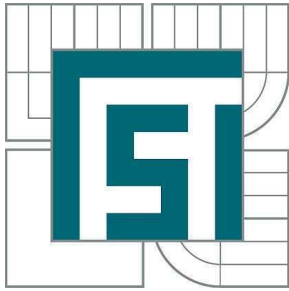


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OTOČNÝ SLOUPOVÝ JEŘÁB PLNÍCÍHO VOZU KOKSÁRENSKÉ BATERIE

DERRICK OF THE FILLING CAR OF COKE-OVEN BATTERY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ŠTĚPÁN HURNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Štěpán Hurník

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Otočný sloupový jeřáb plnicího vozu koksárenské baterie

v anglickém jazyce:

Derrick of the filling car of coke-oven battery

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukční řešení otočného sloupového jeřábu umístěného na plošině Plnicího vozu obsluhujícího koksárenskou baterii. Jeřáb je určen k manipulaci s kusovými břemeny zejména při údržbě a opravách plnicího vozu a stoupaček baterie.

Vstupní parametry:

Nosnost 3 200 kg

Maximální délka vyložení 2 500 mm

Rychlost zvedání 1,0 / 8,0 m.min-1

Rychlost pojezdu jeřábové kočky 1,0 / 9,0 m.min-1

Rychlost otáčení 0,1 / 0,8 ot.min-1

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující:

- stručnou rešerši,
- základní kapacitní výpočty
- pevnostní výpočtu ocelové konstrukce
- další výpočty dle vedoucího DP

Nakreslete:

- celkovou sestavu,
- podsestavy a dílenské výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. HOFFMANN, K., KRENN, E., TANKER, G.: Fördertechnik 1, ed. Oldenbourg Industrieriverla, 2005, s. 240, ISBN-10: 3-8356-3059-8, ISBN-13: 978-3-8356-3059-8
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem řešení otočného sloupového jeřábu plnicího vozu koksárenské baterie, který slouží k práci s kusovými břemeny, opravám a údržbě plnicího vozu a čištění stoupaček baterie. V první části této práce byla zvolena daná koncepce řešení. U této koncepce byla navržena hlavní ocelová konstrukce jeřábu, která byla následně zkontrolována pevnostní analýzou pomocí MKP programu I-DEAS NX 11. Dále byl s využitím zadaných parametrů uskutečněn výpočtový návrh hlavních součástí zdvihového a pojezdového mechanismu. Závěrem této práce je uvedeno shrnutí výsledků zadaných cílů. Přílohu této práce tvoří výkres celkové sestavy jeřábu.

KLÍČOVÁ SLOVA

sloupový jeřáb, pevnostní analýza, zdvihový mechanismus, pojezdový mechanismus

ABSTRACT

This master's thesis deals with a proposed design of the derrick of the filling car of a coke-oven battery, which is used for working with unit loads, repairing and maintenance of the filling car and cleaning of the battery risers. In the first part a solution concept was chosen. For this concept a main steel structure was designed, which was controlled in stress analysis by the FEM program I-DEAS NX 11. Further, the main parts of the lifting and travelling mechanism were calculated using specified parameters. In the conclusion of this thesis the results summary of specified targets is stated. Assembly drawing is in the annex of this thesis.

KEYWORDS

derrick, stress analysis, lifting mechanism, travelling mechanism



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HURNÍK, Š. *Otočný sloupový jeřáb plnicího vozu kosárenské baterie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 100 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Štěpán Hurník



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. a panu Ing. Pavlu Plachkému z firmy Vitcrane s.r.o. za cenné rady a připomínky, které přispěly k vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat Mgr. Michaele Veselé za odbornou korekturu abstraktu této práce.



OBSAH

Úvod	11
1 Vymezení cílů práce	12
2 Formulace řešeného problému.....	13
3 Návrh koncepce řešení.....	14
3.1 Návrh varianty řešení.....	14
3.2 Popis navrhnuté varianty řešení.....	15
4 Návrh hlavních částí ocelové konstrukce jeřábu	16
4.1 Návrh jednotlivých profilů	16
4.1.1 Typy zatížení	16
4.1.2 Návrhová pevnost.....	17
4.1.3 Výpočet ohybového momentu působícího na výložník v místě A.....	17
4.1.4 Výpočet dvojice sil F působící na sloup.....	18
4.1.5 Výpočet minimálních hodnot průřezových charakteristik.....	18
4.1.6 Volba jednotlivých profilů	19
4.1.7 Upevnění patky sloupu	22
5 Pevnostní kontrola hlavní konstrukce	24
5.1 Zjednodušující předpoklady	24
5.1.1 Zjednodušující předpoklady prutového modelu.....	24
5.1.2 Zjednodušující předpoklady modelu sloupu a výložníku.....	24
5.2 Řešení pomocí programu I-DEAS NX 11	25
5.2.1 Síť modelu	25
5.2.2 Popis náhrad	25
5.2.3 Okrajové podmínky	28
5.3 Zatěžovací stavy	29
5.3.1 1. Stav pro maximální délku vyložení - břemeno je v klidu.....	29
5.3.2 2. Stav pro maximální délku vyložení při rozběhu zdvihu břemene.....	29
5.3.3 Působení sil na konstrukci	29
5.4 Pevnostní kontrola prutového modelu – výsledné výpočty.....	30
5.5 Pevnostní kontrola skořepinového modelu – výsledné výpočty	31
5.5.1 Skořepinový model sloupu 1. zatěžovací stav.....	31
5.5.2 Skořepinový model výložníku 1. zatěžovací stav	33
5.5.3 Skořepinový model sloupu 2. zatěžovací stav.....	35
5.5.4 Skořepinový model výložníku 2. zatěžovací stav	36



6	Mechanismus zdvihu	38
6.1	Výpočet lana	39
6.1.1	Návrh lanového převodu	39
6.1.2	Účinnost lanového převodu	39
6.1.3	Výpočet zatížení F svislého lana	39
6.1.4	Volba lana	40
6.1.5	Výpočet maximálního dovoleného zatížení lana	40
6.2	Volba jednotlivých komponent lana	41
6.2.1	Volba klínové a lanové svorky	41
6.2.2	Volba tenzometrického čepu	41
6.2.3	Výpočet a volba lanové příložky na lanovém bubnu	42
6.3	Návrh jeřábových kladek	44
6.3.1	Výpočet minimálních průměrů kladek	44
6.3.2	Výpočet jmenovitých průměrů kladek	44
6.3.3	Návrh a kontrola čepů kladek	45
6.3.4	Návrh ložisek kladek	48
6.3.5	Volba kladnice	51
6.4	Výpočet lanového bubnu	51
6.4.1	Návrh minimálního průměru lanového bubnu	51
6.4.2	Výpočet jmenovitého průměru lanového bubnu	52
6.4.3	Parametry lanového bubnu	52
6.4.4	Navíjená délka lana	52
6.4.5	Počet závitů lanového bubnu	53
6.4.6	Výpočet délky závitové části lanového bubnu	53
6.4.7	Výpočet celkové délky lanového bubnu	53
6.4.8	Návrh tloušťky stěny lanového bubnu	54
6.4.9	Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu	54
6.4.10	Bezpečnost lanového bubnu vzhledem k meznímu stavu pružnosti	56
6.4.11	Návrh ložisek pro hřídel lanového bubnu	56
6.5	Návrh pohonu pro zdvihový mechanismus	58
6.5.1	Výpočet výkonu	58
6.5.2	Výpočet otáček lanového bubnu	59
6.5.3	Volba převodovky a elektromotoru zdvihu	59
6.5.4	Přepočet rychlosti zdvihu pro dané výstupní otáčky převodovky	61
6.6	Záběrný moment elektromotoru	61
6.6.1	Celkový převod mechanismu	61



6.6.2	Statický moment od břemene	61
6.6.3	Moment motoru při přetíženém stavu	62
6.6.4	Moment setrvačnosti	62
6.6.5	Výpočet úhlového zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli.....	63
6.6.6	Moment od setrvačných sil.....	64
6.6.7	Potřebný záběrný moment.....	64
6.7	Brzdny moment a volba brzdy	64
6.7.1	Potřebny brzdný moment	64
6.7.2	Volba brzdy	65
6.7.3	Doba brždění.....	65
7	Mechanismus pojezdu	67
7.1	Návrh a kontrola pojezdových kol.....	68
7.1.1	Návrh kol pojezdového vozíku.....	68
7.1.2	Kontrola hřídelových čepů kol pojezdového vozíku.....	70
7.1.3	Návrh ložisek pojezdových kol	72
7.2	Návrh pohonu mechanismu pojezdu	75
7.2.1	Návrh potřebného výkonu	75
7.2.2	Otáčky hnací řetězky	76
7.2.3	Volba převodovky a elektromotoru pojezdu	77
7.2.4	Potřebny rozběhový moment motoru	78
7.2.5	Volba vhodné brzdy	80
7.2.6	Kontrola havarijní brzdy.....	80
7.3	Návrh jednotlivých komponent pojezdu	81
7.3.1	Přepočet na diagramový výkon respektující provozní podmínky	81
7.3.2	Přepočet diagramového výkonu pro jinou než nabízenou délku řetězu	82
7.3.3	Volba řetězu.....	82
7.3.4	Přepočet pojezdové rychlosti pro dané otáčky zvolené převodovky.....	83
7.3.5	Pevnostní kontrola řetězu	83
7.3.6	Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu	85
7.3.7	Návrh ložisek hřídele pohonu pojezdu	86
Závěr.....		89
Seznam použitých zkratk a symbolů		93
Seznam příloh.....		100



ÚVOD

Vznik koksárenství lze datovat již od počátku 17. století, kdy sir Henry Platt navrhl postup zpracování uhlí odvozený od pyrolýzy dřeva. Ta byla v této době zcela běžnou praxí, kdy se dřevo zahřívalo při omezeném přístupu vzduchu v milířích. Tento výsledný produkt však neměl z počátku tak široké využití a používal se zejména jen pro topení nebo například při některých potravinářských úkonech. Z počátku byl koks také vyráběn v primitivních milířích. V roce 1709 Abraham Darby objevil, že koks je vynikajícím redukčním činidlem, které lze využít při výrobě železa. Ve své zásadě šlo o jeden z klíčových objevů v oblasti výroby železa, který umožnil rozběh průmyslové revoluce. Tento objev měl za následek podstatné zlevnění výroby železa a oceli. Další vývoj spočíval víceméně ve vývoji důmyslnějších pecí nejrůznějších konstrukcí, které měly nahradit primitivní milíře. V roce 1940 byl vyvinut základní prototyp moderních koksovacích pecí, které známe v podstatě v podobné podobě dodnes. Tehdejší pece dosahovaly přibližně 12 m délky, 4 m výšky a 0,5 m šířky a byly vybaveny dveřmi po obou stranách. Přiváděný vzduch se přehříval horkými vystupujícími spalinami. Toto zpětné získávání odpadního tepla umožnilo získat vyšší teploty a zvýšila se tak rychlost koksování. Od základního prototypu koksovací pece došlo zejména k mechanizaci procesu a zdokonalení konstrukčních materiálů. Dnešní koksovací soustavy mohou mít komory až 20 m dlouhé a 8 m vysoké. [23]

Pro obsluhu těchto koksárenských pecí, při tzv. plnění koksárenské baterie vrchem, se používá plnicích vozů, na kterých je zpravidla umístěno obslužné zařízení pro opravy, manipulaci s břemeny a případně čištění koksárenských pecí. Cílem mé práce je navrhnout toto obslužné zařízení, přičemž se v mém případě jedná o sloupový jeřáb zadaných parametrů.



1 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem této práce bylo vypracovat technickou zprávu sloupového jeřábu 3,2 t x 2,5 m obsahující:

- a) STRUČNOU REŠERŠI ŘEŠENÉHO PROBLÉMU
- b) PEVNOSTNÍ VÝPOČET HLAVNÍ OCELOVÉ KONSTRUKCE JEŘÁBU
- c) ZÁKLADNÍ KAPACITNÍ VÝPOČTY MECHANISMU ZDVIHU
- d) ZÁKLADNÍ KAPACITNÍ VÝPOČTY MECHANISMU POJEZDU
- e) VÝKRES CELKOVÉ SESTAVY SLOUPOVÉHO JEŘÁBU



2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

K průmyslové výrobě koksu dochází vysokotepefnou karbonizací černého uhlí v koksárenských pecích. Koksárenské pece jsou tvořeny komorami vyzděnými šamotem a dinasem, které jsou spojené po 30 až 50 a tvoří tzv. koksárenskou baterii. Komory je možné plnit dvěma způsoby – vrchem (sypaný provoz) nebo z boku dveřmi (pěchovaný provoz). Právě pro plnění vůz, který plní koksárenskou baterii vrchem, bylo mým úkolem navrhnout konstrukční řešení otočného sloupového jeřábu, který bude umístěn na plošině tohoto plnicího vozu a bude ji obsluhovat. Jeřáb bude určen k manipulaci s kusovými břemeny zejména při údržbě a opravách plnicího vozu a čištění stoupaček baterie. U tohoto jeřábu mám za úkol navrhnout hlavní ocelovou konstrukci, mechanismus pojezdu a mechanismus zdvihu.

Zadané parametry:

Nosnost	3 200 kg
Maximální délka vyložení	2 500 mm
Výška zdvihu od kolejové dráhy	6 000 mm
Rychlost zdvihu	1 m.min ⁻¹ - 8 m.min ⁻¹
Rychlost pojezdu jeřábové kočky	1 m.min ⁻¹ - 9 m.min ⁻¹
Rychlost otáčení	0,1 m.min ⁻¹ - 0,8 m.min ⁻¹
Rozsah pracovních teplot	-40°C - +40°C



3 NÁVRH KONCEPCE ŘEŠENÍ

3.1 NÁVRH VARIANTY ŘEŠENÍ

Mým úkolem bylo navrhnout sloupový jeřáb, jehož výsledná koncepce je specificky omezena zadanými parametry. Díky těmto parametrům přichází v úvahu pouze 2 varianty řešení otočného sloupového jeřábu:

1) Otočný sloupový jeřáb – klasická koncepce

V této koncepci je jeřáb realizován jako sloup s otočným podepřeným ramenem. Mechanismus pojezdu zde zajišťuje kočka pojíždějící po profilu výložníku. Mechanismus zdvihu je zde realizován pomocí kladkostroje připevněného ke kočce.

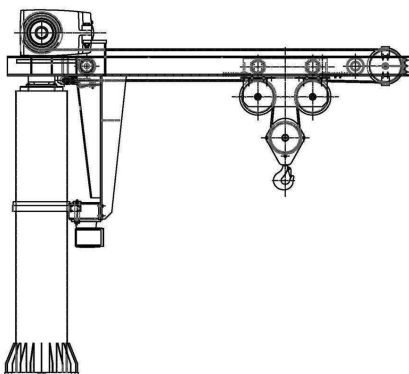
2) Otočný sloupový jeřáb – starší koncepce

Zde je hlavní ocelová konstrukce téměř totožná s předchozím řešením. Rozdíl je zde pouze v řešení zdvihového a pojezdového ústrojí. U této koncepce jsou tyto mechanismy realizovány pomocí lanových a řetězových převodů.

Po prozkoumání zadaných parametrů, kde nejvíce omezujícím je zejména rozsah pracovních teplot od -40°C do $+40^{\circ}\text{C}$, jsem byl nucen odstoupit od klasické koncepce sloupových jeřábů za použití běžně prodávaných kladkostrojů pojíždějících pomocí kočky. Proto jsem přistoupil ke starší koncepci řešení mechanismu pojezdu a zdvihu za pomocí lanových a řetězových převodů.

Tato koncepce byla zvolena z těchto důvodů:

- Dodavatelé kladkostrojů na tuzemském trhu garantovali správnost funkce kladkostroje do maximálně -30°C .
- Snaha o co největší snížení klopných momentů jeřábu, neboť tento jeřáb bude umístěn na okraji plnicího vozu koksárenské baterie. Z toho vyplývá snaha umístit co nejvíce strojních součástí mechanismu pojezdu a zdvihu co nejbliže hlavnímu sloupu jeřábu.
- Maximálně snížit namáhání výložníku jeřábu (minimalizace zatížení způsobeného umístěním strojních součástí pojezdu a zdvihu na kočce jeřábu).



Obr. 1 Varianta řešení sloupového jeřábu



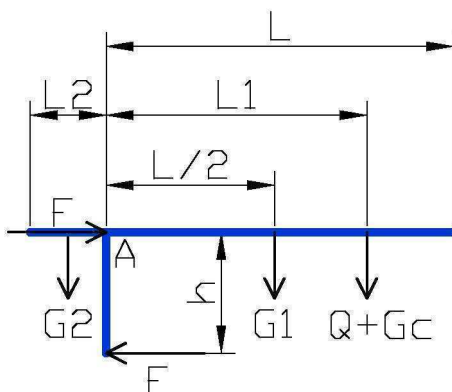
3.2 POPIS NAVRHNUTÉ VARIANTY ŘEŠENÍ

Tato koncepce je odlišná oproti klasickým sloupovým jeřábům pouze v řešení mechanismu pojezdu a zdvihu. Zdvih je zde realizován pomocí lanového převodu, kde lano, které je navíjeno na buben umístěný na výložníku nad hlavním sloupem jeřábu, je vedeno skrze vodící kladky a kladnici a je připevněno zpět na začátku výložníku. Mechanismus pojezdu je zde zajištěn řetězovým převodem. Podrobně je mechanismus zdvihu popsán v kap.6 a mechanismus pojezdu v kap. 7.



4 NÁVRH HLAVNÍCH ČÁSTÍ OCELOVÉ KONSTRUKCE JEŘÁBU

Únosnost sloupového jeřábu je počítána dle zadaných parametrů podle [1]. Hlavní prvky ocelové konstrukce vychází z výpočtu ohybových momentů působících na konstrukci a z nich navržených minimálních průřezových charakteristik. Výpočet byl zjednodušen na posouzení ohybových momentů působících na samotný výložník v místě A dle obr. 2. Dalším zjednodušujícím předpokladem je, že stejný ohybový moment, který působí na opěrný svařovaný nosník o výšce h , působí také na hlavní sloup. Ve výpočtu bylo uvažováno zatížení vlastní tíhou a břemenem. Navrhované profily jsou počítány vzhledem k návrhové pevnosti viz 4.1.2.



Obr. 2 Schéma zatížení výložníku

4.1 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH PROFILŮ

4.1.1 TYPY ZATÍŽENÍ

Ve výpočtech budou uvažovány tyto typy součinitelů zatížení zjištěných dle [1].

STÁLÁ ZATÍŽENÍ

Součinitel zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu

$$\gamma_g = 1,1$$

NAHODILÁ ZATÍŽENÍ

Součinitel zatížení od jmenovitého břemene

$$\gamma_{lo} = 1,2$$



Dynamický součinitel od svislých setrvačných sil

Pro zdvihovou třídu H2 dle [1] a maximální zdvihovou rychlost $v_z = 1,333 \cdot 10^{-1} \text{ m.s}^{-1}$ platí:

$$\gamma_h = 1,15 + 0,15v_z = 1,15 + 0,15 \cdot 1,333 \cdot 10^{-1} = 1,17 \quad (4.1)$$

Dynamický součinitel pojezdový

$$\gamma_t = 1,1$$

4.1.2 NÁVRHOVÁ PEVNOST

Většina zvolených profilů a strojních součástí bude vyrobena z oceli S355 NL.

Parametry **Oceli S355 NL** pro tloušťky profilů do 40 mm jsou dle [24]:

Mez kluzu	$R_e = 345 \text{ MPa}$
Mez pevnosti	$R_m = 470\text{-}630 \text{ MPa}$
Nárazová práce	$KV = 27 \text{ J}$ při -50°C

Výpočet je proveden dle [2].

$$f_{yd} \leq \frac{R_e}{\gamma_M k} \quad (4.2)$$

$$f_{yd} \leq \frac{345}{1,15 \cdot 2}$$

$$f_{yd} \leq 150 \text{ MPa}$$

kde:

R_e MPa je mez kluzu materiálu

γ_M -dílní součinitel spolehlivosti materiálu určen dle [2]

k -požadovaná bezpečnost

Návrhovou pevnost volím $f_{yd} = 150 \text{ MPa}$.

4.1.3 VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU PŮSOBÍCÍHO NA VÝLOŽNÍK V MÍSTĚ A

$$M_o = (G_1 \frac{L}{2} + G_c L_1 - G_2 \frac{L_2}{2}) \gamma_g \gamma_t \gamma_h g + Q L_1 \gamma_g \gamma_h \gamma_{lo} g \quad (4.3)$$



$$M_o = \left(450 \cdot \frac{3,8}{2} + 200 \cdot 2,5 - 50 \cdot \frac{0,35}{2} \right) 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,17 \cdot 9,81 + 3200 \cdot 2,5 \cdot 1,1 \cdot 1,17 \cdot 1,2 \cdot 9,81$$

$$M_o = 140 \cdot 10^3 \text{ N.m}$$

kde:

G_1 kg je předpokládaná hmotnost vlastní konstrukce na délce L

G_2 kg -předpokládaná hmotnost vlastní konstrukce na délce L_2

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene

G_c kg -celková předpokládaná hmotnost pojezdového vozíku a kladnice $G_c = 200 \text{ kg}$

L m -předpokládaná délka výložníku viz obr. 2.

L_1 m -předpokládaná délka výložníku viz obr. 2.

L_2 m -předpokládaná délka výložníku viz obr. 2.

$\gamma_{lo}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$ -součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1

4.1.4 VÝPOČET DVOJICE SIL F PŮSOBÍCÍ NA SLOUP

$$F = \frac{M_o}{h} = \frac{140 \cdot 10^3}{1,1} = 127,3 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (4.4)$$

kde:

h m je předpokládaná výška svařovaného nosníku otoče viz obr. 2

M_0 N.m -ohybový moment působící na výložník a sloup viz rovnice (4.3)

4.1.5 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH HODNOT PRŮŘEZOVÝCH CHARAKTERISTIK

$$W_0 = \frac{M_0}{\sigma_{dov}} = \frac{140 \cdot 10^3}{150 \cdot 10^6} = 9,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (4.5)$$

kde:

W_0 m³ je průřezový modul v ohybu

σ_{dov} Pa -maximální dovolené napětí-volím rovno návrhové pevnosti f_{yd} dle kap. 4.1.2

M_0 N.m -ohybový moment působící na výložník a sloup dle rovnice (4.3)



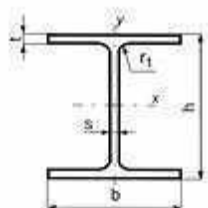
4.1.6 VOLBA JEDNOTLIVÝCH PROFILŮ

Na výložník volím 2 válcované profily HEB200 o $W_0 = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, dále válcovaný profil U200 o $W_0 = 2,28 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ sloužící k propojení předchozích profilů a jako opěrný profil otoče svařovaný nosník o daných průřezových charakteristikách, které jsou uvedeny níže. Na sloup volím TR530x6 o $W_0 = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Profil HEB300 uvedený v této kapitole slouží k výpočtu prutového modelu viz kap. 5.4, kde pro zjednodušení nahrazuje budoucí svařovaný nosník.

Profil HEB200

Parametry profilu HEB200 dle [8].

Šířka příruby	$b = 200 \text{ mm}$
Výška průřezu	$h = 200 \text{ mm}$
Tloušťka příruby	$t = 15,0 \text{ mm}$
Tloušťka stojiny	$s = 9,0 \text{ mm}$
Plocha průřezu	$F = 7,81 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
Hmotnost	$G = 61,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Plocha povrchu	$U = 1,15 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	$I_x = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	$I_y = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$
Průřezový modul k ose ohybu x	$W_x = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
Průřezový modul k ose ohybu y	$W_y = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$



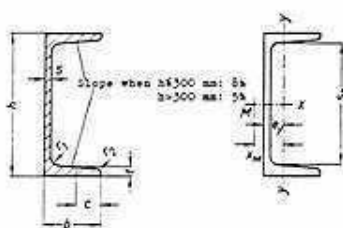
Obr. 3 Profil HEB200 [8]



Profil U200

Parametry profilu U200 dle [8].

Šířka průřezu	$b = 75 \text{ mm}$
Výška průřezu	$h = 200 \text{ mm}$
Tloušťka stojiny	$s = 8,5 \text{ mm}$
Tloušťka příruby	$t = 11,5 \text{ mm}$
Plocha průřezu	$F = 3,22 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$
Plocha povrchu	$U = 0,661 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$
Hmotnost	$G = 25,30 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	$I_x = 1,91 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	$I_y = 1,48 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$
Průřezový modul k ose ohybu x	$W_x = 1,91 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
Průřezový modul k ose ohybu y	$W_y = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

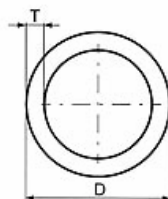


Obr. 4 Profil U200 [8]

Trubka TR530x6

Parametry trubky TR530x6 dle [8].

Průměr trubky	$D = 530 \text{ mm}$
Světlost stěny	$T = 6 \text{ mm}$
Průřezový modul v ohybu	$W_o = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$



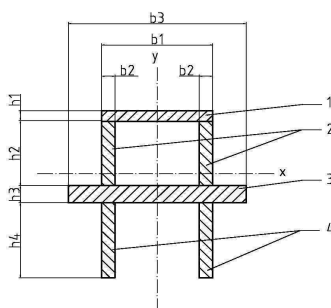
Obr. 5 Profil TR530x6 [8]



Svařovaný opěrný nosník otoče

Uvedené údaje jsou stanoveny pro místo napojení svařovaného nosníku na výložník. Průřezové moduly byly stanoveny výpočtem pro tyto parametry v tomto místě.

Výška průřezu 1	$h_1 = 10 \text{ mm}$
Výška průřezu 2	$h_2 = 240 \text{ mm}$
Výška průřezu 3	$h_3 = 16 \text{ mm}$
Výška průřezu 4	$h_4 = 250 \text{ mm}$
Šířka průřezu 1	$b_1 = 380 \text{ mm}$
Šířka průřezu 2 a 4	$b_2 = 12 \text{ mm}$
Šířka průřezu 3	$b_3 = 580 \text{ mm}$
Průřezový modul k ose ohybu x	$W_x = 2,65 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Průřezový modul k ose ohybu y	$W_y = 2,41 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$



Obr. 6 Schéma svařovaného nosníku otoče v místě napojení na výložník

Profil HEB300

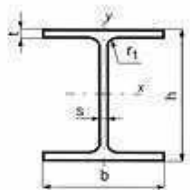
Parametry profilu HEB300 dle [8].

Šířka příruby	$b = 300 \text{ mm}$
Výška průřezu	$h = 300 \text{ mm}$
Tloušťka příruby	$t = 19,0 \text{ mm}$
Tloušťka stojiny	$s = 11,0 \text{ mm}$
Plocha průřezu	$F = 1,49 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$
Hmotnost	$G = 117 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Plocha povrchu	$U = 1,73 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-1}$
Moment setrvačnosti k ose ohybu x	$I_x = 2,517 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$
Moment setrvačnosti k ose ohybu y	$I_y = 8,56 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$
Průřezový modul k ose ohybu x	$W_x = 1,68 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$



Průřezový modul k ose ohybu y

$$W_y = 5,71 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$



Obr. 7 Profil HEB300 [8]

4.1.7 UPEVNĚNÍ PATKY SLOUPU

Patka sloupu bude tvořena tlustým plechem se žebry. Její připevnění k protikusu, který bude součástí plnicího vozu koksárenské baterie, bude realizováno pomocí šroubových spojů, které bude tvořeno 20 šrouby M30x3-8.8. Pro zjednodušení je uvažováno, že celkový klopný moment přenáší pouze jeden šroub, který je tak namáhán na prostý tah.

Pro tento šroub tedy platí:

Výpočet proveden dle [4].

$$\sigma = \frac{Fh}{D_r} = \frac{127,3 \cdot 10^3 \cdot 1100}{\frac{\pi}{4} d_s^2} = \frac{650}{\frac{\pi}{4} \cdot 26,319^2} = 396 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

kde:

- σ MPa je tahové napětí ve šroubu
- D_r mm -roztečný průměr šroubů
- d_s mm -malý průměr šroubu závitu M30x3-8.8 dle [5]
- F N - síla působící na sloup v silové dvojici viz rovnice (4.4)
- h mm - předpokládaná výška svařovaného nosníku otoče viz obr. 2

$$\sigma_D = 0,8R_e = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$\sigma_D \geq \sigma \quad (4.8)$$

$$512 \text{ MPa} \geq 396 \text{ MPa}$$

kde:

- σ_D MPa je maximální dovolené napětí dle rovnice (4.7)
- R_e MPa -mez kluzu materiálu šroubu dle [5]
- σ MPa -tahové napětí ve šroubu dle rovnice (4.6)



Zvolený šroubový spoj vyhovuje zadaným parametrům.



5 PEVNOSTNÍ KONTROLA HLAVNÍ KONSTRUKCE

Pevnostní analýza hlavní konstrukce byla provedena pomocí programu I-DEAS NX 11. V této analýze šlo zejména o zjištění výskytu maximálních napětí a přemístění a jejich hodnot. Jediné zobrazení přemístění je na obr. 24, jelikož je v tomto zatěžovacím stavu důležité pro srovnání maximálního průhybu výložníku dle [1]. V tomto programu bylo provedeno modelování, tvorba sítě, zadání okrajových podmínek, samotný výpočet a také vyhodnocení výsledků. Nejprve jsem provedl kontrolu navržených profilů pomocí prutového modelu. Dále jsem provedl pevnostní kontrolu skořepinového modelu. Pro veškeré operace v tomto programu bylo potřeba zavést různá zjednodušení která jsou popsána v kapitole 5.1.

5.1 ZJEDNODUŠUJÍCÍ PŘEDPOKLADY

Díky složitosti skutečné konstrukce a jejímu reálnému nahrazení v MKP programech bylo potřeba zavést v programu I-DEAS NX 11 při modelování a nahrazování okrajových podmínek různá zjednodušení popsána v následujících kapitolách 5.1.1 a 5.1.2.

5.1.1 ZJEDNODUŠUJÍCÍ PŘEDPOKLADY PRUTOVÉHO MODELU

V tomto modelu je nahrazen prutovým modelem pouze výložník, který je zatížen dvojicí sil v přibližném budoucím umístění kočky. Místo opěrného svařovaného nosníku otoče zde byly použity dva profily HEB300, který je popsán v kap. 4.1.6. Tyto profily mají menší průřezové charakteristiky než budoucí svařovaný nosník viz kap. 4.1.6. Z hlediska pevnostní kontroly prutového modelu je tedy lze použít. Dalším zjednodušujícím předpokladem je, že je tento model modelován pouze do místa napojení na sloup. Toto zjednodušení vyplývá z předběžné neznalosti budoucích přesných rozměrů konstrukce.

5.1.2 ZJEDNODUŠUJÍCÍ PŘEDPOKLADY MODELU SLOUPU A VYLOŽNÍKU

Hlavním zjednodušením při pevnostní analýze výložníku a sloupu bylo použití skořepinového modelu – Thin shell. Tento druh jsem upřednostnil oproti přesnějšímu objemovému modelu – Solid shell jednak z důvodu podstatně kratších výpočtových časů (menší hardwarové nároky), a také z důvodu, že celá konstrukce výložníku a sloupu je tvořena převážně z tenkostěných profilů a plechů, díky čemuž lze zajistit téměř shodné výsledky jako u modelování objemového. Tento model byl vytvořen pomocí střednicových ploch profilů, kterým byly přiřazeny dané virtuální tloušťky sítě. Výložník a sloup jsou řešeny zvlášť, přičemž jejich vzájemné působení je nahrazeno okrajovými podmínkami popsány v kapitole 5.2. Dalším zjednodušením je řešení šroubových spojů, jejichž modelování i ekvivalentní náhrada jsou v MKP programech značně složité a navíc z hlediska zadání nejsou podstatou této práce. Proto jsou tyto spoje nahrazeny náhradami viz kap. 5.2.2. V modelování je uvažována pouze hlavní ocelová konstrukce jeřábu. Veškeré strojní součásti, jako jsou



ložiska, čepy atd., jsou zde nahrazeny pomocnými vazbami a okrajovými podmínkami popsány v kapitole 5.2.

5.2 ŘEŠENÍ POMOCÍ PROGRAMU I-DEAS NX 11

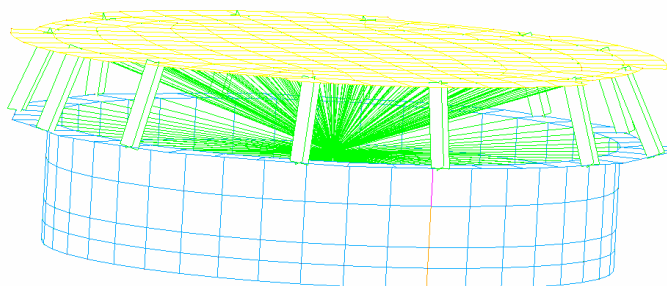
5.2.1 SÍŤ MODELU

Síť modelu byla zvolena dle zkušeností vedoucího diplomové práce, přičemž na výložník byla použita velikost prvku 10 a na model sloupu 20. Většina střednicových ploch byla vysítována mapovaně, kdy volná síť byla použita pouze na tvarově složité plochy jako žebra patky sloupu, plochy s dírami, kruhové plochy a některé plochy svařovaného opěrného nosníku otoče sloupu.

5.2.2 POPIS NÁHRAD

NAHRAZENÍ LOŽISKA OTOČE

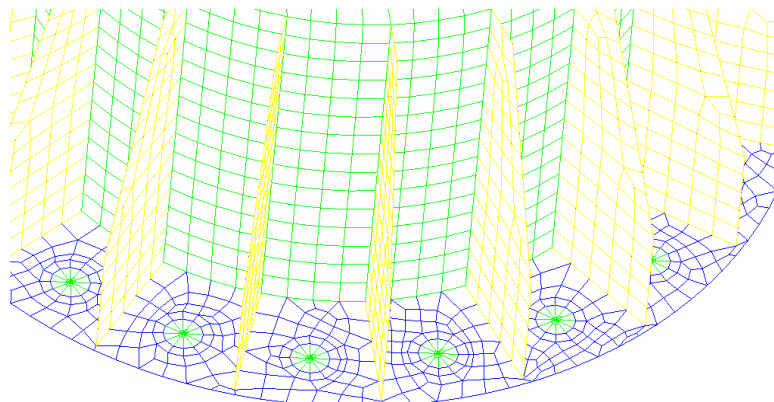
Ložisko otoče bylo ve skořepinovém modelu nahrazeno svedením RBE3 prvku Constraint do přibližného středového bodu ložiska ze všech vnitřních ploch příruby ložiska viz obr. 8.



Obr. 8 Nahrazení ložiska otoče se šroubovými spoji

NAHRAZENÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

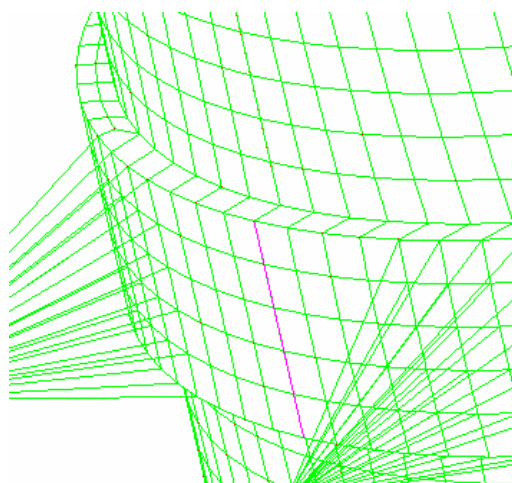
Nahrazení šroubových spojů bylo v modelu provedeno dvěma způsoby. V místech šroubových spojů příruby hlavního ložiska otoče byla náhrada provedena pomocí dokonale tuhých prvků Rigid v přibližných místech umístění šroubů viz obr. 8. Na patce sloupu je šroubový spoj nahrazen svedením sítě kolem díry do jejího středového bodu pomocí RBE3 prvku Constraint viz obr. 9 a v tomto místě uchycením skrze okrajovou podmínku Displacement restraint dle kap. 5.2.3 viz obr. 14.



Obr. 9 Nahrazení šroubů na patce sloupu

NAHRAZENÍ SVAROVÝCH SPOJŮ

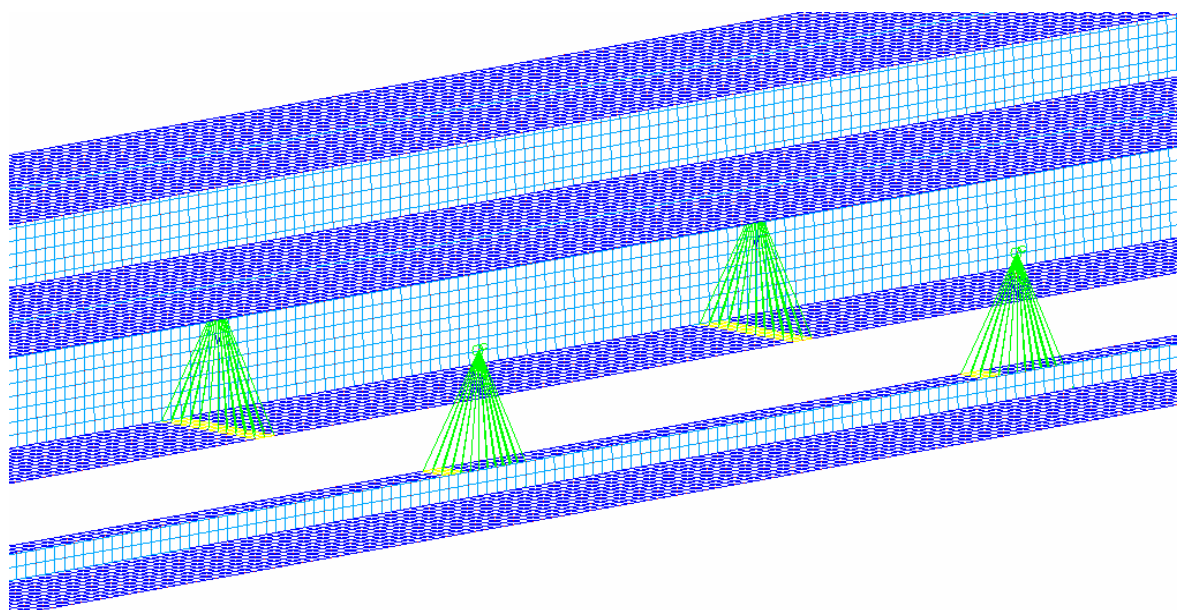
Svarové spoje byly v modelu nahrazeny sítí s přiřazenou tloušťkou, stejnou jakou má přivařovaný materiál. Střednice přivařovaného materiálu byla odsazena od prvku na který má být navařena tak, aby se sítě po přiřazení jejich tloušťek virtuálně dotýkaly viz obr. 10.



Obr. 10 Příklad nahrazení svarových spojů

NAHRAZENÍ SILOVÉHO PŮSOBENÍ KOČKY

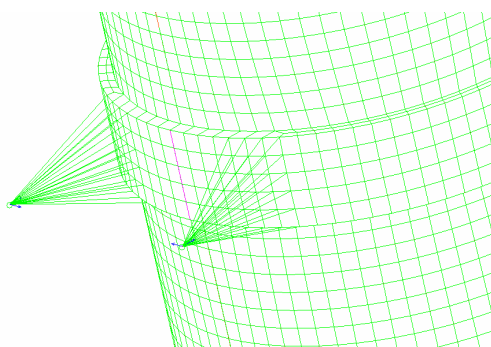
V tomto případě je působení pojezdových kol, které přenáší veškeré zatížení břemene, nahrazeno působením 4 sil skrze 4 RBE3 prvky Constraint na 4 malé plochy pásnice výložníkových profilů v přibližných místech umístění pojezdových kol viz obr. 11.



Obr. 11 Nahrazení silového působení kočky jeřábu

NAHRAZENÍ SILOVÉHO PŮSOBNÍ NA SLOUP

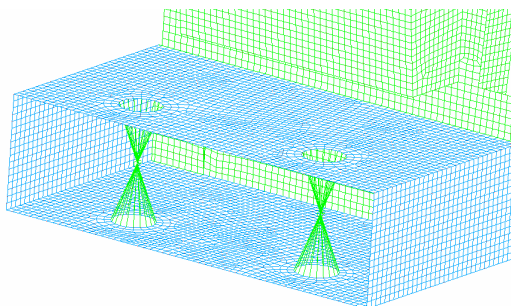
Silové působení je zde nahrazeno působením silové dvojice, přičemž jedna síla nahrazující působení výložníku na hlavní ložisko otoče je umístěna do RBE3 prvku Constraint nahrazující ložisko otoče viz obr. 8. Druhá síla silové dvojice je nahrazena rozložením na dvě síly působící směrem do středu sloupu, které by měly nahradit působení válečků otoče na sloup jeřábu. Tyto síly působí skrze prvky Constraint rozložené na malé plochy viz obr. 12.



Obr. 12 Nahrazení působení zatížení na sloup skrze válečky otoče

NAHRAZENÍ ČEPŮ OPĚRNÝCH VÁLEČKŮ OTOČE

Tyto čepy jsou nahrazeny RBE3 prvky Constraint, které jsou svedeny z okrajů děr pro tyto čepy do jejich středového bodu viz obr. 13.

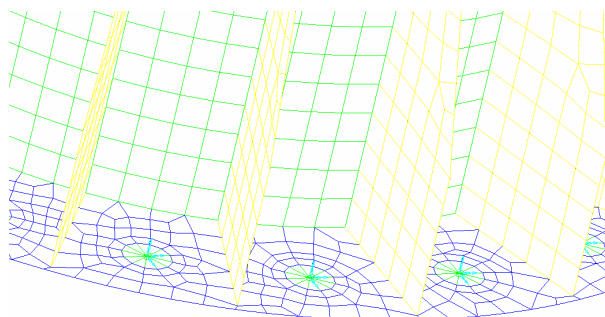


Obr. 13 Nahrazení čepů válečků otoče

5.2.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

NAHRAZENÍ UCHYCENÍ PATKY SLOUPU K PLNÍCÍMU VOZU

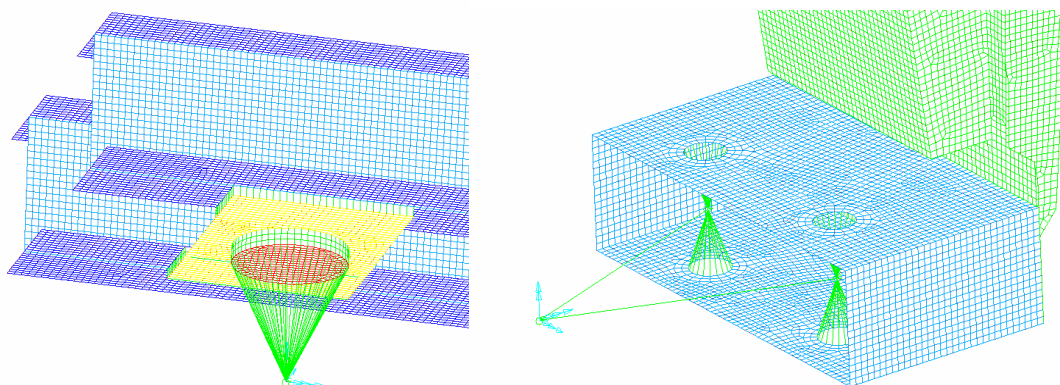
Šroubový spoj, kterým je přichycen sloupový jeřáb k protikusu navařenému na plnicí vůz koksárenské baterie, je nahrazen okrajovými podmínkami Displacement restraint omezenými ve všech směrech a natočeních viz obr. 14, které jsou umístěny v prvcích Constraint dle kap. 5.2.2.



Obr. 14 Nahrazení šroubového spoje patky sloupu

NAHRAZENÍ PŮSOBNÍ SLOUPU NA VÝLOŽNÍK

Uchycení výložníku ke sloupu v místech ložiska otoče je nahrazeno RBE3 prvkem Constraint, který je sveden do přibližného středového bodu ložiska, kde je omezen okrajovou podmínkou Displacement restraint. Tato okrajová podmínka má omezeny veškeré posuvy. Natočení je povoleno kolem osy Y a Z viz obr. 15, přičemž osa Y je totožná s osou sloupu a osa Z je kolmá na osu sloupu i výložníku. Další okrajovou podmínkou modelu výložníku je uchycení prvku Constraint, který je sveden na osu sloupu a je připojen k prvkům Constraint nahrazující čepy válečků otoče. V tomto místě je okrajová podmínka Displacement restraint povolující posuv pouze v ose Y a natočení kolem osy Y viz obr. 15.



Obr. 15 Nahrazení působení sloupu na výložník

5.3 ZATĚŽOVACÍ STAVY

5.3.1 1. STAV PRO MAXIMÁLNÍ DÉLKU VYLOŽENÍ - BŘEMENO JE V KLIDU

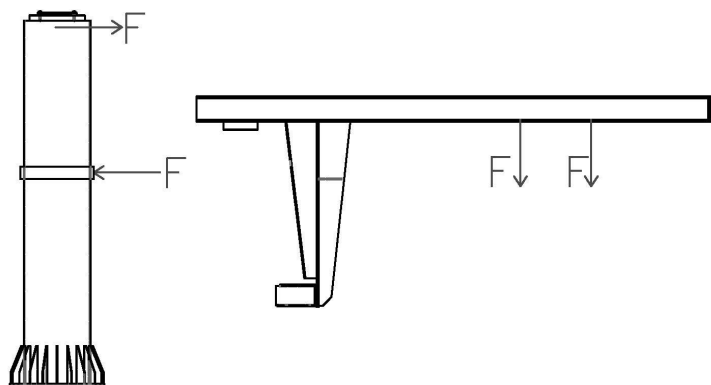
Zatížení výložníku je zde uvažováno jako silové působení vlastní tíhy konstrukce, dále jako tíhové působení jmenovitého břemene 3 200 kg a předpokládané hmotnosti kladnice a kočky 200 kg v délce vyložení 2 500 mm. Síly působící na sloup jsou vypočteny dle rovnice (4.4). V této rovnici však nejsou zahrnuty součinitele zatížení dle kap. 4.1.1. Tato síla ze silové dvojice je rovna 81 202 N.

5.3.2 2. STAV PRO MAXIMÁLNÍ DÉLKU VYLOŽENÍ PŘI ROZBĚHU ZDVIHU BŘEMENE

Rychlost zvedání není vysoká a díky použití frekvenčního měniče doba rozjezdu dosahuje přibližně 1,5 s. Z těchto parametrů vyplývá, že zrychlení zvedajícího se břemene je téměř zanedbatelné. Proto jsem zrychlení zatěžující výložník při rozběhu zdvihu břemene nahradil působením tíhy od jmenovitého břemene 3 200 kg a hmotnosti kladnice a kočky 200kg při použití součinitelů zatížení dle kap. 4.1.1. Velikost dvojice sil působících na sloup je zvolena dle rovnice (4.4).

5.3.3 PŮSOBNÍ SIL NA KONSTRUKCI

Silové působení popsané v kapitolách 5.2.2, 5.3.1 a 5.3.2 je realizováno dle obr. 16.

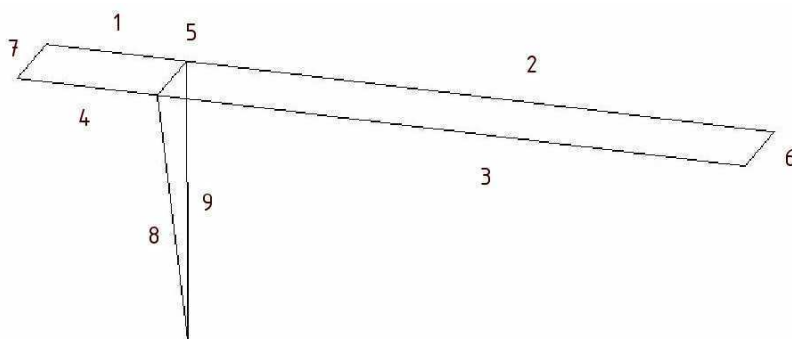


Obr. 16 Schéma působení sil na konstrukci

5.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PRUTOVÉHO MODELU – VÝSLEDNÉ VÝPOČTY

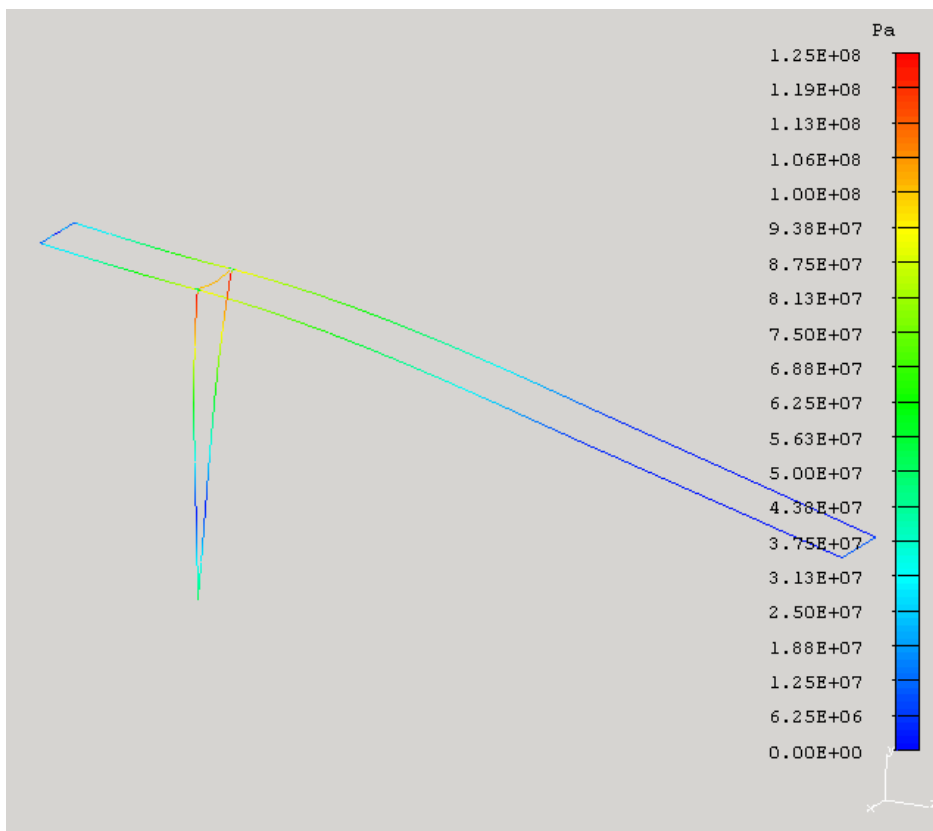
Na prutový model byly použity profily viz kap. 4.1.6. Pruty jsou očíslovány dle obr. 17.

Výložník	HEB200 – pruty 1, 2, 3, 4, 5
Spojení konců výložníkových profilů	U200 – pruty 6, 7
Opěrný nosník otoče	HEB300 – pruty 8, 9



Obr. 17 Schéma prutového předpokladu

Tento model byl zatížen silou $F = 51,2 \text{ kN}$, která byla rozložena do čtyř bodů výložníku v přibližných místech budoucího umístění pojezdových kol kočky při maximálním vyložení. Tato síla byla vypočtena ze zatížení od jmenovitého břemene $Q = 3\,200 \text{ kg}$ a předběžné hodnoty hmotnosti kladnice a kočky $G_c = 200 \text{ kg}$. Ve výpočtu byly uvažovány součinitele zatížení viz kap. 4.1.1.



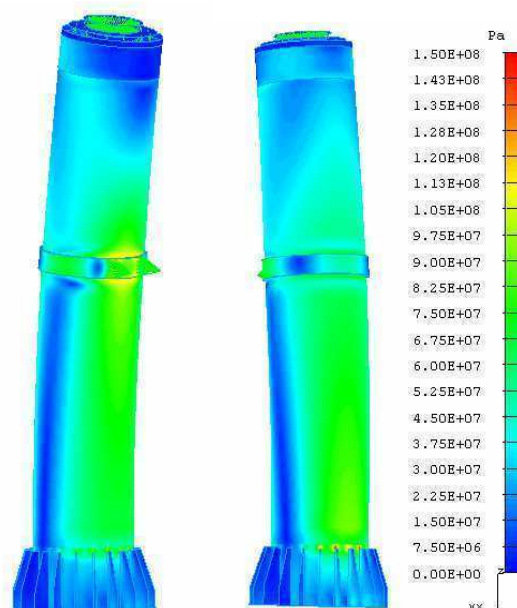
Obr. 18 Prutový model výložníku, HMH, 0-125 MPa

Z obr. 18 je patrné, že k největšímu namáhání dochází v místech napojení opěrného svařovaného nosníku a výložníku. Toto napětí však nepřesáhne hodnotu 125 MPa, což je menší napětí než zvolená návrhová pevnost dle kap. 4.1.2. Z hlediska prutového předpokladu, který slouží k předběžné kontrole, zvolené profily vyhovují.

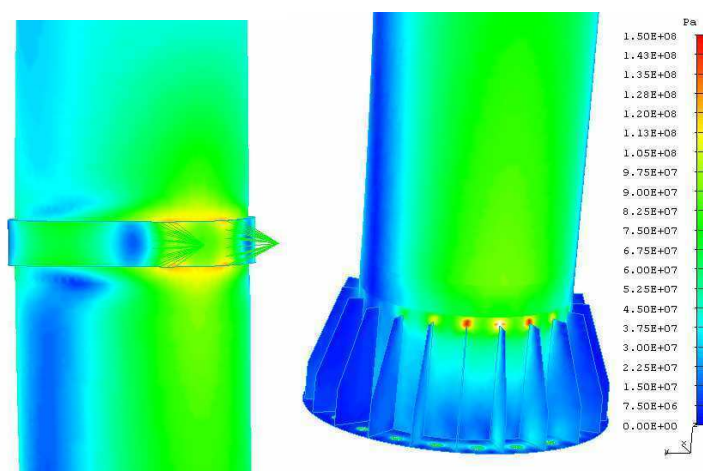
5.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA SKOŘEPINOVÉHO MODELU – VÝSLEDNÉ VÝPOČTY

5.5.1 SKOŘEPINOVÝ MODEL SLOUPU 1. ZATĚŽOVACÍ STAV

Popis následujících obrázků - Následující obr. 19 a 20 jsou výsledkem 1. zatěžovacího stavu sloupu viz kap. 5.3.1 analýzou HMH. Rozbor výsledků je pro zobrazení barevného spektra od 0 do 150MPa, přičemž veškeré napětí přesahující tuto hodnotu se zobrazuje na modelu bílou barvou. Model je vyobrazen v deformovaném stavu, kde deformace jsou 50x zvětšeny, přičemž je viditelná vrchní část skořepiny, která v tomto případě dosáhla horších výsledků.



Obr. 19 Průběh napětí na sloupu analýzou HMH, 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-150 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



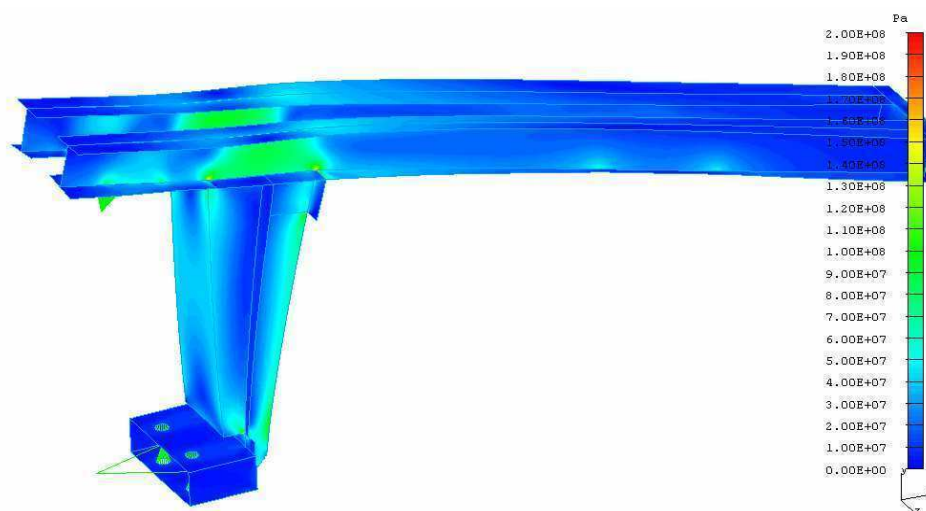
Obr. 20 Průběh napětí na kritických místech sloupu analýzou HMH, 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-150 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny

Jak je patrné z obr. 19 a 20 největší namáhání sloupu je v místech napojení žebér patky sloupu a na obruči otoče. Na celém zbytku sloupu napětí nepřesáhne hodnotu 100 MPa, což je menší hodnota než návrhová pevnost viz kap. 4.1.2. Z tohoto hlediska skořepinový model potvrzuje správnost výpočtů navržené konstrukce. Jak jsem již uvedl jsou zde patrná dvě kritická místa. Na obruči otoče dosahuje maximální napětí hodnot okolo 120 MPa. Toto je dáno nedokonalým nahrazením kontaktu opěrných válečků a svarového spoje. Dalším kritickým místem je napojení žebér patky na sloup. To je dáno vrubovým napětím při přechodu ze silnějšího materiálu na tenčí. V těchto místech dosahují špičky napětí 160 MPa, což je z hlediska zvoleného materiálu nepodstatné zvýšení oproti návrhové pevnosti. Největší přemístění je na vrcholu tohoto sloupu a dosahuje 5,5 mm.

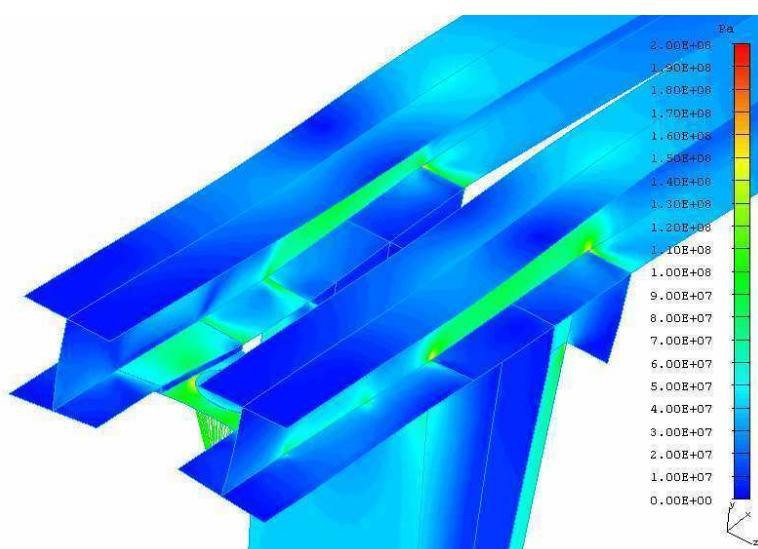


5.5.2 SKOŘEPINOVÝ MODEL VÝLOŽNÍKU 1. ZATĚŽOVACÍ STAV

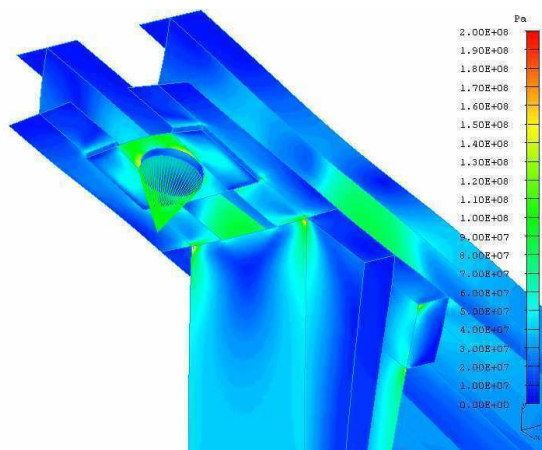
Popis následujících obrázků - Obrázky 21, 22 a 23 jsou výsledkem 1. zatěžovacího stavu výložníku viz kap. 5.3.1 analýzou HMM. Rozbor výsledků je pro zobrazení barevného spektra od 0 do 200 MPa, přičemž veškeré napětí přesahující tuto hodnotu zobrazuje na modelu bílá barva. Model je vyobrazen v deformovaném stavu, kde deformace jsou 50x zvětšeny, přičemž je na obr. 21 a 22 viditelná vrchní část skořepiny, která ve zobrazených místech dosáhla horších výsledků. Ze stejných důvodů je na obr. 23 vyobrazena spodní část. Na obr. 24 je zobrazeno přemístění jednotlivých bodů výložníku. Zde jsou přetvoření 30x zvětšeny.



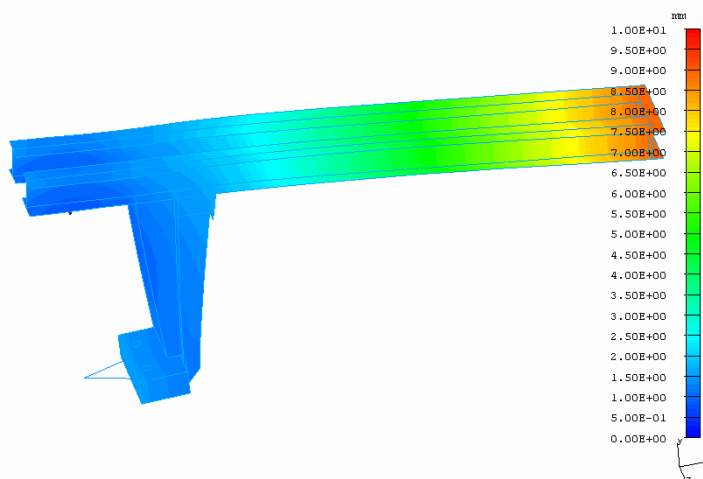
Obr. 21 Průběh napětí na výložníku analýzou HMM, 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



Obr.22 Průběh napětí na kritických místech výložníku analýzou HMM, 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



Obr. 23 Průběh napětí na kritických místech výložníku analýzou HMH, 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná spodní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



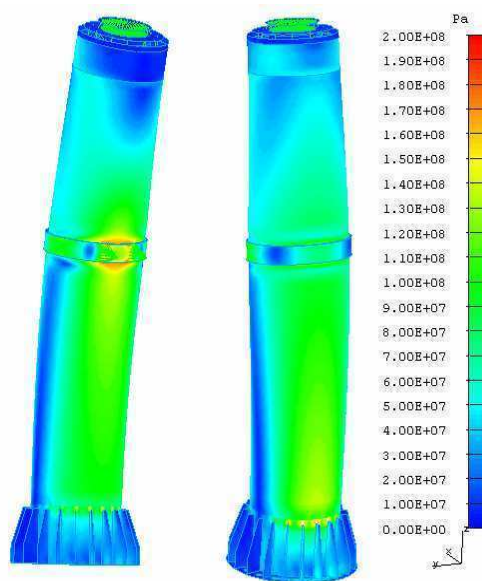
Obr. 24 Zobrazení přemístění na výložníku 1. zatěžovací stav, zobrazení 0-10 mm, přetvoření 30x zvětšeny

Na obr. 21 je možné vidět celkově deformovaný model na kterém je pozorovatelné, že maximální napětí na většině konstrukce dosahuje 110 MPa. Podrobnější zobrazení kritických míst je na obr. 22 a 23. Jak je patrné z těchto obrázků, největší namáhání výložníku je v místech svaření opěrného svařovaného nosníku otoče a samotného výložníku, kde dochází k napojení slabšího materiálu na silnější a dochází tak ke vzniku vrubového napětí. Toto napětí sice dosahuje až 250 MPa, avšak z hlediska zvoleného materiálu, jeho dimenzování a také z pohledu, že se jedná o vrubové napětí rozloženo na velmi malé ploše, lze tyto špičky brát za bezpečné. Dalším kritickým místem je plech, na který je navařen prvek, který bude dále sloužit k uchycení prvků sloužících k otáčení jeřábu. V tomto místě dosahuje model kritických špiček napětí 170 MPa z důvodů nedokonalého nahrazení reálného napojení (především svarů) výložníku na další prvky pomocí okrajových podmínek. V případě reálné konstrukce, svarových spojů a reálném napojení strojních součástí, budou tato maximální napětí nižší díky lepšímu rozložení na větší část konstrukce. Největší přemístění dosahuje 9,5 mm na konci výložníku jak je patrné z obr. 24. V místě umístění kočky dosahuje toto přemístění zhruba 5 mm, což je dle [1] maximální možný průhyb výložníku. Na průhyb tedy zvolená konstrukce vyhovuje.

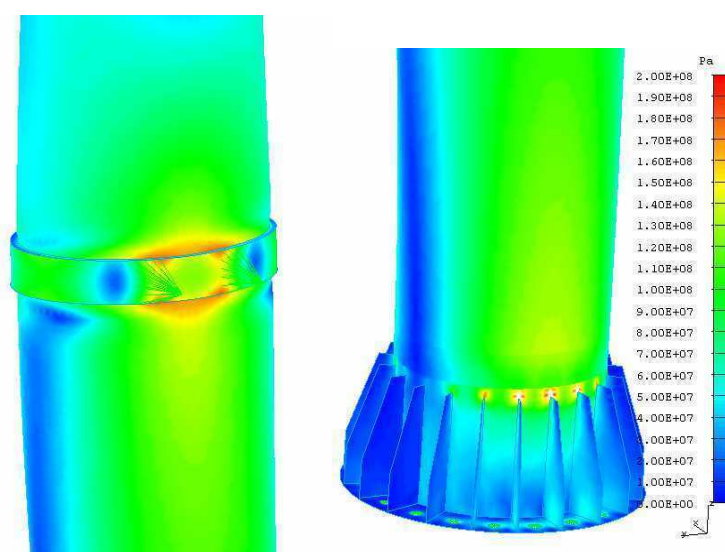


5.5.3 SKOŘEPINOVÝ MODEL SLOUPU 2. ZATĚŽOVACÍ STAV

Popis následujících obrázků - Obrázky 25 a 26 jsou výsledkem pevnostní analýzy 2. zatěžovacího stavu sloupu dle kap.5.3.1 metodou HMM. Rozbor výsledků je pro zobrazení barevného spektra od 0 do 200 MPa, přičemž veškeré napětí přesahující tuto hodnotu zobrazuje na modelu bílá barva. Model je vyobrazen v deformovaném stavu, kde deformace jsou 50 x zvětšeny, přičemž je viditelná vrchní část skořepiny, která v této analýze dosáhla horších výsledků.



Obr. 25 Průběh napětí na sloupu analýzou HMM, 2. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



Obr. 26 Průběh napětí na kritických místech sloupu analýzou HMM, 2. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 50x zvětšeny



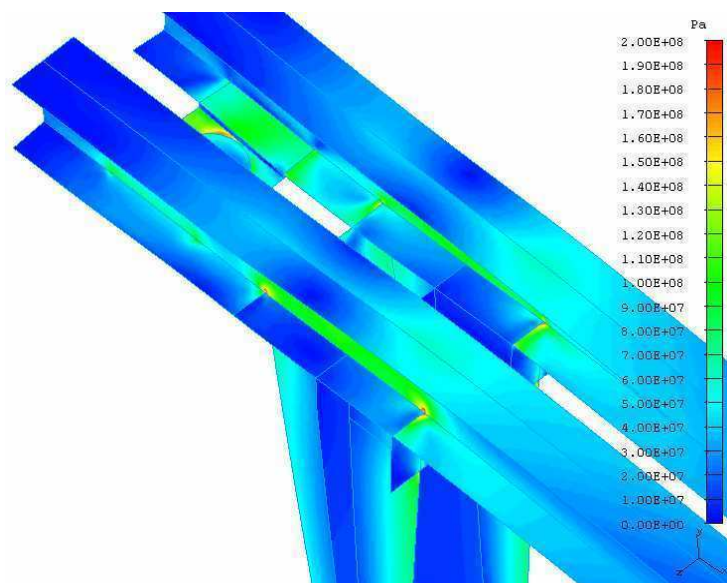
Podobně jako v kap. 5.5.1 i zde dochází k největšímu namáhání sloupu ve stejných kritických místech, a sice na obruči otoče v místě působení opěrných válečků a v napojení žebek patky sloupu. Z hlediska celkové konstrukce, s výjimkou těchto kritických míst, maximální napětí na sloupu dosahuje přibližně 130 MPa, což je i při 2 zátěžovém stavu, při kterém by konstrukce měla být více namáhána, stále menší hodnota než požadovaná návrhová pevnost dle kap. 4.1.2. Ve dvou zde již zmiňovaných kritických místech vznikají napětěvé špičky ze stejných důvodů jako v kap. 5.5.1. Tyto špičky dosahují na obruči 190 MPa a na žebrech patky až 240 MPa. Vezmeme-li v potaz zvolený materiál, jeho dimenzování, že se jedná o napětěvé špičky dané nedokonalým nahrazením (především svarových a tlakových) spojů a hlavně, že tento stav trvá přibližně pár sekund, lze zvolenou konstrukci stále označit za dostačující. Největší přemístění je zde na vrcholu sloupu a je rovno přibližně 8 mm.

5.5.4 SKOŘEPINOVÝ MODEL VÝLOŽNÍKU 2. ZATĚŽOVACÍ STAV

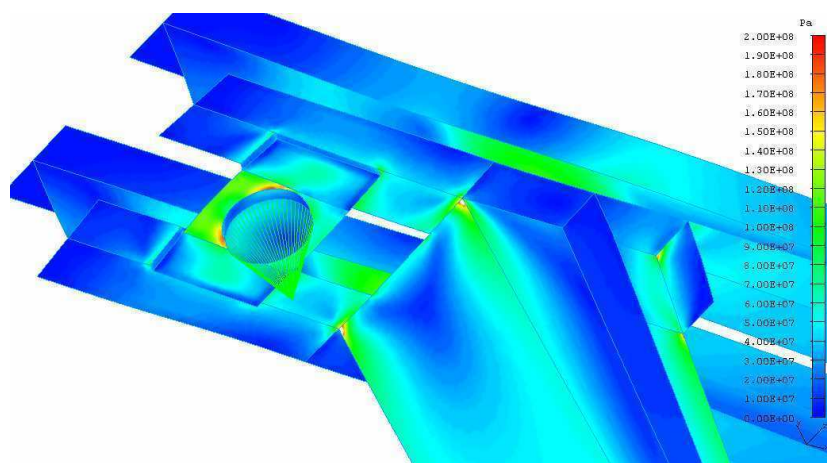
Popis následujících obrázků - Následující obrázky 27, 28 a 29 jsou výsledkem pevnostní analýzy 2. zatěžovacího stavu výložníku viz kap. 5.3.2. Rozbor výsledků je pro zobrazení barevného spektra od 0 do 200 MPa, přičemž veškeré napětí přesahující tuto hodnotu je zobrazeno na modelu bílou barvou. Model je vyobrazen v deformovaném stavu, kde deformace jsou 30 x zvětšeny, přičemž je na obr. 27 a 28 viditelná vrchní část skořepiny, která ve zobrazených místech dosáhla horších výsledků. Na obr. 29 je z těchto důvodů zobrazena spodní část skořepiny.



Obr. 27 Průběh napětí na výložníku analýzou HMM, 2. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 30x zvětšeny



Obr. 28 Průběh napětí na kritických místech výložníku analýzou HMH, 2. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná vrchní část skořepiny, deformace 30x zvětšeny



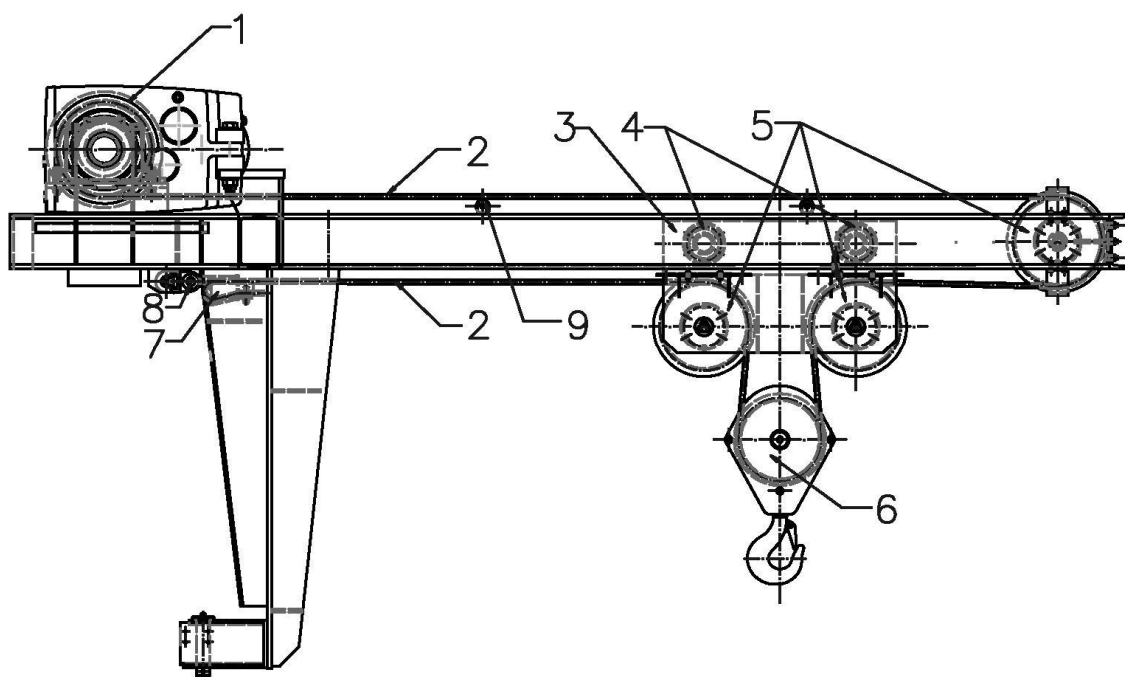
Obr. 29 Průběh napětí na kritických místech výložníku analýzou HMH, 2. zatěžovací stav, zobrazení 0-200 MPa, viditelná spodní část skořepiny, deformace 30x zvětšeny

Obdobně jako v kap. 5.5.2 i zde jsou stejně umístěná kritická místa, kde dochází k největšímu namáhání. Jedná se o místo napojení opěrného svařovaného nosníku otoče se samotným výložníkem a místo napojení na hlavní ložisko otoče. Z hlediska celkové konstrukce, s výjimkou těchto kritických míst, maximální napětí na sloupu dosahuje přibližně ke 135 MPa, což je při tomto horším zatěžovacím stavu stále menší hodnota než požadovaná návrhová pevnost dle kap. 4.1.2. Ve dvou zde již zmiňovaných kritických místech vznikají napěťové špičky ze stejných důvodů jako v kap. 5.5.2. Tyto špičky dosahují hodnot v obou místech až ke 290 MPa. Vezmeme-li však opět v potaz zvolený materiál, jeho dimenzování, krátkou dobu trvání tohoto zatěžovacího stavu a hlavně mírnou odlišnost výsledků od napětí na reálné konstrukci v těchto kritických místech, díky nedokonalosti nahrazení zejména svarových spojů, lze tuto konstrukci stále považovat za bezpečnou. Maximální přemístění je zde na konci výložníku a dosahuje 14 mm.



6 MECHANISMUS ZDVIHU

Zdvih sloupového jeřábu bude realizován následujícím mechanismem. Lanový buben s převodovkou, elektromotorem a brzdou budou umístěny na výložníku nad sloupem jeřábu, aby došlo k minimalizaci zatížení výložníku. Lanový buben bude navíjet jedno lano jdoucí skrze vodící kladku umístěnou na konci výložníku, dále pak přes dvě další vodící kladky připevněné k pojezdovému vozíku a mezi nimi podvěšenou vyrovnávací kladkou kladnice s hákem. Konec lana je zaklínován v klínové svorce a uchycen k tenzometrickému čepu umístěnému na začátku výložníku u sloupu. Tento tenzometrický čep slouží ke kontrole přetížení jeřábu. Celý mechanismus zdvihu je znázorněn na obr. 30.



Obr. 30 Mechanismus zdvihu jeřábu

Popis obr. 30 Mechanismus zdvihu jeřábu:

- 1- Lanový buben
- 2- Lano
- 3- Kočka jeřábu
- 4- Pojezdová kola kočky
- 5- Vodící kladky
- 6- Kladnice s hákem
- 7- Zaklínování lana v klínové svorce
- 8- Uchycení k tenzometrickému čepu
- 9- Vodítko vrchní větve lana



6.1 VÝPOČET LANA

6.1.1 NÁVRH LANOVÉHO PŘEVODU

Návrh proveden dle [6].

$$i_k = n = 2 \quad (6.1)$$

kde:

n je počet nosných průřezů lana jedné nosné větve

6.1.2 ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

Určeno dle [7] tab. III.

$$\eta_k = 0,97 \quad (6.2)$$

6.1.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ F SVISLÉHO LANA

Výpočet proveden dle [7].

$$F = \frac{Q+G}{zn} \cdot \frac{g}{\eta_k} = \frac{3200+100}{1 \cdot 2} \cdot \frac{9,81}{0,97} = 16,7 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (6.3)$$

kde:

Q kg je hmotnost normovaného břemena

G kg -předpokládaná hmotnost stálého břemena zatěžující lano G= 100 kg

z -počet větví lanového převodu z= 1

n -počet nosných průřezů lana v jedné větvi n= 2

g m.s⁻² -tíhové zrychlení

η_k -účinnost lanového převodu viz rovnice (6.2)

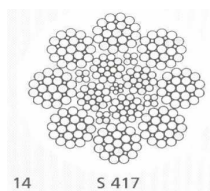


6.1.4 VOLBA LANA

Volím lano DIEPA S 417 z katalogu firmy Pavlínek [9] o průřezu 16 mm s minimální únosností 207 kN pro pevnost drátku 1770 MPa. Výrobce těchto lan garantuje použití tohoto lana až do -50°C .

Lano DIEPA S 417 dle [9].

Minimální únosnost lana	$P_{\min} = 207 \text{ kN}$
Průměr lana	$d = 16 \text{ mm}$
Pevnost drátků	$R_{\text{md}} = 1770 \text{ MPa}$
Celkový počet drátů	310
Počet drátů ve vnějších pramenech	152



Obr. 31 Lano DIEPA S 417 [9]

6.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO DOVOLENÉHO ZATÍŽENÍ LANA

Výpočet proveden dle [7].

$$F_{\text{dov}} = \frac{P_{\min}}{k_1} \geq F \quad (6.4)$$

$$F_{\text{dov}} = \frac{207}{6,8} = 30,4 \text{ kN}$$

$$F_{\text{dov}} \geq F$$

$$30,4 \text{ kN} \geq 16,7 \text{ kN}$$

kde:

P_{\min} kN je minimální únosnost lana viz kap. 6.1.4

F kN - zatížení svislého lana dle rovnice(6.3)

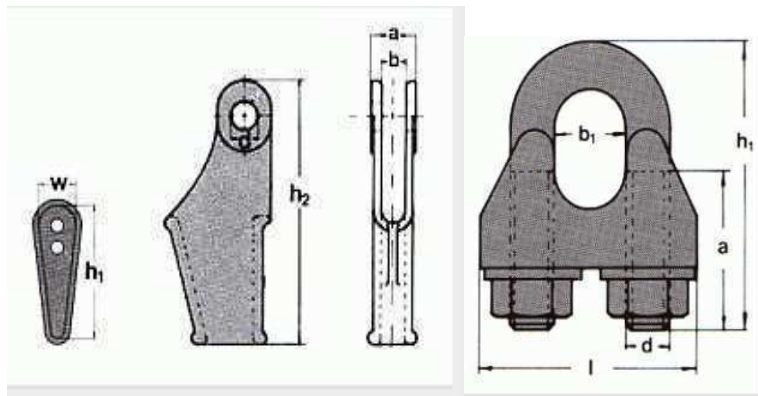
k_1 - požadovaná bezpečnost lana určena dle [7]

Zvolené lano vyhovuje pevnostní podmínce.



6.2.1 VOLBA KLÍNOVÉ A LANOVÉ SVORKY

K ukotvení lana k tenzometrickému čepu volím klínovou svorku od firmy Pavlínek [10] určenou pro ocelová lana o průměru 16 mm a bez teplotního omezení dle EN 411-6 katalogového čísla 221805001617. Tato klínová svorka má minimální nosnost 5500 kg. K sesvorkování volného konce lana použiji 3 lanové svorky firmy Pavlínek podle [10] dle DIN 1142 katalogového čísla 221200000016 určené pro lano o velikosti 16 mm.



Obr. 32 Klínová a lanová svorka firmy Pavlínek [10]

6.2.2 VOLBA TENZOMETRICKÉHO ČEPU

Tenzometrický čep, ke kterému bude připevněn jeden konec lana jeřábu, sloužící ke kontrole přetížení jeřábu volím od firmy MAGTROL LB-LE 213/LB233. Maximální dovolené namáhání tohoto čepu je 20 kN. Statická přetížitelnost tohoto čepu je 150 %.



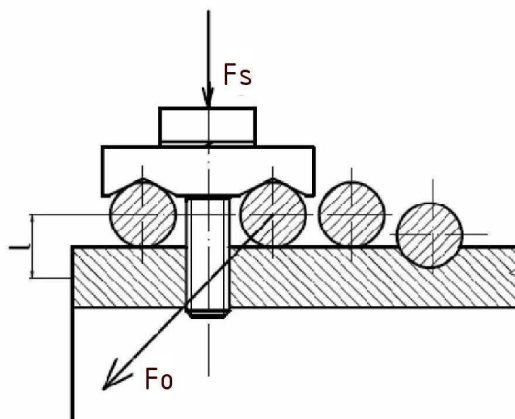
Obr. 33 Tenzometrický čep firmy Magtrol [27]



6.2.3 VÝPOČET A VOLBA LANOVÉ PŘÍLOŽKY NA LANOVÉM BUBNU

Údaje a výpočet provedeny dle [11].

Pro připevnění lana k lanovému bubnu budou použity tři lanové příložky. Tyto zvolené příložky budou vyrobeny dle zvolených rozměrů určených pro mnou zvolený průměr lana 16mm dle [11]. Pro uchycení příložek budou použity šrouby M12x30-8.8 dle ISO 4762. Příložky budou od sebe vzájemně vzdáleny 70 mm.



Obr. 34 Schéma působení sil pod příložkou po opásání

$$\alpha = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 3 = 18,85^\circ \quad (6.5)$$

kde:

α $^\circ$ je úhel opásání

n - počet rezervních závitů. Z doporučeného rozmezí volím 3 závitů.

$$F_0 = \frac{F}{e^{\mu \cdot \alpha}} = \frac{16,7 \cdot 10^3}{e^{0,1 \cdot 18,85}} = 2\,536 \text{ N} \quad (6.6)$$

kde:

F_0 N je síla v laně pod příložkou viz obr. 34

F N - zatížení svislého lana dle rovnice (6.3)

μ - součinitel tření mezi lanem a bubnem. Volím z daného rozmezí 0,1.

e - základ přirozených logaritmů

α $^\circ$ - úhel opásání dle rovnice (6.5)

$$F_s = \frac{F_0}{\mu \cdot (1 + e^{\mu \cdot \alpha_2})} = \frac{2536}{0,1 \cdot (1 + e^{0,1 \cdot 2 \cdot \pi})} = 8\,823 \text{ N} \quad (6.7)$$



kde:

- F_s N je osová síla působící ve šroubech příložek
 α_2 ° -úhel opásání zvolený dle [11]
 μ -součinitel tření mezi lanem a bubnem. Volím z daného rozmezí 0,1.
 F_0 N -síla v laně pod příložkou dle rovnice (6.6)

$$M_{\xi} = F_o \cdot l = 2536 \cdot 15,5 = 39,308 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \quad (6.8)$$

kde:

- M_{ξ} N.mm je ohybový moment šroubů
 l mm -vzdálenost středu lana a středu stěny bubnu viz obr. 34
 F_0 N -síla v laně pod příložkou dle rovnice (6.6)

$$W_{\xi} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 9,853^3}{32} = 93,9 \text{ mm}^3 \quad (6.9)$$

kde:

- W_{ξ} mm³ je odporový modul průřezu jádra šroubu
 d_3 mm -průměr jádra šroubu dle [5]

$$\sigma = \frac{F_s}{i \cdot A_0} + \frac{M_{\xi}}{i \cdot W_{\xi}} = \frac{8823}{3 \cdot 76,3} + \frac{39,308 \cdot 10^3}{3 \cdot 93,9} = 178,1 \text{ MPa} \quad (6.10)$$

kde:

- σ MPa je celkové napětí šroubu
 F_s N -osová síla působící ve šroubech příložek dle rovnice (6.7)
 W_{ξ} mm³ -odporový modul průřezu jádra šroubu dle rovnice (6.9)
 i -celkový počet šroubů v příložkách
 A_0 mm -plocha průřezu jádra šroubu dle [5]
 M_{ξ} N.mm -ohybový moment šroubů dle rovnice (6.8)

Pro zvolené šrouby M12x30 ISO 4762 – 8.8 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem platí:
 Údaje získány dle [5].

- $R_e=640$ MPa mez kluzu
 $R_m=800$ MPa mez pevnosti



$$k_s = \frac{\sigma_{dovš}}{\sigma} = \frac{640}{178,1} = 3,6 \quad (6.11)$$

$$k_s \geq 2,5$$

kde:

k_s je minimální bezpečnost šroubu

$\sigma_{dovš}$ MPa -maximální dovolené namáhání šroubu. Rovno mezi kluzu šroubu R_e .

σ MPa -celkové napětí šroubu dle rovnice (6.10)

Zvolené šrouby vyhovují zadaným parametrům.

6.3 NÁVRH JEŘÁBOVÝCH KLADEK

6.3.1 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH PRŮMĚRŮ KLADEK

Údaje a výpočet provedeny dle [12].

$$D_{\min} = d \cdot \alpha = 16 \cdot 22 = 352 \text{ mm} \quad (6.12)$$

kde:

d mm je jmenovitý průměr lana dle kap. 6.1.4

α -součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu. Skupina dle[11].

6.3.2 VÝPOČET JMENOVITÝCH PRŮMĚRŮ KLADEK

Údaje a výpočet provedeny dle [12].

$$D_v = D_{\min} - d = 352 - 16 = 336 \text{ mm} \quad (6.13)$$

kde:

D_{\min} mm je minimální průměr vodící kladky dle rovnice (6.12)

d mm -jmenovitý průměr lana dle kap. 6.1.4

Volím normalizovaný průměr kladek 355 mm dle [12].

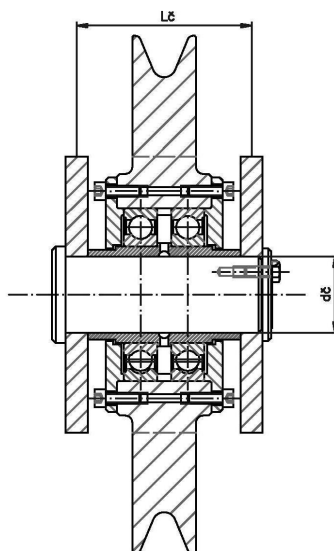
$$D_v = 355 \text{ mm}$$



6.3.3 NÁVRH A KONTROLA ČEPŮ KLADEK

Údaje a výpočet provedeny dle [4].

Nejvíce je zatížena vodící kladka (a tedy i její čep) umístěná na konci výložníku. Na tuto vodící kladku působí maximální možná síla, větší než na zbylé kladky. Čepy budou tedy dimenzovány na velikost této síly. Pro zjednodušení uvažujeme, že je čep namáhán ohybovým momentem v ose kladky.



Obr. 35 Uložení čepu vodící kladky

NAVRHNUTÝ ČEP

Průměr čepu $d_{\check{c}}=55$ mm

Velikost uložení čepu kladek $L_{\check{c}}=126$ mm

Čep bude vyroben z materiálu **42CrMo4+QT** pro který platí:

Pevnost v tahu $R_m= 800$ MPa

Mez kluzu v tahu $R_e= 600$ MPa

Mez únavy v ohybu $\sigma_{co} = 380$ MPa

Mez únavy v krutu $\tau_{ck} = 220$ MPa

NAMÁHÁNÍ NA OHYB:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = \frac{\left(\frac{Q\gamma_{10} + G\gamma_g}{i_k}\right) g \delta_h \delta_t \frac{L_{\check{c}}}{2}}{\frac{\pi}{32} d_{\check{c}}^3} = \frac{\left(\frac{3200 \cdot 1,2 + 100 \cdot 1,1}{2}\right) \cdot 9,81 \cdot 1,17 \cdot 1,1 \cdot \frac{126}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 55^3} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{o\check{c}} = 96,18 \text{ MPa}$$



kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	MPa	je napětí čepu od ohybového momentu
$M_{o\check{c}}$	N.m	-ohybový moment na čepu
$W_{o\check{c}}$	mm ³	-modul průřezu čepu v ohybu
i_k		-lanový převod dle kap. 6.1.1
$\gamma_{lo}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$		-součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene
G	kg	-předpokládaná hmotnost stálého břemene zatěžující lano G= 100 kg

$$\sigma_{do\check{c}} = \frac{1}{k} 0,6R_e = \frac{1}{2} 0,6 \cdot 600 = 180 \text{ MPa} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \sigma_{do\check{c}}$$

$$96,18 \text{ MPa} \leq 180 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	MPa	je napětí čepu od ohybového momentu dle rovnice (6.14)
$\sigma_{do\check{c}}$	MPa	-dovolené ohybové napětí na čepu dle rovnice (6.15)
R_e	MPa	-mez kluzu materiálu čepu
k		-požadovaná bezpečnost

Čep na ohyb vyhovuje.

NAMÁHÁNÍ NA STŘIH:

$$\tau_{\check{c}} = \frac{F}{S_{\check{c}}} = \frac{2 \left(\frac{Q\gamma_{lo} + G\gamma_g}{i_k} \right) g \delta_h \delta_t}{2 \frac{\pi}{4} d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot \left(\frac{3200 \cdot 1,2 + 100 \cdot 1,1}{2} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,17 \cdot 1,1}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 55^2} = 10,5 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

kde:

$\tau_{\check{c}}$	MPa	je smykové napětí na čepu
$\gamma_{lo}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$		-součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1
$S_{\check{c}}$	mm ²	-je plocha průřezu čepu
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene



G	kg	- předpokládaná hmotnost stálého břemena zatěžující lano G= 100 kg
F	N	-síla působící na čep
i_k		-lanový převod dle kap. 6.1.1

$$\tau_{D\check{c}} = 0,6\sigma_{do\check{c}} = 0,6 \cdot 180 = 108 \text{ MPa} \quad (6.17)$$

kde:

$\tau_{D\check{c}}$ MPa je dovolené smykové napětí na čepu

$\sigma_{do\check{c}}$ MPa -dovolené ohybové napětí na čepu dle rovnice (6.15)

$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{D\check{c}} \quad (6.18)$$

$$10,5 \text{ MPa} \leq 108 \text{ MPa}$$

kde:

$\tau_{\check{c}}$ MPa je smykové napětí na čepu dle rovnice (6.16)

$\tau_{D\check{c}}$ MPa -dovolené smykové napětí na čepu dle rovnice (6.17)

Čep vyhovuje na stříh.

NAMÁHÁNÍ NA OTLAČENÍ:

Údaje a výpočet provedeny dle [13].

$$p_1 = \frac{F}{(l_{\check{c}u} - 2b_{\check{c}})d_{\check{c}}} = \frac{2 \left(\frac{Q\gamma_{l0} + G\gamma_g}{i_k} \right) g \delta_h \delta_t}{(l_{\check{c}u} - 2b_{\check{c}})d_{\check{c}}} = \frac{2 \cdot \left(\frac{3200 \cdot 1,2 + 100 \cdot 1,1}{2} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,17 \cdot 1,1}{(142 - 2 \cdot 16) \cdot 55} \quad (6.19)$$

$$p_1 = 8,24 \text{ MPa}$$

kde:

p_1	MPa	je tlak v táhlu čepového uložení
F	N	-síla působící na čep
$l_{\check{c}u}$	mm	-celková délka uložení čepu $l_{\check{c}u} = 142$ mm
$b_{\check{c}}$	mm	-šířka vidlice čepového uložení $b_{\check{c}} = 16$ mm
$\gamma_{l0}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$		-součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
G	kg	- předpokládaná hmotnost stálého břemena zatěžující lano G= 100 kg



i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

$$p_1 \leq p_{D1} \quad (6.20)$$

$$8,24 \text{ MPa} \leq 63 \text{ MPa}$$

kde:

p_1 MPa je tlak v táhlu čepového uložení dle rovnice (6.19)

p_{D1} MPa -dovolený tlak v táhlu zvolený dle [4]

$$p_2 = \frac{F}{2b_\xi d_\xi} = \frac{2 \left(\frac{Q\gamma_{10} + G\gamma_g}{i_k} \right) g \delta_h \delta_t}{2b_\xi d_\xi} = \frac{2 \cdot \left(\frac{3200 \cdot 1,2 + 100 \cdot 1,1}{2} \right) \cdot 9,81 \cdot 1,17 \cdot 1,1}{2 \cdot 16 \cdot 55} \quad (6.21)$$

$$p_2 = 28,34 \text{ MPa}$$

kde:

p_2 MPa je tlak ve vidlici čepového uložení

b_ξ mm -šířka vidlice čepového uložení

$\gamma_{10}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$ -součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3

G kg - předpokládaná hmotnost stálého břemena zatěžující lano
 $G = 100 \text{ kg}$

F N -síla způsobující otláčení čepu

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

$$p_2 \leq p_{D2} \quad (6.22)$$

$$28,34 \text{ MPa} \leq 180 \text{ MPa}$$

kde:

p_2 MPa je tlak ve vidlici čepového uložení dle rovnice (6.21)

p_{D2} MPa -dovolený tlak ve vidlici zvolený dle [4]

6.3.4 NÁVRH LOŽISEK KLADEK

ŽIVOTNOST LOŽISKA

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$L_{10} = L_z z n_c = 15 \cdot 365 \cdot 50 \cdot 2 \cdot 11 = 6,023 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (6.23)$$



kde:

- L_z den je životnost zařízení. Je požadováno ze strany objednavatele 15 let.
 z cykly.den^{-1} -počet cyklů za den. Odborný odhad firmy Vitcrane $z= 50 \text{ cyklů.den}^{-1}$.
 n_c ot.cykly^{-1} -počet otáček za cyklus. Při maximálním zdvihu $n_c= 2 \times 11 \text{ ot.cykly}^{-1}$.

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$F_R = 2 \frac{(Q + G)g}{i_k} = 2 \cdot \frac{(3200 + 100) \cdot 9,81}{2} = 32,373 \cdot 10^3 \text{ N} \quad (6.24)$$

kde:

- Q kg je hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
 G kg -předpokládaná hmotnost stálého břemene zatěžující lano $G= 100 \text{ kg}$
 i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

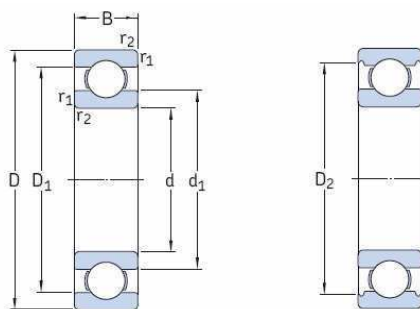
Podle zkušeností pracovníků firmy Vitcrane zjednoduší výpočet axiální síly. Axiální sílu volím jako 10% radiální síly. Tuto sílu způsobuje šikmý náběh lana na vodící kladku, který dosahuje pouhých 2 % a tudíž jsou tyto síly zanedbatelné.

$$F_A = 0,1F_R = 0,1 \cdot 32373 = 3237 \text{ N} \quad (6.25)$$

kde:

- F_R N je radiální síla působící na ložisko dle rovnice (6.24)

Pro uložení vodících kladek volím dvojici jednořadých kuličkových ložisek SKF 6214 [15]. Pro tyto ložiska bude použito mazivo firmy SKF LGET 2 pro extrémní teplotní podmínky. Toto mazivo je plně syntetické, na bázi syntetického fluorovaného oleje kombinovaného se zahušťovadlem PTFE [16].



Obr. 36 Ložisko SKF 6214 [25]

**Ložisko SKF 6214 [15]**

Vnitřní průměr kroužku	$d = 70 \text{ mm}$
Vnější průměr kroužku	$D = 125 \text{ mm}$
Šířka ložiska	$B = 24 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 63,7 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 45 \text{ kN}$
Hmotnost ložiska	$m_L = 1,05 \text{ kg}$

Mazivo LGET 2 [16]

Rozmezí provozních teplot	$-40^{\circ}\text{C} - +260^{\circ}\text{C}$
Viskozita základového oleje při 40°C	$400 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO DYNAMICKÉHO ZATÍŽENÍ F_e

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$F_e = F_R = 32\,373 \text{ N} \quad (6.26)$$

kde:

F_R N je radiální síla působící na ložisko dle rovnice (6.24)

TRVANLIVOST LOŽISKA

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 = \left(\frac{63700}{32373} \right)^3 = 7,618 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (6.27)$$

kde:

F_e N je ekvivalentní zatížení ložiska dle rovnice (6.26)

C N -základní dynamická únosnost ložiska SKF 6214

$$L \geq L_{10} \quad (6.28)$$

$$7,618 \cdot 10^6 \text{ ot} \geq 6,023 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

kde:

L ot je trvanlivost ložiska dle rovnice (6.27)

L_{10} ot -požadovaná životnost ložiska dle rovnice (6.23)

Zvolené ložisko vyhovuje zadaným parametrům.

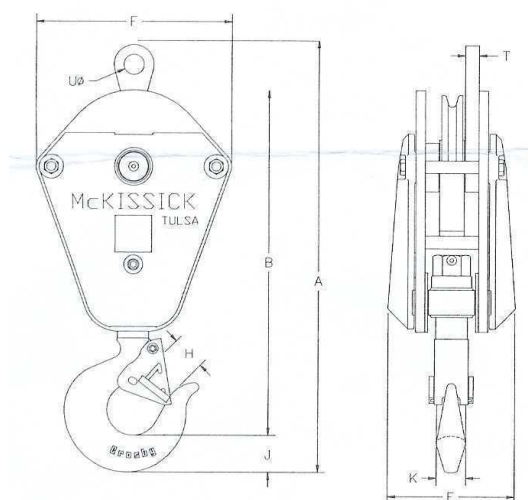


6.3.5 VOLBA Kladnice

Dle průměru zvoleného průměru lana a potřebné únosnosti volím kladnici firmy McKissic M5S10M, u které firma McKissic garantuje správnost funkce i za velmi nízkých teplot, které mohou dosahovat až -40°C .

Kladnice McKissic M5S10M dle [17]

Katalogové číslo kladnice	2011013
Únosnost	$t_k = 4,5 \text{ t}$
Průměr vyrovnávací kladky	$d_{vk} = 356 \text{ mm}$
Hmotnost kladnice	$m_k = 91 \text{ kg}$



Obr. 37 Kladnice McKissic M5S10M [17]

6.4 VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

6.4.1 NÁVRH MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočet provedeny dle [12].

$$D_{b \min} = d\alpha = 16 \cdot 20 = 320 \text{ mm} \quad (6.29)$$

kde:

α je součinitel závislý na skupině jeřábu. Skupina zvolena dle [11].

d mm -jmenovitý průměr lana dle kap. 6.1.4



6.4.2 VÝPOČET JMENOVITÉHO PRŮMĚRU LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočet provedeny dle [12].

$$D_b = D_{b\min} = 320 \text{ mm} \quad (6.30)$$

kde:

$D_{b\min}$ mm je minimální průměr lanového bubnu dle rovnice (6.29)

Dle ČSN 27 1820 volím normalizovaný průměr bubnu $D_b = 355$ mm

6.4.3 PARAMETRY LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočet provedeny dle [12].

$$D_{1b} = D_b - d = 355 - 16 = 339 \text{ mm} \quad (6.31)$$

kde:

D_{1b} mm je průměr lanového bubnu pod lanem

d mm -průměr lana dle kap. 6.1.4

Dle [12] jsou dány následující parametry lanového bubnu.

$r = 8,5$ mm poloměr zaoblení drážky lanového bubnu

$a = 5$ mm hloubka drážky lanového bubnu

$t = 18$ mm rozteč drážek lanového bubnu

$r_1 = 2$ mm poloměr zaoblení přechodu drážek lanového bubnu

6.4.4 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$L = i_k H = 2 \cdot 6 = 12 \text{ m} \quad (6.32)$$

kde:

H m je zdvihová výška

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1



6.4.5 POČET ZÁVITŮ LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočty provedeny dle [18]. Počet závěrných závitů je možno volit z rozmezí 2-3 závitů. Volím 3 závitů.

$$Z = \frac{L}{\pi D_b} + 3 = \frac{12000}{\pi \cdot 355} + 3 = 13,76 \text{ závitů} \quad (6.33)$$

kde:

L m je navíjená délka lana dle rovnice (6.32)

D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2

Volím $Z = 14$ závitů.

6.4.6 VÝPOČET DÉLKY ZÁVITOVÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$l_z = Zt = 14 \cdot 18 = 252 \text{ mm} \quad (6.34)$$

kde:

Z je počet závitů lanového bubnu dle rovnice (6.33)

t mm -rozteč drážek lanového bubnu dle kap. 6.4.3

6.4.7 VÝPOČET CELKOVÉ DÉLKY LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$l_2 \approx 4t = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm} \quad (6.35)$$

kde:

l_2 mm je délka krajní hladké části bubnu

t mm -rozteč drážek lanového bubnu dle kap. 6.4.3

$$l_c = l_z + 2l_2 = 252 + 2 \cdot 72 = 396 \text{ mm} \quad (6.36)$$

kde:

l_c mm je celková délka bubnu

l_2 mm -délka krajní hladké části bubnu dle rovnice (6.35)

l_z mm -délka závitové části bubnu dle rovnice (6.34)



6.4.8 NÁVRH TLOUŠŤKY STĚNY LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$s_1 = 0,8d = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ mm} \quad (6.37)$$

kde:

d mm je průměr lana dle kap. 6.1.4

Volím tloušťku stěny $s = 15$ mm.

6.4.9 PEVNOSTNÍ KONTROLA PLÁŠTĚ LANOVÉHO BUBNU

NAPĚTÍ OD OHYBU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{(Q + G_s)gL_1}{0,8(D_b - s)^2 s} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81 \cdot 270}{0,8 \cdot (355 - 15)^2 \cdot 15} = 3,142 \text{ MPa} \quad (6.38)$$

kde:

M_0 N.mm je maximální ohybový moment na plášti bubnu

W_0 mm³ -modul průřezu bubnu v ohybu

G_s kg -hmotnost stálého břemene $G_s = m_{ks} = 91$ kg, kde m_{ks} je dle kap. 6.3.5

L_1 mm -maximální vzdálenost lana od osy ložiska $L_1 = 270$ mm

D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2

s mm -tloušťka stěny lanového bubnu viz kap. 6.4.8

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

NAPĚTÍ OD KRUTU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$M_k = F \frac{D_b}{2} = \frac{(Q + G_s)g}{i_k} \frac{D_b}{2} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81}{2} \cdot \frac{0,355}{2} = 2 \text{ 865 N.m} \quad (6.39)$$

kde:

M_k N.m je kroučící moment u bubnu

F N -síla vyvolávající krut bubnu



G_s	kg	-hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)
D_b	mm	-jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
i_k		-lanový převod dle kap. 6.1.1

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{2W_0} = \frac{2865 \cdot 10^3}{2 \cdot 1,387 \cdot 10^6} = 1,033 \text{ MPa} \quad (6.40)$$

kde:

τ_k	MPa	je smykové napětí v kritickém průřezu
W_k	mm ³	-modul průřezu bubnu v krutu
W_0	mm ³	-modul průřezu bubnu v ohybu dle rovnice (6.38)
M_k	N.mm	-kroutící moment u bubnu dle rovnice (6.39)

$$\tau_k \leq 5 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje daným podmínkám} \quad (6.41)$$

NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{st} = \frac{(Q + G_s)g}{2st} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81}{2 \cdot 15 \cdot 18} = 59,787 \text{ MPa} \quad (6.42)$$

kde:

F	N	je síla vyvolávající vnější přetlak
G_s	kg	-hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
s	mm	-tloušťka stěny lanového bubnu viz kap. 6.4.8
t	mm	-rozteč drážek lanového bubnu dle kap. 6.4.3

VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \sigma_{tl} + 3\tau_k^2} = \sqrt{3,142^2 + 59,787^2 - 3,142 \cdot 59,787 + 3 \cdot 1,033^2} \quad (6.43)$$

$$\sigma_{red} = 58,3 \text{ MPa}$$



kde:

σ_o MPa je napětí od ohybového momentu viz výpočet (6.38)

σ_{il} MPa -napětí od vnějšího přetlaku viz výpočet (6.40)

τ_k MPa -smykové napětí v kritickém průřezu viz výpočet (6.42)

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dov} \quad (6.44)$$

$$58,3 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

Navrhnutý lanový buben z hlediska pevnostní kontroly vyhovuje.

6.4.10 BEZPEČNOST LANOVÉHO BUBNU VZHLEDEM K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$k_d = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{58,3} = 5,9 \quad (6.45)$$

kde:

R_e Mpa je mez kluzu materiálu dle kap. 4.1.2

σ_{red} MPa -redukované napětí dle rovnice (6.43)

6.4.11 NÁVRH LOŽISEK PRO HŘÍDEL LANOVÉHO BUBNU

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$F_R = \frac{(Q + G_s)g}{i_k} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81}{2} = 16\,142 \text{ N} \quad (6.46)$$

kde:

G_s kg je hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Podle zkušeností pracovníků firmy Vitcrane zjednoduší výpočet axiální síly. Axiální sílu zde volím jako 20% radiální síly. Tuto sílu způsobuje šikmý náběh lana na vodící kladku, který dosahuje pouhých 2 % a tudíž jsou tyto síly zanedbatelné.

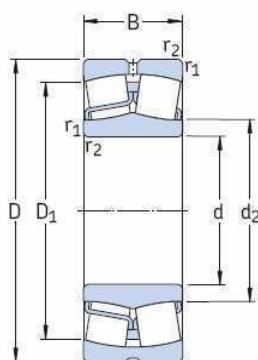


$$F_A = 0,2F_R = 0,2 \cdot 16142 = 3\,228 \text{ N} \quad (6.47)$$

kde:

F_R N je radiální síla působící na ložisko dle rovnice (6.46)

Pro uložení hřídele lanového bubnu volím dvojici soudečkových ložisek SKF 23222 CC/W33 [15]. Pro tyto ložiska bude použito mazivo firmy SKF LGET 2 pro extrémní teplotní podmínky. Toto mazivo je plně syntetické, na bázi syntetického fluorovaného oleje kombinovaného se zahušťovadlem PTFE [16].



Obr. 38 Ložisko SKF 23222 CC/W33 [26]

Ložisko SKF 23222 CC/W33 [15]

Vnitřní průměr kroužku	$d=110 \text{ mm}$
Vnější průměr kroužku	$D=200 \text{ mm}$
Šířka ložiska	$B=69,8 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C=600 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0=765 \text{ kN}$
Hmotnost ložiska	$m_L=9,58 \text{ kg}$

Mazivo LGET 2 [16]

Rozmezí provozních teplot	$-40^{\circ}\text{C} - +260^{\circ}\text{C}$
Viskozita základového oleje při 40°C	$400 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA F_e

Údaje a výpočet provedeny dle [15].

$$F_e = F_R + Y_1 F_A = 16142 + 2 \cdot 3228 = 22\,598 \text{ N} \quad (6.48)$$

kde:



Y_1		je výpočový součinitel dle [15] str. 718 $Y_1=2$
F_A	N	-axiální síla působící na ložisko dle rovnice (6.47)
F_R	N	-radiální síla působící na ložisko dle rovnice (6.46)

TRVANLIVOST LOŽISKA

Údaje a výpočet provedeny dle [15].

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^{10/3} = \left(\frac{600}{22,598} \right)^{10/3} = 55,839 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (6.49)$$

kde:

C	kN	je základní dynamická únosnost ložiska SKF 23222 CC/W33
F_e	kN	-ekvivalentní síla působící na ložisko dle rovnice (6.48)

$$L \geq L_{10} \quad (6.50)$$

$$55,839 \cdot 10^9 \text{ ot} \geq 6,023 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

kde:

L	ot	je trvanlivost ložiska dle rovnice (6.49)
L_{10}	ot	-požadovaná životnost ložiska dle rovnice (6.23)

Zvolené ložisko vyhovuje zadaným parametrům.

6.5 NÁVRH POHONU PRO ZDVIHOVÝ MECHANISMUS

6.5.1 VÝPOČET VÝKONU

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$\eta_c = \eta_k \eta_b \eta_p = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,91 \quad (6.51)$$

kde:

η_c	je celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_k	-účinnost lanového systému určená dle kap. 6.1.2
η_b	-účinnost lanového bubnu určená dle [6]
η_p	-účinnost převodovky daná výrobcem určená dle [19]



$$P = \frac{(Q + G_s) g v_z}{\eta_c \cdot 1000} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81 \cdot 1,333 \cdot 10^{-1}}{0,91 \cdot 1000} = 4,729 \text{ kW} \quad (6.52)$$

kde:

- P kW je požadovaný výkon elektromotoru
 η_c -celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí dle rovnice (6.51)
 v_z m.s⁻¹ -rychlost zdvihu dle zadání $v_z = 1,333 \cdot 10^{-1} \text{ m.s}^{-1}$
 G_s kg -hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)
 Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3

6.5.2 VÝPOČET OTÁČEK LANOVÉHO BUBNU

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$n_b = \frac{i_k v_z 60}{\pi D_b} = \frac{2 \cdot 0,1333 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 355} = 14,34 \text{ min}^{-1} \quad (6.53)$$

kde:

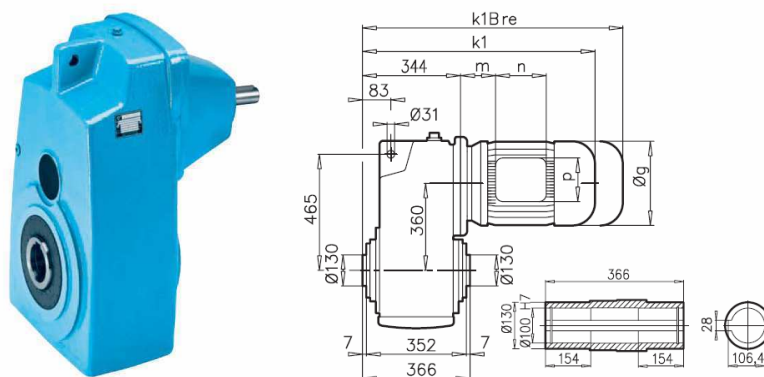
- n_b min⁻¹ jsou otáčky lanového bubnu
 v_z m.s⁻¹ -rychlost zdvihu dle zadání $v_z = 1,333 \cdot 10^{-1} \text{ m.s}^{-1}$
 D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2
 i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

6.5.3 VOLBA PŘEVODOVKY A ELEKTROMOTORU ZDVIHU

Převodovku a elektromotor volím dle vypočtených otáček lanového bubnu a požadovaného výkonu elektromotoru. Dle katalogového listu firmy NORD [19] volím kombinaci ploché čelní převodovky SK 8382-132S/4 str. C23 a elektromotoru 132S/4 str. F13. Provozní faktor převodovky $f_b = 2,1$. Minimální požadovaný provozní faktor převodovky $f_{bmin} = 1,5$. Z tohoto hlediska vybraná převodovka vyhovuje.

Převodovka SK 8382-132S/4 dle [19]

Výstupní otáčky	$n_2 = 12 \text{ min}^{-1}$
Výstupní kroutící moment	$M_2 = 4377 \text{ N.m}$
Převodový poměr	$i_p = 125,38$
Provozní faktor	$f_b = 2,8$
Hmotnost	$m = 414 \text{ kg}$



Obr. 39 Převodovka SK 8382-132S/4 [19]

Elektromotor 132S/4 dle [19]

3-fázový asynchronní motor s termistorovou ochranou vinutí.

Jmenovité otáčky	$n_N = 1445 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý výkon	$P_N = 5,5 \text{ kW}$
Jmenovitý moment	$M_N = 36,5 \text{ N.m}$
Rozběhový moment	$M_r = 76,65 \text{ N.m}$
Napětí	$U = 3 \times 400/690 \text{ V}$
Moment setrvačnosti hřídele	$J_1 = 0,024 \text{ kg.m}^2$
Frekvence	$f = 50 \text{ Hz}$
Druh provozu	S1-100%ED
Izolační třída	F
Krytí	IP 66



Obr. 40 Elektromotor 132S/4 [19]



6.5.4 PŘEPOČET RYCHLOSTI ZDVIHU PRO DANÉ VÝSTUPNÍ OTÁČKY PŘEVODOVKY

Údaje a výpočet provedeny dle [11].

$$v_{zsk} = \frac{n_b D_b \pi}{i_k 60 \cdot 1000} = \frac{12 \cdot 355 \cdot \pi}{2 \cdot 60 \cdot 1000} = 1,12 \cdot 10^{-1} \text{ m.s}^{-1} \quad (6.54)$$

kde:

v_{zsk} m.s⁻¹ je skutečná zdvihová rychlost pro výstupní otáčky převodovky

n_b min⁻¹ -otáčky lanového bubnu $n_b = n_2 = 12 \text{ min}^{-1}$ dle kap. 6.5.3

D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

6.6 ZÁBĚRNÝ MOMENT ELEKTROMOTORU

6.6.1 CELKOVÝ PŘEVOD MECHANISMU

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$i_c = i_k i_p = 2 \cdot 125,38 = 250,76 \quad (6.55)$$

kde:

i_p je převodový poměr převodové skříně dle kap. 6.5.3

i_k -lanový převod dle kap. 6.1.1

6.6.2 STATICKÝ MOMENT OD BŘEMENE

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$M_{st} = \frac{(Q + G_s) g D_b}{2 i_c \eta_c} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81 \cdot 355}{2 \cdot 250,76 \cdot 0,91 \cdot 1000} = 25,1 \text{ N.m} \quad (6.56)$$

kde:

i_c je celkový převod mechanismu dle rovnice (6.55)

η_c -celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí dle rovnice (6.51)

G_s kg -hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3

D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2



6.6.3 MOMENT MOTORU PŘI PŘETÍŽENÉM STAVU

Údaje a výpočet provedeny dle [19].

$$P_{pr} = 1,08P_N = 1,08 \cdot 5,5 = 5,94 \text{ kW} \quad (6.57)$$

kde:

P_{pr} kW je výkon motoru za přetíženého stavu

P_N kW -jmenovitý výkon elektromotoru viz kap. 6.5.3

$$M_{NP} = \frac{P_{pr} \cdot 9550}{n_N} = \frac{5,94 \cdot 9550}{1445} = 39,3 \text{ N.m} \quad (6.58)$$

kde:

M_{NP} N.m je moment motoru za přetíženého stavu

P_{pr} kW -výkon motoru za přetíženého stavu dle rovnice (6.57)

n_N s⁻¹ -jmenovité otáčky motoru viz kap. 6.5.3

$$M_{NP} \geq M_{st} \quad (6.59)$$

$$39,3 \text{ N.m} \geq 25,1 \text{ N.m}$$

kde:

M_{NP} N.m je moment motoru za přetíženého stavu dle rovnice (6.58)

M_{st} N.m -statický moment od břemene dle rovnice (6.56)

6.6.4 MOMENT SETRVAČNOSTI

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$J_2 = J_1 \alpha_j = 0,024 \cdot 1,3 = 3,12 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2 \quad (6.60)$$

kde:

J_2 kg.m² je moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli

α_j -součinitel momentu setrvačnosti J_2 . Z daného rozmezí volím $\alpha_j = 1,3$.

J_1 kg.m² -moment setrvačnosti hřídele viz kap. 6.5.3

$$J_3 = \frac{(Q + G_s) y_{zsk}^2}{4\pi^2 n_m^2 \eta_c} = \frac{(3200 + 91) \cdot 0,112^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{1445}{60}\right)^2 \cdot 0,91} = 1,98 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (6.61)$$



kde:

- J_3 kg.m^2 je moment setrvačnosti posuvných hmot
 G_s kg -hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)
 Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
 v_{zsk} m.s^{-1} -skutečná zdvihová rychlost pro výstupní otáčky převodovky dle (6.54)
 n_N s^{-1} -jmenovité otáčky motoru viz kap. 6.5.3
 η_c -celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí dle rovnice (6.51)

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = 0,024 + 0,0312 + 1,981 \cdot 10^{-3} = 5,72 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2 \quad (6.62)$$

kde:

- J kg.m^2 je moment setrvačnosti veškerých pohyblivých hmot soustavy
 J_1 kg.m^2 -moment setrvačnosti hřídele viz kap. 6.5.3
 J_2 kg.m^2 -moment setrv. součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli dle (6.60)
 J_3 kg.m^2 -moment setrvačnosti posuvných hmot dle rovnice (6.61)

6.6.5 VÝPOČET ÚHLOVÉHO ZRYCHLENÍ HMOT NA RYCHLOBĚŽNÉM HŘÍDELI

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$t_{r \min} = \frac{v_{zsk}}{a} = \frac{0,112}{0,3} = 0,37 \text{ s} \quad (6.63)$$

kde:

- $t_{r \min}$ s je minimální doba rozběhu
 a m.s^{-2} -zrychlení. Z daného rozmezí volím $a=0,3 \text{ ms}^{-2}$.
 v_{zsk} m.s^{-1} -skutečná zdvihová rychlost pro výstupní otáčky převodovky dle (6.54)

Z důvodu řízení převodovky frekvenčním měničem volím dobu rozběhu volím $t_r = 1,5\text{s}$.

$$\varepsilon = \frac{n_N \pi}{30 t_r} = \frac{1445 \cdot \pi}{30 \cdot 1,5} = 101 \text{ s}^{-2} \quad (6.64)$$

kde:

- ε s^{-2} je úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
 t_r s -doba rozběhu dle kap. 6.6.5
 n_N s^{-1} -jmenovité otáčky motoru viz kap. 6.5.3



6.6.6 MOMENT OD SETRVAČNÝCH SIL

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$M_s = J\varepsilon = 0,0572 \cdot 101 = 5,8 \text{ N.m} \quad (6.65)$$

kde:

M_s N.m je setrvačný moment veškerých pohyblivých hmot soustavy

J kg.m² -moment setrvačnosti veškerých pohyblivých hmot soustavy dle (6.62)

ε s⁻² -úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli dle rovnice (6.64)

6.6.7 POTŘEBNÝ ZÁBĚRNÝ MOMENT

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$M_{rp} = M_{st} + M_s = 25,1 + 5,8 = 30,9 \text{ N.m} \quad (6.66)$$

kde:

M_{st} N.m je statický moment od břemene dle rovnice (6.56)

M_s N.m -setrvačný moment veškerých pohyblivých hmot soustavy dle rovnice (6.65)

$$M_{rp} \leq M_r \quad (6.67)$$

$$30,9 \text{ N.m} \leq 76,65 \text{ N.m}$$

kde:

M_{rp} N.m je potřebný záběrový moment dle rovnice (6.66)

M_r N.m -rozběhový moment dle kap. 6.5.3

6.7 BRZDNÝ MOMENT A VOLBA BRZDY

6.7.1 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$M_{stb} = \frac{(Q + G_s)g\eta_c D_b}{2i_c 1000} = \frac{(3200 + 91) \cdot 9,81 \cdot 0,91 \cdot 355}{2 \cdot 250,76 \cdot 1000} = 20,8 \text{ N.m} \quad (6.68)$$

kde:

M_{stb} N.m je statický moment břemene redukováný na rychloběžný hřídel

G_s kg -hmotnost stálého břemene viz výpočet (6.38)

Q kg -hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3



η_c -celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí dle rovnice (6.51)

D_b mm -jmenovitý průměr lanového bubnu viz kap. 6.4.2

i_c -celkový převod mechanismu dle rovnice (6.55)

$$M_b = \beta M_{stb} = 2 \cdot 20,8 = 41,6 \text{ N.m} \quad (6.69)$$

kde:

M_b N.m je brzdňý moment

M_{stb} N.m -statický moment břemene redukováný na rychloběžný hřídel dle (6.68)

β -bezpečnost brzdy. Pro těžký provoz je $\beta = 2$ dle [6].

6.7.2 VOLBA BRZDY

Dle katalogu firmy NORD [19] volím brzdu BRE 60. Brzdu vybírám podle brzdňého momentu brzdy, který musí být větší než je vypočtená hodnota. Této hodnotě by se však měl co nejvíce blížit, tak aby zde nevznikaly příliš velké rázy, které by mohly poškodit jednotlivé komponenty zdvihového zařízení.

Brzda BRE 60 dle [19]

$M_b=60 \text{ N.m}$

6.7.3 DOBA BRŽDĚNÍ

Údaje a výpočet provedeny dle [6].

$$J_0 = J_1 \alpha_j = 0,024 \cdot 1,3 = 3,12 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2 \quad (6.70)$$

kde:

J_0 kg.m² je moment setrvačnosti rotoru elektromotoru

J_1 kg.m² -moment setrvačnosti hřídele viz kap. 6.5.3

α_j -součinitel momentu setrvačnosti J_2 . Z daného rozmezí volím $\alpha_j = 1,3$.

1) DOBA BRŽDĚNÍ PŘI SPOUŠTĚNÍ BŘEMENE

$$t_{bs} = \frac{n_m \pi J_0}{30(M_b - M_{stb})} = \frac{1540 \cdot \pi \cdot 0,0312}{30 \cdot (60 - 20,8)} = 0,13 \text{ s} \quad (6.71)$$



kde:

J_0 kg.m^2 je moment setrvačnosti rotoru elektromotoru dle rovnice (6.70)

n_m' min^{-1} -otáčky elektromotoru při spouštění určené dle [11] $n_m' = 1540 \text{ min}^{-1}$

M_b N.m -brzdny moment brzdy dle kap. 6.7.2

M_{stb} N.m -statický moment břemene redukovany na rychloběžny hřídel dle (6.68)

2) DOBA BRŽDĚNÍ PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE

$$t_{bz} = \frac{n_m' \pi J_0}{30(M_b + M_{stb})} = \frac{1540 \cdot \pi \cdot 0,0312}{30 \cdot (60 + 20,8)} = 0,062 \text{ s} \quad (6.72)$$

kde:

J_0 kg.m^2 je moment setrvačnosti rotoru elektromotoru dle rovnice (6.70)

n_m' min^{-1} -otáčky elektromotoru při spouštění určené dle [11] $n_m' = 1540 \text{ min}^{-1}$

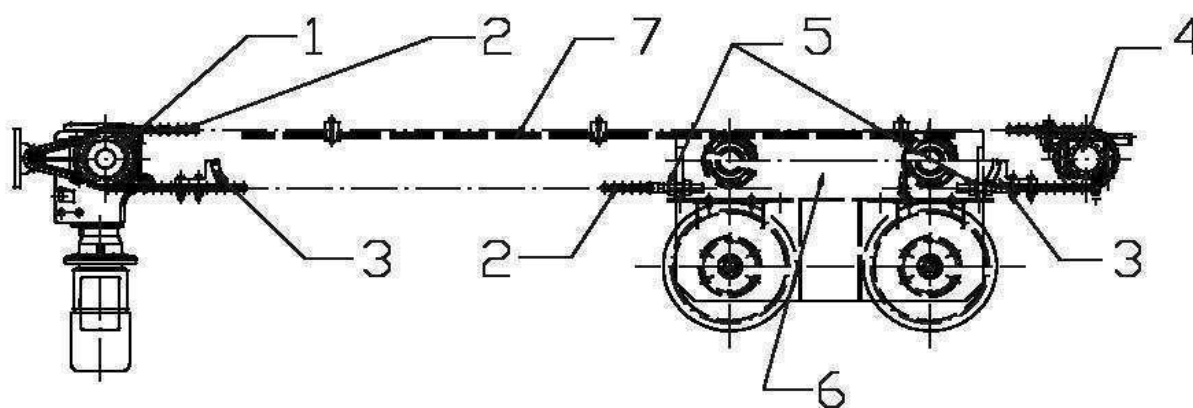
M_b N.m -brzdny moment brzdy dle kap. 6.7.2

M_{stb} N.m -statický moment břemene redukovany na rychloběžny hřídel dle (6.68)



7 MECHANISMUS POJEZDU

Pojezd sloupového jeřábu je realizován následujícím mechanismem. Po výložníku pojíždí pojezdový vozík se čtyřmi koly s jedním nákolkem. Tyto kola dosedají na vnitřní pásnice výložníkových profilů. Jak bylo uvedeno v kapitole 6, k tomuto vozíku jsou připevněny dvě vodící kladky, které jsou součástí zdvihového mechanismu. Samotný pojezd vozíku je uskutečňován řetězovým převodem pomocí hnací řetězky a řetězového kola. Hnací řetězka je umístěna na začátku výložníku a je poháněna elektromotorem firmy NORD 80L/4 a převodovkou NORD SK 9022.1-80L/4. Zde je také umístěna brzda elektromotoru firmy NORD BRE 10. Řetěz řetězového převodu je uchycen k pojezdovému vozíku a je dále veden přes hnací řetězku. Vrchní větev řetězu řetězového převodu je vedena přes vodítko, které je vyrobeno jako žlábek s vodíci, volně otočnými kladičkami. Dále je řetěz veden přes řetězové kolo odkud pokračuje k druhé straně pojezdového vozíku. Řetěz je na obou stranách vozíku uchycen pomocí napínacích šroubů, které zajišťují potřebné napínání řetězu. Pojezdový mechanismus je také vybaven dorazy pojezdových kol, které zabraňují případnému najetí pojezdového vozíku do míst, kde by mohlo dojít k nebezpečnému kontaktu s jinými strojními zařízeními sloupového jeřábu. Pojezdový mechanismus je znázorněn na obr. 41.



Obr. 41 Mechanismus pojezdu jeřábu

Popis obr. 41 Mechanismus pojezdu jeřábu

- 1- Hnací řetězka
- 2- Řetěz
- 3- Dorazy pojezdových kol kočky
- 4- Řetězové kolo
- 5- Napínací šrouby řetězu
- 6- Kočka jeřábu
- 7- Vodítko řetězu



7.1 NÁVRH A KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL

7.1.1 NÁVRH KOL POJEZDOVÉHO VOZÍKU

Pojezdový vozík jeřábu bude realizován skrze 4 pojezdová kola s jedním nákolkem pojíždějící po vnitřních pásnicích profilu HEB200 výložníku.

Poloměr pojezdového kola $R = 77,5 \text{ mm}$

MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ POJEZDOVÉHO KOLA

U zatížení pojezdových kol je uvažováno, že za předpokladu tuhosti vyložníku a vlastní tuhosti konstrukce pojezdového vozíku, dochází vždy k zatížení pouze dvou kol, přičemž třetí slouží vždy k zaručení stability.

Viz výše vypsání předpoklady je tedy maximální zatížení pojezdového kola R_R :

$$R_R = \frac{1}{2} (Q\gamma_{l_0} + G_c\gamma_g) g \delta_h \delta_t = \frac{1}{2} \cdot (3200 \cdot 1,2 + 600 \cdot 1,1) \cdot 9,81 \cdot 1,17 \cdot 1,1 \quad (7.1)$$

$$R_R = 28\,407 \text{ N}$$

kde:

R_R	N	-maximální zatížení pojezdového kola
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
G_c	kg	-celková hmotnost pojezdového zařízení (vozík s kladnicí)
		$G_c = 600 \text{ kg}$
$\gamma_{l_0}, \gamma_g, \gamma_k, \gamma_t$		-součinitelé zatížení viz kap. 4.1.1

MAXIMÁLNÍ ÚNOSNOST POJEZDOVÉHO KOLA

Údaje a výpočty provedeny dle [18].

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{Y}{500}} = \sqrt[3]{\frac{1700}{500}} = 1,504 \quad (7.2)$$

kde:

f_h	je součinitel trvanlivosti
Y	-trvanlivost určená pro střední druh provozu dle tab. 8-9 [18]



$$n_{pk} = \frac{60v_p}{\pi D_{pk}} = \frac{60 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,155} = 18,5 \text{ min}^{-1} \quad (7.3)$$

kde:

- n_{pk} min^{-1} jsou otáčky pojezdového kola
 v_p m.s^{-1} -pojezdová rychlost určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$
 D_{pk} m -průměr pojezdového kola dle kap. 7.1.1

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{pk}}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{18,5}} = 1,216 \quad (7.4)$$

kde:

- f_n je součinitel počtu otáček
 n_{pk} min^{-1} -otáčky pojezdového kola dle rovnice (7.3)

$$K_{\max} = \frac{k}{f_h} b D_{pk} f_n = \frac{8,5}{1,504} \cdot 70 \cdot 155 \cdot 1,216 = 74\,565 \text{ N} \quad (7.5)$$

kde:

- K_{\max} N je maximální únosnost pojezdového kola
 b mm -účinná šířka kolejnice určena odhadem $b = 70 \text{ mm}$
 D_{pk} mm -průměr pojezdového kola dle kap. 7.1.1
 f_n -součinitel počtu otáček dle rovnice (7.4)
 f_h -součinitel trvanlivosti dle rovnice (7.2)
 k -konstanta závislá na materiálu a druhu provozu určena dle [18] tab. 8-9

$$K_{\max} \geq R_R \quad (7.6)$$

$$74\,565 \text{ N} \geq 28\,407 \text{ N}$$

kde:

- K_{\max} N je maximální únosnost pojezdového kola
 R_R N -maximální zatížení pojezdového kola

Z hlediska únosnosti zvolené pojezdové kolo vyhovuje.



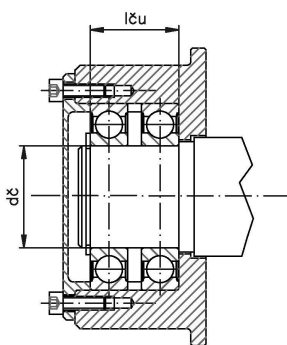
7.1.2 KONTROLA HŘÍDELOVÝCH ČEPŮ KOL POJEZDOVÉHO VOZÍKU

Údaje a výpočty provedeny dle [4].

U namáhání čepů pojezdových kol je uvažováno, za stejného předpokladu tuhosti vyložníku a vlastní tuhosti konstrukce pojezdového vozíku, jako v kap. 7.1.1, že dochází vždy k namáhání pouze dvou kol, přičemž třetí slouží vždy k zaručení stability.

Hřídel a tedy i hřídelový čep bude vyroben z materiálu **42CrMo4+QT** pro který platí:

Pevnost v tahu	$R_m = 800 \text{ MPa}$
Mez kluzu v tahu	$R_e = 600 \text{ MPa}$
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{co} = 380 \text{ MPa}$
Mez únavy v krutu	$\tau_{ck} = 220 \text{ MPa}$



Obr. 42 Uložení hřídelového čepu pojezdového kola

NAVRHNUTÝ HŘÍDELOVÝ ČEP

Průměr hřídelového čepu	$d_{\check{c}} = 60 \text{ mm}$
Délka uložení hřídelového čepu	$l_{\check{c}u} = 52 \text{ mm}$

NAMÁHÁNÍ NA OHYB:

Údaje a výpočty provedeny dle [4].

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{0\check{c}}}{W_{0\check{c}}} = \frac{R_R \frac{l_{\check{c}u}}{2}}{W_{0\check{c}}} = \frac{R_R \frac{l_{\check{c}u}}{2}}{\frac{\pi}{32} d_{\check{c}}^3} = \frac{28407 \cdot \frac{52}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 60^3} = 34,83 \text{ MPa} \quad (7.7)$$

kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	MPa	je napětí čepu od ohybového momentu
R_R	N	-maximální zatížení pojezdového kola dle rovnice (7.1)



$M_{o\check{c}}$	N.mm	-ohybový moment působící na čep
$W_{o\check{c}}$	mm ³	-modul průřezu v ohybu čepu
$d_{\check{c}}$	mm	-průměr čepu dle kap. 7.1.2
$l_{\check{c}u}$	mm	-délka čepového uložení viz kap. 7.1.2 obr. 42

$$\sigma_{do\check{c}} = \frac{1}{k} 0,6R_e = \frac{1}{2} \cdot 0,6 \cdot 600 = 180 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

kde:

$\sigma_{do\check{c}}$	MPa	je dovolené ohybové napětí na čepu
R_e	MPa	-mez kluzu materiálu čepu
k		-požadovaná bezpečnost

$$\sigma_{o\check{c}} \leq \sigma_{do\check{c}} \quad (7.9)$$

$$34,83 \text{ MPa} \leq 180 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_{o\check{c}}$	MPa	je napětí čepu od ohybového momentu dle rovnice (7.7)
$\sigma_{do\check{c}}$	MPa	-dovolené ohybové napětí na čepu dle rovnice (7.8)

Čep na ohyb vyhovuje.

NAMÁHÁNÍ NA STŘIH:

Údaje a výpočty provedeny dle [4].

$$\tau_{\check{c}} = \frac{R_R}{S_{\check{c}}} = \frac{R_R}{\frac{\pi}{4} d_{\check{c}}^2} = \frac{28407}{\frac{\pi}{4} \cdot 60^2} = 10,05 \text{ MPa} \quad (7.10)$$

kde:

$\tau_{\check{c}}$	MPa	je smykové napětí na čepu
R_R	N	-maximální zatížení pojezdového kola dle rovnice (7.1)
$S_{\check{c}}$	mm	-plocha průřezu čepu
$d_{\check{c}}$	mm	-průměr čepu dle kap. 7.1.2

$$\tau_{D\check{c}} = 0,6\sigma_{do\check{c}} = 0,6 \cdot 180 = 108 \text{ MPa} \quad (7.11)$$



kde:

$\tau_{D\check{c}}$ MPa je dovolené smykové napětí na čepu

$\sigma_{do\check{c}}$ MPa -dovolené ohybové napětí na čepu dle rovnice (7.8)

$$\tau_{\check{c}} \leq \tau_{D\check{c}} \quad (7.12)$$

$$10,05 \text{ MPa} \leq 108 \text{ MPa}$$

kde:

$\tau_{\check{c}}$ MPa je smykové napětí na čepu dle rovnice (7.10)

$\tau_{D\check{c}}$ MPa -dovolené smykové napětí na čepu dle rovnice (7.11)

Čep vyhovuje na stříh.

7.1.3 NÁVRH LOŽISEK POJEZDOVÝCH KOL

ŽIVOTNOST LOŽISKA

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$L_{10} = L_z z n_c = L_z z \frac{n_p}{\pi D_{pk}} = 15 \cdot 365 \cdot 60 \cdot \frac{2 \cdot 1340}{\pi \cdot 155} = 1,8 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (7.15)$$

kde:

L_z den je životnost zařízení. Je požadováno ze strany objednavatele 15 let.

z $\text{cyklů} \cdot \text{den}^{-1}$ -počet cyklů za den. Odborný odhad firmy Vitcrane $z = 60 \text{ cyklů} \cdot \text{den}^{-1}$.

n_c $\text{ot} \cdot \text{cyklus}^{-1}$ -počet otáček za cyklus

n_p $\text{mm} \cdot \text{cyklus}^{-1}$ -pojezd pojezdového kola. Maximální pojezd $n_p = 2 \times 1340 \text{ mm} \cdot \text{cyklus}^{-1}$

D_{pk} mm -průměr pojezdového kola dle kap. 7.1.1

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$F_R = R_R = 28\,407 \text{ N} \quad (7.16)$$

kde:

R_R N je maximální zatížení pojezdového kola dle rovnice (7.1)



AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Údaje a výpočty provedeny dle [1].

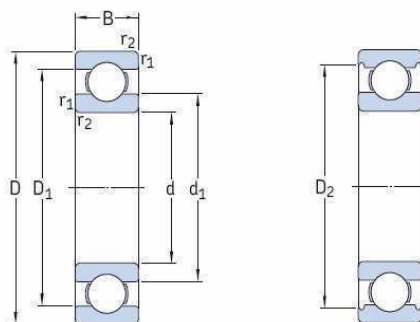
Maximální axiální síla je zde určena jako maximální síla od příčeni pojzdového vozíku dle [1].

$$F_A = H_{tp} = \lambda \sum K = \lambda(Q + G_c)g = 0,05 \cdot (3200 + 600) \cdot 9,81 = 1864 \text{ N} \quad (7.17)$$

kde:

H_{tp}	N	je síla z dvojice sil působících kolmo na kolejnici při příčeni jeřábu
λ		-součinitel příčeni jeřábu určený dle diagramu 3 dle [1]
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
G_c	kg	-celková hmotnost pojzdového zařízení (vozík s kladnicí) $G_c = 600$ kg

Pro uložení hřídele lanového bubnu volím dvojici kuličkových ložisek SKF 6212 [15]. Pro tyto ložiska bude použito mazivo firmy SKF LGET 2 pro extrémní teplotní podmínky. Toto mazivo je plně syntetické, na bázi syntetického fluorovaného oleje kombinovaného se zahušťovadlem PTFE [16].



Obr. 43 Ložisko SKF 6212 [25]

Ložisko SKF 6212 [15]

Vnitřní průměr kroužku	$d = 60$ mm
Vnější průměr kroužku	$D = 110$ mm
Šířka ložiska	$B = 22$ mm
Základní dynamická únosnost	$C = 55,3$ kN
Základní statická únosnost	$C_0 = 36$ kN
Hmotnost ložiska	$m_L = 0,78$ kg

**Mazivo LGET 2 [16]**Rozmezí provozních teplot $-40^{\circ}\text{C} - +260^{\circ}\text{C}$ Viskozita základového oleje při 40°C $400 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ **VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO DYNAMICKÉHO ZATÍŽENÍ F_e**

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$F_e = F_R = 28\,407 \text{ N} \quad (7.18)$$

kde:

 F_R N je radiální zatížení ložiska dle rovnice (7.16)**TRVANLIVOST LOŽISKA**

Údaje a výpočty provedeny dle [15] str. 52.

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 = \left(\frac{55300}{28407} \right)^3 = 7,4 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (7.19)$$

kde:

 F_e N je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle rovnice (7.18) C N -základní dynamická únosnost ložiska SKF 6212 viz kap. 7.1.3

$$L \geq L_{10} \quad (7.20)$$

$$7,4 \cdot 10^6 \text{ ot} \geq 1,8 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

kde:

 L ot je trvanlivost ložiska dle rovnice (7.19) L_{10} ot -požadovaná životnost ložiska dle rovnice (7.15)

Zvolené ložisko vyhovuje zadaným parametrům.



7.2 NÁVRH POHONU MECHANISMU POJEZDU

7.2.1 NÁVRH POTŘEBNÉHO VÝKONU

VÝPOČET PASIVNÍCH ODPORŮ

Údaje a výpočty provedeny dle [11] a [18].

$$T = [(Q + G_c)g] \cdot \left(\frac{\xi}{R} + \frac{r_{\text{čp}} f_{\xi}}{R} \right) = [(3200 + 600) \cdot 9,81] \cdot \left(\frac{0,3}{77,5} + \frac{30 \cdot 0,015}{77,5} \right) \quad (7.21)$$

$$T = 360,8 \text{ N}$$

kde:

T	N	je tažná síla nutná pro překonání pasivních odporů
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
G _c	kg	-celková hmotnost pojezdového zařízení (hmotnost vozíku s kladnicí) dle (7.6)
ξ	mm	-rameno valivého odporu pojezdového kola určeno dle [11] ξ = 0,3
r _{čp}	mm	-poloměr čepu pojezdového kola viz kap. 7.1.2
f _ξ		-součinitel valivého tření pro soudečková valivá ložiska dle [15]
R	mm	-poloměr pojezdového kola viz kap. 7.1.1

VÝPOČET ODPORŮ ZPŮSOBENÝCH VĚTREM

Údaje a výpočty provedeny dle [1].

$$F_{ov} = AW\xi_w = 4 \cdot 150 \cdot 1,4 = 840 \text{ N} \quad (7.22)$$

kde:

F _{ov}	N	je síla potřebná k překonání odporu větru
A	m ²	-plocha břemene vystavená působení větru ve směru pojezdu určená dle [1] A ≅ 1,2Q ≅ 1,2 · 3,2 ≅ 4 m ² , kde Q je hmotnost jmenovitého břemene v tunách
W	Pa	-provozní tlak větru pro jeřáby na volném prostranství
ξ _w		-součinitel vyjadřující vliv tvaru konstrukce a břemene na obtékání vzduchem



VÝPOČET ODPORŮ ZPŮSOBENÝCH ZDVIHEM BŘEMENE

Údaje a výpočty provedeny dle[11].

$$F_{oz} = Qg(1 - \eta_k) = 3200 \cdot 9,81 \cdot (1 - 0,97) = 941,8 \text{ N} \quad (7.23)$$

kde:

F_{oz}	N	je síla vznikající za současného pojezdu a zdvihu, působící proti pojezdu
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
η_k		-účinnost lanového systému určená viz kap. 6.1.2

POTŘEBNÝ VÝKON

Údaje a výpočty provedeny dle[11].

$$P_{pr} = \frac{(T + F_{ov} + F_{oz})v_p}{1000\eta_c} = \frac{(360,8 + 840 + 941,8) \cdot 0,15}{1000 \cdot 0,91} = 0,353 \text{ kW} \quad (7.24)$$

kde:

v_p	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	je rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
T	N	-tažná síla nutná pro překonání pasivních odporů dle rovnice (7.21)
F_{ov}	N	-síla potřebná k překonání odporu větru dle rovnice (7.22)
F_{oz}	N	-síla vznikající za současného pojezdu a zdvihu, působící proti pojezdu dle rovnice (7.23)
η_c		-celková mechanická účinnost mechanismu dle rovnice (6.51)

7.2.2 OTÁČKY HNACÍ ŘETĚZKY

Údaje a výpočet provedeny dle [21].

Volím roztečný průměr hnací řetězky $D_{\dot{r}} = 170 \text{ mm}$.

$$n_{\dot{r}} = \frac{60v_p}{\pi D_{\dot{r}}} = \frac{60 \cdot 0,15}{\pi \cdot 0,17} = 16,9 \text{ min}^{-1} \quad (7.25)$$

kde:

$D_{\dot{r}}$	m	je roztečný průměr hnací řetězky
v_p	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	-rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



7.2.3 VOLBA PŘEVODOVKY A ELEKTROMOTORU POJEZDU

Údaje získány dle[19].

Převodovku a elektromotor volím dle vypočtených otáček lanového bubnu a požadovaného výkonu elektromotoru. Dle katalogového listu firmy NORD [19] volím kombinaci kuželočelní převodovky SK 9022.1-80L/4 str. D11 a elektromotoru 80L/4 str. F13. Provozní faktor převodovky $f_b=2$. Minimální požadovaný provozní faktor převodovky $f_{bmin}=1,5$ dle [19]. Z tohoto hlediska vybraná převodovka vyhovuje.

Převodovka SK 9022.1-80L/4 dle [19]

Výstupní otáčky	$n_2 = 17 \text{ min}^{-1}$
Výstupní kroutící moment	$M_2 = 421 \text{ N.m}$
Převodový poměr	$i_p = 78,89$
Provozní faktor	$f_b = 2$
Hmotnost	$m = 47 \text{ kg}$

Elektromotor 80L/4 dle [19]

4-fázový asynchronní motor s termistorovou ochranou vinutí.

Jmenovité otáčky	$n_N = 1375 \text{ min}^{-1}$
Jmenovitý výkon	$P_N = 0,75 \text{ kW}$
Jmenovitý moment	$M_N = 5,21 \text{ N.m}$
Rozběhový moment	$M_r = 10,42 \text{ N.m}$
Napětí	$U = 3 \times 400/690 \text{ V}$
Moment setrvačnosti hřídele	$J_1 = 0,00145 \text{ kg.m}^2$
Frekvence	$f = 50 \text{ Hz}$
Druh provozu	S1-100%ED
Izolační třída	F
Krytí	IP 66



Obr. 44 Elektromotor 80L/4 s kuželocelní převodovkou SK 9022.1-80L/4 [19]

7.2.4 POTŘEBNÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT MOTORU

Údaje a výpočty provedeny dle[11].

$$M_T = TR_{\dot{r}} = 360,8 \cdot 0,085 = 30,7 \text{ N.m} \quad (7.26)$$

kde:

M_T N.m je moment vyvolaný pasivními odpory

T N -tažná síla nutná pro překonání pasivních odporů dle rovnice (7.21)

$R_{\dot{r}}$ mm -poloměr řetězky určen viz kap. 7.1.5

$$M_{F_{ov}} = F_{ov} R_{\dot{r}} = 840 \cdot 0,085 = 71,4 \text{ N.m} \quad (7.27)$$

kde:

$M_{F_{ov}}$ N.m je moment vyvolaný působením větru proti pojezdu

F_{ov} N -síla potřebná k překonání odporu větru dle rovnice (7.22)

$R_{\dot{r}}$ mm -poloměr řetězky určen viz kap. 7.1.5

$$M_{F_{oz}} = F_{oz} R_{\dot{r}} = 941,8 \cdot 0,085 = 80,1 \text{ N.m} \quad (7.28)$$

kde:

$M_{F_{oz}}$ N.m je moment vyvolaný působením současného zdvihu a pojezdu břemene

F_{oz} N -síla vznikající za současného pojezdu a zdvihu, působící proti pojezdu dle rovnice (7.23)

$R_{\dot{r}}$ mm -poloměr řetězky určen viz kap. 7.1.5

$$M_{\dot{r}} = \frac{(Q + G_c)v_p R_{\dot{r}}}{t_a} = \frac{(3200 + 600) \cdot 0,15 \cdot 0,085}{3} = 16,15 \text{ N.m} \quad (7.29)$$



kde:

M_{zp}	N.m	je moment setrvačnosti posouvajících se hmot
t_a	s	-je doba rozjezdu pojezdu. Z důvodu použití frekvenčního měniče $t_a=3$ s.
Q	kg	-hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
G_c	kg	-celková hmotnost pojezdového zařízení (hmotnost vozíku s kladnicí) dle (7.6)
R_f	mm	-poloměr řetězky určen viz kap. 7.1.5
v_p	$m.s^{-1}$	-rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p=0,15 m.s^{-1}$

$$M_{zr} = \beta \frac{2\pi n_N i_p}{t_a} J_1 = 1,2 \frac{2 \cdot \pi \cdot 1375 \cdot 78,89}{3 \cdot 60} 0,00145 = 6,6 \text{ N.m} \quad (7.30)$$

kde:

M_{zr}	N.m	je moment setrvačnosti rotujících hmot
β		-součinitel ostatních rotujících hmot. Z daného rozmezí volím dle [11] $\beta = 1,2$.
t_a	s	-je doba rozjezdu pojezdu. Z důvodu použití frekvenčního měniče $t_a=3$ s.
n_N	min^{-1}	-jmenovité otáčky elektromotoru určeny dle kap. 7.2.1
i_p		-převodový poměr převodové skříně dle kap. 7.2.1
J_1	kg.m^2	-moment setrvačnosti hřídele elektromotoru dle kap. 7.2.1

$$M_{rozj} = M_T + M_{Fov} + M_{Foz} + M_{zp} + M_{zr} = 30,7 + 71,4 + 80,1 + 16,15 + 6,6 \quad (7.31)$$

$$M_{rozj} = 205 \text{ N.m}$$

kde:

M_{rozj}	N.m	je celkový potřebný rozběhový moment motoru
M_T	N.m	-moment vyvolaný pasivními odpory dle rovnice (7.26)
M_{Fov}	N.m	-moment vyvolaný působením větru proti pojezdu dle rovnice (7.27)
M_{Foz}	N.m	-moment vyvolaný působením současného zdvihu a pojezdu dle (7.28)
M_{zp}	N.m	-moment setrvačnosti posouvajících se hmot dle rovnice (7.29)
M_{zr}	N.m	-moment setrvačnosti rotujících hmot dle rovnice (7.30)

$$M_{rozj} \leq \chi M_2 \quad (7.32)$$

$$205 \leq 2,3 \cdot 421$$

$$205 \text{ N.m} \leq 968 \text{ N.m}$$

kde:

M_{rozj}	N.m	je celkový potřebný rozběhový moment motoru
------------	-----	---



- M_2 N.m -výstupní kroutící moment převodovky dle kap. 7.2.1
 χ -součinitel přetížitelnosti. Zvolen dle [11] $\chi = 2,3$.

Zvolený elektromotor s převodovkou vyhovují podmínce přetížitelnosti

7.2.5 VOLBA VHODNÉ BRZDY

Dle katalogu firmy NORD volím brzdu BRE 10. Brzdu vybírám podle doporučení firmy NORD pro zvolenou kuželochelní převodovku SK 9022.1-80L/4 a elektromotor 80L/4.

Brzda BRE 10 dle [19]

$$M_b = 10 \text{ N.m}$$

7.2.6 KONTROLA HAVARIJNÍ BRZDY

DOBA BRŽDĚNÍ

Údaje a výpočty provedeny dle [11].

$$t_b = \frac{(Q + G_c) v_p R_f \eta_c + \beta J_1 2\pi n_N i_p}{M_B i_p + (T - F_{ov} - F_{oz}) R_f \eta_c} \quad (7.33)$$

$$t_b = \frac{(3200 + 600) \cdot 0,15 \cdot 0,085 \cdot 0,91 + 1,2 \cdot 0,00145 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1375}{60} \cdot 78,89}{10 \cdot 78,89 + (360,755 - 840 - 1569,6) \cdot 0,085 \cdot 0,91}$$

$$t_b = 0,1 \text{ s}$$

kde:

- Q kg je hmotnost jmenovitého břemene viz kap. 4.1.3
 G_c kg -celková hmotnost pojezdového zařízení (hmotnost vozíku s kladnicí) dle (7.6)
 R_f mm -poloměr řetězky určen viz kap. 7.1.5
 v_p m.s⁻¹ -rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$
 i_p -převodový poměr převodové skříně dle kap 7.2.1
 β -součinitel ostatních rotujících hmot. Z daného rozmezí volím dle [11] $\beta = 1,2$.
 n_N min⁻¹ -jmenovité otáčky elektromotoru určeny dle kap. 7.2.1
 J_1 kg.m² -moment setrvačnosti hřídele elektromotoru dle kap. 7.2.1
 M_B N.m -brzdny moment brzdy dle kap. 7.2.3



η_c		-celková mechanická účinnost mechanismu dle rovnice (6.51)
T	N	-tažná síla nutná pro překonání pasivních odporů dle rovnice (7.21)
F_{ov}	N	-síla potřebná k překonání odporu větru dle rovnice (7.22)
F_{oz}	N	-síla vznikající za současného pojezdu a zdvihu, působící proti pojezdu dle rovnice (7.23)

BRZDNÁ DÉLKA

Údaje a výpočty provedeny dle [11].

$$L_b = \frac{v_p t_b}{2} = \frac{0,15 \cdot 0,1}{2} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (7.34)$$

kde:

v_p m.s⁻¹ je rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$

t_b s -doba brždění pojezdu vypočtená dle rovnice (7.33)

ZPOMALENÍ

Údaje a výpočty provedeny dle [11].

$$a_b = \frac{v_p}{t_b} = \frac{0,15}{0,1} = 1,2 \text{ m.s}^{-2} \quad (7.35)$$

kde:

v_p m.s⁻¹ je rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$

t_b s -doba brždění pojezdu vypočtená dle rovnice (7.33)

7.3 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH KOMPONENT POJEZDU

7.3.1 PŘEPOČET NA DIAGRAMOVÝ VÝKON RESPEKTUJÍCÍ PROVOZNÍ PODMÍNKY

Údaje a výpočet provedeny dle [21].

$$P_D = \frac{P_N}{\chi \mu \varphi} = \frac{0,75}{0,81 \cdot 1 \cdot 1} = 0,926 \text{ kW} \quad (7.36)$$

kde:

χ je činitel výkonu. Volím dle [21] podle činitele rázu $Y = 1,8 \rightarrow \chi = 0,81$.



μ	-činitel mazání pro udržovaný válečkový řetěz dle [21] tab. 1 $\mu = 1$
φ	-činitel provedení řetězu dle [21] $\varphi = 1$
P_N	kW -jmenovitý výkon elektromotoru dle kap. 7.2.1

7.3.2 PŘEPOČET DIAGRAMOVÉHO VÝKONU PRO JINOU NEŽ NABÍZENOU DÉLKU ŘETĚZU

Údaje a výpočet provedeny dle [21].

$$P_D' = \frac{P_D}{\rho} = \frac{0,926}{1,3} = 0,712 \text{ kW} \quad (7.37)$$

kde:

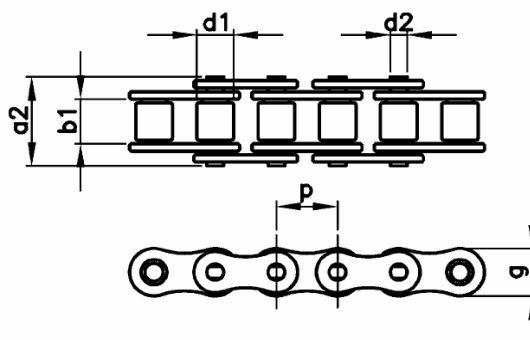
P_D	kW je diagramový výkon respektující provozní podmínky dle rovnice (7.36)
ρ	-činitel vzdálenosti os určený dle [21]

7.3.3 VOLBA ŘETĚZU

Dle [21] obr. 3. volím pro vypočtený diagramový výkon a pro rychlost pojezdu menší než $v_p=8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ řetěz 16B-1.

Řetěz 16B-1 dle [22]

Rozteč	$p= 25,4 \text{ mm}$
Šířka válečku	$b_1= 17,02 \text{ mm}$
Průměr válečku	$d_1= 15,88 \text{ mm}$
Zatížení při přetržení	$F_{př}= 63,765 \text{ kN}$
Metrová hmotnost řetězu	$m_f= 2,75 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}$
Plocha kloubu	$S_k= 210 \text{ mm}^2$



Obr. 45 Řetěz 16B-1 [14]



7.3.4 PŘEPOČET POJEZDOVÉ RYCHLOSTI PRO DANÉ OTÁČKY ZVOLENÉ PŘEVODOVKY

Údaje a výpočet provedeny dle [11].

$$v_p = \frac{\pi D_f n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,17 \cdot 17}{60} = 1,51 \cdot 10^{-1} \text{ m.s}^{-1} \quad (7.38)$$

kde:

D_f mm -průměr řetězky určen viz kap. 7.1.5

n_2 min^{-1} -výstupní otáčky zvolené převodovky dle kap. 7.2.1

7.3.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Údaje a výpočet provedeny dle [21].

$$F_0 = \frac{P_N}{v_p} = \frac{0,75}{0,151} = 4,967 \text{ kN} \quad (7.39)$$

kde:

F_0 kN je obvodová síla na řetězu

P_N kW -jmenovitý výkon elektromotoru dle kap. 7.2.1

v_p m.s^{-1} -rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$

$$F_c = m_f v_p = 2,75 \cdot 0,151 = 0,415 \text{ N} \quad (7.40)$$

kde:

F_c N je tahová složka od odstředivé síly

m_f kg.m^{-1} -metrová hmotnost řetězu dle kap. 7.3.3

v_p m.s^{-1} -rychlost pojezdu určená dle zadání $v_p = 0,15 \text{ m.s}^{-1}$

$$F_m = \frac{m_f A^2}{8h} g = \frac{2,75 \cdot 4,064}{8 \cdot 0,04} \cdot 9,81 = 342,6 \text{ N} \quad (7.41)$$

kde:

F_m N je tahová složka od tíhy volné dolní větve řetězu

m_f kg.m^{-1} -metrová hmotnost řetězu dle kap. 7.3.3

A m -předběžná osová vzdálenost os řetězek, kde výpočet je dle [22] $A = 4,064 \text{ m}$

h m -průhyb řetězu o předpokládané přijatelné velikosti dle [21] $h = 0,04 \text{ m}$

$$F_1 = F_0 + F_c + F_m = 4967 + 0,415 + 342,6 = 5310 \text{ N} \quad (7.42)$$



kde:

- F_1 N je výsledná tahová síla v řetězu
 F_0 N -obvodová síla na řetězu dle rovnice (7.39)
 F_c N -tahová složka od odstředivé síly dle rovnice (7.40)
 F_m N -tahová složka od tíhy volné dolní větve řetězu dle rovnice (7.41)

KONTROLA PROTI PŘETRŽENÍ ŘETĚZU

Údaje a výpočty provedeny dle[21].

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_1} = \frac{63765}{5300} = 12 \quad (7.43)$$

kde:

- k_s je součinitel statické bezpečnosti řetězu
 $F_{př}$ N -zatížení řetězu nutné pro přetržení dle kap. 7.3.3
 F_1 N -výsledná tahová síla v řetězu dle rovnice (7.42)

$$k_s \geq 7 \quad (7.44)$$

$$12 \geq 7$$

kde:

- k_s -součinitel statické bezpečnosti řetězu dle rovnice (7.43)

Řetěz z hlediska statické bezpečnosti kontroly proti přetržení vyhovuje.

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_1 Y} = \frac{63765}{5300 \cdot 1,8} = 6,6 \quad (7.45)$$

kde:

- k_d je součinitel dynamické bezpečnosti řetězu
 $F_{př}$ N -zatížení řetězu nutné pro přetržení dle kap. 7.3.3
 F_1 N -výsledná tahová síla v řetězu dle rovnice (7.42)
 Y -činitel rázů zvolený dle [21]

$$k_d \geq 5 \quad (7.46)$$

$$6,6 \geq 5$$



kde:

k_d je součinitel dynamické bezpečnosti řetězu dle rovnice (7.45)

Řetěz z hlediska dynamické bezpečnosti kontroly proti přetržení vyhovuje.

7.3.6 KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU

Údaje a výpočet provedeny dle [21].

$$p_v = \frac{F_1}{S_k} = \frac{5300}{210} = 25,2 \text{ MPa} \quad (7.47)$$

kde:

p_v MPa je výpočtový tlak v kloubu řetězu

F_1 N -výsledná tahová síla v řetězu dle rovnice (7.42)

S_k mm² -plocha kloubu dle kap. 7.3.3

$$p_D = p_s \lambda = 32,362 \cdot 1,24 = 40,1 \text{ MPa} \quad (7.48)$$

kde:

p_D MPa je dovolený tlak v kloubu řetězu

p_s MPa -směrný tlak v kloubu určen dle [22] tab. 8 $p_D=32,362$ MPa

λ -činitel tření určený dle [21] tab. 7. $\lambda = 1,24$

$$p_D \geq p_v \quad (7.49)$$

$$40,1 \text{ MPa} \geq 25,2 \text{ MPa}$$

kde:

p_D MPa je dovolený tlak v kloubu řetězu dle rovnice (7.48)

p_v MPa -výpočtový tlak v kloubu řetězu dle rovnice (7.47)

Z hlediska kontroly tlaku v kloubu zvolený řetěz vyhovuje.



7.3.7 NÁVRH LOŽISEK HŘÍDELE POHONU POJEZDU

ŽIVOTNOST LOŽISKA

Údaje a výpočty provedeny dle [15].

$$L_{10} = L_z z n_c = L_z z \frac{n_p}{\pi D_f} = 15 \cdot 365 \cdot 60 \cdot \frac{2 \cdot 1340}{\pi \cdot 170} = 1,65 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (7.50)$$

kde:

L_z	den	je životnost zařízení. Je požadováno ze strany objednavatele 15 let.
z	cykly.den ⁻¹	-počet cyklů za den. Odborný odhad firmy Vitcrane $z=60$ cyklů.den ⁻¹ .
n_c	ot.cykly ⁻¹	-počet otáček za cyklus
n_p	mm.cykly ⁻¹	-pojezd pojezdového kola. Maximální pojezd $n_p=2 \times 1340$ mm.cykly ⁻¹
D_f	mm	-průměr řetězky dle kap. 7.1.5

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$F_R = F_1 = 5\,310 \text{ N} \quad (7.51)$$

kde:

F_1 N je výsledná tahová síla v řetězu dle rovnice (7.42)

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

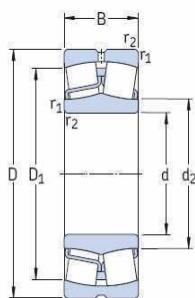
Maximální axiální síla je zde určena dle odborného odhadu firmy Vitcrane jako 10% radiální síly.

$$F_A = 0,1F_R = 0,1 \cdot 5310 = 531 \text{ N} \quad (7.52)$$

kde:

F_R N je radiální síla působící na ložisko dle rovnice (7.51)

Pro uložení hřídele pohonu pojezdu volím dvojici soudečkových ložisek SKF 22209 E [15]. Pro tyto ložiska bude použito mazivo firmy SKF LGET 2 pro extrémní teplotní podmínky. Toto mazivo je plně syntetické, na bázi syntetického fluorovaného leje kombinovaného se zahušťovadlem PTFE [16].



Obr. 46 Ložisko SKF 22209 E [26]

Ložisko SKF 22209 E [15]

Vnitřní průměr kroužku	$d = 45 \text{ mm}$
Vnější průměr kroužku	$D = 85 \text{ mm}$
Šířka ložiska	$B = 23 \text{ mm}$
Základní dynamická únosnost	$C = 102 \text{ kN}$
Základní statická únosnost	$C_0 = 98 \text{ kN}$
Hmotnost ložiska	$m_L = 0,58 \text{ kg}$

Mazivo LGET 2 [16]

Rozmezí provozních teplot	$-40^\circ\text{C} - +260^\circ\text{C}$
Viskozita základového oleje při 40°C	$400 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA F_e

Údaje a výpočet provedeny dle [15].

$$F_e = F_R + Y_1 F_A = 5310 + 2,6 \cdot 531 = 6\,691 \text{ N} \quad (7.51)$$

kde:

Y_1		je výpočtový součinitel dle [15] str. 717 $Y_1 = 2,6$
F_A	N	je axiální síla působící na ložisko dle rovnice (7.52)
F_R	N	-radiální síla působící na ložisko dle rovnice (7.51)

**TRVANLIVOST LOŽISKA**

Údaje a výpočet provedeny dle [15].

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^{10/3} = \left(\frac{102000}{6240,8} \right)^{10/3} = 11,1 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (7.54)$$

kde:

F_e N je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska dle rovnice (7.53)

C N -základní dynamická únosnost ložiska SKF 22209 E viz kap. 7.3.7

$$L \geq L_{10}$$

$$11,1 \cdot 10^9 \text{ ot} \geq 1,65 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

kde:

L ot je trvanlivost ložiska dle rovnice (7.54)

L_{10} ot -požadovaná životnost ložiska dle rovnice (7.50)

Zvolené ložisko vyhovuje zadaným parametrům.



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnutí konstrukčního řešení a hlavních částí zdvihového a pojezdového ústrojí otočného sloupového jeřábu plnicího vozu koksárenské baterie, který slouží pro práci s kusovými břemeny, k opravám, údržbě plnicího vozu a k čištění stoupaček baterie.

Pro zajištění správnosti funkce jeřábu v zadaných podmínkách, které byly hlavním omezujícím parametrem zejména díky zadanému rozsahu teplot od -40°C do $+40^{\circ}\text{C}$, jsem navrhl koncepci řešení, jak samotné konstrukce, tak zdvihového a pojezdového mechanismu.

Hlavní ocelová konstrukce jeřábu byla navržena vzhledem k zadaným parametrům po domluvě s firmou Vitcrane s.r.o. mírným předimenzováním a volbou správného materiálu. To by mělo zajistit bezpečnost provozování konstrukce i v náročných podmínkách, které byly zadány. U tohoto návrhu jsem zejména přihlížel na rozsah pracovních teplot a způsob použití jeřábu. Navrhnutá konstrukce byla následně zkontrolována pomocí MKP programu I-DEAS NX 11, přičemž výsledky této analýzy potvrzují správnost návrhu této konstrukce analytickou cestou.

Zdvihový mechanismus tvoří jedna lanová větev. U tohoto mechanismu byl proveden návrh a kontrola lana, návrh lanového bubnu, lanových příložek, vodících kladek, jejich čepů a ložisek, návrh kladnice, tenzometrického čepu a zaklínování lana. Plášť lanového bubnu byl analyticky zkontrolován a byly navrženy ložiska hřídele bubnu. Dále byla provedena kontrola čepů kladek a jejich ložisek. Pro zdvihový mechanismus jsem navrhl pohon realizovaný elektromotorem a převodovkou firmy NORD, který jsem zkontroloval z hlediska záběrného momentu motoru. Navržený buben bude nasazen na hřídeli a bude přímo spojený s převodovkou a elektromotorem. Zde jsem také navrhl klidovou brzdu firmy NORD, která je volitelnou součástí elektromotoru. U této brzdy jsem provedl výpočet brzdných dob při spouštění a zvedání břemene.

Pojezdový mechanismus bude realizován jako řetězový převod. U pojezdového ústrojí jsem navrhl průměr hnací řetězky, řetěz, pojezdová kola kočky a způsob napínání řetězu, které je zde řešeno pomocí dvou napínacích šroubů, kterými je řetěz připevněn ke kočce. Řetěz byl po navrhnutí zkontrolován proti přetržení. Pojezdová kola byla navržena s jedním nákolkem. U těchto kol byla analyticky zkontrolována jejich maximální únosnost. Zde byla také provedena kontrola hřídelových čepů, které jsou usazeny v ložiscích pojezdového kola. Dále byl proveden návrh ložisek pojezdových kol a ložisek hřídele pohonu pojezdu a jejich následná kontrola. Pohon hnací řetězky jsem navrhl jako elektromotor s převodovkou a brzdou firmy NORD. Dále jsem provedl kontrolu elektromotoru na rozběh a zvolené brzdy.

Výkresová dokumentace byla vytvořena v programu AutoCAD a tvoří přílohu této práce.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů : Výpočet podle mezních stavů*. Praha : Vydavatelství norem, 1989. 68 s. MDT 621.873: 624.042.
- [2] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha : Český normalizační institut, 1998. 135 s. ICS 91.080.10.
- [3] SOKOL, F. *Konstrukce zdvihového mechanismu jeřábu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
- [4] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů strojní součásti : Učebnice pro střední a průmyslové školy*. Dotisk 2. vydání. Brno : Computer Press, a. s., 2007. 157 s. ISBN 80-7226-311-0, Prodejní kód: K0346.
- [5] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky : Upravené a doplněné vydání*. 3. doplněné vydání. Praha : Scienta, spol. s. r. o., pedagogické nakladatelství, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [6] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Vyd. 1. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s. A236 735/e.
- [7] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*. Praha : Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, 1978. 8 s. MDT 621.86/87.06: 677.7.001.24.
- [8] Feron a. s. *Feron, a. s. : Velkoobchod hutním materiálem* [online]. c2011 [cit. 2011-05-24]. Feron, a. s. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/index.php>>.
- [9] Pavlínek s. r. o. *Katalog Diepa Pavlínek : Lana speciální* [online]. [s.l.] : [s.n.], 200? [cit. 2011-05-24]. 27 s. Dostupné z WWW: <http://www.pavlinek.cz/assets/download/katalogy/lana_retezy_komponenty/3.pdf>.
- [10] Pavlínek s. r. o. *Pavlínek Vázací prostředky : Vazaky On-Line* [online]. c2006, 2011 [cit. 2011-05-24]. Pavlínek Vázací prostředky. Dostupné z WWW: <http://www.vazaky-online.cz/Prislušenstvi-k-lanum_d6.html>.
- [11] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRAŽAN, František. *Jeřáby : 1. Díl. 2., přepracované a doplněné vydání*. Praha : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1974. 648 s. 04-216-74.
- [12] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha : Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, Praha, 1957. 9 s. ČSST 9681-56.
- [13] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů : 1. svazek. 5. přepracované vydání*. Praha : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. 776 s. ISBN 80-03-00046-7.



- [14] Haberkorn Ulmer s. r. o. *Katalog Válečkové řetězy : Evropská konstrukce dle evropské normy DIN 8187* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-24]. 2 s. Dostupné z WWW: <<http://www.haberkorn.cz/retezy/>>.
- [15] SKF Group 2007. *Hlavní katalog SKF*. Maďarsko : [s.n.], 2007. 1130 s.
- [16] SKF Group. *Plastické mazivo LGET 2 pro extrémní teplotní podmínky* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-24]. 2 s. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=260482&lang=cs>.
- [17] The crosby Group, Inc. *Katalog The crosby Group, Inc.* [s.l.] : [s.n.], 2002. 563 s.
- [18] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení : pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně* [online]. Garant předmětu: Břetislav Mynář. Brno : FSI VUT v Brně, 200? [cit. 2011-05-24]. 126 s. Dostupné z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory>>.
- [19] NORD Drivesystems. *Katalog G1000_50HZ : UNICASE 50Hz, metric* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-24]. 527 s. Dostupné z WWW: <<http://www2.nord.com/documentation/documentation.do?mcid=1141&filter1=727&filter2=1541&uiLang=cz&docLang=all&showView=/cms/cz/documentation/catalogues/catalogues-dep>>.
- [20] GLOGAR, Matěj. *Manipulátor se vzorky plechů pro mechanické zkoušky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marián Laurinec.
- [21] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet řetězového převodu : Vysokoškolská příručka*. Ostrava : [s.n.], 2008. 16 s.
- [22] ČSN 02 3311. *Válečkové řetězy : Rozměry*. Praha : Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, Praha, 1973. 10 s. DT 672.658, JK 318 11.
- [23] OKK Koksovny, a. s. *OKK* [online]. c2009 [cit. 2011-05-24]. OKK Koksovny, a. s. Dostupné z WWW: <<http://www.koksovny.cz/cz/vyrabime-koks/historie-koksarenstvi-ve-svete/>>.
- [24] Gloria Steel Limited. *Gloria Steel Limited* [online]. c2008 [cit. 2011-05-24]. Plates from Non-ally Constructional Fine-grain Steels Normal. Dostupné z WWW: <<http://www.gloriasteel.com/Technology/9.shtml>>.
- [25] SKF Group. *Hlavní katalog SKF : Kuličková ložiska* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-24]. 118 s. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259672&lang=cs>.
- [26] SKF Group. *Hlavní katalog SKF : Soudečková ložiska* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2011 [cit. 2011-05-24]. 84 s. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259700&lang=cs>.



[27] Magtrol Co., Ltd. *Magtrol* [online]. c2005, 2010 [cit. 2011-05-24]. Magtrol. Dostupné z WWW: <<http://www.magtrol.com.cn/loadforceweight/loadpins.html>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Hloubka drážky lanového bubnu
a	[m.s ⁻²]	Zrychlení
A	[mm]	Předběžná osová vzdálenost os řetězek
A	[m ²]	Plocha břemene vystavená působení větru
a _b	[m.s ⁻²]	Zpomalení
A ₀	[mm]	Plocha průřezu jádra šroubu
b	[mm]	Šířka příruby, účinná šířka kolejnice
B	[mm]	Šířka ložiska
b _ε	[mm]	Šířka vidlice čepového uložení
b ₁	[mm]	Šířka průřezu 1 svařovaného nosníku, šířka válečku
b ₂	[mm]	Šířka průřezu 2 a 4 svařovaného nosníku
b ₃	[mm]	Šířka průřezu 3 svařovaného nosníku
d	[mm]	Průměr lana, vnitřní průměr kroužku ložiska
C	[kN]	Základní dynamická únosnost ložiska
C ₀	[kN]	Základní statická únosnost ložiska
D	[mm]	Průměr trubky, vnější průměr kroužku ložiska
D _b	[mm]	Jmenovitý průměr lanového bubnu
D _{bmin}	[mm]	Minimální průměr lanového bubnu
D _{min}	[mm]	Minimální průměr vodící kladky
D _{pk}	[mm]	Průměr pojezdového kola
D _r	[mm]	Roztečný průměr šroubů
D _ř	[mm]	Roztečný průměr hnací řetězky
D _v	[mm]	Jmenovitý průměr kladky
d _{vk}	[mm]	Průměr vyrovnávací kladky
d ₁	[mm]	Průměr válečku řetězu
d ₃	[mm]	Malý průměr šroubu
d _ε	[mm]	Průměr čepu
D _{1b}	[mm]	Průměr lanového bubnu pod lanem
e	[-]	Základ přirozených logaritmů
f	[Hz]	Frekvence
F	[N]	Síla působící na sloup v silové dvojici, zatížení svislého lana, síla působící na čep, síla vyvolávající krut bubnu,



F	[N]	Síla vyvolávající vnější přetlak
F_A	[N]	Axiální síla působící na ložisko
f_b	[-]	Provozní faktor převodovky
f_{ξ}	[-]	Součinitel valivého tření pro soudečková valivá ložiska
F_c	[N]	Tahová složka od odstředivé síly
F_{dov}	[N]	Maximální dovolené zatížení lana
F_e	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
f_h	[-]	Součinitel trvanlivosti
F_m	[N]	Tahová složka od tíhy volné dolní větve řetězu
f_n	[-]	Součinitel počtu otáček
F_0	[N]	Síla v laně pod příložkou, obvodová síla na řetězu
F_{ov}	[N]	Síla potřebná k překonání odporu větru
F_{oz}	[N]	Síla vznikající za současného pojezdu a zdvihu
$F_{př}$	[N]	Zatížení při přetržení řetězu
F_R	[N]	Radiální síla působící na ložisko
F_s	[N]	Osová síla působící ve šroubech příložek
f_{yd}	[MPa]	Návrhová pevnost
F_1	[N]	Výsledná tahová síla v řetězu
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[kg]	Hmotnost profilu, předpokládaná hmotnost stálého břemena zatěžující lano
G_c	[kg]	Celková předpokládaná hmotnost pojezdového vozíku a kladnice, celková hmotnost pojezdového vozíku a kladnice,
G_s	[kg]	Hmotnost stálého břemene
G_1	[kg]	Předpokládaná hmotnost vlastní konstrukce na délce L
G_2	[kg]	Předpokládaná hmotnost vlastní konstrukce na délce L_2
h	[m]	Výška svařovaného nosníku otoče, výška průřezu, průhyb řetězu
H	[m]	Zdvihová výška
H_{tp}	[N]	Síla z dvojice sil působících kolmo na kolejnici při přičení jeřábu
h_1	[mm]	Výška průřezu 1 svařovaného nosníku
h_2	[mm]	Výška průřezu 2 svařovaného nosníku
h_3	[mm]	Výška průřezu 3 svařovaného nosníku
h_4	[mm]	Výška průřezu 4 svařovaného nosníku
i	[-]	Počet šroubů v příložkách



i_c	[-]	Celkový převod mechanismu
i_k	[-]	Lanový převod
i_p	[-]	Převodový poměr převodovky
I_x	[m ⁴]	Moment setrvačnosti k ose ohybu x
I_y	[m ⁴]	Moment setrvačnosti k ose ohybu y
J	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti veškerých pohyblivých hmot soustavy
J_0	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotoru elektromotoru
J_1	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti hřídele
J_2	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli
J_3	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti posuvných hmot
k	[-]	Součinitel bezpečnosti, konstanta závislá na materiálu a druhu provozu
k_d	[-]	Součinitel bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti, součinitel dynamické bezpečnosti řetězu
k_l	[-]	Součinitel bezpečnosti lana
K_{max}	[N]	Maximální únosnost pojezdového kola
k_s	[-]	Součinitel statické bezpečnosti řetězu
k_{ξ}	[-]	Součinitel bezpečnosti šroubu
KV	[J]	Nárazová práce
l	[mm]	Vzdálenost středu lana a středu stěny bubnu
L	[mm]	Předpokládaná délka výložníku viz obr. 2., navíjená délka lana
L_b	[mm]	Brzdná délka
l_c	[mm]	Celková délka bubnu
$L_{\check{c}}$	[mm]	Velikost uložení čepu kladek
$l_{\check{c}u}$	[mm]	Délka uložení čepu
l_z	[mm]	Délka závitové části bubnu
L_z	[den]	Životnost zařízení
L_1	[mm]	Předpokládaná délka výložníku viz obr. 2., maximální vzdálenost lana od osy ložiska
l_2	[mm]	Délka krajní hladké části bubnu
L_2	[mm]	Předpokládaná délka výložníku viz obr. 2.



L_{10}	[ot]	Životnost ložiska
m	[kg]	Hmotnost
M_b	[N.m]	Brzdňý moment
M_{Fov}	[N.m]	Moment vyvolaný působením větru
M_{Foz}	[N.m]	Moment vyvolaný působením současného zdvihu a pojezdu
m_k	[kg]	Hmotnost kladnice
M_k	[N.m]	Kroutící moment u bubnu
m_L	[kg]	Hmotnost ložiska
M_N	[N.m]	Jmenovitý moment elektromotoru
M_{NP}	[N.m]	Moment motoru za přetíženého stavu
M_o	[N.m]	Ohybový moment
M_{oc}	[N.m]	Ohybový moment působící na čep
M_r	[N.m]	Rozběhový moment elektromotoru
M_{rozj}	[N.m]	Celkový potřebný rozběhový moment motoru
M_{rp}	[N.m]	Potřebný záběrový moment
$m_{ř}$	[kg.m ⁻¹]	Metrová hmotnost řetězu
M_s	[N.m]	Setrvačný moment veškerých pohyblivých hmot soustavy
M_{stb}	[N.m]	Statický moment břemene redukovaný na rychloběžný hřídel
M_{st}	[N.m]	Statický moment od břemene
$M_{š}$	[N.m]	Ohybový moment šroubu
M_T	[N.m]	Moment vyvolaný pasivními odpory
M_{zp}	[N.m]	Moment setrvačnosti posouvajících se hmot
M_{zr}	[N.m]	Moment setrvačnosti rotujících hmot
M_2	[N.m]	Výstupní kroutící moment převodovky
n	[-]	Počet nosných průřezů lana v jedné nosné větvi, počet rezervních závitů
n_b	[min ⁻¹]	Otáčky lanového bubnu
n_c	[ot.cyklus ⁻¹]	Počet otáček za cyklus
n_m'	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru při přetíženém stavu
n_N	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky elektromotoru



n_p	[mm.cyklus ⁻¹]	Pojezd pojezdového kola
n_{pk}	[min ⁻¹]	Otáčky pojezdového kola
n_f	[min ⁻¹]	Otáčky hnací řetězky
n_2	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
p	[mm]	Rozteč
P	[kW]	Výkon elektromotoru
p_D	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
P_D	[kW]	Diagramový výkon respektující provozní podmínky
P_D'	[kW]	Upravený diagramový výkon pro jinou než nabízenou délku řetězu
p_{D1}	[MPa]	Dovolený tlak v táhlu
p_{D2}	[MPa]	Dovolený tlak ve vidlici
P_{min}	[kN]	Minimální únosnost lana
P_N	[kW]	Jmenovitý výkon elektromotoru
P_{pr}	[kW]	Výkon motoru za přetíženého stavu
$P_{př}$	[kW]	Potřebný výkon pro překonání všech odporů
p_v	[MPa]	Výpočtový tlak v kloubu řetězu
p_1	[MPa]	Tlak v táhlu čepového uložení
p_2	[MPa]	Tlak ve vidlici čepového uložení
Q	[kg]	Hmotnost jmenovitého břemene
r	[mm]	Poloměr zaoblení drážky lanového bubnu
R	[mm]	Poloměr pojezdového kola
$r_{čp}$	[mm]	Poloměr čepu pojezdového kola
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
R_{md}	[MPa]	Pevnost drátků lana
R_R	[N]	Maximální zatížení pojezdového kola
R_f	[mm]	Poloměr hnací řetězky
r_1	[mm]	Poloměr zaoblení přechodu drážek lanového bubnu
s	[mm]	Tloušťka stojiny, tloušťku stěny lanového bubnu
S	[m ²]	Plocha průřezu
$S_č$	[mm]	Plocha průřezu čepu
S_k	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
s_1	[mm]	Předběžně navrhnutá tloušťka stěny lanového bubnu
t	[mm]	Tloušťka příruby, rozteč drážek lanového bubnu
T	[mm]	Světlost stěny



T	[N]	Tažná síla nutná pro překonání pasivních odporů
t_a	[s]	Doba rozjezdu pojezdu
t_b	[s]	Doba brždění
t_{bs}	[s]	Doba brždění při spouštění břemene
t_{bz}	[s]	Doba brždění při zvedání břemene
t_k	[t]	Únosnost kladnice
t_{min}	[s]	Minimální doba rozběhu
t_r	[s]	Doba rozběhu
U	[V]	Napětí
U	[m ² .m ⁻¹]	Plocha povrchu profilu
v_p	[m.s ⁻¹]	Rychlost pojezdu
v_z	[m.s ⁻¹]	Rychlost zdvihu
v_{zsk}	[m.s ⁻¹]	Skutečná rychlost zdvihu
W	[Pa]	Provozní tlak větru
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[m ³]	Průřezový modul v ohybu
$W_{o\check{c}}$	[m ³]	Modul průřezu čepu v ohybu
W_{ξ}	[m ³]	Odporový modul průřezu jádra šroubu
W_x	[m ³]	Průřezový modul k ose ohybu x
W_y	[m ³]	Průřezový modul k ose ohybu y
Y	[-]	Trvanlivost, činitel rázů
Y_1	[-]	Výpočtový součinitel ložiska
z	[-]	Počet větví lanového převodu
z	[cykly.den ⁻¹]	Počet cyklů za den
Z	[závit]	Počet závitů lanového bubnu
α	[-]	Součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu, součinitel závislý na skupině jeřábu
α	[°]	Úhel opásání
α_j	[-]	Součinitel momentu setrvačnosti
α_2	[°]	Úhel opásání
β	[-]	Bezpečnost brzdy, součinitel ostatních rotujících hmot
χ	[-]	Součinitel přetížitelnosti, činitel výkonu
ε	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli
φ	[-]	Činitel provedení řetězu
γ_g	[-]	Součinitel zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu
γ_k	[-]	Dynamický součinitel od svislých setrvačných sil
γ_{lo}	[-]	Součinitel zatížení od jmenovitého břemene
γ_M	[-]	Dílcí součinitel spolehlivosti materiálu



γ_t	[-]	Dynamický součinitel pojezdový
η_c	[-]	Celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_k	[-]	Účinnost lanového systému
η_b	[-]	Účinnost lanového bubnu
η_p	[-]	Účinnost převodovky
λ	[-]	Součinitel příčení jeřábu
μ	[-]	Součinitel tření mezi lanem a bubnem, činitel mazání
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[-]	Činitel vzdálenosti os
σ	[MPa]	Tahové napětí ve šroubu
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_D	[MPa]	Maximální dovolené napětí
$\sigma_{doč}$	[MPa]	Dovolené ohybové napětí na čepu
σ_{dov}	[MPa]	Maximální dovolené napětí
$\sigma_{dovš}$	[MPa]	Maximální dovolené namáhání šroubu
σ_0	[MPa]	Napětí od ohybového momentu
$\sigma_{oč}$	[MPa]	Napětí na čepu od ohybového momentu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	Napětí od vnějšího přetlaku
τ_{ε}	[MPa]	Smykové napětí na čepu
τ_{ck}	[MPa]	Mez únavy v krutu
$\tau_{Dč}$	[MPa]	Dovolené smykové napětí na čepu
τ_k	[MPa]	Smykové napětí
ξ	[-]	Rameno valivého odporu pojezdového kola
ξ_w	[-]	Součinitel vyjadřující vliv tvaru konstrukce a břemene



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Otočný sloupový jeřáb-sestava-list 1 1-DP-4032/01

Otočný sloupový jeřáb-sestava-list 2 1-DP-4032/02