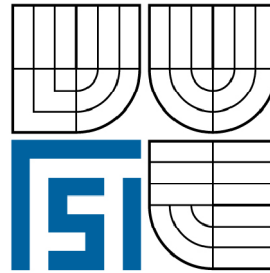




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KONSTRUKCE ZDVIHOVÉHO MECHANISMU JEŘÁBU

DESIGN OF LIFTING MECHANISM OF CRANE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

FILIP SOKOL

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Filip Sokol

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

### **Konstrukce zdvihového mechanismu jeřábu**

v anglickém jazyce:

### **Design of Lifting Mechanism of Crane**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus mostového dvounosníkového jeřábu s kočkou, pojíždějící po horních pásnicích hlavních nosníků. Základní technické parametry jeřábu:

- nosnost ..... 8000 kg
- rozpětí jeřábu .....12000 mm
- rozvor kol jeřábového mostu ... 3600 mm
- rozchod kol kočky ..... 1850 mm
- rozvor kol kočky ..... .....1100 mm
- rychlost zdvihu ..... 8 m/min
- rychlost pojezdu kočky .....25 m/min
- rychlost pojezdu jeřábu ... 50 m/min
- skupinová klasifikace mechanismů jeřábu dle ČSN ISO 4301/1: zdvih M4, pojezd kočky M3, pojezd jeřábu M4

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. Firemní literatura
2. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
3. Remta, F.- Kupka, L.-Dražan, F.: Jeřáby, SNTL Praha 1974

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 21.10.2008

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem a výpočtem hlavních částí zdvihového mechanismu dvounosíkového mostového jeřábu. První část práce obsahuje koncepci řešení. Druhá se pak zabývá vlastním návrhem jednotlivých komponent a jejich výpočtem. Třetí část obsahuje pevnostní výpočet lanového bubnu.

## **Klíčová slova**

zdvihový mechanismus, lanový buben, pohon, kladka, lano, pevnostní výpočet bubnu

## **Abstract**

This bachelor thesis deals with design and calculation of the basic parts of lifting mechanism of double girder bridge crane. First part of thesis contains concept of solution. The second one is engaged in own design of individual components and their calculation. Third part contains strength calculation of cable drum.

## **Key words**

lifting mechanism, cable drum, drive, pulley, rope, strength calculation of drum

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.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing. Přemysla Pokorného a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne .....

Podpis: .....

## **Poděkování**

Úvodem mé bakalářské práce bych chtěl poděkovat panu Svatopluku Otevřelovi za poskytnutí informací týkajících se mostových jeřábů a firmě TRIMILL, která mi umožnila prohlídku jejich dílenského dvounosníkového mostového jeřábu.

# Obsah

<b>1 Úvod</b> .....	<b>10</b>
<b>2 Cíle bakalářské práce</b> .....	<b>11</b>
<b>3 Konceptce navrženého řešení</b> .....	<b>12</b>
3.1 Schéma navrhovaného zdvihového mechanismu.....	12
3.2 Vlastní návrh a popis jednotlivých komponent .....	13
<b>4 Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent</b> .....	<b>14</b>
4.1 Volba typu kladkostroje .....	14
4.1.1 Výpočet lanového převodu .....	15
4.1.2 Účinnost lanového převodu .....	15
4.2 Výpočet lana .....	15
4.2.1 Výpočet zatížení svislého lana.....	15
4.2.2 Výpočet dovoleného zatížení lana .....	16
4.2.3 Volba klínové a lanové svorky .....	16
4.2.4 Volba a výpočet lanové příložky na lanovém bubnu .....	17
4.3 Výpočet průměrů jeřábových kladek .....	19
4.3.1 Minimální průměry kladek.....	19
4.3.2 Jmenovité průměry kladek .....	19
4.4 Výpočet parametrů lanového bubnu .....	21
4.4.1 Parametry bubnu .....	21
4.4.2 Průměry lanového bubnu.....	21
4.4.3 Navíjená délka lana .....	22
4.4.4 Počet závitů bubnu .....	22
4.4.5 Celková délka bubnu .....	22
4.4.6 Předběžná tloušťka stěny bubnu .....	23
4.5 Návrh pohonu zdvihového mechanismu .....	23
4.5.1 Celková účinnost mechanismu .....	23
4.5.2 Výkon motoru.....	23
4.5.3 Otáčky lanového bubnu .....	23
4.5.4 Volba převodového motoru a převodovky .....	24
4.5.5 Přepočítání rychlosti zdvihu pro výstupní otáčky zvolené převodovky.....	25
4.6 Kontrola záběrného momentu elektromotoru .....	25
4.6.1 Celkový převod.....	25
4.6.2 Výpočet statického momentu od břemene.....	25
4.6.3 Moment motoru při stavu přetížení .....	25
4.6.4 Výpočet momentu setrvačnosti.....	26
4.6.5 Úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli .....	26
4.6.6 Výpočet momentu od setrvačných sil .....	27
4.6.7 Výpočet potřebného záběrného momentu .....	27
4.7 Výpočet brzdného momentu a volba brzdy .....	27
4.7.1 Potřebný brzdový moment.....	27
4.7.2 Volba brzdy.....	28
4.7.3 Výpočet doby brzdění .....	28
4.8 Volba spojky lanového bubnu .....	29
4.8.1 Volba typu spojky.....	29
4.8.2 Volba velikosti spojky.....	29
4.9 Návrh ložiska lanového bubnu .....	31
4.9.1 Výpočet axiální síly působící do ložiska.....	32

4.9.2 Radiální síla působící v ložisku .....	32
4.9.3 Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska .....	32
<b>5 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu .....</b>	<b>34</b>
5.1 Volba materiálu bubnu .....	34
5.2 Výpočet sil působících v podporách lanového bubnu .....	34
5.3 Výpočet jednotlivých napětí .....	35
5.4 Výpočet redukovaného napětí .....	37
5.5 Bezpečnost lanového bubnu vzhledem k meznímu stavu pružnosti .....	37
5.6 Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti .....	37
<b>6 Závěr .....</b>	<b>40</b>
<b>7 Seznam použité literatury a zdrojů .....</b>	<b>42</b>
<b>8 Seznam použitých symbolů .....</b>	<b>44</b>
<b>9 Seznam příloh .....</b>	<b>47</b>

## 1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh zdvihového mechanismu mostového jeřábu a vypracování výkresové dokumentace, která bude obsahovat výkres sestavy zdvihového mechanismu, lanového bubnu, vyrovnávací kladky a výrobní výkresy lanové příložky, ložiskového pouzdra a víčka. Jeřáb má mít nosnost 8000 Kg a rychlost zdvihu má být  $8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ . Dle normy ČSN ISO 4301-1 [5] a ČSN ISO 4301-5 [6] je zdvih jeřábu zařazen do skupinové klasifikace M4. Toto zařazení klasifikuje jeřáb jako dílenský jeřáb s pravidelným přerušovaným využíváním a lehkým stavem zatěžování. Hodinová životnost jeřábu má být dle uvedených norem 6300 hodin.

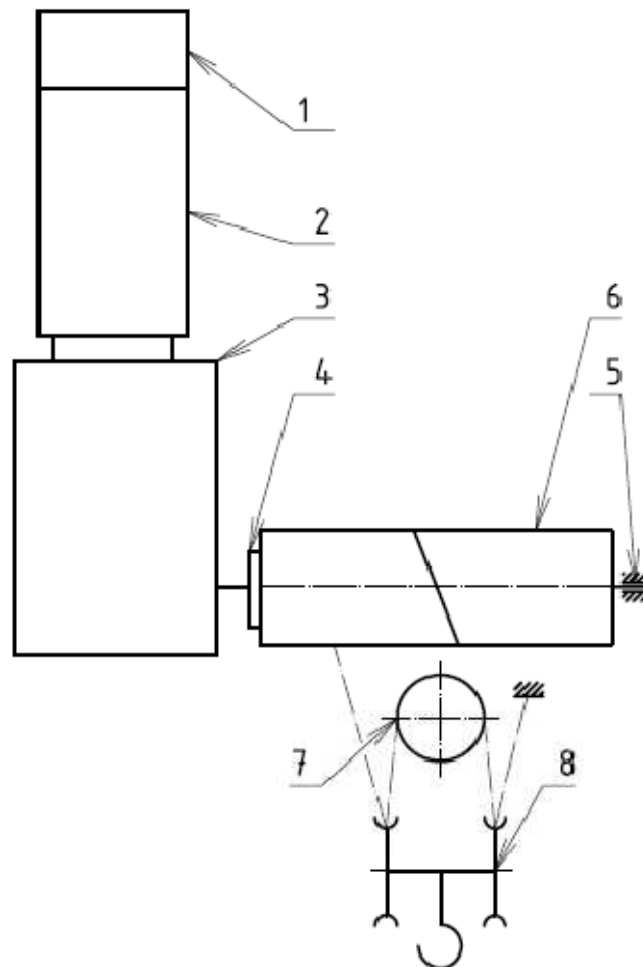
Mezi hlavní části zdvihového mechanismu jeřábu patří elektromotor, brzda, lanový buben a kladkostroj s kladnicí a hákem. Celý tento mechanismus je u mostových dvounosníkových jeřábů umístěn na pohyblivém zařízení, které se nazývá kočka. Kočka se pohybuje po mostu v kolejnicích umístěných na vrchní straně nosníků. Tato práce obsahuje návrh všech hlavních částí zdvihového mechanismu.

## 2 Cíle bakalářské práce

- návrh lana
- volba klínové svorky, lanové svorky a lanové příložky pro ukotvení lana
- návrh lanových kladek (vodící a vyrovnávací)
- volba kladnice s hákem
- návrh elektromotoru
- návrh převodovky
- návrh brzdy
- návrh základních rozměrů lanového bubnu
- volba spojky lanového bubnu
- volba a výpočet ložiska lanového bubnu
- výpočet jednotlivých napětí na lanovém bubnu a následná kontrola pláště lanového bubnu
- vypracování jednotlivých výkresů

### 3 Koncepce navrženého řešení

#### 3.1 Schéma navrhovaného zdvihového mechanismu



Obr. 3.1 Schéma navrhovaného zdvihového mechanismu jeřábu

- 1 – brzda elektromotoru
- 2 – elektromotor
- 3 - převodovka
- 4 – spojka lanového bubnu
- 5 – ložisko lanového bubnu
- 6 – lanový buben
- 7 – vyrovnávací kladka
- 8 – kladnice s hákem

## 3.2 Vlastní návrh a popis jednotlivých komponent

Při koncepci vlastního řešení zdvihového mechanismu jsem vycházel z různých zdrojů. Jednak to byly internetové stránky výrobců zabývajících se konstrukcí zdvihových mechanismů a samotných mostových jeřábů o nosnosti 8000 Kg (DEMAG, GIGA, STAHL, SWF), ale i odborná konzultace s panem Svatoplukem Otevřelem s firmy REMO, která se zabývá výrobou a renovací mostových jeřábů. Dále jsem měl možnost prohlédnout si dílenský dvounosníkový mostový jeřáb ve firmě TRIMILL, na kterém byla zvyšována nosnost z 8 na 12 tun. Z výše uvedených zdrojů jsem získal základní informace o konstrukci moderních zdvihových mechanismů.

### Kladkostroj a navíjení lana

Většina mostových jeřábů zadané nosnosti má kladkostroj koncipovaný jako jednoduchý, kde je lano ukotveno na lanovém bubnu a na rámu kočky. U tohoto typu kladkostroje je navíjen pouze jeden konec lana. Stejně řešení bude použito i při mém návrhu.

### Elektromotor a brzda zdvihu

Zdihové mechanismy moderních mostových jeřábů jsou brzděny pomocí brzdy elektromotoru (často regulovatelnou) a jeřáb už nemusí obsahovat žádnou pomocnou ani bezpečnostní (tzv. parkovací) brzdu. Elektromotor zdvihu je až na výjimky 4 pólový třífázový asynchronní řízený pomocí frekvenčního měniče. Ten umožňuje jeřábu zvedat břemeno i pomalejšími rychlostmi než na které je jeřáb konstruován. I v mém řešení bude použit asynchronní elektromotor, který bude řízen frekvenčním měničem.

### Převodovka zdvihu

Převodovky zdvihových mechanismů se různí. Mezi nejpoužívanější patří ploché čelní a kuželočelní. Objevují se však i převodovky planetové popřípadě šnekové. Díky větším rozměrům kočky mohu v mém řešení použít rozměrnější kuželočelní převodovku.

### Lanový buben

Lanové bubny se vyrábí svařováním. Po svaření je do bubnu vysoustružena drážka na vedení lana. V mém řešení použiji jako polotovár pro lanový buben svařovanou trubku.

### Kladnice s hákem, vyrovnávací kladka

Kladnice s hákem a vyrovnávací kladky budu volit dle katalogových listů od některého z autorizovaných výrobců.

### Spojka lanového bubnu

Spojení výstupního hřídele převodovky a lanového bubnu musí umožňovat drobné axiální posuvy a náklony vůči vodorovné ose. Z tohoto důvodu se volí na spojení zubová spojka, která dané požadavky plní. Používá se však i spojek soudečkových (bubnových), které svou konstrukcí připomínají spojky zubové.

Kroutící moment u soudečkových spojek je na rozdíl od zubových přenášen pomocí valivých tělísek tzv. soudečků umístěných na obvodu tělesa spojky. V mém návrhu bude použita na spojení hřídele převodovky a lanového bubnu spojka soudečková.

#### Ložisko lanového bubnu

Ložisko lanového bubnu musí být schopné vyrovnávat náklony vůči vodorovné ose vznikající při zatížení bubnu. Ložisko bývá umístěno v ložiskovém domečku popřípadě pouzdře, které je umístěno na (v) rámu kočky. Ložisko by také mělo být dobře přístupné z důvodu doplňování maziva. Používá se také ložisek s krytem, které už obsahují mazivo a jsou tudíž bezúdržbové. Ve mém návrhu bude použito dvouřadé kuličkové naklápěcí ložisko umístěné v ložiskovém pouzdře, které bude mazáno zvlášť.

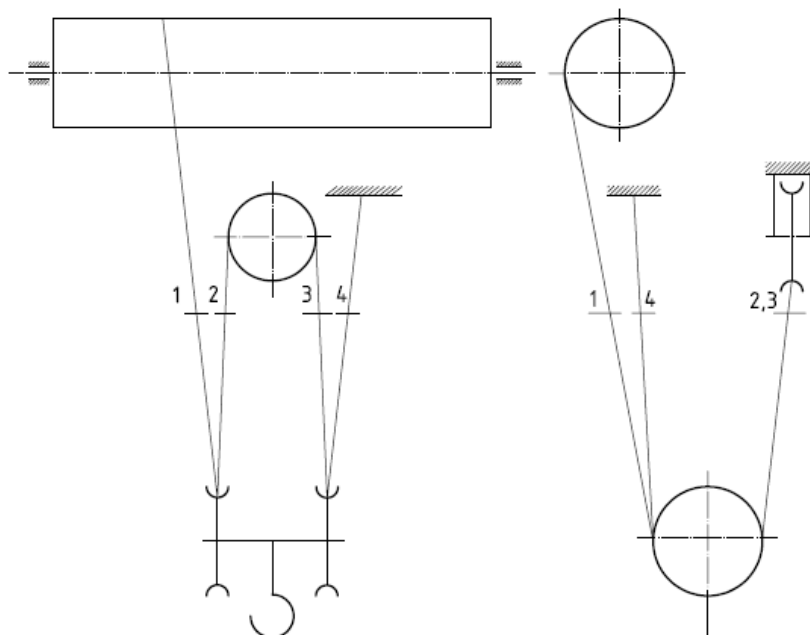
#### Lano a ostatní lanové příslušenství

Lano bude voleno podle vypočtených hodnot z kapitoly 4 a doporučení výrobce nebo dodavatele lana. Lanové svorky a klínová svorka bude volena dle katalogových listů výrobce. Lanová příložka, která upevňuje lano na samotný lanový buben bude vyráběna.

## 4 Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent

### 4.1 Volba typu kladkostroje

Volím jednoduchý kladkostroj. Lano je zde kotveno na lanovém bubnu a rámu kočky. Břemeno je nesené 4 průřezy lana.



Obr. 4.1 Lanový systém kladkostroje

#### 4.1.1 Výpočet lanového převodu

$n$  [-]..... počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu

$i_k$  [-] ..... lanový převod dle [2], str.56

$$i_k = n = 4 \quad (4.1)$$

#### 4.1.2 Účinnost lanového převodu

$\eta_k$  [-]..... účinnost lanového převodu dle [3], tab. 2

$$\eta_k = 0,97$$

### **4.2 Výpočet lana**

#### 4.2.1 Výpočet zatížení svislého lana

$F$  [N] ..... síla v laně, výpočet dle [3], str.4

$Q$  [kg] ..... hmotnost břemene

$G$  [kg] ..... hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (kladnice, hák,lano)

$n_p$  [-]..... počet nosných průřezů lana

$H$  [-] ..... účinnost mechanismu

$z$  [-] ..... počet vyrovnávacích kladek

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] ..... tíhové zrychlení

$m_k$  [kg] ..... hmotnost kladnice

$m_l$  [kg]..... hmotnost lana

$$G = m_k + m_l = 75 + 5 = 80 \text{ kg} \quad (4.2)$$

$$F = \frac{Q + G}{z \cdot n_p} \cdot \frac{g}{\eta} = \frac{8000 + 80}{1.4} \cdot \frac{9,81}{0,97} = 20,43 \text{ kN} \quad (4.3)$$

#### 4.2.2 Výpočet dovoleného zatížení lana

$k_1$  [-]..... součinitel bezpečnost lana, stanoven dle [3], str.4

$F_D$ [N]..... maximální dovolené zatížení lana, výpočet dle [3], str.4

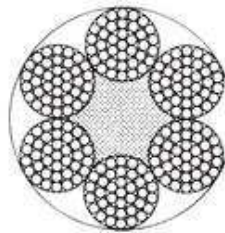
$$\frac{F_D}{k_1} \geq F \quad (4.4)$$

$$F_D \geq F \cdot k_1$$

$$F_D \geq 20,43 \cdot 4,1$$

$$F_D \geq 83,76 \text{ kN}$$

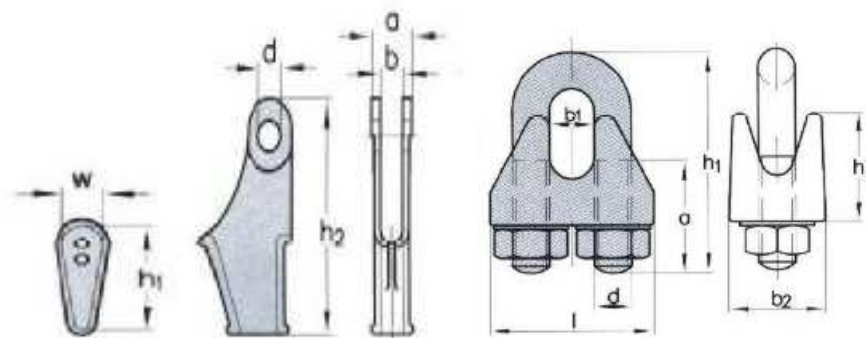
Při volbě upřednostňuji lana s pevností 1570 MPa. Dle online katalogu firmy HOVORKA [8] volím ocelové lano šestiramenné STANDART 6x37 = 222 drátů s polypropylenovou duší (ČSN 02 4324) o průměru  $\Phi d=12,5\text{mm}$  a pevnosti 85,85kN. Lano je vhodné pro použití u výtahů a jeřábů. Lano je vinuto klasickým způsobem. Hmotnost lana je 0,5Kg /m.



Obr. 4.2 Ocelové lano šestiramenné STANDART [8]

#### 4.2.3 Volba klínové a lanové svorky

Pro zakotvení lana na rám kočky volím z katalogu firmy PAVLÍNEK [10], str.25 klínovou svorku katalogového čísla 187301215, normy DIN 43148. Svorka má nosnost 2500 Kg. Sesvorkování konců lana provedu třemi lanovými svorkami z katalogu firmy PAVLÍNEK [10], str.7, katalogového čísla 121820013, normy DIN1142.



Obr. 4.3 Klínová svorka, lanová svorka [10]

#### 4.2.4 Volba a výpočet lanové příložky na lanovém bubnu

Pro ukotvení lana na lanovém bubnu volím tři lanové příložky. Lanové příložky budou vyráběny dle základních rozměrů volených z knihy Jeřáby [1]. Příložka bude mít díru pro šroub M12. Příložky budou umístěny ve vzdálenosti 60 mm od sebe. Výpočet příložky je proveden dle knihy Jeřáby [1], str.85.

$F_1$  [N] ..... tah v laně po opásání

$\alpha_0$  [-] ..... úhel opásání, výpočet dle [1], str.85

$W_{0\delta}$  [mm<sup>3</sup>] ..... modul průřezu v ohybu pro šroub

$n_z$  [-] ..... počet závěrných závitů, dle [1], str.85 volím

$A_0$  [mm<sup>2</sup>] ..... plocha jádra šroubu, dle strojírenských tabulek [13], str.360

$\mu$  [-] ..... součinitel tření mezi lanem a bubnem, zvoleno dle [1], str.85

$k_\delta$  [-] ..... bezpečnost šroubu

$i$  [-] ..... počet šroubů

$M_\delta$  [Nm] ..... ohybový moment působící na šroub

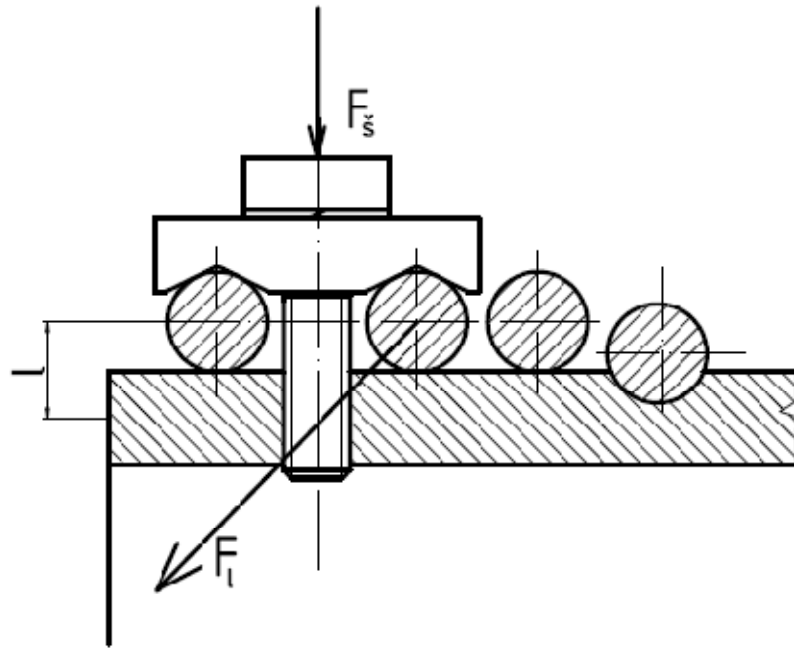
$F_\delta$  [N] ..... potřebná osová síla ve šroubech příložek

$$F=20,43 \text{ kN}$$

$$A_0=84,3 \text{ mm}^2$$

$$\mu=0,1$$

$$n_z=3$$



Obr. 4.4 Síly v laně pod lanovou příložkou

$$\alpha_o = 2 \cdot \pi \cdot n_z = 2 \cdot \pi \cdot 3 = 18,84 \quad (4.5)$$

$$F_l = \frac{F}{e^{\mu \cdot \alpha_o}} = \frac{20430}{e^{0,1 \cdot 18,84}} = 3105 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$M_{o\dot{s}} = F_l \cdot l = 3105 \cdot 12 = 37260 \text{ Nmm} \quad (4.7)$$

$$W_{o\dot{s}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 9,853^3}{32} = 93,9 \text{ mm}^3 \quad (4.8)$$

$$F_{\dot{s}} = \frac{F_l}{\mu \cdot (1 + e^{\mu \cdot \alpha})} = \frac{3105}{0,1 \cdot (1 + e^{0,1 \cdot 18,84})} = 4096 \text{ N} \quad (4.9)$$

$$\sigma = \frac{F_{\dot{s}}}{i \cdot A_0} + \frac{M_{o\dot{s}}}{i \cdot W_{o\dot{s}}} = \frac{4096}{3 \cdot 84,3} + \frac{37224}{3 \cdot 93,90} = 16,2 + 132,2 = 148,5 \text{ MPa} \quad (4.10)$$

Pro připevnění příložky na lanový buben volím šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem ISO 4762 – M12x30 – 8.8 . Materiál šroubu má následující charakteristiky:

$R_e=640$  MPa.... mez kluzu

$R_m=800$  MPa ... mez pevnosti

$$k_{\xi} = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma} = \frac{640}{148,5} = 4,3 \quad (4.11)$$

Z bezpečnostního hlediska šroub vyhovuje.

### 4.3 Výpočet průměrů jeřábových kladek

$d$  [mm]..... průměr lana

$\alpha$  [-]..... součinitel závislý na druhu kladky a provozu, zvolen dle [4], str.2

- hodnota součinitele pro vodící kladku  $\alpha_V = 20$
- hodnota součinitele pro vyrovnávací kladku  $\alpha_R = 14$

#### 4.3.1 Minimální průměry kladek

$D_{Vmin}$  [mm] ..... minimální průměr vodící kladky, výpočet dle [4], str.1

$D_{Rmin}$  [mm] ..... minimální průměr vyrovnávací kladky, výpočet dle [4], str.1

$$D_{Vmin} = d \cdot \alpha = 12,5 \cdot 20 = 250 \text{ mm} \quad (4.12)$$

$$D_{Rmin} = d \cdot \alpha = 12,5 \cdot 14 = 175 \text{ mm} \quad (4.13)$$

#### 4.3.2 Jmenovité průměry kladek

$D_V$ ..... průměr vodící kladky, výpočet dle [4], str.2

$D_R$ ..... průměr vyrovnávací kladky, výpočet dle [4], str.2

$$D_V = D_{Vmin} - d = 250 - 12,5 = 237,5 \text{ mm} \quad (4.14)$$

$$D_R = D_{Rmin} - d = 175 - 12,5 = 162,5 \text{ mm} \quad (4.15)$$

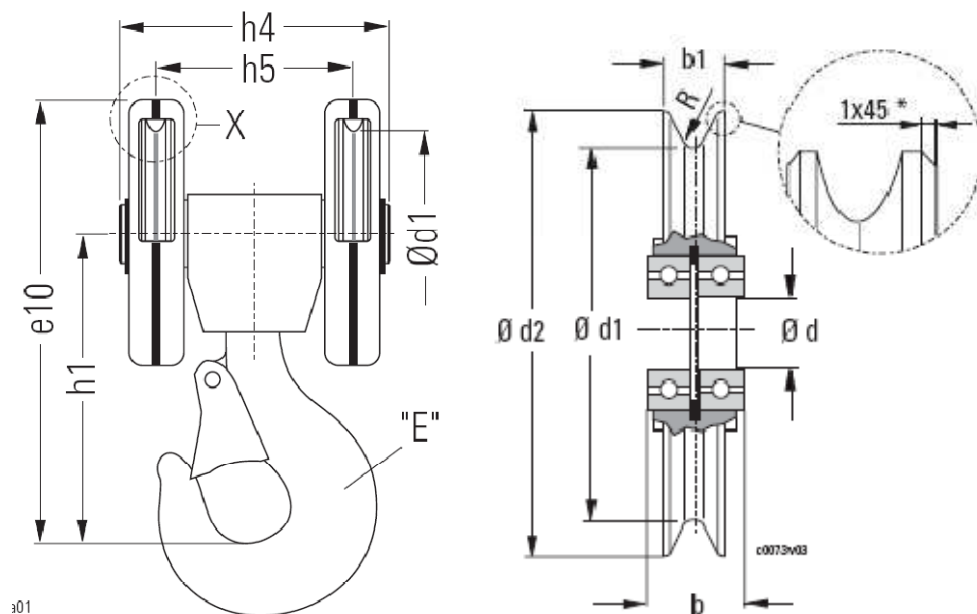
Dle normy ČSN 27 1820 [4] volím normalizované průměry kladek :

$D_V = 250 \text{ mm}$

$D_R = 250 \text{ mm}$

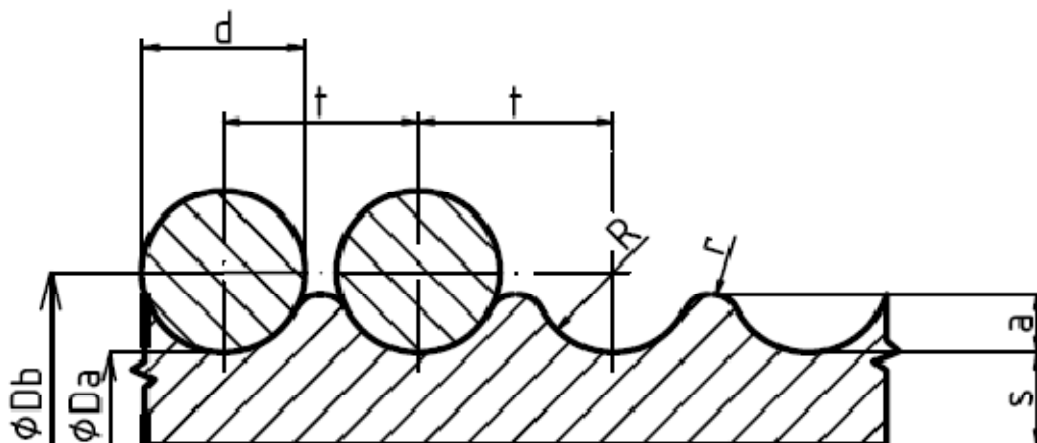
Dle katalogu firmy STAHL [9], str.82 volím kladnici s hákem H 252-4. Kladnice má nosnost 12 500Kg, průměr kladek 250 mm a může být osazena lanem 12-15 mm. Kladnice je osazena hákem velikosti 6. Hmotnost kladnice je 75 Kg. Kladnice je uvedena v katalogu pod katalogovým číslem 0333042510.

Dle katalogu firmy STAHL [9], str.83 volím vyrovnávací kladku o průměru 250 mm. Kladka má nosnost 8000 Kg a její součástí jsou dvě ložiska typu 6212. Kladka má hmotnost 9,7 Kg. Katalogové číslo kladky je 0333040530.



Obr. 4.5 Kladnice s hákem a vyrovnávací kladka od firmy STAHL [9]

#### 4.4 Výpočet parametrů lanového bubnu



Obr. 4.6 Drážkování lanového bubnu

##### 4.4.1 Parametry bubnu

Normalizované rozměry bubnu dle [4], str.9 :

t [mm] .....	rozteč závitů na lanovém bubnu	t = 15 mm
a <sub>z</sub> [mm] .....	hloubka závitu	a <sub>z</sub> = 4 mm
r [mm] .....	poloměr zaoblení vrcholu drážky závitu bubnu	r = 2 mm
R [mm] .....	poloměr zaoblení drážky bubnu	R = 7 mm

##### 4.4.2 Průměry lanového bubnu

D<sub>b</sub> [mm] ..... průměr lanového bubnu, výpočet dle [4], str.5

D<sub>a</sub> [mm] ..... průměr lanového bubnu pod lanem

α<sub>b</sub> [-] ..... součinitel závislý na druhu kladky a provozu, zvolen dle [4], str.2

α<sub>b</sub> = 18.

d = 12,5 mm

$$D_b = d \cdot \alpha_b = 12,5 \cdot 18 = 225 \text{ mm} \quad (4.16)$$

Dle normy ČSN 27 1820 [4], str.5 volím normalizovaný průměr lanového bubnu D<sub>b</sub>=280 mm .

$$D_a = D_b - d = 280 - 12,5 = 267,5 \text{ mm} \quad (4.17)$$

##### 4.4.3 Navíjená délka lana

L [m] ..... navíjená délka lana, výpočet dle [2], str.53

H [m] ..... výška zdvihu břemene

H= 10 m

$i_k=4$

$$L = i_k \cdot H = 4 \cdot 10 = 40 \text{ m} \quad (4.18)$$

#### 4.4.4 Počet závitů bubnu

$z_b$  [-] ..... počet závitů bubnu, výpočet dle [2], str. 53

Závěrný počet závitů bubnu bývá 2-3 závity. Volím 3 závity.

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 3 = \frac{40\,000}{\pi \cdot 280} + 3 = 48,47 \doteq 49 \text{ závitů} \quad (4.19)$$

#### 4.4.5 Celková délka bubnu

$l_1$  [mm] ..... délka krajní (hladké) části bubnu, [2], str.53

$l$  [mm] ..... délka závitové části bubnu, výpočet dle [2], str.53

$l_b$  [mm] ..... celková délka bubnu, výpočet dle [2], str.53

$t= 15 \text{ mm}$

$l= 735 \text{ mm}$

$z= 49$

$t= 15 \text{ mm}$

$$l = z \cdot t = 49 \cdot 15 = 735 \text{ mm} \quad (4.20)$$

$$l_1 \sim 4 \cdot t = 4 \cdot 15 = 60 \text{ mm} \quad (4.21)$$

$$l_b = l + 2l_1 = 735 + 2 \cdot 60 = 855 \text{ mm} \quad (4.22)$$

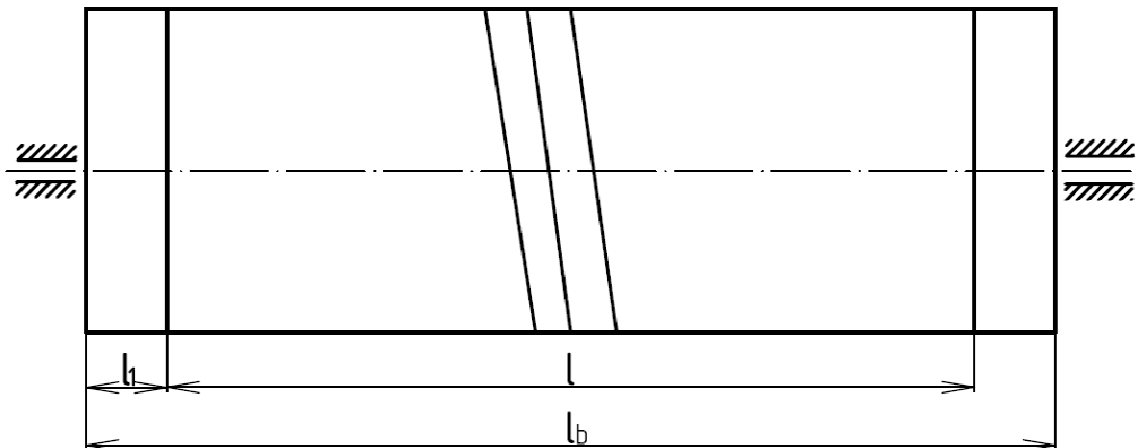
#### 4.4.6 Předběžná tloušťka stěny bubnu

$s_p$  [mm] ..... předběžná tloušťka stěny bubnu, výpočet dle [2], str.53

$d= 12,5 \text{ mm}$

$$s_p = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 12,5 = 10 \text{ mm} \quad (4.23)$$

Volím tloušťku stěny bubnu  $s= 14 \text{ mm}$ .



Obr. 4.7 Rozměry lanového bubnu

## 4.5 Návrh pohonu zdvihového mechanismu

### 4.5.1 Celková účinnost mechanismu

$\eta_c$  [-]..... celková účinnost, výpočet dle [2], str.75

$\eta_b$  [-]..... účinnost lanového bubnu, dle [2], str.76

$\eta_b = 0,96$

$\eta_p$  [-]..... účinnost převodovky, dle [7], str.A7

$\eta_p = 0,98$

$\eta_k = 0,97$

$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,91$

(4.24)

### 4.5.2 Výkon motoru

Výkon při rychlosti zdvihu  $v_z$  (po rozběhu motoru na tuto rychlost).

$P$  [kW] ..... výkon motoru, výpočet dle [2], str.75

$Q+G = 8080$  Kg

$g = 9,81$  m.s<sup>-2</sup>

$\eta_c = 0,91$

$v_z = 8$  m.min<sup>-1</sup>

$$P = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot v_z}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_c} = \frac{8080 \cdot 9,81 \cdot 8}{60 \cdot 1000 \cdot 0,91} = 11,61 \text{ kW}$$

(4.25)

### 4.5.3 Otáčky lanového bubnu

$n_b$  [min<sup>-1</sup>]..... otáčky lanového bubnu, výpočet dle [2], str.75

$$v_z = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$D_b = 280 \text{ mm}$$

$$i_k = 4$$

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{4 \cdot 8}{\pi \cdot 0,28} = 36,38 \text{ min}^{-1} \quad (4.26)$$

#### 4.5.4 Volba převodového motoru a převodovky

Dle vypočteného výkonu a otáček lanového bubnu volím z katalogu firmy NORD [7], str.D29 kombinaci kuželocelnicí převodovky typ SK 9052.1 s motorem typu 160M/4. Provozní faktor převodovky je  $f_p=1,6$ . Minimální hodnota faktoru pro zadaný typ provozu a zařazení jeřábu podle katalogu firmy NORD [7], str.A8 by měla mít hodnotu  $f_{bmin}=1,4$ . Z tohoto hlediska volba převodovky vyhovuje. Hmotnost kompletu (převodovka+elektromotor) je 262 kg.

Parametry převodovky SK 9052.1 [7], str.D29 :

- výstupní otáčky  $n=37 \text{ min}^{-1}$
- výstupní moment  $M=2839 \text{ Nm}$
- převodový poměr  $i_p=39,72$
- průměr výstupní hřídele  $D=70 \text{ mm}$
- možné zatížení radiální silou  $F_{rmax}=38 \text{ kN}$

Parametry elektromotoru 160M/4 [7], str.D29 :

- 4- pólový asynchronní motor
- otáčky  $n_m=1460 \text{ min}^{-1}$
- výkon  $P_j=11 \text{ kW}$
- moment  $M_N=72 \text{ Nm}$
- záběrný moment  $M_z=165,6 \text{ Nm}$
- moment setrvačnosti hřídele elektromotoru  $J=0,061 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 4.8 Zvolený elektromotor s převodovkou [7]

#### 4.5.5 Přepočít rychlosti zdvihu pro výstupní otáčky zvolené převodovky

$v_{zs}$  [ $\text{min}^{-1}$ ]..... rychlost zdvihu při zvolené převodovce

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} \Rightarrow v_{zs} = \frac{n_b \cdot D_b \cdot \pi}{i_k} = \frac{37 \cdot 0,28 \cdot \pi}{4} = 8,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.27)$$

Rychlost zdvihu se liší od zadané o  $0,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , což je 1,75%. Tato hodnota spadá do povolené 6% odchylky.

### **4.6 Kontrola záběrného momentu elektromotoru**

#### 4.6.1 Celkový převod

$i_c$  [-]..... celkový převod, výpočet dle [2], str.76

$$i_p = 39,72$$

$$i_k = 4$$

$$i_c = i_p \cdot i_k = 39,72 \cdot 4 = 158,88 \quad (4.28)$$

#### 4.6.2 Výpočet statického momentu od břemene

$M_{st}$  [Nm]..... statický moment od břemene, výpočet dle [2], str.76

$$Q+G = 8080 \text{ Kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\eta_c = 0,91$$

$$i_c = 158,88$$

$$M_{st} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{(8000 + 80) \cdot 9,81 \cdot 0,28}{2 \cdot 158,88 \cdot 0,91} = 76,8 \text{ Nm} \quad (4.29)$$

Z vypočteného statického momentu od maximální možné tíhy břemene jsem zjistil, že motor při zdvihu bude pracovat za zvýšeného výkonu. Katalog výrobce uvádí při druhu provozu s označením S3-60% (přerušovaný chod - 6 minut zatížení ,4 minuty pauza) dovolenou hodnotu přetížení  $1,08 \times P_J$ .

#### 4.6.3 Moment motoru při stavu přetížení

$M_{NP}$  [Nm] ..... moment motoru při přetížení, výpočet dle [7], str.A7

$P_{pr}$  [kW] ..... výkon motoru při přetížení, výpočet dle [7], str.A7

$$n_m = 1460 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{pr} = 1,08 \cdot P_J = 1,08 \cdot 11 = 11,88 \text{ kW} \quad (4.30)$$

$$M_{NP} = \frac{P_{pr} \cdot 9550}{n_m} = \frac{11,88 \cdot 9550}{1460} = 77,7 \text{ Nm} \quad (4.31)$$

$$M_{NP} > M_{st}$$

$$77,7 \text{ Nm} > 76,8 \text{ Nm}$$

Při stavu přetížení vyvine motor potřebný moment k překonání statického momentu od břemene.

#### 4.6.4 Výpočet momentu setrvačnosti

$J$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] . moment setrvačnosti, výpočet dle [2], str.77

$J_1$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli, dle [7], str.F7

$J_2$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli, výpočet dle [4]

$J_3$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ] moment setrvačnosti posuvných hmot

$\alpha_j$  [-] ..... koeficient upravující vliv ostatních rotujících hmot, volen dle [2], str.77

$$J_1 = 0,061 \text{ kg/m}^2$$

$$\alpha_j \in < 1,1; 1,5 > \text{ volím } \alpha_j = 1,3$$

$$J_2 = J_1 \cdot \alpha_j = 0,061 \cdot 1,3 = 0,0793 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \quad (4.32)$$

$$J_3 = \frac{(Q + G) \cdot v_z^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} = \frac{(8000 + 80) \cdot 8,14^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 1460^2 \cdot 0,91} = 6,991 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \quad (4.33)$$

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = 0,061 + 0,0793 + 6,991 \cdot 10^{-3} = 0,1473 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \quad (4.34)$$

#### 4.6.5 Úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli

$\varepsilon$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] ..... úhlové zrychlení, výpočet dle [2], str.77

$t_r$  [s] ..... doba rozběhu

$a$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] ..... zrychlení – dosahuje hodnot  $0,2 \div 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  volím  $a = 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  [2], str.78

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} = \frac{\pi \cdot 1460}{30 \cdot 0,45} = 339,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.35)$$

$$t_{rmin} = \frac{v_z}{60 \cdot a} = \frac{8,14}{60 \cdot 0,3} = 0,45 \text{ s} \quad (4.36)$$

#### 4.6.6 Výpočet momentu od setrvačných sil

$M_s$  [Nm]..... moment od setrvačných sil, výpočet dle [2], str.77

$$J = 0,1473 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\varepsilon = 339,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$M_s = J \cdot \varepsilon = 0,1473 \cdot 339,75 = 50,05 \text{ Nm} \quad (4.37)$$

#### 4.6.7 Výpočet potřebného záběrného momentu

$M_{zp}$  [Nm]..... potřebný záběrný moment, výpočet dle [2], str.76

$M_{st}$  [Nm]..... statický moment od břemene

$M_s$  [Nm] ..... moment setrvačných sil

$$M_{st} = 76,5 \text{ Nm}$$

$$M_s = 50,05 \text{ Nm}$$

$$M_z = 165,6 \text{ Nm}$$

$$M_{zp} = M_{st} + M_s = 76,8 + 50,05 = 126,85 \text{ Nm} \quad (4.38)$$

$$M_{zp} < M_z$$

$$126,55 \text{ Nm} < 165,6 \text{ Nm}$$

Záběrný moment potřebný ke zvednutí břemena je 126,55 Nm. Hodnota záběrného momentu elektromotoru je dle výrobce 165,6 Nm. Zvolený elektromotor vyhovuje.

## **4.7 Výpočet brzdného momentu a volba brzdy**

### 4.7.1 Potřebný brzdný moment

$M_b$  [Nm] ..... brzdný moment na rychloběžném hřídeli, výpočet dle [2], str.78

$M_{stb}$  [Nm] ..... statický moment od břemene při brždění, výpočet dle [2], str.79

$\beta$  [-]..... bezpečnost brzdy, dle [2], str.78 je pro lehký provoz  $\beta=1,5$

$Q= 8000$  Kg

$D_b= 280$  mm

$G= 80$  Kg

$i_c= 158,88$

$\eta_c= 0,91$

$g= 9,81$  m.s<sup>-2</sup>

$$M_{stb} = \frac{(Q + G) \cdot g \cdot \eta_c \cdot D_b}{2 \cdot i_c} = \frac{(8000 + 80) \cdot 9,81 \cdot 0,91 \cdot 0,28}{2 \cdot 158,88} = 63,55 \text{ Nm} \quad (4.39)$$

$$M_b = \beta \cdot M_{st} = 1,5 \cdot 63,55 = 95,33 \text{ Nm} \quad (4.40)$$

#### 4.7.2 Volba brzdy

Hodnota brzdného momentu volené brzdy nesmí být menší než hodnota vypočtená. Má se však co nejvíc této hodnotě blížit. Při případném předimenzování brzdy by při brzdění vznikaly velké rázy v mechanismu, které by mohly poškodit jednotlivé komponenty zdvihového mechanismu (lano, převodovku, spojku, atd.). Dle katalogu firmy NORD [7], str.G5 volím brzdu elektromotoru s označením BRE 100 s brzdícím momentem  $M_b=100$  Nm .



Obr. 4.9 Brzda elektromotoru [7]

#### 4.7.3 Výpočet doby brzdění

$n_m$  [min<sup>-1</sup>] ..... otáčky elektromotoru při spouštění - nadsynchronní otáčky (otáčky elektromotoru při generátorovém chodu), dle [9]

$J_0$  [kg.m<sup>2</sup>] ..... moment setrvačnosti

$t_{bs}$  [s] ..... doba brzdění při spouštění břemene, výpočet dle [2], str.79

$t_{bz}$  [s] ..... doba brzdění při zvedání břemene [2], str.79

$$\alpha_j = 1,3$$

$$n_m' = 1540 \text{ min}^{-1}$$

$$J_1 = 0,061 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_0 = J_1 \cdot \alpha_j = 0,061 \cdot 1,3 = 0,0973 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.41)$$

a) při spouštění

$$t_{bs} = \frac{\pi \cdot n_m' \cdot J_0}{30 \cdot (M_b - M_{stb})} = \frac{\pi \cdot 1540 \cdot 0,0973}{30 \cdot (100 - 63,55)} = 0,43 \text{ s} \quad (4.42)$$

b) při zvedání

$$t_{bz} = \frac{\pi \cdot n_m' \cdot J_0}{30 \cdot (M_b + M_{stb})} = \frac{\pi \cdot 1540 \cdot 0,0973}{30 \cdot (100 + 63,55)} = 0,10 \text{ s} \quad (4.43)$$

## 4.8 Volba spojky lanového bubnu

### 4.8.1 Volba typu spojky

Na spojení výstupní hřídele převodovky s lanovým bubnem volím soudečkovou spojku TONOFLEX od firmy CMD. Tuto spojku k nám dováží firma OPIS engineering k.s. . Dle výrobce je spojka vhodná pro použití v manipulační technice jako spojovací člen mezi lanovým bubnem a hřídelem vstupujícím do bubnu. Mezi výhody této spojky patří :

- pohlcování velkých radiálních sil (dle zvolené velikosti spojky)
- souosé vychýlení až o  $1^{\circ}30'$
- snáší axiální posuny od 3 do 8 mm (dle zvolené velikosti spojky)
- vysoká bezpečnost proti přetěžování
- vysoká odolnost proti opotřebení

### 4.8.2 Volba velikosti spojky

Následující výpočet a volba spojky je provedena dle katalogu výrobce TONOFLEX-barrel drum coupling [12], str.2.

$K_{erf}$  [-]..... vypočtený faktor pro výběr velikosti spojky

$K_{zul}$  [-] ..... tabulková hodnota faktoru pro výběr spojky

$N_{Tr}$  [kW]..... výkon motoru

$n_{rt}$  [ $\text{min}^{-1}$ ]..... otáčky lanového bubnu

$C_{erf}$  [-]..... servisní faktor, zvolen dle katalogu výrobce podle skupinové klasifikace zdvihu [12] tab.1

$$N_{Tr} = P_j = 11 \text{ kW}$$

$$n_{rt} = n_b = 37 \text{ min}^{-1}$$

$$C_{erf} = 1,25$$

$$K_{erf} = \frac{N_{Tr} \cdot C_{erf}}{n_{rt}} \leq K_{zul} \quad (4.44)$$

$$K_{erf} = \frac{11 \cdot 1,25}{37} \leq K_{zul}$$

$$K_{erf} = 0,37 \leq K_{zul}$$

Dle hodnoty koeficientu  $K_{erf}$  volím velikost spojky 0,25 s hodnotou faktoru  $K_{zul} = 0,46$ .

$$K_{erf} \leq K_{zul}$$

$$0,37 \leq 0,46$$

Z tohoto hlediska volba spojky vyhovuje.

Parametry zvolené spojky TONOFLEX NTT 0.25 SERIE SEB [10] tab 2 :

- maximální přenášený moment  $M_T = 4500 \text{ Nm}$
- maximální přenášená radiální síla  $F_T = 14500 \text{ N}$
- pohlcení axiálního posuvu do 3 mm
- hmotnost 11 Kg

Předpokládaná radiální síla v místě umístění spojky je  $\approx 10 \text{ kN}$  a kroutící moment  $\approx 3000 \text{ Nm}$ , zvolená spojka by z tohoto hlediska měla vyhovovat. Podrobnější hodnoty viz.kapitola 5 .

Na výrobce spojky bude kladen požadavek na zvětšení délky náboje z 90 mm na 140 mm a zvětšení vrtání náboje oproti standardnímu 65 mm na 70 mm.



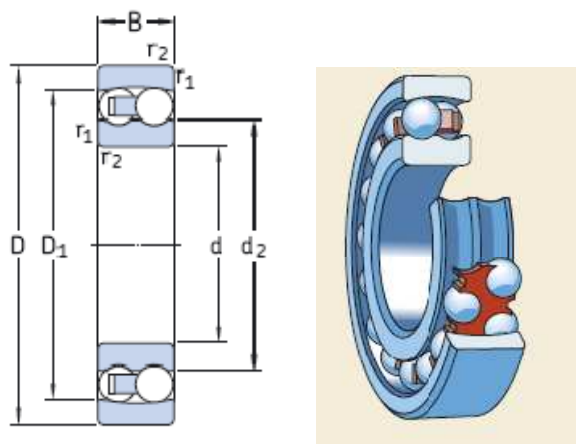
Obr. 4.10 Bubnová spojka TONOFLEX [12]

## 4.9 Návrh ložiska lanového bubnu

Z katalogu firmy SKF [15], str.488 volím kuličkové dvouřadé naklápěcí ložisko s označením 2214. Ložisko bude mazáno mazivem od firmy SKF [17] s označením LMG2. Mazivo je tvořeno minerálním olejem s lithiovým mýdlem. Mazivo má viskozitu  $110 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  při  $40^\circ\text{C}$ .

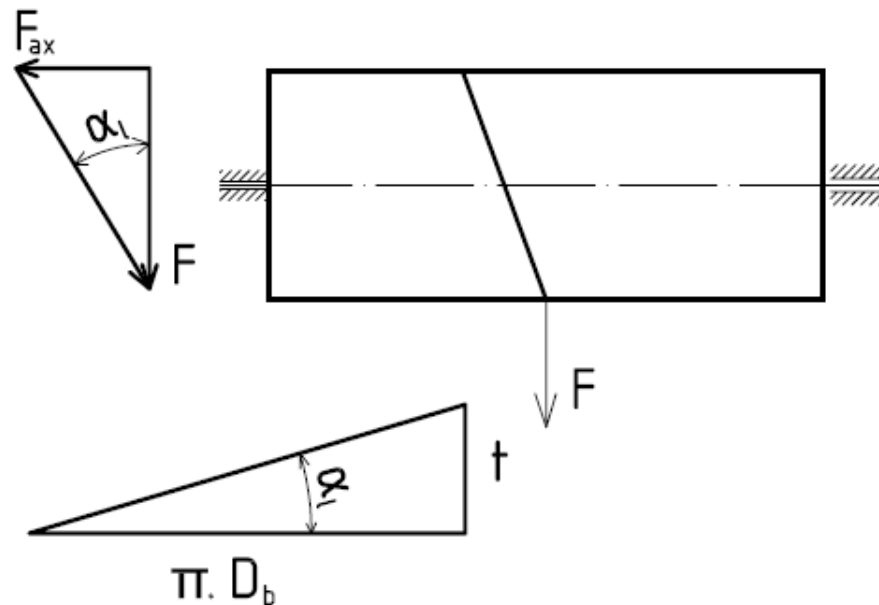
Parametry ložiska 2214 :

- vnitřní průměr kroužku  $d_1=70 \text{ mm}$
- vnější průměr kroužku  $D_1=125 \text{ mm}$
- šířka ložiska  $B=31 \text{ mm}$
- základní dynamická únosnost  $C=44,2 \text{ kN}$
- základní statická únosnost  $C_0=17 \text{ kN}$
- hmotnost ložiska  $m_1=1,5 \text{ kg}$



Obr. 4.11 Vybrané ložisko [15]

#### 4.9.1 Výpočet axiální síly působící do ložiska



Obr. 4.12 Axiální síla působící v lanovém bubnu

$\alpha_l$  [-]..... úhel stoupání drážky lanového bubnu

$F_{ax}$  [kN] ..... axiální síla v lanovém bubnu

$F = 20,43$  kN

$t = 15$  mm

$D_b = 280$  mm

$$tg \alpha_l = \frac{t}{\pi \cdot D_b} \Rightarrow \alpha_l = tg^{-1} \cdot \left( \frac{t}{\pi \cdot D_b} \right) = tg^{-1} \cdot \left( \frac{15}{\pi \cdot 280} \right) = 0^\circ 58' \quad (4.45)$$

$$tg \alpha_l = \frac{F_{ax}}{F} \Rightarrow F_{ax} = F \cdot tg \alpha_l = 20,43 \cdot tg 0^\circ 58' = 0,3 \text{ kN} \quad (4.46)$$

#### 4.9.2 Radiální síla působící v ložisku

Výpočet proveden v kapitole 5.2 .

$F_L = 10,215$  kN

#### 4.9.3 Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska

Výpočet je proveden na internetových stránkách výrobce v modulu ‚bearing life‘ [16] dle následujících vztahů. Výpočet zahrnuje vliv provozního faktoru a viskozity maziva.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P_e}\right)^p \quad (4.47)$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} \quad (4.48)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_e}\right)^p \quad (4.49)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_l} \cdot L_{10} \quad (4.50)$$

$$P_e = X \cdot F_r + Y F_a \quad (4.51)$$

Kde

- $L_{nm}$ ..... trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 100 %) v milionech otáček
- $L_{nmh}$  ..... trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 100 %) v provozních hodinách
- $L_{10m}$  ..... trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 90%) v milionech hodin
- $L_{10mh}$  ..... trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 90%) v provozních hodinách
- $L_{10}$  ..... základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) v milionech otáček
- $L_{10h}$  ..... základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) v provozních hodinách
- $a_1$ ..... součinitel spolehlivosti
- $a_{SKF}$  ..... součinitel teorie trvanlivosti podle SKF
- $C$  ..... základní dynamická únosnost
- $P_e$  ..... ekvivalentní dynamické zatížení
- $n_l$  ..... otáčky ložiska, rovnají se otáčkám lanového bubnu
- $p$ ..... exponent rovnice trvanlivosti
- $X$ ..... součinitel radiálního zatížení ložiska
- $Y$ ..... součinitel axiálního zatížení ložiska

Vypočtené hodnoty dle výrobce

$L_{10mh}=9620$  hodin

$L_{10h}= 30000$  hodin

Dle výpočtu výrobce má ložisko hodinovou trvanlivost 9620 hodin. Požadovaná trvanlivost ložiska je dána životností jeřábu tj. 6300 hodin. Ložisko vyhovuje. Výstupní list výpočtu je přiložen k práci.

## 5 Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu

### 5.1 Volba materiálu bubnu

Volím ocel 11 523.1. Ocel má zaručenou svařitelnost. Je vhodná pro tlakové nádoby a součásti namáhané staticky i dynamicky.

Vlastnosti oceli podle [18], str.163

- mez kluzu	$R_e = 345 \text{ MPa}$
- mez pevnosti	$R_m = 510 \text{ MPa}$
- mez únavy v ohybu	$\sigma_{co} = 250 \text{ MPa}$
- mez únavy v tahu	$\sigma_c = 190 \text{ MPa}$
- mez únavy v krutu	$\tau_c = 140 \text{ MPa}$

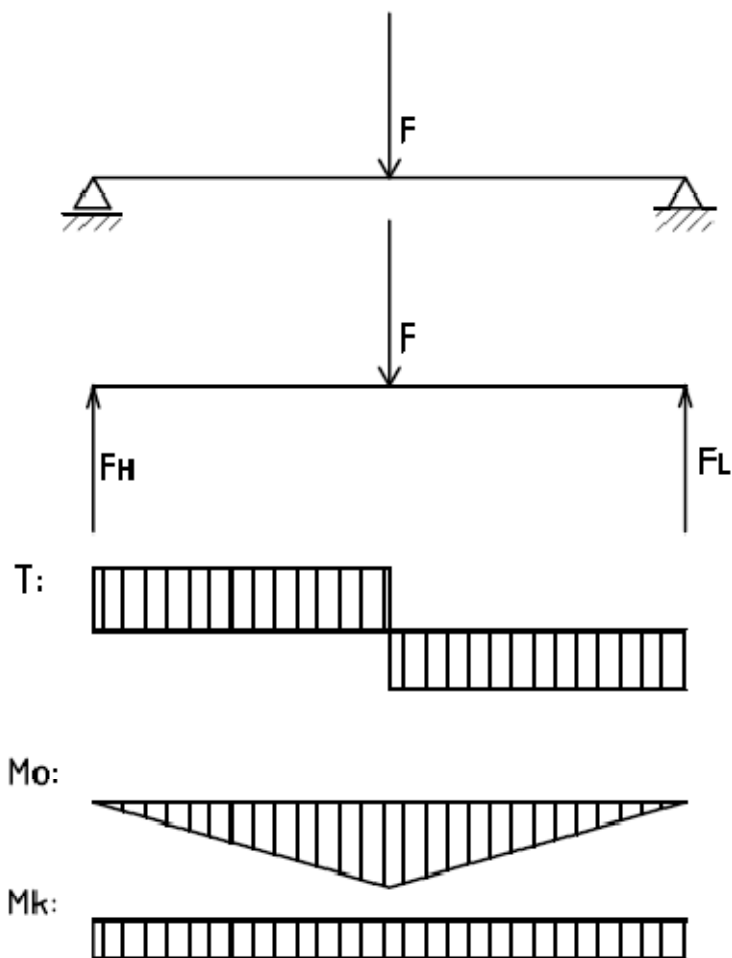
### 5.2 Výpočet sil působících v podporách lanového bubnu

Lanový buben budu kvůli zjednodušení uvažovat jako nosník na dvou podporách, uprostřed zatížený silou v laně způsobenou maximální možnou hmotností zdvihaného břemene.

$F$  [N] ..... síla v laně

$F_H$  [N] ..... síla působící na hřídel převodovky

$F_L$  [N] ..... síla působící do ložiska



Obr. 5.1 Výsledné vnitřní účinky na lanovém bubnu

$$\Sigma F_x = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 = F_H - F + F_L \Rightarrow F_H = \frac{F}{2} = \frac{20,43}{2} = 10,215 \text{ kN} \quad (5.1)$$

$$\Sigma M_{oH} = 0 = -F \cdot \frac{l}{2} + F_L \cdot l \Rightarrow F_L = \frac{F}{2} = \frac{20,43}{2} = 10,215 \text{ kN} \quad (5.2)$$

### 5.3 Výpočet jednotlivých napětí

Na bubnu vzniká vlivem zatížením od lana trojosá napjatost. Síla v laně způsobuje namáhání bubnu na ohyb, na krut a díky sevření bubnu lanem také na vnější přetlak. Průběhy momentových charakteristik a posouvající síly jsou patrné z obrázku 5.1. Průběhy jednotlivých napětí jsou ukázány na obrázku 5.2.

$\sigma_o$  [MPa] ..... napětí v ohybu

$\tau_k$  [MPa] ..... napětí v krutu

$\sigma_{\text{H}}$  [MPa]..... napětí od vnějšího přetlaku, výpočet dle [2] str.54

$M_o$  [Nmm]..... ohybový moment

$M_k$  [Nmm]..... kroutící moment, výpočet dle [2] str.54

$W_o$  [mm<sup>3</sup>] ..... modul průřezu v ohybu, výpočet dle [2] str.54

$W_k$  [mm<sup>3</sup>] ..... modul průřezu v krutu

$F=20,43$  kN

$D_b=280$  mm

$s=14$  mm

$D_a=267,5$  mm

$t= 15$  mm

$l=855$  mm

a) Napětí od ohybu

$$W_o = 0,8 \cdot (D_a - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (267,5 - 14)^2 \cdot 14 = 719737,2 \text{ mm}^3 \quad (5.3)$$

$$M_o = F \cdot \frac{l}{2} = (20,43 \cdot 10^3) \cdot \frac{855}{2} = 8733825 \text{ Nmm} \quad (5.4)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{8733825}{719737,2} = 12,13 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

b) Napětí od krutu

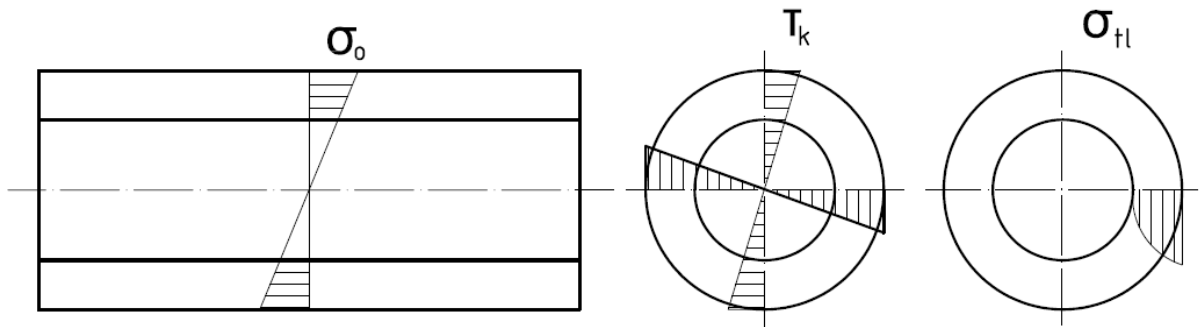
$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 719737,2 = 1439474,4 \text{ mm}^3 \quad (5.6)$$

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} = (20,43 \cdot 10^3) \cdot \frac{280}{2} = 2860200 \text{ Nmm} \quad (5.7)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{2860200}{1439474,4} = 1,98 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

c) Napětí od vnějšího přetlaku

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} = \frac{20,43 \cdot 10^3}{14 \cdot 15} = 97,28 \text{ MPa} \quad (5.9)$$



Obr. 5.2 Průběhy napětí na lanovém bubnu

#### 5.4 Výpočet redukovaného napětí

Výpočet je proveden podle [2], str.54.

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3\tau_k^2} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{12,13^2 + 97,28^2 - 12,13 \cdot 97,28 + 3 \cdot 1,98^2}$$

$$\sigma_{red} = 91,88 \text{ MPa}$$

#### 5.5 Bezpečnost lanového bubnu vzhledem k meznímu stavu pružnosti

$$k_D = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{345}{91,88} = 3,75 \quad (5.11)$$

#### 5.6 Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti

Následující výpočty se pro trojosou napjatost provádějí spíše pomocí výpočetní techniky. Zde je uveden zjednodušený výpočet kde budou uvažovány jen dvě složky napětí a to sice ty nebezpečnější : ohybové a krutové. Na závěr výpočtu je potom uvedena hodnota pro bezpečnost s úvahou všech třech složek napětí zahrnutých do výpočtu pomocí napětí redukovaného.

Výpočet je proveden podle VUT skript Pružnost a pevnost II [14], str.210

$\nu_1, \nu_2$  [-] ..... součinitel velikosti součástky

$\beta_\sigma, \beta_\tau$  [-] ..... součinitel vrubu (klasifikován jako zápich)

$\eta_1, \eta_2$  [-] ..... součinitel povrchu

$\sigma_{co}^*$  [MPa] ..... mez únavy v ohybu při symetrickém harmonickém zatěžování

$\tau_c^*$  [MPa] ..... mez únavy v krutu při symetrickém harmonickém zatěžování

$k$  [-] ..... materiállová charakteristika závislá na smluvní pevnosti materiálu

$k_c$  [-] ..... bezpečnost při kombinaci ohyb-krut

$k_{cd}$  [-]..... bezpečnost pro redukované napětí

$k_{\sigma}$  [-]..... bezpečnost vůči únavové pevnosti v ohybu

$k_{\tau}$  [-] ..... bezpečnost vůči únavové pevnosti v krutu

$\alpha$  [-]..... součinitel koncentrace napětí (tvarový součinitel)

a) Bezpečnost vůči únavě v ohybu

$$k = \frac{220}{\sigma_{pt}} = \frac{220}{510} = 0,43 \quad (5.12)$$

$\alpha = 2,1$  (dle grafu ze strojírenských tabulek [13], str.52)

$$\beta_{\sigma} = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha-1}{\alpha} \cdot \frac{k}{\sqrt{R}}} = \frac{2,1}{1 + \frac{2,1-1}{2,1} \cdot \frac{0,43}{\sqrt{7}}} = 1,93 \quad (5.13)$$

$$v_1 = 0,9$$

$$v_2 = 1 + \left( \frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left( \frac{250}{190} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{880}{275,5}} = 1,56 \quad (5.14)$$

$$v_{\sigma} = v_1 \cdot v_2 = 0,9 \cdot 1,56 = 1,404 \quad (5.15)$$

$$\eta_1 = 0,9$$

$$\eta_2 = 1,1$$

$$\eta_{\sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,9 \cdot 1,1 = 0,99 \quad (5.16)$$

$$\sigma_{co}^* = \frac{v_{\sigma} \cdot \eta_{\sigma}}{\beta_{\sigma}} \cdot \sigma_c = \frac{1,404 \cdot 0,99}{1,93} \cdot 250 = 180 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_o} = \frac{180}{12,13} = 14,8 \quad (5.18)$$

c) Bezpečnost vůči únavě v krutu

$\alpha=1,65$  (dle grafu ze strojírenských tabulek [13], str.52)

$$\beta_{\tau} = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha-1}{\alpha} \cdot \frac{k}{\sqrt{R}}} = \frac{1,65}{1 + \frac{1,65-1}{1,65} \cdot \frac{0,43}{\sqrt{7}}} = 1,55 \quad (5.19)$$

$$v_1 = 0,9$$

$$v_2 = 1 + \left( \frac{\tau_c}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt[2]{\frac{h_1}{h}} = 1 + \left( \frac{140}{190} - 1 \right) \cdot \sqrt[2]{\frac{880}{275,5}} = 0,52 \quad (5.20)$$

$$v_{\tau} = v_1 \cdot v_2 = 0,9 \cdot 0,52 = 0,47 \quad (5.21)$$

$$\eta_{\sigma} = 0,99$$

$$\tau_c^* = \frac{v_{\sigma} \cdot \eta_{\sigma}}{\beta_{\sigma}} \cdot \tau_c = \frac{0,47 \cdot 0,99}{1,55} \cdot 140 = 42 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

$$k_{\tau} = \frac{\tau_c^*}{\tau_k} = \frac{42}{1,98} = 21,2 \quad (5.23)$$

d) Bezpečnost při kombinaci namáhání krut-ohyb

$$k_c = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt[2]{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{14,8 \cdot 21,2}{\sqrt[2]{14,8^2 + 21,2^2}} = 12,1 \quad (5.24)$$

e) Bezpečnost pro redukované napětí (namáhání tlak-ohyb-krut)

$$k_{cd} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{red}} = \frac{180}{91,88} = 1,95 \quad (5.25)$$

Z uvedených výpočtů bezpečnosti je patrné silné předimenzování pláště lanového bubnu, což je způsobeno zahrnutím pouze dvou napětí do výpočtu. I při zahrnutí všech napětí ve zjednodušeném výpočtu by byla hodnota bezpečnosti dostačující.

## 6 Závěr

Dle zadání jsem provedl návrh zdvihového mechanismu dvounosníkového mostového jeřábu pro nosnost 8000 Kg. Funkční výpočty byly provedeny dle platných norem a doporučené literatury. Pevnostní výpočet pak z dosavadních znalostí získaných v oblasti pružnosti a pevnosti. Jednotlivé komponenty jsem vybíral z katalogů výrobců a dodavatelů zabývajících se lanovým příslušenstvím a jeřábovou technikou. K práci přikládám jednotlivé výkresy zpracované v programu AUTOCAD 2006 a model sestavy vypracován v programu INVENTOR 2009.

### Zhodnocení jednotlivých cílů bakalářské práce

#### Lano a lanové příslušenství

Volbu lana, lanové svorky a klínové svorky jsem provedl v kapitole 4.2. Z důvodu nenalezení lanové příložky pro ukotvení lana na lanový buben v žádném z katalogů specializovaných výrobců jsem se přiklonil k řešení příložku nechat vyrobit.

#### Lanové kladky, kladnice s hákem

Průměr vyrovnávací kladky a vodící kladky, kterou obsahuje kladnice s hákem jsem volil větší než byla vypočtená hodnota dle normy ČSN v kapitole 4.3. Hlavním důvodem bylo nenalezení potřebného průměru komponent pro danou nosnost jeřábu v katalogu výrobce. Volil jsem proto nejbližší vyšší průměr. Použitá varianta je výhodnější z důvodu zvětšení poloměru ohybu lana, a tím i zvýšení jeho životnosti.

#### Elektromotor, převodovka, brzda

Volbu elektromotoru, brzdy a převodovky jsem provedl podle návrhu v kapitole 3.2 a výpočtu v kapitole 4.6 a 4.7. Volba převodovky je netypická. Mnohem častěji jsou používány ploché převodovky, které mají vstup i výstup na stejné straně a tím šetří místo na jeřábové kočce.

#### Lanový buben

Rozměry lanového bubnu jsem navrhl podle příslušných výpočtů v kapitole 4.4. Tloušťku lanového bubnu jsem volil větší než vypočtenou z důvodu zmenšení jednotlivých napětí v bubnu a zvětšení bezpečnosti.

#### Ložisko lanového bubnu

Volbu ložiska jsem provedl podle návrhu v kapitole 3.2. Výpočet je uveden v kapitole 4.9. Bude umístěno v ložiskovém pouzdře. Proti nečistotám bude od strany lanového bubnu chráněno hřídelovým těsnícím kroužkem, ze strany druhé víčkem, které bude umožňovat přístup pro pravidelnou údržbu.

#### Spojka lanového bubnu

Typ spojky je zvolen v kapitole 3.2 její výpočet uvádím v kapitole 4.8. Rozměry náboje spojky musí být upraveny na výstupní hřídel zvolené převodovky.

### Pevnostní výpočet

Výpočet jednotlivých napětí, bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu pružnosti a meznímu stavu únavové pevnosti lanového bubnu je proveden v kapitole 5. Hodnoty únavové pevnosti vycházejí značně předimenzované, zejména díky nutnosti zohlednit trojosou napjatost, která ale nebyla dostatečně probrána v základních kurzech pružnosti a pevnosti. Reálnějších hodnot by mohlo být dosaženo použitím některého ze softwaru využívajících metod konečných prvků (ANSYS). Využití výše uvedených softwarů je dnes nezbytnou součástí návrhu moderních zdvihových mechanismů.

## 7 Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] REMTA, František , DRÁŽĐAN, František, KUPKA, Ladislav. Jeřáby : 1.díl / 2.vyd. Praha : SNTL, 1974. 645 s.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav, ŠKOPÁN, Miroslav. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. 1.vyd. VUT Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988. 277 s., A236 735/e
- [3] ČSN 27 0100. Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla, Praha 10 – Hostivař, ÚNM 1978, 8 s. N 16920
- [4] ČSN 27 1820. Kladky a bubny pro ocelová lana, Praha, Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957, 9 s., ČSST 9681-58
- [5] ČSN ISO 4301-1. Jeřáby a zdvihací zařízení – KLASIFIKACE část 1 – všeobecně, CRANE servis Praha, 1992, 7s., MDT 621.87-18
- [6] ČSN ISO 4301-5. Jeřáby a zdvihací zařízení – KLASIFIKACE část 5 – mostové a portálové jeřáby. CRANE servis Praha, 1994, 3 s., MDT 621.8/.875.001.33
- [7] Katalog NORD – G1000\_50 Hz, 742 s., dostupný na WWW : <http://www2.nord.com> [cit. 23.4.2009]
- [8] Katalog HOVORKA, dostupný na WWW : <http://www.lana-retezy.cz/produkty/ocelova-lana/sestipramenna-ocelova-lana/sestipramenne-ocelove-lano---222-dratu.html> [cit. 23.4.2009]
- [9] Katalog STAHL – Wire rope hoists, dostupný na WWW : <http://www.stahlcranes.com/en/aktuelles/download/produktbroschueren.php> [cit. 23.4.2009]
- [10] Katalog PAVLÍNEK – Lanové příslušenství, dostupný na WWW : [http://www.pavlinek.cz/assets/download/katalogy/lana\\_retezy\\_komponenty/2.pdf](http://www.pavlinek.cz/assets/download/katalogy/lana_retezy_komponenty/2.pdf) [cit. 23.4.2009]
- [11] LAIKA, Viktor. *Malá voda : asynchronní generátor* [online]. 2001 , 23.4.2009 [cit. 2009-04-23]. Dostupný z WWW: <<http://mve.energetika.cz/sikovneruce/asynchronni-generator.htm>>.
- [12] Katalog TONOFLEX – barrel drum coupling, dostupný na WWW : [http://www.opis.cz/spojky/pdf/tonoflex\\_catalogue\\_gb.pdf](http://www.opis.cz/spojky/pdf/tonoflex_catalogue_gb.pdf) [cit. 23.4.2009]
- [13] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. úvaly : Albra, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [14] EMANUEL, Vondráček, JAN, Vrbka, PŘEMYSL, Janíček. *Mechanika těles pružnost a pevnost II*. 4. přeprac. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8.
- [15] Katalog SKF – naklápěcí kuličková ložiska, 34 s., dostupný na WWW : <http://www.skf.com/files/515053.pdf> [cit. 23.4.2009]

[16] Výpočet hodinové trvanlivosti ložisek podle SKF , dostupné na WWW :  
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=en&newlink=&prodid=&action=Calc1> [cit. 23.4.2009]

[17] Katalog SKF – lubrication products [online]. Dostupné z WWW :  
<http://www.mapro.skf.com/mp3000e.htm> [cit.23.4.2009]

[18] JANÍČEK, Přemysl, ZDENĚK, Florian. *Mechanika těles : úlohy z pružnosti a pevnosti I*. 4. přeprac. vyd. Brno : CERM, 2004. 170 s. ISBN 80214-2655-1.

## 8 Seznam použitých symbolů

$a$	zrychlení	[m.s-2]
$a_z$	hloubka závitu	[mm]
$A_0$	plocha jádra šroubu, dle strojírenských tabulek	[mm <sup>2</sup> ]
$a_1$	součinitel spolehlivosti	[-]
$a_{SKF}$	součinitel teorie trvanlivosti podle SKF	[-]
$B$	šířka ložiska	[mm]
$C$	základní dynamická únosnost	[kN]
$C_{erf}$	servisní faktor	[-]
$d$	průměr lana	[mm]
$D_a$	průměr lanového bubnu pod lanem	[mm]
$D_b$	průměr lanového bubnu	[mm]
$d_l$	vnitřní průměr kroužku ložiska	[mm]
$D_l$	vnější průměr kroužku ložiska	[mm]
$D_R$	průměr vyrovnávací kladky	[mm]
$D_{rmin}$	minimální průměr vyrovnávací kladky	[mm]
$D_V$	průměr vodící kladky	[mm]
$D_{vmin}$	minimální průměr vodící kladky	[mm]
$F$	síla v laně	[N]
$F_{ax}$	axiální síla v lanovém bubnu	[N]
$F_D$	maximální dovolené zatížení lana	[N]
$F_H$	síla působící na hřídel převodovky	[N]
$F_l$	tah v laně po opásání	[N]
$F_L$	síla působící do ložiska	[N]
$F_{\dot{s}}$	potřebná osová síla ve šroubech přílozek	[N]
$G$	hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (kladnice, hák,lano)	[kg]
$g$	tíhové zrychlení	[m.s-2]
$H$	výška zdvihu břemene	[m]
$i$	počet šroubů	[-]
$i_c$	celkový převod	[-]
$i_k$	lanový převod	[-]
$J$	moment setrvačnosti	[kg.m-2]
$J_0$	moment setrvačnosti	[kg.m-2]
$J_1$	moment setrvačnosti všech hmot na rychloběžném hřídeli	[kg.m-2]
$J_2$	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli	[kg.m-2]

$J_3$	moment setrvačnosti posuvných hmot	[kg.m-2]
$k$	materiálová charakteristika závislá na smluvní pevnosti materiálu	[-]
$k_c$	bezpečnost při kombinaci ohyb-krut	[-]
$k_{cd}$	bezpečnost pro redukované napětí	[-]
$K_{erf}$	vypočtený faktor pro výběr velikosti spojky	[-]
$k_l$	součinitel bezpečnost lana	[-]
$k_{\dot{s}}$	bezpečnost šroubu	[-]
$K_{zul}$	tabulková hodnota faktoru pro výběr spojky	[-]
$k_{\sigma}$	bezpečnost vůči únavové pevnosti v ohybu	[-]
$k_{\tau}$	bezpečnost vůči únavové pevnosti v krutu	[-]
$L$	navíjená délka lana	[m]
$l$	délka závitové části bubnu	[mm]
$l_1$	délka krajní (hladké) části bubnu	[mm]
$L_{10}$	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) v milionech otáček	[min-1]
$L_{10h}$	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) v provozních hodinách	[hod]
$L_{10m}$	trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 90%) v milionech hodin	[min-1]
$L_{10mh}$	trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 90%) v provozních hodinách	[hod]
$l_b$	celková délka bubnu	[mm]
$L_{mnh}$	trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 100 %) v provozních hodinách	[hod]
$L_{nm}$	trvanlivost podle SKF (při spolehlivosti 100 %) v milionech otáček	[min-1]
$M_b$	brzdňný moment na rychloběžném hřídeli	[Nm]
$m_k$	hmotnost kladnice	[kg]
$M_k$	kroutící moment	[Nmm]
$m_l$	hmotnost lana	[kg]
$m_l$	hmotnost ložiska	[kg]
$M_{NP}$	moment motoru při přetížení	[Nm]
$M_o$	ohybový moment	[Nmm]
$M_s$	moment od setrvačných sil	[Nm]
$M_s$	moment setrvačných sil	[Nm]
$M_{st}$	statický moment od břemene	[Nm]
$M_{st}$	statický moment od břemene	[Nm]
$M_{stb}$	statický moment od břemene při brždění	[Nm]
$M_{\dot{s}}$	ohybový moment působící na šroub	[Nm]
$M_{zp}$	potřebný záběrný moment	[Nm]
$n$	počet nosných průřezů v jedné větvi lanového převodu	[-]
$n_b$	otáčky lanového bubnu	[min-1]

$n_l$	otáčky ložiska	[min-1]
$n_m$	otáčky elektromotoru	[min-1]
$n_m'$	otáčky elektromotoru při spouštění - nadsynchronní otáčky	[min-1]
$n_p$	počet nosných průřezů lana	[-]
$n_{rt}$	otáčky lanového bubnu	[min-1]
$N_{Tr}$	výkon motoru	[kW]
$n_z$	počet závěrných závitů	[-]
$P$	výkon motoru	[kW]
$P_e$	ekvivalentní dynamické zatížení	[kN]
$p$	exponent rovnice trvanlivosti	[kN]
$P_{pr}$	výkon motoru při přetížení	[kW]
$Q$	hmotnost břemene	[kg]
$R$	poloměr zaoblení drážky bubnu	[mm]
$r$	poloměr zaoblení vrcholu drážky závitu bubnu	[mm]
$R_e$	mez kluzu materiálu	[MPa]
$R_m$	mez pevnosti materiálu	[MPa]
$s_p$	předběžná tloušťka stěny bubnu	[mm]
$t$	rozteč závitů na lanovém bubnu	[mm]
$t_{bs}$	doba brzdění při spouštění břemene	[s]
$t_{bz}$	doba brzdění při zvedání břemene	[s]
$t_r$	doba rozběhu	[s]
$v_{zs}$	rychlost zdvihu při zvolené převodovce	[min-1]
$W_{o\dot{s}}$	modul průřezu v ohybu pro šroub	[mm <sup>3</sup> ]
$W_k$	modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$X$	součinitel radiálního zatížení ložiska	[-]
$Y$	součinitel axiálního zatížení ložiska	[-]
$z$	počet vyrovnávacích kladek	[-]
$z_b$	počet závitů bubnu	[-]
$\alpha$	součinitel koncentrace napětí (tvarový součinitel)	[-]
$\alpha_b$	součinitel závislý na druhu kladky a provozu	[-]
$\alpha_j$	koeficient upravující vliv ostatních rotujících hmot	[-]
$\alpha_l$	úhel stoupání drážky lanového bubnu	[°]
$\alpha_o$	úhel opásání	[-]
$\beta$	bezpečnost brzdy	[-]
$\beta_\sigma, \beta_T$	součinitel vrubu	[-]
$\varepsilon$	úhlové zrychlení	[m.s-2]

$\eta$	účinnost mechanismu	[-]
$\eta_1, \eta_2$	součinitel povrchu	[-]
$\eta_b$	účinnost lanového bubnu	[-]
$\eta_c$	celková účinnost	[-]
$\eta_k$	účinnost lanového převodu	[-]
$\eta_p$	účinnost převodovky	[-]
$\mu$	součinitel tření mezi lanem a bubnem	[-]
$v_1, v_2$	součinitel velikosti součástky	[-]
$\sigma_c$	mez únavy v tahu	[MPa]
$\sigma_{co}$	mez únavy v ohybu	[MPa]
$\sigma_{co}^*$	mez únavy v ohybu při symetrickém harmonickém zatěžování	[MPa]
$\sigma_o$	napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{tl}$	napětí od vnitřního přetlaku	[MPa]
$T_c$	mez únavy k krutu	[MPa]
$T_c^*$	mez únavy v krutu při symetrickém harmonickém zatěžování	[MPa]
$T_k$	napětí v krutu	[MPa]

## 9 Seznam příloh

Příloha 1 – Výpočet ložiska lanového bubnu dle SKF

Příloha 2 – Navržený zdvihový mechanismus (obrázek modelu )

### Výkresová dokumentace

Název výkresu :	Číslo výkresu :
Zdvihový mechanismus (sestava)	S-0-3A2-00
Lanový buben (svařenec)	2-3A2-01
Vyrovnávací kladka (sestava)	2-3A2-02
Svarek vyrovnávací kladky (svařenec)	3-3A2-02/1
Ložiskové pouzdro	3-3A2-00/1
Víčko	4-3A2-00/2
Distanční kroužek 2	4-3A2-00/3
Distanční kroužek 3	4-3A2-00/4

Pojistná podložka	4-3A2-00/5
Lanová příložka	4-3A2-00/6
Buben	4-3A2-01/1
1. Čelo bubnu	4-3A2-01/2
2. Čelo bubnu	4-3A2-01/3
Vložka	4-3A2-01/4
Hřídel bubnu	4-3A2-01/5
Nosný čep	3-3A2-02/2
Bočnice	4-3A2-02/3
Těleso vyrovnávací kladky	3-3A2-02/4
Čep kladky	3-3A2-02/5
Příložka čepu	4-3A2-02/6
Distanční kroužek 1	4-3A2-02/7
Kusovník zdvihového mechanismu	K-4-3A2-00.1
	K-4-3A2-00.2
	K-4-3A2-00.3
Kusovník lanového bubnu	K-4-3A2-01
Kusovník svařence vyrovnávací kladky	K-4-3A2-02.1
Kusovník vyrovnávací kladky	K-4-3A2-02.2