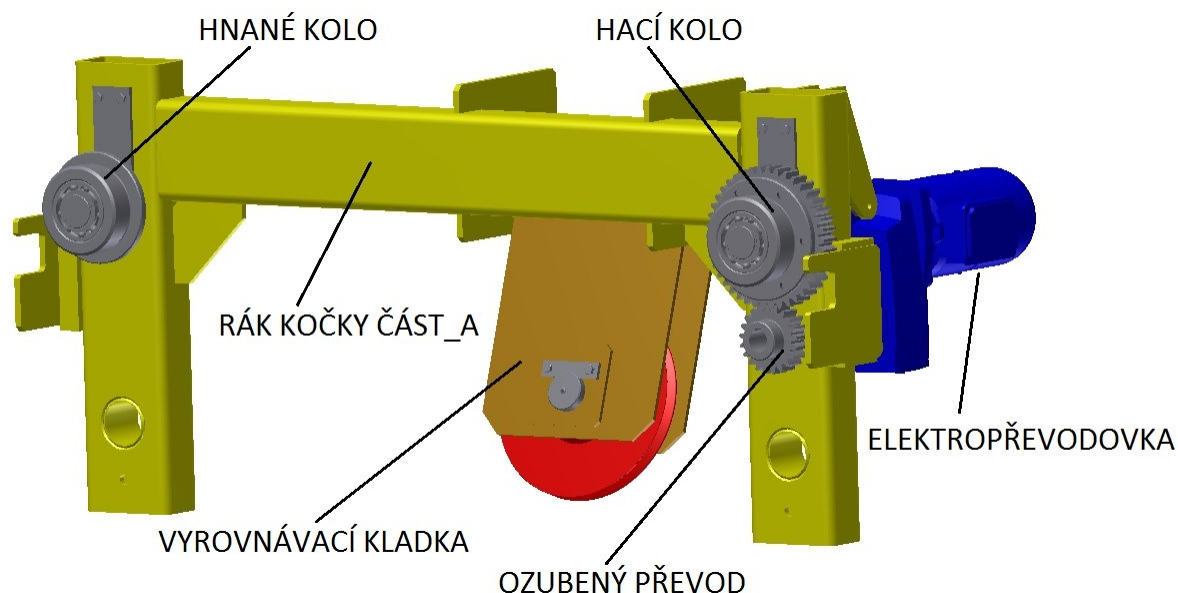
kde: $C_0 = 36\,000$ [N] základní statická únosnost ložiska [6]

8. Kontrola kritických míst nosné konstrukce

Kontrolu kritických míst nosné konstrukce provádíme pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2012. Tento program umožňuje nejenom modelování ve 3D, ale také provádění pevnostních kontrol metodou konečných prvků, kdy do vypracovaného modelu vložíme požadované zatížení, a program vypracuje výsledky, které dále grafickou vizualizací promítne do modelu.

8.1. Nosná konstrukce část A

Nosná konstrukce část A je jednou z větví mnou navržené jeřábové kočky. Obsahuje hnací a hnané kolo, ozubený převod, elektropřevodovku a vyrovnávací kladku viz (obr.19), která vyvolává napětí v krutu, kterou podrobují pevnostní kontrole.



Obr. 19 – Nosná konstrukce část A

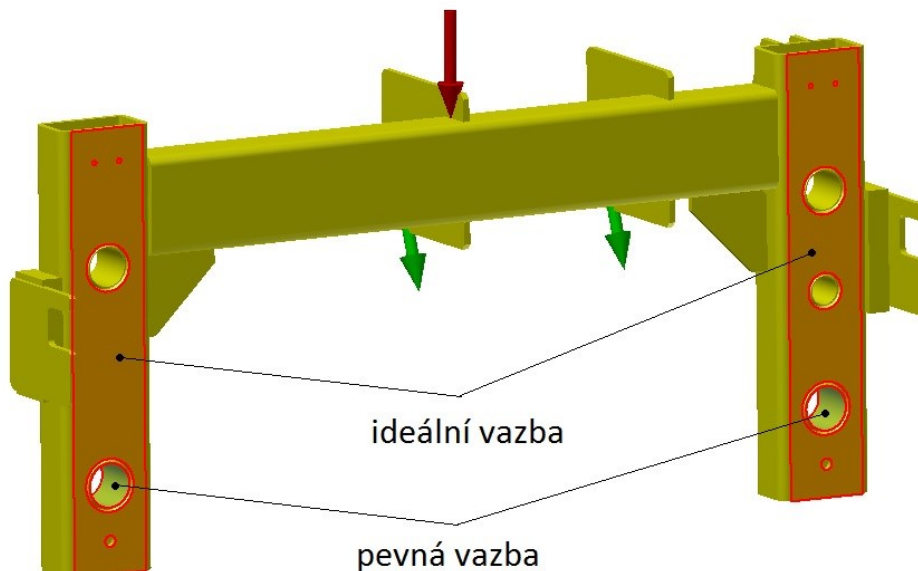
8.1.1. Okrajové podmínky

Materiál

Nosná konstrukce je tvořena z oceli 11 523 z důvodu dobré svařitelnosti a vysoké meze kluzu v tahu $Re=355$ [MPa].

Vazby

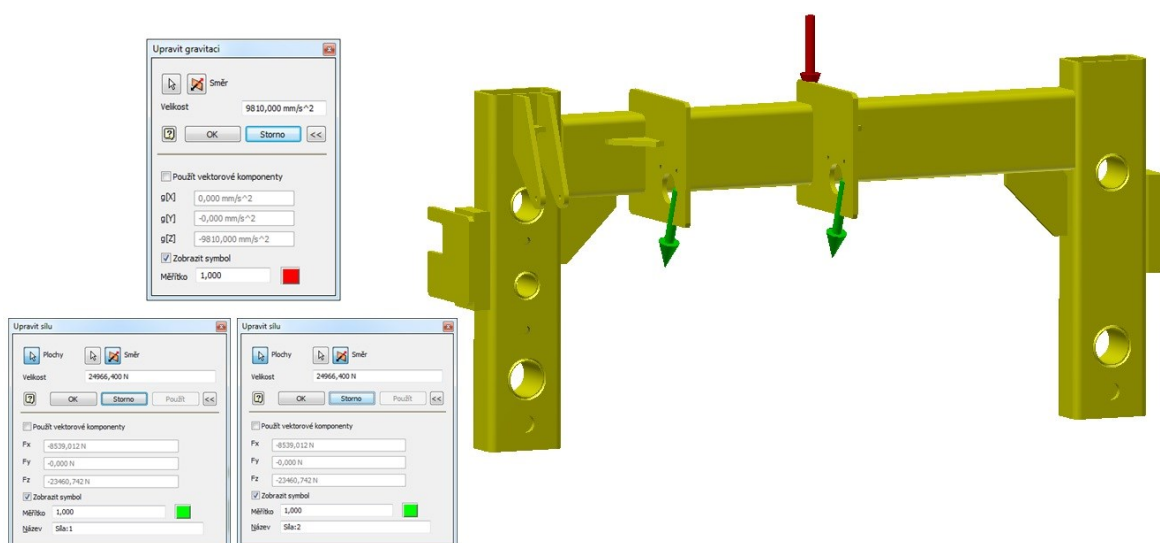
Jako okrajovou podmínku vazby použiji pevnou vazbu umístěnou do otvorů, které propojují obě části nosných konstrukcí. Dále je umístěna ideální vazba na hlavní nosné konstrukci profilu rámu (obr. 20).



Obr. 20 – Umístění vazeb konstrukce část A

Zatížení

Konstrukce je zatížena gravitací ve směru Z a dále dvojicí sil nahrazující vratnou kladku zatíženou dvěma nosnými lany.



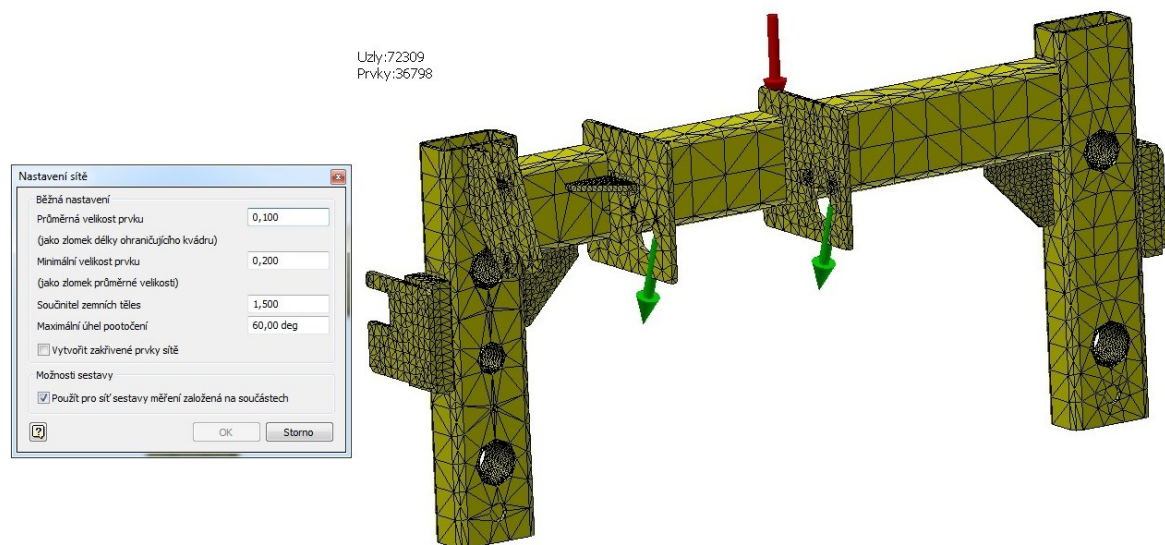
Obr. 21 – Umístění zatížení konstrukce část A

Dotyky

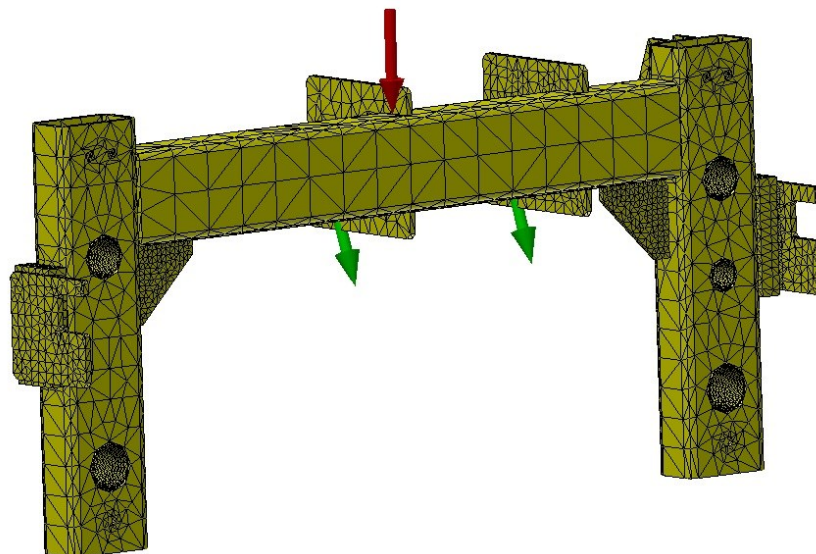
Nosná konstrukce je celé svařené, z toho důvodu jsou všechny dotyky vázané. Vázaný dotyk nejlépe vystihuje svarové spojení, které nedovoluje posunutí ani oddělení.

Sít'

Generování sítě, je jednou ze základních, předpokladu dosažení správných výsledku. Volím tedy klasický tři uzlový trojúhelník velikosti na (obr. 22), (obr. 23).



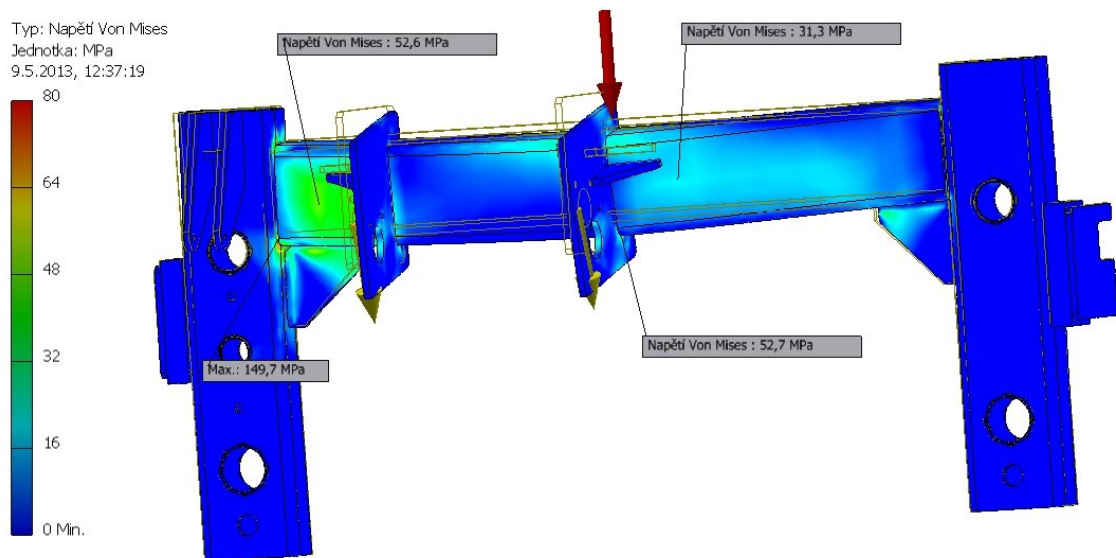
Obr. 22 – Umístění sítě 1 konstrukce část A



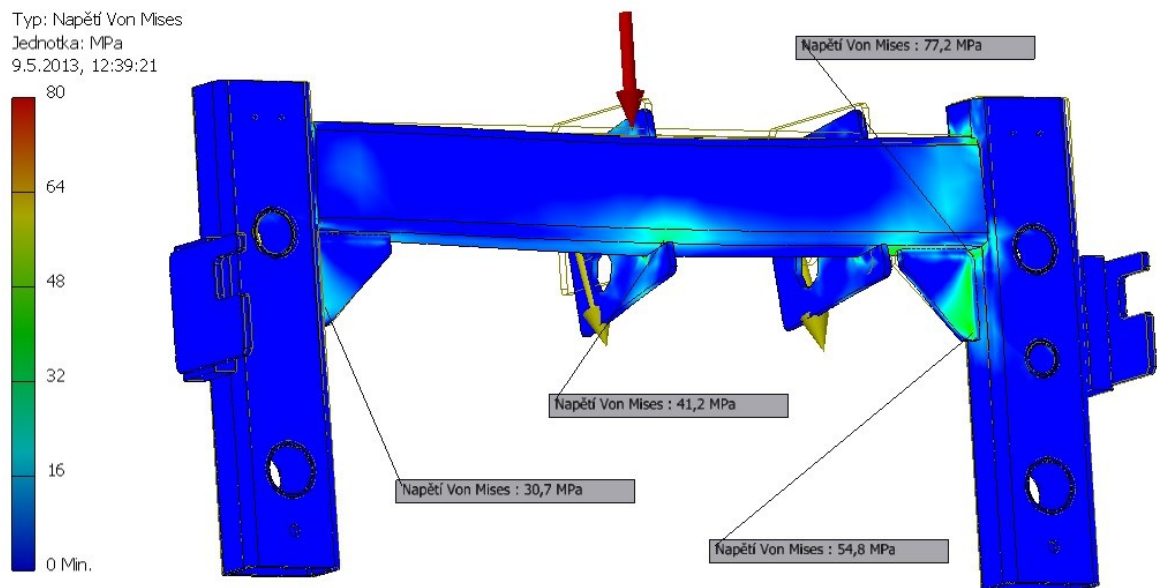
Obr. 23 – Umístění sítě 2 konstrukce část A

8.1.2. Výsledky

Napětí Von Mises



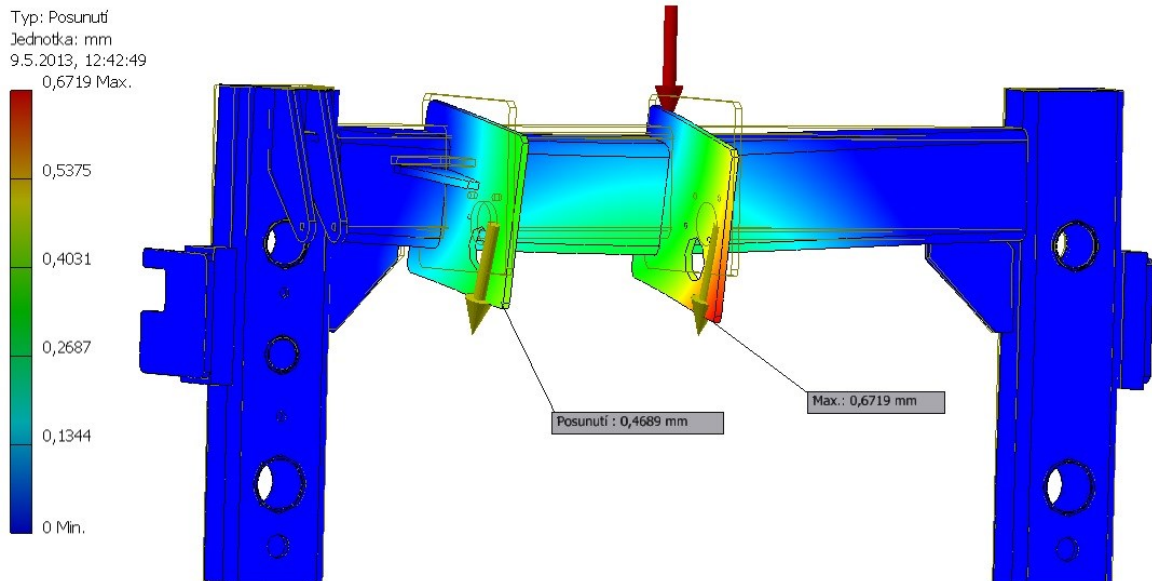
Obr. 24 – Napětí Von Mises 1 konstrukce část A



Obr. 25 – Napětí Von Mises 2 konstrukce část A

Na (obr. 24) a (obr. 25) vidíme působení napětí Von Mises vyplývající ze zatížení na konstrukci. Výsledkem je rozložení zatěžujících sil v horní části konstrukce a znázornění maximálního napětí 149,7 MPa (obr. 24) působící v místě dotyku dvou profilů namáhaných krutem.

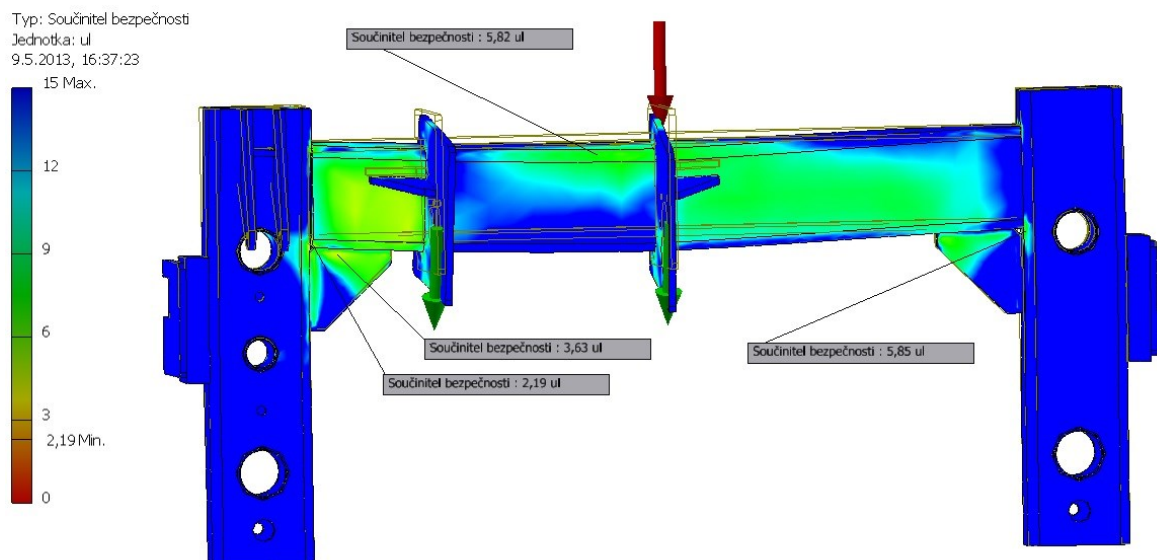
Posunutí



Obr. 26 – Zobrazení posunutí konstrukce část A

(Obr. 26) graficky znázorňuje místo maximálního posunutí 0,6719 [mm] vůči nezátížené konstrukci.

Součinitel bezpečnosti

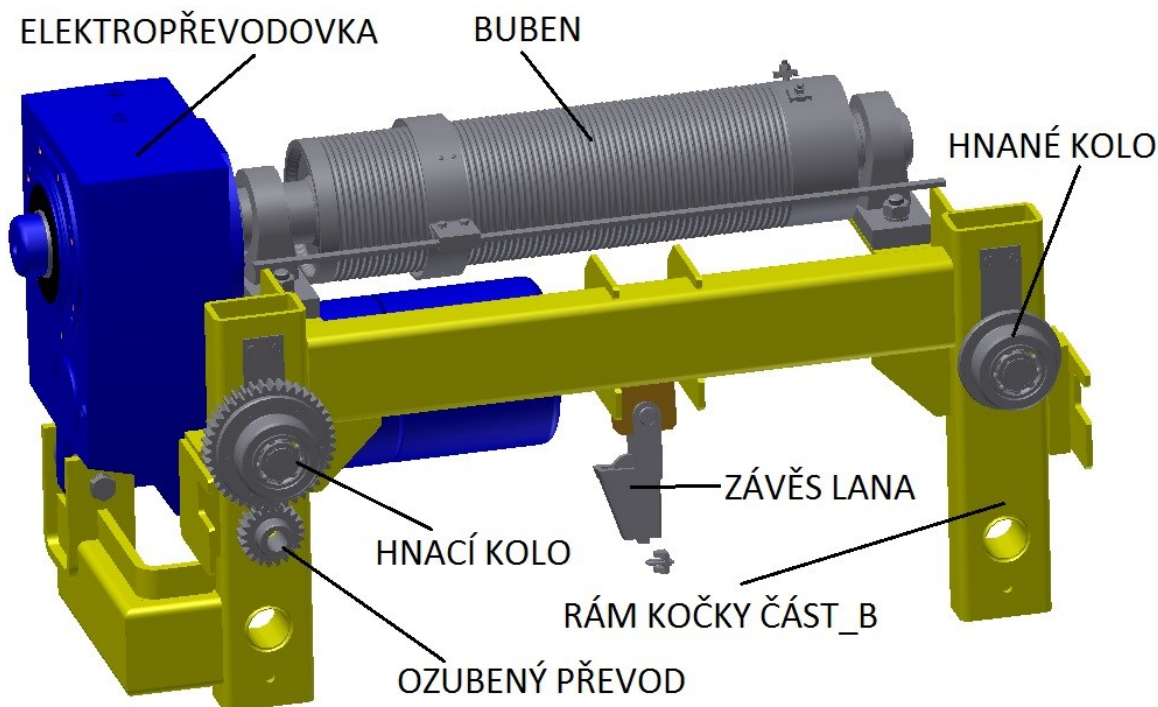


Obr. 27 – Součinitel bezpečnosti 1 konstrukce část A

Nejnižší součinitel bezpečnosti 2,19 [1] nosné konstrukce část A (obr. 27), je místo s maximálním napětím 149,7 [MPa].

8.2. Nosná konstrukce část B

Nosná konstrukce část B je jednou z větví mnou navržené jeřábové kočky. Obsahuje hnací a hnané kolo, ozubený převod, elektropřevodovku, buben a závěs lana viz (obr. 28). Napětí vyvolané zatížením bubnu a závěsu lana od působení lana, na kterém je zavěšeno břemeno, nám vyvolává krut v rámu kočky. Pro zjištění tohoto napětí zbývající zatížení zanedbávám.



Obr. 28 – Nosná konstrukce část B

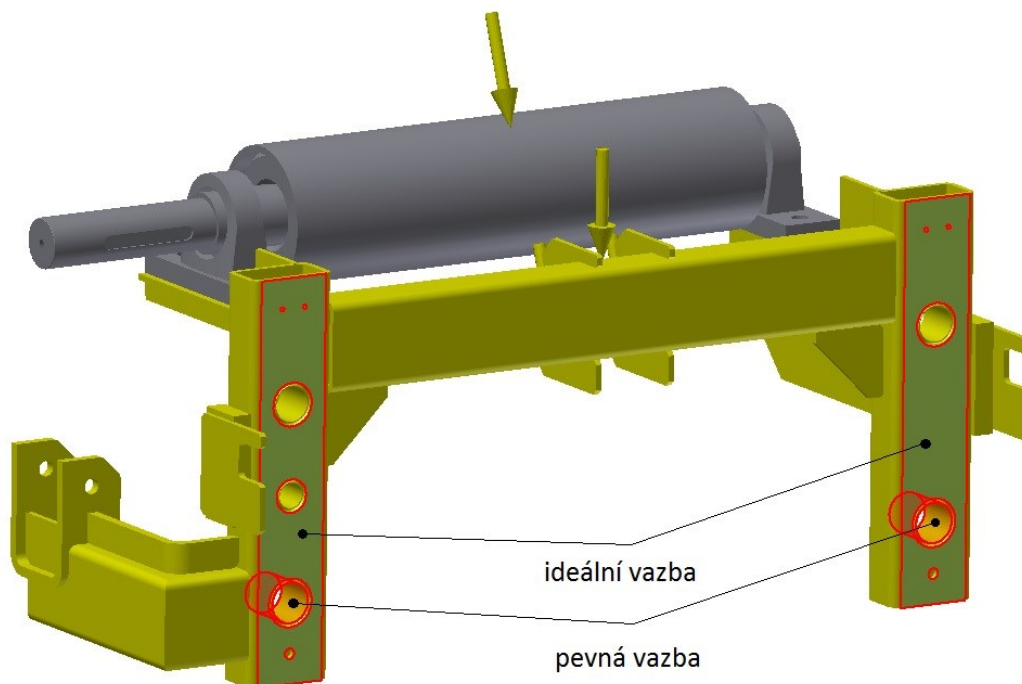
8.2.1. Okrajové podmínky

Materiál

Všechny části konstrukce jsou tvořena z oceli 11 523 z důvodu dobré svařitelnosti a vysoké meze kluzu v tahu $Re=355$ [MPa].

Vazby

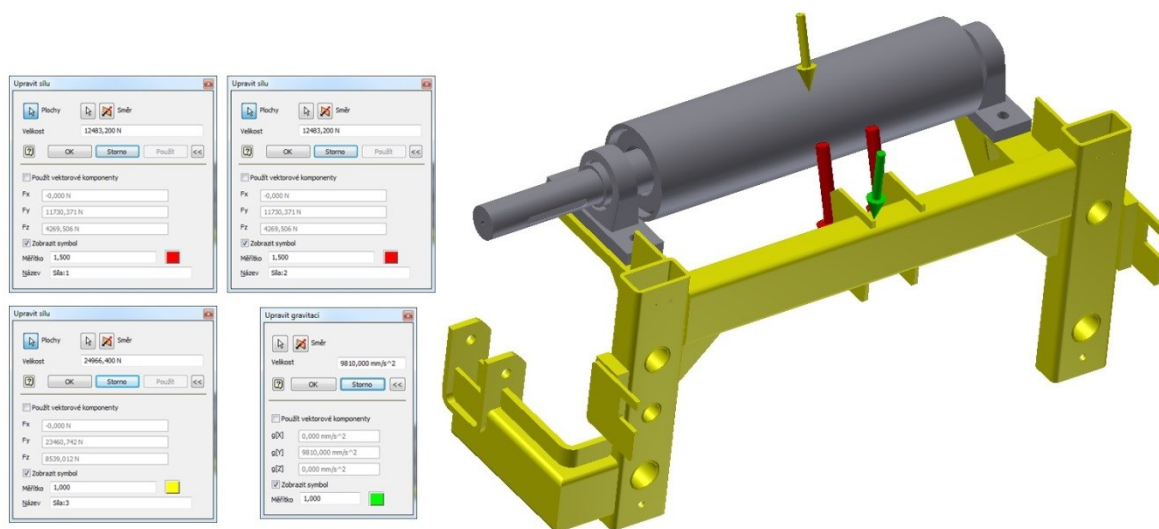
Tato simulace je obdobná jako nosná konstrukce část A (obr. 20) použiji tedy pevnou vazbu umístěnou do otvorů, a dále je umístěna ideální vazba na hlavní nosné konstrukci profilu rámu (obr. 29).



Obr. 29 – Umístění vazeb konstrukce část B

Zatížení

Konstrukce je zatížena gravitací ve směru Y, dále je buben zatížen silou nahrazující působení nosného lana. Jako další zatížení konstrukce je vyvoláno silou od závěsu lana, kterou jsem nahradil dvojicí sil rovno jednomu zatížení nosného lana.



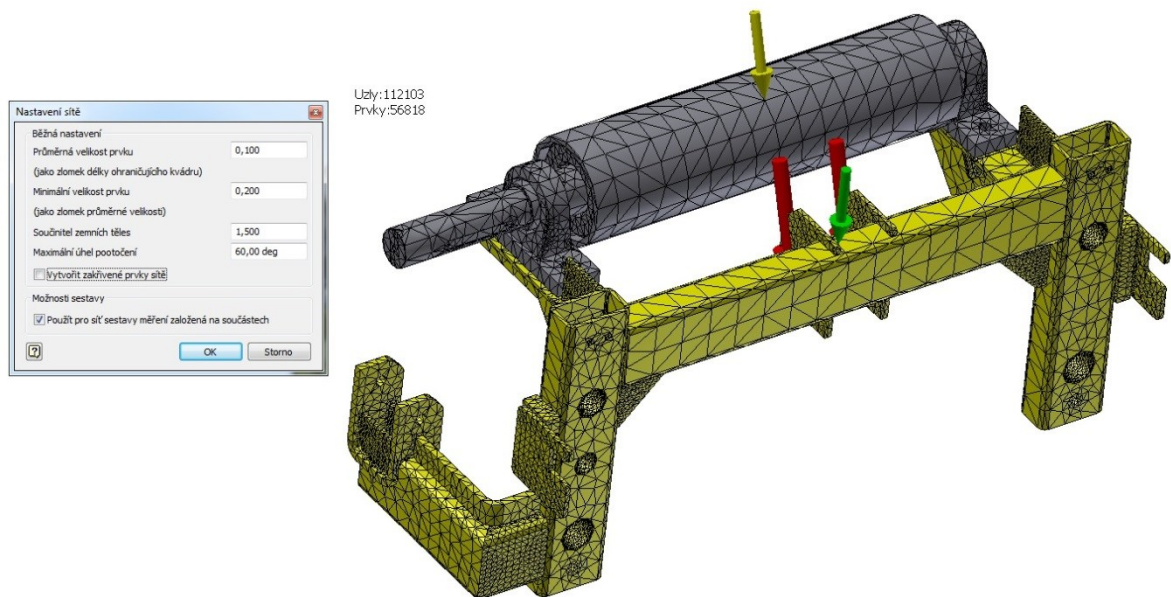
Obr. 30 – Umístění zatížení konstrukce část B

Dotyky

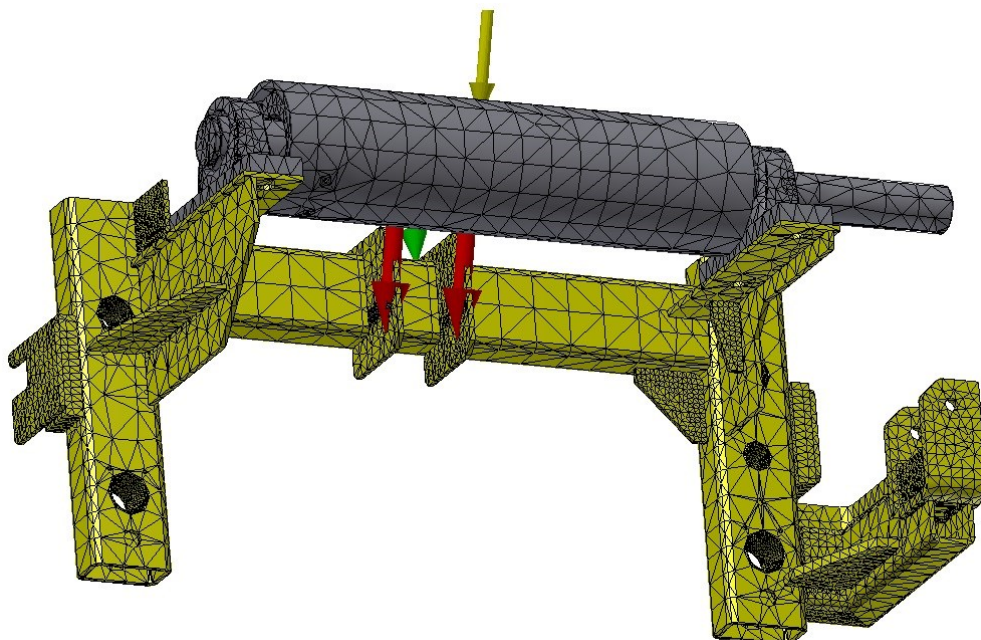
Znovu použijí na tuto konstrukci vázané dotyk z důvodu svařované konstrukce a šroubových spojů.

Sítě

Obdobně použijí automatické generování sítě, viz (obr. 31), (obr. 32).



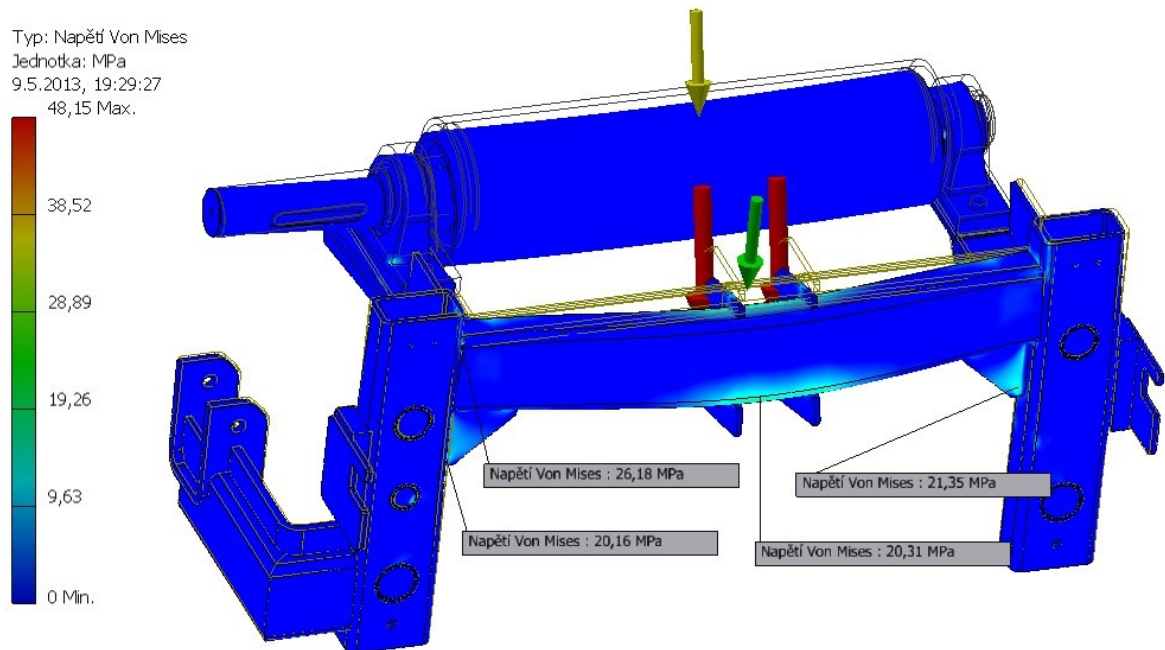
Obr. 31 – Umístění sítě 1 konstrukce část B



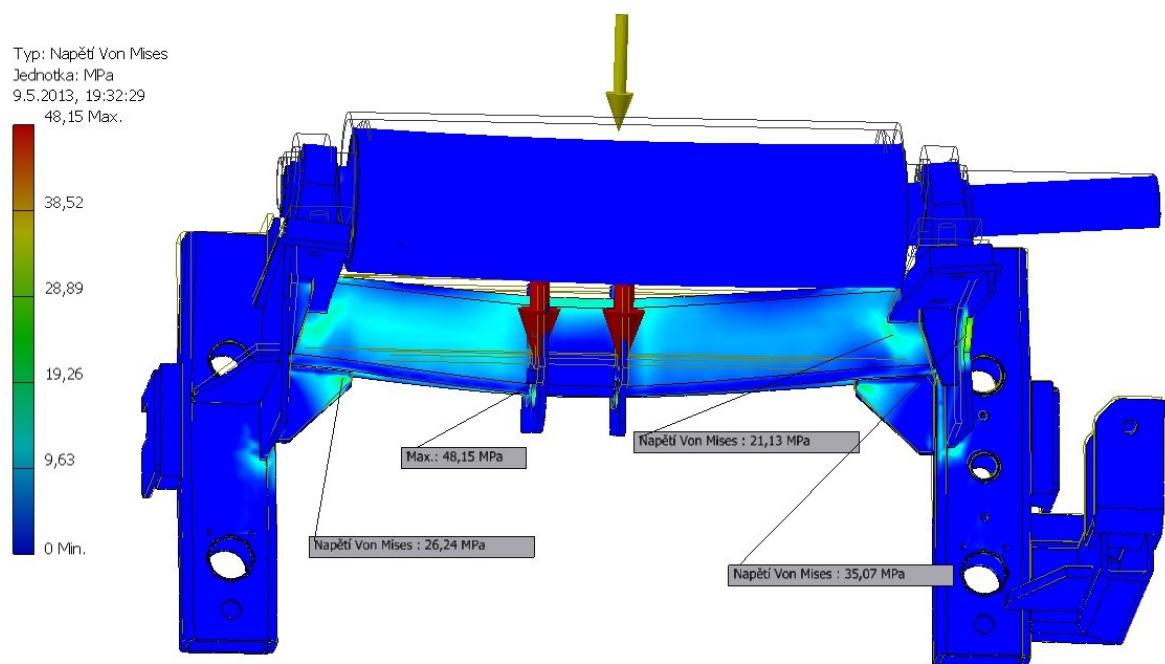
Obr. 32 – Umístění sítě 2 konstrukce část B

8.2.2. Výsledky

Napětí Von Mises



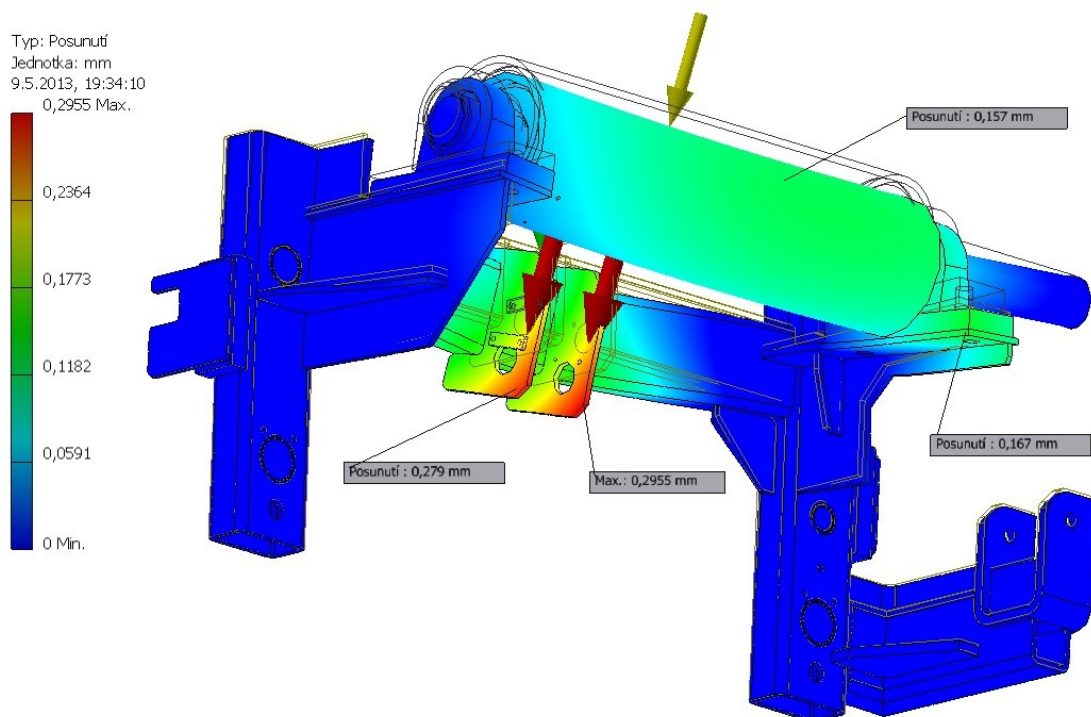
Obr. 33 – Napětí Von Mises 1 konstrukce část B



Obr. 34 – Napětí Von Mises 2 konstrukce část B

Maximální napětí se nachází v místě od působení síly závěsu lana tato hodnota, je ale zanedbatelná viz (obr. 34).

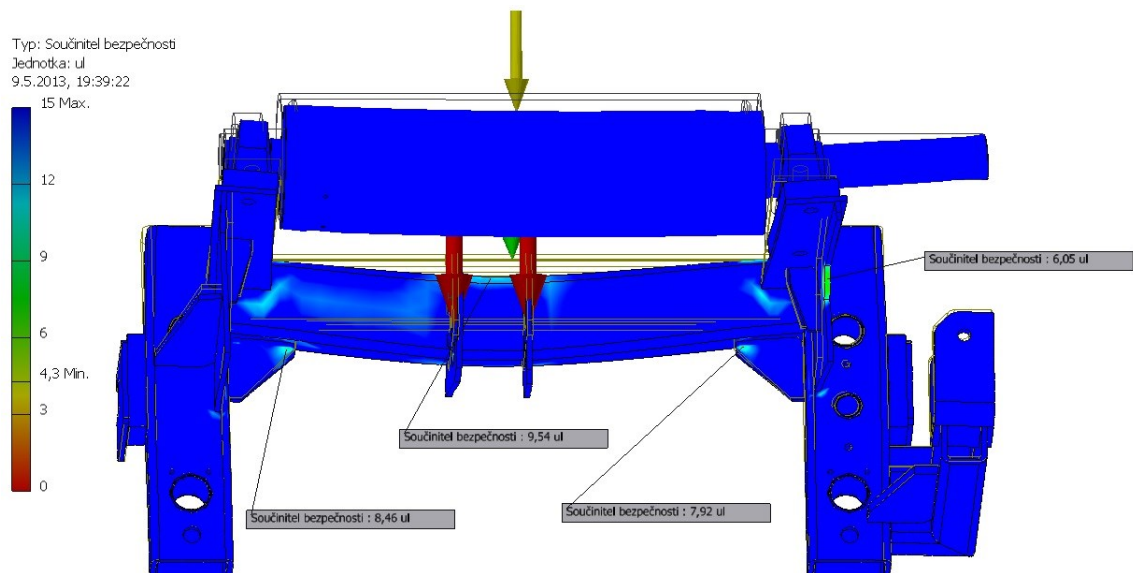
Posunutí



Obr. 35 Zobrazení posunutí konstrukce část B

Maximální posunutí vzniká v místě vyrovnávací kladky, kterou jsem nahradil působením dvojce sil (obr. 35).

Součinitel bezpečnosti



Obr. 36 Součinitel bezpečnosti konstrukce část B

Minimální součinitel bezpečnosti se nachází ve výztuži působením síly od bubnu tato hodnota, je ale zanedbatelná (obr. 36).

8.3. Nosná rameno konstrukční části B

Konstrukční část B jsem rozdělil na dvě části a provedl dvě pevnostní analýzy, pro přesnější výsledky a lepší grafické znázornění.

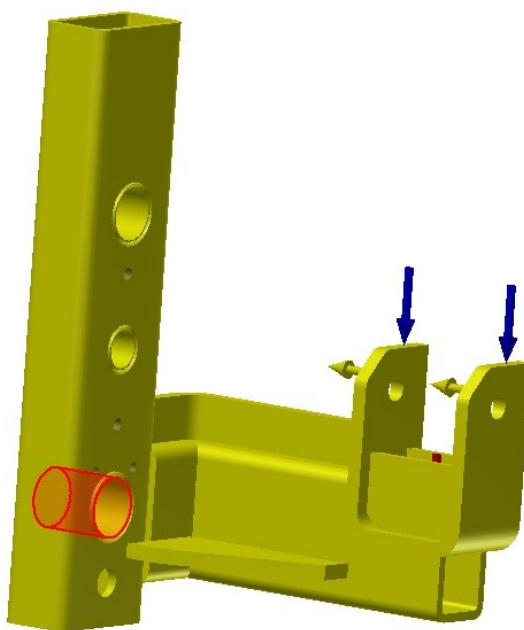
8.3.1. Okrajové podmínky

Materiál

Všechny části konstrukce jsou tvořené z oceli 11 523 z důvodu dobré svařitelnosti a vysoké meze kluzu v tahu $Re=355$ [MPa].

Vazby

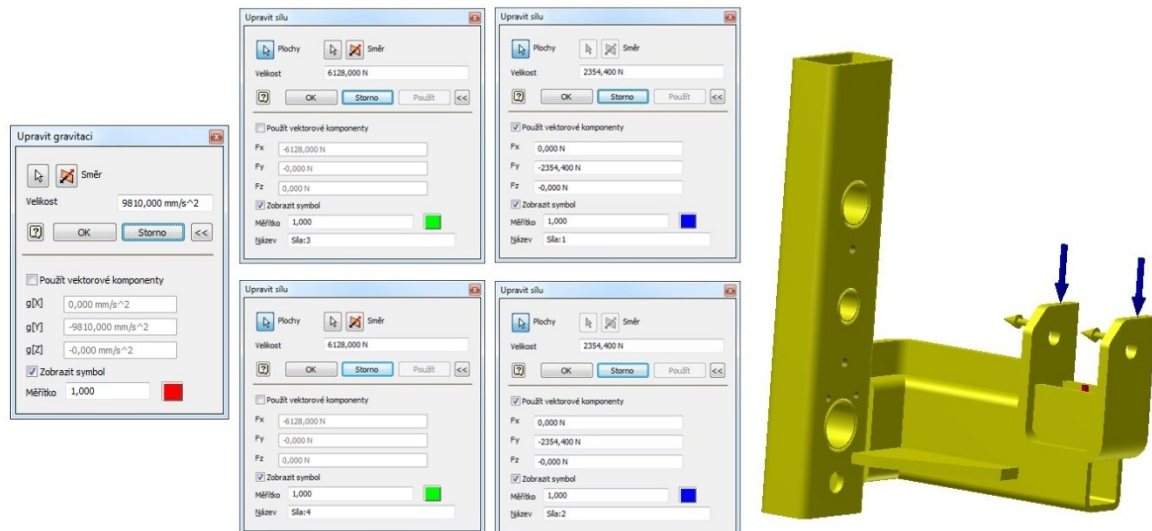
Jako okrajovou podmínku vazby, použiji pevnou vazbu umístěnou do otvorů, které propojují obě části nosných konstrukcí (Obr. 37).



Obr. 37 – Umístění vazeb nosné rameno

Zatížení

Konstrukce je zatížena několika silami a gravitací. První dvojice sil nahrazuje působení hmotnosti motoru na rameno a druhá dvojice sil je nahrazení zatížení vzniklé od kroticího momentu motoru působící na nosné rameno viz (obr. 38).



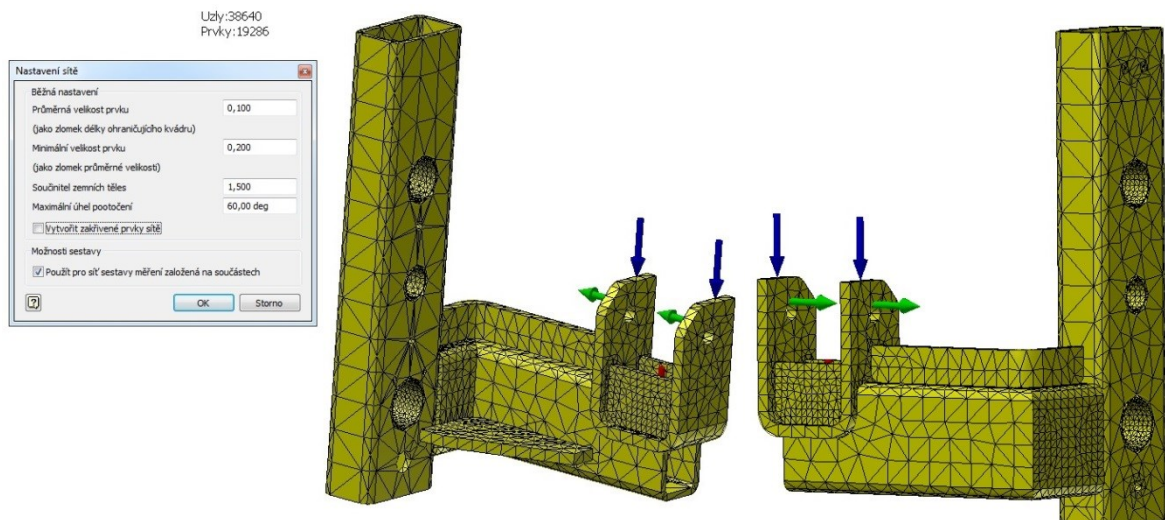
Obr. 38 – Umístění zatížení nosné rameno

Dotyky

Znovu použijí na tuto konstrukci vázané dotyk z důvodu svařované konstrukce.

Sítě

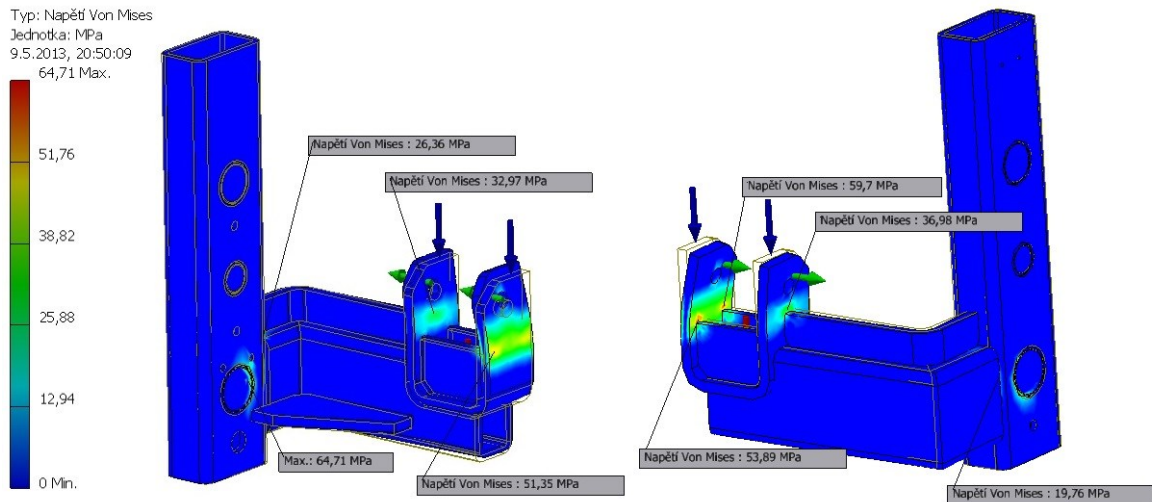
Obdobně použijí automatické generování sítě, viz (obr. 39).



Obr. 39 – Umístění sítě nosné rameno

8.3.2. Výsledky

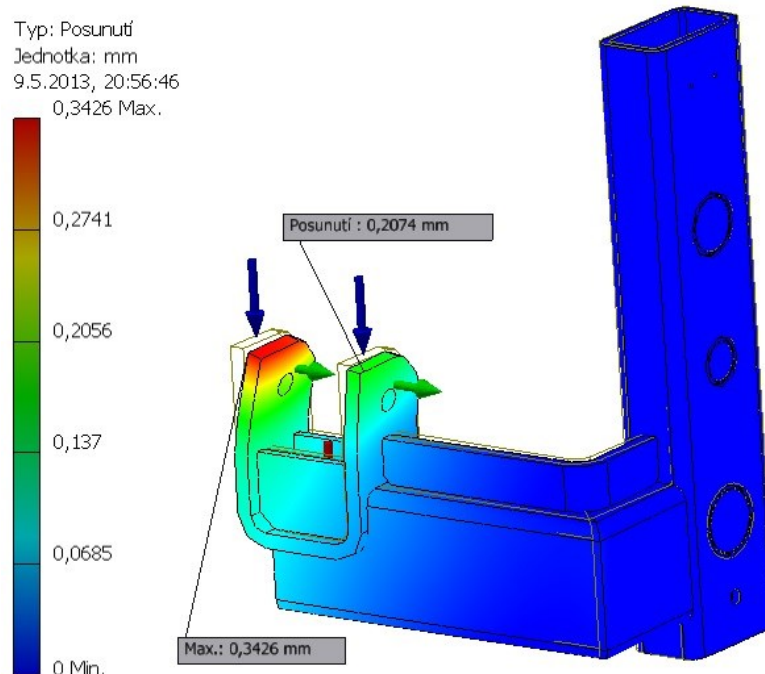
Napětí Von Mises



Obr. 40 – Napětí Von Mises nosné rameno

Zatížení motoru působící na konstrukci vyvolává napětí rovno 53,89 [MPa]. Toto napětí, je ale zanedbatelné (obr. 40).

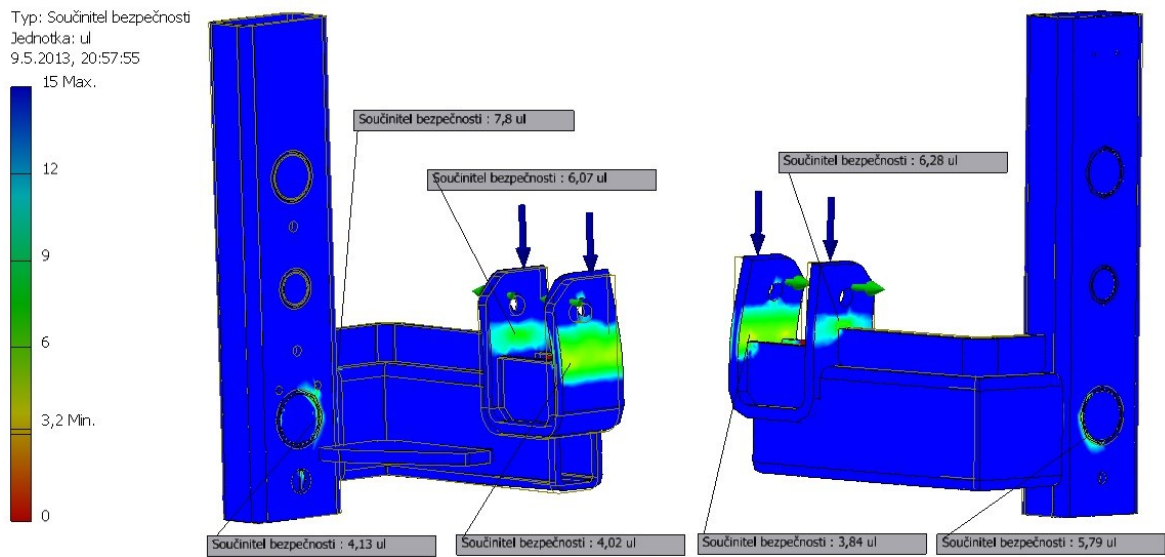
Posunutí



Obr. 41 – Posunutí nosné rameno

Maximální posunutí 0,3426 [mm] vznikne v místě dotyku motoru a konstrukce. Tato hodnota nám, ale nijak neovlivní chod zařízení (obr. 41).

Součinitel bezpečnosti



Obr. 42 – Součinitel bezpečnosti nosné rameno

Součinitel 3,2 [1] se nachází v místě působení výše uvedené napěti, tato hodnota je zanedbatelná (obr. 42).

9. Závěr

Cílem bakalářské práce byla konstrukční úprava stávající jeřábové kočky na požadovanou vyšší nosnost za spolupráce podniku STROJÍRNY TŘINEC a.s.

Návrh zdvihového a pojezdového ústrojí, bylo řešeno dle platných technických norem, k zajištění bezpečného provozu. Návrh jeřábové kočky se skládá z kladkostroje, vratné kladky, lanového bubnu, dvou elektropřevodovek zajišťující zdvih a pojezd zařízení a dále kontrolu kritických míst nosné konstrukce.

Hlavním úskalím této práce bylo dodržení požadovaného uspořádání některých prvků zařízení pro snížení rozměru a tím dosažení větších pracovních pohybů.

Seznam použité literatury

- [1] REMTA, František a Ladislav KUPKA. JEŘÁBY: 1. DÍL. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956.
- [2] PAVLIŠKA, Jiří a Leopold HRABOVSKÝ. DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ IV. OSTRAVA: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERSITA OSTRAVA, 2004. ISBN 80-248-0537-5.
- [3] ČSN ISO 4306-1. Jeřáby - Slovník - Část 1: Všeobecně. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [4] ČSN 27 1820. Zdvihací zařízení. Kladky a bubny pro ocelová lana. Praha: Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957.
- [5] ČSN 27 0100. Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Praha: Český normalizační institut, 1977.
- [6] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., 1999: Strojnické tabulky. 3. vydání. Scientia, Praha. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [7] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-8.
- [8] Bolek A., Kochman J. a kol.: Části strojů. 2. svazek. SNTL Praha 1990, ISBN 80-03-00426-8
- [9] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení. Čelní ozubená kola. Montanex, Ostrava, 2001, ISBN 80-7225-051-5
- [10] ČSN 01 4686. Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Praha: UNM Praha, 1988.
- [11] Němček M.: Program Modul- Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007
- [12] Němček M.: Program CSNw – ČSN 01 4686, verze 1.2, 10/2008
- [13] Němček M.: Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3, 2008

- [14] VEROPE. Verope.com [online]. 2011 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.verope.com/en/products/verotop-e/>
- [15] NORD Poháněcí systémy. Nord.com [online]. 2013 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: http://www2.nord.com/cms/cz/hp_home_CZ.jsp
- [16] PAVLÍNEK: vázací prostředky. Vazaky-online.cz [online]. 2013 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.vazaky-online.cz/jerabove-haky/jednoduche/>
- [17] GROSS STAHL. Gross-stahl.cz [online]. 2010 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.gross-stahl.cz/dute-profily06.html>
- [18] GIGA. Gigasro.cz [online]. 2010 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/podvesne-mostove-jeraby.html>
- [19] ITECO. Iteco.cz [online]. 2012 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.iteco.cz/mostove-jeraby/>
- [20] PROPRUMYSL. Proprumysl.cz [online]. 2013 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://proprumysl.cz/lozisko-6212-c3-skf/>

Seznam příloh

Příloha A Výsledky ozubeného soukolí

Příloha B Výkres sestavy – JEŘÁBOVÁ KOČKA – BC_S00

Příloha C Výrobní výkres – KOLO HNACÍ – BC_W01

Příloha A

Vypočtené geometrické a záběrové parametry ozubeného soukolí

	<i>Rozměr</i>	<i>PASTOREK</i>		<i>KOLO</i>
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Převodový poměr	u	[-]	2.000	
Počet zubů	z	[-]	21	42
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	21.000	42.000
Normální modul	m_n	[mm]	5.500	
Čelní modul	m_t	[mm]	5.500	
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]	0	
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]	0	
Úhel profilu čelní	α_t	[°]	20.00000	
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]	20.00000	
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	173.25000	
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]	173.25000	
Jednotková korekce	x	[-]	0.23638	-0.23638
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	1.30008	-1.30008
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[-]	0	
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]	0	
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	104.35017	214.64983
základní kružnice	d_b	[mm]	108.53450	217.06900
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	109.55860	220.58785
valivé kružnice	d_w	[mm]	115.50000	231.00000
roztečné kružnice	d	[mm]	115.50000	231.00000
hlavové kružnice	d_a	[mm]	129.10017	239.39983
tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---	---
základní kružnici	s_b	[mm]	10.62531	10.46433
začátku evolventy	s_L	[mm]	10.63129	10.20781
valivé kružnici	s_w	[mm]	9.58576	7.69300
roztečné kružnici	s	[mm]	9.58576	7.69300
hlavové kružnici	s_a	[mm]	3.35817	4.41564
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	7.69300	9.58576
Výška paty	h_f	[mm]	5.57492	8.17508
hlavy	h_a	[mm]	6.80008	4.19992
zubu	h	[mm]	12.37500	12.37500
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	0	0
Společná šířka kol	b	[mm]	40.000	
Délka evolventy	e_v	[mm]	10.74259	9.96605
Měrný skluz na patě		[-]	-1.87675	-1.87675
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.65239	0.65239
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.346	0.173
Poměr b/m _n	ψ_m	[-]	7.273	
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]	1.61239	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]	0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]	1.61239	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]	40.00000	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]	40.00000	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]	80.00000	
Čelní rozteč	p_t	[mm]	17.27876	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]	16.23672	
Kontrolní rozměr přes zuby	M	[mm]	59.33548	75.41122
Počet měřených zubů	z'	[-]	4	5
Minimální šířka kola pro měření	b'	[mm]	---	---
Měřená roztečná tloušťka zubu	s'	[mm]	9.57476	7.69157
Měřeno ve výšce (od hlavy)	v	[mm]	6.99886	4.26396
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.00000	1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000	0.25000
Poměrný radius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.38000	0.38000
Úhel profilu	α_n	[°]	20.00000	