



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

JAN DOKOUPIL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. JIŘÍ HLOSKA

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Dokoupil

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 20000 kg

Zdvih 10 m

Rychlost zdvihu 8 m/min

počet navíjených lan 2

převod kladkostroje 4

Zdvihová skupina H4

Skupina mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M4

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. 1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: Jeřáby, 2., přeprac. a dopln. vyd., SNTL Praha, 1975

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Hloska

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 11.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Bakalářská práce řeší návrh zdvihového mechanismu se jmenovitou nosností 20000 kg. Výpočty určují parametry kladkostroje, rozměry lanového bubnu, jeho uložení a pevnostní kontrolu. Je navržen pohon mechanismu a zpracována výkresová dokumentace sestavy mechanismu, svařovací sestavy lanového bubnu a výrobního výkresu čela lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihový mechanismus, zdvih, lano, kladkostroj, lanový buben, účinnost, pohon

ABSTRACT

The Bachelor thesis solves design of a stroke mechanism with rated capacity of 20000 kg. The calculations are determined by parameters of hoist, rope drum sizes, its bearing and stress analysis. Drive mechanism is designed and project documentation of mechanism assembly, welding rope drum assembly and the production drawing of head of rope drum are worked.

KEYWORDS

stroke mechanism, stroke, rope, hoist, rope drum, efficiency, drive



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOKOUPIL, J. *Zdvihový mechanismus jeřábové kočky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 43 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Hloska.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jan Dokoupil



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji rodině a mému nejbližšímu okolí za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Technické parametry zadání	11
2 Lanový převod	12
2.1 Kladkostroj	12
2.1.1 Nosné průřezy lana	12
2.1.2 Celková účinnost lanového převodu	13
2.2 Lano	13
2.2.1 Statické zatížení lana	13
2.2.2 Dynamický součinitel zdvihu	13
2.2.3 Dynamické zatížení lana	14
2.2.4 Tahová síla v laně	14
2.2.5 Bezpečnost lana	14
2.3 Kladky	15
2.3.1 Vodicí kladka	15
2.3.2 Vyrovnávací kladka	16
3 Lanový buben	17
3.1 Stanovení rozměrů lanového bubnu	17
3.2 Kontrola odklonu lana od drážky lanového bubnu	19
4 Pohon lanového bubnu	20
4.1 Koncepce	20
4.2 Elektromotor	20
4.3 Převodovka	21
4.4 Kontrola momentové přetížitelnosti zvoleného elektromotoru	23
4.5 Brzda zdvihového mechanismu	24
5 Pevnostní kontrola lanového bubnu	26
5.1 Radiální síly	26
5.2 Kontrola radiálního zatížení výstupního hřídele převodovky	27
5.3 Namáhání ohybem	27
5.4 Namáhání krutem	30
5.5 Namáhání vnějším přetlakem	30
5.6 Redukované napětí dle hypotézy HMM	31
5.7 Bezpečnost lanového bubnu	31
6 Kontrola pera na otláčení	32
7 Uložení lanového bubnu v ložisku	34
7.1 Volba ložiska	34



7.2	Kontrola životnosti ložiska	34
Závěr		36
Seznam použitých zkratk a symbolů		38
Seznam příloh		43



ÚVOD

Tato bakalářská práce je zaměřena na návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky. Zadané technické parametry jsou jmenovitá nosnost, výška zdvihu, rychlost zdvihu, počet navíjených lan, převod kladkostroje, specifikace skupiny mechanismu a jeho zdvihová skupina.

Pro návrh je využito související literatury, katalogů a znalostí získaných dosavadním studiem a odbornou praxí. Dále je použito norem ČSN 27 0100 *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*, ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*, ČSN ISO 4301-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení* a ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů*. Posledně jmenovaná norma je od 1.5.2013 neplatná. Z normy je přesto v jistých případech čerpáno i vzhledem k tomu, že zdvihová skupina v zadání této práce je specifikována právě touto normou. Další důvod pro užití této normy je, že byla zrušena bez náhrady.

Na základě výpočtů a požadovaných technických parametrů je pak proveden výběr vhodných a dostupných komponent a materiálů pro celý mechanismus. Zvláštní důraz je kladen na kontrolu bezpečnosti jednotlivých částí, která je podmínkou spolehlivosti, životnosti a minimalizaci rizik havárie nebo poruchy během provozu.

Nedílnou součástí práce je zpracování výkresů sestavy zdvihového mechanismu, svařovací sestavy lanového bubnu a výrobního výkresu čela lanového bubnu.



1 TECHNICKÉ PARAMETRY ZADÁNÍ

Jmenovitá nosnost:	20 000 kg
Zdvih:	10 m
Rychlost zdvihu:	8 m.min ⁻¹
Počet navíjených lan:	2
Převod kladkostroje:	4
Zdvihová skupina:	H4
Skupina mechanismu:	M4 (dle ČSN ISO 4301)



2 LANOVÝ PŘEVOD

2.1 KLADKOSTROJ

2.1.1 NOSNÉ PRŮŘEZY LANA

Počet nosných průřezů lana se stanoví:

$$n = i_k \cdot z \quad [-] \quad (1)$$

$$n = 4 \cdot 2 = 8$$

kde:

n	$[-]$	počet nosných průřezů lana
i_k	$[-]$	převod kladkostroje
z	$[-]$	počet větví lanového převodu

Počet větví lanového převodu je v tomto případě dán počtem navíjených lan, který je zadán.

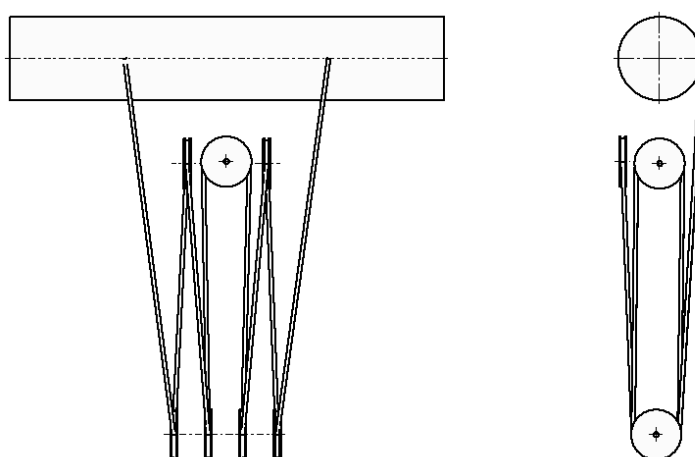
Počet nosných průřezů lana v jedné větvi lanového převodu je:

$$n_v = \frac{n}{z} \quad [-] \quad (2)$$

$$n_v = \frac{8}{2} = 4$$

kde:

n_v	$[-]$	počet nosných průřezů lana v jedné větvi lanového převodu
-------	-------	---



Obrázek 1 Schéma lanového převodu



2.1.2 CELKOVÁ ÚČINNOST LANOVÉHO PŘEVODU

Při uvažovaném uložení kladek ve valivých ložiskách je dána vztahem dle [1, s. 156]:

$$\eta_k = \frac{1 - \eta_1^{n_v}}{n_v(1 - \eta_1)} \quad [-] \quad (3)$$

$$\eta_k = \frac{1 - 0,98^4}{4(1 - 0,98)} = 0,9703$$

$$\eta_k = 0,97$$

kde: η_k [-] účinnost lanového převodu
 η_1 [-] účinnost lanové kladky při uložení ve valivém ložisku

2.2 LANO

Na základě zadané zdvihové skupiny H4 je dle [6, s. 53] pro další postup při návrhu zdvihového zařízení určen typ jeřábu jako mostový pro všeobecné použití s magnetem. Klasifikace mechanismu dle [8, s. 7] je L2 – střední namáhání. Předpokládané využití je ve skladové a výrobní hale pro manipulaci s kovovými bloky a tlustými plechy za pomoci elektromagnetického modulu SMH 200 výrobce TECNOMAGNETE [12, s. 8].

2.2.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ LANA

Výpočet dle [6, s. 9]:

$$G_s = (m \cdot \gamma_{l_0} + m_{kl}) \cdot g \quad [\text{N}] \quad (4)$$

$$G_s = (20000 \cdot 1,3 + 500) \cdot 9,81 = 259965 \text{ N}$$

kde: G_s [N] statické zatížení v ose lana
 g [m.s⁻²] gravitační zrychlení
 m [kg] jmenovitá hmotnost břemene
 γ_{l_0} [-] součinitel zatížení dle [6, s. 9]
 m_{kl} [kg] hmotnost kladnice dle [1, s. 123,]

2.2.2 DYNAMICKÝ SOUČINITEL ZDVIHU

Výpočet je závislý na zadané zdvihové skupině H4 dle [6, s. 9]:

$$\delta_H = 1,4 + 0,52 \cdot v_z \quad [-] \quad (5)$$

$$\delta_H = 1,4 + 0,52 \cdot 0,1\bar{3} = 1,4693$$

$$\delta_H = 1,47$$

kde: δ_H [-] dynamický součinitel zdvihu
 v_z [m.s⁻¹] rychlost zdvihu (přepočet ze zadané zdvihové rychlosti)



2.2.3 DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ LANA

Dle [6, s. 9]:

$$G_d = G_s \cdot \delta_H \text{ [N]} \quad (6)$$

$$G_d = 259965 \cdot 1,47 = 382148,55 \text{ N}$$

$$G_d = 382150 \text{ N}$$

kde: G_d [kg] dynamické zatížení lana

2.2.4 TAHOVÁ SÍLA V LANĚ

Výpočet dle [6, s. 9]:

$$F_l = \frac{G_d}{n \cdot \eta_k} \text{ [N]} \quad (7)$$

$$F_l = \frac{382150}{8 \cdot 0,97} = 49246,13 \text{ N}$$

$$F_l = 49250 \text{ N}$$

kde: F_l [N] tahová síla v laně

2.2.5 BEZPEČNOST LANA

Výpočet poměrného zatížení na základě zvolené hmotnosti průměrného břemene dle [5, s. 3]:

$$q = \frac{m_p}{m} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (8)$$

$$q = \frac{8000}{20000} \cdot 100 = 40 \text{ %}$$

kde: q [%] poměrné zatížení
 m_p [kg] hmotnost průměrného břemene

Pro vypočtené poměrné zatížení a zvolený počet pracovních cyklů $n_{pc} = 35000$ pak vyplývá dle [5, s. 3] jmenovitá bezpečnost lana $k_l = 5,6$

Dovolené zatížení lana je pak:

$$F_{ldov} = F_l \cdot k_l \text{ [N]} \quad (9)$$

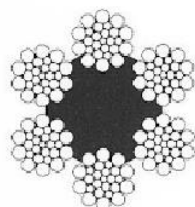
$$F_{ldov} = 49250 \cdot 5,6 \text{ N}$$

$$F_{ldov} = 275800 \text{ N}$$



kde: F_{ldov} [N] dovolené zatížení lana
 k_l [-] jmenovitá bezpečnost lana

Na základě předchozího výpočtu dovoleného zatížení bylo zvoleno lano Seal Warrington 6x26 FC [11] se jmenovitým průměrem $d = 22$ mm.



Obrázek 2 Seal Warrington 6x26 FC [11, vlastní úprava]

Skutečná bezpečnost lana je pak:

$$k_{ls} = \frac{F_{lp}}{F_l} [-] \quad (10)$$

$$k_{ls} = \frac{282700}{49250} = 5,74$$

kde: k_{ls} [-] skutečná bezpečnost lana
 F_{lp} [N] jmenovitá pevnost lana [11]

2.3 Kladky

Součástí lanového převodu navrhovaného zdvihového zařízení jsou na horní kladnici dvě vodicí a jedna vyrovnávací kladka.

2.3.1 VODICÍ Kladka

Při výpočtu průměru vodicí kladky dle [7, s. 1] se z důvodu, že lano probíhá více než přes dvě kladky, odpovídající součinitel α_a zvětší o hodnotu 2.

$$D_1 = d(\alpha_a + 2) - d \text{ [mm]} \quad (11)$$

$$D_1 = 22(22 + 2) - 22 = 506 \text{ mm}$$

$$D_1 \leq D_a \quad (12)$$

$$D_a = 560 \text{ mm}$$



kde:

D_1	[mm]	vypočtený průměr vodící kladky pod lanem
D_a	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky pod lanem [1, s. 95]
α_a	[-]	součinitel pro výpočet průměru vodící kladky [7, s. 1]

2.3.2 VYROVNÁVACÍ Kladka

Výpočet dle [7, s. 1]:

$$D_3 = (d \cdot \alpha_c) - d \text{ [mm]} \quad (13)$$

$$D_3 = (22 \cdot 15) - 22 = 308 \text{ mm}$$

$$D_3 \leq D_c \quad (14)$$

$$D_c = 315 \text{ mm}$$

kde:

D_3	[mm]	vypočtený průměr vyrovnávací kladky pod lanem
D_c	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky pod lanem [1, s. 95]
α_c	[-]	součinitel pro výpočet průměru vyrovnávací kladky [7, s. 1]



3 LANOVÝ BUBEN

3.1 STANOVENÍ ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

Průměr lanového bubnu se stanoví dle [1, s. 106]:

$$D_2 = d \cdot \alpha_b \text{ [mm]} \quad (15)$$

$$D_2 = 22 \cdot 20 = 440 \text{ mm}$$

$$D_2 \leq D_b \quad (16)$$

$$D_b = 560 \text{ mm}$$

kde: D_2 [mm] vypočtený průměr lanového bubnu v ose lana
 D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu v ose lana [1, s. 106]
 α_b [-] součinitel pro výpočet průměru lanového bubnu [7, s. 1]

Výpočet dle [1, s. 106] pro určení délky navinutého lana na lanovém bubnu pro jednu větev lanového převodu:

$$L = i_k \cdot h \text{ [m]} \quad (17)$$

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ m}$$

kde: L [m] délka navíjeného lana v jedné větvi lanového převodu
 h [m] výška zdvihu

Určení počtu závitů pro vedení lana na lanovém bubnu dle [1, s. 106] pro jednu větev lanového převodu:

$$z_b = \frac{L \cdot 10^3}{\pi \cdot D_b} + 3 \text{ [-]} \quad (18)$$

$$z_b = \frac{40 \cdot 10^3}{\pi \cdot 560} + 3 = 25,736$$

$$z_b = 26$$

kde: z_b [-] počet závitů na lanovém bubnu pro jednu větev lanového převodu



Stanovení délky závitové části lanového bubnu dle [1, s. 107] pro jednu větev lanového převodu:

$$l = z_b \cdot t \text{ [mm]} \quad (19)$$

$$l = 26 \cdot 25 = 650 \text{ mm}$$

kde: l [mm] délka závitové části bubnu pro jednu větev lanového převodu
 t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu

Délka krajní části lanového bubnu se stanoví dle [4, s. 41]:

$$l_k = 4 \cdot t \text{ [mm]} \quad (20)$$

$$l_k = 4 \cdot 25 = 100 \text{ mm}$$

kde: l_k [mm] délka krajní části lanového bubnu

Podle vzdálenosti svislých os krajních kladek typizované kladnice 32t [1, s. 123] je volena délka střední části lanového bubnu $l_s = 406 \text{ mm}$.

Celková délka lanového bubnu je pak:

$$l_b = 2(l_k + l) + l_s \text{ [mm]} \quad (21)$$

$$l_b = 2(100 + 650) + 406 = 1906 \text{ mm}$$

kde: l_b [mm] délka lanového bubnu

Tloušťka stěny lanového bubnu se stanoví dle [1, s. 109]:

$$s = 0,8 \cdot d \text{ [mm]} \quad (22)$$

$$s = 0,8 \cdot 22 = 17,6 \text{ mm}$$

$$s_b = 20 \text{ mm}$$

kde: s [mm] vypočtená tloušťka stěny bubnu pod lanem
 s_b [mm] zvolená tloušťka stěny bubnu pod lanem



3.2 KONTROLA ODKLONU LANA OD DRÁŽKY LANOVÉHO BUBNU

Provádí se pro nejnížší polohu břemene:

$$\alpha_l = \tan^{-1} \frac{\frac{L \cdot t}{\pi \cdot D_b}}{h} \quad [^\circ] \quad (23)$$

$$\alpha_l = \tan^{-1} \frac{40 \cdot 25}{\frac{\pi \cdot 560}{10}} = 3^\circ 15'$$

$$\alpha_s = \tan^{-1} \frac{\frac{t}{2}}{D_b - d} \quad [^\circ] \quad (24)$$

$$\alpha_s = \tan^{-1} \frac{\frac{25}{2}}{560 - 22} = 1^\circ 20'$$

kde: α_l $[^\circ]$ odklon lana od svislé osy při nejnížší poloze břemene
 α_s $[^\circ]$ úhel stoupání drážky lanového bubnu

Odklon lana od drážky lanového bubnu při nejnížší poloze břemene je pak:

$$\alpha_l - \alpha_s = 3^\circ 15' - 1^\circ 20' = 1^\circ 55' \quad (25)$$

$$\alpha_l - \alpha_s < 4^\circ \quad (26)$$

kde 4° jsou nejvyšší přípustná hodnota odklonu dle [1, s. 110]. Podmínka odklonu lana od drážky lanového bubnu je splněna.

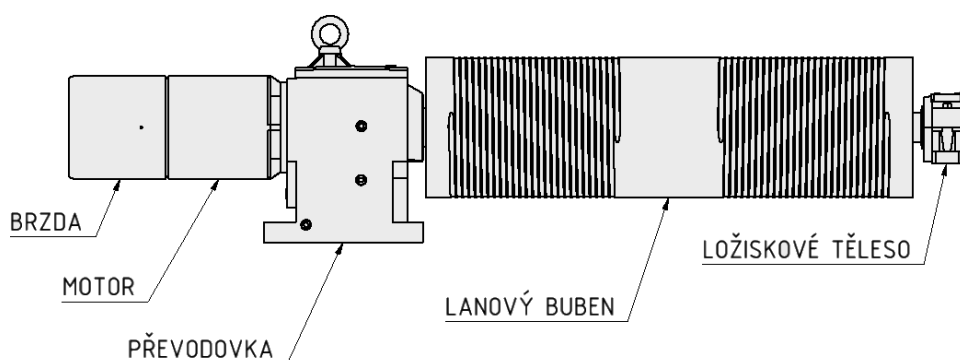
4 POHON LANOVÉHO BUBNU

4.1 KONCEPCE

Při návrhu zdvihového mechanismu byla zvolena koncepce pohonu pomocí asynchronního elektromotoru s redukcí otáček pomocí čelní převodovky. Umístění jednotlivých komponentů zdvihového mechanismu je za sebou (viz *Obrázek 3*).

Výhodou tohoto řešení je jednoduchá a kompaktní konstrukce mechanismu. Dále je usnadněn servis pohonu vzhledem k tomu, že převodovka, motor a brzda zdvihu jsou od jednoho výrobce.

Nevýhodou zvolené koncepce je zástavbová délka a horší rozložení hmotnosti celého mechanismu, což je třeba vzít v úvahu při návrhu rámu zdvihového mechanismu i celého jeřábu.



Obrázek 3 Zdvihový mechanismus

4.2 ELEKTROMOTOR

Minimální potřebný výkon pro pohon zdvihového zařízení se stanoví dle [4, s. 67]:

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad [-] \quad (27)$$

$$\eta_c = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,9126$$

$$\eta_c = 0,91$$

$$P_{min} = \frac{(m+m_{kl}) \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_c} \quad [\text{kW}] \quad (28)$$

$$P_{min} = \frac{(20000+500) \cdot 9,81 \cdot 0,13}{1000 \cdot 0,91} = 28,729 \text{ kW}$$

$$P_{min} = 29 \text{ kW}$$



kde:	P_{min}	[kW]	minimální potřebný výkon pro pohon zdvihového mechanismu
	η_c	[-]	celková účinnost zdvihového mechanismu
	η_b	[-]	účinnost lanového bubnu dle [4, s. 67]
	η_p	[-]	účinnost převodovky dle [10, s. 10]

Pro pohon zdvihacího zařízení je volen elektromotor výrobce NORD typ 225S/4 se jmenovitým výkonem $P_m = 37 \text{ kW}$ při jmenovitých otáčkách $n_m = 1470 \text{ min}^{-1}$ [10, s. 484].

1500 min ⁻¹ 50 Hz				230/400V & 400/690V - S1								EFF2			
	P_N	n_N	I_N	I_N	$\cos \varphi$	$\eta(4/4 \times P_N)$	$\eta(3/4 \times P_N)$		M_N	M_A/M_N	M_K/M_N	I_A/I_N	L_{PA}	L_{WA}	J
	[kW]	[min ⁻¹]	(230/400V) [A]	(400/690V) [A]		[%]	[%]		[Nm]				dB(A)	dB(A)	[kgm ²]
225S/4	37,0	1470		66,0 / 38,0	0,87	92,9	92,9	EFF2	240	2,8	3,2	7,0	65	78	0,320

Obrázek 4 Technické údaje elektromotoru NORD 225S/4 [10, s. 484, vlastní úprava]

4.3 PŘEVODOVKA

Výpočet ideálního převodového poměru mezi motorem a lanovým bubnem:

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D_b} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (29)$$

$$n_b = \frac{4 \cdot 0,13 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 560} = 18,189 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{bi} = \frac{n_m}{n_b} \text{ [-]} \quad (30)$$

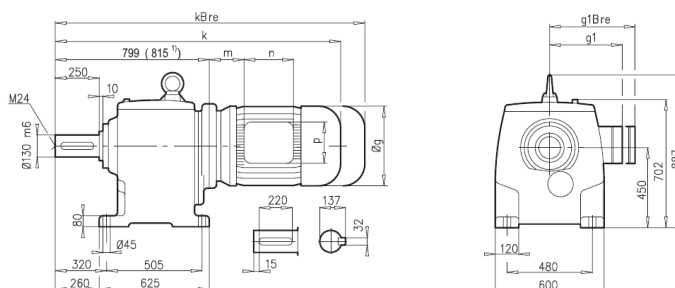
$$i_{bi} = \frac{1470}{18,189} = 80,885$$

kde:	n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
	i_{bi}	[-]	ideální převod mezi motorem a lanovým bubnem

Pro redukci otáček mezi elektromotorem a lanovým bubnem je volena převodovka NORD typ SK103 [10, s. 145] s převodovým poměrem $i_p = 81,40$ s IEC adaptérem pro připojení elektromotoru. Tuto převodovku lze namáhat na výstupním hřídeli radiálním zatížením.

SK 103 SK 102													
i_{ges}	n_2	M_{2max}	P_{1max}	W	$f_B \geq 1$	IEC $f_B \Rightarrow B2 - B38$							
$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$		$f_B = 1$	$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$	$n_1 = 930 \text{ min}^{-1}$	$n_1 = 700 \text{ min}^{-1}$	IEC 132	IEC 160	IEC 180	IEC 200	IEC 225	IEC 250	IEC 280	IEC 315
SK 103	81,40	17	20500	36,49	24,08	18,25							

Obrázek 5 Technické údaje převodovky NORD SK103 [10, s. 145, vlastní úprava]



Obrázek 6 Pohon NORD - přípojovací rozměry [10, s. 172, vlastní úprava]

Kontrola zdvihové rychlosti:

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_p} [\text{min}^{-1}] \quad (31)$$

$$n_{bs} = \frac{1470}{81,40} = 18,0589 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{bs} = 18,059 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{zs} = \frac{n_{bs} \cdot \pi \cdot D_b}{i_k \cdot 1000 \cdot 60} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (32)$$

$$v_{zs} = \frac{18,059 \cdot \pi \cdot 560}{4 \cdot 1000 \cdot 60} = 0,1324 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: v_{zs} $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ skutečná zdvihová rychlost
 n_{bs} $[\text{min}^{-1}]$ skutečné otáčky lanového bubnu

Oproti zadané zdvihové rychlosti se skutečná zdvihová rychlost liší o 1,5 %. Podle [4, s. 68] je tolerance skutečné zdvihové rychlosti od požadované ± 6 %. Volba převodovky s ohledem na její převodový poměr vyhovuje.

Kontrola maximálního momentu převodovky na základě zvoleného provozního součinitele $f_b = 1,35$ dle [10, s. 10]:

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P_{min} \cdot \eta_p}{n_{bs}} [\text{Nm}] \quad (33)$$

$$M_2 = \frac{9550 \cdot 29 \cdot 0,98}{18,0589} = 15029 \text{ Nm}$$

$$M_{2max} = f_b \cdot M_2 [\text{Nm}] \quad (34)$$

$$M_{2max} = 1,35 \cdot 15029 = 20289 \text{ Nm}$$

$$M_{2dov} = 20500 \text{ Nm}$$

$$M_{2max} < M_{2dov} \quad (35)$$



kde:	M_2	[Nm]	moment na výstupním hřídeli převodovky při potřebném minimálním výkonu elektromotoru
	M_{2max}	[Nm]	maximální moment na výstupním hřídeli převodovky s ohledem na provozní součinitel převodovky
	M_{2dov}	[Nm]	maximální dovolený moment na výstupním hřídeli převodovky dle výrobce [10, s. 145]
	f_b	[-]	provozní součinitel převodovky

Zvolená převodovka z hlediska kontroly maximálního momentu na výstupním hřídeli vyhovuje.

4.4 KONTROLA MOMENTOVÉ PŘETÍŽITELNOSTI ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU

Provede se dle [1, s. 252].

Celkový převod zdvihového mechanismu:

$$i_c = i_k \cdot i_p \quad [-] \quad (36)$$

$$i_c = 4 \cdot 81,4 = 325,6$$

kde: i_c [-] celkový převod zdvihového mechanismu

Statický moment břemene:

$$M_Q = \frac{(m+m_{kl}) \cdot g \cdot D_b}{1000 \cdot 2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \quad [\text{Nm}] \quad (37)$$

$$M_Q = \frac{(20000+500) \cdot 9,81 \cdot 560}{1000 \cdot 2 \cdot 325,6 \cdot 0,91} = 190,04 \text{ Nm}$$

$$M_Q = 190 \text{ Nm}$$

kde: M_Q [Nm] statický moment břemene

Zrychlující moment posouvajících se hmot:

$$M_{ZP} = M_Q \cdot \frac{v_{zs}}{g \cdot t_a} \quad [\text{Nm}] \quad (38)$$

$$M_{ZP} = 190 \cdot \frac{0,1324}{9,81 \cdot 1,5} = 1,709 \text{ Nm}$$

$$M_{ZP} = 2 \text{ Nm}$$

kde: M_{ZP} [Nm] zrychlující moment posouvajících se hmot
 t_a [s] doba rozběhu zdvihového mechanismu (voleno)

Zrychlující moment rotujících hmot:

$$M_{ZR} \doteq \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_a} \cdot J \quad [\text{Nm}] \quad (39)$$

$$M_{ZR} \doteq 1,5 \cdot \frac{\pi \cdot 1470}{30 \cdot 1,5} \cdot 0,32 \doteq 49,26 \text{ Nm}$$

$$M_{ZR} = 50 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{ZR}	[Nm]	zrychlující moment rotujících hmot
β	[-]	součinitel pro výpočet zrychlujícího momentu rotujících hmot dle [1, s. 253]
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru dle [10, s. 484]

Potřebný rozběhový moment elektromotoru:

$$M_R = M_Q + M_{zp} + M_{zr} \quad [\text{Nm}] \quad (40)$$

$$M_R = 190 + 2 + 50 = 242 \text{ Nm}$$

$$M_{RS} = \frac{M_A}{M_N} \cdot M_m \quad [\text{Nm}] \quad (41)$$

$$M_{RS} = 2,8 \cdot 240 = 672 \text{ Nm}$$

$$M_{RS} > M_R \quad (42)$$

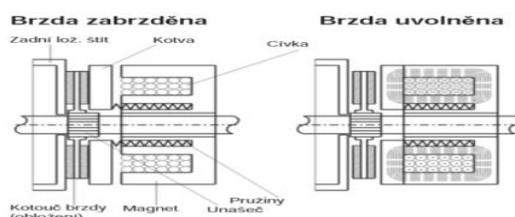
kde:

M_R	[Nm]	vypočtený rozběhový moment elektromotoru
M_{RS}	[Nm]	skutečný rozběhový moment zvoleného elektromotoru
M_A/M_N	[-]	poměr momentu rozběhového a jmenovitého u hnacího elektromotoru dle [10, s. 484]
M_m	[Nm]	jmenovitý moment zvoleného elektromotoru dle [10, s. 484]

Zvolený elektromotor z hlediska kontroly momentové přetížitelnosti vyhovuje.

4.5 BRZDA ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

Jako brzda zdvihového mechanismu byla zvolena stejnosměrně spínaná pružinová brzda BRE400 výrobce NORD dodávaná jako volitelné příslušenství elektromotoru zvoleného pro pohon zdvihového zařízení.



Obrázek 7. Brzda NORD BRE - funkční schéma [10, s. 493, vlastní úprava]



Kontrola brzdného momentu dle [4, s. 71]:

$$M_b = \beta_b \cdot M_Q \text{ [Nm]} \quad (43)$$

$$M_b = 1,75 \cdot 190 = 332,5 \text{ Nm}$$

$$M_b = 333 \text{ Nm}$$

$$M_{bj} = 400 \text{ Nm}$$

$$M_{bj} > M_b \quad (44)$$

kde: M_b [Nm] brzdný moment
 M_{bj} [Nm] jmenovitý brzdný moment zvolené brzdy [10, s. 496]
 β_b [-] bezpečnost brzdy dle [4, s. 71] pro střední provoz

Brzdný moment zvolené brzdy vyhovuje.

Výpočet brzdného času dle [4, s. 72]:

$$t_{bs} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot \alpha_{br} \cdot J}{30 \cdot (M_{bj} - M_Q)} \text{ [s]} \quad (45)$$

$$t_{bs} = \frac{\pi \cdot 1470 \cdot 1,3 \cdot 0,32}{30 \cdot (400 - 190)} = 0,305 \text{ s}$$

$$t_{bs} = 0,3 \text{ s}$$

$$t_{bz} = \frac{\pi \cdot n_m \cdot \alpha_{br} \cdot J}{30 \cdot (M_{bj} + M_Q)} \text{ [s]} \quad (46)$$

$$t_{bz} = \frac{\pi \cdot 1470 \cdot 1,3 \cdot 0,32}{30 \cdot (400 + 190)} = 0,108 \text{ s}$$

$$t_{bz} = 0,11 \text{ s}$$

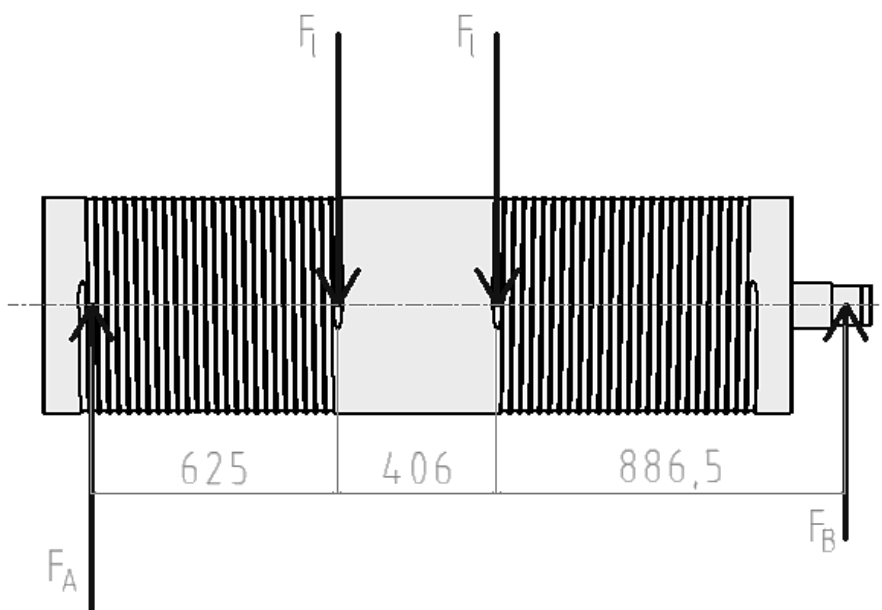
kde: t_{bs} [s] brzdný čas při spouštění
 t_{bz} [s] brzdný čas při zdvihání
 α_{br} [-] koeficient vlivu ostatních rotujících hmot redukováných na hřídel elektromotoru dle [4, s. 72]

V případě vzniku velkého rázu při brzdění břemene lze dle výrobce [10, s. 506] brzdný čas regulovat různým zapojením elektrického obvodu brzdy. Tím lze docílit vhodného průběhu brzdného účinku vzhledem k provozu jeřábu.

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Jako materiál pro výrobu lanového bubnu byla zvolena ocel S355J0 (ČSN 11523) se zaručenou svařitelností a mezí kluzu $R_{eb} = 355 \text{ MPa}$ [3, s. 223].

5.1 RADIÁLNÍ SÍLY



Obrázek 8 Radiální síly působící na lanový buben a vzdálenosti mezi nimi [mm]

Rovnováha momentů:

$$\sum M_A = 0 \quad (48)$$

$$F_B \cdot (0,625 + 0,406 + 0,8865) - F_l \cdot (0,625 + 0,406) - F_l \cdot 0,625 = 0 \text{ [N]} \quad (49)$$

$$F_B = \frac{F_l \cdot (2 \cdot 0,625 + 0,406)}{0,625 + 0,406 + 0,8865} \text{ [N]}$$

$$F_B = \frac{49250 \cdot (2 \cdot 0,625 + 0,406)}{0,625 + 0,406 + 0,8865} = 42533,51 \text{ N}$$

$$F_B = 42535 \text{ N}$$

kde: M_A [Nm] ohybový moment působící v místě uložení lanového bubnu v náboji
 F_B [N] síla působící v radiálním směru v uložení lanového bubnu v ložisku

Rovnováha sil:

$$F_A + F_B - 2 \cdot F_l = 0 \quad (50)$$

$$F_A = 2 \cdot F_l - F_B \text{ [N]}$$

$$F_A = 2 \cdot 49250 - 42535 = 55965 \text{ N}$$

kde: F_A [N] síla působící v radiálním směru v uložení lanového bubnu v náboji

5.2 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ VÝSTUPNÍHO HŘÍDELE PŘEVODOVKY

Maximální zatížení výstupního hřídele převodovky je dáno výrobcem [10, s. 119]. Musí být splněna podmínka:

$$F_A < F_R \quad (51)$$

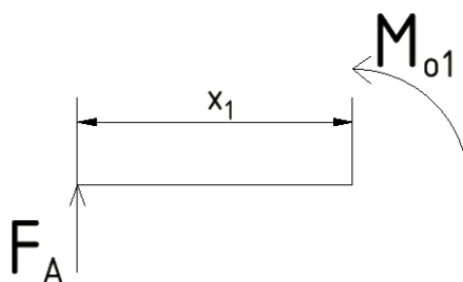
$$F_R = 91,2 \text{ kN}$$

kde: F_R [N] maximální povolené zatížení výstupního hřídele převodovky v radiálním směru [10, s. 119]

Radiální únosnost výstupního hřídele zvolené převodovky vyhovuje.

5.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Ohybové momenty:



Obrázek 9. Rovnováha momentů I.

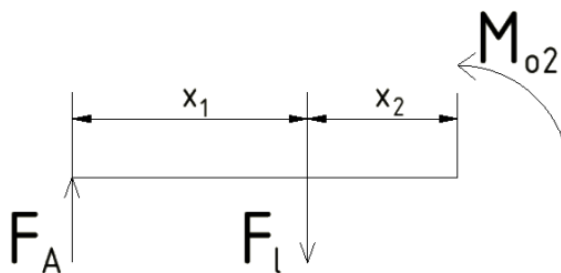
$$x_1 \in (0; 0,625)$$

$$M_{01} - F_A \cdot x_1 = 0 \quad (52)$$

$$M_{01} = F_A \cdot x_1 \text{ [Nm]}$$

$$M_{01} = 55965 \cdot 0,625 = 34978,125 \text{ Nm}$$

$$M_{01} = 34980 \text{ Nm}$$



Obrázek 10. Rovnováha momentů II.

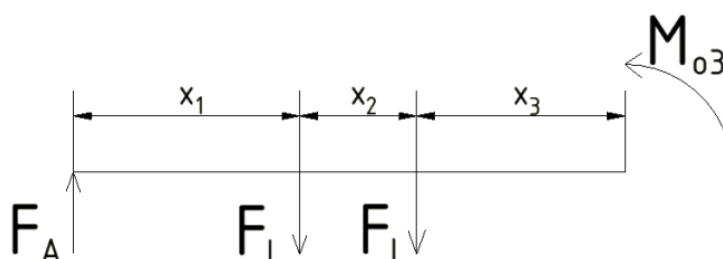
$$x_2 \in (0; 0,406)$$

$$M_{o2} + F_l \cdot x_2 - F_A \cdot (x_1 + x_2) = 0 \quad (53)$$

$$M_{o2} = F_A \cdot (x_1 + x_2) - F_l \cdot x_2 \text{ [Nm]}$$

$$M_{o2} = 55965 \cdot (0,625 + 0,406) - 49250 \cdot 0,406 = 37704,415 \text{ Nm}$$

$$M_{o2} = 37705 \text{ Nm}$$



Obrázek 11. Rovnováha momentů III.

$$x_3 \in (0; 0,8865)$$

$$M_{o3} + F_l \cdot x_3 + F_l \cdot (x_2 + x_3) - F_A \cdot (x_1 + x_2 + x_3) = 0 \quad (54)$$

$$M_{o3} = F_A \cdot (x_1 + x_2 + x_3) - F_l \cdot (2 \cdot x_3 + x_2) \text{ [Nm]}$$

$$M_{o3} = 55965 \cdot (0,625 + 0,406 + 0,8865) - 49250 \cdot (2 \cdot 0,8865 + 0,406) \text{ [Nm]}$$

$$M_{o3} = -2,863 \text{ Nm}$$

$$M_{o3} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{o2} = M_{omax}$$

kde:	M_{o1}	[Nm]	ohybový moment působící na levou část lanového bubnu při zatížení hmotností jmenovitého břemene a jeho maximální výšce
	M_{o2}	[Nm]	ohybový moment působící na pravou část lanového bubnu při zatížení hmotností jmenovitého břemene a jeho maximální výšce
	M_{o3}	[Nm]	ohybový moment působící v místě uložení lanového bubnu v ložisku
	M_{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment působící na lanový buben

Výpočet průřezového modulu lanového bubnu pro namáhání v ohybu dle [1, s. 108]:

$$W_o = 0,8 \cdot (D_o - s_b)^2 \cdot s_b \text{ [mm}^3\text{]} \quad (55)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (538 - 20)^2 \cdot 20 = 4293184 \text{ mm}^3$$

kde:	W_o	[mm ³]	průřezový modul lanového bubnu pro namáhání ohybem
	D_o	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu pod lanem

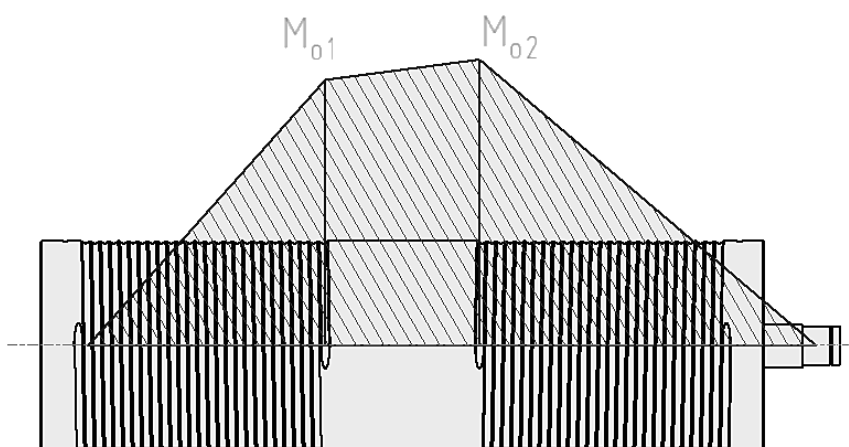
Napětí v ohybu v místě největšího ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax} \cdot 10^3}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

$$\sigma_o = \frac{37705 \cdot 10^3}{4293184} = 8,783 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 8,78 \text{ MPa}$$

kde:	σ_o	[MPa]	ohybové napětí v místě maximálního ohybového momentu působícího na lanový buben
------	------------	-------	---



Obrázek 12 Výsledné vnitřní účinky ohybového momentu v lanovém bubnu



5.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

Výpočet dle [4, s. 41].

Krouticí moment:

$$M_k = 2 \cdot F_l \cdot \frac{D_b \cdot 10^{-3}}{2} = F_l \cdot D_b \cdot 10^{-3} \text{ [Nm]} \quad (57)$$

$$M_k = 49250 \cdot 560 \cdot 10^{-3} = 27580 \text{ Nm}$$

$$M_k = 27580 \text{ Nm}$$

kde: M_k [Nm] krouticí moment v lanovém bubnu

Modul průřezu pro namáhání krutem:

$$W_k = 2 \cdot W_o \text{ [mm}^3\text{]} \quad (58)$$

$$W_k = 2 \cdot 4293184 = 8586368 \text{ mm}^3$$

kde: W_k [mm³] průřezový modul lanového bubnu pro namáhání krutem

Smykové napětí:

$$\tau_k = \frac{M_k \cdot 10^3}{W_k} \text{ [MPa]} \quad (59)$$

$$\tau_k = \frac{27580 \cdot 10^3}{8586368} = 3,212 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = 3,21 \text{ MPa}$$

kde: τ_k [MPa] smykové napětí působící na lanový buben

5.5 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Výpočet dle [4, s. 41]:

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s \cdot t} \text{ [MPa]} \quad (60)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{49250}{20 \cdot 25} = 98,5 \text{ MPa}$$

kde: σ_{tl} [MPa] napětí působící na lanový buben vlivem vnějšího přetlaku



5.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ DLE HYPOTÉZY HMM

Výpočet dle [4, s. 42]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \text{ [MPa]} \quad (61)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{8,78^2 + 98,5^2 - 8,78 \cdot 98,5 + 3 \cdot 3,21^2} = 94,533 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = 95 \text{ MPa}$$

kde: σ_{red} [MPa] redukované napětí působící na lanový bubnu

5.7 BEZPEČNOST LANOVÉHO BUBNU

$$k_b = \frac{R_{eb}}{\sigma_{red}} [-] \quad (62)$$

$$k_b = \frac{355}{95} = 3,74$$

$$k_b = 3,7$$

kde: k_b [-] bezpečnost meze kluzu materiálu lanového bubnu
 R_{eb} [MPa] mez kluzu materiálu lanového bubnu

Podle [1, s. 108] má hodnota bezpečnosti meze kluzu u lanového bubnu být v intervalu 2 až 3. Vypočtená bezpečnost meze kluzu zvoleného materiálu lanového bubnu vyhovuje.



6 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Pero na výstupním hřídeli převodovky voleno 36x20x220 dle ČSN 02 2562 [3, s. 463].

Moment na výstupním hřídeli převodovky při jmenovitém výkonu elektromotoru:

$$M_{kv} = \frac{P_m \cdot 10^3 \cdot \eta_p \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{bs}} \text{ [Nm]} \quad (63)$$

$$M_{kv} = \frac{37 \cdot 10^3 \cdot 0,98 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 18,059} = 19173,7 \text{ Nm}$$

$$M_{kv} = 19180 \text{ Nm}$$

kde: M_{kv} [Nm] moment na výstupním hřídeli převodovky při jmenovitém výkonu elektromotoru

Síla na bok pera:

$$F_p = \frac{M_{kv}}{\frac{d_{vh} \cdot 10^{-3}}{2}} \text{ [N]} \quad (64)$$

$$F_p = \frac{19180}{\frac{130 \cdot 10^{-3}}{2}} = 295079,9 \text{ N}$$

$$F_p = 295100 \text{ N}$$

kde: F_p [N] síla působící na bok pera na výstupním hřídeli převodovky
 d_{vh} [mm] průměr výstupního hřídele převodovky

Tlak na boku drážky:

$$p_d = \frac{F_p}{(l_p \cdot t_p)} \text{ [MPa]} \quad (65)$$

$$p_d = \frac{295100}{(220 \cdot 8)} = 167,67 \text{ MPa}$$

$$p_d = 168 \text{ MPa}$$

kde: p_d [MPa] tlak na boku drážky při použití jednoho pera v náboji lanového bubnu
 l_p [mm] délka pera na výstupním hřídeli převodovky
 t_p [mm] výška drážky pera v náboji lanového bubnu



Z označení materiálů plyne, že mez kluzu oceli S355J0 (ČSN 11 523), ze které je vyroben náboj lanového bubnu, je vyšší než u oceli E335 (ČSN 11 600) pro výrobu per. Z tohoto důvodu bude při následujícím výpočtu použito dovolené napětí materiálu pera. Je uvažováno střídavé namáhání.

Stanovení potřebného počtu per:

$$n_p = \frac{p_d}{\sigma_{pdov}} \quad (66)$$

$$n_p = \frac{168}{90} = 1,87$$

$$n_p = 2$$

kde: n_p [-] počet potřebných per pro výstupní hřídel převodovky
 σ_{pdov} [MPa] dovolené tlakové napětí materiálu pera [3, s. 52]

Pro přenos momentu mezi výstupním hřídelem převodovky a nábojem lanového jsou potřeba dvě pera.

7 ULOŽENÍ LANOVÉHO BUBNU V LOŽISKU

7.1 VOLBA LOŽISKA

S ohledem na možný průhyb lanového bubnu při zatížení je voleno pro jeho uložení soudečkové naklápěcí ložisko SKF 22320 E [13, Ložiska, jednotky a tělesa]. Při výběru bylo uvažováno radiální zatížení ložiska o velikosti vypočtené síly F_B .

Ložisko je umístěno v ložiskovém tělese SKF FSNL 320 TURU [13, Ložiska, jednotky a tělesa] a jeho správnou polohu zajišťuje dvojice stavěcích kroužků SKF FRB 6,5/215. K lanovému bubnu je ložisko připevněno pomocí matice KM 20, která je zajištěna proti povolení podložkou MB 20.

Při montáži zdvihového mechanismu je nutné provést zaměření a následnou montáž tak, aby výstupní hřídel převodovky, lanový buben a ložisko byly v jedné ose. Polohu ložiskového tělesa vůči rámu, na který bude zdvihový mechanismus montován, lze ustavit například použitím vymezovacích podložek.



Rozdělená stojatá ložisková tělesa, řada SNL pro ložiska s válcovým vývrtem, s olejovým těsněním

Hřídel	Náležitá ložiska (základní označení) Samovyrovňovací kuličková ložiska	Soudečková ložiska	Ložisko CARB	Označení Kompletní těleso s těsněními
da db				
mm	-			-
100 115 1320		2320 21320	22320 C 2320	FSNL 320 TURU

Obrázek 13 Ložiskové těleso [13, Ložiska, jednotky a tělesa, vlastní úprava]

7.2 KONTROLA ŽIVOTNOSTI LOŽISKA

Pro kontrolu životnosti ložiska byla využita výpočetní aplikace SKF [13, SKF Bearing Calculator]. Jako vstupní parametry byly vloženy vypočtené hodnoty radiálního zatížení F_B a skutečné rychlosti otáčení lanového bubnu n_{bs} . Pro mazání ložiska zvolen mazací tuk.

Input Parameters

Fr Radial load	45.8 kN
Fa Axial load	0 kN
ni Rotational speed of the inner ring	18.0589 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	High cleanliness (sealed bearing)

Obrázek 14 Vstupní parametry pro výpočet ložiska [13, SKF Bearing Calculator, vlastní úprava]



Result

L10mh SKF rating life	>1000000 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	15.3
K Viscosity ratio	0.85
P Equivalent dynamic bearing load	45.8 kN
ηc Factor for contamination level	0.87
v1 Required kinematic viscosity for κ=1	302.3 mm ² /s
L10h Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	17.8

Obrázek 15 Výsledky výpočtu ložiska [13, SKF Bearing Calculator, vlastní úprava]

Výsledná základní vypočtená životnost ložiska je větší než $10 \cdot 10^5$ hodin provozu. Zvolené ložisko z hlediska životnosti vyhovuje.



ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky o jmenovité nosnosti 20000 kg zadaných technických parametrů.

Nejprve byl proveden výpočet základních parametrů kladkostroje, na základě kterých bylo zvoleno odpovídající lano. Od jmenovitého průměru lana se pak odvíjel výpočet velikosti kladek a základních rozměrů lanového bubnu.

Při návrhu pohonu byl vybrán elektromotor s dostatečným výkonem a převodovka redukující otáčky motoru tak, aby se dosáhlo zadaných parametrů rychlosti zdvihu. K pohonu byla zvolena i patřičně dimenzovaná brzda zdvihu.

U lanového bubnu byla provedena pevnostní analýza, ze které vyplynulo redukované napětí, na základě kterého byla stanovena bezpečnost zvoleného materiálu lanového bubnu vůči mezi kluzu.

Další kapitoly byly zaměřeny na kontrolu otlacení per a stanovení jejich počtu pro přenos momentu z výstupního hřídele převodovky na lanový buben a na návrh uložení lanového bubnu v ložisku. U navrženého ložiska byla provedena kontrola jeho základní životnosti.

Součástí práce bylo zpracování výkresové dokumentace vycházející z vypočtených a navržených řešení obsahující celkovou sestavu zdvihového mechanismu, svařovací sestavu lanového bubnu a výrobní výkres čela lanového bubnu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

1. REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. *Jeřáby I. díl. 2. přeprac. vyd.* Praha: SNTL, 1974, 645 s.
2. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení.* TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
3. LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA a Jaroslav ŘASA. *Strojnické tabulky. 2., zcela přeprac. vyd.* Praha: Scientia, 1998, 911 s. ISBN 80-718-3123-9.
4. MYNÁŘ, Břetislav, KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení.* 2003. 126 s. Dostupné z: <http://www.iae2.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>
5. ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla.* Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1978. 7 s.
6. ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů.* Praha: Vydavatelství norem, 1991, 68 s.
7. ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana.* Praha: Úřad pro vynálezy a normalizaci, 1957. 9 s.
8. ČSN ISO 4301-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení. Klasifikace.: Část 1: Všeobecně.* Praha: Federální úřad pro normalizaci a měření, 1992.
9. ČSN 02 2562. *Pera těsná s mezními úchylkami šířky e7 nebo h9.* Praha: Český normalizační institut, 2003, 8 s.
10. NORD. *G1000_50HZ - Základní katalog převodovek* [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: http://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
11. LANA Beránek s.r.o. [online]. [cit. 2014-04-05]. Dostupné z: <http://www.lana.cz/file.php?nid=5963&oid=1232482>
12. TECNOMAGNETE. *TECNO-LIFT* [online]. 2009 [cit. 2014-04-06]. Dostupné z: <http://www.tecnomagnete.com/Download/pdf/Tecnolift/TL-ENG09.pdf>
13. SKF [online]. [cit. 2014-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

d	[mm]	jmenovitý průměr lana
D_1	[mm]	vypočtený průměr vodicí kladky pod lanem
D_2	[mm]	vypočtený průměr lanového bubnu v ose lana
D_3	[mm]	vypočtený průměr vyrovnávací kladky pod lanem
D_a	[mm]	jmenovitý průměr vodicí kladky pod lanem
D_b	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu v ose lana
D_c	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky pod lanem
d_{vh}	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky
F_A	[N]	síla působící v radiálním směru v uložení lanového bubnu v náboji
F_B	[N]	síla působící v radiálním směru v uložení lanového bubnu v ložisku
f_b	[-]	provozní součinitel převodovky
F_l	[N]	tahová síla v laně
F_{ldov}	[N]	dovolené zatížení lana
F_{lp}	[N]	jmenovitá pevnost lana
F_p	[N]	síla působící na bok pera na výstupním hřídeli převodovky
F_R	[N]	maximální povolené zatížení výstupního hřídele převodovky v radiálním směru
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
G_d	[N]	dynamické zatížení lana
G_s	[N]	statické zatížení v ose lana
h	[m]	výška zdvihu
i_{bi}	[-]	ideální převod mezi motorem a lanovým bubnem
i_c	[-]	celkový převod zdvihového mechanismu
i_k	[-]	převod kladkostroje
i_p	[-]	převodový poměr převodovky



J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru
k_b	[-]	bezpečnost meze kluzu materiálu lanového bubnu
k_l	[-]	jmenovitá bezpečnost lana
k_{ls}	[-]	skutečná bezpečnost lana
L	[m]	délka navíjeného lana v jedné větvi lanového převodu
l	[mm]	délka závitové části bubnu pro jednu větev lanového převodu
l_b	[mm]	délka lanového bubnu
l_k	[mm]	délka krajní části lanového bubnu
l_p	[mm]	délka pera na výstupním hřídeli převodovky
l_s	[mm]	délka střední části lanového bubnu
m	[kg]	jmenovitá hmotnost břemene
M_A	[Nm]	ohybový moment působící v místě uložení lanového bubnu v náboji
M_A/M_N	[-]	poměr momentu rozběhového a jmenovitého u hnacího elektromotoru
M_b	[Nm]	brzdňý moment
M_{bj}	[Nm]	jmenovitý brzdňý moment zvolené brzdy
M_k	[Nm]	krouticí moment v lanovém bubnu
m_{kl}	[kg]	hmotnost kladnice a lana v nejnižší poloze břemene
M_{kv}	[Nm]	moment na výstupním hřídeli převodovky při jmenovitém výkonu elektromotoru
M_m	[Nm]	jmenovitý moment zvoleného elektromotoru
M_{o1}	[Nm]	ohybový moment působící na levou část lanového bubnu při zatížení hmotností jmenovitého břemene a jeho maximální výšce
M_{o2}	[Nm]	ohybový moment působící na pravou část lanového bubnu při zatížení hmotností jmenovitého břemene a jeho maximální výšce
M_{o3}	[Nm]	ohybový moment působící v místě uložení lanového bubnu v ložisku



M_{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment působící na lanový buben
m_p	[kg]	hmotnost průměrného břemene
M_Q	[Nm]	statický moment břemene
M_R	[Nm]	vypočtený rozběhový moment elektromotoru
M_{RS}	[Nm]	skutečný rozběhový moment zvoleného elektromotoru
M_{ZP}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot
M_{ZR}	[Nm]	zrychlující moment rotujících hmot
M_2	[Nm]	moment na výstupním hřídeli převodovky při potřebném minimálním výkonu elektromotoru
M_{2max}	[Nm]	maximální moment na výstupním hřídeli převodovky s ohledem na provozní součinitel převodovky
M_{2dov}	[Nm]	maximální dovolený moment na výstupním hřídeli převodovky dle výrobce
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_m	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_p	[-]	počet potřebných per pro výstupní hřídel převodovky
n_{pc}	[-]	počet pracovních cyklů
n_v	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi lanového převodu
p_d	[MPa]	tlak na boku drážky při použití jednoho pera v náboji lanového bubnu
P_m	[kW]	jmenovitý výkon hnacího elektromotoru
P_{min}	[kW]	minimální potřebný výkon pro pohon zdvihového mechanismu
q	[%]	poměrné zatížení
R_{eb}	[MPa]	mez kluzu materiálu lanového bubnu
s	[mm]	vypočtená tloušťka stěny bubnu pod lanem
s_b	[mm]	zvolená tloušťka stěny bubnu pod lanem



t	[mm]	rozteč závitů na lanovém bubnu
t_a	[s]	doba rozběhu zdvihového mechanismu
t_{bs}	[s]	brzdný čas při spouštění
t_{bz}	[s]	brzdný čas při zdvihání
t_p	[mm]	výška drážky pera v náboji lanového bubnu
v_z	[m.s ⁻¹]	rychlost zdvihu
v_{zs}	[m.s ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
W_k	[mm ³]	průřezový modul lanového bubnu pro namáhání krutem
W_o	[mm ³]	průřezový modul lanového bubnu pro namáhání ohybem
z	[-]	počet větví lanového převodu
z_b	[-]	počet závitů na lanovém bubnu pro jednu větev lanového převodu
α_a	[-]	součinitel pro výpočet průměru vodicí kladky
α_b	[-]	součinitel pro výpočet průměru lanového bubnu
α_{br}	[-]	koeficient vlivu ostatních rotujících hmot redukováných na hřídel elektromotoru
α_c	[-]	součinitel pro výpočet průměru vyrovnávací kladky
α_l	[°]	odklon lana od svislé osy při nejnižší poloze břemene
α_s	[°]	úhel stoupání drážky lanového bubnu
β	[-]	součinitel pro výpočet zrychlujícího momentu rotujících hmot
β_b	[-]	bezpečnost brzdy
γ_{lo}	[-]	součinitel zatížení
δ_H	[-]	dynamický součinitel zdvihu
η_1	[-]	účinnost lanové kladky při uložení ve valivém ložisku
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková účinnost zdvihového mechanismu
η_k	[-]	účinnost lanového převodu



η_p	[-]	účinnost převodovky
σ_o	[MPa]	ohybové napětí v místě maximálního ohybového momentu působícího na lanový buben
σ_{pdov}	[MPa]	dovolené tlakové napětí pro materiál pera
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí působící na lanový buben
σ_{tl}	[MPa]	napětí působící na lanový buben vlivem vnějšího přetlaku
τ_k	[MPa]	smykové napětí působící na lanový buben



SEZNAM PŘÍLOH

Zdvihový mechanismus – výkres sestavení	A0-3K2-2014-V1
Kusovník – zdvihový mechanismus	A4-3K2-2014-K1
Lanový buben – svařovací sestava	A0-3K2-2014-V2
Kusovník – lanový buben	A4-3K2-2014-K2
Čelo lanového bubnu – výrobní výkres	A4-3K2-2014-V3