



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

ZDVIHOVÝ MECHANISMUS JEŘÁBOVÉ KOČKY

STROKE MECHANISM OF CRANE TROLLEY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN MALÁR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Malár

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

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 bakalářské práce:

Zdvihový mechanismus jeřábové kočky

v anglickém jazyce:

Stroke mechanism of crane trolley

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus jeřábové kočky. Technické parametry:

| | |
|----------------------|--------------------|
| Nosnost | 16000 kg |
| Zdvih | 12 m |
| počet navíjených lan | 2 |
| převod kladkostroje | 4 |
| Zdvihová skupina | H2 dle ČSN 27 0103 |
| Rychlost zdvihu | 10 m/min |

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující

- výpočet hlavních rozměrů zdvihu,
- pevnostní kontrolu lanového bubnu
- další výpočty dle pokynů vedoucího BP

Nakreslete:

- celkovou sestavu mechanismu
- svařovací podsestava jeřábového bubnu
- další výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. ČSN ISO 8686-5 Jeřáby. Zásady konstruování podle zatížení a kombinací zatížení. Část 5: Mostové a portálové mostové jeřáby
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skriptu VUT Brno, 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 17.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu jeřábové kočky pro břemena o maximální hmotnosti 16 000 kg. Práce je rozdělena na dvě části: část písemnou a část praktickou.

V písemné části této práce je řešen výpočet hlavních rozměrů zdvihu a pevnostní kontrola lanového bubnu. Výpočet podléhá veličinám, které jsou dané zadáním. Dále je konkrétně řešena volba elektromotoru a převodovky a následná kontrola zdvihové rychlosti dle požadavků zákazníka.

Druhá část obsahuje výrobní výkresy, ve kterých je zahrnuta celková sestava zdvihového mechanismu a další podsestavy a výrobní výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

lanový buben, lano, kladky, pohon zdvihacího ústrojí, brzda, ložisko

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the stroke mechanism of the crane trolley, maximum weight of loads is 16 000 kg. The work is divided into two parts: a written part and a practical part.

In the written part of this work there are the main dimensions of lift and control cable drum strength solved. The calculation is subject to quantities that are given by assignment. Choice of the electric motor, gearbox and follow-up control of the stroke speed according to customer requirements is discussed further.

The second part includes production drawings, in which are included the total set of the stroke mechanism and other assemblies and production drawings.

KEY WORDS

rope drum, rope, pulley, powered hoisting mechanism, brake, bearing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MALÁR, M. *Zdvihový mechanismus jeřábové kočky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 54 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a konzultací, pod vedením pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc.

V Brně dne 1. 5. 2012

Martin Malár

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho cenné připomínky, rady a návrhy při zpracování této bakalářské práce.

OBSAH

| | |
|---|-----------|
| 1 ÚVOD | 10 |
| 2 KLADKOSTROJ | 11 |
| 2.1 Účinnost kladkostroje..... | 11 |
| 2.2 Počet nosných průřezů | 11 |
| 3 LANO | 12 |
| 3.1 Zatížení lana | 12 |
| 3.1.1 Od statických sil..... | 12 |
| 3.1.2 Od svislých setrvačných sil..... | 12 |
| 3.1.3 Maximální osová síla v laně..... | 12 |
| 3.2 Jmenovitá únosnost lana | 13 |
| 3.3 Volba lana | 13 |
| 3.4 Kontrola navrženého lana | 13 |
| 3.5 Potřebná délka lana pro objednání | 14 |
| 4 KLADKY | 15 |
| 4.1 Vodící kladky..... | 15 |
| 4.1.1 Základní průměr vodících kladek..... | 15 |
| 4.1.2 Jmenovitý průměr vodících kladek | 15 |
| 4.2 Vyrovnávací kladka | 16 |
| 4.2.1 Základní průměr vyrovnávací kladky | 16 |
| 4.2.2 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky..... | 16 |
| 4.3 Rozměry vyrovnávací a vodících kladek | 16 |
| 5 LANOVÝ BUBEN | 17 |
| 5.1 Parametry lanového bubnu..... | 17 |
| 5.1.1 Výpočet průměru bubnu pod lanem..... | 18 |
| 5.1.2 Tloušťka stěny bubnu..... | 18 |
| 5.1.3 Navíjená délka lana | 18 |
| 5.1.4 Počet závitů lana na lanovém bubnu..... | 18 |
| 5.1.5 Délka jedné závitové části bubnu..... | 19 |
| 5.1.6 Krajiní část lanového bubnu..... | 19 |
| 5.1.7 Úhel navíjení lana na lanový buben Ψ | 19 |
| 5.1.8 Celková délka lanového bubnu | 20 |
| 5.2 Pevnostní kontrola lanového bubnu | 21 |
| 5.2.1 Výpočet reakčních sil v podporách | 21 |
| 5.2.2 Výpočet ohybových momentů | 22 |

| | |
|--|-----------|
| 5.2.3 Maximální ohybový moment | 23 |
| 5.2.4 Průřezový modul v ohybu | 24 |
| 5.2.5 Výpočet napětí v ohybu | 24 |
| 5.2.6 Výpočet krouticího momentu..... | 25 |
| 5.2.7 Výpočet průřezového modulu v krutu | 25 |
| 5.2.8 Výpočet napětí v krutu | 25 |
| 5.2.9 Namáhání vnějším přetlakem..... | 26 |
| 5.2.10 Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy H.M.H..... | 26 |
| 6 PODPĚRNÝ ČEP | 26 |
| 6.1 Návrh podpěrného čepu | 26 |
| 6.2 Pevnostní kontrola podpěrného čepu | 27 |
| 6.2.1 Výpočet daných ohybových momentů v průřezech | 27 |
| 6.2.2 Výpočet daných průřezových modulů v ohybu v průřezech..... | 28 |
| 6.2.3 Výpočet napětí v daných průřezech | 28 |
| 7 POHON ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ..... | 29 |
| 7.1 Potřebný výkon elektromotoru..... | 29 |
| 7.2 Celková účinnost zdvihového mechanismu | 30 |
| 7.3 Volba elektromotoru | 30 |
| 7.4 Otáčky lanového bubnu..... | 31 |
| 7.5 Převodový poměr elektromotoru a lanového bubnu | 31 |
| 7.6 Návrh převodovky..... | 31 |
| 7.6.1 Potřebný výkon převodovky | 32 |
| 7.7 Kontrola zdvihové rychlosti | 33 |
| 7.7.1 Skutečné otáčky lanového bubnu..... | 33 |
| 7.7.2 Skutečná zdvihová rychlost..... | 33 |
| 7.8 Kontrola rozběhu elektromotoru | 34 |
| 7.8.1 Statický moment břemene redukovaný na hřídel elektromotoru | 34 |
| 7.8.2 Celkový převod | 34 |
| 7.8.3 Maximální moment motoru při rozběhu | 34 |
| 7.8.4 Minimální doba rozběhu | 34 |
| 7.8.5 Skutečná doba rozběhu elektromotoru..... | 35 |
| 7.8.6 Celkový potřebný záběrový (rozběhový) moment elektromotoru | 36 |
| 7.8.7 Kontrola normálového momentu elektromotoru..... | 36 |
| 7.9 Brzda | 36 |
| 7.9.1 Volba a kontrola brzdy..... | 36 |
| 7.9.2 Statický moment redukovaný na rychloběžném hřídeli..... | 37 |
| 7.9.3 Brzdový moment..... | 37 |

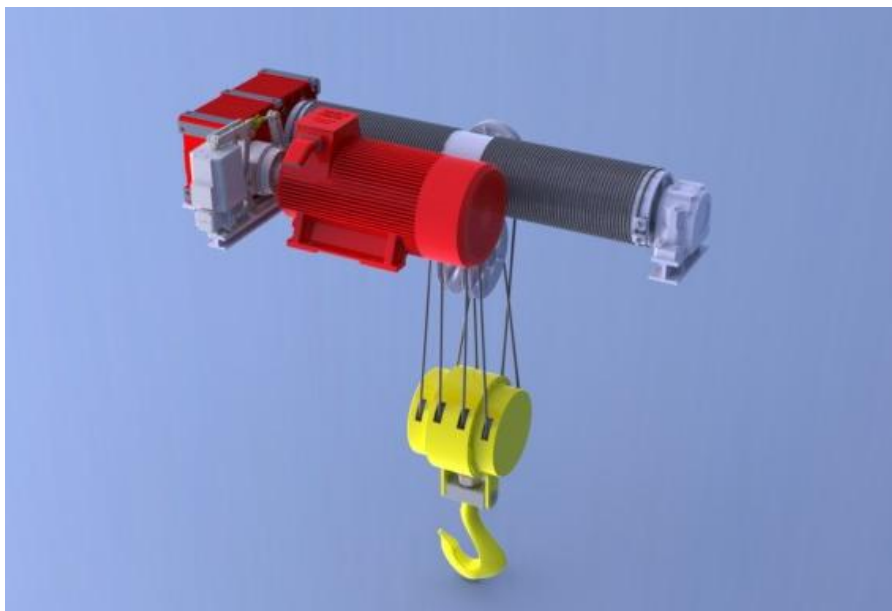
| | |
|--|-----------|
| 7.9.4 Výpočet doby brzdění | 38 |
| 8 VÝPOČET PERA | 39 |
| 8.1 Volba pera | 39 |
| 8.2 Výpočet délky pera | 39 |
| 8.3 Kontrola pera na otláčení | 40 |
| 8.3.1 Kontrola tlaku p_1 | 40 |
| 8.3.2 Kontrola tlaku p_2 | 41 |
| 9 LOŽISKO | 41 |
| 9.1 Návrh ložiska | 41 |
| 9.2 Kontrola ložiska | 41 |
| 9.2.1 Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska..... | 42 |
| 9.2.2 Statické ekvivalentní zatížení ložiska | 42 |
| 9.2.3 Bezpečnost ložiska při statickém zatížení..... | 42 |
| 9.2.4 Základní trvanlivost ložiska | 43 |
| 9.2.5 Trvanlivost ložiska s 98% spolehlivostí..... | 43 |
| 10 ZÁVĚR..... | 44 |
| 11 SEZNAM ZDROJŮ | 45 |
| 12 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ | 47 |
| 13 SEZNAM TABULEK..... | 52 |
| 14 SEZNAM OBRÁZKŮ | 53 |
| 15 SEZNAM PŘÍLOH..... | 54 |

1 ÚVOD

Cílem této bakalářské práce bylo vypracovat technickou zprávu s výpočtem hlavních rozměrů zdvihu, s pevnostní kontrolou lanového bubnu a dalších potřebných výpočtů k realizaci této práce, jako je např. volba elektromotoru, převodovky, brzdy, lana, lanového bubnu, ložiska a jejich následná kontrola. Nezbytnou součástí je i výkresová dokumentace. Ta se skládá například z celkové sestavy zdvihového mechanismu, svařované podsestavy lanového bubnu a dalších výrobních výkresů.

Zdvihový mechanismus se skládá z několika důležitých částí: pohon, brzdící soustava, převodovka, lano, lanový buben a jeho uložení. Všechny tyto části byly počítány dle zadaných parametrů. Hlavními parametry pro návrh zdvihového mechanismu jsou: maximální hmotnost břemene 16 000 kg, rychlost zdvihu 10 m.min⁻¹, výška zdvihu 12 m, dále zákazník uvedl počet navíjených lan 2 a převod kladkostroje 4.

Konstrukční návrh tohoto zdvihového mechanismu vyplývá z kusové výroby. Na základě tohoto faktu bylo navrženo co nejjednodušší konstrukční řešení, zároveň byl brán i zřetel na ekonomičnost výroby.



2 KLADKOSTROJ

2.1 Účinnost kladkostroje

Dle [4], str. 56

Účinnost lanového systému (kladkostroje) vypočítaná pomocí rovnice 3.20 dle [4], str. 56. Kde hodnota $\eta_{KL} = 0,98$ je volena pro valivé uložení vyrovnávací a vodících kladek.

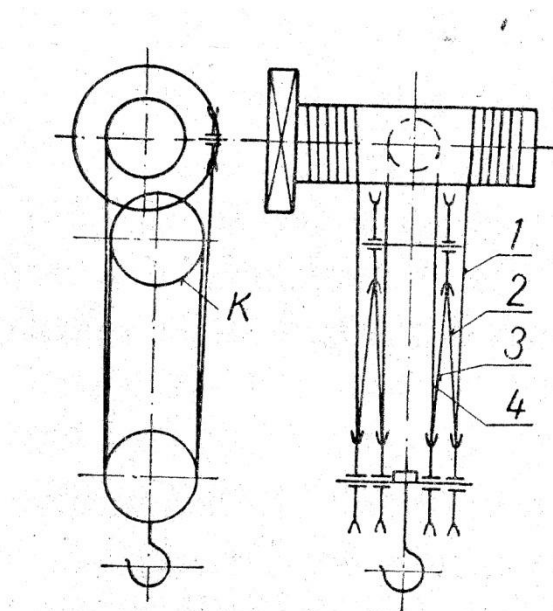
$$\eta_K = \frac{1 - \eta_{KL} \frac{n_p}{2}}{\frac{n_p}{2} * (1 - \eta_{KL})} \quad (2.1)$$
$$\eta_K = \frac{1 - 0,98^4}{4 * (1 - 0,98)}$$
$$\eta_K = 0,97$$

kde:

$\eta_{KL} = 0,98$, dle [4], str. 56

$n_p = 8$, dle Obr. 1, str. 11

2.2 Počet nosných průřezů



Obr. 1 Kladkostroj s převodem $i_k = 4$, zdroj: [8], str. 270 (Obr. 3 – 204)

Z obr. 1 je patrné, že kladnice visí na osmi lanových průřezech. $\Rightarrow n_p = 8$.

3 LANO

3.1 Zatížení lana

Dle [2]

3.1.1 Od statických sil

$$Q_S = Q * \gamma_{10} + m_{kl} \quad (3.1)$$

$$Q_S = 16\,000 * 1,2 + 1000$$

$$Q_S = 20\,200 \text{ kg}$$

kde:

$Q = 16\,000 \text{ kg} \Rightarrow$ požadováno zákazníkem

$m_{kl} = 1\,000 \text{ kg} \Rightarrow$ maximální předpokládaná hodnota

$\gamma_{10} = 1,2$ volena dle [2], Tab. 1, str. 9

3.1.2 Od svislých setrvačných sil

Dle [2]

$$Q_D = Q_S * (1,2 + 0,26 * v_{zdv}) \quad (3.2)$$

$$Q_D = 20\,200 * (1,2 + 0,26 * 0,167)$$

$$Q_D = 25\,117 \text{ kg} \cong 25\,200 \text{ kg}$$

kde:

$Q_S = 20\,200 \text{ kg}$, z rovnice (3.2)

Výraz “ $(1,2 + 0,26 * v_{zdv})$ “ volen dle [2], pro zdvihovou třídu jeřábu H2, str. 10.

3.1.3 Maximální osová síla v laně

$$F_L = \frac{Q_D * g}{n_p * \eta_{kl}} \quad (3.3)$$

$$F_L = \frac{25\,200 * 9,81}{8 * 0,97}$$

$$F_L = 31\,875,22 \text{ N} \cong 31\,900 \text{ N}$$

kde:

$\eta_{kl} = 0,97$, z rovnice (2.1)

$n_p = 8$, z kapitoly 2.2

$Q_D = 25\,200 \text{ kg}$, z rovnice (3.2)

3.2 Jmenovitá únosnost lana

Dle [7], str. 35

$$F_j \geq k * F_L \quad (3.4)$$

$$F_j \geq 4,1 * 31\,900$$

$$F_j \geq 130\,790\,N$$

kde:

$k = 4,1$, voleno pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem, dle [7], str. 35

$F_L = 31\,900\,N$, z rovnice (3.3)

3.3 Volba lana

Volba lana byla provedena na základě výpočtu jmenovité únosnosti lana dle rovnice (3.4). Lano bylo vybráno z [12], na základě jeho vlastností, které splňují pevnostní, ale i mechanické požadavky.

SEAL 162 drátů s duší – drátěnou

ČSN 02 4342

Konstrukce.....6(1+6+10+10)+d49

Pevnost drátů.....1570 MPa

Průměr lana..... $d_L = 16\,mm$

Jmenovitá únosnost lana..... $F_j = 181\,200\,N$



Obr. 2 Lano SEAL

s drátěnou duší, zdroj: [12]

3.4 Kontrola navrženého lana

Dle [2], str. 2

$$F_{DOV} = \frac{F_j}{k} \geq F_L \quad (3.5)$$

$$F_{DOV} = \frac{181\,200}{4,1}$$

$$F_{DOV} = 44\,195,12\,N$$

$$F_{DOV} \geq F_L$$

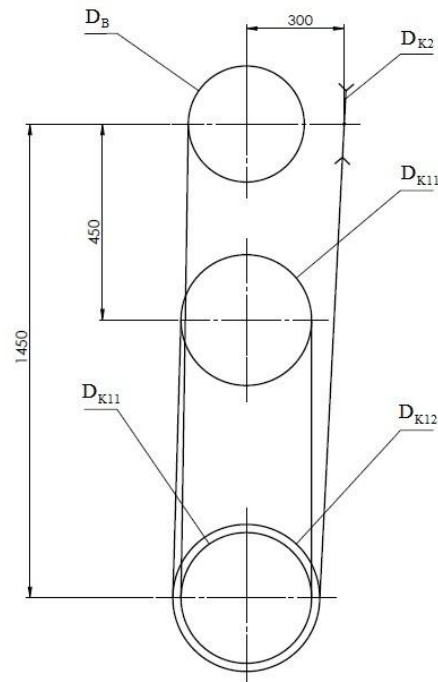
$$44\,195,12\,N \geq 31\,900\,N \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$k = 4,1$, voleno pro lana kladkostrojů s motorickým pohonem, dle [7], str. 35

$F_L = 31\,900\,N$, z rovnice (3.3)

3.5 Potřebná délka lana pro objednání



Obr. 3 Schéma umístění vyrovnávací a vodících kladek, zdroj: vlastní práce

$$L_{Vskut.} = \left[1450 + 2 * \left(\frac{\pi * D_{K11}}{2} + 850 \right) + \frac{\pi * D_{K12}}{2} + 1450 + \frac{\pi * D_{K2}}{4} + L_V + 2 * \pi * D_B \right] * 2 \quad (3.6)$$

$$L_{Vskut.} = \left[1450 + 2 * \left(\frac{\pi * 400}{2} + 850 \right) + \frac{\pi * 450}{2} + 1450 + \frac{\pi * 280}{4} + 48 * 10^3 + 2 * \pi * 355 \right] * 2$$

$$L_{Vskut.} = 114\,028 \text{ mm} \Rightarrow 115 \text{ m}$$

kde:

$$D_{K11} = 400 \text{ mm, z rovnice (4.3)}$$

$$D_{K12} = 450 \text{ mm, z rovnice (4.3)}$$

$$D_{K2} = 280 \text{ mm, z rovnice (4.6)}$$

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$L_V = 48 \text{ m, z rovnice (5.4)}$$

4 KLADKY

Dle [3], str. 189

α volena z Tab. III-11., [3], str. 189, pro skupinu jeřábů II, která je zvětšená o hodnotu 2, z důvodu probíhání lana přes více než dvě kladky.

Tab. 1 Hodnoty součinitele α pro výpočet průměrů kladek a bubnů, dle [3], str. 189

| | Skupina jeřábů | | | |
|--------------------|----------------|----|-----|----|
| | I | II | III | IV |
| Vodící kladky | 20 | 22 | 24 | 26 |
| Vyrovnávací kladky | 14 | 15 | 16 | 16 |
| Lanové bubny | 18 | 20 | 22 | 24 |

4.1 Vodící kladky

4.1.1 Základní průměr vodících kladek

$$\alpha = 22 + 2 \quad (4.1)$$

$$\alpha = 24$$

$$D_1 = \alpha * d_L \quad (4.2)$$

$$D_1 = 24 * 16$$

$$D_1 = 384 \text{ mm}$$

kde:

$$d_L = 16 \text{ mm, z kapitoly 3.3}$$

4.1.2 Jmenovitý průměr vodících kladek

$$D_{K1} \geq D_1 - d_L \quad (4.3)$$

$$D_{K1} \geq 384 - 16$$

$$D_{K1} \geq 368 \text{ mm}$$

Typizace rozměrů dle [3], str. 190. Jsou zvoleny dva průměry vodících kladek: průměr $D_{K11} = 400 \text{ mm}$ a $D_{K12} = 450 \text{ mm}$, aby nenastalo překřížení lana.

kde:

$$d_L = 16 \text{ mm, z kapitoly 3.3}$$

4.2 Vyrovnávací kladka

4.2.1 Základní průměr vyrovnávací kladky

$$\alpha = 15 + 2 \quad (4.4)$$

$$\alpha = 17$$

$$D_2 = \alpha * d_L \quad (4.5)$$

$$D_2 = 17 * 16$$

$$D_2 = 272 \text{ mm}$$

kde:

$d_L = 16 \text{ mm}$, z kapitoly 3.3

4.2.2 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

$$D_{K2} \geq D_2 - d_L \quad (4.6)$$

$$D_{K2} \geq 272 - 16$$

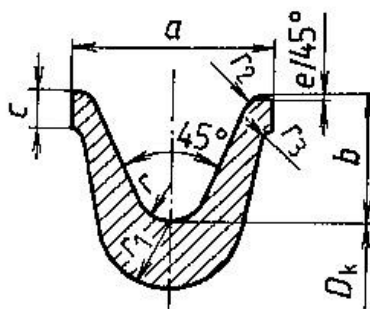
$$D_{K2} \geq 256 \text{ mm}$$

Typizace rozměrů dle [3], str. 190. Je zvolen průměr $D_{K2} = 280 \text{ mm}$.

kde:

$d_L = 16 \text{ mm}$, z kapitoly 3.3

4.3 Rozměry vyrovnávací a vodících kladek



Obr. 4 Rozměry kladek, dle [6], str. 557

Tab. 2 Rozměry kladek, dle [6], str. 557

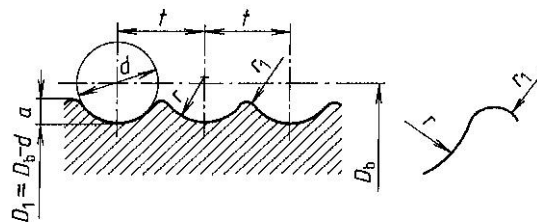
| Drážka kladky | | Průměr lana d_L | Rozměry | | | | | | |
|---------------|-----------|----------------------|---------|----|---|---|-------|-------|-------|
| označení | poloměr r | | a | b | c | e | r_1 | r_2 | r_3 |
| 9 | 8,5 | 15; 16 | 45 | 30 | 8 | 1 | 14 | 4 | 2,5 |

5 LANOVÝ BUBEN

Materiál lanového bubnu byl zvolen 11 523, jedná se o konstrukční ocel se zaručenou svařitelností s mezí pevnosti $R_m = 441 - 667$ MPa a mezí kluzu $R_e = 284 - 490$ MPa, dle [6], str. 223.

5.1 Parametry lanového bubnu

Dle [4], str. 52-55



Obr. 5 Profil drážkování lanového bubnu, dle [6], str. 558

Tab. 3 Rozměry profilu drážkování lanového bubnu, dle [6], str. 558

| r | Průměr lana d_L | a | t | r_1 |
|-----|-------------------|---|----|-------|
| 8,5 | 15; 16 | 5 | 18 | 2 |

$$D_B = \alpha * d_L \quad (5.1)$$

$$D_B = 20 * 16$$

$$D_B = 320 \text{ mm}$$

Typizace rozměrů dle [3], str. 190, je zvolen průměr $D_B = 355$ mm.

kde:

$d_L = 16$ mm, z kapitoly 3.3

$\alpha = 20$, voleno dle [4], tab. 3-5, str. 52 pro střední provoz

5.1.1 Výpočet průměru bubnu pod lanem

$$D_{BL} = D_B - d_L \quad (5.2)$$

$$D_{BL} = 355 - 16$$

$$D_{BL} = 339 \text{ mm}$$

kde:

$d_L = 16 \text{ mm}$, z kapitoly 3.3

$D_B = 355 \text{ mm}$, z rovnice (5.1)

5.1.2 Tloušťka stěny bubnu

Dle [4], str. 53

$$s = 0,8 * d_L \quad (5.3)$$

$$s = 0,8 * 16$$

$$s = 12,8 \text{ mm} \Rightarrow \text{voleno } 16 \text{ mm} \text{ (voleno z pevnostních důvodů)}$$

kde:

$d_L = 16 \text{ mm}$, z kapitoly 3.3

5.1.3 Navíjená délka lana

Dle [4], str. 53

$$L_V = i_k * H \quad (5.4)$$

$$L_V = 4 * 12$$

$$L_V = 48 \text{ m}$$

kde:

$H = 12 \text{ m}$, ze zadání

$i_k = 4$, ze zadání

5.1.4 Počet závitů lana na lanovém bubnu

Dle [4], str. 53

Výpočet pro jednu závitovou část, hodnota „2“ je počet závěrných závitů, které slouží k pevnému přichycení obou konců lana k lanovému bubnu.

$$z = \frac{L_V}{\pi * D_B} + 2 \quad (5.5)$$

$$z = \frac{48 * 10^3}{\pi * 355} + 2$$

$$z = 45,033 \Rightarrow 45$$

kde:

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$L_V = 48 \text{ m, z rovnice (5.4)}$$

5.1.5 Délka jedné závitové části bubnu

Dle [4], str. 53

$$l = z_1 * t$$

(5.6)

$$l = 43 * 18$$

$$l = 774 \text{ mm}$$

kde:

$$t = 18 \text{ mm, dle [6], str. 558 (viz Tab. 3, kapitola 5.1)}$$

$$z_1 = 43$$

5.1.6 Krajní část lanového bubnu

Dle [4], str. 53

$$l_2 \cong 4 * t$$

(5.7)

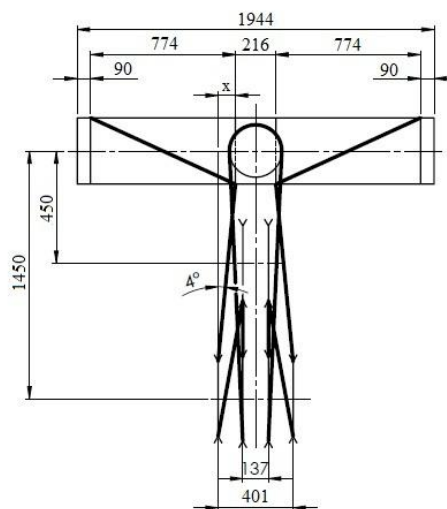
$$l_2 \cong 4 * 18$$

$$l_2 \cong 72 \text{ mm} \Rightarrow 90 \text{ mm (voleno z konstrukčních důvodů)}$$

kde:

$$t = 18 \text{ mm, dle [6], str. 558 (viz Tab. 3, kapitola 5.1)}$$

5.1.7 Úhel navíjení lana na lanový buben Ψ



Obr. 6 Schéma pro kontrolu navíjecího úhlu, zdroj: vlastní práce

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{x}{1450} \quad (5.8)$$

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{92,5}{1450}$$

$$\Psi = 3^{\circ} 39' \leq 4^{\circ} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$$x = \frac{b_{klad.} - l_1}{2} \quad (5.9)$$

$$x = \frac{401 - 216}{2}$$

$$x = 92,5 \text{ mm}$$

kde:

$l_1 = 216 \text{ mm}$ - předběžně voleno na základě minimálního rozměru

$b_{klad.} = 401 \text{ mm}$ - rozměr získaný z interního katalogu Slovákých strojírén Uherský Brod, viz Příloha (Kladnice se čtyřmi kladkami).

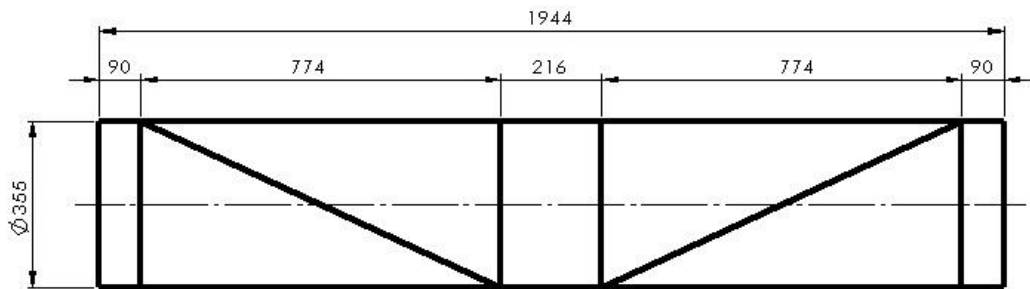
5.1.8 Celková délka lanového bubnu

Dle [4], str. 53

$$l_B = 2 * l + l_1 + 2 * l_2 \quad (5.10)$$

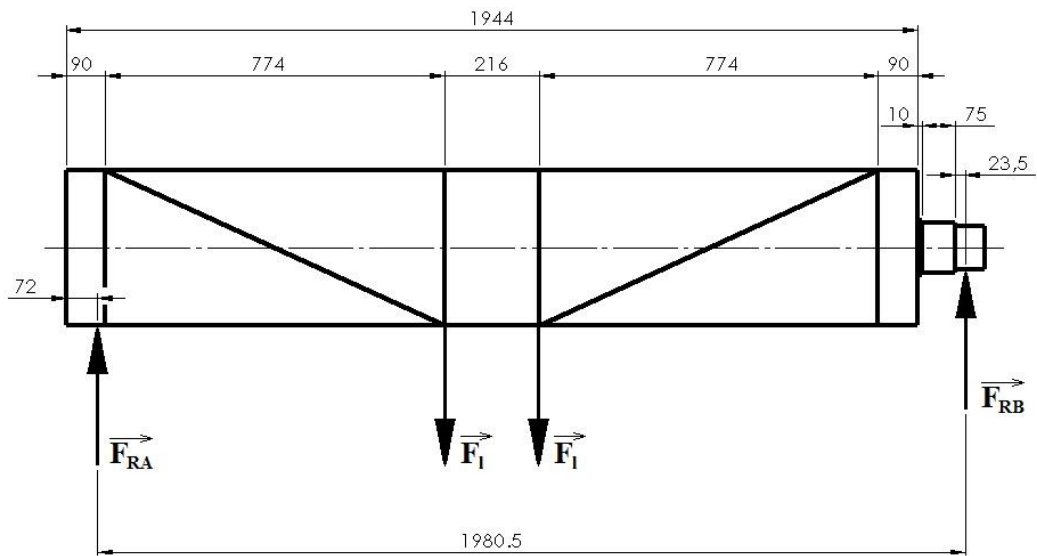
$$l_B = 2 * 774 + 216 + 2 * 90$$

$$l_B = 1\,944 \text{ mm}$$



Obr. 7 Schéma lanového bubnu, zdroj: vlastní práce

5.2 Pevnostní kontrola lanového bubnu



Obr. 8 Schéma zatížení lanového bubnu, zdroj: vlastní práce

5.2.1 Výpočet reakčních sil v podporách

$$\sum F_i = 0$$

$$F_{RA} - F_L - F_L + F_{RB} = 0 \quad (5.11)$$

$$F_{RA} = F_L + F_L - F_{RB}$$

$$F_{RA} = 31\,900 + 31\,900 - 28\,993$$

$$F_{RA} = 34\,807 \text{ N}$$

$$\sum M_i = 0$$

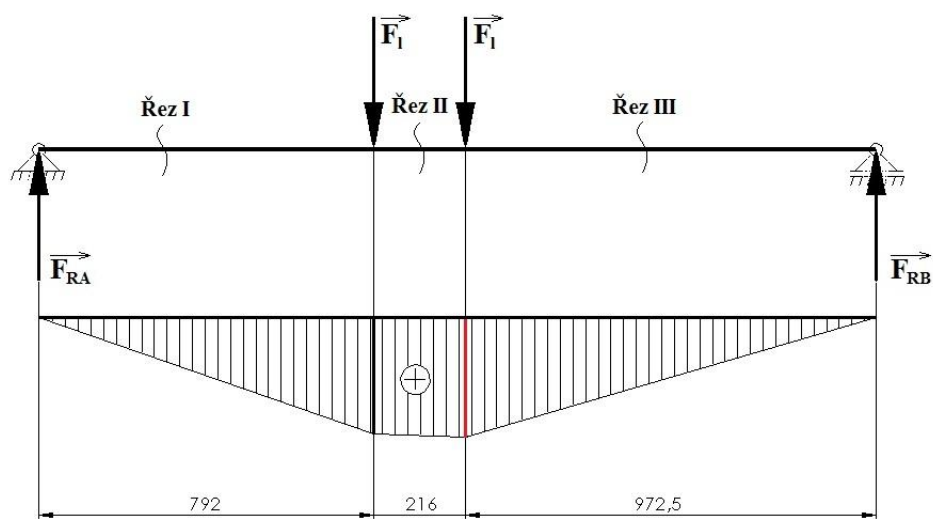
$$F_{RB} * 1\,980,5 - F_L * (792 + 216) - F_L * 792 = 0 \quad (5.12)$$

$$F_{RB} = \frac{F_L * (792 + 216) + F_L * 792}{1\,980,5}$$

$$F_{RB} = \frac{31\,900 * (792 + 216) + 31\,900 * 792}{1\,980,5}$$

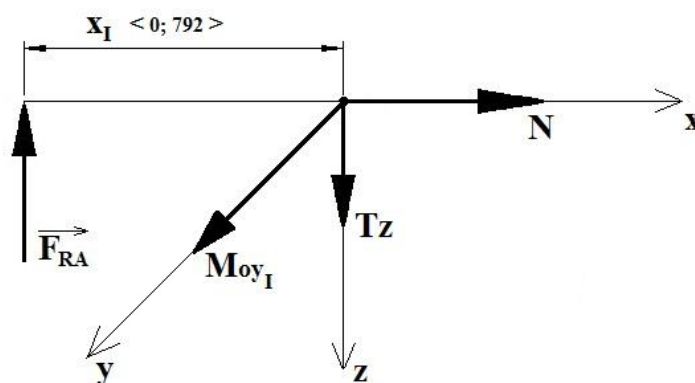
$$F_{RB} = 28\,993 \text{ N}$$

5.2.2 Výpočet ohybových momentů



Obr. 9 Průběh ohybových momentů lanového bubnu, zdroj: vlastní práce

a) Řez I. – zleva



Obr. 10 Řez zleva, zdroj: vlastní práce

$$x_I \in < 0; 792 >$$

$$N = 0$$

$$T_z = F_{RA}$$

$$M_{oyI} - F_{RA} * x_I = 0$$

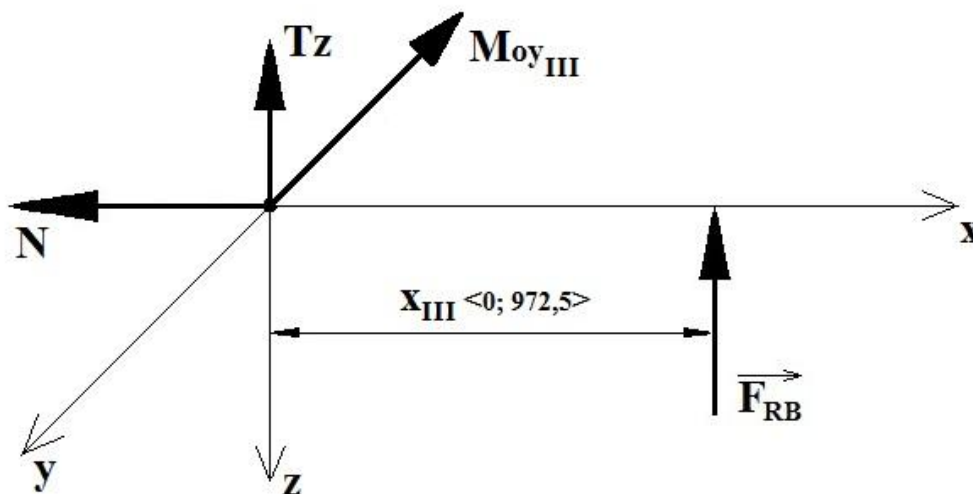
(5.13)

$$M_{oyI} = F_{RA} * x_I$$

$$M_{oyI} = 34\,807 * 792 * 10^{-3}$$

$$M_{oyI} = 27\,567 \text{ N.m}$$

b) Řez III. – zprava



Obr. 11 Řez zprava, zdroj: vlastní práce

$$x_{III} \in < 0; 972,5 >$$

$$N = 0$$

$$T_z = -F_{RB}$$

$$-M_{oyIII} + F_{RB} * x_{III} = 0 \quad (5.14)$$

$$M_{oyIII} = F_{RB} * x_{III}$$

$$M_{oyIII} = 28\,993 * 972,5 * 10^{-3}$$

$$M_{oyIII} = 28\,196 \text{ N.m}$$

kde:

$$F_L = 31\,900 \text{ N, z rovnice (3.3)}$$

$$F_{RA} = 34\,807 \text{ N, z rovnice (5.11)}$$

$$F_{RB} = 28\,993 \text{ N, z rovnice (5.12)}$$

5.2.3 Maximální ohybový moment

$$M_{o,max} = M_{oyIII} \quad (5.15)$$

$$M_{o,max} = 28\,196 \text{ N.m}$$

kde:

$$M_{oyIII} = 28\,196 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ z rovnice (5.14)}$$

5.2.4 Průřezový modul v ohybu

Dle [4], str. 54

$$\begin{aligned} W_o &= 0,8 * (D_{BL} - s)^2 * s \\ W_o &= 0,8 * (339 - 16)^2 * 16 \\ W_o &= 1\,335\,411,2 \text{ mm}^3 \end{aligned} \tag{5.16}$$

kde:

$$D_{BL} = 339 \text{ mm}, \text{ z rovnice (5.2)}$$

$$s = 16 \text{ mm}, \text{ z rovnice (5.3)}$$

5.2.5 Výpočet napětí v ohybu

Dle [4], str. 53

Dovolené napětí v tahu/tlaku pro statické namáhání pro ocel 11 500 je $R_m = 140 \text{ MPa}$, dle [6], str. 52. Voleno přibližně $R_m = 120 \text{ MPa}$ pro ocel 11 523, na základě podobných vlastností.

$$\begin{aligned} \sigma_{DOV} &= \frac{R_m}{\nu} \\ \sigma_{DOV} &= \frac{120}{5} \\ \sigma_{DOV} &= 25 \text{ MPa} \end{aligned} \tag{5.17}$$

kde:

$$\nu = 5, \text{ dle [3], str. 109}$$

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{M_{o,max}}{W_o} \leq \sigma_{DOV} \\ \sigma_o &= \frac{28\,196 * 10^3}{1\,335\,411,2} \\ \sigma_o &= 21,11 \text{ MPa} \leq 25 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \end{aligned} \tag{5.18}$$

kde:

$$M_{o,max} = 28\,196 \text{ N} \cdot \text{m}, \text{ z rovnice (5.15)}$$

$$W_o = 1\,335\,411,2 \text{ mm}^3, \text{ z rovnice (5.16)}$$

5.2.6 Výpočet krouticího momentu

Dle [4], str. 54

$$M_k = 2 * F_L * \frac{D_B}{2} \quad (5.19)$$

$$M_k = 2 * 31\,900 * \frac{355 * 10^{-3}}{2}$$

$$M_k = 11\,324,5 \text{ N.m}$$

kde:

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$F_L = 31\,900 \text{ N, z rovnice (3.3)}$$

5.2.7 Výpočet průřezového modulu v krutu

Dle [4], str. 54

$$W_k = 1,6 * (D_{BL} - s)^2 * s \quad (5.20)$$

$$W_k = 1,6 * (339 - 16)^2 * 16$$

$$W_k = 2\,670\,822,4 \text{ mm}^3$$

kde:

$$D_{BL} = 339 \text{ mm, z rovnice (5.2)}$$

$$s = 16 \text{ mm, z rovnice (5.3)}$$

5.2.8 Výpočet napětí v krutu

Dle [4], str. 54

$$\tau_{k,DOV} = 5 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{k,DOV} \quad (5.21)$$

$$\tau_k = \frac{11\,324,5 * 10^3}{2\,670\,822,4}$$

$$\tau_k = 4,24 \text{ MPa} \leq 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$$M_k = 11\,324,5 \text{ N.m, z rovnice (5.19)}$$

$$W_k = 2\,670\,822,4 \text{ mm}^3, \text{ z rovnice (5.20)}$$

5.2.9 Namáhání vnějším přetlakem

Dle [4], str. 54

$$\begin{aligned}\sigma_{tl} &= \frac{F_L}{s * t} \\ \sigma_{tl} &= \frac{31\,900}{16 * 18} \\ \sigma_{tl} &= 110,76 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{5.22}$$

kde:

$$F_L = 31\,900 \text{ N, z rovnice (3.3)}$$

$$s = 16 \text{ mm, z rovnice (5.3)}$$

$$t = 18 \text{ mm, dle [6], str. 558 (viz Tab. 3, kapitola 5.1)}$$

5.2.10 Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy H.M.H.

Dle [4], str. 54

$$\sigma_{R,DOV} = 110 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{RED} &= \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o * \sigma_{tl} + 3 * \tau_k^2} \leq \sigma_{R,DOV} \\ \sigma_{RED} &= \sqrt{21,11^2 + 110,76^2 - 21,11 * 110,76 + 3 * 4,24^2} \\ \sigma_{RED} &= 102,12 \text{ MPa} \leq 110 \text{ MPa} \Rightarrow \textbf{Vyhovuje}\end{aligned}\tag{5.23}$$

kde:

$$\sigma_o = 21,11 \text{ MPa, z rovnice (5.18)}$$

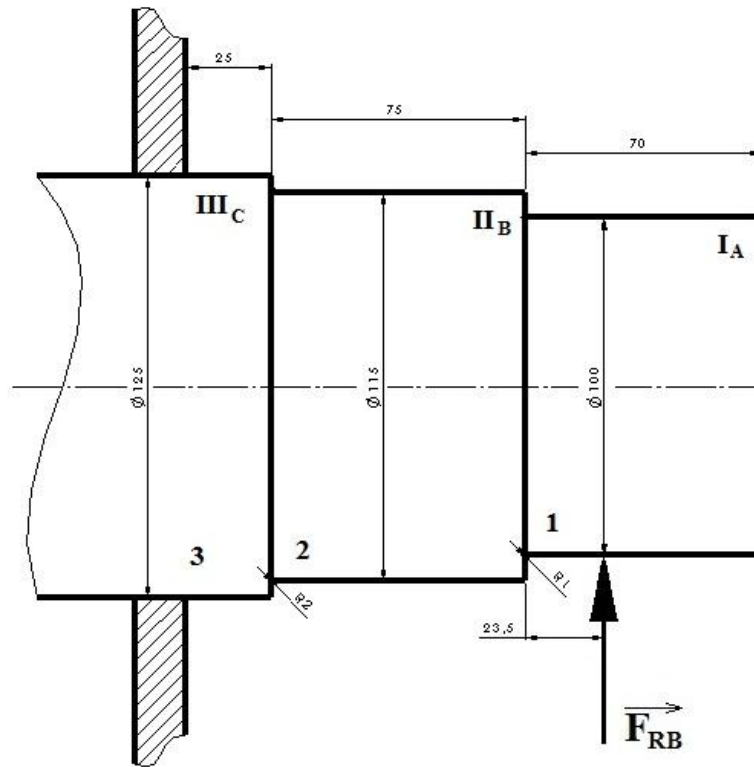
$$\tau_k = 4,24 \text{ MPa, z rovnice (5.21)}$$

$$\sigma_{tl} = 110,76 \text{ MPa, z rovnice (5.22)}$$

6 PODPĚRNÝ ČEP

6.1 Návrh podpěrného čepu

Volba materiálu podpěrného čepu 11 523. Dle [6], str. 53 pro materiál 11 500, ohybově střídavě zatížený je $\sigma_{DOV} = 70 \text{ MPa}$. Pro materiál 11 523 je zvoleno $\sigma_{DOV} = 70 \text{ MPa}$, na základě podobných materiálových vlastností.



Obr. 12 Schéma podpěrného čepu, zdroj: vlastní práce

6.2 Pevnostní kontrola podpěrného čepu

6.2.1 Výpočet daných ohybových momentů v průřezech

a) Průřez 1:

$$M_{o1} = F_{RB} * 23,5 * 10^{-3} \quad (6.1)$$

$$M_{o1} = 28\,993 * 23,5 * 10^{-3}$$

$$M_{o1} = 681,33 \text{ N.m}$$

b) Průřez 2:

$$M_{o2} = F_{RB} * (75 + 23,5) * 10^{-3} \quad (6.2)$$

$$M_{o2} = 28\,993 * (75 + 23,5) * 10^{-3}$$

$$M_{o2} = 2\,855,81 \text{ N.m}$$

c) Průřez 3:

$$M_{o3} = F_{RB} * (25 + 75 + 23,5) * 10^{-3} \quad (6.3)$$

$$M_{o3} = 28\,993 * (25 + 75 + 23,5) * 10^{-3}$$

$$M_{o3} = 3\,580,63 \text{ N.m}$$

kde:

$$F_{RB} = 28\,993\text{ N, dle rovnice (5.12)}$$

6.2.2 Výpočet daných průřezových modulů v ohybu v průřezech

a) Průřez 1:

$$W_{o1} = \frac{\pi * d_1^3}{32} \quad (6.4)$$

$$W_{o1} = \frac{\pi * 100^3}{32}$$

$$W_{o1} = 98\,174,8\text{ mm}^3$$

b) Průřez 2:

$$W_{o2} = \frac{\pi * d_2^3}{32} \quad (6.5)$$

$$W_{o2} = \frac{\pi * 115^3}{32}$$

$$W_{o2} = 149\,311,5\text{ mm}^3$$

c) Průřez 3:

$$W_{o3} = \frac{\pi * d_3^3}{32} \quad (6.6)$$

$$W_{o3} = \frac{\pi * 125^3}{32}$$

$$W_{o3} = 191\,747,6\text{ mm}^3$$

kde:

$$d_1 = 100\text{ mm, viz Obr. 12, str. 27}$$

$$d_2 = 115\text{ mm, viz Obr. 12, str. 27}$$

$$d_3 = 125\text{ mm, viz Obr. 12, str. 27}$$

6.2.3 Výpočet napětí v daných průřezech

Ve výpočtu jsou zahrnuty součinitele vrubu dle [10], tab. A-15, obr. A-15-9, str. 1115.

a) Průřez 1:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1} * \alpha_1}{W_{o1}} \quad (6.7)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{681,33 * 10^3 * 2,8}{98\,174,8}$$

$$\sigma_{o1} = 19,43 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

b) Průřez 2:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2} * \alpha_2}{W_{o2}} \quad (6.8)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{2\,855,81 * 10^3 * 2,5}{149\,311,5}$$

$$\sigma_{o2} = 47,82 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

c) Průřez 3:

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} \quad (6.9)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{3\,580,63 * 10^3}{191\,747,6}$$

$$\sigma_{o3} = 18,67 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$$M_{o1} = 681,33 \text{ N.m, z rovnice (6.1)}$$

$$M_{o2} = 2\,855,81 \text{ N.m, z rovnice (6.2)}$$

$$M_{o3} = 3\,580,63 \text{ N.m, z rovnice (6.3)}$$

$$W_{o1} = 98\,174,8 \text{ mm}^3, \text{ z rovnice (6.4)}$$

$$W_{o2} = 149\,311,5 \text{ mm}^3, \text{ z rovnice (6.5)}$$

$$W_{o3} = 191\,747,6 \text{ mm}^3, \text{ z rovnice (6.6)}$$

$$\alpha_1 = 2,8, \text{ dle [10], str. 1115}$$

$$\alpha_2 = 2,5, \text{ dle [10], str. 1115}$$

7 POHON ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

7.1 Potřebný výkon elektromotoru

Dle [7], str. 67

$$P_{MP} = \frac{Q_c * g * v_{zdv.}}{1\,000 * 60 * \eta_c} \quad (7.1)$$

$$P_{MP} = \frac{17\,000 * 9,81 * 10}{1\,000 * 60 * 0,912}$$

$$P_{MP} = 30,47 \text{ kW}$$

$$Q_c = Q + m_{kl} \quad (7.2)$$

$$Q_c = 16\,000 + 1\,000$$

$$Q_c = 17\,000 \text{ kg}$$

kde:

$Q = 16\,000 \text{ kg}$, ze zadání

$m_{kl} = 1\,000 \text{ kg}$, voleno v kapitole 3.1

$v_{zdv.} = 10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, ze zadání

7.2 Celková účinnost zdvihového mechanismu

Dle [7], str. 67

$$\eta_C = \eta_K * \eta_B * \eta_P \quad (7.3)$$

$$\eta_C = 0,97 * 0,96 * 0,98$$

$$\eta_C = 0,912$$

kde:

$\eta_K = 0,97$, z rovnice (2.1)

$\eta_B = 0,96$, dle [7], str. 67

$\eta_P = 0,98$, dle [14], str. 4

7.3 Volba elektromotoru

Dle [11]

Zvolen třífázový asynchronní jeřábový kroužkový elektromotor pro přerušovaný chod s druhem zatížení S4 a S5 150h^{-1} od firmy SIEMENS, typové označení **250 M08**:



Obr. 13 Třífázový asynchronní elektromotor s kroužkovou kotvou, zdroj: [11]

Tab. 4 Parametry elektromotoru, dle [11], str. 20

| Typ | Zatě- ova- tel | P (kW) | n (min ⁻¹) | M _n (Nm) | M _{max} /M _n - | I ₁ při 380 V (A) | Rotor | | | J | | Hmotnost (kg) |
|---|----------------------|-----------|---------------------------|------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|-----------------------|--|------------------------------|---------------------------------|------------------|
| | (%) | | | | | | I ₂ (A) | U ₂ (V) | R ₂ /20 ^o C (Ω) | motor (kgm ²) | přídavný (kgm ²) | |
| n _n =750 min ⁻¹ , n _{max} =1500 min ⁻¹ , (2p=8) | | | | | | | | | | | | |
| 250M08 | 25 | 32 | 725 | 422 | 3,1 | 81 | 69 | 300 | 0,049 | 1,5 | 4,2 | 580 |
| | 40 | 29 | 730 | 379 | 3,5 | 77 | 62 | | | | | |
| | 60 | 26 | 735 | 338 | 3,9 | 72 | 56 | | | | | |

7.4 Otáčky lanového bubnu

Dle [7], str. 67

$$n_B = \frac{i_k * v_{zdv.}}{\pi * D_B} \quad (7.4)$$

$$n_B = \frac{4 * 10}{\pi * 0,355}$$

$$n_B = 35,86 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$i_k = 4$, ze zadání

$v_{zdv.} = 10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, ze zadání

$D_B = 355 \text{ mm}$, z rovnice (5.1)

7.5 Převodový poměr elektromotoru a lanového bubnu

Dle [7], str. 68

$$i_p = \frac{n_M}{n_B} \quad (7.5)$$

$$i_p = \frac{725}{35,86}$$

$$i_p = 22,776$$

kde:

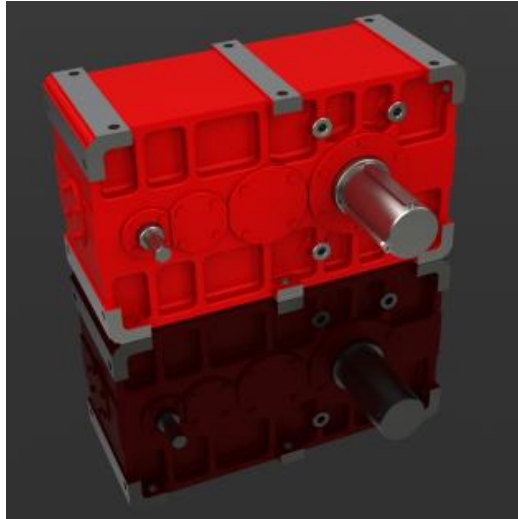
$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$n_B = 35,86 \text{ min}^{-1}$, z rovnice (7.4)

7.6 Návrh převodovky

Dle [14]

Na základě výpočtu převodového poměru mezi elektromotorem a lanovým bubnem, byla zvolena třístupňová čelní převodovka s typovým označením PC50S22,5GS1 dle internetového katalogu firmy motor-gear a.s.



Obr. 14 Třístupňová čelní převodovka PC50S22,5GS1, zdroj: vlastní práce

Tab. 5 Parametry převodovky, dle [14]

| Parametry | Hodnoty | Parametry | Hodnoty |
|-----------------------------------|------------------------|--------------------------|------------|
| Velikost 50 | 52 kW | Výstupní krouticí moment | 14 000 N.m |
| Vstupní otáčky – n_1 | 750 min^{-1} | F_{r1} | 8 300 N |
| Výstupní otáčky – n_2 | 33 min^{-1} | F_{r2} | 52 800 N |
| jmenovitý převodový poměr – i_n | 22,5 | Množství maziva | 17 l |
| Přesný převodový poměr – i_{pn} | 22,42 | Hmotnost převodovky | 438 kg |

7.6.1 Potřebný výkon převodovky

Dle [14], str. 9

$$P_P = P_M * f_m$$

(7.6)

$$P_P = 32 * 1,25$$

$$P_P = 40 \text{ kW} \Rightarrow \text{zvolená převodovka vyhovuje}$$

kde:

$P_M = 32 \text{ kW}$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$f_m = 1,25$, dle [14], str. 5, zatížení proměnné rázové, s pracovní dobou 3-10 hod/den, pro pohon elektromotorem.

7.7 Kontrola zdvihové rychlosti

7.7.1 Skutečné otáčky lanového bubnu

Dle [7], str. 68

Ze vzorce pro převodový poměr.

$$\begin{aligned}n'_B &= \frac{n_M}{i_{pn}} & (7.7) \\n'_B &= \frac{725}{22,42} \\n'_B &= 32,34 \text{ min}^{-1}\end{aligned}$$

kde:

$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$i_{pn} = 22,42$, viz Tab. 5, dle kapitoly 7.6

7.7.2 Skutečná zdvihová rychlost

Dle [7], str. 67

Ze vzorce pro výpočet otáček lanového bubnu.

$$\begin{aligned}v'_{zdv.} &= \frac{n'_B * \pi * D_B}{i_k} & (7.8) \\v'_{zdv.} &= \frac{32,34 * \pi * 355 * 10^{-3}}{4} \\v'_{zdv.} &= 9,02 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}\end{aligned}$$

Skutečná rychlost se od zadané rychlosti liší o $0,98 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, tento rozdíl rychlostí nespadá do tolerance $\pm 6\%$ (tolerance dle [7], str. 68). Po dohodě se zákazníkem bylo přistoupeno ke změně zdvihací rychlosti.

kde:

$i_k = 4$, ze zadání

$D_B = 355 \text{ mm}$, z rovnice (5.1)

$n'_B = 32,34 \text{ min}^{-1}$, z rovnice (7.7)

7.8 Kontrola rozběhu elektromotoru

7.8.1 Statický moment břemene redukováný na hřídel elektromotoru

Dle [7], str. 68

$$M_{st} = \frac{Q_c * g * D_B}{2 * i_c * \eta_c} \quad (7.9)$$

$$M_{st} = \frac{17\,000 * 9,81 * 355 * 10^{-3}}{2 * 89,68 * 0,912}$$

$$M_{st} = 361,93 \text{ N.m} \Rightarrow 362 \text{ N.m}$$

kde:

$$Q_c = 17\,000 \text{ kg, z rovnice (7.2)}$$

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$\eta_c = 0,912, \text{ z rovnice (7.3)}$$

7.8.2 Celkový převod

Dle [7], str. 68

$$i_c = i_k * i_{pn} \quad (7.10)$$

$$i_c = 4 * 22,42$$

$$i_c = 89,68$$

kde:

$$i_k = 4, \text{ ze zadání}$$

$$i_{pn} = 22,42, \text{ viz Tab. 5, dle kapitoly 7.6}$$

7.8.3 Maximální moment motoru při rozběhu

Dle [11], str. 7

Normalizovaný rozběh motoru.

$$M_{Rmax} = 2,5 * M_n \quad (7.11)$$

$$M_{Rmax} = 2,5 * 422$$

$$M_{Rmax} = 1055 \text{ N.m}$$

kde:

$$M_n = 422 \text{ N.m, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3}$$

7.8.4 Minimální doba rozběhu

Dle [7], str. 71

$$t_{rmin} = \frac{v'_{zdv.}}{60 * a} \quad (7.12)$$

$$t_{r_{min}} = \frac{9,02}{60 * 0,2}$$

$$t_{r_{min}} = 0,75 \text{ s}$$

kde:

$v'_{zdv.} = 9,02 \text{ m. min}^{-1}$, z rovnice (7.8)

$a = 0,2 \text{ m. s}^{-2}$, volena minimální orientační hodnota pro zrychlení svislého břemene z intervalu $\langle 0,2 - 0,3 \rangle \text{ (m.s}^{-2}\text{)}$, dle [7], str. 71

7.8.5 Skutečná doba rozběhu elektromotoru

Dle [7], str. 70

Výpočet proveden při M_{Rmax} .

$$t_r = \frac{\pi * n_M * J}{30 * (M_{Rmax} - M_{st})} \quad (7.13)$$

$$t_r = \frac{\pi * 725 * 8,131}{30 * (1\ 055 - 362)}$$

$$t_r = 0,89 \text{ s}$$

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \quad (7.14)$$

$$J = 5,7 * 1,3 + 0,721$$

$$J = 8,131 \text{ kg.m}^2$$

$$J_3 = \frac{Q_c * v'_{zdv.}{}^2}{4 * \pi^2 * n_M^2 * \eta_c} \quad (7.15)$$

$$J_3 = \frac{17\ 000 * 9,02^2}{4 * \pi^2 * 725^2 * 0,912}$$

$$J_3 = 0,721 \text{ kg.m}^2$$

kde:

$J_1 = 5,7 \text{ kg.m}^2$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3: součet (J-motor + J-přídavný)

$J_2 = \alpha_M = 1,1 \div 1,5$, dle [7], str. 69, voleno $\Rightarrow \alpha_M = 1,3$: součinitel násobící J_1 , který nahrazuje hodnotu J_2

$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$M_{Rmax} = 1\ 055 \text{ N.m}$, z rovnice (7.11)

$M_{st} = 362 \text{ N.m}$, z rovnice (7.9)

$v'_{zdv.} = 9,02 \text{ m. min}^{-1}$, z rovnice (7.8)

$Q_c = 17\ 000 \text{ kg}$, z rovnice (7.2)

7.8.6 Celkový potřebný záběrový (rozběhový) moment elektromotoru

Dle [8], str. 456

$$M_R = \frac{Q_c * D_B * g}{2 * i_c * \eta_c} * \left(1 + \frac{v'_{zdv.}}{60 * g * t_r}\right) + \beta * \frac{GD^2 * n_M}{375 * t_r} \quad (7.16)$$

$$M_R = \frac{17\,000 * 355 * 10^{-3} * 9,81}{2 * 89,68 * 0,912} * \left(1 + \frac{9,02}{60 * 9,81 * 0,89}\right) + 1,5 * \frac{5,7 * 725}{375 * 0,89}$$

$$M_R = 386,74 \text{ N.m} \Rightarrow 387 \text{ N.m}$$

kde:

$$Q_c = 17\,000 \text{ kg, z rovnice (7.2)}$$

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$i_c = 89,68, \text{ z rovnice (7.10)}$$

$$\eta_c = 0,912, \text{ z rovnice (7.3)}$$

$$v'_{zdv.} = 9,02 \text{ m.min}^{-1}, \text{ z rovnice (7.8)}$$

$$t_r = 0,89 \text{ s, z rovnice (7.13)}$$

$$n_M = 725 \text{ min}^{-1}, \text{ viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3}$$

$$GD^2 = 5,7 \text{ kg.m}^2, \text{ viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3: součet (J-motor + J-přídavný)}$$

$$\beta = 1,5, \text{ voleno na základě souososti brzdového kotouče a elektromotoru, dle [9], str. 253}$$

7.8.7 Kontrola normálového momentu elektromotoru

Dle [9], str. 253

$$M_N \geq \frac{M_R}{\chi} \quad (7.17)$$

$$M_N \geq \frac{387}{1,6}$$

$$422 \text{ N.m} \geq 242 \text{ N.m} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$$M_R = 387 \text{ N.m, z rovnice (7.16)}$$

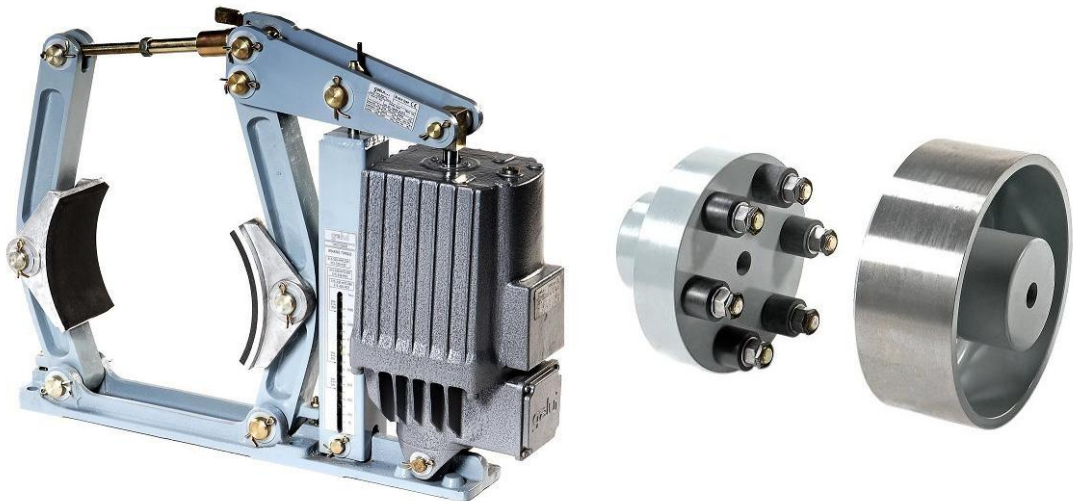
$$\chi = 1,6 \text{ voleno na základě zatěžovatele } \varepsilon = 25 \%, \text{ dle [9], str. 253}$$

7.9 Brzda

7.9.1 Volba a kontrola brzdy

Dle [13]

Byla zvolena dvou-čelist'ová brzda NV.250.HYD.050/06 s elektrohydraulickým odbrzd'ovacím pohonem od firmy GALVI a.s., dle [13].



Obr. 15 Dvou-čelistová brzda s brzdovým kotoučem, zdroj: [13]

Parametry brzdy a brzdového kotouče:

- rozsah brzdných momentů: 43-720 N.m
- průměr brzdového bubnu: 250 mm

Vypočtený brzdný moment dle rovnice (7.19), spadá do rozsahu brzdných momentů zvolené brzdy => **Vyhovuje.**

7.9.2 Statický moment redukováný na rychloběžném hřídeli

Dle [7], str. 71

$$M_{stb} = \frac{Q_c * g * D_B}{2 * i_c} * \eta_c \quad (7.18)$$

$$M_{stb} = \frac{17\,000 * 9,81 * 355 * 10^{-3}}{2 * 89,68} * 0,912$$

$$M_{stb} = 301 \text{ N.m}$$

kde:

$$Q_c = 17\,000 \text{ kg, z rovnice (7.2)}$$

$$D_B = 355 \text{ mm, z rovnice (5.1)}$$

$$i_c = 89,68, \text{ z rovnice (7.10)}$$

$$\eta_c = 0,912, \text{ z rovnice (7.3)}$$

7.9.3 Brzdový moment

Dle [4], str. 78

$$M_B = \beta_B * M_{stb} \quad (7.19)$$

$$M_B = 1,75 * 301$$

$$M_B = 526,81 \text{ N.m} \Rightarrow 527 \text{ N.m}$$

kde:

$\beta_B = 1,75$, voleno dle [4], str. 78, pro střední provoz

$M_{stb} = 301 \text{ N.m}$, z rovnice (7.18)

7.9.4 Výpočet doby brzdění

Dle [7], str. 72

a) Při spouštění:

$$t_B = \frac{\pi * n_M * \alpha_B * J_m}{30 * (M_B - M_{stb})} \quad (7.20)$$

$$t_B = \frac{\pi * 725 * 1,2 * 1,5}{30 * (527 - 301)}$$

$$t_B = 0,60 \text{ s}$$

b) Při zvedání:

$$t_B = \frac{\pi * n_M * \alpha_B * J_m}{30 * (M_B + M_{stb})} \quad (7.21)$$

$$t_B = \frac{\pi * 725 * 1,2 * 1,5}{30 * (527 + 301)}$$

$$t_B = 0,16 \text{ s}$$

kde:

$M_B = 527 \text{ N.m}$, z rovnice (7.19)

$M_{stb} = 301 \text{ N.m}$, z rovnice (7.18)

$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$J_m = 1,5 \text{ kg.m}^2$, viz Tab. 4, dle kapitoly 7.3

$\alpha_B = 1,2$, dle [7], str. 72

8 VÝPOČET PERA

8.1 Volba pera

Dle [5], str. 4

Na základě výstupního hřídele převodovky o průměru 110 mm je voleno těsné pero dle [6], str. 463. Z důvodu přenosu velkého krouticího momentu jsou volena 2 pera 28h11 x 16 x 180 ČSN 02 2562, která jsou uložena po 120°. Materiál pera 11 600, velikost dovoleného tlaku pro uložení ocel – ocel je $p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$.

Tab. 6 Rozměry těsného pera, dle [6], str. 463

| Průměr hřídel d | Rozměry | | | | Hloubka drážky | | | | Poloměr drážky R ₁ |
|-----------------|---------|----|-----|----------|----------------|---------------|-----------------|---------------|-------------------------------|
| | b | h | f | l | t _p | Mezní úchytky | t _{p1} | Mezní úchytky | |
| 95 - 110 | 28 | 16 | 1,2 | 80 - 315 | 9,9 | +0,2 0 | 6,1 | +0,4 +0,2 | 1 |

8.2 Výpočet délky pera

Dle [5], str. 5

$$F_1 = \frac{M_{KP_{MAX}}}{\frac{d_p}{2} + \frac{t_p}{2}} \quad (8.1)$$

$$F_1 = \frac{14\,000 * 10^3}{\frac{110}{2} + \frac{9,9}{2}}$$

$$F_1 = 279\,720,3 \text{ N}$$

kde:

$M_{KP_{MAX}} = 14\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$, dle [14] (viz Příloha)

$d_p = 110 \text{ mm}$, dle [14] (viz Příloha)

$t_p = 9,9 \text{ mm}$, viz Tab. 6, dle kapitoly 8.1

$$F_2 = \frac{M_{KP_{MAX}}}{\frac{d_p}{2} + \frac{t_{p1}}{2}} \quad (8.2)$$

$$F_2 = \frac{14\,000 * 10^3}{\frac{110}{2} + \frac{6,1}{2}}$$

$$F_2 = 241\,172 \text{ N}$$

kde:

$$M_{KP_{MAX}} = 14\,000 \text{ N.m, dle [14]}$$

$$d_p = 110 \text{ mm, dle [14]}$$

$$t_{p1} = 6,1 \text{ mm, viz Tab. 6, dle kapitoly 8.1}$$

$$p_2 = \frac{F_2}{l' * t_{p1}} \leq p_{DOV} \quad (8.3)$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{DOV} * t_{p1}}$$

$$l' = \frac{F_2}{p_{DOV} * t_{p1}}$$

$$l' = \frac{241\,172}{120 * 6,1}$$

$l' = 329,5 \text{ mm} \Rightarrow 330 \text{ mm} \rightarrow$ musí být použita 2 těsná pera maximální možné délky, protože jsme omezeni délkou výstupního hřídele. Maximální možná délka jednoho pera je 180 mm.

kde:

$$F_2 = 241\,172 \text{ N, z rovnice (8.2)}$$

$$p_{DOV} = 120 \text{ MPa, dle [5], str. 4-5}$$

$$t_{p1} = 6,1 \text{ mm, viz Tab. 6, dle kapitoly 8.1}$$

8.3 Kontrola pera na otláčení

8.3.1 Kontrola tlaku p_1

Dle [5], str. 5

$$p_1 = \frac{F_1}{2 * l_p * t_p} \leq p_{DOV} \quad (8.4)$$

$$p_1 = \frac{279\,720,3}{2 * 180 * 9,9}$$

$$p_1 = 78,48 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$$F_1 = 279\,720,3 \text{ N, z rovnice (8.1)}$$

$$l_p = 180 \text{ mm, voleno dle [6], str. 463}$$

$$t_p = 9,9 \text{ mm, viz Tab. 6, dle kapitoly 8.1}$$

8.3.2 Kontrola tlaku p_2

Dle [5], str. 5

$$p_2 = \frac{F_2}{2 * l'' * t_{p1}} \leq p_{DOV} \quad (8.5)$$

$$p_2 = \frac{241\,172}{2 * 156 * 6,1}$$

$p_2 = 126,72 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa}$ —> i když není splněna podmínka, výsledek můžeme považovat za přípustný, a to z důvodu zvýšené bezpečnosti při prvních výpočtech a při použití maximálního krouticího momentu daným výrobcem převodovky, který je vyšší, než výpočtový krouticí moment.

kde:

$F_2 = 241\,172 \text{ N}$, z rovnice (8.2)

$l'' = 156 \text{ mm}$, voleno dle [6], str. 463

$t_{p1} = 6,1 \text{ mm}$, viz Tab. 6, dle kapitoly 8.1

9 LOŽISKO

9.1 Návrh ložiska

Zvoleno dvouřadé soudečkové ložisko s označením 21320 dle ČSN 024705, které je uloženo v děleném stojatém ložiskovém tělese s označením FSNL 320 TA s koncovým víkem ASNH 524-620. Dvouřadé soudečkové ložisko bylo zvoleno pro jeho schopnost malého naklápění, které může vzniknout při výrobní nepřesnosti lanového bubnu a při zatížení lanového bubnu, kde může vzniknout malý průhyb vzhledem k jeho celkové délce. Ložiskové těleso je opatřeno mazací hlavicí pro doplnění maziva. Bylo zvoleno vysoce viskózní plastické mazivo LGEM s pevnými přísadami. Vše od firmy SKF, viz [15].

9.2 Kontrola ložiska

Dle [6], str. 500

Ložisko je zatíženo radiální silou, která vzniká při zatížení a dále vlastní hmotností lanového kladkostroje. Při výrobních nepřesnostech může vzniknout axiální síla, která je zde nepatrná, tudíž ji můžeme zanedbat.

9.2.1 Dynamické ekvivalentní zatížení ložiska

$$\begin{aligned}F_r &= F_{RB} * f_d && (9.1) \\F_r &= 28\,993 * 1,3 \\F_r &= 37\,691\, N\end{aligned}$$

kde:

$$\begin{aligned}F_{RB} &= 28\,993\, N, \text{ z rovnice (5.12)} \\f_d &= 1,3, \text{ voleno dle [6], str. 502}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P_r &= X * F_r + Y * F_a && (9.2) \\P_r &= 1 * 37\,691 + 2,8 * 0 \\P_r &= 37\,691\, N\end{aligned}$$

kde:

$$\begin{aligned}F_r &= 37\,691\, N, \text{ z rovnice (9.1)} \\F_a &= 0\, N \\X &= 1, \text{ dle [15]} \\Y &= 2,8, \text{ dle [15]}\end{aligned}$$

9.2.2 Statické ekvivalentní zatížení ložiska

$$\begin{aligned}P_{or} &= X_o * F_r + Y_o * F_a && (9.3) \\P_{or} &= 1 * 37\,691 + 2,8 * 0 \\P_{or} &= 37\,961\, N\end{aligned}$$

kde:

$$\begin{aligned}F_r &= 37\,691\, N, \text{ z rovnice (9.1)} \\F_a &= 0\, N \\X_o &= 1, \text{ dle [15]} \\Y_o &= 2,8, \text{ dle [15]}\end{aligned}$$

9.2.3 Bezpečnost ložiska při statickém zatížení

$$\begin{aligned}C_{or} &= s_o * P_{or} && (9.4) \\C_{or} &= 1,5 * 37\,691 \\C_{or} &= 56\,537\, N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}C_{or} &\leq C_o \\56\,537\, N &\leq 490\,000\, N \Rightarrow \text{Vyhovuje}\end{aligned}$$

kde:

$s_o = 1,5$, dle [6], str. 504 (viz Tab. 6)

$P_{or} = 37\,691\text{ N}$, z rovnice (9.3)

9.2.4 Základní trvanlivost ložiska

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^{\frac{10}{3}} * \left(\frac{10^6}{60 * n'_B}\right) \quad (9.5)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{425\,000}{37\,961}\right)^{\frac{10}{3}} * \left(\frac{10^6}{60 * 32,34}\right)$$

$$L_{10h} = 1\,656\,836,4 \text{ hod.}$$

kde:

$C = 425\,000\text{ N}$, dle [15]

$P_r = 37\,961\text{ N}$, z rovnice (9.2)

$n'_B = 32,34\text{ min}^{-1}$, z rovnice (7.7)

9.2.5 Trvanlivost ložiska s 98% spolehlivostí

$$L_{na} = a_1 * a_{23} * L_{10h} \quad (9.6)$$

$$L_{na} = 0,33 * 2,5 * 1\,656\,836,4$$

$$L_{na} = 1\,366\,890 \text{ hod.}$$

$$L_{na} \leq L_{10h}$$

$$1\,366\,890 \text{ hod.} \leq 1\,656\,836,4 \text{ hod.} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

kde:

$a_1 = 0,33$, dle [6], str. 505 (viz Tab. 8)

$a_{23} = 2,5$, dle [15]

$L_{10h} = 1\,656\,836,4 \text{ hod.}$, z rovnice (9.6)

10 ZÁVĚR

V této bakalářské práci byl řešen výpočet hlavních částí zdvihového mechanismu jeřábové kočky.

Při výpočtu hlavních rozměrů zdvihu bylo nejdříve řešeno zatížení lana a kontrolní výpočet tohoto zatížení. Poté následovala volba vhodného lana a jeho kontrola.

Další částí konstrukčního výpočtu byl výpočet rozměrů vodící a vyrovnávacích kladek.

Dále byly početně řešeny parametry lanového bubnu. Nejdříve bylo nutné vypočítat rozměry bubnu a poté byla provedena pevnostní kontrola lanového bubnu.

V další části byl řešen návrh podpěrného čepu. Rozměry podpěrného čepu byly zvoleny a následně zkontrolovány pevnostními výpočty.

Následný výpočet se zabýval pohonem zdvihového ústrojí. Do této části spadají například výpočty potřebného výkonu elektromotoru, celkové účinnosti mechanismu, volby elektromotoru, návrhu převodovky a kontroly zdvihové rychlosti, kontroly rozběhu elektromotoru a volby a kontroly brzdy. Z kontrolního výpočtu zdvihové rychlosti bylo zjištěno, že původní požadovaná rychlost $10 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ neodpovídá skutečné rychlosti, která je přibližně o $1 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ menší. Tento rozdíl byl konzultován se zákazníkem, který souhlasil se změnou zdvihové rychlosti na rychlost $9,02 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$.

Součástí celého výpočtu byl také výpočet pera na otláčení a návrh a kontrola ložiska.

Výkresová část se skládá z celkové sestavy zdvihového mechanismu, svařované podsestavy lanového bubnu a ostatních výrobních výkresů. Výrobní výkresy jsou vytvořené v programu SolidWorks 2010 a v programu AutoCAD 2007.

11 SEZNAM ZDROJŮ

- [1] ČSN 27 0100 – Zdvihací zařízení. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla. Třídící znak: 270100. Účinnost 1978.05.01.
- [2] ČSN 27 0103 – Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů. Výpočet podle mezních stavů. Třídící znak: 270104. Účinnost: 1991.01.01 změna 01/00.
- [3] DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kolektiv, 1968: *Jeřáby*. 1. vydání. Státní nakladatelství technické literatury, Praha. 664 s.
- [4] GAJDŮŠEK, J., ŠKOPÁN, M., 1988: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vydání. Vysoké učení technické, Brno. 277 s.
- [5] KALÁB, K., 2003: *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj*. Vysokoškolská příručka, VŠB Technická univerzita Ostrava, fakulta strojní, katedra částí a mechanismů strojů [online] [cit. 2011-04-25]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>.
- [6] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P., 1999: *Strojnické tabulky*. 3. vydání. Scientia, Praha. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [7] MYNÁŘ, B., KAŠPÁREK, J., 2002: *Dopravní a manipulační zařízení*. Elektronická skripta, VUT Brno FSI [online] [cit. 2011-01-15]. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>>.
- [8] REMTA, F., KUPKA, L. a kolektiv, 1956: *Jeřáby I. díl*. 1. vydání. Státní nakladatelství technické literatury, Praha. 620 s.
- [9] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, L. a kolektiv, 1974: *Jeřáby I. díl*. 2. vydání. Státní nakladatelství technické literatury, Praha. 648 s.
- [10] SHIGLEY, J., E., MISCHKE, CH., R., BUDYNAS, R., G., 2010: *Konstruování strojních součástí*. Czech Edition – 1. vydání. VUT, nakladatelství VUTIUM, Brno. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] Katalog elektromotorů SIEMENS (Elektromotory Vlastimil Moravec) [online] [cit. 2011-03-13]. Dostupné z: <<http://www.elektromotory.net/siemens/p-750-otacek/P250M08.html>>.

[12] Katalog ocelových lan (Hovorka lana-řetězy) [online] [cit. 2011-01-07]. Dostupné z: <<http://www.lana-retezy.cz/ocelova-lana/ocelova-lana-seal/seal-162-dratu-s-dusi.html>>.

[13] Katalog dvoučelistových brzd (Galvi) [online] [cit. 2011-04-04]. Dostupné z: <<http://www.galvi.it/moduli/catalogo/schedatecnica/1>>.

[14] Katalog převodovek (Motor-gear s.r.o.) [online] [cit. 2011-01-07]. Dostupné z: <<http://www.motor-gear.cz>>.

[15] Interaktivní katalog ložisek (SKF) [online] [cit. 2011-01-07]. Dostupné z: <<http://www.skf.cz>>.

12 SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | | |
|--------------------|---|----------------------|
| ΣF_i | suma sil | [N] |
| a | zrychlení | [m.s ⁻²] |
| b | šířka pera | [mm] |
| b _{klad.} | osová šířka kladnice | [mm] |
| C | dynamická únosnost ložiska | [N] |
| C _o | statická únosnost ložiska | [N] |
| C _{or} | kontrola statického zatížení ložiska | [N] |
| d ₁ | průměr čepu v místě 1 | [mm] |
| D ₁ | základní průměr vodící kladky | [mm] |
| d ₂ | průměr čepu v místě 2 | [mm] |
| D ₂ | základní průměr vyrovnávací kladky | [mm] |
| d ₃ | průměr čepu v místě 3 | [mm] |
| D _B | jmenovitý průměr lanového bubnu | [mm] |
| D _{BL} | průměr lanového bubnu pod lanem | [mm] |
| D _{K1} | jmenovitý průměr vodící kladky | [mm] |
| D _{K11} | jmenovitý průměr vodící kladky – vnější | [mm] |
| D _{K12} | jmenovitý průměr vodící kladky – vnitřní | [mm] |
| D _{K2} | jmenovitý průměr vyrovnávací kladky | [mm] |
| d _L | jmenovitý průměr lana | [mm] |
| d _p | výstupní průměr hřídele převodovky | [mm] |
| F ₁ | síla působící na drážku pera o rozměru t | [N] |
| F ₂ | síla působící na drážku pera o rozměru t ₁ | [N] |
| F _a | axiální síla působící na ložisko | [N] |
| f _d | součinitel přídavných sil od připojených strojů | [-] |
| F _{DOV} | dovolené zatížení lana | [N] |
| F _j | jmenovitá únosnost lana | [N] |
| F _L | maximální osová síla v laně | [N] |
| f _m | součinitel provozu | [-] |
| F _r | radiální síla působící na ložisko | [N] |
| F _{RA} | reakční síla v podpoře A | [N] |
| F _{RB} | reakční síla v podpoře B | [N] |
| g | gravitační zrychlení | [m.s ⁻²] |

| | | |
|----------------------|---|----------------------|
| H | zdvih | [mm] |
| i_C | celkový převod | [-] |
| i_k | převod kladkostroje | [-] |
| i_n | jmenovitý převodový poměr převodovky | [-] |
| i_{np} | přesný převodový poměr převodovky | [-] |
| i_P | převodový poměr motoru a lanového bubnu | [-] |
| J | moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy redukovaný na hřídel elektromotoru | [kg.m ²] |
| J_1 | moment setrvačnosti na rychloběžném hřídeli | [kg.m ²] |
| J_2 | moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaloběžných hřídelích | [kg.m ²] |
| J_3 | moment setrvačnosti posuvných hmot redukovaný na rychloběžný hřídel | [kg.m ²] |
| J_m | moment setrvačnosti motoru | [kg.m ²] |
| k | součinitel bezpečnosti lan | [-] |
| l | délka závitové části lanového bubnu | [mm] |
| l' | délka obdélníku pera | [mm] |
| l'' | délka obdélníku zvoleného pera | [mm] |
| l ₁ | délka střední části lanového bubnu | [mm] |
| L _{10h} | základní trvanlivost ložiska | [hod] |
| l ₂ | délka krajní části lanového bubnu | [mm] |
| l _B | celková délka lanového bubnu | [mm] |
| l _P | délka pera | [mm] |
| L _R | vzdálenost lanového bubnu a kladnice | [mm] |
| L _V | délka lana jedné větve navíjené na buben | [mm] |
| L _{V Skut.} | skutečná délka lana | [mm] |
| M _B | brzdový moment | [N.m] |
| M _k | kroučící moment | [N.m] |
| m _{kl} | hmotnost kladnice a lana | [kg] |
| M _{KPMAX} | maximální kroučící moment převodovky | [N.m] |
| M _N | jmenovitý moment motoru | [N.m] |
| M _{O1} | ohybový moment v průřezu 1 | [N.m] |
| M _{O2} | ohybový moment v průřezu 2 | [N.m] |
| M _{O3} | ohybový moment v průřezu 3 | [N.m] |

| | | |
|-------------------------|---|-----------------------|
| M_{omax} | maximální ohybový moment | [N.m] |
| M_{oyI} | ohybový moment v řezu I | [N.m] |
| M_{oyIII} | ohybový moment v řezu III | [N.m] |
| M_{R} | rozběhový moment motoru | [N.m] |
| M_{Rmax} | maximální moment motoru při rozběhu | [N.m] |
| M_{st} | statický moment břemene redukovaný na hřídel motoru | [N.m] |
| M_{stb} | statický moment redukovaný na rychloběžném hřídeli | [N.m] |
| N | posouvající síly v ose X | [N] |
| n_{B} | otáčky lanového bubnu | [min. ⁻¹] |
| n_{B}^{\prime} | skutečné otáčky lanového bubnu | [min. ⁻¹] |
| n_{M} | otáčky elektromotoru | [min. ⁻¹] |
| n_{p} | počet nosných průřezů lanového systému | [-] |
| $n_{\text{p}/2}$ | počet nosných průřezů v polovině lanového systému | [-] |
| p_{DOV} | dovolené tlakové napětí | [MPa] |
| P_{M} | výkon elektromotoru | [kW] |
| P_{MP} | potřebný výkon elektromotoru | [kW] |
| P_{or} | statické ekvivalentní zatížení ložiska | [N] |
| P_{P} | potřebný výkon převodovky | [kW] |
| P_{PN} | jmenovitý výkon převodovky | [kW] |
| P_{r} | dynamické ekvivalentní zatížení ložiska | [N] |
| Q | hmotnost břemene | [kg] |
| Q_{C} | hmotnost břemene, kladnic, lana | [kg] |
| Q_{D} | zatížení lana od dynamických sil | [kg] |
| Q_{S} | zatížení lana od statických sil | [kg] |
| R_{e} | mez kluzu | [MPa] |
| R_{m} | mez pevnosti v tahu/tlaku | [MPa] |
| s | tloušťka stěny lanového bubnu | [mm] |
| t | stoupání drážky na bubnu | [mm] |
| t_{B} | doba brzdění | [s] |
| t_{p} | hloubka drážky pera v hřídeli | [mm] |
| t_{pI} | hloubka drážky pera v náboji | [mm] |
| t_{r} | skutečná doba rozběhu | [s] |
| t_{rmin} | minimální doba rozběhu | [s] |
| T_{z} | posouvající síly v ose Z | [N] |

| | | |
|---------------------|---|--------------|
| $v_{zdv.}$ | rychlost zdvihu | $[m.s^{-1}]$ |
| $v_{zdv.}^{\prime}$ | skutečná zdvihová rychlost | $[m.s^{-1}]$ |
| W_k | průřezový modul v krutu | $[mm^3]$ |
| W_o | průřezový modul v ohybu | $[mm^3]$ |
| W_{O1} | průřezový modul v ohybu, průřez 1 | $[MPa]$ |
| W_{O2} | průřezový modul v ohybu, průřez 2 | $[MPa]$ |
| W_{O3} | průřezový modul v ohybu, průřez 3 | $[MPa]$ |
| X | součinitel radiálního zatížení | $[-]$ |
| X_0 | koeficient pro ložisko | $[-]$ |
| X_a | vzdálenost | $[mm]$ |
| $x_I; x_{III}$ | interval vzdálenosti | $[mm]$ |
| Y | součinitel axiálního zatížení | $[-]$ |
| Y_0 | koeficient pro ložisko | $[-]$ |
| z | počet závitů lana na bubnu | $[-]$ |
| z_1 | počet funkčních závitů lana na bubnu | $[-]$ |
| α | součinitel závislý na druhu kladky a skupině jeřábu | $[-]$ |
| α_1 | součinitel vrubu v místě 1 | $[-]$ |
| α_2 | součinitel vrubu v místě 2 | $[-]$ |
| α_B | koeficient brzdění | $[-]$ |
| α_M | součinitel momentu setrvačnosti | $[-]$ |
| β | součinitel závislosti sousosti/nesousosti brzdového kotouče a elektromotoru | $[-]$ |
| β_B | bezpečnost brzdy závisící na druhu provozu | $[-]$ |
| γ_{10} | součinitel náhodného zvětšení břemene | $[-]$ |
| ε | zatěžovatel | $[\%]$ |
| η_B | účinnost lanového bubnu | $[\%]$ |
| η_c | celková účinnost | $[\%]$ |
| η_K | účinnost kladkostroje | $[\%]$ |
| η_{KL} | účinnost lanové kladky | $[\%]$ |
| η_p | účinnost převodovky | $[\%]$ |
| σ_1 | napětí v ohybu v místě 1 | $[MPa]$ |
| σ_2 | napětí v ohybu v místě 2 | $[MPa]$ |
| σ_3 | napětí v ohybu v místě 3 | $[MPa]$ |
| σ_{DOV} | dovolené napětí v ohybu | $[MPa]$ |

| | | |
|------------------|---|-------|
| σ_o | napětí v ohybu | [MPa] |
| $\sigma_{R,DOV}$ | dovolené redukované napětí | [MPa] |
| σ_{RED} | redukované napětí dle hypotézy HMM | [MPa] |
| σ_{tl} | namáhání vnějším přetlakem | [MPa] |
| τ_k | napětí v krutu | [MPa] |
| $\tau_{k,DOV}$ | dovolené napětí v krutu | [MPa] |
| ν | bezpečnost proti mezi pevnosti v tahu/tlaku | [-] |
| χ | součinitel momentové přetížitelnosti motoru | [-] |

13 SEZNAM TABULEK

| | |
|--|----------------|
| Tab. 2 <i>Hodnoty součinitele α pro výpočet průměrů kladek a bubnů</i> | <i>str. 15</i> |
| Tab. 2 <i>Rozměry kladek</i> | <i>str. 17</i> |
| Tab. 3 <i>Rozměry profilu drážkování lanového bubnu</i> | <i>str. 17</i> |
| Tab. 4 <i>Parametry elektromotoru</i> | <i>str. 31</i> |
| Tab. 5 <i>Parametry převodovky</i> | <i>str. 32</i> |
| Tab. 6 <i>Rozměry těsného pera</i> | <i>str. 39</i> |

14 SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----------------|
| Obr. 1 <i>Kladkostroj s převodem $i_k = 4$</i> | <i>str. 11</i> |
| Obr. 2 <i>Lano SEAL s drátěnou duší</i> | <i>str. 13</i> |
| Obr. 3 <i>Schéma umístění vyrovnávací a vodících kladek</i> | <i>str. 14</i> |
| Obr. 4 <i>Rozměry kladek</i> | <i>str. 16</i> |
| Obr. 5 <i>Profil drážkování lanového bubnu</i> | <i>str. 17</i> |
| Obr. 6 <i>Schéma pro kontrolu navijecího úhlu</i> | <i>str. 19</i> |
| Obr. 7 <i>Schéma lanového bubnu</i> | <i>str. 20</i> |
| Obr. 8 <i>Schéma zatížení lanového bubnu</i> | <i>str. 21</i> |
| Obr. 9 <i>Průběh ohybových momentů lanového bubnu</i> | <i>str. 22</i> |
| Obr. 10 <i>Řez zleva</i> | <i>str. 22</i> |
| Obr. 11 <i>Řez zprava</i> | <i>str. 23</i> |
| Obr. 12 <i>Schéma podpěrného čepu</i> | <i>str. 27</i> |
| Obr. 13 <i>Třífázový asynchronní elektromotor s kroužkovou kotvou</i> | <i>str. 30</i> |
| Obr. 14 <i>Třístupňová čelní převodovka PC50S22,5GS1</i> | <i>str. 32</i> |
| Obr. 15 <i>Dvou-čelistová brzda s brzdovým kotoučem</i> | <i>str. 37</i> |

15 SEZNAM PŘÍLOH

Kladnice se čtyřmi kladkami

Zdvihový mechanismus

A0-ZMJK-00/00-00

Lanová příložka

A4-ZMJK-00/00-01

Plotna 1

A4-ZMJK-00/00-02

Kusovník (zdvihový mechanismus)

A4-ZMJK-00/00-K0

Lanový buben

A0-ZMJK-00/01-00

Plášť bubnu

A3-ZMJK-00/01-01

Výztuha 1

A4-ZMJK-00/01-02

Výztuha 2

A3-ZMJK-00/01-03

Výztuha 3

A4-ZMJK-00/01-04

Podpěrný čep

A4-ZMJK-00/01-05

Náboj per

A4- ZMJK-00/01-06

Kusovník (lanový buben)

A4-ZMJK-00/01-K1

Podstavec ložiska

A3- ZMJK-00/02-00

Plotna horní

A4- ZMJK-00/02-01

Plotna spodní

A4- ZMJK-00/02-02

Výztuha 4

A4- ZMJK-00/02-03

Žebro

A4- ZMJK-00/02-04

Kusovník (podstavec ložiska)

A4-ZMJK-00/02-K2

Podstavec brzdy

A3-ZMJK-00/03-00

Plotna 2

A4-ZMJK-00/03-01

Výztuha 5

A4-ZMJK-00/03-02

Kusovník (podstavec brzdy)

A4-ZMJK-00/03-K3