



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 JEŘÁBU 8 T

CRANE STROKE MECHANISM 8 T

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

VLASTIMIL MAREK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Vlastimil Marek

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:

Zdvihový mechanismus jeřábu 8 t

v anglickém jazyce:

Crane Stroke Mechanism 8 t

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zdvihový mechanismus dílenského mostového jeřábu. Technické parametry:

Nosnost	8000 kg
Zdvih	12 m
počet navíjených lan	2
Zdvihová skupina	H2 dle ČSN 27 0103
Rychlost zdvíhu	10 m/min

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující

- rešerše a návrh koncepce vlastního řešení,
- výpočet hlavních rozměrů mechanismu zdvíhu,
- pevnostní kontrolu lanového bubnu a jeho uložení,
- další výpočty dle pokynů vedoucího BP

Nakreslete:

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

Seznam odborné literatury:

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 25.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Náplní této bakalářské práce je návrh zdvihového mechanismu dílenského mostového jeřábu o nosnosti 8 000 kg. Práce obsahuje rešerši v současnosti vyráběných jeřabových koček, podrobný výpočet zdvihového mechanismu a dále návrh nakupovaných dílů jako elektromotor, brzda a převodovka. Práce je rovněž doplněna výkresovou dokumentací sestavy zdvihového mechanismu a svařovací sestavy lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

zdvihový mechanismus, jeřabová kočka, mostový jeřáb, kladkostroj, lanový buben

ABSTRACT

This bachelor thesis contents design of overhead crane stroke mechanism with working load 8 000 kg. Thesis contains research of currently produced crane trolleys, detailed calculation of stroke mechanism and proposal for purchased parts such as electromotor, brake and gearbox. Thesis is also supplemented by assembly drawing of stroke mechanism and welded assembly drawing of rope drum.

KEYWORDS

stroke mechanism, crane trolley, overhead crane, tackle, rope drum



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAREK, V. *Zdvihový mechanismus jeřábu 8 t.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 55 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....

Vlastimil Marek



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odborné rady a informace, které mi pomohly při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	17
1 Přehled vyráběných jeřábových koček	19
1.1 Demag	19
1.2 Stahl	19
1.3 Abus	20
1.4 Giga	21
1.5 Donati	22
1.6 Street	23
2 Srovnání koncepcí a návrh vlastního řešení	24
3 Výpočet rozměrů zdvihového mechanismu	25
3.1 Zadané parametry	25
3.2 Parametry kladkostroje	25
3.2.1 Převod kladkostroje	25
3.2.2 Počet nosných průřezů lana	26
3.2.3 Účinnost kladkostroje	26
3.3 Výpočet průměru lana	26
3.3.1 Zatížení lana	26
3.3.2 Tahová síla v jednom průřezu lana	27
3.3.3 Jmenovitá únosnost lana	27
3.3.4 Volba lana	27
3.4 Výpočet rozměrů kladek	28
3.4.1 Průměr vodících kladek	28
3.4.2 Průměr vyrovnávací kladky	28
3.4.3 Rozměry drážky kladek	28
3.5 Výpočet rozměrů lanového bubnu	29
3.5.1 Průměr bubnu	29
3.5.2 Rozměry drážek bubnu	29
3.5.3 Navíjená délka lana jedné v jedné větvi lanového systému	30
3.5.4 Počet závitů na bubnu v jedné lanové větvi	30
3.5.5 Délka závitové části jedné lanové větve	30
3.5.6 Délka krajních hladkých částí	30
3.5.7 Celková délka bubnu	31
3.5.8 Předběžný výpočet tloušťky bubnu	31
4 Návrh komponent pohonu zdvihového mechanismu	32
4.1 Návrh elektromotoru	32



4.1.1	Celková účinnost zdvihového mechanismu	32
4.1.2	Výpočet výkonu.....	32
4.1.3	Volba elektromotoru.....	32
4.2	Návrh převodovky	34
4.2.1	Otáčky lanového bubnu	34
4.2.2	Převodový poměr.....	34
4.2.3	Volba převodovky	34
4.2.4	Skutečné otáčky lanového bubnu	35
4.2.5	Skutečná zdvihová rychlost.....	35
4.2.6	Kontrola zdvihové rychlosti	36
4.3	Kontrola momentové přetížitelnosti motoru.....	36
4.3.1	Celkový převodový poměr zdvihového mechanismu	36
4.3.2	Statický moment břemene	36
4.3.3	Zrychlující moment posouvajících se hmot.....	36
4.3.4	Zrychlující moment rotujících hmot.....	37
4.3.5	Rozběhový moment elektromotoru	37
4.3.6	Maximální dovolený rozběhový moment elektromotoru	37
4.4	Návrh brzdy	37
4.4.1	Statický moment břemene při brždění.....	37
4.4.2	Brzdny moment	37
4.4.3	Volba brzdy	38
4.4.4	Kontrola doby brždění	39
5	Pevnostní výpočet lanového bubnu	40
5.1	Silové poměry na lanovém bubnu	40
5.1.1	Rovnice statické rovnováhy.....	41
5.2	Namáhání ohybem	42
5.2.1	Průběh ohybového momentu	42
5.2.2	Maximální ohybový moment	43
5.2.3	Modul průřezu v ohybu	44
5.2.4	Napětí v ohybu	44
5.3	Namáhání krutem.....	44
5.3.1	Kroutící moment.....	44
5.3.2	Modul průřezu v krutu.....	44
5.3.3	Napětí v krutu	44
5.4	Namáhání vnějším přetlakem	45
5.4.1	Tlakové napětí	45



5.5	Redukované napětí	45
5.6	Bezpečnost k mezi kluzu	45
6	Další výpočty	46
6.1	Návrh a kontrola ložiska	46
6.1.1	Ekvivalentní dynamické zatížení	46
6.1.2	Trvanlivost ložiska	46
6.2	Kontrola pera na výstupní hřídeli z převodovky	47
6.2.1	Dovolený tlak	47
6.2.2	Tlak v perovém spoji	47
	Závěr	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	52
	Seznam příloh	55



ÚVOD

Mostový jeřáb je nejpoužívanějším typem jeřábu v průmyslových závodech. Jeho konstrukce je charakterizována jeřábovým mostem, který pojíždí po vyvýšené jeřábové dráze. Jeřábový most může být tvořen jedním nebo dvěma nosíky, po kterých pojíždí jeřábová kočka.

Jeřábová kočka je pojízdný rám, svařovaný z několika nosníků, na němž je umístěn zdvihový a pojezdový mechanismus. Zdvihový mechanismus slouží ke zvedání a spouštění břemene, pojezdový mechanismus slouží k pohybu jeřábové kočky po jeřábovém mostu a umožňuje tak vodorovný pohyb břemene. Základním přehledem typů v současnosti vyráběných jeřábových koček se zabývá první kapitola této práce.

Zbytek této práce se zabývá návrhem hlavních částí zdvihového mechanismu a pevnostní kontrolou lanového bubnu. Mezi hlavní části zdvihového mechanismu řadíme kladkostroj (s několika pevnými a volnými kladkami), lanový buben, převodovku, brzdu a elektromotor. Tyto komponenty kromě lanového bubnu budou nakupovány. Lanový buben bude vyroben svařováním.

Dále je tato práce doplněna výkresovou dokumentací dle zadání.



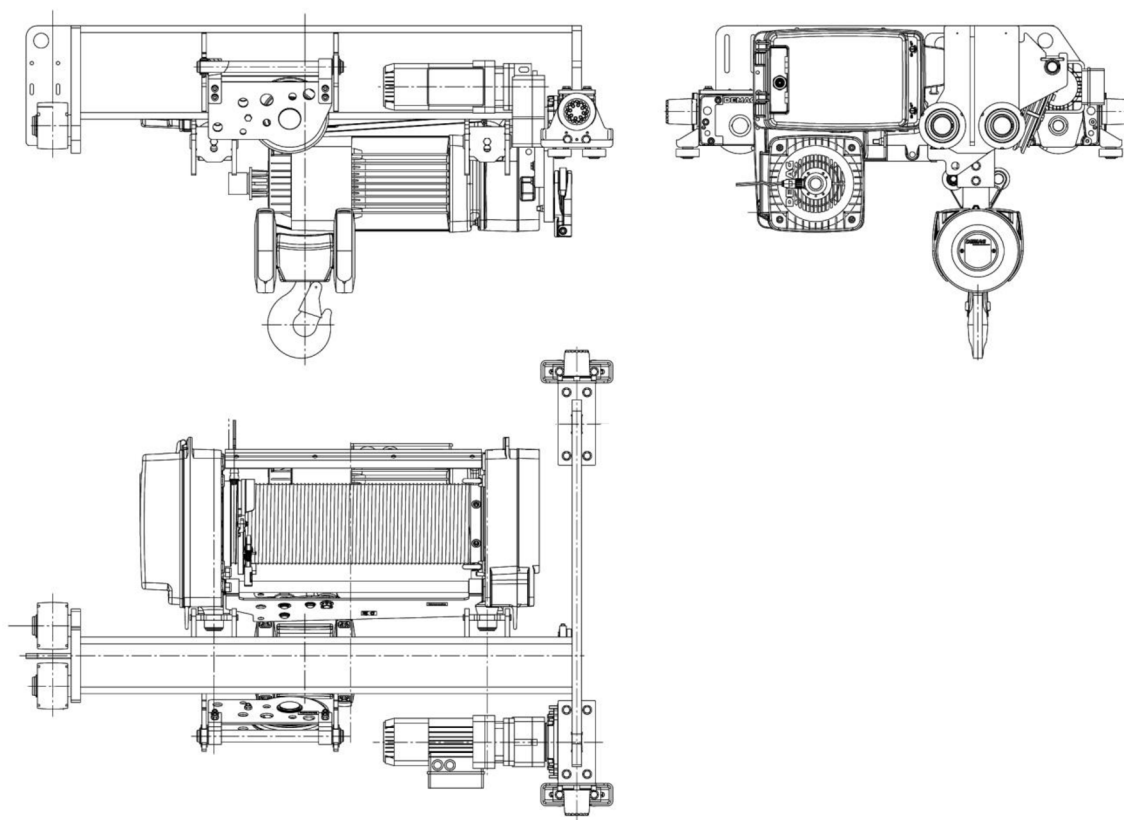
1 PŘEHLED VYRÁBĚNÝCH JEŘÁBOVÝCH KOČEK

Každý výrobce používá vlastní koncepci řešení jeřábové kočky. Níže je uveden základní přehled jeřábových koček od různých výrobců.

Tento přehled se zabývá pouze kočkami pro dvounosníkové mosty. Jednonosníkové mosty se používají u jeřábů s nosností do 5 t [1], tato práce se však zabývá jeřábem o nosnosti 8 t.

1.1 DEMAG

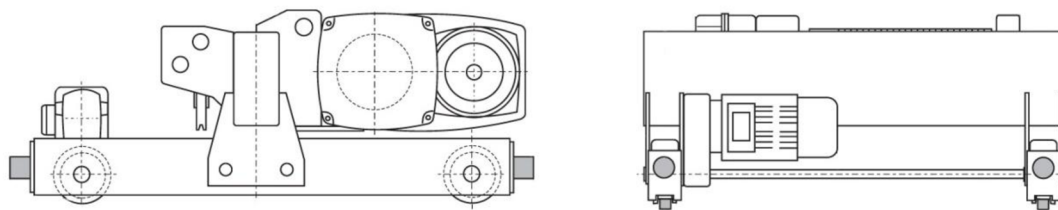
Firma Demag má koncepci dvukolejnicové kočky založenou na dvou nosnících svařených do tvaru „L“, na které jsou uchyceny zdvihový a pojezdový mechanismus. Elektromotor zdvihového mechanismu je umístěn pod bubnem a převodovka zde plní zároveň i funkci závěsu motoru.



Obr. 1 Schéma jeřábové kočky Demag EZDR [2], str. 6

1.2 STAHL

Firma Stahl má dvukolejnicovou kočku řady SH koncipovanou jako pojízdný svařovaný rám, složený ze dvou podélných a jednoho příčného nosníku. Na příčném nosníku je připevněn celý zdvihový mechanismus. Motor je zde uložen za bubnem a stejně jako u firmy Demag zde převodovka plní funkci závěsu motoru.

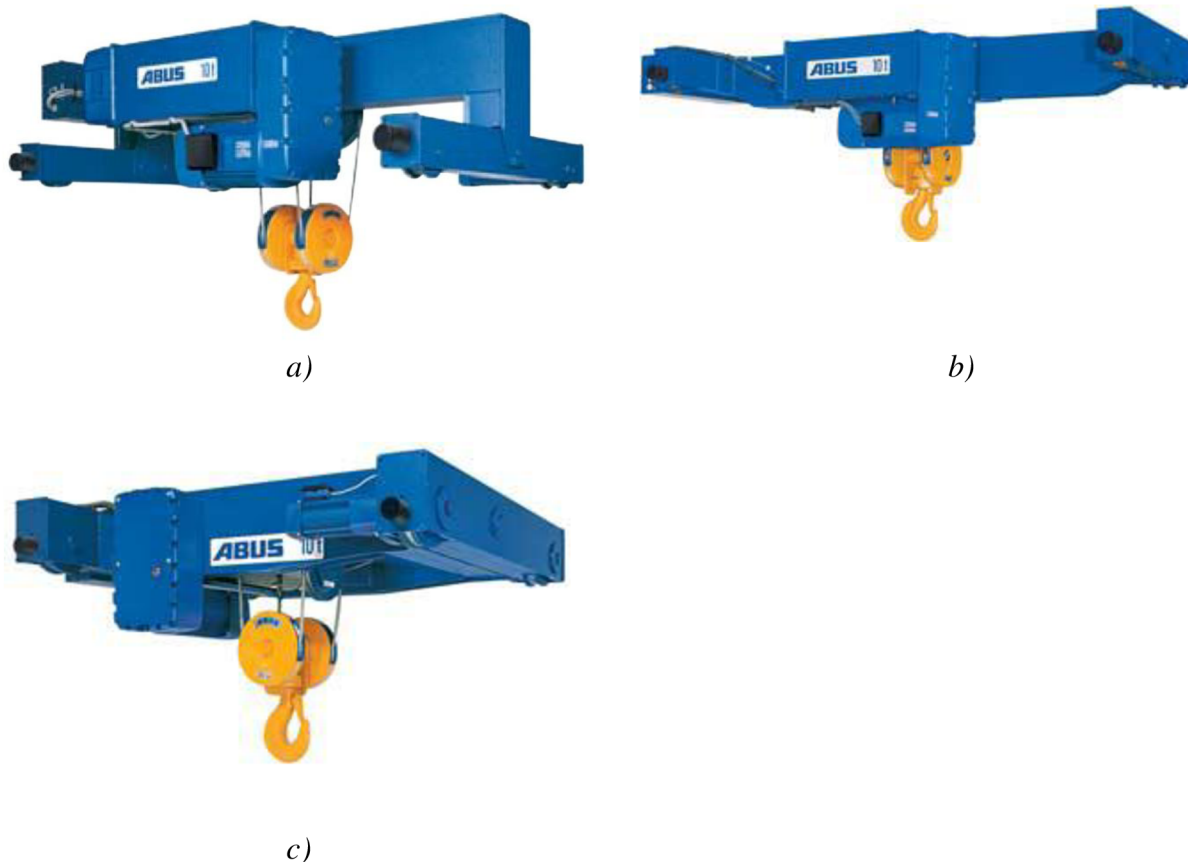


Obr. 2 Schéma jeřábové kočky Stahl SH5 [3], str. 45

1.3 ABUS

Dvoukolejnicové jeřábové kočky firmy Abus nabízí trojí provedení. Řada D a DA má stejně jako u firmy Stahl jeden příčný nosník, na němž je umístěn celý zdvihový mechanismus. Řada D má však vyšší průjezdný profil, což ale umožňuje vyzdvihnout břemeno až mezi nosníky jeřábového mostu.

Další možností je řada DQA s nízkým průjezdným profilem. Zde je zdvihový mechanismus umístěn podélně mezi dvěma příčnými nosníky.

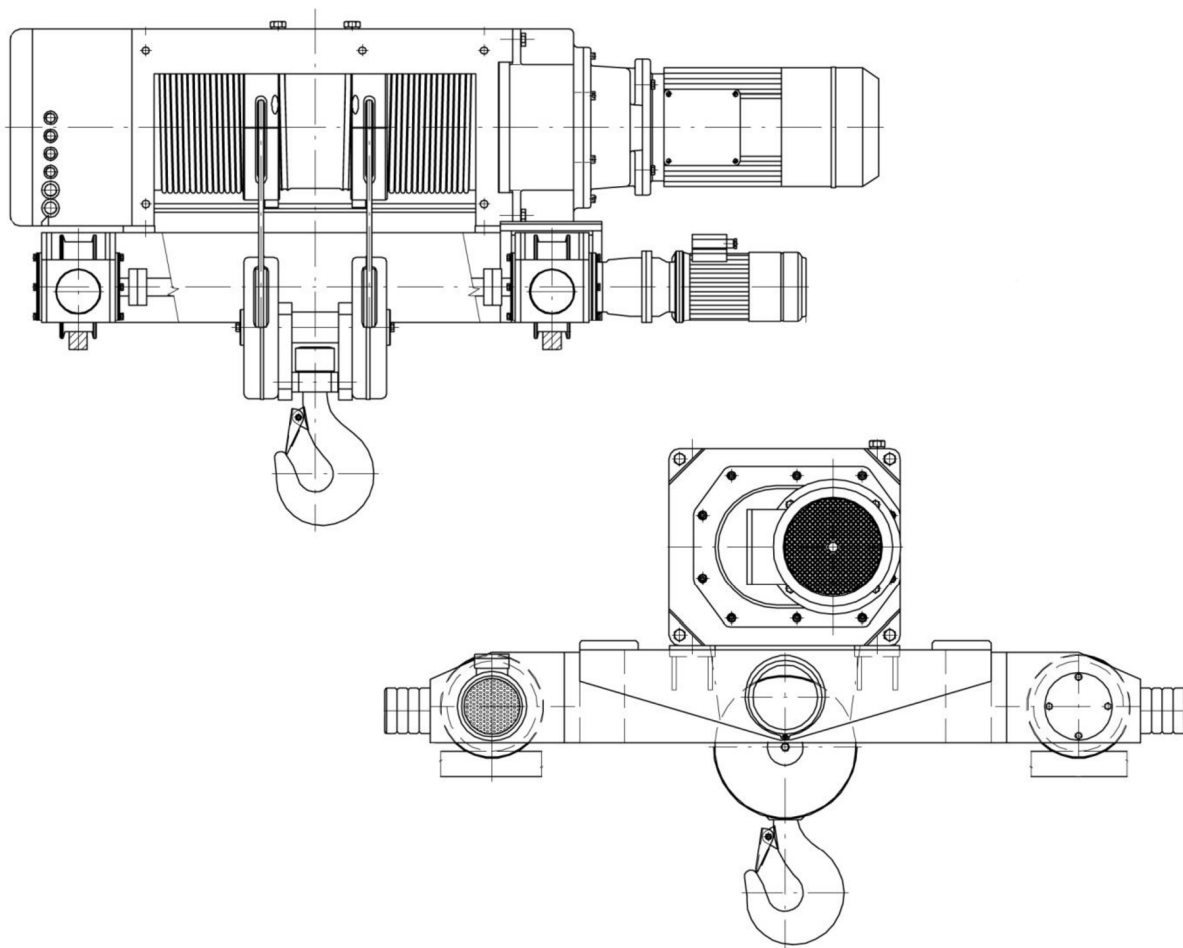


Obr. 3 Jeřábové kočky ABUS: a) řada D, b) řada DA, c) řada DQA [4], str. 10



1.4 GIGA

Český výrobce jeřábů GIGA vyrábí dva typy dvoukolejnicových koček. Řada GHM je podobné koncepce, jakou používá Stahl. Starší řada GSM se odlišuje elektromotorem zdvihového i pojezdového mechanismu umístěným z boku a tedy i větší celkovou šířkou.

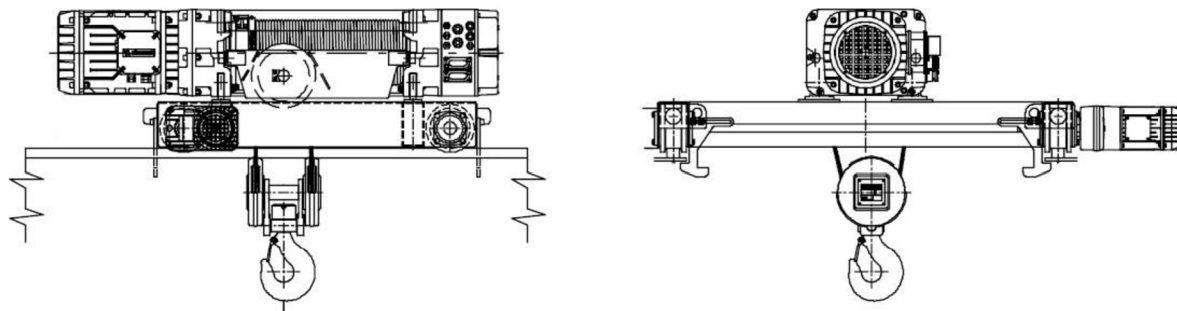


Obr. 4 Jeřábová kočka Giga řady GSM [5], str. 115

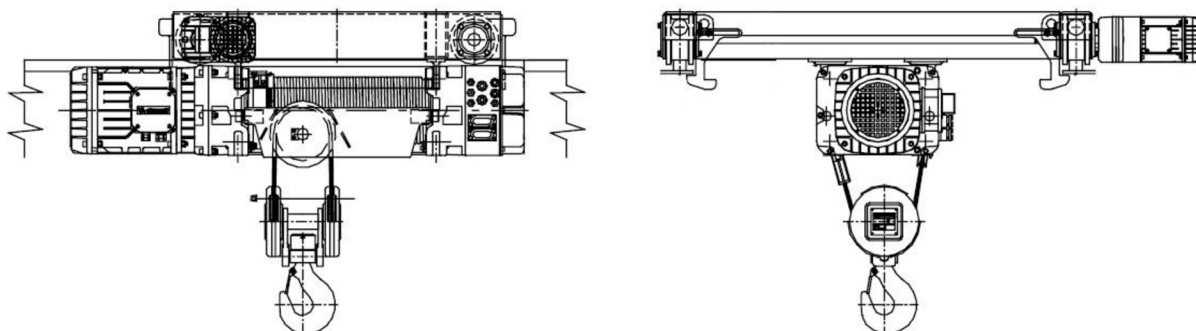


1.5 DONATI

Jiné řešení používá firma Donati. Poloha motoru vůči lanovému bubnu je zde stejná jako u předchozího, celý zdvihový mechanismus je ale umístěn podélně na dvou příčných nosnících. A to buď shora, nebo zdola pro snížení průjezdného profilu.



Obr. 5 Jeřábová kočka Donati DRH se zvedacím mechanismem umístěným shora [6], str. 24



Obr. 6 Jeřábová kočka Donati DRH se zvedacím mechanismem umístěným zdola [6], str. 25



1.6 STREET

Jeřábová kočka Street VX se skládá ze dvou podélných a dvou příčných nosníků, mezi nimiž jsou uchyceny pevné kladky kladkostroje. Lanový buben je zde umístěn příčně, elektromotor je umístěn před ním a stejně jako v předchozích případech je uchycen na převodovce.



Obr. 7 Jeřábová kočka Street VX [7]

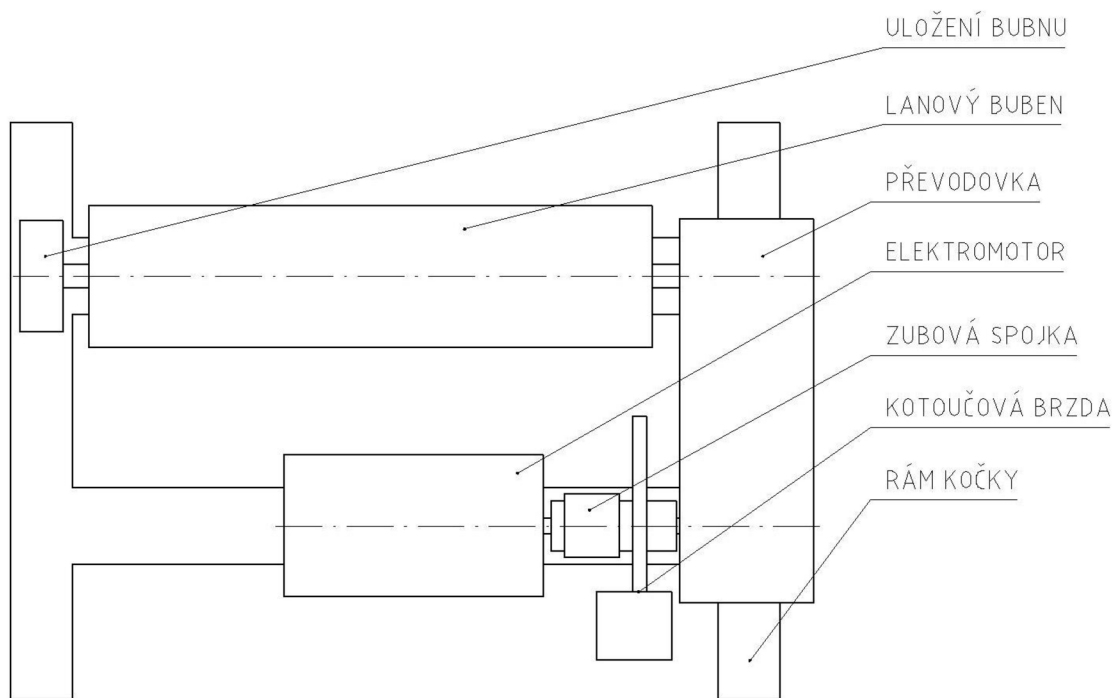


2 SROVNÁNÍ KONCEPCÍ A NÁVRH VLASTNÍHO ŘEŠENÍ

Někteří výrobci používají jeřábové kočky se dvěma příčnými nosíky, někteří pouze s jedním. Elektromotor bývá umístěn za nebo pod lanovým bubnem, případně z boku. Všechna tato řešení se však shodují v tom, že celý zdvihový mechanismus tvoří jeden kompaktní celek, který je připevněn na rám kočky.

Toto řešení je výhodné pro velké výrobce, jimž umožňuje pro různé velikosti a tvary jeřábových koček používat stále tytéž zdvihové mechanismy a taktéž usnadňuje montáž mechanismu na kočku. Toto řešení však nedovoluje použití brzdy na rychloběžné hřídeli, na které působí malý kroutící moment.

Tato práce se bude zabývat zdvihovým mechanismem, jehož jednotlivé díly budou připevněny přímo na rám jeřábové kočky, který bude tvořen dvěma podélnými a dvěma příčnými nosíky. Mezi motor a převodovku bude vložena kotoučová brzda. Jednotlivé komponenty budou nakupovány od různých výrobců dle vypočtených parametrů.



Obr. 8 Zvolené rozložení komponentů zdvihového mechanismu na rámu jeřábové kočky



3 VÝPOČET ROZMĚRŮ ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

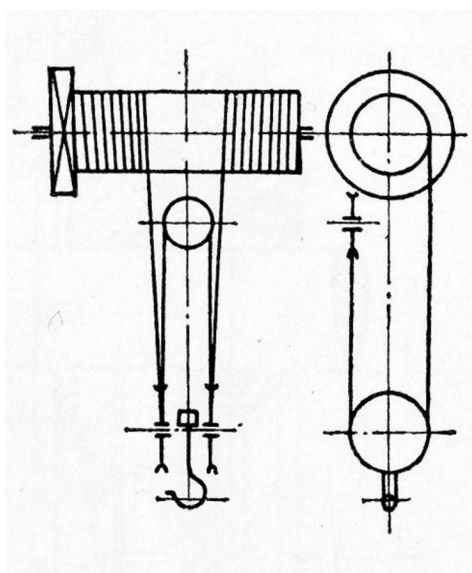
- počet navíjených lan $z = 2$
- nosnost $m_b = 8\,000\text{ kg}$
- zdvih $h = 12\text{ m}$
- zdvihová rychlost $v_z = 10\text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- zdvihová skupina H2 dle ČSN 27 0103

3.2 PARAMETRY KLADKOSTROJE

3.2.1 PŘEVOD KLADKOSTROJE

Převod kladkostroje je definován jako poměr tíhy břemene k ideální tažné síle nebo také jako poměr nosných průřezů lana k počtu navíjených lan. Lanový převod 1, kdy je břemeno zavěšeno přímo na lano, se používá pouze u jeřábů malé nosnosti [8]. U zdvihových mechanismů mostových jeřábů se nejčastěji používají převody 2 a 4, přičemž nejčastěji bývá použito zdvojené provedení.

Pro tuto práci byl zvolen převod kladkostroje $i_k = 2$, který je pro zadanou nosnost v praxi nejběžnější.



Obr. 9 Schéma zdvojeného kladkostroje s lanovým převodem 2 [8], str. 154



3.2.2 POČET NOSNÝCH PRŮŘEZŮ LANA

$$n = i_k \cdot z = 2 \cdot 2 = 4 \quad (1)$$

3.2.3 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

$$m = \frac{n}{2} = \frac{4}{2} = 2 \quad (2)$$

$$\eta_k = \frac{1 - \eta^m}{m \cdot (1 - \eta)} = \frac{1 - 0,98^2}{2 \cdot (1 - 0,98)} = 0,99 \quad (3)$$

kde:

m [-] počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému

η [-] účinnost jedné kladky pro valivé uložení, dle [1], str. 56 $\eta = 0,96$

3.3 VÝPOČET PRŮMĚRU LANA

3.3.1 ZATÍŽENÍ LANA

Dle ČSN 27 0103 je k určení zatížení potřeba vynásobit účinek od jmenovitého břemene součinitelem γ_{l0} , který vyjadřuje náhodné zvětšení jmenovitého břemena např. zachycením břemena nebo nesprávným stanovením jeho hmotnosti. Dále je potřeba vynásobit celkové zatížení dynamickým součinitelem zdvihovým δ_h , který zahrnuje účinky dynamických sil.

$$\delta_h = 1,2 + 0,26 \cdot \frac{v_z}{60} = 1,2 + 0,26 \cdot \frac{10}{60} = 1,243 \quad (4)$$

$$m_c = (m_b \cdot \gamma_{l0} + m_k + m_l) \cdot \delta_h = (8000 \cdot 1,2 + 150 + 50) \cdot 1,243 = 12\,181,4 \text{ kg} \quad (5)$$

kde:

δ_h [-] dynamický součinitel zdvihový dle ČSN 27 0103 pro zdvihovou skupinu jeřábu H2

m_c [kg] celkové zatížení lana s uvážením dynamických účinků

m_b [kg] nosnost jeřábu, zadáno 8 000 kg

γ_{l0} [-] součinitel zatížení od jmenovitého břemene dle ČSN 27 0103

m_k [kg] hmotnost kladnice, zvoleno 150 kg

m_l [kg] hmotnost lana, zvoleno 50 kg



3.3.2 TAHOVÁ SÍLA V JEDNOM PRŮŘEZU LANA

$$F = \frac{m_c \cdot g}{n \cdot \eta_k} = \frac{12\,181,4 \cdot 9,81}{4 \cdot 0,99} = 30\,177 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

g [m · s⁻²] tíhové zrychlení

3.3.3 JMENOVITÁ ÚNOSNOST LANA

$$F_j \geq k \cdot F = 4,1 \cdot 30\,177 = 123\,726 \text{ N} \quad (7)$$

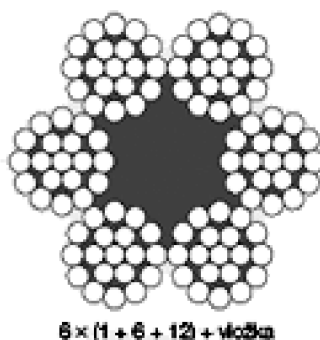
kde:

k [-] součinitel bezpečnosti lana, dle [1], str. 50 $k = 4,1$

3.3.4 VOLBA LANA

Na základě vypočtené únosnosti bylo zvoleno šestipramenné protisměrné lano ELIS STANDARD - 6 x 19 = 114 drátů dle ČSN 02 4322 s těmito parametry [10]:

- průměr lana $d = 14 \text{ mm}$
- jmenovitá únosnost $F_j = 128\,400 \text{ N}$
- jmenovitá pevnost drátů $\sigma_j = 1\,770 \text{ MPa}$
- délková hmotnost $m_{ll} = 0,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$



Obr. 10 Ocelové lano ELIS STANDARD dle ČSN 02 4322 [10]



3.4 VÝPOČET ROZMĚRŮ KLADEK

Lanové kladky mohou být vodící nebo vyrovnávací. Vodící kladky slouží k vedení lana za pohybu. Vyrovnávací kladka je středem lanového systému, neotáčí se, ale pouze vyrovnává případné nestejně protažení jednotlivých větví lanového systému. Může mít menší průměr než kladky vodící [1].

3.4.1 PRŮMĚR VODÍCÍCH KLADEK

$$D_{kmin} = \alpha_k \cdot d = 22 \cdot 14 = 308 \text{ mm} \quad (8)$$

kde:

α_k [-] součinitel velikosti vodící kladky, pro střední provoz $\alpha_k = 22$ [1], str. 51, tab. 3-4

Průměr kladky se volí z normalizované řady dle [1], str. 51, kde se vybere nejbližší vyšší hodnota k hodnotě vypočítané:

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

3.4.2 PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

$$D_{kvmin} = \alpha_{kv} \cdot d = 15 \cdot 14 = 210 \text{ mm} \quad (9)$$

kde:

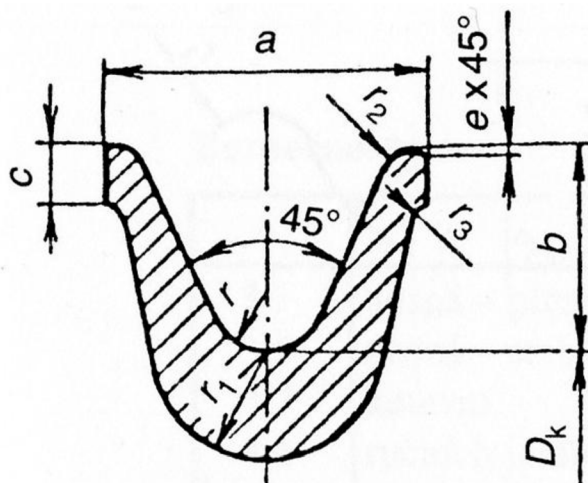
α_{kv} [-] součinitel velikosti vyrovnávací kladky, pro střední provoz $\alpha_{kv} = 15$ [1], str. 51, tab. 3-4

$$D_{kv} = 250 \text{ mm} \quad \text{zvoleno dle normalizované řady [1], str. 51}$$

3.4.3 ROZMĚRY DRÁŽKY KLADEK

Tab. 1 Rozměry drážky kladek [11], str. 571

Průměr lana d [mm]	Rozměry [mm]							
	r	a	b	c	e	r_1	r_2	r_3
14	7,5	38	26	7,5	1	12	3	2,5



Obr. 11 Rozměry drážky kladek [11], str. 571

3.5 VÝPOČET ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

3.5.1 PRŮMĚR BUBNU

$$D_{bmin} = \alpha_b \cdot d = 20 \cdot 14 = 280 \text{ mm} \quad (10)$$

kde:

α_b [-] součinitel velikosti lanového bubnu, pro střední provoz $\alpha_b = 20$ [1], str. 52, tab. 3-5

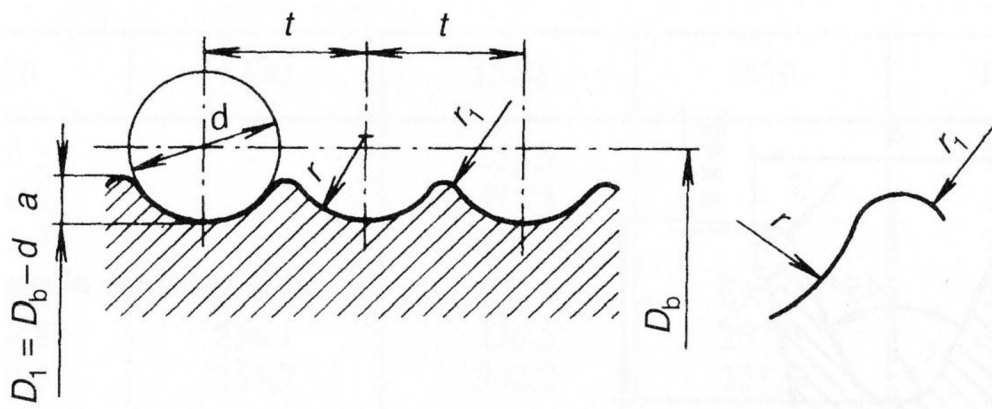
Průměr lanového bubnu se volí ze stejné normalizované řady jako průměry kladek:

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

3.5.2 ROZMĚRY DRÁŽEK BUBNU

Tab. 2 Rozměry drážek lanového bubnu [11], str. 572

Průměr lana d [mm]	Rozměry [mm]			
	r	a	t	r_1
14	7,5	4	16	2



Obr. 12 Rozměry drážek lanového bubnu [11], str. 572

3.5.3 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA JEDNÉ V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO SYSTÉMU

$$L = i_k \cdot h = 2 \cdot 12 = 24 \text{ m} = 24\,000 \text{ mm} \quad (11)$$

kde:

h [m] zdvih jeřábu, zadáno 12 m

3.5.4 POČET ZÁVITŮ NA BUBNU V JEDNÉ LANOVÉ VĚTVI

$$z_b = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) = \frac{24\,000}{\pi \cdot 315} + (2 \div 3) = 26,252 \div 27,252 \Rightarrow z_b = 27 \quad (12)$$

3.5.5 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI JEDNÉ LANOVÉ VĚTVI

$$l_z = z_b \cdot t = 27 \cdot 16 = 432 \text{ mm} \quad (13)$$

kde:

t [mm] rozteč závitů dle tab. 2

3.5.6 DÉLKA KRAJNÍCH HLADKÝCH ČÁSTÍ

$$l_2 \approx 4 \cdot t = 4 \cdot 16 = 64 \text{ mm} \quad (14)$$

Z důvodu většího prostoru pro lanové příložky zvoleno $l_2 = 78 \text{ mm}$.



3.5.7 CELKOVÁ DÉLKA BUBNU

$$l_b = 2 \cdot l_z + 2 \cdot l_2 + l_1 = 2 \cdot 432 + 2 \cdot 78 + 230 = 1250 \text{ mm} \quad (15)$$

kde:

l_1 [mm] délka střední hladké části, která musí odpovídat rozteči vodících kladek v kladnici [1]; zvoleno 230 mm

3.5.8 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET TLOUŠŤKY BUBNU

Tloušťka stěny bubnu se předběžně stanoví ze vztahu dle [1], str. 53:

$$s \approx 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 14 = 11,2 \text{ mm} \quad (16)$$

Z konstrukčních důvodů bude tloušťka stěny bubnu v místě s největším ohybovým momentem $s = 15,5 \text{ mm}$.



4 NÁVRH KOMPONENT POHONU ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

V dalších krocích budou provedeny výpočet a volba komponent pohonu, mezi něž řadíme elektromotor, převodovku a brzdu.

4.1 NÁVRH ELEKTROMOTORU

4.1.1 CELKOVÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,91 \quad (17)$$

kde:

η_k [-] účinnost kladkostroje, spočtena v rovnici (3)

η_b [-] účinnost lanového bubnu, pro buben uložený na valivých ložiskách se bere 0,96 [1], str. 76

η_p [-] účinnost převodovky, výrobce uvádí hodnotu 0,96

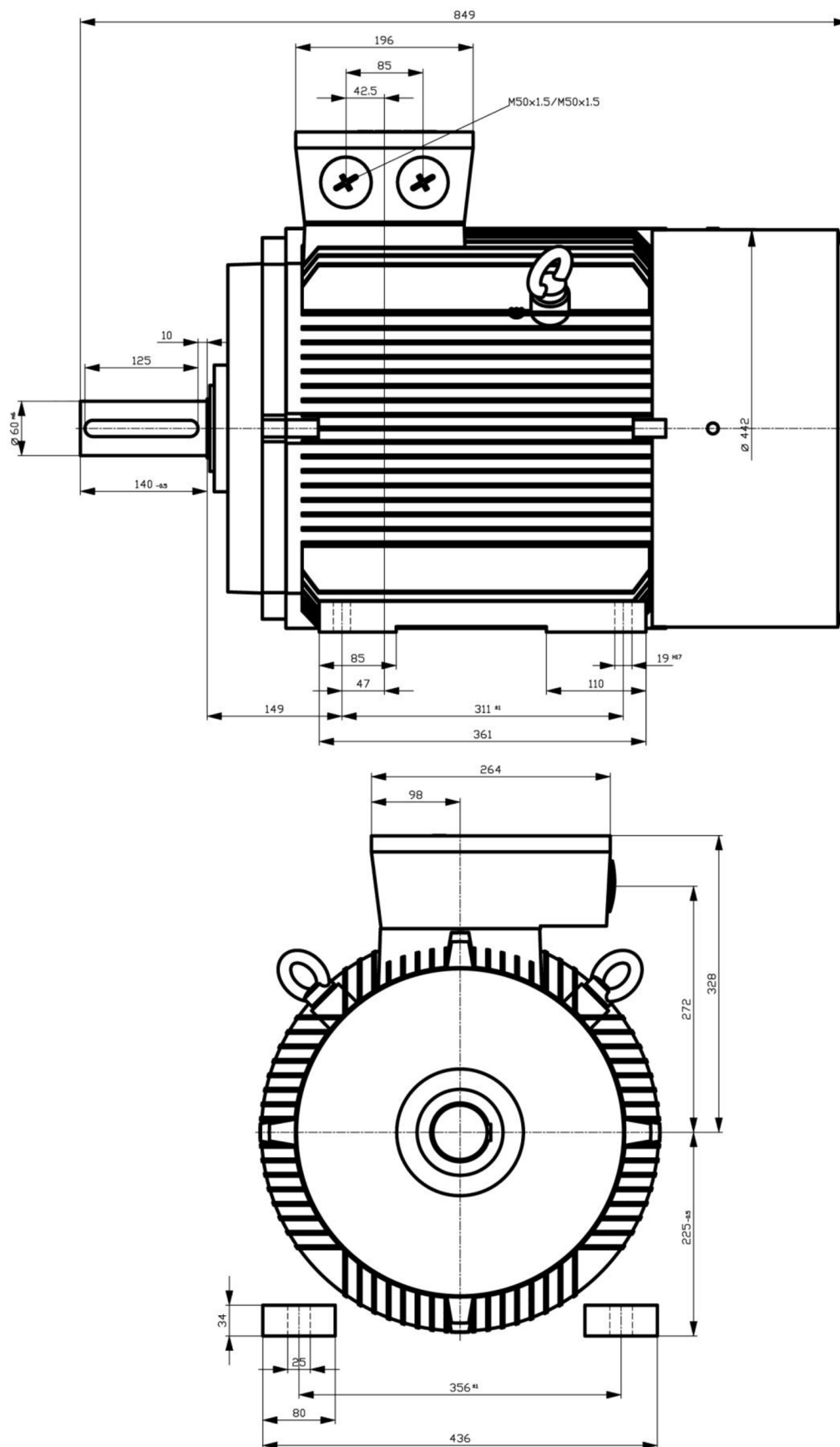
4.1.2 VÝPOČET VÝKONU

$$P = \frac{m_c \cdot g \cdot v_z}{\eta_c \cdot 60} = \frac{12\,181,4 \cdot 9,81 \cdot 10}{0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 60} = 21\,829 \text{ W} = 21,829 \text{ kW} \quad (18)$$

4.1.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

Dle vypočteného výkonu byl zvolen třífázový asynchronní elektromotor SIEMENS SIMOTICS SD 1LG 6223-8AB s těmito parametry [12], str. 163:

- jmenovitý výkon $P = 22 \text{ kW}$
- jmenovité otáčky $n_m = 730 \text{ min}^{-1}$
- momentová přetížitelnost $\xi = 2,4$
- moment setrvačnosti rotoru $I_m = 0,66 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



Obr. 13 Rozměry elektromotoru [13]



4.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

4.2.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{2 \cdot 10}{\pi \cdot 0,315} = 20,21 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

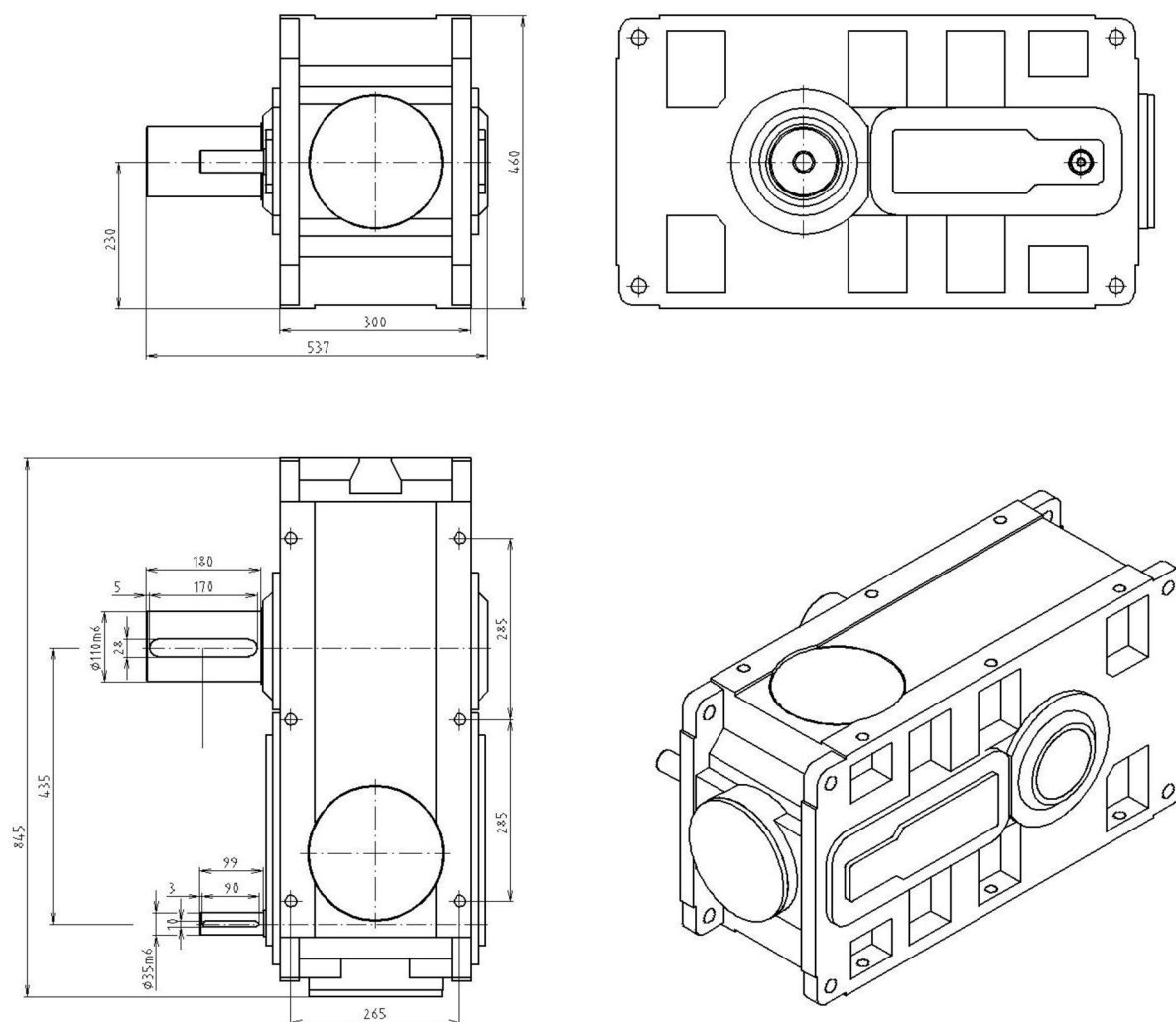
4.2.2 PŘEVODOVÝ POMĚR

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{730}{20,21} = 36,121 \text{ min}^{-1} \quad (20)$$

4.2.3 VOLBA PŘEVODOVKY

Dle vypočteného převodového poměru a přenášeného výkonu byla zvolena převodovka RADICON G143036.H s těmito parametry:

- převodový poměr $i_{ps} = 34,721$ [14], str. 26
- maximální přenášený výkon $P_{\max} = 24,8 \text{ kW}$ [14], str. 31
- maximální radiální zatížení výstupní hřídele $F_{\text{radmax}} = 34\,000 \text{ N}$ [14], str. 20



Obr. 14 Rozměry převodovky

4.2.4 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_{ps}} = \frac{730}{34,721} = 21,025 \text{ min}^{-1} \quad (21)$$

4.2.5 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{zs} = \frac{n_{bs} \cdot D_b \cdot \pi}{i_k} = \frac{21,025 \cdot 0,315 \cdot \pi}{2} = 10,403 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (22)$$



4.2.6 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

Skutečná zdvihová rychlost by se od zadané neměla lišit o více než 6% [1], str. 76.

$$\Delta v_z = |v_z - v_{zs}| = |10 - 10,403| = 0,403 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (23)$$

$$\Delta v_{z\%} = \frac{\Delta v_z}{v_z} \cdot 100 = \frac{0,403}{10} \cdot 100 = 4,03 \% \quad (24)$$

Skutečná zdvihová rychlost se od zadané liší o méně než 6%, zvolená převodovka tedy může být použita.

4.3 KONTROLA MOMENTOVÉ PŘETÍŽITELNOSTI MOTORU

Je potřeba zkontrolovat zda motor nebude při rozběhu přetížen. Motor musí v tomto případě překonávat statický moment břemene, zrychlující moment posouvajících se hmot a zrychlující moment hmot rotujících [8], str. 252.

4.3.1 CELKOVÝ PŘEVODOVÝ POMĚR ZDVIHOVÉHO MECHANISMU

$$i_c = i_{ps} \cdot i_k = 34,721 \cdot 2 = 69,442 \quad (25)$$

4.3.2 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

$$M_Q = \frac{m_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{12\,181,4 \cdot 9,81 \cdot 0,315}{2 \cdot 69,442 \cdot 0,91} = 297,84 \text{ Nm} \quad (26)$$

4.3.3 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT

$$M_{zp} = \frac{m_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} \cdot \frac{v_{zs}}{60 \cdot g \cdot t_a} = \frac{12\,181,4 \cdot 9,81 \cdot 0,315}{2 \cdot 69,442 \cdot 0,91} \cdot \frac{10}{60 \cdot 9,81 \cdot 1} = 5,06 \text{ Nm} \quad (27)$$

kde:

t_a [s] doba rozběhu, dle velikosti motoru bývá 1 ÷ 6 sekund [8], str. 254;
zvoleno 1 s



4.3.4 ZRYCHLUJÍCÍ MOMENT ROTUJÍCÍCH HMOT

V tomto momentu značně převládá moment setrvačnosti rotoru elektromotoru, proto je možno ostatní momenty setrvačnosti zahrnout do součinitele β a použít zjednodušený vztah [8], str. 253:

$$M_{zr} = \beta \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_a} \cdot I_m = 1,3 \cdot \frac{\pi \cdot 730}{30 \cdot 1} \cdot 0,66 = 65,59 \text{ Nm} \quad (28)$$

kde:

β [-] součinitel zahrnující vliv momentu setrvačnosti ostatních rotujících hmot, zvoleno 1,3 dle [8], str. 253

4.3.5 ROZBĚHOVÝ MOMENT ELEKTROMOTORU

$$M_{rozb} = M_Q + M_{zp} + M_{zr} = 297,84 + 5,06 + 65,59 = 368,49 \text{ Nm} \quad (29)$$

4.3.6 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ ROZBĚHOVÝ MOMENT ELEKTROMOTORU

$$M_{rozb.max} = \frac{P \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \cdot \frac{\xi + 1,1}{2} = \frac{22 \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot 730} \cdot \frac{2,4 + 1,1}{2} = 503,627 \text{ Nm} \quad (30)$$

$M_{rozb.max} > M_{rozb}$ Rozběhový moment elektromotoru je menší než dovolená hodnota, zvolený elektromotor tedy při rozběhu nebude přetížen a je možno jej použít.

4.4 NÁVRH BRZDY

Brzdy se volí podle potřebného brzdného momentu, který se spočítá vynásobením statického momentu břemene součinitelem bezpečnosti brzdy [8], str. 268.

4.4.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRŽDĚNÍ

$$M_{Qb} = \frac{m_c \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_c}{2 \cdot i_c} = \frac{12\,181,4 \cdot 9,81 \cdot 0,315 \cdot 0,91}{2 \cdot 69,442} = 246,641 \text{ Nm} \quad (31)$$

4.4.2 BRZDNÝ MOMENT

$$M_b = k_b \cdot M_{Qb} = 1,5 \cdot 246,641 = 369,962 \text{ Nm} \quad (32)$$

kde:

k_b [-] součinitel bezpečnosti brzdy, pro lehký provoz jeřábu je 1,5 [1], str. 78

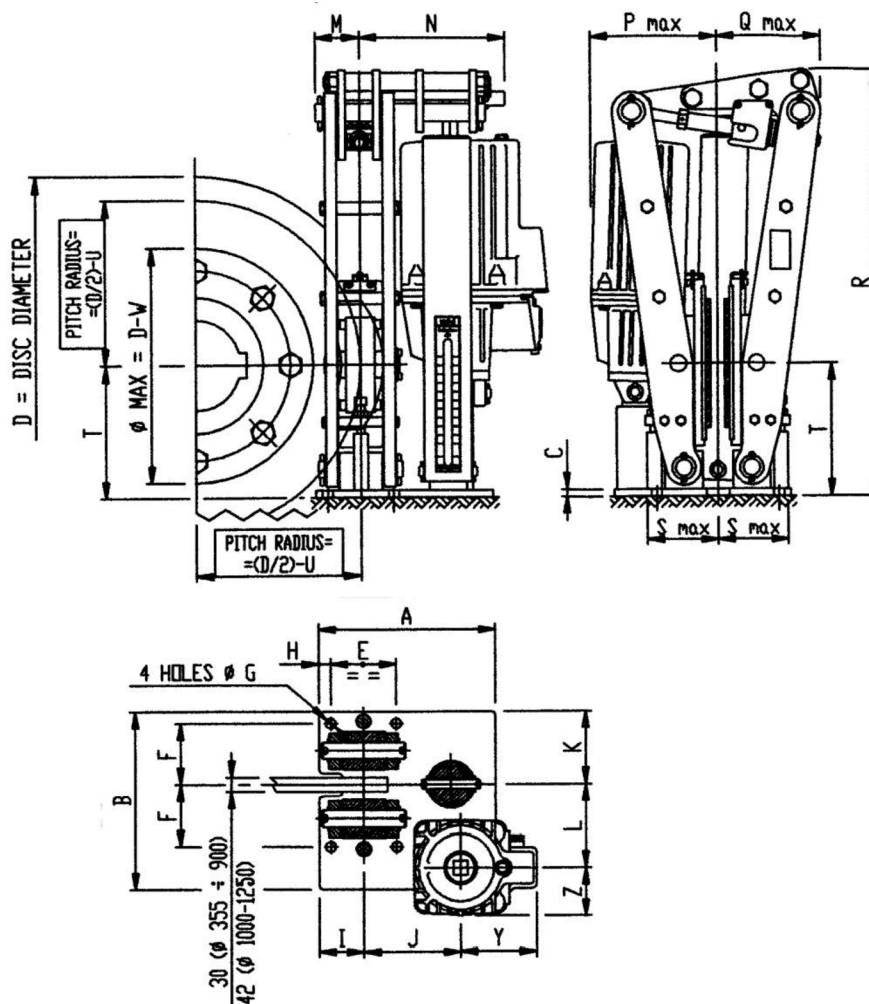


4.4.3 VOLBA BRZDY

Dle vypočteného brzdného momentu byla zvolena kotoučová brzda s elektrohydraulickým odbrzdovačem GALVI PC61HYD023L [15]. Ta je spolu s brzdným kotoučem GALVI GXA0450333L [16] o průměru 450 mm schopná vyvodit brzdný moment $M_{\text{bskut}} = 148 \div 518$ Nm. Rozměry brzdy jsou uvedeny na obr. 15 a v tab. 3.

Tab. 3 Rozměry brzdy GALVI PC61HYD023L [15]

D	A	B	C	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
[mm]													
355	300	300	15	120	80	18	20	80	150	100	140	72	290
P_{max}	Q_{max}	R	S_{max}	T	U	W	Y	Z	hmotnost bez náplně				
[mm]									[kg]				
250	180	670	120	230	40	200	120	80	77				



Obr. 15 Brzda GALVI PC-HYD [15]



4.4.4 KONTROLA DOBY BRZDĚNÍ

Doba brzdění se počítá z přebytku brzdného momentu. Její hodnotu lze přibližně vyjádřit vztahem dle [1], str. 79:

$$t_b = \frac{2 \cdot \pi \cdot \beta \cdot I_m \cdot n_m}{60 \cdot (M_{bn} - M_{Qb})} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,3 \cdot 0,66 \cdot 730}{60 \cdot (518 - 246,641)} = 0,24 \text{ s} \quad (33)$$

Hodnota doby brzdění by se měla pohybovat v rozmezí 0,5 až 1,5 s (nejčastěji 1s). Zvolená brzda je schopna této hodnoty dosáhnout a může tedy být bezpečně použita. Brzdný moment bude potřeba nastavit na hodnotu, při které se bude doba brzdění pohybovat v daném intervalu, aby nedocházelo k velkým rázům.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

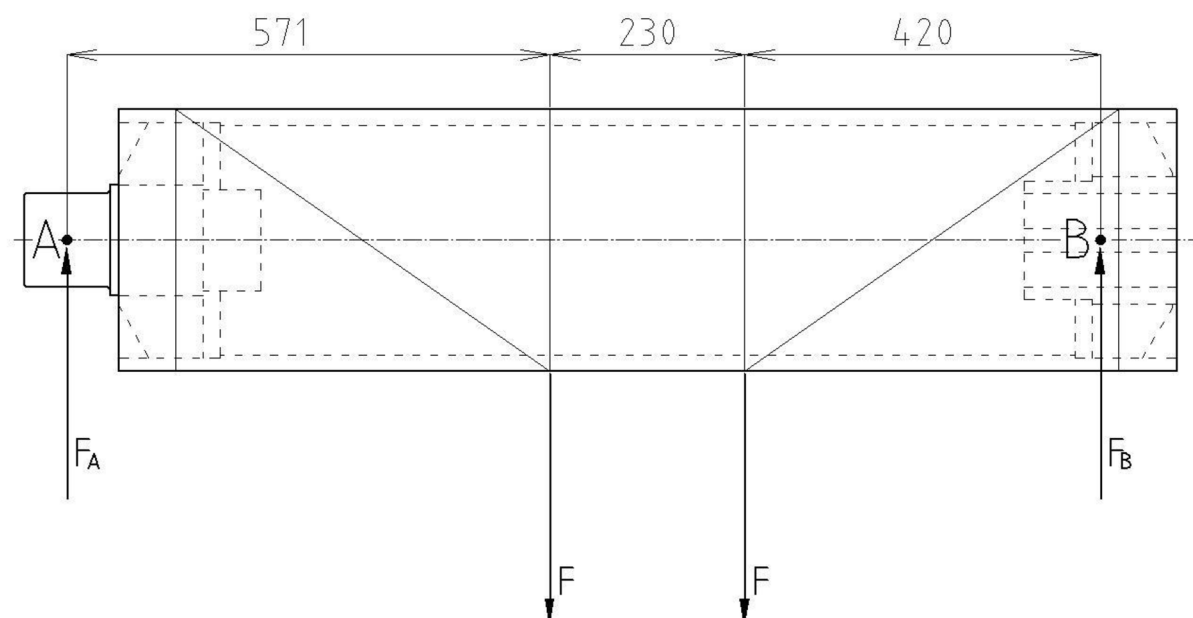
Plášť bubnu je namáhán trojím způsobem: ohybem, krutem a vnějším přetlakem od sevření pláště lanem [1]. Z těchto napětí se určí napětí redukované, pomocí kterého se určí bezpečnost k mezi kluzu.

Plášť lanového bubnu je vyroben z materiálu 11 523, který má mez kluzu $R_e = 333$ MPa.

5.1 SILOVÉ POMĚRY NA LANOVÉM BUBNU

V dalších výpočtech bude lanový buben považován za nosník o dvou podporách.

Rozložení sil odpovídá maximálnímu zatížení a nejvyšší poloze břemene, kdy je lano úplně navinuto na bubnu a tahové síly v lanech jsou nejbližší středu bubnu.



Obr. 16 Rozložení sil na lanovém bubnu



5.1.1 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

ROVNOVÁHA MOMENTŮ

Výsledný moment k bodu A musí být roven nule. Z této podmínky bude určena velikost síly F_B .

$$\sum M_{Ai} = 0 \quad (34)$$

$$-F \cdot 571 - F \cdot (571 + 230) + F_B \cdot (571 + 230 + 420) = 0$$

$$F_B = \frac{F \cdot (2 \cdot 571 + 230)}{(571 + 230 + 420)} = \frac{30\,177 \cdot (2 \cdot 571 + 230)}{(571 + 230 + 420)} = 33\,908 \text{ N}$$

F_B je radiální síla působící na výstupní hřídel převodovky. Její maximální dovolená hodnota je $F_{\text{radmax}} = 34\,000 \text{ N}$. Tato nebude překročena, zvolenou převodovku je tedy možno použít.

ROVNOVÁHA SIL

Buben je zatížen pouze silami působícími ve svislé ose. Součet těchto sil musí být roven nule. Z této podmínky bude určena velikost síly F_A .

$$\sum F_i = 0 \quad (35)$$

$$F_A - 2 \cdot F + F_B = 0$$

$$F_A = 2 \cdot F - F_B = 2 \cdot 30\,177 - 33\,908 = 26\,446 \text{ N}$$



5.2 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

5.2.1 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU

$$x_I \in (0; 0,42 \text{ m})$$

$$M_{oI}(x_I) = F_B \cdot x_I \quad (36)$$

$$M_{oI}(x_I = 0) = F_B \cdot 0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{oI}(x_I = 0,42 \text{ m}) = F_B \cdot 0,42 = 33\,908 \cdot 0,42 = 14\,241,4 \text{ Nm}$$

$$x_{II} \in (0; 0,23 \text{ m})$$

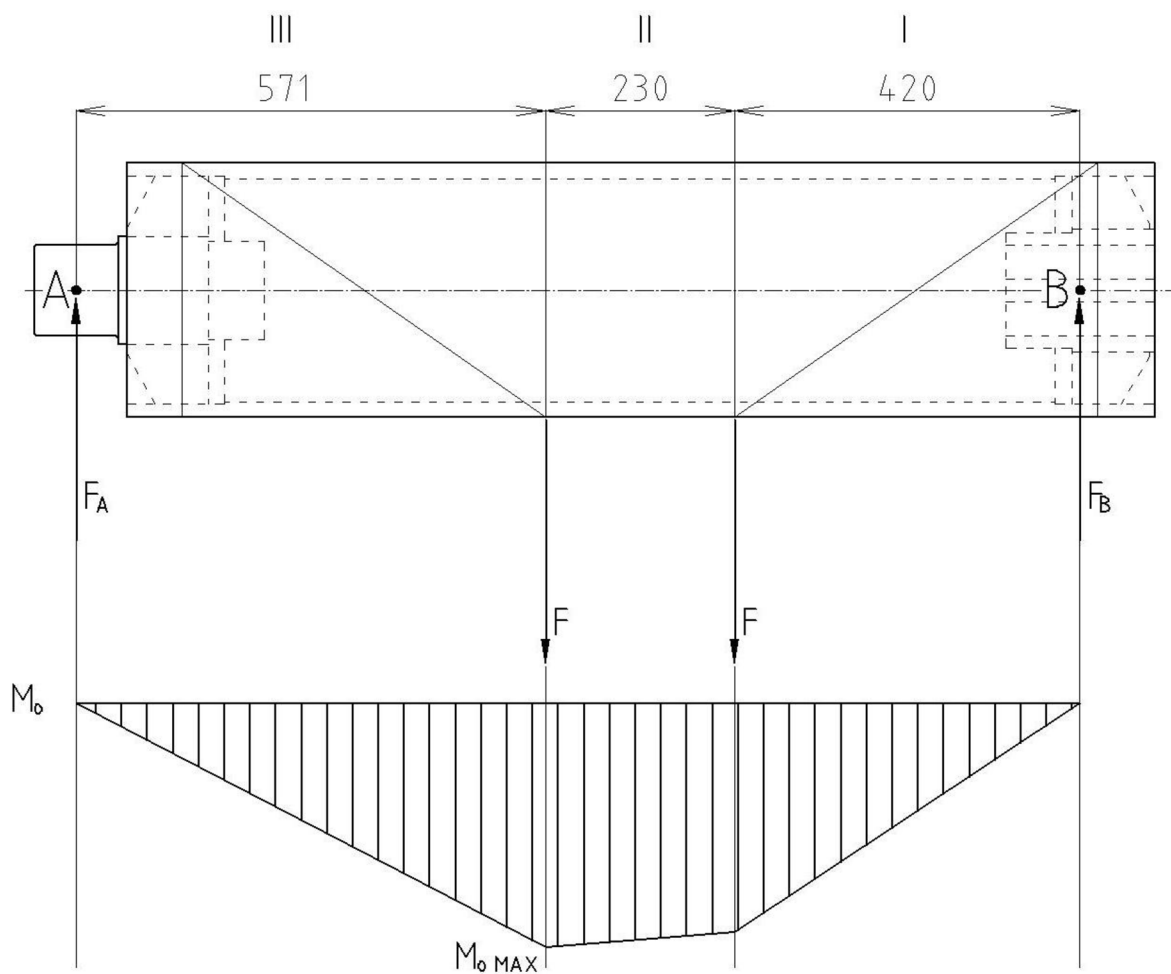
$$M_{oII}(x_{II}) = F_B \cdot (0,42 + x_{II}) - F \cdot x_{II} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} M_{oII}(x_{II} = 0,23 \text{ m}) &= F_B \cdot (0,42 + 0,23) - F \cdot 0,23 = \\ &= 33\,908 \cdot (0,42 + 0,23) - 30\,177 \cdot 0,23 = 15\,099,5 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$x_{III} \in (0; 0,571 \text{ m})$$

$$M_{oIII}(x_{III}) = F_B \cdot (0,42 + 0,23 + x_{III}) - F \cdot (0,23 + x_{III}) - F \cdot x_{III} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} M_{oIII}(x_{III} = 0,571 \text{ m}) &= F_B \cdot (0,42 + 0,23 + 0,571) - F \cdot (0,23 + 0,571) - \\ &- F \cdot 0,571 = 33\,908 \cdot (0,42 + 0,23 + 0,571) - 30\,177 \cdot (0,23 + 0,571) - \\ &- 30\,177 \cdot 0,571 = 0 \text{ Nm} \end{aligned}$$



Obr. 17 Průběh ohybového momentu

5.2.2 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z výpočtu vyplývá, že nejvyšší ohybový moment je na přechodu mezi střední hladkou částí a lanovou drážkou na levé straně.

$$M_{omax} = M_{oII}(x_{II} = 0,23 \text{ m}) = 15\,099,5 \text{ Nm} \quad (39)$$



5.2.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

Modul průřezu v ohybu se určí podle vztahu dle [1], str. 54:

$$W_o = 0,8 \cdot (D_b - d - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (315 - 14 - 15,5)^2 \cdot 15,5 = 1\,010\,727 \text{ mm}^3 \quad (40)$$

kde:

D_b [mm] průměr bubnu, vypočten v rovnici (10)

d [mm] průměr lana

s [mm] tloušťka stěny bubnu, vypočtena v rovnici (16)

5.2.4 NAPĚTÍ V OHYBU

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,MAX} \cdot 1000}{W_o} = \frac{15\,099,5 \cdot 1000}{1\,010\,727} = 14,9 \text{ MPa} \quad (41)$$

5.3 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

5.3.1 KROUTÍCÍ MOMENT

$$M_k = 2 \cdot F \cdot \frac{D_b}{2} = F \cdot D_b = 30\,177 \cdot 0,315 = 9\,505,8 \text{ Nm} \quad (42)$$

5.3.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 1\,010\,727 = 2\,021\,454 \text{ mm}^3 \quad (43)$$

5.3.3 NAPĚTÍ V KRUTU

$$\tau_k = \frac{M_k \cdot 1000}{W_k} = \frac{9\,505,8 \cdot 1000}{2\,021\,454} = 4,7 \text{ MPa} \quad (44)$$



5.4 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

5.4.1 TLAKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t} = \frac{30\,177}{15,5 \cdot 16} = 121,7 \text{ MPa} \quad (45)$$

kde:

t [mm] stoupání drážek lanového bubnu, určeno v tab. 2

5.5 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukované napětí se počítá podle metody HMM ze vztahu dle [1], str. 54:

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{14,9^2 + 121,7^2 + 14,9 \cdot 121,7 + 3 \cdot 4,7^2} = \quad (46) \\ &= 130 \text{ MPa} \end{aligned}$$

5.6 BEZPEČNOST K MEZI KLUZU

Dle [8], str. 108 by se hodnota bezpečnosti k mezi kluzu měla pohybovat mezi 2 až 3.

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{333}{130} = 2,56 \quad (47)$$

Hodnota bezpečnosti k mezi kluzu leží v daném rozmezí. Rozměry i materiál lanového bubnu tedy pevnostně vyhovují a ten tak může být bezpečně použit.



6 DALŠÍ VÝPOČTY

6.1 NÁVRH A KONTROLA LOŽISKA

Pro uložení bubnu bylo zvoleno nedělené stojaté ložiskové těleso SKF SBDD 2222E [17], str. 514 se soudečkovým ložiskem SKF 2222E s těmito parametry [18], str. 718:

- vnitřní průměr $d_{\text{lož}} = 110 \text{ mm}$
- dynamická únosnost $C = 560 \text{ kN}$
- statická únosnost $C_0 = 640 \text{ kN}$
- mezní únavové zatížení $P_u = 63 \text{ kN}$
- mezní otáčky $n_{\text{lož}} = 4\,000 \text{ min}^{-1}$

6.1.1 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska zahrnuje vliv působení axiální síly na ložisko. Jelikož na kontrolované ložisko působí pouze radiální síla F_A a žádná axiální síla, bude platit:

$$P_e = F_A = 26\,446 \text{ N} = 26,446 \text{ kN} \quad (48)$$

6.1.2 TRVANLIVOST LOŽISKA

Výrobce udává pro výpočet trvanlivosti vztah [19]:

$$L_{1mh} = \frac{a_1 \cdot a_{SKF} \cdot 10^6}{60 \cdot n_{bs}} \cdot \left(\frac{C}{P_e}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{0,21 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{60 \cdot 21,025} \cdot \left(\frac{560}{26,446}\right)^{\frac{10}{3}} = 3\,060\,954 \text{ h} \quad (49)$$

kde:

a_1 [-] součinitel spolehlivosti, pro spolehlivost 99% výrobce udává hodnotu 0,21

a_{SKF} [-] součinitel životnosti SKF, je závislý na viskozitě maziva, otáčkách a zatížení, hodnota 0,7 je přibližně určena dle [19]

Výrobce doporučuje minimální trvanlivost ložiska 100 000 h [19]. Tato hodnota je výrazně překročena, ložisko je tedy dostatečně předimenzované a může být použito.



6.2 KONTROLA PERA NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI Z PŘEVODOVKY

Spojení hřídele s nábojem pomocí pera se kontroluje na otlačení. Aby nedošlo k otlačení, nesmí tlak na bocích drážek přesáhnout hodnotu dovoleného tlaku p_D .

6.2.1 DOVOLENÝ TLAK

Ve výpočtu se použije hodnota dovoleného tlaku pro materiál ve spoji, který má nejhorší mechanické vlastnosti. Pro spojení ocel-ocel a zatížení s mírnými rázy bude dovolený tlak:

$$p_D = 0,7 \cdot p_0 = 0,7 \cdot 150 = 105 \text{ MPa} \quad (50)$$

kde:

p_0 [MPa] základní hodnota dovoleného tlaku pro ocel [20] str. 1081

6.2.2 TLAK V PEROVÉM SPOJI

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{d_h \cdot t_1 \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 9\,505\,755}{110 \cdot 6 \cdot (170 - 28)} = 202,8 \text{ MPa} \quad (51)$$

kde:

d_h [mm] průměr výstupní hřídele převodovky

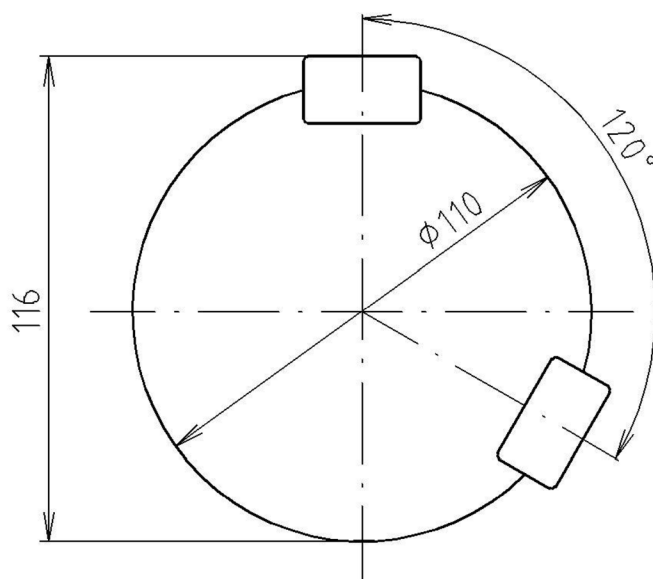
t_1 [mm] hloubka drážky v náboji dle [14], str. 35

b [mm] šířka pera dle [14], str. 35

l [mm] délka pera dle [14], str. 35

Hodnota tlaku je větší než hodnota dovolená a ve spoji by došlo k otlačení drážek. Z tohoto důvodu budou použita pera dvě, pootočená o 120° , jak je zobrazeno na obr. 18. Tlak působící na jedno pero pak bude:

$$p_2 = \frac{p}{2} = \frac{202,8}{2} = 101,4 \text{ MPa} < p_D \quad (52)$$



Obr. 18 Hřídel se dvěma pery



ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh zdvihového mechanismu mostového jeřábu s nosností 8 000 kg. V první a druhé kapitole byla provedena rešerše v současnosti vyráběných jeřábových koček a návrh vlastního řešení. V následující kapitole pak byl proveden návrh rozměrů hlavních částí mechanismu a volba lana. Čtvrtá kapitola se zabývá návrhem a volbou nakupovaných součástí pohonu zdvihového mechanismu. Dále pak byl proveden pevnostní výpočet lanového bubnu a další kontrolní výpočty.

Celý zdvihový mechanismus je zobrazen na přiloženém výkrese sestavení. Aby mohl být tento zdvihový mechanismus uveden do provozu, bylo by potřeba dále navrhnout a zkontrolovat kladnici, pojezdový mechanismus a rám kočky. Taktéž by bylo nutné navrhnout rozmístění prvků elektrických rozvodů, čímž se po dohodě s vedoucím a vzhledem ke svému rozsahu tato práce nezabývá.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDUŠEK, J., ŠKOPÁN, M. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Rektorát VUT v Brně, 1988. 277 s.
- [2] DEMAG. *Demag Seilzug DR-Pro: Zweischienenkatze EZDR 5 - EZDR 10* [online]. ©2013 [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: http://www.demagcranes.cz/Produkte/Produktgruppen/Hebezeuge/Seilzug_DR/Produktdetails/index.jsp?technische_daten
- [3] STAHL. *Wire rope hoists – product information* [online]. ©2010 [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: http://www.stahlcranes.com/_media/download/pdf/produkte/hebezeuge/seilzuege/pi_seilzug_de_en_fr.pdf
- [4] ABUS. *Electric wire rope hoists* [online]. ©2013 [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: <http://www.abuscranes.co.uk/var/abus/storage/original/application/c206d8c4de445b921a95877af294185a.pdf>
- [5] GIGA. *Katalog kladkostrojů GSM* [online]. ©2010 [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/download-107.html>
- [6] DONATI. *Electric wire rope hoists: DRH Series* [online]. ©2012 [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: http://www.donati-europe.com/_modules/download/download/CataloghiNew/drh/Commerciale%20DRH%20MAN16CG08.pdf
- [7] STREET. *VX Heavy duty open winch hoist*. Streetcrane.co.uk [online]. [cit. 2013-02-08]. Dostupné z: http://www.streetcrane.co.uk/vx_hoists.html
- [8] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F. *Jeřáby*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: SNTL, 1975. 648 s.
- [9] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: výpočet podle mezních stavů*. Praha: Český normalizační institut, 1989. 68 s.
- [10] ELIS. *Ocelové lano šestipramenné STANDARD – 6 x 19 = 114 drátů*. Ocelovalana.cz [online]. ©2007-2013. [cit. 2013-03-23]. Dostupné z: <http://ocelovalana.cz/cz/produkt/ocelove-lano-sestipramenne-standard-6-19-114-dratu/>
- [11] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Praha: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6. 907 s.
- [12] SIEMENS. *Simotics Low-Voltage Motors* [online]. ©2012 [cit. 2013-03-24]. Dostupné z: https://www.automation.siemens.com/mcms/infocenter/content/en/Pages/order_form.aspx?nodeKey=key_9181588
- [13] SIEMENS. *Drives Technology Configurator* [online]. 2013 [cit. 2013-04-20]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/dt-configurator>
- [14] RADICON. *Series G Industrial Reducers* [online]. ©2013 [cit. 2013-03-24]. Dostupné z: <http://www.radicon.com/catalogues/industrial-gearboxes/seriesg/seriesgmetric.pdf>



- [15] GALVI. *Galvi calipers PC-HYD with HYDRO electro-hydraulic thruster* [online]. ©1996 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://ftpservice.galvi.it/PDF/Disco/PC-01%20gb.pdf>
- [16] GALVI. *Discs with gear coupling GF GX* [online]. ©1996 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.galvi.com/moduli/catalogo/schedatecnica/31>
- [17] SKF. *SKF bearing housings and roller bearing units* [online]. ©2012 [cit. 2013-03-31]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/12-107915/13186%20EN%20SKF%20bearing%20housings%20and%20roller%20bearing%20units_tcm_12-107915.pdf?WT.oss=bearing%20housing%20catalogue&WT.z_oss_boost=0&tabname=All&WT.z_oss_rank=1
- [18] SKF. *Soudečková ložiska* [online]. [cit. 2013-03-31]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515077.pdf>
- [19] SKF. *Selection of bearing unit size*. SKF.com [online]. [cit. 2013-03-31]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/roller-bearing-units-general/selection-of-bearing-unit-size/index.html>
- [20] SHIGLEY, J., MISCHKE, CH., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0. 1159 s.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_1	[-]	součinitel spolehlivosti ložiska
a_{SKF}	[-]	součinitel životnosti ložiska SKF
b	[mm]	šířka pera
d	[mm]	průměr lana
d_h	[mm]	průměr výstupní hřídele převodovky
$d_{lož}$	[mm]	vnitřní průměr ložiska
g	[m · s ⁻²]	tíhové zrychlení
h	[m]	zdvih jeřábu
i_c	[-]	celkový převodový poměr zdvihového mechanismu
i_k	[-]	převod kladkostroje
i_p	[-]	převodový poměr převodovky
i_{ps}	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
k	[-]	součinitel bezpečnosti lana
k_b	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy
k_k	[-]	bezpečnost k mezi kluzu
l	[mm]	délka pera
l_1	[mm]	délka střední hladké části lanového bubnu
l_2	[mm]	délka krajních hladkých částí na lanovém bubnu
l_b	[mm]	celková délka lanového bubnu
l_z	[mm]	délka závitové části jedné lanové větve
m	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné polovině lanového systému
m_b	[kg]	nosnost jeřábu
m_c	[kg]	celkové zatížení lana s uvážením dynamických účinků
m_k	[kg]	hmotnost kladnice
m_l	[kg]	hmotnost lana
m_{ll}	[kg · m ⁻¹]	délková hmotnost lana
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{bs}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
$n_{lož}$	[min ⁻¹]	mezní otáčky ložiska
n_m	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
p	[MPa]	tlak v perovém spoji
p_0	[MPa]	základní hodnota dovoleného tlaku pro ocel



p_2	[MPa]	tlak v perovém spoji při použití dvou per
p_D	[MPa]	dovolený tlak v perovém spoji
s	[mm]	tloušťka stěny bubnu
t	[mm]	rozteč závitů na lanovém bubnu
t_1	[mm]	hloubka drážky v náboji
t_a	[s]	doba rozběhu elektromotoru
t_b	[s]	doba brzdění
v_z	[m · s ⁻¹]	zdvihová rychlost
v_{zs}	[m · min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
z	[-]	počet navíjených průřezů lana
z_b	[-]	počet závitů na bubnu v jedné lanové větvi
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_0	[kN]	statická únosnost ložiska
D_b	[mm]	průměr lanového bubnu
D_{bmin}	[mm]	minimální průměr lanového bubnu
D_k	[mm]	průměr vodících kladek
D_{kmin}	[mm]	minimální průměr vodících kladek
D_{kv}	[mm]	průměr vyrovnávací kladky
D_{kvmin}	[mm]	minimální průměr vyrovnávací kladky
F	[N]	tahová síla v jednom průřezu lana
F_A	[N]	reakce v bodě A na lanovém bubnu
F_B	[N]	reakce v bodě B na lanovém bubnu
F_j	[N]	jmenovitá únosnost lana
I_m	[kg · m ²]	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru
L	[mm]	navíjená délka lana v jedné větvi lanového bubnu
L_{1mh}	[h]	trvanlivost ložiska
M_b	[Nm]	brzdny moment
M_{bskut}	[Nm]	skutečný brzdny moment
M_k	[Nm]	kroucí moment
M_{oI}	[Nm]	ohybový moment v první části lanového bubnu
M_{oII}	[Nm]	ohybový moment ve druhé části lanového bubnu
M_{oIII}	[Nm]	ohybový moment v třetí části lanového bubnu
M_{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment
M_Q	[Nm]	statický moment břemene



M_{Qb}	[Nm]	statický moment břemene při brzdění
$M_{roz b}$	[Nm]	rozběhový moment elektromotoru
$M_{roz b,max}$	[Nm]	maximální dovolený rozběhový moment elektromotoru
M_{zp}	[Nm]	zrychlující moment posouvajících se hmot
M_{zr}	[Nm]	zrychlující moment rotujících hmot
P	[W]	výkon elektromotoru
P_e	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
P_{max}	[kW]	maximální výkon přenášený převodovkou
P_u	[kN]	mezní únavové zatížení ložiska
R_e	[MPa]	mez kluzu
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
Δv_z	[m · min ⁻¹]	rozdíl zdvihových rychlostí
$\Delta v_{z\%}$	[%]	procentuální odchylka zdvihové rychlosti
α_b	[-]	součinitel velikosti lanového bubnu
α_k	[-]	součinitel velikosti vodících kladek
α_{kv}	[-]	součinitel velikosti vyrovnávací kladky
β	[-]	součinitel zahrnující vliv momentu setrvačnosti ostatních rotujících hmot
γ_{l0}	[-]	součinitel zatížení od jmenovitého břemene
δ_h	[-]	dynamický součinitel zdvihový
η	[-]	účinnost jedné kladky
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_c	[-]	celková účinnost zdvihového mechanismu
η_p	[-]	účinnost převodovky
η_k	[-]	účinnost kladkostroje
ξ	[-]	momentová přetížitelnost elektromotoru
σ_j	[MPa]	jmenovitá pevnost drátů lana
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu



SEZNAM PŘÍLOH

Zdvihový mechanismus 8t	3B – 01 – 00	výkres sestavy
Lanový buben	3B – 01 – 01 – 00	výkres svařovací sestavy
CD s elektronickou verzí práce		